

Universitat Politècnica de València  
Departamento de Máquinas y Motores  
Térmicos

---



ESTUDIO DEL EFECTO DE DIFERENTES  
ESTRATEGIAS DE FORMACIÓN DE LA MEZCLA  
SOBRE LAS EMISIONES GASEOSAS Y DE  
PARTÍCULAS EN NUEVOS CONCEPTOS DE  
COMBUSTIÓN DE MOTORES DE ENCENDIDO POR  
COMPRESIÓN

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Lian Soto Izquierdo

Dirigida por:

Dr. Vicente Bermúdez Tamarit

Valencia, Junio 2020



## Tesis Doctoral

# ESTUDIO DEL EFECTO DE DIFERENTES ESTRATEGIAS DE FORMACIÓN DE LA MEZCLA SOBRE LAS EMISIONES GASEOSAS Y DE PARTÍCULAS EN NUEVOS CONCEPTOS DE COMBUSTIÓN DE MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Presentada por: Lian Soto Izquierdo  
Dirigida por: Dr. Vicente Bermúdez Tamarit

Tribunal:

Presidente: Prof. José Vicente Pastor  
Secretario: Prof. Octavio Armas Vergel  
Vocales: Profa. María del Pilar Dorado Pérez

Examinadores:

Profa. María del Pilar Dorado Pérez  
Profa. María Reyes García Contreras  
Profa. Eloísa Torres Jiménez

Valencia, Junio 2020





## Resumen

En los últimos años, las normativas que regulan las emisiones contaminantes producidas por los MCIAs han reducido significativamente los límites máximos permisibles. En este escenario, la comunidad científica ha venido desarrollando nuevos dispositivos y estrategias que proporcionen una reducción de las emisiones contaminantes. La investigación en nuevos conceptos de combustión LTC (*“Low Temperature Combustion”*) como alternativa a la combustión diésel convencional en los MEC, es una de estas estrategias que viene mostrando excelentes resultados. No obstante, todavía existen algunas limitaciones que no permiten la implementación de estas nuevas estrategias de combustión en condiciones reales de operación. Tales como, los elevados niveles de emisiones de UHC y CO a baja carga y la excesiva presión en cámara a alta carga de operación.

En este contexto, el objetivo principal de esta tesis doctoral consiste en evaluar en nuevos conceptos premezclados LTC, el impacto que tienen diferentes estrategias de inyección y de renovación de la carga sobre los procesos de preparación de la mezcla aire-combustible y combustión, así como su efecto sobre las emisiones contaminantes reguladas (UHC, CO, NO<sub>x</sub> y PM), incluyendo un análisis de la distribución de tamaño de partículas. Estas estrategias se llevaron a cabo en el concepto PPC (*“Partially Premixed Combustion”*) de gasolina y en los conceptos de combustión dual-fuel del modo de operación DMDF (*“Dual-Mode Dual-Fuel”*). El modo DMDF emplea dos combustibles de diferente reactividad y cambia de combustión RCCI (*“Reactivity Controlled Compression Ignition”*) completamente premezclada a baja carga a combustión dual-fuel de naturaleza difusiva a alta carga de operación.

Para la consecución de dicho objetivo se ha realizado un estudio teórico-experimental basado en variaciones paramétricas de la presión de inyección, del ángulo de inicio de inyección de combustible, del cruce de válvula y de la tasa de EGR. Los ensayos experimentales se ejecutaron en dos motores de investigación diferentes. El concepto PPC se analizó en un MEC-ID de 2T, y las estrategias de combustión del modo DMDF se investigaron en un MEC-ID de 4T. Los resultados se analizaron sobre la base de los datos obtenidos directamente de los ensayos experimentales, así como de los obtenidos a partir de modelos de diagnóstico de la combustión y del proceso de renovación de la carga.

A través de estos estudios se ha profundizado en la comprensión de los fenómenos que intervienen en los conceptos premezclados LTC. Siendo

posible afirmar, que, en estas estrategias premezcladas de combustión existe un importante rango para definir las condiciones del proceso de mezcla aire-combustible. Sin embargo, se requiere un adecuado ajuste de los parámetros que afectan el proceso de mezcla, ya que estos definirán el desarrollo del proceso de combustión y los niveles de emisiones contaminantes.

## Resum

En els últims anys, les normatives que regulen les emissions contaminants produïdes pels MCIA han disminuït significativament els límits màxims permissibles. En aquest escenari, la comunitat científica ha desenvolupat nous dispositius i estratègies que proporcionin una reducció de les emissions contaminants. La investigació en nous conceptes de combustió LTC ("*Low Temperature Combustion*") com a alternativa a la combustió dièsel convencional en els MEC, és una d'aquestes estratègies que està mostrant excel·lents resultats. No obstant això, encara hi ha algunes limitacions que no permeten la implementació d'aquestes noves estratègies de combustió en condicions reals d'operació. Com, els elevats nivells d'emissions de UHC i CO a baixa càrrega i l'excessiva pressió en càmera a alta càrrega d'operació.

En aquest context, l'objectiu principal d'aquesta tesi doctoral consisteix a avaluar en nous conceptes premescladas LTC, l'impacte que tenen diferents estratègies d'injecció i de renovació de la càrrega sobre els processos de preparació de la barreja aire-combustible i combustió, així com el seu efecte sobre les emissions contaminants regulades (UHC, CO, NOx i PM), incloent una anàlisi de la distribució de mida de partícules. Aquestes estratègies es van dur a terme en el concepte PPC ("*Partially Premixed Combustion*") de gasolina i en els conceptes de combustió dual-fuel de la manera d'operació DMDF ("*Dual-Mode Dual-Fuel*"). La manera DMDF empra dos combustibles de diferent reactivitat i canvia de combustió RCCI ("*Reactivity Controlled Compression Ignition*") completament premesclada a baixa càrrega a combustió dual-fuel de naturalesa difusiva a alta càrrega d'operació.

Per a la consecució d'aquest objectiu s'ha realitzat un estudi teòric-experimental basat en variacions paramètriques de la pressió d'injecció, de l'angle inicial d'injecció de combustible, de l'encreuament de vàlvula i de la taxa d'EGR. Els assajos experimentals es van executar en dos motors de investigació diferents. El concepte PPC es va analitzar en un MEC-ID de 2T, i les estratègies de combustió de la manera DMDF es van investigar en un MEC-ID de 4T. Els resultats es van analitzar sobre la base de les dades obtingudes directament dels assajos experimentals, així com dels obtinguts a partir de models de diagnòstic de la combustió i de el procés de renovació de la càrrega.

A través d'aquests estudis s'ha aprofundit en la comprensió dels fenòmens que intervenen en els conceptes premescladas LTC. Sent

possible afirmar que, en aquestes estratègies premescladas de combustió existeix un important rang per definir les condicions de l'procés de mescla aire-combustible. No obstant això, es requereix un adequat ajust dels paràmetres que afecten el procés de mescla, ja que aquests definiran el desenvolupament de el procés de combustió i els nivells d'emissions contaminants.

## **Abstract**

In recent years, the pollutant emission regulations of the reciprocating internal combustion engines have significantly reduced the maximum permissible limits. This way, the scientific community has been investing in the development of new devices and strategies that provide a reduction in pollutant emissions. The research into new low-temperature combustion (LTC) concepts as an alternative to conventional diesel combustion in compression ignition engines is one of these strategies that has been showing excellent results. However, there are still some limitations that do not allow the implementation of these new combustion strategies under real operating conditions. Such as the high levels of UHC and CO emissions at low load and the excessive in-cylinder pressure at high load.

In this context, the main objective of this doctoral thesis is to evaluate, in new premixed LTC concepts, the impact of the different injection and air management strategies over the air-fuel mixture and combustion process, as well as, its effect on regulated pollutant emissions (UHC, CO, NO<sub>x</sub> and PM), including an analysis of the particle size distribution. These strategies were carried out in the partially premixed combustion (PPC) concept and in the dual-fuel combustion concepts of the dual-mode dual-fuel (DMDF) operation mode. The DMDF mode uses two fuels of different reactivity and switches from fully premixed reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion at low load to dual-fuel diffusive combustion at high load.

To achieve this objective, a theoretical-experimental study based on parametric variations of the injection pressure, the start of injection, valve overlap period and EGR rate has been carried out. The experimental tests were run on two different research engines. The PPC concept was analyzed on a two-stroke poppet-valves engine, and the combustion strategies of the DMDF mode were investigated on a four-stroke compression ignition engine. The results were analyzed on the basis of the data obtained directly from the experimental tests, as well as, those obtained from diagnostic models of the combustion and air management.

Through these studies, it has been possible to deepen in the understanding of the phenomenas that intervene in the premixed LTC concepts. Being possible to affirm that, in these premixed combustion strategies, there is an important range to define the conditions of the air-fuel mixture process. However, an adequate adjustment of the parameters that affect the mixture process is required, since these will define the

development of the combustion process and the levels of pollutant emissions.

*A mi padre.*





## Agradecimientos

La finalización de esta tesis doctoral ha sido posible gracias a la colaboración directa o indirecta de varias personas, a las cuales me gustaría mostrar mis agradecimientos en las siguientes líneas:

En primer lugar, me gustaría expresar un especial agradecimiento a mi director de tesis, *Vicente Bermúdez*. Su asesoramiento y contribución al desarrollo de esta investigación han sido fundamentales para mi formación doctoral y profesional. Además, a esto se le puede sumar su apoyo incondicional, sus buenos consejos, y los excelentes momentos compartidos. Así mismo, un agradecimiento especial a *Santiago Ruiz* por toda su ayuda y sus amenas charlas a lo largo de estos años.

Adicionalmente, debo agradecer al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, y en especial a sus directores *Francisco Payri* y *José María Desantes* por permitirme formar parte de este excelente grupo de investigación. De igual manera, mi gratitud al personal de secretaría por su apoyo con todos los trámites burocráticos.

También, quiero extender mis agradecimientos a todo el equipo del laboratorio de emisiones: *Juan Antonio*, *Gabriel Alcantarilla*, *Raúl Luján*, *Sergi Soro*, *Daniel Lérída*, *Vicente Esteve* entre otros compañeros, por todo el soporte técnico brindado y los divertidos momentos de desconstrucción. Y en especial, a *Antonio Pires* por su paciencia y disposición al enseñarme todo lo relacionado con las herramientas de medida de emisiones contaminantes. No puedo dejar de agradecer a mis excolegas de doctorado, *Vicente Boronat* y *Kevin Thein* por las incontables horas que hemos estado trabajando juntos y el continuo e importante intercambio de informaciones.

Finalmente, pero no menos importante, un profundo agradecimiento a mi familia. A mi querida esposa que me ha seguido en esta gran aventura, compartiendo conmigo los buenos y malos momentos de esta experiencia, gracias mi amor. A mi madre por su apoyo incondicional y su infinita preocupación por mi bienestar. A mi padre por su constante inquietud por mi crecimiento profesional, y en especial por ser la persona que más me motivó para la realización de este doctorado. A mis hermanas, mi prima *Patricia* y mi tía *Fina* que a pesar de la distancia han estado al tanto de todo lo que me ha sucedido en estos últimos 4 años. Muchas gracias a todos.



# Tabla de Contenidos

<b>Capítulo 1</b> .....	<b>1</b>
1.1 Marco científico y tecnológico .....	2
1.2 Objetivos.....	12
1.3 Estructura .....	12
1.4 Bibliografía del Capítulo 1.....	16
<b>Capítulo 2</b> .....	<b>21</b>
2.1 Introducción .....	22
2.2 Combustión diésel convencional en un MEC .....	22
2.2.1 Descripción del proceso de combustión.....	23
2.2.2 Estructura de la llama y formación de contaminantes.....	24
2.3 Estrategias de combustión a baja temperatura - LTC.....	26
2.3.1 Estrategia de combustión PPC .....	30
2.3.2 Estrategia de combustión RCCI .....	36
2.4 Modo de operación DMDF (Dual-Mode Dual-Fuel).....	39
2.4.1 Operación a baja carga: Combustión RCCI completamente premezclada.....	40
2.4.2 Operación a media carga: Combustión RCCI altamente premezclada.....	41
2.4.3 Operación a alta carga: Combustión dual-fuel de naturaleza difusiva .....	42
2.5 Bibliografía del Capítulo 2.....	43
<b>Capítulo 3</b> .....	<b>51</b>
3.1 Introducción .....	52
3.2 Monóxido de Carbono - CO.....	53
3.3 Hidrocarburos sin quemar - UHC .....	55
3.4 Óxidos de nitrógeno - NOx .....	57

<b>3.5 Material Particulado - PM .....</b>	<b>60</b>
3.5.1 Formación del material particulado sólido - Hollín .....	60
3.5.2 Formación del material particulado volátil - SOF .....	63
3.5.3 Distribución de tamaño de partículas - PSD .....	66
<b>3.6 Bibliografía del Capítulo 3.....</b>	<b>69</b>
<b>Capítulo 4.....</b>	<b>75</b>
<b>4.1 Introducción .....</b>	<b>77</b>
<b>4.2 Motores empleados .....</b>	<b>77</b>
4.2.1 MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC.....	77
4.2.2 Característica del MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF .....	82
<b>4.3 Salas de ensayos y equipos de medidas .....</b>	<b>85</b>
4.3.1 Sistema de regulación de par y régimen de giro en el motor....	87
4.3.2 Sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR.....	88
4.3.3 Sistema auxiliar de suministro de combustible .....	90
4.3.4 Sistemas auxiliares de lubricación y refrigeración .....	94
4.3.5 Sistema de adquisición de datos.....	94
4.3.6 Medida de los compuestos gaseosos .....	97
4.3.7 Medida de la concentración numérica de partículas .....	99
4.3.8 Protocolo experimental.....	105
<b>4.4 Herramientas teóricas .....</b>	<b>108</b>
4.4.1 Cálculo de parámetros del proceso de combustión, del sistema de inyección y del rendimiento del motor .....	108
4.4.2 Cálculo de parámetros del proceso de renovación de la carga .....	113
4.4.3 Cálculo de los índices de emisiones contaminantes.....	118
<b>4.5 Bibliografía del Capítulo 4.....</b>	<b>120</b>
<b>Capítulo 5.....</b>	<b>125</b>

<b>5.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>127</b>
<b>5.2</b>	<b>Definición del estudio paramétrico .....</b>	<b>128</b>
<b>5.3</b>	<b>Influencia de los parámetros del sistema de inyección .....</b>	<b>130</b>
5.3.1	Efectos de la presión de inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes.....	131
5.3.2	Efectos del inicio de la segunda inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	139
5.3.3	Efectos del inicio de la tercera inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	144
<b>5.4</b>	<b>Influencia de los parámetros del proceso de renovación de la carga .....</b>	<b>148</b>
5.4.1	Efectos de la duración del cruce de válvula sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	150
5.4.2	Efectos de la tasa de EGR sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes.....	156
<b>5.5</b>	<b>Influencia del régimen de giro y la carga sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....</b>	<b>160</b>
<b>5.6</b>	<b>Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes..</b>	<b>162</b>
<b>5.7</b>	<b>Conclusiones del Capítulo 5 .....</b>	<b>166</b>
<b>5.8</b>	<b>Bibliografía del Capítulo 5.....</b>	<b>168</b>
	<b>Capítulo 6.....</b>	<b>171</b>
<b>6.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>172</b>
<b>6.2</b>	<b>Definición del estudio paramétrico .....</b>	<b>173</b>
<b>6.3</b>	<b>Influencia del inicio de la segunda inyección diésel sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes.....</b>	<b>176</b>
<b>6.4</b>	<b>Influencia de la tasa de EGR sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes.....</b>	<b>184</b>
<b>6.5</b>	<b>Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes..</b>	<b>191</b>
<b>6.6</b>	<b>Análisis comparativo entre los modos DMDF y CDC en términos de combustión y de emisiones contaminantes .....</b>	<b>195</b>

<b>6.7 Análisis comparativos entre las estrategias PPC, DMDF y CDC en términos de distribución de tamaño de partículas .....</b>	<b>199</b>
<b>6.8 Conclusiones del Capítulo 6.....</b>	<b>200</b>
<b>6.9 Bibliografía del Capítulo 6.....</b>	<b>202</b>
<b>Capítulo 7.....</b>	<b>205</b>
<b>7.1 Síntesis y conclusiones .....</b>	<b>206</b>
7.1.1 Conclusiones referentes al concepto de combustión PPC .....	207
7.1.2 Conclusiones referentes al modo de operación DMDF.....	209
<b>7.2 Trabajos futuros.....</b>	<b>212</b>
<b>7.3 Producción científica.....</b>	<b>213</b>



# Índice de Figuras

<b>Figura 1.1.</b> Evolución de los límites máximo de emisiones para (a) vehículos ligeros con motorización MEC y (b) vehículos pesados con motorización MEC (ambos categoría M1). .....	5
<b>Figura 1.2.</b> Estructura y metodología de trabajo en la tesis doctoral. ....	15
<b>Figura 2.1.</b> Tasa de inyección de combustible (arriba), de liberación de calor y presión en cámara (abajo) para un MEC en modo CDC. Etapas de la combustión: 1. Retraso al autoencendido, 2. Combustión premezclada, 3. Combustión por difusión y 4. Combustión final.....	23
<b>Figura 2.2.</b> Características de la llama de difusión en la etapa cuasiestacionaria de del tradicional proceso de combustión diésel (adaptado de [5] y [6]). .....	25
<b>Figura 2.3.</b> Regiones que ocupan el modo CDC y los conceptos de combustión LTC, PPC, RCCI y HCCI en el mapa $F_r$ -T de formación de hollín y de NO <sub>x</sub> (adaptado de [12]). .....	27
<b>Figura 2.4.</b> Evolución del proceso de combustión a través de imágenes de quimioluminiscencia durante la operación de un MEC en modo CDC y HCCI (adaptado de [16] y [17]). .....	28
<b>Figura 2.5.</b> Evolución típica de las curvas de liberación de calor y presión en cámara para la combustión PPC. ....	31
<b>Figura 2.6.</b> Evolución de las temperaturas y el grado de estratificación de la mezcla a través de estudios de simulación y de imágenes de quimioluminiscencia, en combustión HCCI y PPC (adaptado de [27]). .....	32
<b>Figura 2.7.</b> Simulación de la penetración del chorro de combustible y su impacto en la presión en cámara (adaptado de [33]). .....	33
<b>Figura 2.8.</b> Eficiencia de la combustión y emisiones de CO y UHC para gasolinas con diferentes valores de RON en un MEC con combustión PPC (adaptado de [42]). .....	35



<b>Figura 2.9.</b> Esquema del sistema de inyección de combustible propuesto por Inagaki et al. [52] para implementar el concepto RCCI en un MEC. ....	37
<b>Figura 2.10.</b> Curvas de liberación de calor y presión en cámara para diferentes procesos de combustión (CDC, HCCI y RCCI) en un MEC (adaptado de [57]). ....	38
<b>Figura 2.11.</b> Estrategias de inyección y combustión utilizadas para operar todo el mapa de un MEC en condiciones dual-fuel (adaptado de [63]). ....	39
<b>Figura 2.12.</b> Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión RCCI completamente premezclada. ....	41
<b>Figura 2.13.</b> Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión RCCI altamente premezclada. ....	42
<b>Figura 2.14.</b> Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión dual-fuel de naturaleza difusiva. ....	43
<b>Figura 3.1.</b> Emisión de CO en función de $\lambda$ (a) para cuatro puntos de operación en un MEC y (b) para diferentes valores de relación de compresión en un MEC con combustión HCCI (Adaptado de [1] y [2]). ....	53
<b>Figura 3.2.</b> Tasa típica de reacción de $\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$ , a partir de la literatura (Adaptado de [5]). ....	54
<b>Figura 3.3.</b> Emisión de UHC (a) en función de $\lambda$ para tres formulaciones diferentes de combustibles en un MEC (b) en función del LP-EGR y HP-EGR en un MEC con combustión PPC (adaptado de [8] y [4]).	55
<b>Figura 3.4.</b> Emisión de UHC y cantidad de combustible líquido depositado fuera del bowl durante un barrido del SOI, en un MEC (adaptado de [14]) ....	57
<b>Figura 3.5.</b> Emisión de NOx (a) durante la operación en dos estrategias de combustión (CDC y RCCI) en un MEC y (b) en función del IP en un MEC con combustión PPC (adaptado de [18] y [19]). ....	60
<b>Figura 3.6.</b> Etapas en el proceso de formación de hollín (adaptado de [25]). ....	61

<b>Figura 3.7.</b> Características morfológicas de las partículas que se forman en los modos (a) CDC y (b) LTC (adaptado de [47]).	65
<b>Figura 3.8.</b> Genérica distribución de tamaño de partículas en MCIA actuales.	66
<b>Figura 3.9.</b> Distribución de tamaño de partículas en un MEC durante su operación en los modos (a) LTC y (b) CDC (adaptado de [47]).	67
<b>Figura 3.10.</b> Comportamiento de la PSD en función (a) de la relación de compresión en un MEC en modo CDC y (b) de la variación de $\lambda$ en MEC con combustión dual-fuel (adaptado de [54] y [55]).	68
<b>Figura 3.11.</b> Análisis de la PSD para diferentes valores de (a) IP en un MEP-ID sobrealimentado (b) de SOI en MEC con combustión PPC (adaptado de [56] y [57]).	69
<b>Figura 4.1.</b> Diseño del cilindro y disposición de la válvula en el monocilíndrico MEC-DI de 2T.	79
<b>Figura 4.2.</b> Eventos del diagrama de distribución para diferentes tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape en el MEC-DI de 2T.	81
<b>Figura 4.3.</b> Esquema de la configuración del MEC-DI de 4T para el estudio de la estrategia DMDF.	83
<b>Figura 4.4.</b> Esquema que incluye las dos salas de ensayo para el análisis de la combustión PPC en el MEC-DI de 2T y del modo DMDF en el MEC-DI de 4T.	86
<b>Figura 4.5.</b> Esquema del sistema de suministro de combustible utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC.	91
<b>Figura 4.6.</b> Esquema del sistema de suministro de combustible utilizado en el MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF.	93
<b>Figura 4.7.</b> Diagrama de fases del material volátil para diferentes sistemas de dilución.	100

<b>Figura 4.8.</b> Esquema del principio de funcionamiento del sistema RDT – MD19-3E RD utilizado en esta investigación.....	102
<b>Figura 4.9.</b> Esquema del principio de funcionamiento de los dispositivos que integran el SMPS 3936L75 para la medida de la concentración numérica de partículas. ....	103
<b>Figura 4.10.</b> Procedimiento de medida y de detección de errores.	106
<b>Figura 4.11.</b> Parámetros obtenidos del CALMEC para analizar el proceso de combustión.....	112
<b>Figura 5.1.</b> Efecto de la variación de IP sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC.....	132
<b>Figura 5.2.</b> Efecto de la variación de IP sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50), $P_{max}$ , $dp/d\alpha_{max}$ y $T_{mezcla}$ en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	133
<b>Figura 5.3.</b> Efecto de la variación de IP sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$ y $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación $CoV_{P_{max}}$ y $COV_{pmi}$ en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	134
<b>Figura 5.4.</b> Efecto de la variación de IP sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	135
<b>Figura 5.5.</b> Efecto de la variación de IP sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC.....	138
<b>Figura 5.6.</b> Efecto de la variación de $SOE_2$ sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC.....	139
<b>Figura 5.7.</b> Efecto de la variación del $SOE_2$ sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50), $P_{max}$ , $dp/d\alpha_{max}$ y $T_{mezcla}$ en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	140
<b>Figura 5.8.</b> Efecto de la variación del $SOE_2$ sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$ y $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación $CoV_{P_{max}}$ y $COV_{pmi}$ en los tres modos de operación del concepto PPC.....	141

**Figura 5.9.** Efecto de la variación del  $SOE_2$  sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y  $NO_x$ ) en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 142

**Figura 5.10.** Efecto de la variación del  $SOE_2$  sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 143

**Figura 5.11.** Efecto de la variación de  $SOE_3$  sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC de gasolina. .... 144

**Figura 5.12.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{max}$ ,  $dp/d\alpha_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 145

**Figura 5.13.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $CoV_{P_{max}}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 146

**Figura 5.14.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y  $NO_x$ ) en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 147

**Figura 5.15.** Efecto de la variación de  $SOE_3$  sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 148

**Figura 5.16.** Efecto de la variación de OLAP sobre el  $F_r$  y el IGR en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 150

**Figura 5.17.** Efecto de la variación de OLAP sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 151

**Figura 5.18.** Efecto de la variación de OLAP sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{max}$ ,  $dp/d\alpha_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 152

**Figura 5.19.** Efecto de la variación de OLAP sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $CoV_{P_{max}}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC. .... 153

<b>Figura 5.20.</b> Efecto de la variación de OLAP sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	154
<b>Figura 5.21.</b> Efecto de la variación de OLAP sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC .....	155
<b>Figura 5.22.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el $F_r$ y el IGR en los tres modos de operación del concepto PPC.....	156
<b>Figura 5.23.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC de gasolina.....	157
<b>Figura 5.24.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50), $P_{max}$ , $dp/d\alpha_{max}$ y $T_{mezcla}$ en los tres modos de operación del concepto PPC.....	158
<b>Figura 5.25.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el $g_i$ , $g_{i,corr}$ , $CoV_{P_{max}}$ y $COV_{pmi}$ en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	158
<b>Figura 5.26.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC. ....	159
<b>Figura 5.27.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC .....	160
<b>Figura 5.28.</b> Efecto de los modos de operación sobre la $P_{max}$ , $F_r$ , $T_{mezcla}$ y las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en el concepto PPC. ....	161
<b>Figura 5.29.</b> Efecto de los modos de operación sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en el concepto PPC.....	162
<b>Figura 5.30.</b> Efecto de la $P_{max}$ y el $T_{mezcla}$ sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación de IP y SOE <sub>2</sub> , en el concepto PPC. ....	163

**Figura 5.31.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del OLAP y EGR, en el concepto PPC. .... 164

**Figura 5.32.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx y la concentración de partículas de la moda de nucleación, durante la variación del IP, OLAP y EGR, en modo de operación A2000. .... 164

**Figura 5.33.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx y la concentración total de partículas, durante la variación del SOE<sub>3</sub>, en el concepto PPC. .... 165

**Figura 5.34.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $F_r$  sobre las emisiones de CO y UHC, durante la variación del IP Y SOE<sub>2</sub>, en el concepto PPC..... 166

**Figura 5.35.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $F_r$  sobre las emisiones de CO y UHC, durante la variación del OLAP, en el concepto PPC..... 166

**Figura 6.1.** Mapa de la tasa de fracción de gasolina (GF) utilizado para implementar la estrategia DMDF, incluyendo los 4 modos de operación seleccionados. .... 174

**Figura 6.2.** Efecto de la variación del SOE<sub>2,Diesel</sub> sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF..... 177

**Figura 6.3.** Efecto de la variación del SOE<sub>2,Diesel</sub> sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50), la duración de la combustión (CA90-CA10), el  $T_{mezcla}$  y la  $T_{max}$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF..... 180

**Figura 6.4.** Efecto de la variación del SOE<sub>2,Diesel</sub> sobre el  $\eta_i$  y el  $\eta_c$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. .... 181

**Figura 6.5.** Efecto de la variación del SOE<sub>2,Diesel</sub> sobre sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. .... 182

**Figura 6.6.** Efecto de la variación del SOE<sub>2,Diesel</sub> sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclados de la estrategia DMDF. .... 183

<b>Figura 6.7.</b> Efecto de la variación del $SOE_{2,Diesel}$ sobre la distribución de tamaño y número de partículas (PN), en los conceptos de combustión dual-fuel con naturaleza difusiva de la estrategia DMDF. ....	184
<b>Figura 6.8.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la DFQL y la presión en el cilindro, en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. ....	185
<b>Figura 6.9.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el CA10, el CA50, la duración de la combustión (CA90-CA10), el $T_{mezcla}$ , la $T_{max}$ y el A/F, en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. ....	186
<b>Figura 6.10.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el $\eta_i$ y el $\eta_c$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. ....	187
<b>Figura 6.11.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF. ....	188
<b>Figura 6.12.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclados de la estrategia DMDF. ....	189
<b>Figura 6.13.</b> Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos combustión difusivos dual-fuel de la estrategia DMDF. ....	190
<b>Figura 6.14.</b> Efecto de la $T_{max}$ y el $T_{mezcla}$ sobre la emisión de NOx y la concentración de partículas de la moda de acumulación, durante la variación del $SOE_{2,Diesel}$ y de la tasa de EGR, en el concepto RCCI completamente premezclado. ....	191
<b>Figura 6.15.</b> Efecto de la $T_{max}$ y el $T_{mezcla}$ sobre la emisión de NOx y la concentración de partículas de la moda de nucleación, con la variación del $SOE_{2,Diesel}$ y la tasa de EGR, en el concepto RCCI completamente premezclado. ....	192
<b>Figura 6.16.</b> Efecto de la $T_{max}$ y el $T_{mezcla}$ sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del $SOE_{2,Diesel}$ , en el concepto RCCI completamente premezclado. ....	193

**Figura 6.17.** Efecto de la  $T_{max}$  y el CA50 sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del  $SOE_{2, Diesel}$  y la tasa de EGR, en el concepto dual-fue difusivo. .... 194

**Figura 6.18.** Efecto de la  $T_{max}$  y la A/F sobre las emisiones de UHC y CO, durante la variación del  $SOE_{2, Diesel}$  y la tasa de EGR, en el modo DMDF. .... 195

**Figura 6.19.** Comportamiento de la DFQL y de la presión en cámara, en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC. .... 196

**Figura 6.20.** Valores de los principales parámetros del proceso de combustión y de las emisiones gaseosas, en los cuatro puntos operación del modo DMDF y CDC. .... 197

**Figura 6.21.** Comportamiento de las PSD en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC. .... 198

**Figura 6.22.** Emisión numérica de partículas en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC. .... 198

**Figura 6.23.** Comportamiento de las PSD en los puntos de operación de las estrategias PCC, DMDF y CDC. .... 199





# Índice de Tablas

<b>Tabla 4.1.</b> Especificaciones técnicas del monocilíndrico MEC-DI de 2T.....	78
<b>Tabla 4.2.</b> Valores nominales de los parámetros de distribución del monocilíndrico MEC-DI de 2T.....	80
<b>Tabla 4.3.</b> Especificaciones del sistema de inyección del monocilíndrico MEC-DI de 2T.....	81
<b>Tabla 4.4.</b> Principales propiedades del combustible utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T.....	82
<b>Tabla 4.5.</b> Especificaciones técnicas del MEC-DI de 4T.....	83
<b>Tabla 4.6.</b> Principales características del sistema de inyección para el estudio del modo DMDF en el MEC-DI de 4T. ....	84
<b>Tabla 4.7.</b> Principales propiedades de los combustibles utilizado para el estudio del modo DMDF en el MEC-DI de 4T.....	85
<b>Tabla 4.8.</b> Especificaciones del dinamómetro utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC. ....	87
<b>Tabla 4.9.</b> Especificaciones del dinamómetro utilizado en el MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF.....	87
<b>Tabla 4.10.</b> Características técnicas de los principales componentes que incluyen los sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR. ....	90
<b>Tabla 4.11.</b> Principales parámetros medidos con el sistema de muestreo de baja frecuencia.....	95
<b>Tabla 4.12.</b> Principales parámetros medidos con el sistema de muestreo de de alta frecuencia.....	96
<b>Tabla 4.13.</b> Rango de medida de los analizadores del HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR. ....	99

**Tabla 4.14.** Principales características del sistema de dilución RDT - MD19-3E RD..... 102

**Tabla 4.15.** Principales características de los dispositivos que conforman el sistema de medida de concentración numérica de partículas – SMPS 3936L75..... 105

**Tabla 5.1.** Plan experimental para el estudio paramétrico de la influencia de la IP, del SOE<sub>2</sub>, del SOE<sub>3</sub>, del OLAP y del EGR sobre la combustión PPC y las emisiones..... 129

**Tabla 6.1.** Plan experimental para el estudio paramétrico del SOE<sub>2,Diesel</sub> y de la tasa de EGR en el modo DMDF..... 175

**Tabla 6.2.** Plan experimental para el estudio comparativo entre las estrategias DMDF y CDC. .... 176

# Nomenclatura

## Latinos

A/F:	Relación aire-combustible
$c_p$ :	Capacidad calorífica
$d_p$ :	Diámetro medio
$d_{pg}$ :	Diámetro medio geométrico
$F_r$ :	Dosado relativo
$g$ :	Consumo de combustible
$h$ :	Entalpía específica
$K_w$ :	Coefficiente de corrección de los compuestos gaseosos
$K_{NO_x}$ :	Coefficiente de corrección del NOx
$m$ :	Masa
$N$ :	Potencia
$P$ :	Presión
$R$ :	Constante de los gases ideales
$T$ :	Temperatura
$V$ :	Volumen

## Griegos

$\lambda$ :	Coefficiente de exceso de aire
$^\circ$ :	Ángulos de giro del cigüeñal
$\eta$ :	Rendimiento
$\tau$ :	Tiempo de retraso
$\tau_{mezcla}$ :	Tiempo de mezcla
$dp/d\alpha$ :	Gradiente de presión
$\rho$ :	densidad
$\sigma$ :	desviación estándar
$\dot{m}$ :	Gasto másico

## Subíndices

acum:	moda de acumulación
adm:	admisión
air:	aire fresco suministrado
air,ret:	aire fresco retenido en el cilindro
comb:	combustible
EGR,ret:	EGR retenido en el cilindro
esc:	escape
est:	estequiométrico
i:	valores indicados
max:	valor máximo
moda:	moda de partículas
nuc:	moda de nucleación
RCA:	al cierre de la válvula de admisión
ret:	total retenido en el cilindro
res:	gas residual del proceso de combustión
x,g:	compuesto gaseoso x

## Acrónimos

AAA:	Ángulo de avance en la apertura de las válvulas de admisión
AAN:	Advanced Aerosol Neutralizer
AAE:	Ángulo de avance en la apertura de las válvulas de escape
CA10:	Ángulo en el que se ha liberado 10% del calor total liberado
CA50:	Ángulo en el que se ha liberado 50% del calor total liberado
CA90:	Ángulo en el que se ha liberado 90% del calor total liberado
CA90-CA10:	Duración de la combustión
CDC:	Conventional Diesel Combustion
CFD:	Computational Fluid Dynamics
COV:	Coeficiente de variación
CPC:	Condensation Particle Counter
CVS:	Constant Volume Sampler
DFQL:	Derivada de la Fracción de Calor Liberado

DOHC:	Double-Overhead Camshafts
DI:	Direct Injection
DMDF:	Dual-Fuel Dual-Mode
DPF:	Diesel Particulate Filter
dPMS:	después del Punto Muerto Superior
ECU:	Unidad de Control Electrónico
EOC:	End of Combustion
EOI:	End of Injection
EGR:	Exhaust Gas Recirculation
FQL:	Calor Liberado Acumulado
GF:	Gasoline Fraction
GMD:	Geometric Mean Diameter
HCCI:	Homogeneous Charge Compression Ignition
HP-EGR:	High pressure Exhaust Gas Recirculation
HSDI:	High Speed Direct Injection
IDI:	Indirect Injection
IGR:	Internal Gas Recirculation
IP:	Injection Pressure
LDMA:	Long Differential Mobility Analyzer
LP-EGR:	Low pressure Exhaust Gas Recirculation
LTC:	Low Temperature Combustion
MCIA:	Motor de Combustión Interna Alternativo
MEC:	Motor de Encendido por Compresión
MEP:	Motor de Encendido Provocado
OLAP:	Valve Overlap duration
PAH:	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons
PCCI:	Premixed Charge Compression Ignition
PFI:	Port Fuel Injection
PM:	Particulate Matter
pmi:	Presión Media Indicada
PMS:	Punto Muerto Superior
PN:	Particle Number
PPC:	Partially Premixed Combustion
PSD:	Particle Size Distribution

RCCI:	Reactivity Controlled Compression Ignition
SCR:	Selective Catalytic Reduction
SOC:	Start of Combustion
SOE:	Start of the Energizing
SOF:	Soluble Organic Fraction
SOI:	Start of the Injection
RCA:	Ángulo de retardo al cierre de las válvulas de admisión
RCE:	Ángulo de retardo al cierre de las válvulas de escape
RDT:	Rotating Disk Thermodiluters
RON:	Research Octane Number
UHC:	Unburned Hydrocarbons
SMPS:	Scanning Mobility Particle Sizer
VVA:	Variable Valve Actuation
TR:	Trapping Ratio
VVT:	Variable Valve Timing

## Compuestos químicos

CH <sub>4</sub> :	Metano
CO:	Monóxido de Carbono
CO <sub>2</sub> :	Dióxido de Carbono
HCN:	Ácido Cianhídrico
HCO:	Radical Formilo
H <sub>2</sub> :	Hidrógeno
H <sub>2</sub> O:	Agua
HO <sub>2</sub> :	Radical Hidroperoxila
N <sub>2</sub> :	Nitrógeno
N <sub>2</sub> O:	Óxido de dinitrógeno
NO:	Monóxido de nitrógeno
NO <sub>2</sub> :	Dióxido de nitrógeno
NO <sub>x</sub> :	Óxidos de Nitrógeno
O <sub>2</sub> :	Oxígeno
OH:	Radical Hidroxilo





# Capítulo 1

## Introducción

### **Contenido**

---

<b>1.1 Marco científico y tecnológico .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2 Objetivos.....</b>	<b>12</b>
<b>1.3 Estructura .....</b>	<b>12</b>
<b>1.4 Bibliografía del Capítulo 1.....</b>	<b>16</b>

## 1.1 Marco científico y tecnológico

Ya han pasado más de 120 años desde la primera patente del motor de encendido por compresión (MEC) de *Rudolf Diesel* en el año 1898 [1]. Desde su invención este nuevo concepto mostró una fuerza motriz más eficiente que la de los motores de vapor que funcionaban a fines del siglo XIX. Desde sus inicios el MEC ha pasado por una constante evolución y mejoras tecnológicas, una de ellas fue el suministro de combustible. Los primeros prototipos MEC fueron alimentados con carbón en polvo y posteriormente se decidió cambiar a combustible líquido derivado del petróleo para mejorar la capacidad de suministro. Durante esta primera fase, la inyección de combustible líquido no era fiable debido a que no había experiencia en regular la alta presión del combustible antes del evento de inyección. El problema fue resuelto por Robert Bosch, cuando inventó su sistema de inyección de combustible [2]. A partir de la aplicación de esta tecnología, la industria tomó en cuenta los beneficios de este tipo de motor y los comenzó a fabricar en diferentes tamaños y para diversas aplicaciones.

Desde entonces, el MEC alimentado con combustible diésel ha evolucionado significativamente hasta nuestros días. Con importantes mejoras en la metalurgia de sus componentes, en los sistemas de inyección, refrigeración, lubricación, admisión, escape y control del proceso de formación de la mezcla y encendido. Todos estos avances están dirigidos a mejorar la eficiencia y durabilidad de estos motores. Hoy en día, es posible encontrar motores de alta velocidad que alcanzan una alta densidad de potencia durante un corto período de tiempo y motores grandes capaces de operar a alta carga durante más de 8000 horas por año. Este desarrollo también se ha observado en el campo de investigación. Las nuevas tecnologías han permitido a la comunidad científica investigar a fondo el concepto de combustión diésel convencional (CDC<sup>1</sup>) y transferir los conocimientos adquiridos al sector industrial para acelerar el proceso de evolución de estos motores.

La industria automotriz es uno de los principales sectores que se ha beneficiado con la evolución del MEC. A pesar de que los vehículos con motor de encendido provocado (MEP) mantienen un dominio en las ventas a nivel mundial, principalmente en el mercado de vehículos ligeros, los vehículos con motorización MEC también se han expandido considerablemente. Como es el caso de Europa, donde los MEC a dominado las ventas en los últimos años.

---

<sup>1</sup>Del inglés *Conventional Diesel Combustion*

Este crecimiento en la producción del motor de combustión interna alternativo (MCIA) puede verse afectado en los próximos años por un aumento de la fabricación de vehículos con propulsión eléctrica. Desde el 2015, la opinión pública y la política han obligado a la industria a intensificar los recursos para ofrecer vehículos eléctricos y eliminar los motores tradicionales de su catálogo. De hecho, las grandes ciudades como Londres y Madrid pretenden prohibir los vehículos de pasajeros con motorización MCIA en los próximos años [3], [4]. No obstante, los elevados precios de las baterías, la autonomía del vehículo y la necesidad de crear una red de cargadores en las ciudades y autopistas que facilite poder repostar de forma rápida, son algunas de las dificultades que pueden limitar la fabricación de los vehículos eléctricos a gran escala en un futuro próximo. No obstante, si se espera un incremento de la penetración de las tecnologías híbridas en el mercado automovilístico para el 2030. Los MCIA se integrarán cada vez más con los motores eléctricos y las baterías, en una gama más amplia de propulsores híbridos. En este marco, existe un potencial real para desarrollar MCIA limpios, ligeros y compactos para hacer frente a la mayor complejidad de la propulsión híbrida. Además, al reducir los costos de un sistema de transmisión completamente eléctrico, manteniendo los costos del MCIA y con una reducción del sistema de post-tratamiento. Los vehículos híbridos podrán desempeñar un papel importante en el aumento de la competitividad y la participación en el mercado a medio y largo plazo.

En este escenario, es evidente que los MCIA continuarán como una de las principales fuerzas motrices del sector automotriz durante un largo período. No obstante, tanto los MEP como los MEC estarán sometidos a una constante búsqueda para mejorar sus prestaciones, el consumo de combustible y principalmente las emisiones contaminantes.

Con relación a este último punto, los MCIA se consideran uno de los principales responsables de la contaminación atmosférica, sobre todo en las grandes ciudades. Las principales razones se encuentran en los contaminantes emitidos por el escape, asociados al proceso de combustión. A continuación, se describen estos contaminantes:

- Óxidos de nitrógeno (NOx): Compuestos gaseosos considerados como unos de los contribuyentes más relevantes para la deposición de ácidos y el fenómeno de eutrofización, que empeoran drásticamente la calidad del agua y el suelo [5]. Además, los NOx forman ozono a nivel del suelo al reaccionar con compuestos orgánicos volátiles, lo cual puede provocar serios problemas de salud, como enfermedades respiratorias [6], [7]. Este contaminante se

produce principalmente mediante mecanismos térmicos durante el proceso de combustión, como consecuencia de las altas temperaturas. De esta manera, los MEC se caracterizan por emitir un elevado nivel de emisión de NOx en comparación con los MEP. El exceso de aire y la etapa premezclada del proceso difusivo de la combustión son los principales responsables de este comportamiento.

- Monóxido de carbono (CO): Es un compuesto gaseoso que se caracteriza por ser inodoro e incoloro y es capaz de pasar a través de los pulmones al torrente sanguíneo reduciendo el contenido de oxígeno, lo cual puede afectar considerablemente el funcionamiento de los órganos internos [8], [9]. Este contaminante se produce principalmente por las bajas temperaturas de combustión que reducen el proceso de oxidación del CO a CO<sub>2</sub>. En los MEC, no suele ser un problema relevante debido al exceso de oxígeno y las altas temperaturas que se alcanzan durante la combustión.
- Hidrocarburos sin quemar (UHC<sup>2</sup>): Los UHC son compuestos orgánicos gaseosos que pueden ser dañinos para la salud. Lo cual ha sido corroborado en algunos estudios, donde animales expuestos a estos gases han desarrollado tumores malignos [10]. Adicionalmente, estudios en seres humanos han demostrado que la exposición por largos períodos de tiempo a estos compuestos gaseosos resulta en un incremento de la probabilidad de contraer cáncer [11]. En particular, se encuentra principalmente en los MEP debido a la mezcla rica y la baja temperatura de combustión, aunque en los MEC durante su operación a baja carga también se pueden encontrar valores significativos de emisión de UHC.
- Material particulado (PM<sup>3</sup>): Se puede describir como una combinación de partículas carbonosas y material condensado, que incluye compuestos inorgánicos y orgánicos provenientes del combustible y del lubricante. Las partículas varían en tamaño, forma, superficie, composición química, solubilidad y origen [12], [13]. Numerosos estudios científicos han demostrado los problemas de salud relacionados a la exposición e inhalación de este contaminante. En este sentido, se ha demostrado que los efectos dañinos respiratorios causados por la exposición a los gases de escape son más atribuibles a su contenido de partículas que a sus compuestos gaseoso [14], [15]. Algunos problemas cardiovasculares y carcinogénicos también están asociados con estas partículas, específicamente con aquellas ultrafinas que, debido a su tamaño y escasa solubilidad, puede pasar de los pulmones al torrente sanguíneo [16]. Los MEC siempre han tenido como punto débil la emisión de PM. Además, a partir de la

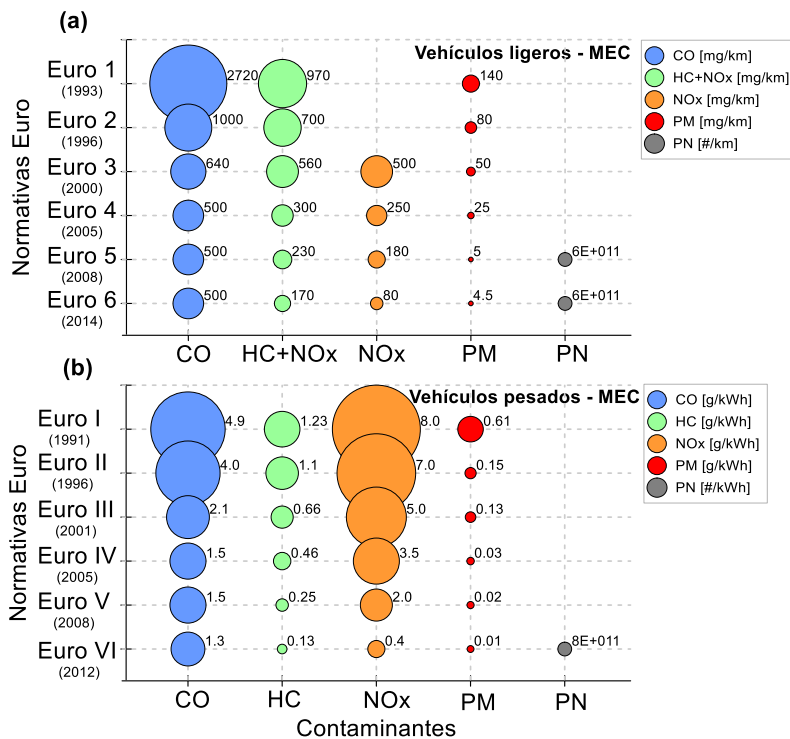
---

<sup>2</sup>Del inglés *Unburned Hydrocarbons*

<sup>3</sup>Del inglés *Particulate Matter*

introducción de las tecnologías de inyección directa (DI<sup>4</sup>) y sobrealimentación en los MEP, también se han encontrado altas concentraciones de partículas en estos motores.

Es evidente que todos estos contaminantes son potencialmente dañinos para los seres humanos y el medio ambiente, lo que ha provocado que las normativas que regulan las emisiones contaminantes producidas por los MCI establezcan restricciones cada vez más severas [17], [18]. En la Figura 1.1 se muestra la evolución de los límites máximos permitidos para vehículos ligeros y pesados con motorización MEC en las sucesivas normativas europeas, desde su implantación hasta la vigente hoy en día, la *Euro 6 y Euro VI*.



**Figura 1.1.** Evolución de los límites máximo de emisiones para (a) vehículos ligeros con motorización MEC y (b) vehículos pesados con motorización MEC (ambos categoría M1).

Como se puede observar en la Figura 1.1, los límites máximos permisibles de los contaminantes regulados emitidos por vehículos con motorización MEC mostraron una marcada reducción de sus valores, desde

<sup>4</sup>Del inglés *Direct Injection*

sus inicios en los años 90 con las normativas Euro 1 y I hasta la actuales *Euro 6 y VI*. En este contexto y principalmente en términos de emisiones de NOx y PM, los valores máximos en la actualidad de NOx disminuyeron en 84% para los vehículos ligeros y en 95% para los vehículos pesados. Mientras que la emisión másica de PM se redujo en 96% y 98% para los vehículos ligeros y pesados respectivamente. Adicionalmente, para garantizar que se controlan las emisiones de partículas ultrafinas (con diámetros entre 23 nm y 1 µm), la comisión reguladora introdujo un enfoque basado en la emisión numérica de partículas (PN<sup>5</sup>). La metodología empleada para cuantificar las partículas fue determinada por la PMP<sup>6</sup> [19], que estableció un límite máximo de  $6,0 \cdot 10^{11}$  #/km a partir de la *Euro 5* para vehículos ligeros y de  $8,0 \cdot 10^{11}$  #/kWh para vehículos pesados en la vigente *Euro VI*.

Ante este escenario, los fabricantes de vehículos y principalmente los que incluyen motorización MEC, se encuentran inmersos en un difícil desafío para mantener la producción de estos motores. Teniendo en cuenta que el diseño del motor y sus componentes han mejorado sustancialmente, como por ejemplo, el diseño de la cámara de combustión, el sistema de inyección, de distribución, o el sistema de recirculación de gases de escape (EGR<sup>7</sup>), entre otros. Los investigadores se han centrado en tres tipos de soluciones técnicas para contener las emisiones de los MEC dentro de los límites establecidos por las regulaciones:

- Desarrollo de dispositivos de post-tratamiento de los gases de escape. Elementos que se instalan en el conducto de escape para reducir los compuestos contaminantes antes de emitirlos a la atmósfera.
- Optimización del proceso de preparación de mezcla. A través de los ajustes de los parámetros de inyección y de renovación de la carga.
- Desarrollo de nuevos conceptos de combustión a baja temperatura (LTC<sup>8</sup>), tales como el HCCI<sup>9</sup>, PCCI<sup>10</sup>, RCCI<sup>11</sup> y PPC<sup>12</sup>. Es una solución que se basa en provocar una combustión premezclada con dosado local pobre para evitar la formación de partículas, y con cantidades apreciables de EGR para mantener la temperatura máxima de combustión fuera de la región alta de formación de NOx.

---

<sup>5</sup>Del inglés *Particle Number*

<sup>6</sup>Del inglés *Particle Measurement Programme*

<sup>7</sup>Del inglés *Exhaust Gas Recirculation*

<sup>8</sup>Del inglés *Low Temperature Combustion*

<sup>9</sup>Del inglés *Homogeneous Charge Compression Ignition*

<sup>10</sup>Del inglés *Premixed Charge Compression Ignition*

<sup>11</sup>Del inglés *Reactivity Controlled Compression Ignition*

<sup>12</sup>Del inglés *Partially Premixed Combustion*

En los últimos años, principalmente a partir de la transición de Euro V a Euro VI, donde hubo una enorme reducción en términos de emisiones de NOx y PM, los fabricantes de motores desarrollaron dispositivos de post-tratamiento de mayor capacidad y complejidad. En la actualidad estos componentes son indispensables para cumplir con las normativas de emisiones en los MEC, ejemplo de esto, son los elementos de reducción catalítica selectiva (SCR<sup>13</sup>) para reducir los NOx [20] y el filtro de partículas (DPF<sup>14</sup>) para disminuir la concentración de partículas en los gases de escape [21].

No obstante, el hecho de incorporar cada vez más dispositivos de post-tratamiento en la línea de escape puede proporcionar un deterioro en la eficiencia del motor. Con estos elementos en el escape, se incrementa la contrapresión, y tanto el trabajo de bombeo como el consumo de combustible aumentan [22]. Además, la implementación del sistema de post-tratamiento proporciona un considerable incremento en los costos de producción del motor [23].

Por otra parte, las estrategias aplicadas a mejorar el proceso de preparación de la mezcla permiten una reducción de las emisiones contaminantes sin alteraciones importantes en la configuración física del motor. En este contexto, a través del sistema de inyección se puede modificar las características del chorro de combustible, lo cual, implica actuar sobre el desarrollo del proceso de combustión y consecuentemente sobre las emisiones contaminantes. Por ejemplo, un aumento de la presión de inyección (IP<sup>15</sup>) provoca una atomización más fina del combustible, mejorando el proceso de evaporación y mezcla, por lo que se acelera la combustión y disminuye la formación de partículas [24]. Así mismo, adelantar o retrasar el ángulo de inicio de inyección (SOI<sup>16</sup>) provoca una inyección en condiciones de mayor o menor densidad en la cámara de combustión. Consecuentemente, fenómenos como la penetración del chorro, la evaporación del combustible y el englobamiento del aire también se modifican, impactando significativamente en el desarrollo del proceso de combustión y en los niveles de emisiones de los diferentes contaminantes [25].

Adicionalmente, las estrategias de inyecciones múltiples permiten flexibilizar la introducción del combustible en el cilindro. Las configuraciones más habituales son aquellas compuestas por dos o tres pulsos de inyección. Una inyección principal que inyecta la mayor cantidad de combustible, junto a otras inyecciones que suministran pequeñas cantidades de combustibles.

---

<sup>13</sup>Del inglés *Selective Catalytic Reduction*

<sup>14</sup>Del inglés *Diesel Particulate Filter*

<sup>15</sup>Del inglés *Injection Pressure*

<sup>16</sup>Del inglés *Start of the Injection*

La posición de los pulsos de inyección tendrá un determinado impacto sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes. Por un lado, la preinyección o inyección piloto, consiste en realizar un pequeño proceso de inyección antes de la inyección principal. Esto disminuye el tiempo de retraso de la inyección principal, con lo que se reduce el calor liberado en la fase premezclada de la combustión, reduciendo la emisión de NOx [26], [27]. Por otro lado, también se puede usar una post-inyección, que básicamente consiste en la inyección de una pequeña masa de combustible después de la inyección principal, durante la carrera de expansión. Con este evento se reduce la emisión de PM, debido a la mejora del proceso de oxidación de partículas en la fase final de la combustión [28], [29].

Las tecnologías y estrategias que afectan el proceso de renovación de la carga también influyen significativamente en la optimización del proceso de preparación de la mezcla aire-combustible. Dispositivos como el turbocompresor posibilitan un aumento de la presión de sobrealimentación, aumentando la masa de aire que entra a la cámara de combustión. En estas condiciones, aumenta la densidad del aire en el cilindro y se mejoran los procesos de evaporación y mezcla, viabilizando una reducción en el proceso de formación de partículas.

Otra tecnología que mejora el control del aire que entra al cilindro es el sistema de distribución variable (VVT<sup>17</sup>). Cuando el motor dispone de un sistema VVT existe un mayor control sobre el cruce de válvulas (OLAP<sup>18</sup>) (período en que las válvulas de admisión y escape están abiertas simultáneamente), es decir es posible ajustar de cierto modo el proceso de vaciado de los gases residuales del ciclo anterior. Por ejemplo, a alta carga de operación se puede disminuir el OLAP, para aumentar la proporción de gases residuales retenidos en el cilindro, conducta que proporciona menores temperaturas durante el proceso de combustión y una reducción en la emisión de NOx. Por el contrario, a baja carga se puede aumentar el OLAP para reducir las emisión de UHC [30].

Finalmente, el empleo de EGR es uno de los métodos más habituales que se utilizan durante el proceso de renovación de la carga en los MEC actuales. La introducción de un porcentaje de los gases de escape en el cilindro modifica la composición de la masa admitida, fundamentalmente reduciendo la concentración de oxígeno. Esto implica que el chorro tiene que englobar más mezcla aire-gases quemados para conseguir quemar la misma cantidad de combustible [22]. En estas condiciones el tiempo característico de mezcla aumenta y por tanto reduce la liberación de calor, reduciendo significativamente el proceso de formación de NOx.

---

<sup>17</sup>Del inglés *Variable Valve Timing*

<sup>18</sup>Del inglés *Valve Overlap duration*



A partir de estas nuevas tecnologías y estrategias que permiten optimizar el proceso de mezcla aire-combustible, la comunidad científica ha dado un paso más en términos de reducción de emisiones contaminantes, con el desarrollo de nuevos conceptos de combustión basados en LTC [31]. Aunque, en la actualidad, el uso exclusivo de los conceptos LTC es insuficiente para cumplir con los límites de las normativas de emisiones. Los beneficios que se obtienen con la reducción de algunos contaminantes pueden disminuir los costos del sistema de post-tratamiento, ya sea a través de dispositivos menos sofisticados o la eliminación de algunos de estos elementos en la línea de escape.

Los conceptos LTC permiten romper el tradicional *trade-off*<sup>19</sup> NOx-PM, típico de la combustión diésel convencional, es decir, proporcionan una reducción simultánea de las emisiones de NOx y PM, por lo que su desarrollo ha sido principalmente en los MEC. En estas estrategias de combustión, se alcanza un proceso de combustión premezclado, inyectando el combustible en los primeros instantes de la carrera de compresión o durante la carrera de admisión, de manera que se obtiene un mayor período de retraso al autoencendido. Estas condiciones permiten una distribución más homogénea de la mezcla antes del inicio de la combustión, lo que minimiza el proceso de formación de partículas [32]. Por otra parte, se utilizan altas tasas de EGR para disminuir el pico máximo de temperatura de combustión, disminuyendo el proceso de formación de NOx [33]. Adicionalmente, se favorece el rendimiento indicado del ciclo, por dos razones: se produce una rápida liberación de calor cuando se alcanzan las condiciones adecuadas en el cilindro y las bajas temperaturas asociadas con este tipo de combustión reducen las transferencias de calor hacia las paredes de la cámara de combustión [34]. Estas circunstancias pueden incluso contrarrestar el efecto desfavorable sobre el rendimiento derivado de la combustión defectuosa en zonas con mezcla demasiado pobre o con temperatura demasiado baja, que se evidencia con las altas emisiones de UHC y CO.

Aunque son notables los beneficios de las estrategias LTC en comparación con el concepto CDC, todavía existen algunas limitaciones en términos del rango de grado de carga donde se pueden aplicar estos nuevos conceptos de combustión. Esto se debe, a la dificultad que existe en alcanzar una mezcla premezclada o homogénea antes del autoencendido a alta carga de operación. Cuando en estas condiciones se inyecta una gran cantidad de combustible, con la consiguiente extensión del tiempo de inyección, y la reducción del tiempo de retraso al autoencendido debido a las mayores temperaturas en el cilindro. En estas condiciones se pierde la estabilidad de la combustión, se incrementa la tasa de liberación de calor,

---

<sup>19</sup>Terminología inglesa para referirse al dilema en la combustión por difusión, donde las estrategias que proporcionan una reducción de los NOx facilitan el proceso de formación de partículas y viceversa.

aparecen riesgos de combustión detonante y disminuyen los beneficios en la reducción de emisiones contaminantes [22].

Por lo tanto, uno de los mayores problemas de los conceptos LTC, es el control del inicio y desarrollo de la combustión en el ciclo. En estos modelos de combustión la liberación de energía obedece a fenómenos cinético-químicos, por lo que no existe ningún método directo que garantice que el inicio de la combustión ocurra en el momento óptimo. Básicamente el inicio de la combustión está condicionado por la relación de compresión, la temperatura del gas en la cámara, el grado de homogeneidad de la mezcla y las propiedades del combustible [35].

Este último parámetro, es decir la elección de un combustible de baja reactividad con mayor resistencia al autoencendido, como el gasóleo de bajo índice de cetano o la gasolina, o incluso mezclas de diferentes tipos de combustibles pensadas para conseguir una alta volatilidad y elevado tiempo de retraso, son elementos claves para el control del proceso de combustión premezclado. Ejemplo de esto, son dos nuevos conceptos premezclados LTC: combustión PPC de gasolina y combustión RCCI.

El concepto PPC surge como una solución a la combustión con mezcla homogénea, conocidas con las siglas HCCI. En los motores HCCI se requiere un periodo de mezcla muy largo, por lo que se utilizan estrategias de DI adelantadas, durante la carrera de admisión o al inicio de la carrera de compresión. En estas condiciones, la temperatura y la densidad del gas en el cilindro pueden no ser muy altas, provocando una excesiva penetración del combustible en estado líquido hasta llegar a impactar sobre las paredes del cilindro [36]. En este desfavorable caso, se pueden llegar a producir emisiones contaminantes muy altas y una disminución en la eficiencia de la combustión. Para resolver este problema, en la combustión PPC se retrasa la inyección de combustible durante la carrera de compresión, acercándose más hacia el punto muerto superior (PMS) en comparación con la combustión HCCI, y utilizando un combustible con un mayor retraso de autoignición, como la gasolina, se obtiene un mayor periodo de premezcla antes del autoencendido, dando como resultado una mayor fracción de combustión premezclada [37]. Por lo tanto, este enfoque permite a los MEC operar entre una combustión totalmente homogénea y una combustión totalmente difusiva, donde aún se pueden alcanzar bajas emisiones, pero al mismo tiempo mantener un cierto control sobre el inicio de la combustión con el momento de inyección.

La combustión RCCI es otro modelo con excelentes capacidades para superar los desafíos encontrados con las estrategias LTC tradicionales. Este concepto utiliza dos combustibles de diferente reactividad mediante sistemas de inyección separados; esto es, una inyección indirecta (IDI<sup>20</sup>) para suministrar el combustible de baja reactividad en el colector de admisión, lo cual permite crear una mezcla homogénea antes del autoencendido, que se inicia con una DI de un combustible de alta reactividad en la carrera de compresión cerca del PMS [38]. Esta estrategia proporciona un proceso de combustión con resultados excelentes en términos de eficiencia y emisiones. Sin embargo, a alta carga el incremento del gradiente de presión y la presión en cámara limita el rango de operación de la combustión RCCI en los MEC convencionales. Teniendo en cuenta esta dificultad, y beneficiándose de la estrategia de inyección de dos combustibles de diferente reactividad surge un modo de operación que usa una estrategia de combustión *dual-fuel*<sup>21</sup>, conocido como DMDF<sup>22</sup>.

La estrategia de combustión del concepto DMDF se modifica a medida que aumenta la carga del motor. Es decir, este concepto cambia de combustión RCCI completamente premezclada a baja carga a combustión dual-fuel de naturaleza difusiva a plena carga [35]. La estabilidad y el control de la combustión en cada una de las estrategias dependen principalmente de la relación entre los combustibles de baja y alta reactividad, los ajustes de inyección y la tasa de EGR.

Finalmente, para un adecuado control del inicio y fase de los procesos premezclados de combustión PPC y RCCI, o para armonizar las diferentes estrategias de combustión del modo DMDF utilizando el mismo sistema de inyección y de cámara de combustión, es muy importante disponer de sistemas flexibles de inyección o de accionamiento de válvulas, de un moderno sistema de sobrealimentación que sea capaz de proporcionar altas presiones de admisión, incluso cuando se requieren altas tasas de EGR, y de un ajustado control de las condiciones de operación del motor. Con estas tecnologías disponibles en el motor, se podrá optimizar el proceso de preparación de la mezcla aire-combustible, a través de diferentes estrategias de inyección y de renovación de la carga. Como se verá a continuación en esta tesis doctoral estas estrategias son indispensables para que en estos nuevos conceptos de combustión se alcancen bajos niveles de emisiones contaminantes.

---

<sup>20</sup>Del inglés *Indirect Injection*

<sup>21</sup>Terminología inglesa para referirse al proceso de combustión que se desarrolla con dos combustibles diferentes.

<sup>22</sup>Del inglés *Dual-Mode Dual-Fuel*

## 1.2 Objetivos

En síntesis, puede decirse que el objetivo del presente trabajo es evaluar el efecto que ejercen diferentes estrategias de inyección y renovación de la carga sobre el proceso de formación de la mezcla aire-combustible en nuevos conceptos premezclados de combustión y su consecuente impacto sobre las emisiones de los compuestos gaseosos regulados (UHC, CO y NO<sub>x</sub>), la emisión numérica de partículas, incluyendo un análisis de la distribución de tamaño de partículas. Para alcanzar este objetivo de carácter general, se plantean los siguientes objetivos particulares:

1. Revisión bibliográfica con el fin de evaluar el estado del arte referente a las estrategias LTC, incluyendo una detallada revisión de los conceptos premezclados en estudio; combustión PPC, RCCI y dual-fuel con naturaleza difusiva.
2. Identificar el estado del arte concerniente a los procesos de formación de compuestos gaseosos y de partículas durante el proceso de combustión en los MCIA.
3. Evaluar la influencia de diferentes estrategias del sistema de inyección y de renovación de carga sobre las emisiones de compuestos gaseosos regulados y la emisión de partículas en un MEC-DI de 2T, aplicando el nuevo concepto de combustión PPC.
4. Evaluar el impacto de diferentes estrategias de inyección y EGR sobre las emisiones gaseosas y la distribución de tamaños de partículas en un MEC-DI de 4T, durante su operación en el modo DMDF. Este modo abarca tres estrategias de combustión: combustión RCCI completamente premezclada, RCCI altamente premezclada y dual-fuel de naturaleza difusiva.
5. Realizar un estudio comparativo en términos de emisiones contaminantes y eficiencia entre los conceptos de combustión que abarca la estrategia DMDF y el modo CDC.

## 1.3 Estructura

Esta sección tiene como objetivo presentar la estructura y la metodología de trabajo seguida en la presente tesis doctoral, así como una

breve descripción de cada capítulo del documento. El documento de tesis está formado por siete capítulos, incluido el actual Capítulo 1.

El **Capítulo 1** presenta un resumen del marco social, científico y tecnológico de la investigación. También introduce los objetivos y la estructura del documento.

Los **Capítulo 2 y 3** están dedicados a los antecedentes de esta investigación. Por un lado, el Capítulo 2 se centra en una revisión bibliográfica específica del proceso de combustión CDC y las novedosas estrategias de combustión LTC, con énfasis en el concepto de combustión PPC y las estrategias de combustión que abarca el modo DMDF: combustión RCCI y dual-fuel de naturaleza difusiva. Por otro lado, el Capítulo 3 muestra una revisión bibliográfica con el fin de evaluar el estado del arte concerniente a las emisiones contaminantes reguladas (UHC, CO, NO<sub>x</sub> y PM) de los MCIAs, incluyendo un exhaustivo análisis del proceso de formación de las partículas pertenecientes a cada moda de la distribución de tamaño.

La primera parte del **Capítulo 4** muestra las instalaciones experimentales y los equipos de medida de emisiones contaminantes utilizados. Además, de una detallada descripción del MEC-DI de 2T y el MEC-DI de 4T donde se analiza la combustión PPC y los procesos de combustión del modo DMDF respectivamente. Finalmente se exponen las principales herramientas teóricas utilizadas para el análisis de los resultados.

Los resultados de esta investigación se muestran en los **Capítulo 5 y 6**. Primeramente, en el **Capítulo 5** se evalúa el efecto de diferentes valores del OLAP sobre el proceso de renovación de la carga y su consecuente impacto sobre la combustión PPC de gasolina, las emisiones gaseosas reguladas (UHC, CO y NO<sub>x</sub>), la emisión numérica de partículas y la distribución de tamaño de partículas. Además, las variaciones de estos mismos parámetros de combustión y de emisiones se analizan para diferentes valores de IP y del ángulo de inicio del pulso de inyección (SOE). Posteriormente, en el **Capítulo 6** se estudia el impacto de la variación del SOE y diferentes tasas de EGR sobre los procesos de combustión del modo DMDF y su consiguiente efecto sobre las emisiones gaseosas reguladas y la distribución de tamaño de partículas. También se incluye en este capítulo un estudio comparativo en términos de parámetros de combustión y emisiones entre el modo de operación DMDF y CDC.

Para concluir, el **Capítulo 7** resume los resultados obtenidos en este trabajo de tesis, mostrando específicamente como las variaciones en el proceso de preparación de la mezcla afectan cada estrategia de combustión analizada en esta investigación. Adicionalmente, se proporcionan algunas sugerencias sobre trabajos futuros.

La Figura 1.2 muestra la estructura de los contenidos y la metodología seguida en la tesis doctoral.

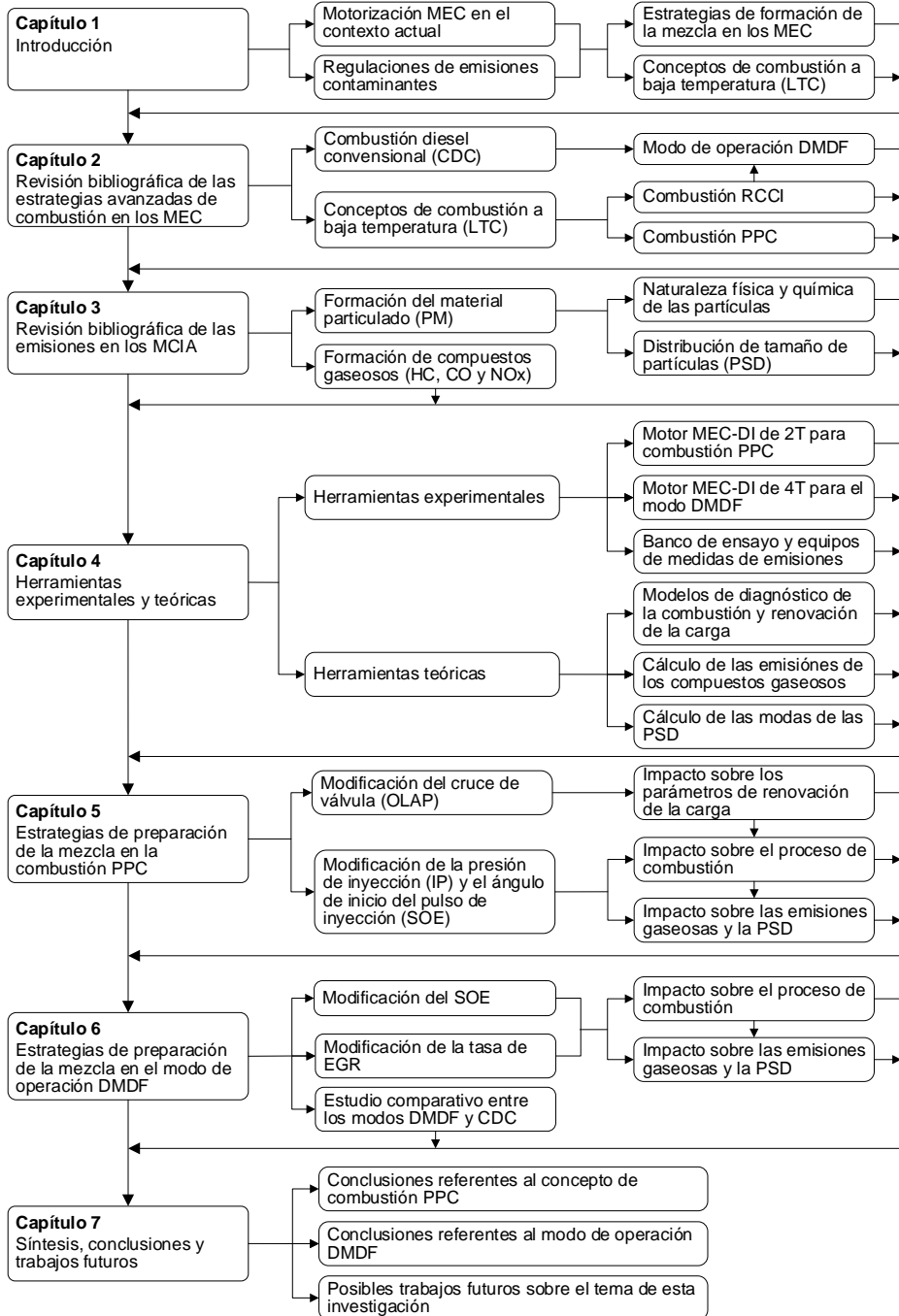


Figura 1.2 Estructura y metodología de trabajo en la tesis doctoral.

## 1.4 Bibliografía del Capítulo 1

- [1] Rudolf Diesel, "Internal-combustion engine," US Patent Number 608845, 1898.
- [2] U. Shrinivasa, "The evolution of diesel engines," *Resonance*, vol. 17, no. 4, pp. 365–377, 2012.
- [3] L. Hook, J. Pickard, and A. Raval, "UK stops short of 2040 ban on petrol and diesel vehicles | Financial Times." [Online]. Available: <https://www.ft.com/content/30f7e328-8372-11e8-96dd-fa565ec55929>.
- [4] M. Vilaseró, "El fin del diésel y la gasolina ya tiene fecha en España: 2040." [Online]. Available: <https://www.elperiodico.com/es/medio-ambiente/20181113/espana-prohibira-matriculacion-coches-diesel-gasolina-hibridos-desde-2040-7143700>.
- [5] U. Raudsepp *et al.*, "Shipborne nutrient dynamics and impact on the eutrophication in the Baltic Sea," *Sci. Total Environ.*, vol. 671, pp. 189–207, 2019.
- [6] S. Kemball-Cook, G. Yarwood, J. Johnson, B. Dornblaser, and M. Estes, "Evaluating NOx emission inventories for regulatory air quality modeling using satellite and air quality model data," *Atmos. Environ.*, vol. 117, pp. 1–8, 2015.
- [7] J. M. Fernández-Guisuraga *et al.*, "Nitrogen oxides and ozone in Portugal: trends and ozone estimation in an urban and a rural site," *Environ. Sci. Pollut. Res.*, vol. 23, no. 17, pp. 171–182, 2016.
- [8] W. Tseng, J. Yeh, H. Lane, and C. Lin, "Effects of donepezil on cognition and global functioning in patients with delayed encephalopathy after carbon monoxide poisoning: A case series," *Psychiatry Clin. Neurosci.*, vol. 73, no. 6, 2019.
- [9] Y.-C. Chang, H.-Y. Lee, J.-L. Huang, C.-H. Chiu, C.-L. Chen, and C.-T. Wu, "Risk Factors and Outcome Analysis in Children with Carbon Monoxide Poisoning," *Pediatr. Neonatol.*, vol. 58, no. 2, pp. 171–177, 2017.
- [10] F. Yu, K. Ye, Y. Hu, J. Li, Y. An, and D. Qu, "Exposure to polycyclic aromatic hydrocarbons derived from vehicle exhaust gas induces premature senescence in mouse lung fibroblast cells," *Mol. Med. Rep.*, vol. 19, no. 5, pp. 4326–4334, 2019.



- [11] C. L. Davie-Martin, K. G. Stratton, J. G. Teeguarden, K. M. Waters, and S. L. M. Simonich, "Implications of Bioremediation of Polycyclic Aromatic Hydrocarbon-Contaminated Soils for Human Health and Cancer Risk," *Environ. Sci. Technol.*, vol. 51, no. 17, pp. 9458–9468, 2017.
- [12] M. Matti Maricq, "Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review," *J. Aerosol Sci.*, vol. 38, no. 11, pp. 1079–1118, 2007.
- [13] M. A. Robert, S. VanBergen, M. J. Kleeman, and C. A. Jakober, "Size and Composition Distributions of Particulate Matter Emissions: Part 1—Light-Duty Gasoline Vehicles," *J. Air Waste Manage. Assoc.*, vol. 57, no. 12, pp. 1414–1428, 2007.
- [14] J. McCreanor *et al.*, "Respiratory Effects of Exposure to Diesel Traffic in Persons with Asthma," *N. Engl. J. Med.*, vol. 357, no. 23, pp. 2348–2358, 2007.
- [15] J. A. Nightingale *et al.*, "Airway inflammation after controlled exposure to diesel exhaust particulates.," *Am. J. Respir. Crit. Care Med.*, vol. 162, no. 1, pp. 161–166, 2000.
- [16] G. Oberdörster, E. Oberdörster, and J. Oberdörster, "Nanotoxicology: An Emerging Discipline Evolving from Studies of Ultrafine Particles," *Environ. Health Perspect.*, vol. 113, no. 7, pp. 823–839, 2005.
- [17] "Regulation (EC) No 715/2007 - type approval of light passenger and commercial vehicles with respect to emissions (Euro 5 and Euro 6) and access to vehicle repair and maintenance information." [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=legissum:l28186>.
- [18] "Regulation (EC) No 595/2009 on type-approval of motor vehicles and engines (with respect to emissions from heavy-duty vehicles and access to vehicle repair and maintenance information)." [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=legissum:mi0029>.
- [19] B. Giechaskiel, P. Dilara, E. Sandbach, and J. Andersson, "Particle measurement programme (PMP) light-duty inter-laboratory exercise: comparison of different particle number measurement systems," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 19, no. 9, 2008.

- [20] L. Tan, Y. Guo, Z. Liu, P. Feng, and Z. Li, "An investigation on the catalytic characteristic of NO<sub>x</sub> reduction in SCR systems," *J. Taiwan Inst. Chem. Eng.*, vol. 99, pp. 53–59, 2019.
- [21] M. Naseri *et al.*, "Development of SCR on Diesel Particulate Filter System for Heavy Duty Applications," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 2011-01–1312, 2011.
- [22] F. Payri González and J. M. Desantes Fernández, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Editorial Reverté y UPV, 2011.
- [23] F. Posada, S. Chambliss, and K. Blumberg, "Costs of emission reduction technologies for heavy-duty diesel vehicles | International Council on Clean Transportation," *ICCT White paper*. [Online]. Available: <https://www.theicct.org/publications/costs-emission-reduction-technologies-heavy-duty-diesel-vehicles>.
- [24] P. Karra and S.-C. Kong, "Diesel Emission Characteristics Using High Injection Pressure with Converging Nozzles in a Medium-Duty Engine," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 1, no. 1, pp. 578–592, 2008.
- [25] T. N. Puri Ing, L. R. Soni Ing, and S. Deshpande, "Combined Effects of Injection Timing and Fuel Injection Pressure on Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Direct Injection Diesel Engine Numerically Using CONVERGE CFD Tool," in *SAE Technical Paper 2017-28-1953*, 2017.
- [26] S. d'Ambrosio and A. Ferrari, "Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance," *Appl. Energy*, vol. 155, pp. 918–932, 2015.
- [27] M. Badami, F. Mallamo, F. Millo, and E. E. Rossi, "Experimental investigation on the effect of multiple injection strategies on emissions, noise and brake specific fuel consumption of an automotive direct injection common-rail diesel engine," *Int. J. Engine Res.*, vol. 4, no. 4, pp. 299–314, 2003.
- [28] X.-Y. Shi, X.-Q. Qiao, J.-M. Ni, Y.-Y. Zheng, and N.-Y. Ye, "Study on the combustion and emission characteristics of a diesel engine with multi-injection modes based on experimental investigation and computational fluid dynamics modelling," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 224, no. 9, pp. 1161–1176, 2010.

- [29] J. M. Desantes, V. Bermúdez, A. García, and W. G. Linares, “A Comprehensive Study of Particle Size Distributions with the Use of PostInjection Strategies in DI Diesel Engines,” *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 45, no. 10, pp. 1161–1175, 2011.
- [30] T. Tomoda, T. Ogawa, H. Ohki, T. Kogo, K. Nakatani, and E. Hashimoto, “Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Valve Train System,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 11, no. 5, pp. 331–344, 2010.
- [31] A. K. Agarwal, A. P. Singh, and R. K. Maurya, “Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 61, pp. 1–56, 2017.
- [32] Y. Jung and C. Bae, “Immaturity of soot particles in exhaust gas for low temperature diesel combustion in a direct injection compression ignition engine,” *Fuel*, vol. 161, pp. 312–322, 2015.
- [33] A. Jain, A. P. Singh, and A. K. Agarwal, “Effect of split fuel injection and EGR on NO<sub>x</sub> and PM emission reduction in a low temperature combustion (LTC) mode diesel engine,” *Energy*, vol. 122, pp. 249–264, 2017.
- [34] J. A. Bittle, B. M. Knight, and T. J. Jacobs, “Heat Release Parameters to Assess Low Temperature Combustion Attainment,” in *SAE Technical Paper 2011-01-1350*, 2011.
- [35] V. Boronat Colomer, “Dual-Fuel Dual-Mode combustion strategy to achieve high thermal efficiency, low NO<sub>x</sub> and smoke emissions in compression ignition engines,” Tesis doct. Universitat Politècnica de València, Valencia, 2018.
- [36] A. Sofianopoulos, M. Rahimi Boldaji, B. Lawler, and S. Mamalis, “Investigation of thermal stratification in premixed homogeneous charge compression ignition engines: A Large Eddy Simulation study,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 20, no. 8–9, 2018.
- [37] J. Benajes, J. Martín, R. Novella, and K. Thein, “Understanding the performance of the multiple injection gasoline partially premixed combustion concept implemented in a 2-Stroke high speed direct injection compression ignition engine,” *Appl. Energy*, vol. 161, pp. 465–475, 2016.

- [38] J. Benajes, S. Molina, A. García, E. Belarte, and M. Vanvolsem, “An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 66–76, 2014.

# Capítulo 2

## Estrategias avanzadas de combustión y preparación de la mezcla en los MEC

### Contenido

---

<b>2.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>22</b>
<b>2.2</b>	<b>Combustión diesel convencional en MEC.....</b>	<b>22</b>
2.2.1	Descripción del proceso de combustión.....	23
2.2.2	Estructura de la llama y formación de contaminantes.....	24
<b>2.3</b>	<b>Estrategias de combustión a baja temperatura - LTC.....</b>	<b>26</b>
2.3.1	Estrategia de combustión PPC .....	30
2.3.2	Estrategia de combustión RCCI .....	36
<b>2.4</b>	<b>Modo de operación DMDF (Dual-Mode Dual-Fuel).....</b>	<b>39</b>
2.4.1	Operación a baja carga: Combustión RCCI completamente premezclada.....	40
2.4.2	Operación a media carga: Combustión RCCI altamente premezclada.....	41
2.4.3	Operación a alta carga: Combustión dual-fuel de naturaleza difusiva .....	42
<b>2.5</b>	<b>Bibliografía del Capítulo 2.....</b>	<b>43</b>

## 2.1 Introducción

El Capítulo 2 muestra una revisión bibliográfica de los procesos de combustión que serán abordados en la presente tesis doctoral. La primera parte de la revisión presenta una breve descripción del proceso de combustión diésel convencional. Además de un análisis del proceso de formación de contaminantes a partir del desarrollo de la llama de difusión diésel, incluyendo las principales razones que provocan el *trade-off* NO<sub>x</sub>-PM. Comportamiento que introduce la necesidad de estudiar nuevas estrategias de combustión para reducir las emisiones en los MEC.

La revisión de la literatura continua con un análisis de los conceptos de combustión a baja temperatura, los cuales aparecen como una solución plausible para los MEC, ya que proporcionan valores similares en términos de rendimiento térmico, pero con niveles muy bajos de emisiones de NO<sub>x</sub> y PM. En particular, se muestra la evolución de los conceptos LTC, describiendo las principales estrategias utilizadas para expandir los límites de operación en el motor. Adicionalmente, se realiza una descripción de las principales características de dos prometedores conceptos premezclados LTC: combustión PPC y combustión RCCI.

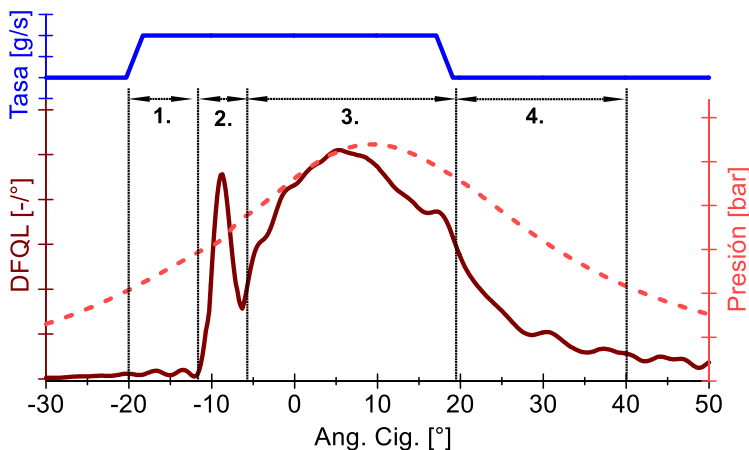
Finalmente, se lleva a cabo una revisión del modo de operación DMDF. Esta estrategia incluye diferentes procesos de combustión, y es una de las más estudiadas en la actualidad, debido a que permite operar en todo el rango de operación del motor a través de diferentes grados de premezcla de la combustión RCCI y la combustión dual-fuel.

## 2.2 Combustión diésel convencional en un MEC

Se han logrado avances significativos en los últimos años en la comprensión de la naturaleza del modo CDC. En este sentido, esta sección pretende proporcionar un resumen actualizado de los principales procesos físicos y químicos que ocurren durante el desarrollo del proceso de combustión diésel en un MEC-DI. El enfoque es bastante conceptual, y con la intención de describir el proceso de manera cualitativa, se recurre a modelos conceptuales que los investigadores han desarrollado a partir de los fenómenos observados en diferentes estudios experimentales.

### 2.2.1 Descripción del proceso de combustión

El proceso de combustión inicia en el momento que el combustible sale de la tobera del inyector y entra a la cámara de combustión, donde existe un ambiente de alta densidad y temperatura que promueve la evaporación del combustible, la mezcla aire-combustible y el autoencendido. A partir de una estrategia de inyección única, programada relativamente cerca del PMS con una duración suficientemente larga. El análisis de la tasa de inyección y la derivada de la fracción de calor liberado (DFQL) permite identificar las diferentes fases del proceso de combustión siguiendo una secuencia, tal como se presenta en la Figura 2.1. La DFQL se obtiene del análisis de la señal de presión en el cilindro, utilizando un modelo de cero-dimensional basado en la aplicación de la primera ley de la termodinámica. Este parámetro muestra la intensidad con la que se libera la energía química contenida en el combustible. Las fases principales de la combustión por difusión se definen de la siguiente manera:



**Figura 2.1** Tasa de inyección de combustible (arriba), de liberación de calor y presión en cámara (abajo) para un MEC en modo CDC. Etapas de la combustión: 1. Retraso al autoencendido, 2. Combustión premezclada, 3. Combustión por difusión y 4. Combustión final.

1. **Retraso al autoencendido:** esta etapa cubre el período entre SOI y el inicio de la combustión; o más explícitamente entre el momento en que la primera gota de combustible ingresa al ambiente de la cámara de combustión y el instante en que la liberación de energía comienza a crecer significativamente. Durante este periodo se produce el proceso de atomización y vaporización del combustible inyectado [1].

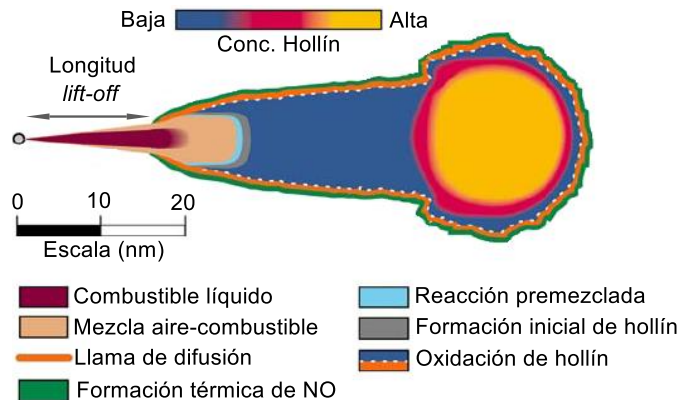
Con el combustible evaporado aparecen las primeras reacciones químicas de baja intensidad. Estas reacciones pueden observarse en la DFQL, donde aparecen variaciones muy pequeñas que conducirán a la autoinflamación espontánea de la mezcla [2].

2. **Combustión premezclada:** Esta etapa se caracteriza por la oxidación del combustible inyectado durante el retraso al autoencendido, que no pudo reaccionar antes [3]. Por lo tanto, los procesos fisicoquímicos que se generan aquí están estrechamente relacionados con el desarrollo de la etapa anterior. Durante la combustión premezclada, se alcanza un pico máximo en la DFQL, que luego disminuye hasta un mínimo relativo, lo que determina la siguiente fase de combustión (Figura 2.1).
3. **Combustión por difusión:** Durante esta etapa, la inyección y el proceso de combustión se desarrollan al mismo tiempo, por lo que el proceso de mezcla del combustible se sostiene por el flujo inducido por la pulverización [4]. El calor se libera al mismo tiempo que el aire se mezcla con el combustible, y se establece una llama de difusión. Las zonas de reacción se encuentran donde la mezcla alcanza condiciones estequiométricas. En estas condiciones, la estructura de la llama se estabiliza alcanzando condiciones cuasiestacionarias, que se alcanzan hasta el final de la inyección. En esta etapa se forman la mayor parte de los contaminantes.
4. **Combustión final:** Al finalizar la inyección, cesa el impulso al proceso de combustión. La fracción de mezcla que queda en la cámara continúa ardiendo, pero a un ritmo más lento, como se distingue en la DFQL con la disminución progresiva del calor liberado (Figura 2.1). La combustión pierde intensidad y la llama pierde su estructura cuasiestacionaria, adoptando una configuración más aleatoria, hasta que finalmente se apaga y finaliza el proceso de combustión.

### 2.2.2 Estructura de la llama y formación de contaminantes

El modelo conceptual más común, el cual es ampliamente aceptado por la comunidad científica para describir la llama de difusión diésel, es el desarrollado por Dec *et al.* [5] y Flynn *et al.* [6], y se ilustra en la Figura 2.2. Es importante tener en cuenta que este patrón solo es válido en el intervalo temporal a partir del inicio de la fase de combustión por difusión hasta finalizar la inyección, periodo donde la llama muestra un comportamiento cuasiestacionario.





**Figura 2.2** Características de la llama de difusión en la etapa cuasiestacionaria de del tradicional proceso de combustión diésel (adaptado de [5] y [6]).

De acuerdo con la Figura 2.2, se puede distinguir una primera zona a partir de la salida de la tobera de inyección, en la cual el flujo tiene una apariencia de chorro inerte, pues aquí no ocurren reacciones químicas. La longitud de esta fase es lo que se conoce como distancia de despegue de la llama o longitud de *lift-off*. Todos los procesos físicos relacionados con la atomización del combustible, englobamiento del aire y evaporación tienen lugar en esta primera zona [7].

Después del *lift-off* se muestra una típica llama por difusión. En su interior aparece una pequeña región, denominada zona de reacción premezclada. Donde ocurren reacciones ricas, a partir del oxígeno atrapado en la primera etapa, y como productos de este proceso se forman hidrocarburos parcialmente oxidados a los que se le atribuye la función de precursores de hollín [8]. A partir de esta región, y como se muestra en la Figura 2.2, la siguiente zona está ocupada por productos de una combustión rica (típicamente una mezcla de CO, UHC y aromáticos policíclicos (PAH<sup>1</sup>)) que atraviesan una zona carente de oxígeno, con temperaturas que crecen a medida que se acercan al frente de llama, lo cual favorece en gran medida el proceso de formación inicial y crecimiento de las partículas de hollín [9]. No obstante, la mayoría de estas partículas se oxidan al encontrar la superficie de reacción situada en la zona de dosado estequiométrico en el exterior de la llama. Por otro lado, la formación de NO ocurre en el exterior de la llama de difusión donde las condiciones son favorables para este proceso, principalmente en términos de elevadas temperaturas y disponibilidad de oxígeno [10].

<sup>1</sup>Del inglés *Polycyclic Aromatic Hydrocarbons*

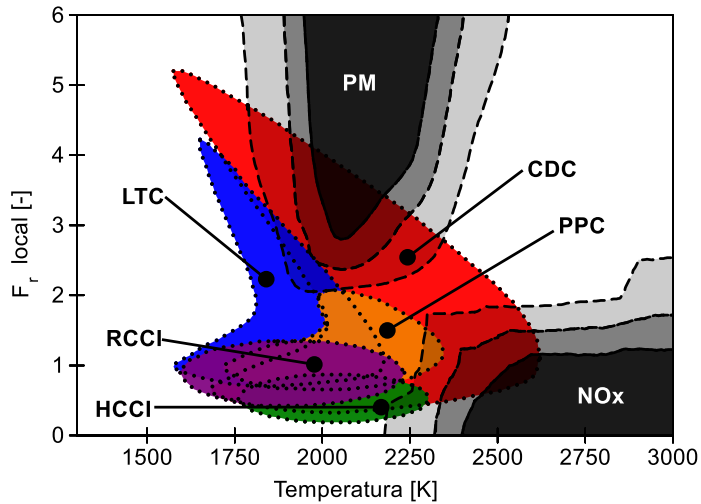
Vale destacar, que mientras que en las condiciones de mezcla rica se favorece la formación de partículas, para la oxidación de estas, es importante la disponibilidad de oxígeno y una temperatura lo suficientemente alta, siendo estas últimas circunstancias las favorables para la formación de NOx. Por lo tanto, las emisiones finales de estos dos contaminantes en el modo CDC son el resultado del balance acumulado entre formación y oxidación, debiéndose encontrar un punto de compromiso entre los dos (conocido como *trade-off* NOx-PM), el cual no permite reducir ambos contaminantes simultáneamente.

Finalmente, la fase de combustión final también puede provocar efectos importantes en las emisiones contaminantes. Durante esta etapa, el combustible que queda sin quemar continúa mezclándose con el aire debido a las turbulencias existentes. Y teniendo en cuenta, que el proceso de formación de NOx es lento, es posible que durante esta fase continúe la formación de estos contaminantes, los resultados del trabajo Dec *et al.* [10] mostraron que, alrededor de 20% de la emisión total de NOx son provocadas por la fase de combustión final. Además, la reducción en la temperatura de combustión en esta etapa también puede afectar el proceso de oxidación de las partículas de hollín [11], aumentando la emisión total de PM.

En el próximo capítulo se expone un análisis más detallado del proceso de formación de cada uno de los contaminantes regulados en los MCIAs.

## 2.3 Estrategias de combustión a baja temperatura - LTC

Los conceptos avanzados de combustión se basan en promover bajas temperaturas locales para evitar o disminuir la formación de NOx. Por lo que, comúnmente se conocen como conceptos de combustión a baja temperatura. Estos nuevos modelos también pueden extender el tiempo de mezcla antes del inicio de la combustión para evitar regiones ricas e inhibir la formación de partículas de hollín. Por lo tanto, con los conceptos LTC se podrá evitar el *trade-off* NOx-PM en los MEC. Estas características se pueden inferir del gráfico de dosado relativo ( $F_r$ ) local frente a temperatura de combustión, propuesto por Neely *et al.* [12], que superpuso la región operativa de algunas estrategias LTC en el modo CDC propuesto anteriormente por Kamimoto *et al.* [13], como se ilustra en la Figura 2.3.



**Figura 2.3.** Regiones que ocupan el modo CDC y los conceptos de combustión LTC, PPC, RCCI y HCCI en el mapa  $F_r$ - $T$  de formación de hollín y de NOx (adaptado de [12]).

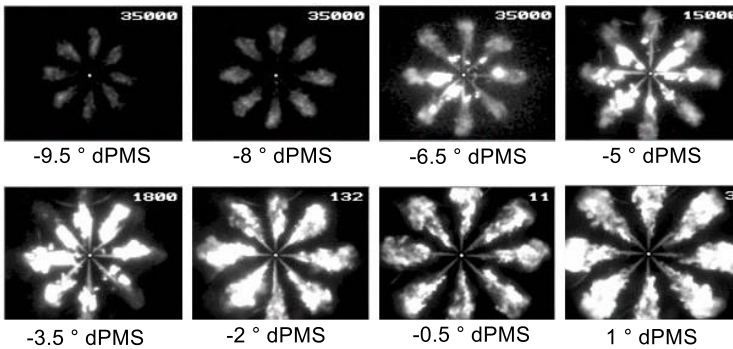
Como se puede ver en la Figura 2.3, la ruta del concepto LTC controlado por mezcla tiene una forma similar a la del modo CDC. En este caso, la estrategia se basa en promover bajas temperaturas locales de combustión, para lo cual, generalmente se utilizan altas tasas de EGR. La reducción en la concentración de oxígeno en estas condiciones provoca valores de  $F_r$  locales semejantes a los del modo CDC, pero, se puede evitar la región de formación de NOx. Además, esta estrategia LTC controlada por mezcla también disminuye la formación de hollín, al comparar su ruta con la del modo CDC. En la figura también se puede observar tres estrategias premezcladas LTC: HCCI, RCCI y PPC. Mostrando la primera clasificación dentro de los conceptos de combustión LTC; controlado por mezcla y premezclado.

Las estrategias premezcladas LTC permiten un mayor tiempo de mezcla antes de la combustión que el concepto LTC controlado por mezcla, separando la inyección de combustible del inicio de la combustión, para evitar o disminuir las zonas localmente ricas, donde se facilita el proceso de formación de partículas. Dentro de los conceptos premezclados LTC, se pueden encontrar diferentes estrategias dependiendo del grado de mezcla aire-combustible alcanzado antes del inicio de la combustión. Esto se confirma en la Figura 2.3, comparando el rango del  $F_r$  local a través del cual evoluciona el concepto HCCI (mezcla homogénea o completamente

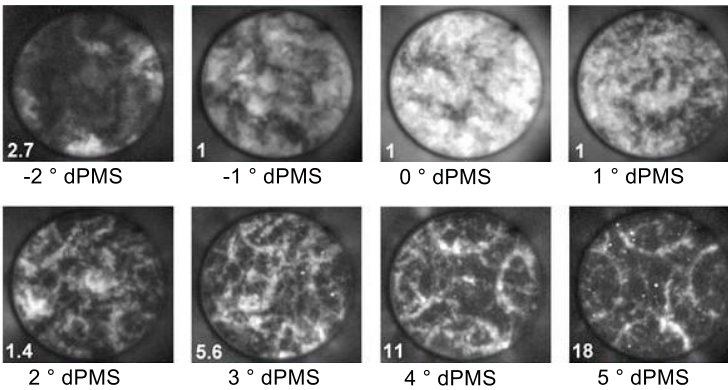
premezclada) y los de los conceptos RCCI y PPC (mezcla parcialmente premezclada).

El concepto HCCI se basa en lograr una mezcla homogénea en el cilindro antes de la autoignición, la cual es provocada por los altos valores de presión y temperatura que se alcanzan al final de la carrera de compresión. Para poder conseguir esta mezcla relativamente homogénea, el combustible se inyecta en el colector de admisión [14] o en tiempos adelantados de la carrera de admisión [15]. En la Figura 2.4 se muestra un comparativo entre los procesos de combustión, CDC [16] y HCCI [17].

#### CDC - SOI = -11.5 ° dPMS



#### HCCI - SOI = -320 ° dPMS



**Figura 2.4.** Evolución del proceso de combustión a través de imágenes de quimioluminiscencia durante la operación de un MEC en modo CDC y HCCI (adaptado de [16] y [17]).

El inicio de la combustión en el concepto HCCI difiere del modo CDC (Figura 2.4), ya que no ocurre en una región del chorro del combustible. Por el contrario, se produce un encendido espontáneo, casi simultáneamente en toda la cámara de combustión. Esto evita la aparición de un frente de llama y por lo tanto la ausencia de una región específica de alta temperatura, lo que conduce a disminuir drásticamente la emisión de NO<sub>x</sub>. Además, se inhibe la formación de partículas debido a la mezcla casi homogénea lograda antes del inicio de la combustión.

Como resultado del autoencendido simultáneo de la carga, la liberación de calor en la estrategia HCCI es mayor y más rápida que en el modo CDC, lo que conduce a una mayor eficiencia de conversión de la energía del combustible a trabajo, siempre que se alcance una fase de combustión favorable [18]. Es decir, a pesar de que el concepto HCCI parece termodinámicamente atractivo, existen serias dificultades sobre el control de la combustión. Esto se debe, a que en los motores HCCI la combustión está controlada por la cinética-química, o sea, el autoencendido de la carga es provocado por la temperatura en el cilindro, la presión, el dosado local y la reactividad del combustible, y no por un evento específico como la inyección en los convencionales MEC o un salto de chispa en los MEP. Por ejemplo, a altas cargas de operación del motor, la temperatura de autoignición de la mezcla se alcanza con mucho adelanto en la carrera de compresión. Esto promueve una fase de combustión demasiado avanzada, lo que puede proporcionar elevados valores de gradientes de presión y riesgo de combustión detonante o *knocking*<sup>2</sup> en el motor [19], [20].

Por otro lado, el hecho de adelantar significativamente la inyección de combustible provoca que este proceso se realice en un ambiente de baja temperatura y densidad lo que facilita el impacto del combustible en las paredes del cilindro, especialmente cuando se usan combustibles de baja volatilidad como el diésel y durante la operación a baja carga. Lo que puede provocar un proceso de combustión incompleto y altas emisiones de UHC y CO [21].

Antes estas dificultades, la comunidad científica disminuyó el interés en el desarrollo de motores HCCI como una posible solución a los MEC que operan con el modo CDC. No obstante, y teniendo en cuenta el potencial mostrado de este concepto en términos de eficiencia térmica y bajas emisiones de NO<sub>x</sub> y PM, los investigadores han direccionado sus trabajos en crear nuevos conceptos premezclados LTC, teniendo como base la combustión HCCI completamente premezclada.

---

<sup>2</sup>Terminología inglesa para referirse al proceso de combustión rápido y violento conocido como detonación.

En este contexto, y a partir de los problemas vinculados a las características del combustible en la combustión HCCI. Como es el caso, del combustible diésel, el cual se caracteriza por una baja resistencia al autoencendido, que inherentemente limita el tiempo disponible para mezclar el combustible inyectado, dificultando una homogenización adecuada de la mezcla antes del inicio de la combustión. Surge la estrategia de combustión RCCI, la cual utiliza combustibles de diferente reactividad para controlar la combustión premezclada. En este concepto, se inyecta un combustible de baja reactividad y posteriormente para iniciar la ignición se inyecta otro combustible altamente reactivo. Al variar las cantidades relativas y los tiempos de inyección de los dos combustibles, se logra un mayor control sobre la combustión y los niveles de emisiones de NOx y PM [22], [23]. En la sección 2.3.2 se muestra una detallada descripción de este nuevo concepto de combustión.

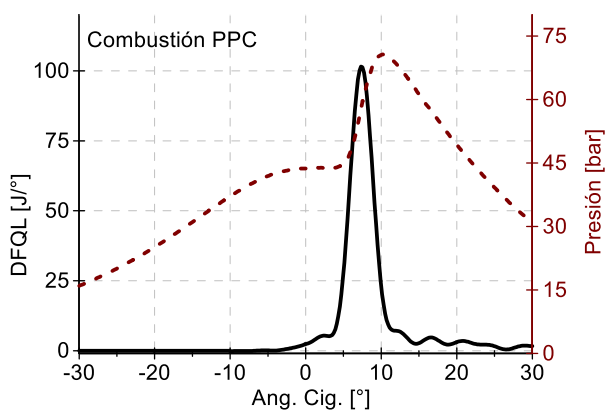
Una estrategia diferente consiste en mantener cierto grado de estratificación en la mezcla con un único combustible, retrasando el evento de inyección [24], [25]. En estas condiciones, se utilizan los efectos cinéticos-químicos de las regiones localmente más ricas para controlar en cierta medida el inicio y la velocidad de la combustión, mientras que al mismo tiempo se aprovechan los beneficios de una premezcla, en términos de menores temperatura de combustión. Por lo tanto, es posible afirmar, que en el caso de un único suministro de combustible los conceptos LTC evolucionaron de estrategias de mezclas homogéneas a parcialmente premezcladas o estratificadas [26], [27]. Esta categoría comprende todas las estrategias de combustión premezcladas denominadas en la literatura como: PCI, PPCI, PCCI, PPC, entre otras. En la presente tesis se utilizará la nomenclatura PPC para referirse a este nuevo concepto premezclado de combustión, que se describen en detalles a continuación.

### **2.3.1 Estrategia de combustión PPC**

La combustión PPC permite operar los MEC entre los conceptos de combustión completamente premezclado y totalmente difusivo, donde se pueden alcanzar bajos niveles de emisiones contaminantes, mientras que se logra un mayor control sobre la combustión con el evento de inyección [27], [28]. La inyección de combustible se retrasa, pero sin coincidir con el inicio de la combustión, lo cual garantiza un periodo para el proceso de mezcla, reduciendo considerablemente las zonas ricas donde se forman las partículas de hollín. El uso de altas tasas de EGR (> 30%) ayuda a retrasar

el inicio y desarrollo de la combustión, disminuyendo las temperaturas de combustión y la formación de NOx [29].

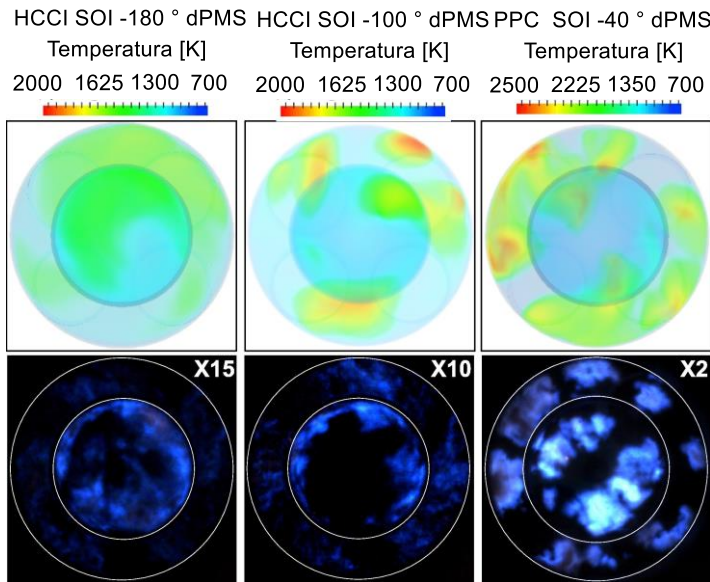
En la Figura 2.5 se ilustra el comportamiento de la DFQL durante un típico proceso de combustión PPC, en esta estrategia el proceso de liberación de calor es más rápido y alcanza un valor máximo mayor que en el modo CDC [30], ya que la mayoría del combustible se quema en condiciones premezcladas. El proceso de inyección ocurre durante la carrera de compresión, relativamente cerca del PMS, por lo que la fase de retraso al autoencendido y el período de tiempo de mezcla son más cortos que en la combustión HCCI. En estas condiciones la inyección ocurre en una atmósfera con mayor densidad y temperatura, lo que favorece la evaporación y mezcla del combustible. Aunque, también aumenta la posibilidad de autoencendido de la carga, que puede evitarse con una mayor tasa de EGR, para controlar la química de la reacción y evitar un inicio temprano de autoignición.



**Figura 2.5.** Evolución típica de las curvas de liberación de calor y presión en cámara para la combustión PPC.

Los SOI habituales de las estrategias PPC varían entre  $-60^\circ$  dPMS y  $-10^\circ$  dPMS, donde la densidad ambiente (presión y temperatura) aumenta debido a la compresión. En la Figura 2.6, se muestran los resultados de An *et al.* [27], a partir de un estudio en un motor óptico durante su operación en combustión HCCI y PPC. La quimioluminiscencia (color azul) muestra la descomposición del combustible en llamas premezcladas y turbulentas. Para la combustión HCCI representada por un SOI de  $-180^\circ$  dPMS, las zonas azules son oscuras y reducidas (vista inferior), además se observan bajas temperaturas distribuidas uniformemente en la cámara de combustión

(vista superior). A medida que el SOI se retrasa a  $-100^\circ$  dPMS, la intensidad de la quimioluminiscencia aumenta, mostrando un ligero incremento en la estratificación de la mezcla. Tendencia que aumenta considerablemente al pasar a la combustión PPC (SOI =  $-40^\circ$  dPMS), a lo que se le atribuye al aumento de la estratificación de la mezcla y temperaturas locales mucho más altas. Por lo tanto, un significativo retraso del SOI y principalmente a alta carga de operación, puede provocar el autoencendido de la carga en condiciones de mezcla altamente estratificada, con riesgo de *knocking* [31], [32].

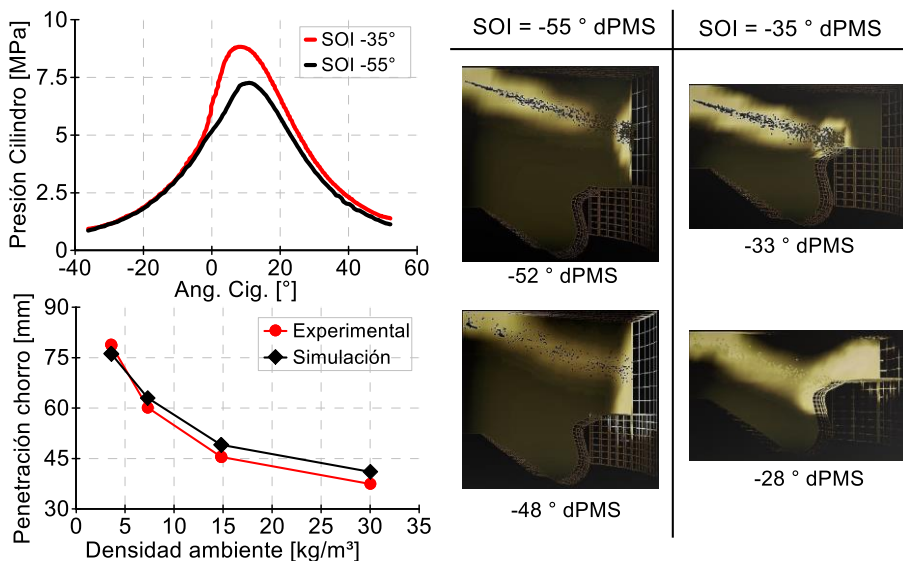


**Figura 2.6.** Evolución de las temperaturas y el grado de estratificación de la mezcla a través de estudios de simulación y de imágenes de quimioluminiscencia, en combustión HCCI y PPC (adaptado de [27]).

Por otro lado, en combustión PPC, la penetración del chorro para tiempos de inyección avanzados, pueden ser superiores en comparación con los valores típicos del modo CDC. En la Figura 2.7 se muestran algunos resultados de simulación reportados por Liu *et al.* [33], relacionados con el efecto de la densidad en el cilindro sobre la penetración de la pulverización del combustible en el momento de la inyección, para esto se analizaron dos SOI diferentes ( $-55^\circ$  dPMS y  $-35^\circ$  dPMS). En el caso de una inyección en un ambiente de menor densidad, como el que se alcanza con el SOI de  $-55^\circ$  dPMS la penetración del combustible es tan grande, que alcanza las paredes del cilindro, favoreciendo la deposición de una película líquida en



esta región. Esto proporciona un significativo aumento de las emisiones de UHC y CO, y un deterioro de la eficiencia de la combustión [34], como se puede deducir de los menores valores de presión en cámara que se muestran en la Figura 2.7.



**Figura 2.7.** Simulación de la penetración del chorro de combustible y su impacto en la presión en cámara (adaptado de [33]).

Por lo tanto, hasta este punto, es posible afirmar que en la combustión PPC, un adecuado ajuste de los parámetros de inyección es indispensable para la obtención de una mezcla con un nivel de estratificación que permita el desarrollo del proceso de combustión, sin elevados gradientes de presión o fallas de autoencendido por el impacto del combustible en superficies frías como las paredes del cilindro. En este contexto, estrategias de inyecciones múltiples o moduladas [35], [36] y/o de periodos cortos de inyección con altas presiones [37], [38] han mostrado avances importantes en la solución de estos problemas y en la optimización de la estrategia PPC en los MEC. No obstante, todavía existen dificultades a alta carga de operación cuando se utilizan combustibles de alta reactividad, como el diésel [39].

Para lograr un retraso de autoignición lo suficientemente largo, como para asegurar un desarrollo de la combustión en la carrera de expansión, cuando se usan gasóleos con alto índice de cetano ( $> 40$ ) en estrategias premezcladas PPC, se requiere niveles de dilución muy altos (altas tasas de

EGR) y, por lo general, relaciones de compresión más bajas, con tiempos de inyección más cortos que los típicamente utilizados en el modo CDC.

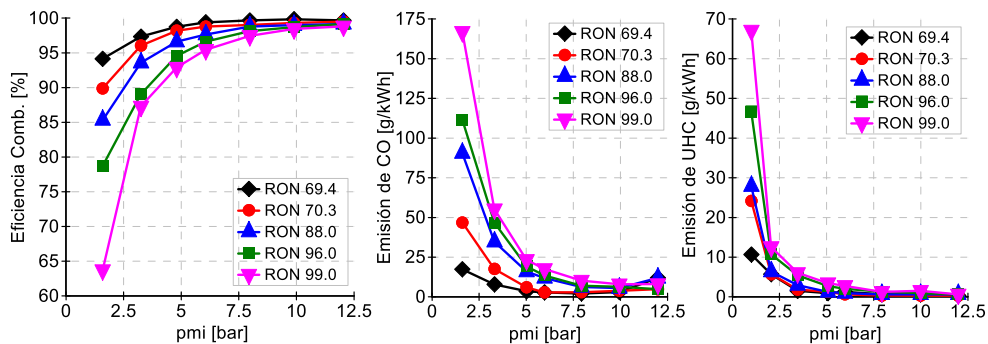
Los primeros trabajos en este ámbito fueron realizados por A. Weall *et al.* [40] y Kalghatgi *et al.* [41] en motores de gran cilindrada. Los resultados mostraron, que combustibles en el rango de autoignición de la gasolina (RON > 60) pueden usarse en un MEC para mejorar el rendimiento y expandir el rango de operación de la combustión PPC. El mayor retraso a la ignición de estos combustibles proporcionó más tiempo para el proceso de mezcla y una mayor fracción de combustión premezclada. A título de ejemplo, en la investigación de Kalghatgi *et al.* [41] durante la operación con combustión PPC de gasolina se alcanzaron emisiones reducidas de NOx (0,58 g/kWh) y PM (0,07 FSN) con un consumo indicado de combustible (g) de 179 g/kWh en una condición de carga de 15,9 bar de presión media indicada (pmi). En estas mismas condiciones de operación, pero utilizando combustible diésel, para obtener niveles tan bajos de PM y NOx, la pmi necesitaba estar por debajo de 6,5 bar.

Posteriormente Manete *et al.* [42] estudiaron el rango de carga operable en combustión PPC, en función del número de octano del combustible (RON<sup>3</sup>) para diferentes gasolinas con valores de RON que van de 69,4 a 99,0. Para las condiciones de prueba seleccionadas, fue posible operar en combustión PPC con todos los combustibles hasta una carga máxima de 12 bar de pmi. Sin embargo, a bajas cargas de operación, los combustibles con alto índice de octano reducían significativamente la eficiencia de la combustión, impactando negativamente sobre las emisiones de UHC y CO, como se muestra en la Figura 2.8. En este ambiente de bajos valores de temperatura y presión en la cámara de combustión, los altos índices de resistencia a la autoignición de estos combustibles facilitan la aparición de fallos de autoencendido. Resultados similares fueron observados por Solaka *et al.* [43], al estudiar los rangos de carga de operación de un MEC durante su operación en PPC con diferentes tipos de gasolinas y con diésel. Se fijaron valores máximos de tasa de EGR de 40% y un coeficiente de exceso de aire ( $\lambda^4$ ) de 1,5, y en estas condiciones la combustión se mantuvo estable entre 5 y 7 bar de pmi para las gasolinas, mientras que con el combustible diésel se alcanzó un valor mínimo de 3 bar de pmi. Al aumentar  $\lambda$  todos los combustibles proporcionaron un funcionamiento estable hasta 2 bar de pmi, pero la tendencia a fallos de autoignición aumentó significativamente con las gasolinas de alto índice de octano, reduciendo considerablemente la eficiencia de la combustión.

---

<sup>3</sup>Del inglés *Research Octane Number*

<sup>4</sup>Terminología inglesa para referirse al inverso del dosado relativo (F)



**Figura 2.8.** Eficiencia de la combustión y emisiones de CO y UHC para gasolinas con diferentes valores de RON en un MEC con combustión PPC (adaptado de [42]).

Borgqvist *et al.* [44], [45] aprovecharon los beneficios de un sistema de distribución VVT en un MEC con combustión PPC, y a través de una estrategia negativa de superposición de válvulas consiguieron mantener un porcentaje significativo de gases calientes residuales dentro del cilindro. En estas condiciones, la temperatura en la cámara de combustión aumentó y la tendencia a fallos de autoencendido de la gasolina disminuyó significativamente. Estos resultados mostraron la viabilidad del concepto PPC de gasolina en un rango de carga mucho más amplio en comparación con la combustión PPC con el uso de combustible diésel.

En este contexto, el MEC de 2 tiempos (2T) ofrece una alta flexibilidad para controlar la fracción de gases residuales del proceso de combustión mediante diferentes estrategias del proceso de renovación en la carga, con lo cual se puede cambiar efectivamente la evolución de la temperatura global en la cámara en un rango mucho más amplio que en los MEC de 4T [46], [47]. Por lo tanto, la operación en 2T tiene intrínsecamente un potencial mucho mayor para ajustar las condiciones termodinámicas de la carga en el cilindro, acción clave para controlar el proceso de combustión y los niveles de emisiones en conceptos de combustión parcialmente premezclados, como la estrategia PPC de gasolina. Además, la operación en 2T ha ganado un renovado interés en conceptos avanzados de combustión, ya que proporciona intrínsecamente una respuesta de par equivalente con solo la mitad de la pmi requerida que en la operación en 4T, teniendo en cuenta el mismo desplazamiento volumétrico del motor. Esto puede solucionar algunos de los problemas intrínsecos relacionados con la combustión PPC a altas cargas, al restringir el rango de operación a cargas bajas y medias donde estos conceptos tienen un mejor rendimiento.

De acuerdo con la discusión anterior, y teniendo en cuenta los excelentes resultados que se han obtenido en trabajos anteriores, a partir del desarrollo de la combustión PPC en motores de 2T [48]–[51]. Esta tesis doctoral tiene entre sus objetivos continuar con el proceso de evolución del concepto PPC de gasolina en un MEC de 2T, a fin de viabilizar en un futuro no muy lejano su implementación en condiciones reales de operación.

### 2.3.2 Estrategia de combustión RCCI

De la sección anterior es posible concluir que el desarrollo de la combustión PPC depende del tipo de motor donde se aplica este concepto, el cual debe disponer de tecnologías que permitan estrategias avanzadas de renovación de la carga y de inyección. No obstante, existe un concepto de combustión premezclado LTC que no necesariamente depende de una configuración específica del motor y con excelentes resultados en términos de rendimiento y reducción simultánea de los contaminantes NO<sub>x</sub> y PM, el cual se basa en una estrategia de combustión dual-fuel.

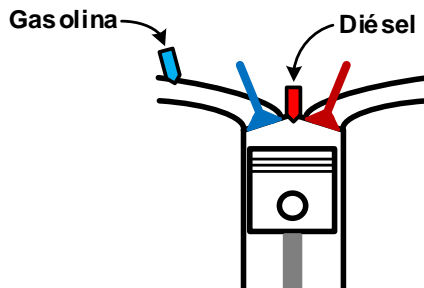
Inagaki *et al.* [52] fueron unos de los primeros investigadores en estudiar este concepto premezclado LTC, al que se le llamó inicialmente como combustión dual-fuel PCI. En esta investigación se utilizaron dos combustibles de diferente reactividad que se inyectaron independientemente en tiempos y cantidades diferentes, lo que permitió un mayor control sobre la reactividad de la mezcla, la fase y duración de la combustión, proporcionando excelentes resultados en términos de rendimiento y emisiones. Posteriormente Kokjohn *et al.* [53] reforzaron estos resultados mediante modelos de dinámica de fluidos computacional (CFD<sup>5</sup>) y renombraron el concepto como combustión RCCI [54], siendo esta nomenclatura la más utilizada en la actualidad.

En los motores RCCI, se han utilizado varias estrategias y tecnologías para introducir más de un combustible en la cámara de combustión, pero la configuración tradicional creada por Inagaki *et al.* [52] continúa siendo la más utilizada en la actualidad. La distribución de este sistema de inyección se muestra en la Figura 2.9, donde se utiliza una IDI para suministrar el combustible de baja reactividad (alto índice de octano) en el colector de admisión para crear una mezcla homogénea. Posteriormente durante la carrera de compresión se realiza la ID del combustible de alta reactividad (alto índice de cetano), donde en la mayoría de los casos este evento se realiza en más de una inyección, en tiempos que van desde los -60 a -30 ° dPMS. Una vez que la carga se comprime, el inicio de la combustión estará

---

<sup>5</sup>Del inglés *Computational Fluid Dynamics*

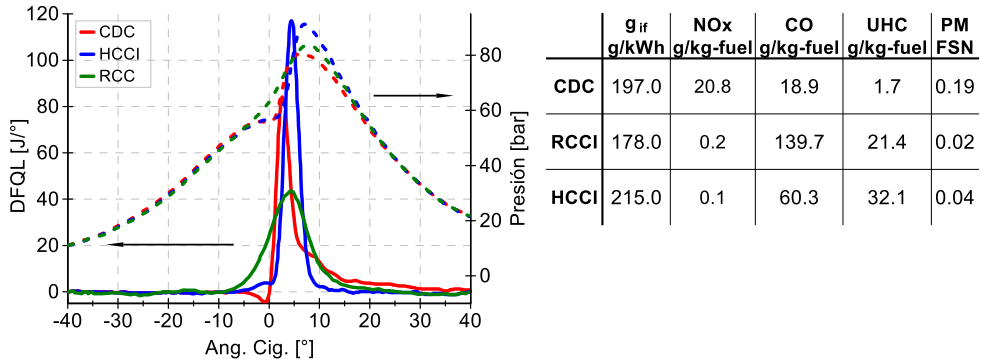
determinando por las características de la carga, es decir, por la reactividad de la mezcla entre ambos combustibles, el aire de admisión y la tasa de EGR [55]. Este fenómeno fue investigado por Liu *et al.* [56] utilizando técnicas ópticas para visualizar el proceso de combustión. El estudio concluyó que el encendido de la mezcla sigue el gradiente de reactividad en la cámara de combustión, pasando de las zonas más reactivas a las de menor reactividad. Por lo que, la liberación de calor ocurre en un periodo de tiempo mayor que los típicos procesos de combustión homogéneo HCCI o premezclado PPC, pero con una menor intensidad.



**Figura 2.9.** Esquema del sistema de inyección de combustible propuesto por Inagaki *et al.* [52] para implementar el concepto RCCI en un MEC.

Un ejemplo de cómo se desarrolla el proceso de combustión RCCI se puede observar en la Figura 2.10, la cual muestra los resultados obtenidos por Zhang *et al.* [57], a partir de un estudio comparativo entre diferentes conceptos de combustión. En la combustión RCCI, la velocidad de liberación de calor es menor, lo que provoca un menor pico de la DFQL y una reducida tendencia a ruidos de combustión, impactando positivamente en el rendimiento del motor, como lo muestran los valores de  $g_i$ . En particular, la presión y temperatura más alta que se alcanzan en la combustión HCCI permiten reducir los fallos de autoencendido, pero también aumenta la transferencia de calor hacia las paredes del cilindro [58]. En la combustión RCCI, la reducción en la transferencia de calor mejora la eficiencia de la combustión, en comparación con la estrategia HCCI. En términos de emisiones, en los conceptos RCCI y HCCI se observa una considerable reducción de los contaminantes NO<sub>x</sub> y PM, consecuencia del mayor tiempo disponible para la mezcla que disponen ambos conceptos premezclados LTC. Finalmente, las emisiones de CO y UHC aumentaron significativamente en la combustión RCCI, mostrando uno de los principales problemas de este nuevo concepto de combustión. Los niveles de emisiones de estos contaminantes se incrementan a baja carga de operación, y

parámetros como la relación de compresión o la cantidad de combustibles de baja reactividad que se inyecta en el colector de admisión también tienen un impacto importante en la formación de CO y UHC [59], [60].



**Figura 2.10.** Curvas de liberación de calor y presión en cámara para diferentes procesos de combustión (CDC, HCCI y RCCI) en un MEC (adaptado de [57]).

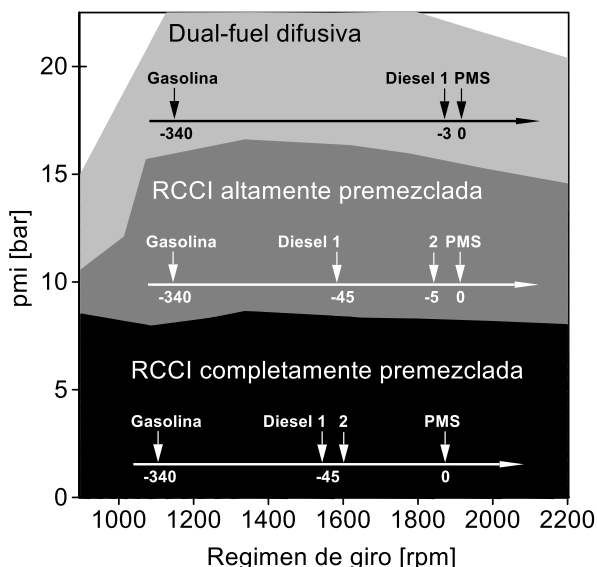
Otro desafío presente en el concepto RCCI es el aumento de la presión en cámara durante el proceso de combustión al incrementar la carga de operación. Los elevados valores de presión y temperatura presentes en la cámara de combustión en estas condiciones de operación facilitan que la carga que incluye una mezcla homogénea con gasolina y una pequeña fracción de diésel premezclado (primera inyección) se reactive abruptamente con la inyección principal del diésel, provocando una excesiva tasa de liberación de energía [61], [62]. Este fenómeno facilita la aparición de *knocking* y posibles daños mecánicos al motor, limitando su vida útil.

Finalmente, y como se ha descrito anteriormente, el uso de EGR juega un papel clave para reducir las temperaturas de combustión evitando la formación de NOx en los conceptos LTC. En particular, la combustión RCCI se caracterizan por utilizar altas tasas de EGR en todo el mapa del motor. La presencia del EGR incrementa el retraso del autoencendido de la mezcla, mejorando el control sobre la combustión en condiciones de altos valores de carga y régimen en el motor. Sin embargo, la necesidad de estas elevadas tasas de EGR dificultan la gestión de la renovación de la carga. Ya que el motor RCCI necesita varios sistemas y tecnologías para proporcionar unas condiciones específicas para cada punto de operación. Es decir, es necesario ajustar la presión de sobrealimentación, la temperatura en la admisión, la tasa de EGR, entre otros parámetros, independientemente del régimen de giro o la temperatura de los gases de escape. Por lo tanto,

durante condiciones reales de operación, puede ser muy difícil lograr ajustar todos estos parámetros teniendo en cuenta la excesiva tasa de EGR, sin penalizar el consumo de combustible o el funcionamiento de elementos auxiliares como el turbocompresor.

## 2.4 Modo de operación DMDF (Dual-Mode Dual-Fuel)

Como se ha descrito en la sección anterior, el concepto RCCI presenta un alto potencial en la reducción simultánea de las emisiones de NO<sub>x</sub> y PM, mientras que se alcanzan excelentes resultados en términos de rendimiento y consumo de combustible. De hecho, debido a la posibilidad de ajustar la reactividad de la mezcla de combustible en función del régimen y carga de operación, este modelo se convierte en una opción real para el futuro de los MEC. Sin embargo, existen algunos desafíos que limitan el rango de aplicación de este concepto, como el consumo excesivo de combustible a baja carga y la excesiva tasa de aumento de presión a alta carga de operación del motor. En este contexto, Benajes *et al.* [63] han propuesto el modo dual-fuel (DMDF) para ampliar el rango de operación de un MEC. La estrategia de combustión del concepto DMDF cambia con el aumento de la carga en el motor, como se ilustra en la Figura 2.11.



**Figura 2.11.** Estrategias de inyección y combustión utilizadas para operar todo el mapa de un MEC en condiciones dual-fuel (adaptado de [63]).

Durante la operación a baja carga, el concepto utiliza la estrategia de combustión RCCI completamente premezclada. A partir de media carga, la estrategia cambia para un proceso premezclado con un mayor grado de estratificación de la mezcla, conocido como combustión RCCI altamente premezclada, y a medida que aumenta la carga también aumenta la estratificación de la mezcla, cambiando finalmente para un proceso de combustión dual-fuel de naturaleza difusiva a alta carga de operación. Durante las estrategias de combustión RCCI completa o altamente premezcladas, se utilizan altas tasas de EGR y dos inyecciones diésel durante la carrera de compresión, donde el tiempo de la última inyección se retrasa hacia el PMS y disminuye gradualmente la tasa de EGR a medida que aumenta la carga. Ya, en alta carga, en combustión dual-fuel difusiva, se utiliza una sola inyección de diésel cerca del PMS y la tasa de EGR se reduce considerablemente, lo que hace que el comportamiento de la combustión sea más parecido al del modo CDC.

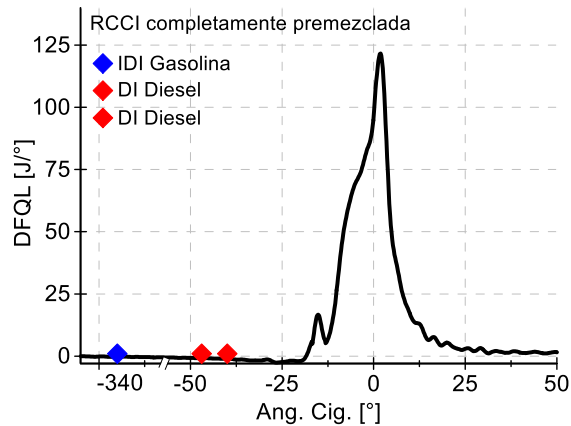
Con estas estrategias se podrá operar en combustión dual-fuel en todo el mapa de operación sin exceder las restricciones mecánicas del motor. Además, la reducción del EGR a alta carga de operación es otra de las ventajas del concepto DMDF. Considerando que en la combustión RCCI es indispensable el uso de altas tasas de EGR en todo el mapa de operación del motor, lo cual demandaría la modificación de algunos dispositivos como el turbocompresor y/o intercooler en condiciones reales de operación.

En las siguientes secciones del presente capítulo se detallan cada una de las diferentes estrategias de combustión utilizadas en el concepto DMDF.

#### **2.4.1 Operación a baja carga: Combustión RCCI completamente premezclada**

A baja carga de operación en el motor (< 40%) se utiliza una estrategia que se define como combustión RCCI completamente premezclada. La inyección del combustible de baja reactividad (en este caso gasolina) se realiza en el colector de admisión (SOI = -340 ° dPMS). Posteriormente el diésel se suministra en dos inyecciones con tiempos muy avanzados en la carrera de compresión. La estrategia de inyección y la curva de liberación de calor se pueden observar en la Figura 2.12.





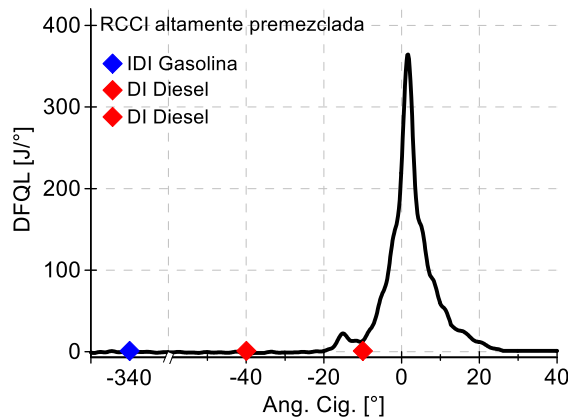
**Figura 2.12.** Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión RCCI completamente premezclada.

Debido al elevado tiempo de mezcla disponible antes del inicio de la combustión, se obtienen reducidas emisiones de NO<sub>x</sub> y PM. En esta estrategia, los eventos de inyección del diésel no tienen mucha influencia sobre la fase de la combustión, que básicamente se rige por la reactividad de la mezcla de ambos combustibles, siendo la gasolina el combustible con mayor peso, ya que puede representar el 90% del total inyectado. Como se muestra en la Figura 2.12, la combustión RCCI completamente premezclada se caracteriza por una curva de liberación de calor semejante a una distribución gaussiana de corta duración y un período de expansión rápido, lo que explica la alta eficiencia de esta estrategia. Además, esta estrategia permite tasas de EGR más bajas porque inherentemente se logran reducidos niveles de emisiones de PM y NO<sub>x</sub>.

### 2.4.2 Operación a media carga: Combustión RCCI altamente premezclada

A partir de 40% y hasta 70% de carga de operación, el concepto cambia a una estrategia de combustión RCCI altamente premezclada. La principal diferencia con relación a la combustión RCCI completamente premezclada es el retraso de la segunda inyección diésel a tiempos relativamente cercas del PMS, como se muestra en la Figura 2.13. El principal objetivo de la primera inyección diésel es aumentar la reactividad en zonas frías de la cámara de combustión donde una cantidad importante de gasolina puede quedar atrapada [64], mientras que la segunda inyección

actúa como una fuente de ignición de la carga durante los instantes de alta presión y temperatura del ciclo.



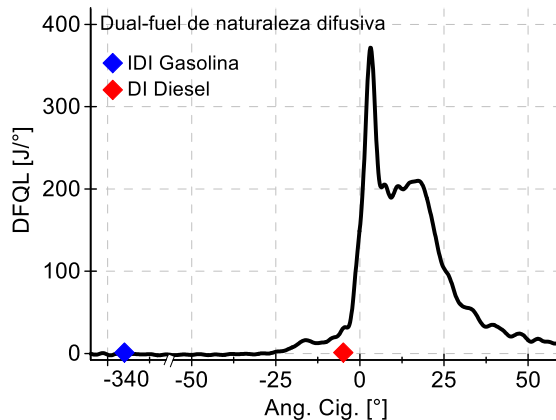
**Figura 2.13.** Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión RCCI altamente premezclada.

En la combustión RCCI altamente premezclada a pesar de existir una considerable premezcla del combustible, una fracción de este se quema de forma difusiva. En estas condiciones, la fracción de gasolina se disminuye hasta un 60% del total del combustible, y la tasa de EGR puede aumentar hasta un 60% para extender el tiempo de premezcla y minimizar la combustión por difusión. Esto permite evitar elevados gradientes de presión y que la emisión de NOx se mantenga baja, pero el proceso de formación de partículas se favorece debido al enriquecimiento de la mezcla que provoca la segunda inyección diésel [65]. Por lo tanto, se alcanza un valor de emisión de PM mayor que en la combustión RCCI completamente premezclada, pero mucho menor en comparación con el modo CDC [66].

### 2.4.3 Operación a alta carga: Combustión dual-fuel de naturaleza difusiva

Desde el 70% hasta plena carga de operación, es necesario modificar las estrategias de inyección definida en los conceptos RCCI anteriores. En estas condiciones, donde existe un considerable incremento de presión y temperatura en el cilindro, se disminuye la fracción de gasolina (máximo 30% del combustible total) y se elimina la primera inyección diésel, con esto se reduce la reactividad de la mezcla antes del inicio de la combustión evitando un autoencendido espontáneo de la carga y la probabilidad de

*knocking*. Por lo tanto, el proceso de combustión dual-fuel de naturaleza difusiva se logra usando una única inyección diésel cerca del PMS, como se muestra en la Figura 2.14.



**Figura 2.14.** Estrategia de inyección y curva DFQL para la combustión dual-fuel de naturaleza difusiva.

Analizando la curva de liberación de calor, la combustión comienza con un pico elevado en la DFQL debido a las primeras reacciones del diésel y la gasolina. Inmediatamente después, el proceso de combustión se caracteriza por una larga curva durante la carrera de expansión similar a la combustión difusiva del modo CDC. Este proceso difusivo provoca elevados niveles de emisiones de PM y NOx en comparación con las estrategias RCCI completamente y altamente premezcladas. No obstante, la emisión de NOx y PM es menor que en el modo CDC. Esta estrategia es la que produce los menores niveles de emisiones de UHC y CO del modo DMDF [66].

## 2.5 Bibliografía del Capítulo 2

- [1] J. Benajes, R. Payri, M. Bardi, and P. Martí-Aldaraví, "Experimental characterization of diesel ignition and lift-off length using a single-hole ECN injector," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 554–563, 2013.
- [2] P. M. Lillo, L. M. Pickett, H. Persson, O. Andersson, and S. Kook, "Diesel Spray Ignition Detection and Spatial/Temporal Correction," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 3, pp. 1330–1346, 2012.

- [3] B. Higgins, D. Siebers, and A. Aradi, "Diesel-spray ignition and premixed-burn behavior," in *SAE Technical Paper 2000-01-0940*, 2000.
- [4] C. Micó Reche, "Development of measurement and visualization techniques for characterization of mixing and combustion processes with surrogate fuels," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2015.
- [5] J. E. Dec, "A conceptual model of di diesel combustion based on laser-sheet imaging," in *SAE Technical Paper 970873*, 1997.
- [6] P. F. Flynn *et al.*, "Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation," in *SAE Technical Paper 1999-01-0509*, 1999.
- [7] D. F. Payri, J.M., *Motores de dombustión interna alternativos*. Barcelona: Editorial Reverté y UPV, 2011.
- [8] C. Chartier *et al.*, "Analysis of Smokeless Spray Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine by Combined Simultaneous Optical Diagnostics," in *SAE Technical Paper 2009-01-1353*, 2009.
- [9] J. E. Dec and D. R. Tree, "Diffusion-Flame / Wall Interactions in a Heavy-Duty DI Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 2001-01-1295*, 2001.
- [10] J. E. Dec and R. E. Canaan, "PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 980147*, 1998.
- [11] J. E. Dec and P. L. Kelly-Zion, "The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a di diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot," in *SAE Technical Paper 2000-01-0238*, 2000.
- [12] G. D. Neely, S. Sasaki, Y. Huang, J. A. Leet, and D. W. Stewart, "New diesel emission control strategy to meet US tier 2 emissions regulations," in *SAE Technical Paper 2005-01-1091*, 2005.
- [13] T. Kamimoto and M. H. Bae, "High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines," in *SAE Technical Paper 880423*, 1988.
- [14] U. Wagner, R. Anca, A. Velji, and U. Spicher, "An experimental study of homogeneous charge compression ignition (HCCI) with various compression ratios, intake air temperatures and fuels with port and direct fuel injection," in *SAE Technical Paper 2003-01-2293*, 2003.

- [15] M. Yao, Z. Zheng, and H. Liu, "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 35, no. 5, pp. 398–437, 2009.
- [16] J. E. Dec and C. Espey, "Chemiluminescence imaging of autoignition in a di diesel engine," in *SAE Technical Paper 982685*, 1998.
- [17] J. E. Dec, W. Hwang, and M. Sjöberg, "An investigation of thermal stratification in HCCI engines using chemiluminescence imaging," in *SAE Technical Paper 2006-01-1518*, 2006.
- [18] M. Cerit and H. S. Soyhan, "Thermal analysis of a combustion chamber surrounded by deposits in an HCCI engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 81–88, 2013.
- [19] G. Li, C. Zhang, and J. Zhou, "Study on the knock tendency and cyclical variations of a HCCI engine fueled with n-butanol/n-heptane blends," *Energy Convers. Manag.*, vol. 133, pp. 548–557, 2017.
- [20] L. Shi, K. Deng, Y. Cui, S. Qu, and W. Hu, "Study on knocking combustion in a diesel HCCI engine with fuel injection in negative valve overlap," *Fuel*, vol. 106, pp. 478–483, 2013.
- [21] L. Shi, Y. Sun, and K. Deng, "Fuel adjustment to achieve a smooth net indicated mean effective pressure during mode switching from homogeneous charge compression ignition to conventional diesel compression ignition in a transient hydrocarbon emissions study," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 230, no. 13, pp. 1758–1766, 2016.
- [22] J. Benajes, J. V. Pastor, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "The potential of RCCI concept to meet EURO VI NOx limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map," *Fuel*, vol. 159, pp. 952–961, 2015.
- [23] A. Paykani, A. H. Kakaee, P. Rahnama, and R. D. Reitz, "Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines," *Int. J. Engine Res.*, vol. 17, no. 5, pp. 481–524, 2016.
- [24] M. Sjöberg, J. E. Dec, and N. P. Cernansky, "Potential of thermal stratification and combustion retard for reducing pressure-rise rates in HCCI engines, based on multi-zone modeling and experiments," in *SAE Technical Paper 2005-01-0113*, 2005.
- [25] M. Sjöberg and J. E. Dec, "Smoothing HCCI heat-release rates using partial fuel stratification with two-stage ignition fuels," in *SAE Technical Paper 2006-01-0629*, 2006.

- [26] M. Lundgren *et al.*, “Optical study on combustion transition from HCCI to PPC with gasoline compression ignition in a HD engine,” in *SAE Technical Paper 2016-01-0768*, 2016.
- [27] Y. An, M. Jaasim, V. Raman, F. E. Hernández Pérez, H. G. Im, and B. Johansson, “Homogeneous charge compression ignition (HCCI) and partially premixed combustion (PPC) in compression ignition engine with low octane gasoline,” *Energy*, vol. 158, pp. 181–191, 2018.
- [28] V. Manente, B. Johansson, and W. Cannella, “Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines?,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 194–208, 2011.
- [29] K. Okude, K. Mori, S. Shiino, and T. Moriya, “Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of nox and soot in diesel engine,” in *SAE Technical Paper 2004-01-1907*, 2004.
- [30] D. De Lima Moradell, “Analysis of combustion concepts in a poppet valve two-stroke downsized compression ignition engine designed for passenger car applications,” Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [31] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and K. Thein, “Impact of injection settings operating with the gasoline Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI compression ignition engine,” *Appl. Energy*, vol. 193, pp. 515–530, 2017.
- [32] T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, J. Hatano, N. Kitayama, and H. Sono, “PCCI Operation with Fuel Injection Timing Set Close to TDC,” in *Technical Paper 2006-01-0920*, 2006.
- [33] H. Liu, S. Ma, Z. Zhang, Z. Zheng, and M. Yao, “Study of the control strategies on soot reduction under early-injection conditions on a diesel engine,” *Fuel*, vol. 139, pp. 472–481, 2015.
- [34] R. Kiplimo, E. Tomita, N. Kawahara, and S. Yokobe, “Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 165–175, 2012.
- [35] Y. Lu, W. Yu, and W. Su, “Using Multiple Injection Strategies in Diesel PCCI Combustion: Potential to Extend Engine Load, Improve Trade-off of Emissions and Efficiency,” in *SAE Technical Paper 2011-01-1396*, 2011.

- [36] S. K. Pandey, S. R. Sarma Akella, and R. V. Ravikrishna, "Novel fuel injection strategies for PCCI operation of a heavy-duty turbocharged diesel engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, pp. 883–898, 2018.
- [37] P.-P. Ewphun, T. Nagasawa, H. Kosaka, and S. Sato, "Investigation on Premixed Charge Compression Ignition Combustion Control Using Multi Pulse Ultrahigh Pressure Injection," in *SAE Technical Paper 2019-01-1155*, 2019.
- [38] S. L. Kokjohn and R. D. Reitz, "Investigation of charge preparation strategies for controlled premixed charge compression ignition combustion using a variable pressure injection system," *Int. J. Engine Res.*, vol. 11, no. 4, pp. 257–282, 2010.
- [39] A. M. Ickes, S. V. Bohac, and D. N. Assanis, "Effect of fuel cetane number on a premixed diesel combustion mode," *Int. J. Engine Res.*, vol. 10, no. 4, pp. 251–263, 2009.
- [40] A. Weall and N. Collings, "Investigation into partially premixed combustion in a light-duty multi-cylinder diesel engine fuelled gasoline and diesel with a mixture of," in *SAE Technical Paper 2007-01-4058*, 2007.
- [41] G. T. Kalghatgi, P. Risberg, and H. E. Angström, "Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NOx at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel," in *SAE Technical Paper 2007-01-0006*, 2007.
- [42] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "Effects of different type of gasoline fuels on heavy duty partially premixed combustion," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 2, pp. 71–88, 2010.
- [43] H. Solaka, U. Aronsson, M. Tuner, and B. Johansson, "Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel octane number in a light-duty diesel engine," in *SAE Technical Paper 2012-01-0684*, 2012.
- [44] P. Borgqvist, P. Tunestal, and B. Johansson, "Gasoline partially premixed combustion in a light duty engine at low load and idle operating conditions," in *SAE Technical Paper 2012-01-0687*, 2012.
- [45] P. Borgqvist, M. Tuner, A. Mello, P. Tunestal, and B. Johansson, "The usefulness of negative valve overlap for gasoline partially premixed combustion, PPC," in *SAE Technical Paper 2012-01-1578*, 2012.

- [46] P. Tribotte *et al.*, “Two Strokes Diesel Engine - Promising Solution to Reduce CO<sub>2</sub> Emissions,” *Procedia - Soc. Behav. Sci.*, vol. 48, pp. 2295–2314, 2012.
- [47] J. Benajes *et al.*, “Analysis of the combustion process, pollutant emissions and efficiency of an innovative 2-stroke HSDI engine designed for automotive applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 181–193, 2013.
- [48] J. Benajes, J. Martín, R. Novella, and K. Thein, “Understanding the performance of the multiple injection gasoline partially premixed combustion concept implemented in a 2-Stroke high speed direct injection compression ignition engine,” *Appl. Energy*, vol. 161, pp. 465–475, 2016.
- [49] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and P. Tribotté, “Analysis of combustion concepts in a newly designed two-stroke high-speed direct injection compression ignition engine,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 16, no. 1, pp. 52–67, 2015.
- [50] J. Benajes, S. Molina, R. Novella, and D. De Lima, “Implementation of the Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with gasoline,” *Appl. Energy*, vol. 122, pp. 94–111, 2014.
- [51] J. Benajes, J. Martin, R. Novella, and D. De Lima, “Analysis of the load effect on the partially premixed combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with conventional gasoline,” in *SAE Technical Paper 2014-01-1291*, 2014.
- [52] K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, K. Nakakita, and I. Sakata, “Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability,” in *SAE Technical Paper 2006-01-0028*, 2006.
- [53] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, “Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 2, pp. 24–39, 2010.
- [54] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, “Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): A pathway to controlled high-efficiency clean combustion,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 209–226, 2011.



- [55] J. Monsalve Serrano, "Dual-fuel compression ignition: towards clean, highly efficient combustion," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [56] X. Liu, S. Kokjohn, Y. Li, H. Wang, H. Li, and M. Yao, "A numerical investigation of the combustion kinetics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in an optical engine," *Fuel*, pp. 753–766, 2019.
- [57] Y. Zhang, J. Ghandhi, and D. Rothamer, "Comparison of Particulate Size Distributions from Advanced and Conventional Combustion - Part I: CDC, HCCI, and RCCI," *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, no. 2, pp. 820–834, 2014.
- [58] D. A. Splitter, M. Wissink, T. Hendricks, J. Ghandhi, and R. Reitz, "Comparison of RCCI, HCCI, and CDC Operation from Low to Full Load," in *THIESEL 2012 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines*, 2012.
- [59] J. Benajes, S. Molina, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine," *Energy*, vol. 90, pp. 1261–1271, 2015.
- [60] J. Benajes, J. V. Pastor, A. García, and V. Boronat, "A RCCI operational limits assessment in a medium duty compression ignition engine using an adapted compression ratio," *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 497–508, 2016.
- [61] J. M. Desantes, J. Benajes, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "The role of the in-cylinder gas temperature and oxygen concentration over low load reactivity controlled compression ignition combustion efficiency," *Energy*, vol. 78, pp. 854–868, 2014.
- [62] L. Tong, H. Wang, Z. Zheng, R. Reitz, and M. Yao, "Experimental study of RCCI combustion and load extension in a compression ignition engine fueled with gasoline and PODE," *Fuel*, vol. 181, pp. 878–886, 2016.
- [63] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Achieving clean and efficient engine operation up to full load by combining optimized RCCI and dual-fuel diesel-gasoline combustion strategies," *Energy Convers. Manag.*, vol. 136, pp. 142–151, 2017.

- 
- [64] M. Nazemi and M. Shahbakhti, "Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine," *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 135–150, 2016.
- [65] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "An investigation on the particulate number and size distributions over the whole engine map from an optimized combustion strategy combining RCCI and dual-fuel diesel-gasoline," *Energy Convers. Manag.*, vol. 140, pp. 98–108, 2017.
- [66] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Gaseous emissions and particle size distribution of dual-mode dual-fuel diesel-gasoline concept from low to full load," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 120, pp. 138–149, 2017.

# Capítulo 3

## Emisiones de contaminantes regulados en MCIA

### Contenido

---

<b>3.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>52</b>
<b>3.2</b>	<b>Monóxido de Carbono - CO.....</b>	<b>53</b>
<b>3.3</b>	<b>Hidrocarburos sin quemar - UHC .....</b>	<b>55</b>
<b>3.4</b>	<b>Óxidos de nitrógeno - NOx .....</b>	<b>57</b>
<b>3.5</b>	<b>Material Particulado - PM .....</b>	<b>60</b>
	3.5.1 Formación del material particulado sólido - Hollín .....	60
	3.5.2 Formación del material particulado volátil - SOF .....	63
	3.5.3 Distribución de tamaño de partículas - PSD .....	66
<b>3.6</b>	<b>Bibliografía del Capítulo 3.....</b>	<b>69</b>

### 3.1 Introducción

En este capítulo se muestra una revisión bibliográfica del proceso de formación de cada uno de los contaminantes regulados por las normativas (CO, UHC, NOx y PM) durante el desarrollo del proceso de combustión en los MCIA. Además, a partir del estado del arte, se realiza un análisis de como los principales parámetros que afectan el proceso de preparación de la mezcla aire-combustible influyen en los niveles de emisiones de estos contaminantes.

Antes de comenzar con el análisis de cada uno de los contaminantes se realiza una breve descripción de los diferentes compuestos que se emiten en los MCIA. En este sentido, los gases provenientes del proceso de combustión se pueden dividir en dos tipos: no contaminantes y contaminantes. Los no contaminantes están formados por oxígeno ( $O_2$ ), agua ( $H_2O$ ), nitrógeno ( $N_2$ ), hidrógeno ( $H_2$ ) y dióxido de carbono ( $CO_2$ ). Los segundos o contaminantes están formados fundamentalmente, por CO, UHC NOx y PM, esté ultimo no es un gas, pero se puede describir como un tipo de aerosol disperso en los gases de escape.

El  $O_2$  que entra a la cámara es uno de los elementos indispensables para la combustión, y dependiendo de cómo se desarrolle el proceso de combustión, es posible que una determinada concentración de este elemento no participe del proceso de oxidación de los hidrocarburos y sea expulsada al exterior con el resto de los gases de escape. El  $N_2$ , al igual que el oxígeno se aporta mediante el aire que entra al cilindro, pero en su caso no tiene un papel directo en la combustión, pasa como medio inerte y se devuelve a la atmósfera. Sin embargo, debido a las altas temperaturas de combustión el nitrógeno se oxida, formando pequeñas cantidades de los peligrosos NOx. El  $H_2O$  en su estado vapor se produce como consecuencia del proceso de oxidación del hidrógeno.

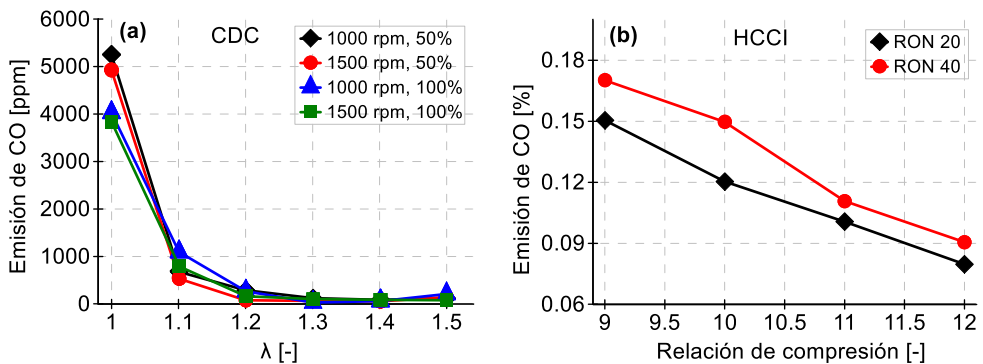
El  $CO_2$  se produce como consecuencia lógica de la combustión, es decir a partir de la reacción del carbono del combustible con el  $O_2$  y cuanto mayor es su concentración, mejor es el proceso de combustión. Existen bastantes discusiones, en términos de su carácter contaminante o no. Esto se debe a que este gas está presente de manera natural en la atmósfera y está relacionado con procesos vitales, como el proceso de la fotosíntesis en las plantas. No obstante, un incremento desmesurado de la concentración

de dióxido de carbono en la atmósfera puede contribuir al calentamiento global, ya que no permite disipar la radiación infrarroja (efecto invernadero).

Finalmente, los compuestos contaminantes que también están regulados por las normativas de emisiones se describen en detalle a continuación.

## 3.2 Monóxido de Carbono - CO

El CO es una de las especies contaminantes más importantes de los procesos de combustión, se produce cuando hay carencia de oxígeno en las zonas locales de reacción. Por lo tanto, su proceso de formación se favorece en mezclas ricas o bien en procesos de combustión que utilizan mezclas pobres, pero en condiciones muy heterogéneas. Prueba de esto, es el comportamiento de la emisión de CO en función de  $\lambda$  en cuatro puntos de operación de un MEC, como se muestra en la Figura 3.1 (a) [1], y para diferentes valores de la relación de compresión en un motor HCCI durante su operación con dos tipos de gasolina (Figura 3.1 (b)) [2].



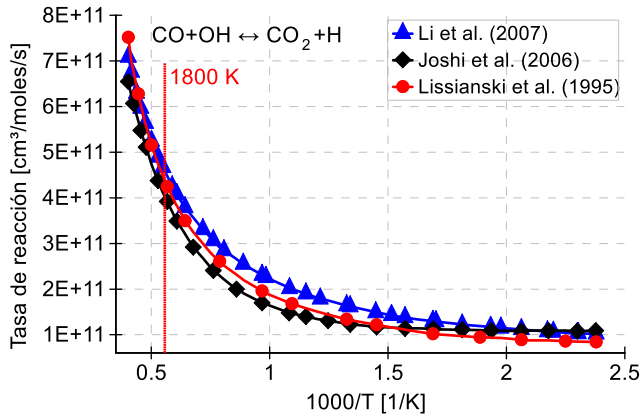
**Figura 3.1.** Emisión de CO en función de  $\lambda$  (a) para cuatro puntos de operación en un MEC y (b) para diferentes valores de relación de compresión en un MEC con combustión HCCI (Adaptado de [1] y [2]).

Como se puede observar en la Figura 3.1 (a) las emisiones de CO disminuyen a medida que  $\lambda$  aumenta de 1,0 a 1,2, pero sin variaciones significativas a partir de 1,2. Por un lado, este comportamiento puede explicarse por las reacciones 3.1 y 3.2, las cuales se pueden considerar como los principales mecanismos de formación de CO [3]. La primera reacción ocurre en zonas ricas y a elevadas temperaturas, el radical formilo

(HCO) se descompone en CO y en un átomo de hidrógeno; mientras que la segunda reacción se produce en mezclas pobres y a bajas temperaturas, donde se dan las condiciones para que el  $O_2$  reaccione con el HCO y se produzca CO y el radical hidroperoxila ( $HO_2$ ). Por otro lado, el CO resultante se oxida a través de la reacción 3.3, siendo este proceso unas de las principales fuentes de emisiones de  $CO_2$ . Este proceso de oxidación produce elevadas tasas de liberación de calor, por lo que se considera beneficioso para el proceso de combustión. El estudio experimental llevado a cabo por Shin *et al.* [4] demostró que la producción de  $CO_2$  está estrechamente relacionada con la eficiencia de la combustión.



Sin embargo, la descomposición del CO no es tan fácil, depende mucho de las temperaturas locales de combustión, como lo demuestran los trabajos de Li *et al.* [5], Joshi *et al.* [6] y Lissianski *et al.* [7] en la Figura 3.2. En todos los casos el coeficiente de velocidad de la reacción 3.3 comenzó a disminuir significativamente para valores inferiores a los 2200 K. Por lo tanto, es posible concluir que el proceso de formación de CO está determinado por la relación de mezcla local aire-combustible y las temperaturas en la cámara de combustión.

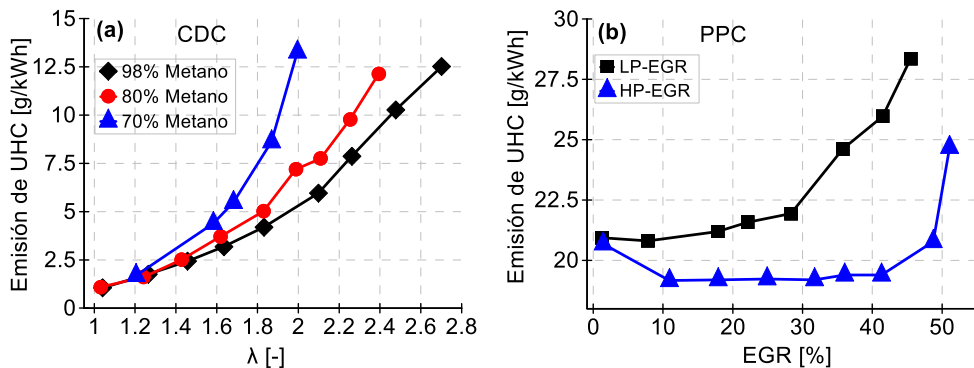


**Figura 3.2.** Tasa típica de reacción de  $CO+OH=CO_2+H$ , a partir de la literatura (Adaptado de [5]).

### 3.3 Hidrocarburos sin quemar - UHC

Los UHC son compuestos orgánicos gaseosos formados por átomos de carbono e hidrógeno, con una amplia variedad en su composición química. Los perfiles de emisiones de estos compuestos orgánicos son diferentes según el tipo de combustible utilizado. Los MEP que utilizan gasolina o combustibles similares suelen emitir hidrocarburos ligeros de cadena corta de átomos de carbono [9]. Mientras que los MEC alimentados con gasóleo se caracterizan por emisiones de hidrocarburos pesados con un número de carbono mayor que 12, que incluyen una gran variedad de parafinas, alquenos y PAH [10].

La formación de UHC ocurre principalmente en mezclas muy pobres, donde puede ocurrir un deterioro del proceso de combustión. A título de ejemplo, en la Figura 3.3 (a) se muestran la emisión de UHC en función de  $\lambda$  para un MEC operando con diferentes proporciones de una mezcla de combustibles compuesta por metano y diésel [8]. En todos los casos se observó un significativo incremento en la emisión de UHC para valores de lambda mayores que 1,2. Tendencia relacionada con el aumento del grado de pobreza de la mezcla, lo cual facilita la extinción de la llama en regiones relativamente frías como las cercanas a la pared del cilindro [9], [10].



**Figura 3.3.** Emisión de UHC (a) en función de  $\lambda$  para tres formulaciones diferentes de combustibles en un MEC (b) en función del LP-EGR y HP-EGR en un MEC con combustión PPC (adaptado de [8] y [4]).

En la investigación de Shim *et al.* [4] en un MEC con combustión PPC (Figura 3.3 (b)) se puede observar claramente esta última tendencia. El incremento de la tasa de gases fríos que componen el EGR de baja presión (LP-EGR<sup>1</sup>) aporta un mayor efecto térmico sobre la combustión y una

<sup>1</sup>Del inglés *Low pressure Exhaust Gas Recirculation*

significativa desaceleración de propagación de la llama, lo cual provoca un aumento significativo en la emisión de UHC. Sin embargo, en estas mismas condiciones el aumento de los gases calientes del EGR de alta presión (HP-EGR<sup>2</sup>), a pesar de disminuir la concentración de O<sub>2</sub> en la carga total no modificó la emisión de UHC hasta aproximadamente el 40% de tasa de EGR. Resultado, que puede explicarse por el aumento de la temperatura de la carga inicial que mejora la eficiencia de la combustión.

Otro fenómeno que proporciona alta emisión de UHC, es la deposición de combustible no evaporado en zonas del interior de la cámara de combustión relativamente pequeñas y frías, como pueden ser el alojamiento de los segmentos de fuego, el espacio existente entre el pistón y las paredes del cilindro, y la superficie del pistón adyacente al *bow*<sup>3</sup>. La formación de UHC ocurre en estas condiciones por la falta de propagación de la llama a través de estos pequeños espacios rodeados por paredes frías, posteriormente estos compuestos son transportados por el flujo de los gases quemados hacia el exterior del cilindro durante la carrera de escape [11].

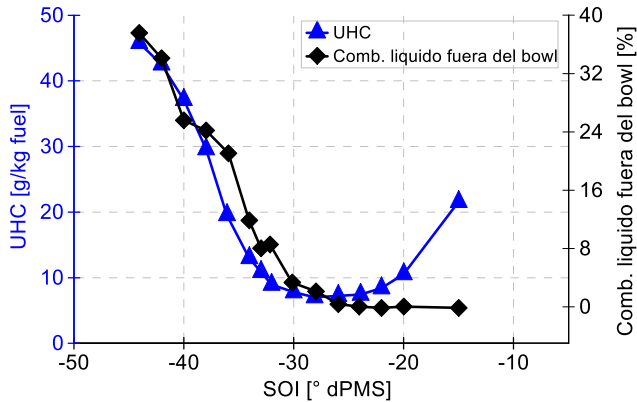
En este contexto, algunos parámetros del proceso de inyección como: el ángulo de inyección, la IP y el SOI pueden favorecer el almacenamiento de pequeñas cantidades de combustible en estas zonas. A modo de ejemplo, el aumento de IP intensifica el proceso de atomización, pero también aumenta la penetración del combustible en el interior del cilindro, facilitando que parte de este combustible alcance zonas frías como las paredes del cilindro donde la combustión es deficiente [12]. Por otro lado, el avance del SOI antes del PMS, proporciona un aumento de la distancia entre el inyector y el pistón en el momento de la inyección, y teniendo en cuenta la forma cónica del chorro, mayor será la cantidad combustible direccionado hacia el exterior del *bowl*, en zonas más frías como la superficie del pistón adyacente a las paredes del cilindro, facilitando el proceso de formación de los UHC. Los estudios realizados por Opat *et al.* [13] y Koci *et al.* [14] en un MEC durante su operación en LTC muestran esta tendencia, en ambos trabajos a través de cálculos CFD y medidas experimentales se observó que el incremento de la emisión de UHC está estrechamente relacionado con el avance del SOI en términos de ángulos de giro del cigüeñal (°) después del punto muerto superior (dPMS) y consecuentemente con la cantidad de combustible direccionado fuera del *bowl* durante el proceso de inyección, en la Figura 3.4 se muestra este comportamiento.

---

<sup>2</sup>Del inglés *High pressure Exhaust Gas Recirculation*

<sup>3</sup>Terminología inglesa utilizada para nombrar la cavidad en la superficie del pistón cuya finalidad es la de incrementar el estado de agitación de los gases, consiguiéndose favorecer la mezcla y el proceso de combustión





**Figura 3.4.** Emisión de UHC y cantidad de combustible líquido depositado fuera del bowl durante un barrido del SOI, en un MEC (adaptado de [14])

### 3.4 Óxidos de nitrógeno - NOx

El NOx es un término genérico usado para nombrar tanto al monóxido de nitrógeno (NO), como al dióxido de nitrógeno (NO<sub>2</sub>), ambos se forman durante el proceso de combustión a elevada temperatura. Los NOx procedentes de los MEC suelen tener una composición entre un 10% y un 30% de NO<sub>2</sub> y entre un 70% y un 90% de NO de las emisiones totales de NOx.

A temperatura ambiente, el O<sub>2</sub> y el N<sub>2</sub> no reaccionan entre sí. No obstante en los MCI, la elevada temperatura alcanzada en el proceso de combustión produce una reacción entre estos compuestos gaseosos, provocando la formación de NOx. Este mecanismo térmico tiene lugar a partir de los 1300 K y se incrementa exponencialmente con el aumento de la temperatura, por lo que se considera el más importante en el proceso de formación de NOx. Las reacciones en cadena 3.4 y 3.5 procedentes de los átomos activos N\* y O\*, conocidas como el mecanismo de *Zeldovich*, son las principales responsables de la formación de NO durante el proceso de combustión [15].



Además, los átomos liberados N son oxidados a NO por el radical hidroxilo (OH) a través de la reacción 3.6 [16].



El mecanismo súbito o de *Fenimore* es otro proceso responsable por la emisión de NOx. Este mecanismo de formación de NO puede darse bajo condiciones térmicas poco elevadas, condiciones ricas de la mezcla, o donde los tiempos de residencia son cortos. Las reacciones 3.7-3.12 muestran de manera simplificada el funcionamiento de este proceso. Inicialmente elementos del combustible reaccionan con el N<sub>2</sub> para formar compuestos cianos, como el ácido cianhídrico (HCN) [17].



Posteriormente, el NO se forma por la reacción de los átomos de nitrógenos producido en las reacciones 3.7-3.9 con el radical OH por medio de la reacción 3.6, y por la reacción del compuesto HCN con especies oxigenadas. Esta última conversión se esquematiza en la cadena de reacciones 3.10-3.12.



A diferencia del NO térmico, la temperatura no tiene un impacto significativo sobre el proceso de formación del NO súbito. En los MEC, la aportación de este mecanismo a la concentración total de NO es inferior al 5% [15].

El tercer y último mecanismo en la formación de NO se debe al óxido de dinitrógeno (N<sub>2</sub>O), y es principalmente importante a baja temperatura y en la combustión de mezcla pobre. Las reacciones 3.13-3.15, propuestas por Lavoie *et al.* [16] describen este proceso de formación de NO.



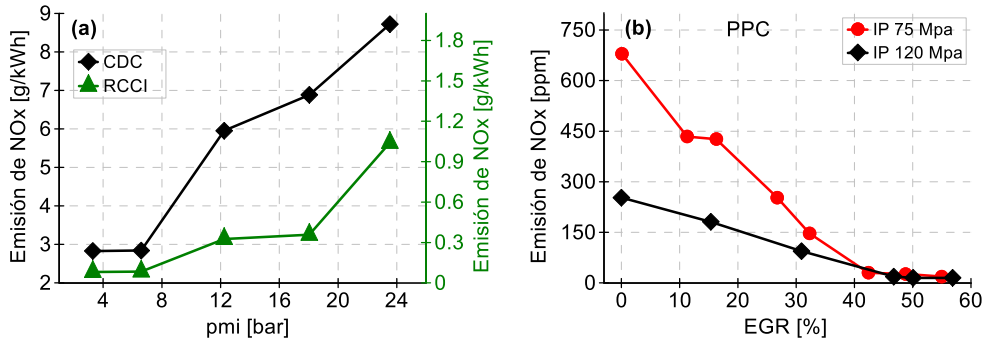


Este mecanismo queda en segundo lugar ya que el NO formado es insignificante si se compara con el que se produce por el mecanismo de *Zeldovich*. No obstante, en modernos MEC que emplean estrategias para disminuir la temperatura de combustión, como la combustión premezclada pobre y altas tasas de EGR, tienden a limitar la formación de NO por los mecanismos de *Zeldovich* y *Fenimore*, pero aumentan la formación de N<sub>2</sub>O.

En términos de emisiones totales de NOx, el NO<sub>2</sub> constituye concentraciones más bajas que el NO. Sin embargo, en algunas circunstancias operativas de los MCIAs las emisiones de NO<sub>2</sub> pueden ser significativas. La formación de NO<sub>2</sub> tiene lugar cuando las moléculas de NO son transportadas hacia zonas de bajas temperaturas y reaccionan con el radical HO<sub>2</sub>. En la reacción 3.16 se presenta el proceso de formación del HO<sub>2</sub>, el cual se forma en regiones relativamente frías, y a continuación en la reacción 3.17 la formación de NO<sub>2</sub>.



Finalmente, es posible afirmar que con el mecanismo térmico es posible predecir las emisiones de NOx en la mayoría de los MCIAs. Esto se debe, a la elevada tasa de formación de NO que proporcionan las reacciones térmicas en comparación con los otros mecanismos de producción de este contaminante. En este contexto, los tradicionales MEC se caracterizan por elevadas emisiones de NOx, debido a su intrínseco proceso difusivo que provoca elevadas temperaturas de combustión. Por otro lado, los conceptos LTC disminuyen considerablemente el proceso de formación de NOx debido a las bajas temperatura que se alcanzan durante la combustión. En la Figura 3.5 (a) se puede observar cómo al alternar entre el modo CDC y la combustión RCCI en un MEC las emisiones de NOx disminuyen significativamente [18]. Siendo la estrategia de inyección un factor determinante en estos conceptos LTC para disminuir las temperaturas de combustión y lograr los reducidos valores de emisión de NOx, como se muestra en la Figura 3.5 (b) en un MEC con combustión PPC operando con dos valores de IP [19].



**Figura 3.5.** Emisión de NOx (a) durante la operación en dos estrategias de combustión (CDC y RCCI) en un MEC y (b) en función del IP en un MEC con combustión PPC (adaptado de [18] y [19]).

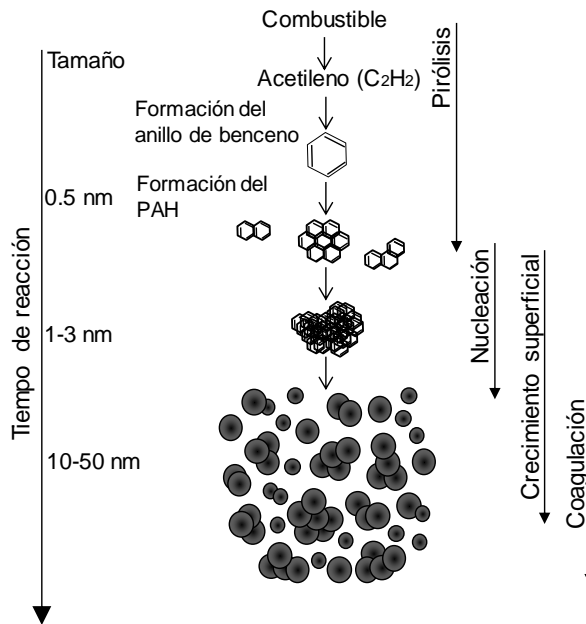
### 3.5 Material Particulado - PM

El material particulado se pueden definir como un tipo de aerosol en el interior de los gases de escape, compuesto por partículas sólidas y líquidas de diversa composición, que varían en tamaño, forma, superficie, composición química, solubilidad y origen [20], [21]. En términos más específicos, esta concentración de partículas está formada por una serie de partículas sólidas de naturaleza carbonosa, gran parte de las cuales tienen absorbida sobre su superficie una capa de material volátil y compuestos provenientes del lubricante. Además de estas partículas sólidas se encuentran dispersas otras de menor tamaño, principalmente partículas líquidas de hidrocarburos volátiles y sulfatos. La diversidad en la composición de las emisiones de PM se debe a los diferentes fenómenos que dan lugar a su formación. Para entender las causas que determinan la composición de las partículas es imprescindible conocer cuáles son los fenómenos subyacentes en su proceso de formación.

#### 3.5.1 Formación del material particulado sólido - Hollín

El proceso de conversión de hidrocarburos en fase líquida a hollín y finalmente a fase gaseosa se inicia en regiones localmente ricas donde el combustible no dispone del oxígeno necesario para completar las reacciones de oxidación. Las principales etapas que forman este proceso de formación son las siguientes: pirólisis, nucleación, crecimiento de la superficie, coagulación y oxidación [22]–[24]. Una secuencia que representa

las primeras cuatro etapas de este proceso se ilustra esquemáticamente en la Figura 3.6, mientras que la oxidación, la quinta etapa, transforma las partículas en compuestos gaseosos como el CO, CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O, en cualquier momento del proceso de formación de hollín. A continuación, se describen cada una de las etapas de este proceso:



**Figura 3.6.** Etapas en el proceso de formación de hollín (adaptado de [25]).

- Pirólisis:** es la etapa en la cual el combustible experimenta un cambio en su estructura molecular en condiciones de alta temperatura y sin suficiente concentración de oxígeno. Los poliacetilenos son los primeros productos que se generan en este proceso, entre los cuales el acetileno (C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>) juega un papel fundamental en la formación de anillos aromáticos, como el benceno (C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>), que finalmente se agrupan para formar los precursores moleculares de hollín, compuestos aromáticos policíclicos – PAH [26], [27]. La mezcla pobre en oxígeno es un factor determinante para que la pirólisis se desarrolle. Ejemplo de esto, es la reducida emisión de partículas de hollín que producen los estrategias de combustión LTC, ya que se producen en mezclas homogéneas o parcialmente homogéneas donde la concentración local de oxígeno es mucho mayor que en los procesos de combustión por difusión [21].

- **Nucleación:** es el proceso en el que las primeras partículas perceptibles (llamadas partículas nucleadas) surgen por la colisión entre sí de los PAH. En esta transformación se forman pequeñas esferas compuestas por estructuradas carbonosas en redes cristalinas hexagonales llamadas plaquetas, conteniendo alrededor de un 1% de peso en hidrogeno [28], [29]. Este proceso generalmente tiene lugar a temperaturas en el rango de 1300 - 1600 K [21]. La masa molecular de la partícula naciente es de aproximadamente 2000 unidades de masa atómica, con un diámetro efectivo de aproximadamente 1,5 nm [29], [30]. Por lo tanto, tienen una menor contribución hacia la masa total de PM, pero con una mayor influencia sobre la masa agregada más adelante, ya que proporcionan sitios activos para el crecimiento de la superficie. La nucleación tiene lugar cerca de la zona de reacción primaria, donde la temperatura y la concentración de radicales e iones son máximas, tanto en llamas premezcladas como en difusivas [31].
- **Crecimiento de la superficie:** en esta etapa se produce la adición de masa a la superficie de una partícula nucleada. No existe una distinción clara entre el final de la nucleación y el comienzo del crecimiento de la superficie, en realidad, los dos procesos son concurrentes [27]. Durante el crecimiento de la superficie, las superficies reactivas calientes de las pequeñas partículas de hollín aceptan fácilmente los hidrocarburos en fase gaseosa, generalmente acetilenos y PAH [32], [33]. Este proceso continúa a medida que las partículas se alejan de la zona de reacción primaria hacia regiones más frías y menos reactivas, incluso donde las concentraciones de hidrocarburos son menores [34]. La tasa de formación de partículas durante el crecimiento de la superficie depende principalmente del número de núcleos presentes [35]. Este proceso generalmente ocurre entre unos pocos ps a 0,05 ms después de la formación de la partícula nucleada [21]. Por lo tanto, el tiempo de residencia de este proceso tiene una gran influencia en la masa y en el volumen de la fracción total de PM.
- **Coagulación:** es un fenómeno físico, no químico. La coagulación o coalescencia ocurre cuando las partículas individuales o primarias colisionan y se unen para formar partículas más grandes [27], [36]. Los resultados de este proceso pueden formar grandes grupos de partículas que mantienen su forma esférica y/o estructuras en forma de cadena compuestas por pequeñas partículas primarias, siendo estas últimas la estructura típica de las partículas emitidas por los MEC que operan en el modo CDC [27]. Las colisiones entre partículas

aumentan significativamente el tamaño de estas y disminuyen el número de partículas sin cambiar la masa total de PM presente en el gas de escape.

- **Oxidación:** es el resultado de los procesos que reducen la masa de hollín, al convertir las partículas sólidas o parte de ellas en gases, como el CO, CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O. Este proceso tiene lugar en las superficies de las partículas y disminuye la masa de carbono acumulada [36]. A diferencia del crecimiento superficial, que ocurre en un etapa específica, la oxidación puede comenzar en cualquier momento durante el proceso de formación de la partícula, desde la pirólisis hasta la coagulación [21], [27]. Las reacciones del proceso de oxidación generalmente ocurren cuando la temperatura en la cámara de combustión excede los 1300 K [37]. La velocidad de reacción depende principalmente de la composición de la mezcla aire-combustible en ese momento. El proceso de oxidación generalmente sigue dos etapas, inicialmente se produce la absorción del oxígeno en la superficie de la partícula y en la segunda etapa se produce la desorción del producto oxigenado cediendo compuestos gaseosos como el CO y CO<sub>2</sub> [37], [38].

Aunque el oxidante inicialmente es el oxígeno del gas admitido, otros productos de la disociación de este (como el oxígeno atómico - O\*) y de las primeras etapas de la combustión (el radical hidroxilo - OH) actúan como oxidantes de los propios productos intermedios generados y en particular del hollín formado. La oxidación por el radical OH es predominante bajo condiciones de mezcla rica y estequiométricas [27], [31]. El proceso de oxidación tanto de los PAH como del hollín es un proceso que compite con el de formación, y como resultado estos dos procesos contrapuestos se obtiene la tasa neta de formación de PM.

### 3.5.2 Formación del material particulado volátil - SOF

Las partículas emitidas por los MCIA no se encuentran únicamente formadas por las partículas de hollín generadas durante el proceso de combustión. Por un lado, del total de emisión de PM en muchos casos es posible constatar un significativo porcentaje de pequeñas partículas líquidas compuestas por una fracción orgánica soluble (SOF<sup>4</sup>), constituidas principalmente por hidrocarburos y otros compuestos orgánicos procedentes del combustible y el aceite lubricante, o bien de reacciones en la cámara

---

<sup>4</sup>Del Inglés *Soluble Organic Fraction*

de combustión [39]. Por otro lado, el SOF también puede estar presente en la superficie de las partículas de hollín, de manera que se reduce la concentración de las partículas líquidas [40]. La tasa de formación de este material volátil depende en gran medida del tipo de proceso de combustión, del combustible utilizado, y de la salida de los productos de la combustión, es decir durante el enfriamiento y la dilución [38], [41].

A lo largo del conducto de escape y durante la salida al exterior se produce una reducción de la temperatura y una dilución del gas procedente de la combustión. En estas condiciones pueden ocurrir algunos fenómenos de conversión gas-partícula y/o crecimiento de las partículas formadas durante el proceso de combustión. Los procesos físicos por los que se puede dar este cambio de fase son los de nucleación, adsorción y condensación [42], [43].

El fenómeno de nucleación consiste en la formación de un pequeño núcleo a partir de hidrocarburos en fase líquida. La absorción es el crecimiento de la partícula por la adhesión en fase gaseosa de compuestos volátiles sin quemar o parcialmente quemados a la superficie de las partículas sólidas por medio de fuerzas tanto físicas como químicas. El crecimiento también puede ser por condensación cuando los hidrocarburos que se añaden a la superficie de las partículas se encuentran en fase líquida.

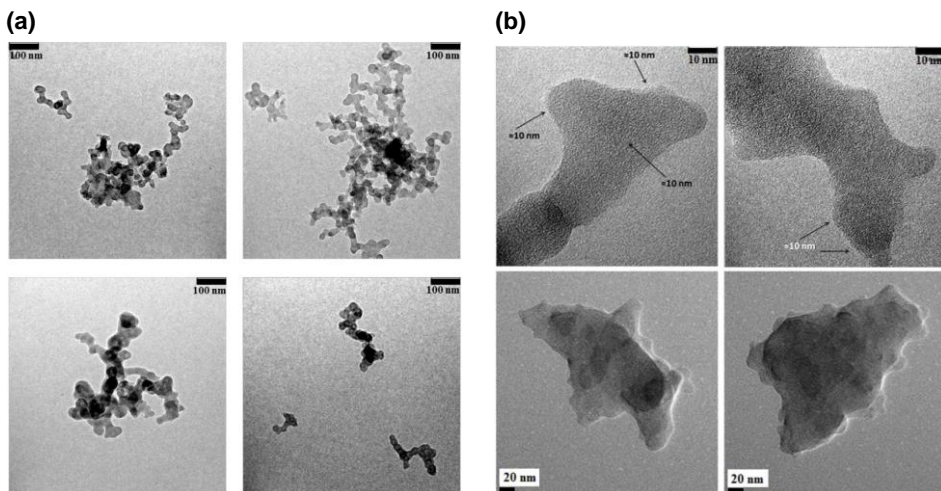
Cuando la superficie total disponible de las partículas de hollín para la absorción de hidrocarburos es pequeña, los grados de saturación de las especies volátiles pueden ser elevados y como resultado, el proceso de nucleación es más favorable, dando lugar a pequeñas partículas líquidas de SOF, que generalmente, son las responsables de la existencia de una moda denominada moda de nucleación en la distribución de tamaño de partículas. Por tanto, se puede decir que existe una relación de competencia entre los fenómenos de adsorción y nucleación del SOF, que dependerá del grado de saturación de hidrocarburos en el medio [38], [44].

Por otro lado, la combustión también puede ser responsable por la emisión de SOF. En este contexto, los procesos de combustión premezclados que se caracterizan por bajas temperaturas pueden favorecer la formación de estos compuestos, ya sea a través de partículas compuestas exclusivamente de SOF, y/o partículas mayoritariamente constituidas de condensados volátiles [45], [46].

En la Figura 3.7 (a), se muestra microscópicamente las partículas de hollín, que se generan durante un típico proceso de combustión difusivo.



Como se puede observar, su estructura está compuestas por aglomerados de pequeñas partículas sólidas en forma de cadena, lo que demuestra la evolución y crecimiento de la partícula naciente durante el proceso de combustión. Por otro lado, en la Figura 3.7 (b) se ilustra la morfología de las partículas emitidas en un proceso de combustión LTC, que consisten en partículas primarias mucho más pequeñas que las que se originan en la combustión convencional, las cuales presentan un aspecto más claro y con límites nebulosos. Estas últimas muestran una mayor fracción en peso de oxígeno e hidrógeno, que puede resultar de hidrocarburos pesados, de una fracción orgánica volátil o de hidrocarburos oxigenados debido a la baja temperatura de combustión [47].

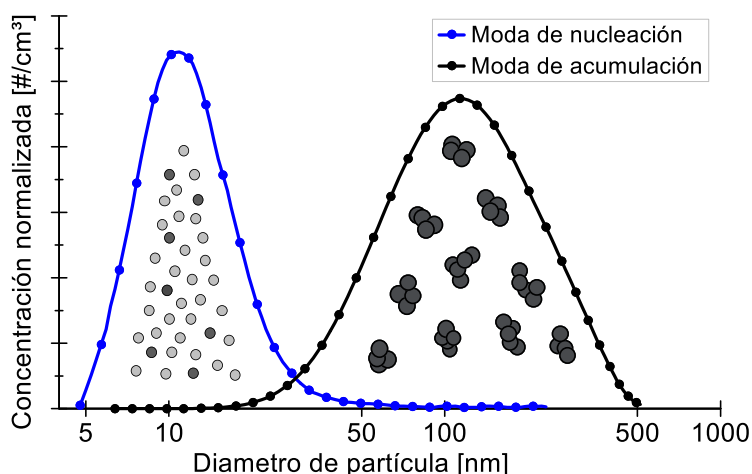


**Figura 3.7.** Características morfológicas de las partículas que se forman en los modos (a) CDC y (b) LTC (adaptado de [47]).

En la estrategia LTC las temperaturas son localmente elevadas como para comenzar el inicio del proceso de formación de partículas. Sin embargo, como las temperaturas de combustión no se mantienen lo suficientemente alta durante un cierto periodo de tiempo, el proceso de crecimiento de la partícula no se favorece, dando como resultado una fracción significativa de pequeñas partículas incipientes de hollín. No obstante, estas partículas pueden crecer en menor medida, debido a los fenómenos de condensación y absorción de especies de UHC. En estudios recientes, Pejpichestakul *et al.* [48], [49], han demostrado como especies intermediarias como los HAP y UHC pesados que se producen durante el proceso de pirólisis pueden pasar a través de una llama premezclada sin pasar por un proceso significativo de carbonización o de oxidación.

### 3.5.3 Distribución de tamaño de partículas - PSD

La distribución del tamaño de partícula (PSD<sup>5</sup>) permite realizar un análisis de la compleja mezcla de especies volátiles y aglomerados de hollín que representan la concentración total de partículas emitidas por los MCIA. Con este tipo de medida es posible identificar el número de partículas emitidas para diferentes diámetros equivalentes, en un determinado rango de tamaño. Las PSD generalmente son de tipo bimodales en estructura, con tamaños que van desde pocos nanómetros a una micra, las dos modas se denominan respectivamente nucleación y acumulación [23]. En la Figura 3.8 se muestra una típica distribución de tamaño de partículas de actuales MCIA.



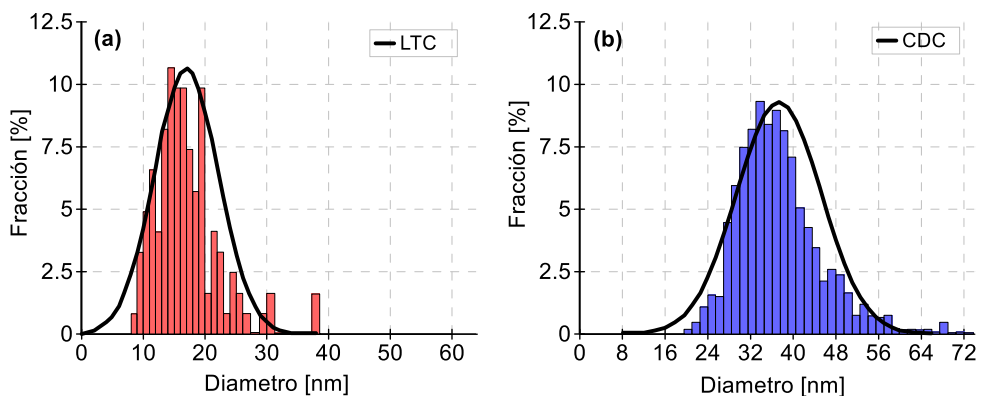
**Figura 3.8.** Genérica distribución de tamaño de partículas en MCIA actuales.

La moda de nucleación incluye las partículas que presentan diámetros inferiores a 30 nm y son comúnmente llamadas nanopartículas [50]. Son partículas primarias compuestas mayoritariamente por SOF, aunque en algunos estudios también se han encontrado pequeños núcleos sólidos de carbono [51], [52]. Su proceso de formación se produce principalmente debido a las bajas temperaturas de combustión o durante la dilución y enfriamiento del flujo de escape, donde los procesos de adsorción y condensación de las especies volátiles se favorecen. Mientras que la moda de acumulación, está compuesta por partículas que tienen un diámetro en el rango de 30 nm a 1  $\mu\text{m}$ , y su composición es básicamente de aglomerados de hollín en los que se puede encontrar material volátil condensado en su

<sup>5</sup>Del inglés *Particle Size Distribution*

superficie [53]. Las altas temperaturas de combustión y las zonas de dosados ricos son los principales factores que favorecen el proceso de formación de estas partículas sólidas, y se pueden encontrar tanto en procesos de combustión difusivos como premezclados. La formación de los primeros precursores y su evolución a las partículas finales pasa principalmente por las siguientes etapas: pirólisis, nucleación, crecimiento superficial, aglomeración y oxidación, descritas cada una de ellas en el apartado anterior 3.5.1.

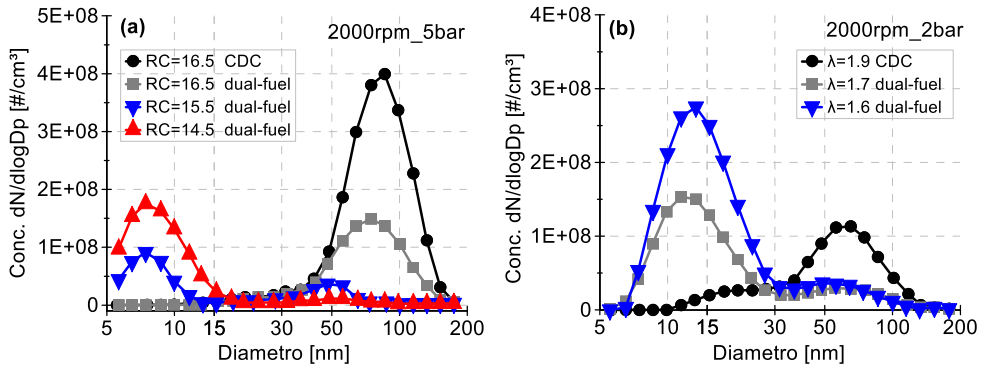
La estructura de la PSD depende del tipo de motor, del proceso de combustión, de los parámetros de operación y del combustible utilizado, así como de las condiciones de muestreo. Ejemplo de esto, son los resultados del estudio experimental llevado a cabo por Jung *et al.* [47], que se muestran en la Figura 3.9. En este trabajo se realizó un análisis comparativo entre las distribuciones de tamaño emitidas por un MEC durante su operación en la estrategia CDC y LTC respectivamente. Los resultados mostraron que la PSD del modo LTC se desplaza hacia tamaño de partículas mucho menores que en el caso del modo de operación CDC.



**Figura 3.9.** Distribución de tamaño de partículas en un MEC durante su operación en los modos (a) LTC y (b) CDC (adaptado de [47]).

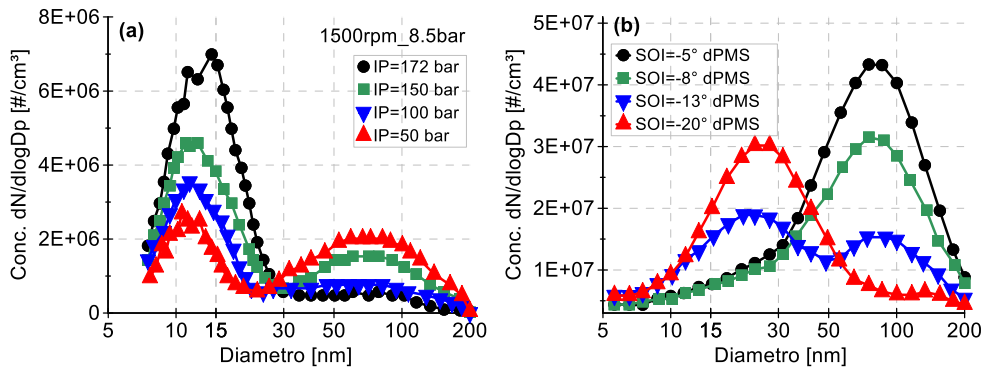
Es muy común encontrar en la literatura bibliográfica medidas de PSD de tipo logarítmico-normal, donde la unidad de la concentración de partículas se expresa en  $dN/d\log D_p$ . Con esta normalización no se aprecian variaciones significativas provocadas por las diferentes resoluciones de cada uno de los diferentes equipos de medida [54]. Esta forma de representar la PSD se muestra en los resultados del trabajo de Di Blasio *et al.* [55], en la Figura 3.10. En este caso, se realizó un análisis de como diferentes estrategias del proceso de gestión del aire afectan la PSD en un

MEC durante su operación en CDC y en combustión dual-fuel. Como se puede observar en ambos puntos de operación del motor hubo una disminución en la concentración de partículas del modo de acumulación al pasar de CDC a dual-fuel. Además, en esta última estrategia de combustión se observó un aumento de las partículas de la moda de nucleación con la disminución de la relación de compresión y la disminución de  $\lambda$ , comportamiento que puede estar relacionado con una disminución de la entrada de aire al cilindro y un deterioro de la combustión.



**Figura 3.10.** Comportamiento de la PSD en función (a) de la relación de compresión en un MEC en modo CDC y (b) de la variación de  $\lambda$  en MEC con combustión dual-fuel (adaptado de [55]).

Finalmente, los parámetros de inyección también tienen un efecto expresivo sobre la PSD. En los resultados experimentales de Wang *et al.* [56] (Figura 3.11 (a)) en un MEP-ID sobrealimentado, se muestra como el aumento de la IP provoca una disminución de la concentración de partículas de la moda de acumulación y aumenta las partículas de la moda de nucleación. Comportamiento similar obtuvieron Liu *et al.* [57] (Figura 3.11 (b)) con el avance del SOI en un MEC operando con combustión PPC.



**Figura 3.11.** Análisis de la PSD para diferentes valores de (a) IP en un MEP-ID sobrealimentado (b) de SOI en MEC con combustión PPC (adaptado de [56] y [57]).

### 3.6 Bibliografía del Capítulo 3

- [1] J. Shu *et al.*, "Influences of excess air coefficient on combustion and emission performance of diesel pilot ignition natural gas engine by coupling computational fluid dynamics with reduced chemical kinetic model," *Energy Convers. Manag.*, vol. 187, pp. 283–296, 2019.
- [2] A. Calam, H. Solmaz, E. Yılmaz, and Y. İçingür, "Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in A HCCI engine," *Energy*, pp. 1208–1216, 2019.
- [3] B. Deng *et al.*, "The effect of air/fuel ratio on the CO and NOx emissions for a twin-spark motorcycle gasoline engine under wide range of operating conditions," *Energy*, vol. 169, pp. 1202–1213, 2019.
- [4] E. Shim, H. Park, and C. Bae, "Intake air strategy for low HC and CO emissions in dual-fuel (CNG-diesel) premixed charge compression ignition engine," *Appl. Energy*, vol. 225, pp. 1068–1077, 2018.
- [5] J. Li, Z. Zhao, A. Kazakov, M. Chaos, F. L. Dryer, and J. J. Scire, "A comprehensive kinetic mechanism for CO, CH<sub>2</sub>O, and CH<sub>3</sub>OH combustion," *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 39, no. 3, pp. 109–136, 2007.
- [6] A. V. Joshi and H. Wang, "Master equation modeling of wide range temperature and pressure dependence of CO + OH → products," *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 38, no. 1, pp. 57–73, 2006.

- [7] V. Lissianski, H. Yang, Z. Qin, M. R. Mueller, K. S. Shin, and W. C. Gardiner, "High-temperature measurements of the rate coefficient of the  $\text{H} + \text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + \text{OH}$  reaction," *Chem. Phys. Lett.*, vol. 240, no. 1–3, pp. 57–62, 1995.
- [8] F. Königsson, J. Kuyper, P. Stalhammar, and H. E. Angstrom, "The Influence of Crevices on Hydrocarbon Emissions from a Diesel-Methane Dual Fuel Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 6, no. 2, pp. 751–765, 2013.
- [9] C. D. Tyree, "Emission Levels and Catalyst Temperatures as a Function of Ignition-Induced Misfire," in *SAE Technical Paper 920298*, 1992.
- [10] J. Vera and J. Ghandhi, "Investigation of Post-Flame Oxidation of Unburned Hydrocarbons in Small Engines," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 67–81, 2011.
- [11] A. C. Alkidas, "Combustion-chamber crevices: the major source of engine-out hydrocarbon emissions under fully warmed conditions," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 25, no. 3, pp. 253–273, 1999.
- [12] R. M. Siewert, "A Phenomenological Engine Model for Direct Injection of Liquid Fuels, Spray Penetration, Vaporization, Ignition Delay, and Combustion," in *SAE Technical Paper 2007-01-0673*, 2007.
- [13] R. Opat *et al.*, "Investigation of Mixing and Temperature Effects on HC/CO Emissions for Highly Dilute Low Temperature Combustion in a Light Duty Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 2007-01-0193*, 2007.
- [14] C. P. Koci *et al.*, "Detailed Unburned Hydrocarbon Investigations in a Highly-Dilute Diesel Low Temperature Combustion Regime," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 858–879, 2009.
- [15] J. Warnatz, U. Maas, and R. W. Dibble, *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [16] G. A. Lavoile, J. B. Heywood, and J. C. Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 1, no. 4, pp. 313–326, 1970.
- [17] H. Orikasa, K. Matsuoka, T. Kyotani, and A. Tomita, "HCN and  $\text{N}_2$  formation mechanism during NO/char reaction," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 29, no. 2, pp. 2283–2289, 2002.

- [18] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Gaseous emissions and particle size distribution of dual-mode dual-fuel diesel-gasoline concept from low to full load," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 120, pp. 138–149, 2017.
- [19] Y. Park and C. Bae, "Influence of EGR and pilot injection on PCCI combustion in a single-cylinder diesel engine," in *SAE Technical Paper 2011-01-1823*, 2011.
- [20] A. Momenimovahed and J. S. Olfert, "Effective Density and Volatility of Particles Emitted from Gasoline Direct Injection Vehicles and Implications for Particle Mass Measurement," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 49, no. 11, pp. 1051–1062, 2015.
- [21] S. Mohankumar and P. Senthilkumar, "Particulate matter formation and its control methodologies for diesel engine: A comprehensive review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, pp. 1227–1238, 2017.
- [22] F. Bonatesta, E. Chiappetta, and A. La Rocca, "Part-load particulate matter from a GDI engine and the connection with combustion characteristics," *Appl. Energy*, vol. 124, pp. 366–376, 2014.
- [23] J. Reijnders, M. Boot, and P. de Goey, "Particle nucleation-accumulation mode trade-off: A second diesel dilemma?," *J. Aerosol Sci.*, vol. 124, pp. 95–111, 2018.
- [24] H. Omidvarborna, A. Kumar, and D. S. Kim, "Recent studies on soot modeling for diesel combustion," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 48, pp. 635–647, 2015.
- [25] F. C. Barbosa, "Heavy Duty Emission Standards Assessment - An Engine and Aftertreatment Technological Approach," in *SAE Technical Papers 2016-36-0167*, 2016.
- [26] R. Hauser, E. A. Eisen, L. Pothier, and D. C. Christiani, "A prospective study of lung function among boilermaker construction workers exposed to combustion particulates.," *Am. J. Ind. Med.*, vol. 39, no. 5, pp. 454–62, 2001.
- [27] D. R. Tree and K. I. Svensson, "Soot processes in compression ignition engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 33, no. 3, pp. 272–309, 2007.
- [28] S. Park, Y. Wang, S. H. Chung, and S. M. Sarathy, "Compositional effects on PAH and soot formation in counterflow diffusion flames of gasoline surrogate fuels," *Combust. Flame*, vol. 178, pp. 46–60, 2017.

- [29] H. Richter and J. . Howard, "Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot—a review of chemical reaction pathways," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 26, no. 4–6, pp. 565–608, 2000.
- [30] M. Frenklach and L. B. Ebert, "Comment on the proposed role of spheroidal carbon clusters in soot formation," *J. Phys. Chem.*, vol. 92, no. 2, pp. 561–563, 1988.
- [31] F. Payri González and J. M. Desantes Fernández, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Editorial Reverté y UPV, 2011.
- [32] M. Frenklach and H. Wang, "Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation," Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 1994.
- [33] M. Frenklach, "Reaction mechanism of soot formation in flames," *Phys. Chem. Chem. Phys.*, vol. 4, no. 11, pp. 2028–2037, 2002.
- [34] B. S. Haynes and H. G. Wagner, "Soot formation," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 7, no. 4, pp. 229–273, 1981.
- [35] O. I. Smith, "Fundamentals of soot formation in flames with application to diesel engine particulate emissions," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 7, no. 4, pp. 275–291, 1981.
- [36] I. T. Woods and B. S. Haynes, *Soot Formation in Combustion*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994.
- [37] I. Glassman, *Combustion*, 3rd ed. San Diego: Academic Press, 1996.
- [38] E. Fuentes López, "Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2006.
- [39] D. Campos Navarro, "Estudio de las emisiones de escape en motores de combustión interna alternativos utilizando diferentes sistemas de control de contaminantes," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [40] R. M. Montajir, T. Kusaka, Y. Bamba, and M. Adachi, "A New Concept for Real-Time Measurement of Particulate Matter (Soot and SOF)," in *SAE Technical Paper 2005-01-3605*, 2005.
- [41] W. Linarez Rodríguez, "Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor diésel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2013.



- [42] A. A. May *et al.*, “Gas- and particle-phase primary emissions from in-use, on-road gasoline and diesel vehicles,” *Atmos. Environ.*, vol. 88, pp. 247–260, 2014.
- [43] D. B. Kittelson, W. F. Watts, and J. P. Johnson, “On-road and laboratory evaluation of combustion aerosols—Part1: Summary of diesel engine results,” *J. Aerosol Sci.*, vol. 37, no. 8, pp. 913–930, 2006.
- [44] D. B. Kittelson, W. F. Watts, and A. Megan, “Review of Diesel Particulate Sampling Methods. Supplemental Report # 2. Aerosol Dynamics, Laboratory and On-Road Studies,” Univ. Minnesota Dep. Mech. Eng., Minnesota (USA), 1998.
- [45] Y. Jung and C. Bae, “Immaturity of soot particles in exhaust gas for low temperature diesel combustion in a direct injection compression ignition engine,” *Fuel*, vol. 161, pp. 312–322, 2015.
- [46] H. Seong, K. O. Lee, S. Choi, C. Adams, and D. Foster, “Characterization of particulate morphology, nanostructures, and sizes in low-temperature combustion with biofuels,” in *SAE Technical Paper 2012-01-0441*, 2012.
- [47] Y. Jung, D. Qi, and C. Bae, “Assessment of soot particles in an exhaust gas for low temperature diesel combustion with high EGR in a heavy duty compression ignition engine,” in *SAE Technical Paper 2013-01-2572*, 2013.
- [48] W. Pejpichestakul *et al.*, “Examination of a soot model in premixed laminar flames at fuel-rich conditions,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 37, no. 1, pp. 1013–1021, 2019.
- [49] W. Pejpichestakul, A. Cuoci, A. Frassoldati, M. Pelucchi, A. Parente, and T. Faravelli, “Buoyancy effect in sooting laminar premixed ethylene flame,” *Combust. Flame*, vol. 205, pp. 135–146, 2019.
- [50] Y. Zhang, J. Ghandhi, and D. Rothamer, “Comparisons of particle size distribution from conventional and advanced compression ignition combustion strategies,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 19, no. 7, pp. 699–717, 2018.
- [51] M. Dickau *et al.*, “Methodology for quantifying the volatile mixing state of an aerosol,” *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 50, no. 8, pp. 759–772, 2016.

- [52] T. Lähde *et al.*, “Heavy duty diesel engine exhaust aerosol particle and ion measurements,” *Environ. Sci. Technol.*, vol. 43, no. 1, pp. 163–168, 2009.
- [53] N. Bukowiecki, D. . Kittelson, W. . Watts, H. Burtscher, E. Weingartner, and U. Baltensperger, “Real-time characterization of ultrafine and accumulation mode particles in ambient combustion aerosols,” *J. Aerosol Sci.*, vol. 33, no. 8, pp. 1139–1154, 2002.
- [54] “Aerosol Statistics Lognormal Distributions and  $dn/d\log D_p$ ,” 2010. [Online]. Available: [https://www.tsi.com/getmedia/1621329b-f410-4dce-992b-e21e1584481a/PR-001-RevA\\_Aerosol-Statistics-AppNote?ext=.pdf](https://www.tsi.com/getmedia/1621329b-f410-4dce-992b-e21e1584481a/PR-001-RevA_Aerosol-Statistics-AppNote?ext=.pdf).
- [55] G. Di Blasio, G. Belgiorno, and C. Beatrice, “Effects on performances, emissions and particle size distributions of a dual fuel (methane-diesel) light-duty engine varying the compression ratio,” *Appl. Energy*, vol. 204, pp. 726–740, 2017.
- [56] C. Wang, H. Xu, J. M. Herreros, J. Wang, and R. Cracknell, “Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine,” *Appl. Energy*, vol. 132, pp. 178–191, 2014.
- [57] B. Liu, X. Cheng, J. Liu, and H. Pu, “Investigation into particle emission characteristics of partially premixed combustion fueled with high n-butanol-diesel ratio blends,” *Fuel*, vol. 223, pp. 1–11, 2018.

# Capítulo 4

## Herramientas experimentales y teóricas

### **Contenido**

---

<b>4.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>77</b>
<b>4.2</b>	<b>Motores empleados .....</b>	<b>77</b>
4.2.1	MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC .....	77
4.2.1.1	Proceso de renovación de la carga en el ciclo 2T .....	78
4.2.1.2	Sistema de inyección .....	81
4.2.1.3	Combustible utilizado .....	82
4.2.2	Característica del MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF .....	82
4.2.2.1	Sistema de inyección .....	84
4.2.2.2	Combustibles utilizados.....	84
<b>4.3</b>	<b>Salas de ensayos y equipos de medidas .....</b>	<b>85</b>
4.3.1	Sistema de regulación de par y régimen de giro en el motor....	87
4.3.2	Sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR .....	88
4.3.3	Sistema auxiliar de suministro de combustible .....	90
4.3.4	Sistemas auxiliares de lubricación y refrigeración .....	94
4.3.5	Sistema de adquisición de datos.....	94
4.3.6	Medida de los compuestos gaseosos .....	97
4.3.7	Medida de la concentración numérica de partículas .....	99
4.3.7.1	Dispositivo de dilución de la muestra de escape .....	99

---

4.3.7.2 Dispositivo de detección y cuantificación de partículas .....	102
4.3.8 Protocolo experimental.....	105
<b>4.4 Herramientas teóricas .....</b>	<b>108</b>
4.4.1 Cálculo de parámetros del proceso de combustión, del sistema de inyección y del rendimiento del motor .....	108
4.4.2 Cálculo de parámetros del proceso de renovación de la carga .....	113
4.4.3 Cálculo de los índices de emisiones contaminantes.....	118
<b>4.5 Bibliografía del Capítulo 4.....</b>	<b>120</b>

## 4.1 Introducción

En este capítulo se describen las herramientas experimentales y teóricas utilizadas para el desarrollo de esta tesis doctoral. Inicialmente se describen los motores empleados para evaluar el concepto PPC y la estrategia DMDF. Posteriormente, se describen las salas de ensayos y los equipos de medidas utilizados. Finalmente, se muestran los métodos de cálculo y diagnóstico utilizados para la obtención de los parámetros que se evaluaron en esta investigación.

Teniendo en cuenta la complejidad y el tiempo que demandan los ensayos experimentales en los actuales y complejos MCIA, es muy importante definir una metodología experimental adecuada, así como una correcta selección y aplicación de las diferentes herramientas de procesamiento y diagnóstico. Por lo tanto, todas las herramientas teóricas y experimentales descritas en las próximas secciones de este capítulo fueron seleccionadas para reducir los tiempos de pruebas y para optimizar la información que se desea extraer de los resultados experimentales.

## 4.2 Motores empleados

Los ensayos experimentales fueron realizados en dos motores diferentes. El primero es un monocilíndrico MEC-DI de 2 tiempos (2T), el cual se utilizó para el análisis de la estrategia de combustión PPC. El segundo es un MEC-DI de 4 tiempos (4T) de media cilindrada, con 4 cilindros en línea, pero con una configuración específica que permite evaluar la estrategia DMDF en uno de sus cilindros, mientras que los otros tres operan con la configuración original.

### 4.2.1 MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC

El estudio de la combustión PPC se realizó en un monocilíndrico que representa a un novedoso MEC-DI de 2T con 2 cilindros. Esta versión original surge a partir de un proyecto de la Renault, que se basa en la reducción del tamaño de un MEC-DI de 4T y 4 cilindros con una cilindrada de 1460 cm<sup>3</sup> a 2 cilindros y 730 cm<sup>3</sup> de cilindrada. Adicionalmente, para lograr un par equivalente a la configuración original y reducir las emisiones

contaminantes este nuevo concepto funciona con un ciclo de 2T y con combustión PPC de gasolina.

La cámara de combustión del monocilíndrico presenta la misma arquitectura y geometría que la del motor original (MEC-DI de 2T con 2 cilindros). Además, también dispone de un sistema DI de alta presión por *common-rail* (HSDI<sup>1</sup>) y un avanzado sistema VVT con doble árbol de leva (DOHC<sup>2</sup>) y actuación electrónica (VVA<sup>3</sup>) para controlar independientemente los tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape. Esta configuración de un solo cilindro permite estudiar los fenómenos físicos relacionados con los procesos de renovación de la carga, de inyección y de combustión en un entorno más controlado y estabilizado, sin la interferencia de los otros cilindros sobre la gestión del aire. En la Tabla 4.1 se muestran las principales características del monocilíndrico utilizado para evaluar el concepto PPC.

**Tabla 4.1.** Especificaciones técnicas del monocilíndrico MEC-DI de 2T.

Características	Valores
Tipo	Monocilíndrico MEC-DI de 2T
Fabricante/Modelo	Renault/Investigación
Cilindrada	365 cm <sup>3</sup>
Diámetro del pistón	76 mm
Carrera	80,5 mm
Válvulas por cilindro	4
Relación de compresión	17,8
Longitud de la biela	133,75 mm
Accionamiento de válvulas	DOCH con VVA
Tipo de Barrido	En bucle con válvulas en la culata

#### 4.2.1.1 Proceso de renovación de la carga en el ciclo 2T

Teniendo en cuenta los inconvenientes de los motores de 2T en términos de eficiencia en los procesos de escape y posterior llenado del cilindro (proceso de barrido). Como la aparición de cortocircuito (fenómeno en el que la mezcla fresca pasa directamente de la admisión al escape) y/o un menor aprovechamiento del ciclo de trabajo, ya que la carrera efectiva del motor puede ser menor. En esta sección, se expondrá una breve descripción de la estrategia de barrido y las tecnologías utilizadas en este

<sup>1</sup>Del inglés *High Speed Direct Injection*

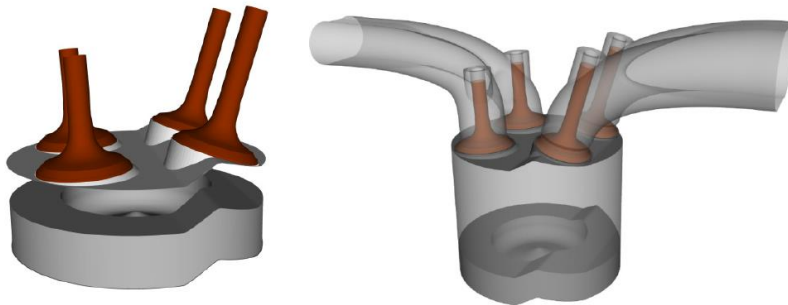
<sup>2</sup>Del inglés *Double-Overhead Camshafts*

<sup>3</sup>Del inglés *Variable Valve Actuation*

motor para reducir las típicas pérdidas en el proceso de renovación de la carga durante este tipo de ciclo.

Los primeros estudios que se realizaron para definir el patrón de barrido de los gases en este motor fueron llevados a cabo por Tribote *et al.* [1], [2]. Estos investigadores a partir de una estructura base compuesta por un cilindro con 4 válvulas en la culata (2 de admisión y 2 de escape) emplearon simulaciones CFD multidimensionales 1D y 3D para evaluar el proceso de admisión y el barrido de los gases quemados para diferentes diseños de culatas y configuraciones del sistema de admisión. Se analizaron tres geometrías diferentes: un conducto de admisión modificado y dos modelos de culatas, una con una barrera entre las válvulas de admisión y escape, y la otra con estructura escalonada.

Finalmente, la configuración escogida fue la culata con un trecho escalonado para desconectar el flujo de aire entre las válvulas de admisión y escape, como se puede observar en la Figura 4.1, diseño patentado por Obernesser *et al.* [3]. De esa manera, el flujo de aire fresco es obligado a seguir un camino por la pared del cilindro hacia el fondo de la cámara de combustión, creando una aerodinámica de caída (en lugar de remolino) que mejora la expulsión de los gases quemados, sin excesivas pérdidas por cortocircuito durante el cruce de válvulas. Esta geometría proporcionó el mejor compromiso entre la eficiencia del barrido, las pérdidas por cortocircuito y el diseño de la cámara de combustión.



**Figura 4.1.** Diseño del cilindro y disposición de la válvula en el monocilíndrico MEC-DI de 2T.

En el trabajo anterior de Daniela De Lima [4], se realizó un detallado estudio para definir los parámetros del sistema de distribución y con esto optimizar el proceso de barrido. Se analizaron diferentes tiempos de aperturas y levantamientos máximos de las válvulas para comparar cada

configuración en términos de rendimiento indicado ( $\eta_i$ ) y de eficiencia del proceso de renovación de la carga, a través de parámetros como la relación de captura de aire fresco (TR<sup>4</sup>) y la fracción de gases quemados (IGR<sup>5</sup>) que queda atrapada en la cámara de combustión

Finalmente, a partir de esta optimización, se definieron los parámetros nominales del sistema de distribución, los cuales se muestran en la Tabla 4.2. Donde AAA, RCA, AAE y RCE son los ángulos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, respectivamente.

**Tabla 4.2.** Valores nominales de los parámetros de distribución del monocilíndrico MEC-DI de 2T.

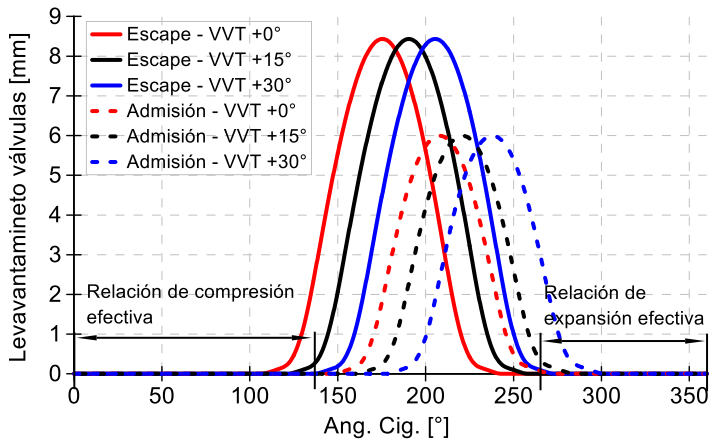
Características	Parámetros y valores
Árbol de leva de admisión	Máximo levantamiento = 6 mm Período de apertura = 80 °
Árbol de leva de escape	Máximo levantamiento = 8,5 mm Período de apertura = 95 °
Tiempos válvulas de admisión	AAA = 161,9 ° dPMS RCA = 251,6 ° dPMS
Tiempos válvulas de escape	AAE = 122,6 ° dPMS RCE = 226,9 ° dPMS

Por otro lado, el moderno sistema VVT instalado en este motor permite sincronizar las válvulas de admisión y de escape en un rango de 30 °, independientemente de la sincronización mecánica de las levas. La flexibilidad del sistema se muestra en el diagrama de distribución de la Figura 4.2, donde se han incluido los eventos de levantamiento de las válvulas de admisión y escape para la sincronización del ángulo nominal (fase mecánica 0 °) y para dos posiciones adicionales, intermedia (15 °) y máxima (30 °). Por lo tanto, la relación de compresión efectiva, el cruce de válvulas y la relación de expansión efectiva se pueden modificar ajustando los ángulos de sincronización de las válvulas.

<sup>4</sup>Del inglés *Trapping Ratio*

<sup>5</sup>Del inglés *Internal Gas Recirculation*





**Figura 4.2.** Eventos del diagrama de distribución para diferentes tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape en el MEC-DI de 2T.

#### 4.2.1.2 Sistema de inyección

A partir de un original *common-rail* DFI 1.5 Delphi se modificó la estrategia de inyección, permitiendo general hasta cinco inyecciones independientes, con una presión que puede llegar hasta 1800 bar cuando se inyecta diésel, aunque para las investigaciones en combustión PPC de gasolina, el sistema se limitó a 1000 bar para evitar problemas de cavitación dentro del conducto de retorno del inyector. En la Tabla 4.3 se pueden observar las principales características del sistema de inyección utilizado en el motor.

**Tabla 4.3.** Especificaciones del sistema de inyección del monocilíndrico MEC-DI de 2T.

Características	Valores
Tipo	Diesel common-rail HSDI
Inyector	Piezoeléctrico
Presión máxima de inyección	1200 bar (con gasolina)
Caudal másico del inyector	400 mL/min
Orificios del inyector	8 x 90 $\mu\text{m}$
Angulo de inyección	148 °

### 4.2.1.3 Combustible utilizado

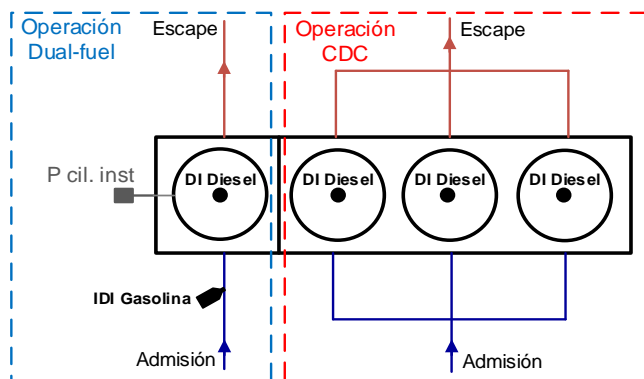
Para el desarrollo de la combustión PPC se utilizó una gasolina RON95. Este combustible cumple con la normativa europea UNE-EN 228:2013 [5] y fue caracterizado en un laboratorio certificado para ello. Además, a este combustible se le incorporó un aditivo de lubricidad (*Havoline Performance Plus Diesel Fuel System Cleaner*) en cantidades de aproximadamente 30 ppm de la mezcla total, para garantizar un correcto funcionamiento del sistema de inyección sin afectar las características de ignición de la gasolina. Las principales propiedades del combustible se detallan en la Tabla 4.4.

**Tabla 4.4.** Principales propiedades del combustible utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T.

Propiedades	Valores
Tipo	Gasolina sin plomo RON95
Densidad (15 °C)	758,1 kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad (40 °C)	0,44 cSt
Número de octano	94,6
Relación H/C	1,76 mol/mol
Relación O/C	0 mol/mol
Contenido de Oxígeno	≤ 0,17 %m/m
Dosado estequiométrico	1/14,37
Poder calorífico inferior	42,82 MJ/kg

### 4.2.2 Característica del MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF

Los ensayos experimentales para el estudio del modo DMDF se realizaron en un uno de los cilindros de un MEC-DI de 4T. Para esto, se aisló la operación del primer cilindro para el estudio de la estrategia DMDF, mientras que los otros tres cilindros se mantuvieron con la configuración original. Un esquema del motor modificado se puede observar en la Figura 4.3. Con esta configuración se reducen considerablemente los costos de fabricación de un monocilíndrico específico para la investigación.



**Figura 4.3.** Esquema de la configuración del MEC-DI de 4T para el estudio de la estrategia DMDF.

El modo de funcionamiento es el siguiente: el primer cilindro trabaja con una estrategia de combustión dual fuel, en cuanto, los otros tres cilindros funcionan con combustión diésel convencional. En este sentido, los tres cilindros restantes son impulsados y controlados por la unidad de control electrónico (ECU) con el objetivo de equilibrar las presiones de cilindro a cilindro y evitar excesivas tensiones en el cigüeñal que pueden comprometer la integridad física del motor. Configuraciones similares a las de este motor se pueden encontrar en [6], [7].

El motor original sin la modificación realizada para el estudio de la estrategia DMDF es un VOLVO D5K de media cilindrada desarrollado para la distribución de carga en zonas urbanas. Las principales especificaciones de este motor se muestran en la Tabla 4.5.

**Tabla 4.5.** Especificaciones técnicas del MEC-DI de 4T.

Características	Valores
Tipo	Euro VI MEC-DI de 4T
Fabricante/Modelo	Volvo/D5K420
Cilindrada	5100 cm <sup>3</sup>
Diámetro del pistón	110 mm
Carrera	135 mm
Cilindros	4
Relación de compresión	15,3:1
Longitud de la biela	212,5 mm
Longitud de la manivela	67,5 mm
Potencia máxima	177 kW @ 2200 rpm
Par máximo	900 Nm @ 1200-1600 rpm

### 4.2.2.1 Sistema de inyección

Como fue abordado en el Capítulo 2, la estrategia DMDF implica el uso de dos combustibles de diferente reactividad simultáneamente. Por lo tanto, el monocilíndrico fue equipado con sistema de inyección mixto, que incluye un inyector en el colector de admisión (PFI<sup>6</sup>) para suministrar la gasolina y el inyector original en el cilindro para inyectar el diésel. A través de esta configuración se puede variar la proporción entre ambos combustibles para diferentes puntos de operación del motor. En la sección 4.3.5 se describe el sistema de control utilizado para variar el pulso y la presión de inyección independientemente en cada inyector. A continuación, en la Tabla 4.6 se muestran las principales características de este sistema de inyección.

**Tabla 4.6.** Principales características del sistema de inyección para el estudio del modo DMDF en el MEC-DI de 4T.

Características	PFI gasolina	DI diésel
Tipo de actuación	Saturado	Solenoide
Angulo de inyección	30°	150°
Pulsos de inyección	1	2
Presión máxima	5,5 bar	2000 bar
SOI	-340 dPMS	-
Orificios	-	7 x 177 µm
Tasa de flujo @ 3bar	980 cm <sup>3</sup> /min	-
Tasa de flujo @ 100bar	-	1300 cm <sup>3</sup> /min

### 4.2.2.2 Combustibles utilizados

Como combustible de alta reactividad se utilizó un diésel comercial y para el de baja reactividad una gasolina RON95. Las principales propiedades de ambos combustibles se muestran en la Tabla 4.7, y en ambos casos sus valores estuvieron entre los establecidos por las normativas europeas UNE-EN 228:2013 [5] y UNE-EN 590:2014 [8].

<sup>6</sup>Del inglés *Port Fuel Injection*

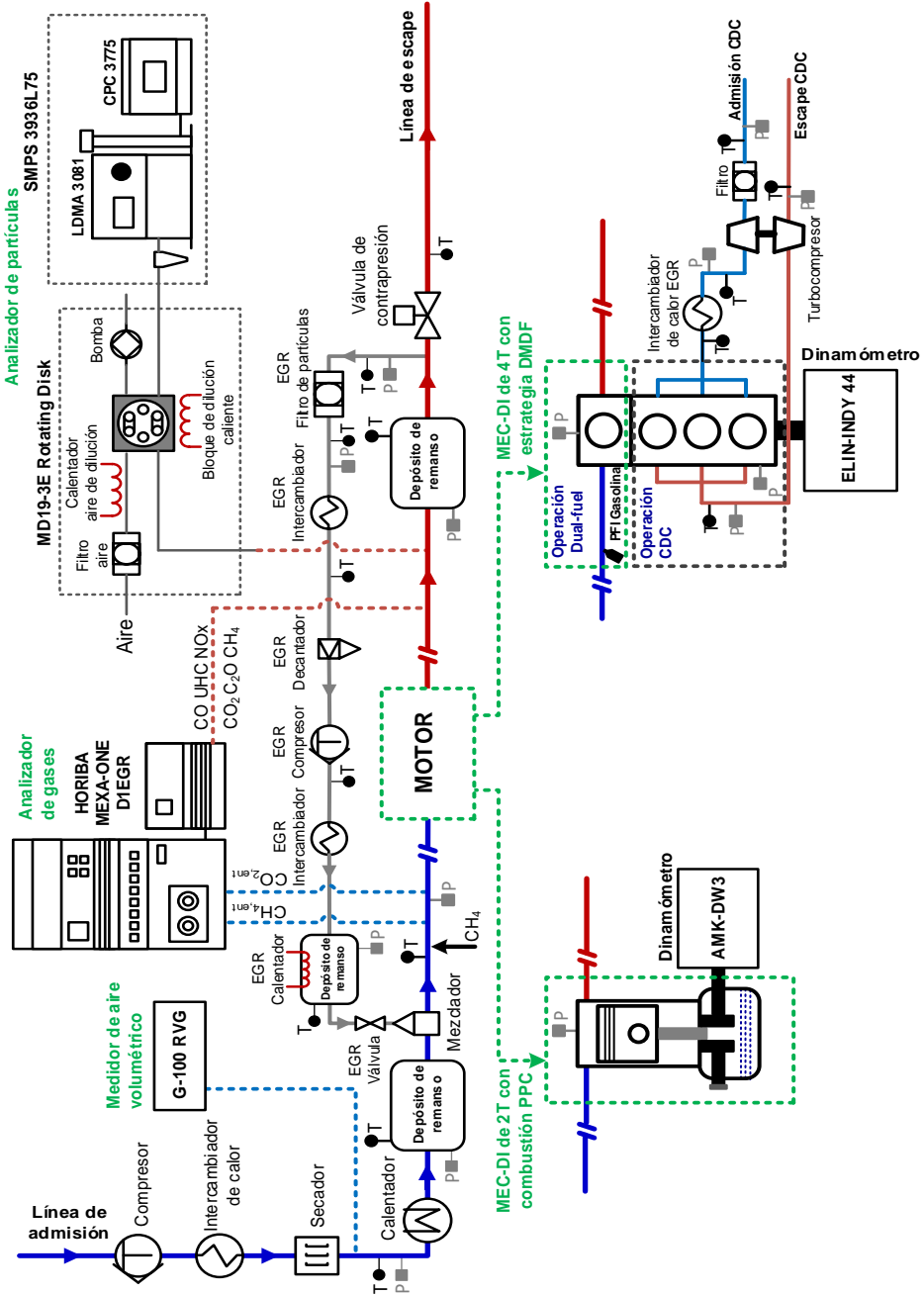
**Tabla 4.7.** Principales propiedades de los combustibles utilizado para el estudio del modo DMDF en el MEC-DI de 4T.

<b>Propiedades</b>	<b>Gasolina</b>	<b>Diesel</b>
Densidad (15 °C)	758,1 kg/m <sup>3</sup>	820 kg/ m <sup>3</sup>
Viscosidad (40 °C)	0,44 cSt	2,8 mm <sup>2</sup> /s
Número de octano	94,6	-
Número de cetano	-	46.6
Tensión superficial	0,0216 N/m	0,0275 N/m
Relación H/C	1,76 mol/mol	1,9 mol/mol
Presión de vapor	0,547 bar	0,0132 bar
Dosado estequiométrico	1/14,37	1/14,56
Poder calorífico inferior	42,82 MJ/kg	42,97 MJ/kg

### 4.3 Salas de ensayos y equipos de medidas

La sala de ensayo es uno de los elementos más importantes y complejos de la instalación experimental. Contiene todos los subsistemas y equipos que permiten operar y controlar el motor en tiempo real. En este contexto, a lo largo de esta sección se describen dispositivos, como los que gestionan la entrada de aire y de combustible al motor, así como los diferentes equipos de medida de emisiones.

Los dos motores (MEC-DI de 2T con combustión PPC y MEC-DI de 4T con estrategia DMDF) fueron instalados en salas de ensayos diferentes, pero con subsistemas para operar los motores muy semejantes y con la mayoría de los equipos de medida del mismo modelo y fabricante. Por lo tanto, en la Figura 4.4 se presenta un esquema que incluye las dos estaciones experimentales de ensayos utilizadas para cada motor.



**Figura 4.4.** Esquema que incluye las dos salas de ensayo para el análisis de la combustión PPC en el MEC-DI de 2T y del modo DDMF en el MEC-DI de 4T.

### 4.3.1 Sistema de regulación de par y régimen de giro en el motor

Todos los ensayos se realizaron en condiciones estacionarias de operación del motor. Es decir, en cada punto de operación escogido se mantuvieron constantes el par y el régimen de giro, independientemente de la estrategia definida para la renovación de la carga o para la inyección de combustible. Para esto, el equipo encargado de mantener las condiciones de funcionamiento deseadas en el motor es el dinamómetro.

En la Tabla 4.8 se muestran las principales especificaciones del dinamómetro AMK-DW3 utilizado en el monocilíndrico MEC-ID de 2T para el análisis de la combustión PPC, y en la Tabla 4.9 las del ELIN-INDY 404 acoplado al MEC-ID de 4T para el estudio de la estrategia DMDF. El control en ambos equipos se basa en ajustes en la variación de la frecuencia, e incluyen un transductor de par y un tacómetro que permite la medida del régimen de giro con una precisión de  $\pm 1$  rpm.

**Tabla 4.8.** Especificaciones del dinamómetro utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC.

Especificaciones	Valores
Tipo	Asincrónico
Fabricante/Modelo	AMK/DW13-170-4A0W
Par nominal	120 Nm
Potencia nominal	38 kW
Voltaje nominal	350 V
Corriente nominal	80 A
Régimen de giro nominal	3000 rpm
Régimen de giro máximo	9000 rpm

**Tabla 4.9.** Especificaciones del dinamómetro utilizado en el MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia DMDF.

Especificaciones	Valores
Tipo	Asincrónico
Fabricante/Modelo	AVL-ELIN/INDY 44/4z
Potencia	440/300
Voltaje	500 V
Corriente	591 A
Régimen de giro máximo	4200 rpm
Factor de la potencia	0,87

### 4.3.2 Sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR

Como se puede observar en la Figura 4.4, las salas de ensayos están equipadas con sistemas auxiliares de admisión y escape que permiten gestionar el proceso de renovación de la carga en ambos motores. Como particularidad, en el MEC-DI de 4T, solo en el cilindro donde se va a evaluar el modo DMDF se instalaron estos circuitos adicionales. Mantenido los otros tres cilindros con la configuración original, la cual incluye un turbocompresor y una línea de HP-EGR.

El aire de admisión es proporcionado por un compresor que viabiliza un flujo entre 1 y 4 bar, rango de valores suficientes para alcanzar los requisitos de presión de admisión para las diferentes operaciones en cada motor. Una vez comprimido y filtrado el aire, este se enfría desde aproximadamente 220 °C hasta 30 °C a través de un intercambiador de calor aire-agua y a continuación fluye por un secador. El secador elimina la humedad del aire mediante el enfriamiento de este hasta una temperatura de 3 °C, valor que representa la temperatura de rocío del aire y también determina la humedad específica de este.

Luego, el caudalímetro G-100 RVG mide el gasto volumétrico del aire, dentro de un rango de 0,05 m<sup>3</sup>/h a 160,0 m<sup>3</sup>/h y con una precisión de 0,1% sobre el valor medido. Este equipo también mide la presión y temperatura del flujo para calcular la densidad del aire y convertir las unidades de gasto volumétrico en unidades de gasto másico (kg/h).

Finalmente, a través de un calefactor eléctrico es posible ajustar la temperatura deseada del aire de admisión antes que entre a al depósito de remanso. Este se utiliza para atenuar las ondas de presión generadas por el proceso pulsante de admisión del monocilíndrico, su volumen es de 250 L y ha sido dimensionado según los criterios propuestos por la norma SAE J244 [9].

El sistema de escape está equipado con una válvula de contrapresión que regula la presión en la línea de escape en función del punto de operación que se desee evaluando en el motor. Esta estrategia es muy importante, teniendo en cuenta que en todas las condiciones de operación del MEC-ID de 2T es imprescindible que la presión de admisión sea superior a la de escape, para permitir una correcta eliminación de los gases quemados y evitar cualquier flujo de retorno de estos gases durante el proceso de barrido. Por otro lado, para atenuar las ondas de presión generadas por el



flujo pulsante durante el proceso de escape, también se instaló un depósito de remanso con el mismo volumen que el de la línea de admisión.

En la Figura 4.4 también es posible observar el esquema del sistema de EGR, el cual puede funcionar como LP-EGR o HP-EGR. La línea de EGR dispone de un filtro para eliminar las partículas de hollín y un intercambiador de calor para reducir la temperatura del gas de escape. Posteriormente en un decantador se eliminan los condensados que aparecen por el proceso de enfriamiento. Este paso es necesario para preservar la durabilidad mecánica del compresor, instalado a continuación, que tiene como función aumentar la presión del flujo de gases por encima de la presión del aire de admisión a la entrada del motor. A continuación, nuevamente es instalado un intercambiador de calor y un depósito de remanso de 100 L para amortiguar las ondas de presión generadas por el compresor. Finalmente, tanto el flujo del EGR como el del aire de admisión se envían a un mezclador, para garantizar una mezcla homogénea antes de entrar al cilindro.

Para poder evaluar y controlar los procesos termofluidodinámicos en los motores, en las líneas de admisión, escape y EGR fueron instalados en diferentes puntos, termopares tipo K y transductores piezoresistivo de presión, informaciones adicionales sobre el control y las características de estos sensores, se pueden ver en la sección 4.3.5. A continuación, en la Tabla 4.10 se muestran las principales características de los principales componentes de los sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR.

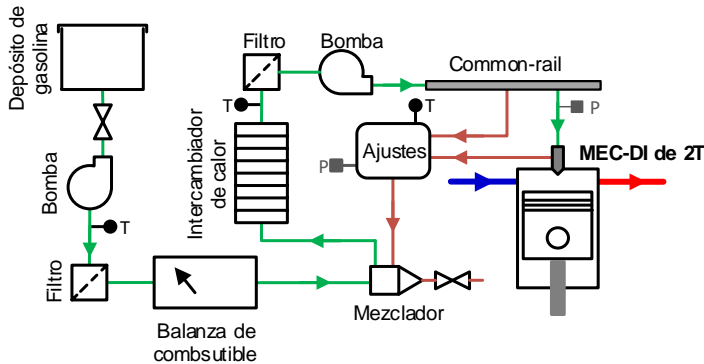
**Tabla 4.10.** Características técnicas de los principales componentes que incluyen los sistemas auxiliares de admisión, escape y EGR.

Componente	Características	Valor
Compresor en la admisión	Tipo	De tornillo sin aceite
	Fabricante/Modelo	Atlas Copco/ZA1-98
	Presión máxima	4 bar
	Gasto a máxima velocidad	450 m <sup>3</sup> /h
Secador en la admisión	Tipo	De refrigeración
	Fabricante/Modelo	Atlas Copco/FD-380
	Temperatura a la entrada	35 °C
	Temperatura a la salida	3 °C
Válvula de contrapresión en el escape	Tipo	Neumática
	Precisión	±5 mbar
Cámaras de expansión	Volumen	250 L
Compresor en el EGR	Tipo	De tornillo sin aceite
	Fabricante/Modelo	Atlas Copco/GA-15
	Presión máxima	12,5 bar
	Gasto máximo	135 m <sup>3</sup> /h
Cámara expansión EGR	Volumen	100 L

### 4.3.3 Sistema auxiliar de suministro de combustible

En la Figura 4.5 se ilustra el esquema del sistema de suministro combustible utilizado en el MEC-DI de 2T. Básicamente, está compuesto por un circuito de baja presión que garantiza el flujo másico de combustible, y otro circuito de alta presión que permite la inyección directa en la cámara de combustión. Las propiedades de los inyectores y de los combustibles se han descrito anteriormente en las secciones 4.2.2.1 y 4.2.2.2.

En el circuito de baja presión, la gasolina se encuentra almacenada en un depósito sellado para evitar su evaporación, y con una bomba de baja presión se envía el combustible a los equipos de medida y de acondicionamiento. La medida del consumo de combustible se realiza a través de una balanza AVL 733S que permite determinar el gasto másico de combustible entre un rango de 0 a 150 kg/h con una precisión de 0,12%.



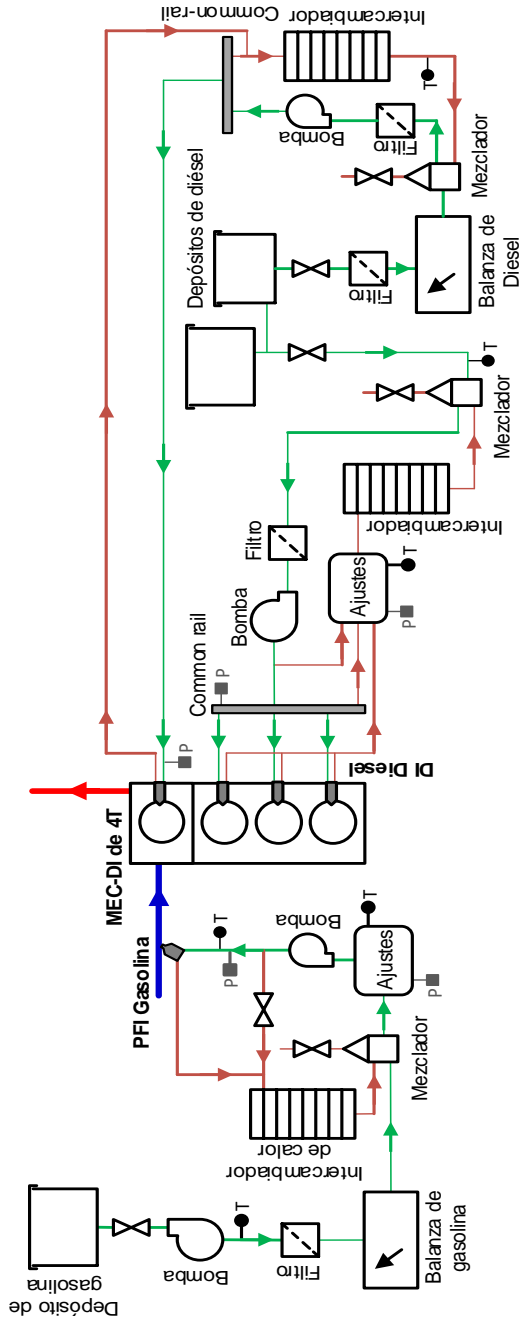
**Figura 4.5.** Esquema del sistema de suministro de combustible utilizado en el monocilíndrico MEC-DI de 2T para el análisis de la combustión PPC.

Posteriormente el combustible se conduce a un mezclador donde se combina con el combustible de retorno del *common-rail*. A partir de este punto, un intercambiador de calor controla la temperatura del combustible. Cualquier cambio rápido en la temperatura supone una variación en la densidad del combustible, y como el volumen circulante entre la salida de la balanza y la entrada a la bomba es constante, se produce un cambio en la masa aguas-abajo de la balanza, lo que conlleva a un error en la medición del consumo de combustible [10]. Además, si la temperatura del combustible no se mantiene constante, su densidad puede variar y modificar la masa del combustible inyectado, afectando directamente la morfología de la pulverización y el proceso de combustión [11], [12]. En esta investigación, la temperatura del combustible de entrada a la línea de alta presión se mantuvo constante (35 °C) durante todos los experimentos.

A partir del intercambiador de calor el flujo de combustible pasa a la línea de alta presión, donde se usa una bomba para aumentar la presión del combustible hasta el nivel deseado (puede llegar a 2000 bar), aunque con gasolina se limita a 1000 bar para evitar los problemas de cavitación observados en la línea de retorno. A seguir, el combustible pasa a un *common-rail*, con un volumen lo suficientemente para atenuar las ondas de presión generadas por los pulsos de inyección. Tres de las cuatro salidas de este dispositivo están cerradas, por lo que el combustible se entrega al inyector a través de la cuarta salida. Finalmente, con un inyector montado en el centro de la cabeza del cilindro y con una geometría de tobera ligeramente diferente, se inyecta el combustible en la cámara de combustión.

En el MEC-ID de 4T se instaló un sistema de suministro de combustible un poco más complejo en términos de tamaño, pero con los mismos dispositivos y la misma secuencia de funcionamiento, como se muestra en la Figura 4.6. Tanto en el cilindro donde se analiza la estrategia DMDF como en los tres cilindros que operan en el modo CDC se utilizaron balanzas gravimétricas para la medida del gasto másico de gasolina y diésel, mezcladores para viabilizar el combustible de retorno e intercambiadores de calor para estabilizar la temperatura del combustible. Diferentemente del sistema utilizado en el monocilíndrico MEC-ID de 2T, en el cilindro donde se estudia el modo DMDF se utilizó un inyector PFI para suministrar la gasolina en el colector de admisión, mientras que la inyección diésel se realizó con dispositivos similares (*common-rail* modificados e inyectores de alta presión).

Como se puede constatar en los dos sistemas de suministro de combustible (Figuras 4.5 y 4.6), se instalaron varios filtros para evitar que las impurezas lleguen al circuito de alta presión. Además, el control de temperatura en ambos circuitos se realizó por medio de reguladores tipo PID que permite regular la temperatura con una precisión de  $\pm 0,2$  °C.



**Figura 4.6.** Esquema del sistema de suministro de combustible utilizado en el MEC-DI de 4T para el análisis de la estrategia D MDF.

#### 4.3.4 Sistemas auxiliares de lubricación y refrigeración

Los sistemas de lubricación y refrigeración se gestionan externa e independientemente al funcionamiento del MEC-ID de 2T. Estos procesos se realizan a través de circuitos cerrados que incluyen bombas, distribuidores e intercambiadores de calor, instalados en el banco de ensayos. El calor emitido por el motor a los circuitos del líquido refrigerante y del aceite lubricante se libera por medio de intercambiadores de calor agua-agua y aceite-agua. Estos circuitos de refrigeración también están equipados con calentadores eléctricos para acelerar el calentamiento del motor y controlar con precisión la temperatura de los fluidos durante los ensayos. Con la ayuda de sensores de temperaturas y controladores PID, las temperaturas del aceite y del líquido refrigerante se regularon a  $90 \pm 1.5$  °C y  $80 \pm 1$  °C.

El MEC-ID de 4T utiliza el sistema de lubricación de serie del motor, el cual incluye tanto al cilindro que opera en el modo DMDF como a los otros tres cilindros en operación CDC. Por lo tanto, se utiliza la bomba de aceite de lubricación que está instalada en el motor, y el proceso de refrigeración del aceite se realiza a través del circuito original del motor. Por otro lado, un circuito externo con un intercambiador de calor agua-agua instalado en la sala de ensayos se encarga de disminuir la temperatura del líquido de refrigeración del motor. El agua de refrigeración utilizada por este intercambiador de calor es enfriada en una torre de enfriamiento ubicada en las instalaciones del CMT-Motores Térmicos. La temperatura y la presión del líquido refrigerante y del aceite de lubricación se controlan a través de la ECU del motor.

#### 4.3.5 Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición permite adquirir las señales de varios tipos de sensores y equipos de medida. Teniendo en cuenta, que tanto los dispositivos de medida como la estrategia de adquisición de los datos fueron muy similares en las dos salas de ensayo utilizadas en estos estudios experimentales, se puede considerar que para el análisis de la combustión PPC y el modo DMDF se utilizó el mismo sistema de adquisición de datos. Este sistema se puede clasificar en dos grupos, alta frecuencia de muestreo y baja frecuencia de muestreo. Para cada grupo se utilizaron dispositivos diferentes de adquisición.

El sistema de adquisición de baja frecuencia está integrado en el propio banco de ensayo, y se usa para adquirir y almacenar los datos de los sensores instalados en los subsistemas auxiliares, de las principales variables de funcionamiento del motor, de los equipos de medida y de los analizadores de contaminantes. Estos valores se toman a una frecuencia de 10 Hz, independientemente de la velocidad del motor, durante un determinado período de tiempo (entre uno y dos minutos) y se promedian. Los datos medidos se visualizan en una interfaz personalizada, y se almacenan convenientemente en un archivo para su posterior procesamiento y análisis. La Tabla 4.11 contiene los principales parámetros que se midieron con su correspondiente sensor o equipo de medida en la estrategia de muestreo de baja frecuencia.

**Tabla 4.11.** Principales parámetros medidos con el sistema de muestreo de baja frecuencia.

parámetro	Sensor/Equipo	Especificación
Régimen de giro	Codificador angular óptico	1 a 6000 rpm $\pm 1$
Presión en las líneas de admisión y escape	Transductor piezoresistivo PMA (P40)	0 a 10 bar $\pm 0,001$
Temperatura las líneas de en admisión y escape	Termopar tipo K	0 a 1000 °C $\pm 0,5$
Temperatura del fluido	Termorresistencia Pt100	-200 a 850 °C $\pm 0.3$
Gasto volumétrico de aire	Medidor de flujo rotativo - G-100 RVG	0,05 a 160 m <sup>3</sup> /h $\pm 0.12\%$
Gasto másico de combustible	Balanza gravimétrica AVL 733S	0,05 a 150 kg/h $\pm 0.12\%$
Contaminantes gaseosos	HORIBA MEXA ONE-D1EGR	Ver en Tabla 4.13
Material Particulado	SMPS3936L75	Ver en Tabla 4.14

La adquisición de datos a alta frecuencia se realiza por medio de un osciloscopio digital Yokogawa DL716 con 16 canales, conectado a un ordenador donde se almacenan las señales instantáneas que provienen de diferentes sensores. La frecuencia de muestreo depende de la velocidad del motor, por lo que se ajusta automáticamente para adquirir 1800 puntos por ciclo, lo que corresponde a una resolución en términos de ángulo de giro del cigüeñal de 0,2 °.

En el cigüeñal hay montado un codificador angular óptico, este dispositivo envía un pulso por cada revolución, que indica la posición del PMS. Adicionalmente, el codificador envía otra señal pulsante cada  $0,5^\circ$ , que se trata electrónicamente para aumentar su resolución a  $0,2^\circ$ . A partir del pulso de  $0,2^\circ$  que actúan como temporizador de tiempo y el pulso de referencia que indica el PMS, el cual se utiliza para posicionar y ajustar las señales, el osciloscopio registra las señales provenientes de los sensores a una alta frecuencia de muestreo. Como ejemplo, a 1200 rpm la frecuencia de muestreo sería de 36 kHz. Además, la adquisición de las señales se registra durante 100 ciclos del motor, lo que permite el análisis de las señales promediadas o la variación entre ciclos. Debido a la alta velocidad de muestreo, estos parámetros se denominan variables instantáneas. Las principales variables instantáneas adquiridas durante la investigación se muestran en la Tabla 4.12.

**Tabla 4.12.** Principales parámetros medidos con el sistema de muestreo de de alta frecuencia.

Parámetro	Sensor/Equipo	Especificación
Presión en el cilindro	Transductor piezoeléctrico Kistler 6125C	0 a 250 bar $\pm 0,5\%$
Presión en la admisión y escape	Transductor piezoresistivo Kistler 4045 <sup>a</sup> 5	0 a 5 bar $\pm 0,3\%$
Pulso de inyección	Pinza amperimétrica Kistler 2105A	0 a 20 A $\pm 0,3\%$
Presión de inyección	Transductor piezoresistivo Kistler 4067A2000	0 a 2000bar $\pm 0,5\%$
Pulsos sincrónicos	Codificador angular AVL 364	1800 pulsos/rev
Posición de los árboles de leva (en el MEC-ID de 2T)	Sensor inductivo de reluctancia	0-10 V

En el interior de la cámara de combustión se mide la presión instantánea con un sensor piezoeléctrico Kistler 6125C refrigerado por agua, y en los colectores de admisión y escape a través de un sensor piezoresistivo Kistler 4045A5. Estas variables son indispensables para el posterior análisis del proceso de combustión. Ambos sensores de presión están acoplados a amplificadores para filtrar la señal y adecuarla antes del registro por el sistema de adquisición de alta frecuencia.

La presión instantánea de inyección se mide en la línea de combustible de alta presión entre el *common-rail* y el inyector, justo antes del inyector.



Esta señal se adquiere utilizando un sensor piezoresistivo Kistler 4067A2000 sin refrigerar, que tiene un rango de medición entre 0 y 2000 bar, luego, la señal se acondiciona por medio de un amplificador de carga. El pulso de inyección también se determina usando sensor de pulso Kistler 2105A, que es alimentado por una fuente externa, esta señal también pasa por un amplificador para su procesamiento.

En el caso del MEC-DI de 4T, el control sobre el inyector PFI se realiza a través de la unidad de control electrónico Genotec MIV2. Con este dispositivo se varía el ancho del pulso de inyección a partir de un SOI fijo (-340 ° dPMS). Este ángulo de inicio de inyección permite que la cantidad de gasolina inyectada fluya a lo largo de 160 mm de longitud (distancia entre la ubicación del inyector PFI y los asientos de la válvula de admisión) sin que el combustible se acumule sobre las válvulas de admisión antes de su apertura.

Finalmente, en el MEC-DI de 2T para el control y sincronización del sistema VVT es necesario identificar la posición de los árboles de levas de admisión y escape. Para esto, se utilizan dos sensores inductivos de reluctancia variable para generar una señal lógica transistor a transistor (TTL), que se asocia con la fase mecánica nominal de cada árbol de levas.

### 4.3.6 Medida de los compuestos gaseosos

Para detectar los compuestos gaseosos del gas de escape se utilizó el analizador múltiple HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR, el cual permite determinar la concentración de los siguientes contaminantes: UHC, CO, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>. Para realizar la medida, la muestra se extrae del sistema de escape a través de una sonda y se conduce al equipo por una línea caliente (192 °C) para evitar la condensación de los hidrocarburos. Adicionalmente, hay otra sonda de muestreo ubicada en el sistema de admisión (aguas-abajo del mezclador de EGR) para medir la concentración de CO<sub>2</sub> a la entrada del motor. Medida que se requiere para el cálculo de la tasa de EGR. Cada especie gaseosa es analizada por un detector específico de este analizador. A continuación, se describen las principales características del proceso de detección y medición de cada compuesto gaseoso, estas informaciones también se pueden ampliar en [13], [14].

La medida de UHC se realiza mediante un detector por ionización de llama caliente (HFID). Esta técnica consiste en quemar una muestra del gas de escape en presencia de una mezcla de hidrógeno, helio y aire sintético,

lo que provoca la descomposición de los UHC en iones. Proceso que ocurre en presencia de un campo eléctrico, de modo que se genera una corriente de ionización equivalente a los átomos de carbono presente en los hidrocarburos, obteniéndose de esta manera la concentración de UHC en el gas de escape.

La medida de NO<sub>x</sub> se realiza a través de un analizador de quimioluminiscencia (CLD). Inicialmente en este dispositivo, la muestra de escape pasa a través de un catalizador para convertir las moléculas de NO<sub>2</sub> en NO. A continuación, la muestra se mezcla con ozono (O<sub>3</sub>) provocando una reacción con el NO, de manera que aparecen especies de NO<sub>2</sub>\* activado que emiten fotones a medida que vuelve a su estado de menor energía (NO<sub>2</sub>\*→NO<sub>2</sub>+Luz). Por lo tanto, la concentración de NO<sub>x</sub> se podrá determinar en función de la intensidad de la luz de estas reacciones.

El CO y el CO<sub>2</sub> se cuantifican mediante un analizador no dispersivo de absorción infrarrojo (NDIR), cuyo principio de medida se basa en la propiedad que tienen estos compuestos para absorber la luz en el espectro infrarrojo. Este dispositivo incluye dos cámaras, en una está almacenado un gas de referencia con cierta capacidad de absorción de luz y en la otra entra la muestra de gas de escape que se desea analizar. Una luz infrarroja es introducida en ambas cámaras, y debido al proceso de absorción de la luz por los compuestos presentes en la muestra y por el gas de referencia ocurre una expansión diferente en cada cámara de medida. Lo cual proporciona un diferencial de presión entre las dos cámaras, que se puede relacionar con la concentración de CO y CO<sub>2</sub> en la muestra de escape.

Finalmente, la medida de O<sub>2</sub> se realiza mediante el uso de un analizador magnético neumático (MPA), basando su funcionamiento en las propiedades paramagnéticas que posee el oxígeno cuando se encuentra en un campo magnético. Los polos de un electroimán atraen las moléculas del oxígeno del gas de escape cuando este pasa por el analizador, generando una diferencia de tensión entre un polo y otro, por lo que se puede establecer la relación entre la diferencia de presión generada con la concentración de O<sub>2</sub> en el escape.

La Tabla 4.13 presenta los rangos y la precisión para cada compuesto gaseoso que proporciona cada uno de los analizadores del HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR.

**Tabla 4.13.** Rango de medida de los analizadores del HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR.

Compuesto	Analizador	Especificación
UHC	HFID	0 a 10000 ppmC $\pm 4\%$
NO <sub>x</sub>	CLD	0 a 5000 ppm $\pm 4\%$
CO/CO <sub>2</sub>	NDIR	0 a 10 %Vol $\pm 4\%$ (CO) 0 a 20 %Vol $\pm 4\%$ (CO <sub>2</sub> )
O <sub>2</sub>	MPA	0 a 25 %Vol $\pm 4\%$

### 4.3.7 Medida de la concentración numérica de partículas

Para la medida de las distribuciones de tamaños de partículas, es necesario contar con dos sistemas fundamentales, en primer lugar, el sistema de dilución y acondicionamiento de la muestra, y en segundo lugar el sistema de detección y cuantificación de las partículas. A continuación, se muestra una breve descripción de la necesidad de uso, del principio de funcionamiento y de las principales características de estos equipos para la medida de la concentración numérica de partículas.

#### 4.3.7.1 Dispositivo de dilución de la muestra de escape

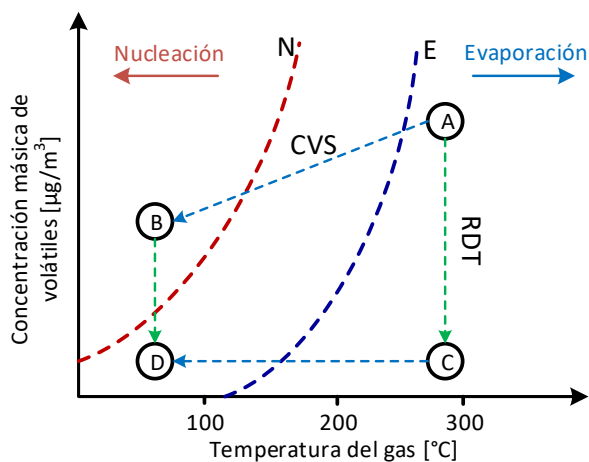
El proceso de dilución y acondicionamiento de la muestra, para la medida de la concentración numérica de partículas es un procedimiento imprescindible para el buen funcionamiento de los equipos de medida de partículas. A título de ejemplo, una concentración elevada de partículas puede provocar errores de medida en el contador de partículas (CPC<sup>7</sup>), el proceso óptico de conteo de este dispositivo en estas condiciones se enfrenta a un doble desafío, el tiempo muerto del elemento que detecta la partícula (fotodiodo) y la aparición de más de una partícula que ingresa a la cámara a la vez (coincidencia) [15]. Ambos efectos conducen a una subestimación del número total de partículas, pero se pueden minimizar aplicando una mayor dilución a la muestra antes del CPC.

No obstante, las condiciones bajo las que se diluye la muestra pueden afectar la medida real de la concentración numérica de partículas, esto se debe a que parámetros como el grado de dilución, la temperatura del gas de dilución o el principio de funcionamiento del mismo equipo de dilución pueden generar nuevas partículas o eliminar algunas existentes [16], [17]. Como se comenta en la sección 3.5.2, en el que se describe el proceso de

<sup>7</sup>Del inglés *Condensation Particle Counter*

formación de partículas compuestas por condensados volátiles - SOF, estas se pueden producir en la dilución y enfriamiento del gas de escape. Cuando se emplean grados de dilución reducidos, las tasas de nucleación y condensación pueden ser elevadas, de manera que gran parte de la materia volátil pasa a fase particulada [18]. Por el contrario, el uso de grados de dilución muy elevados puede conducir a un descenso acusado de la temperatura, lo que también puede fomentar la nucleación [19].

Una solución a estos inconvenientes es el uso de diluciones a elevadas temperaturas, las cuales permiten que las especies volátiles que aún se encuentran en fase gaseosa no cambien de fase evitando la nucleación de estos compuestos. Las ventajas de este proceso se pueden observar en la Figura 4.7, donde se muestra una representación esquemática de la concentración másica del material volátil frente a la temperatura del gas circulante, durante el proceso de dilución en un típico túnel de dilución CVS<sup>8</sup> representado por la ruta A→B, y en un proceso de termodilución, que sigue la ruta A→C→D. Esta última secuencia de dilución es proporcionada por un sistema de dilución térmica con disco giratorio (RDT<sup>9</sup>), que también es el sistema utilizado en los trabajos de esta tesis doctoral.



**Figura 4.7.** Diagrama de fases del material volátil para diferentes sistemas de dilución.

En la Figura 4.7; la sección entre las curvas N y E corresponde a un rango de histéresis dentro del cual la materia volátil permanece en su fase original. La muestra se extrae en el conducto de escape (representado por

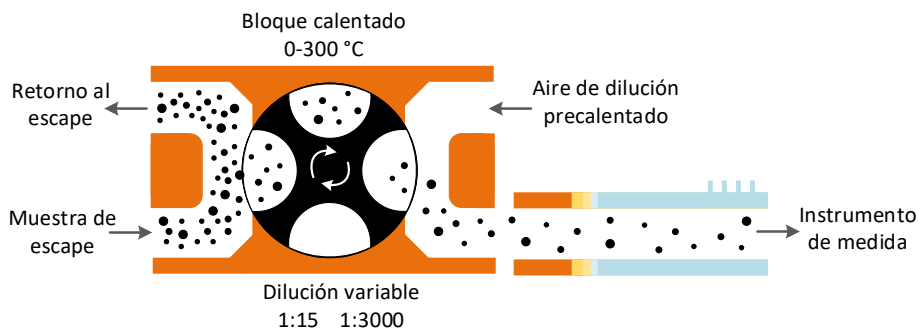
<sup>8</sup>Del inglés *Constant Volume Sampler*

<sup>9</sup>Del inglés *Rotating Disk Thermodiluters*

el punto A), donde la temperatura y la concentración de volátiles son elevadas. Durante la dilución en el túnel CVS, se reducen tanto la concentración como la temperatura de los compuestos volátiles (ruta A→B). En muchos casos, en estas condiciones los compuestos volátiles pasan de su punto de rocío y aparecen los fenómenos de nucleación y condensación, que promueven la formación de pequeñas partículas líquidas de SOF y/o un incremento de la fracción de condensados en la superficie de las partículas de hollín [20]. Un proceso de dilución secundaria (ruta B→D) reducirá la concentración en número de tales partículas de SOF, pero no podrá evaporarlas, debido al efecto de histéresis entre la nucleación y la evaporación. Una estrategia para evitar la formación de estos condensados volátiles es usar un sistema RDT (ruta A→C→D). Este dispositivo inicialmente toma la muestra usando una dilución caliente (ruta A→C) que reduce la presión de vapor del volátil, y posteriormente con un menor grado de dilución se reduce la temperatura en la muestra (ruta C→D). Aunque el punto final (D) es el mismo que cuando se muestrea desde un túnel CVS utilizando un sistema de dilución secundario, no se formarán partículas líquidas de SOF [21], [22]. Esto se debe a que después de la dilución en caliente, la presión de vapor de los compuestos volátiles es tan baja que evitará que aparezca el fenómeno de nucleación.

Como se mencionó anteriormente, en esta investigación el proceso de dilución para la medida de la concentración numérica de partículas fue realizados con un sistema RDT, específicamente el modelo utilizado es el MD19-3E *Rotating Disk*. Es importante resaltar, que el funcionamiento de este sistema, es decir la dilución en caliente y el posterior enfriamiento de la muestra diluida no tiene como propósito eliminar las partículas de SOF, sino prevenir su formación.

El MD19-3E RD puede diluir con un factor de dilución entre 15 y 3000, dependiendo del número de perforaciones de un disco giratorio. El disco con cavidades esféricas rota sobre un bloque de acero equipado con dos salidas. Por cada cavidad del disco, una determinada cantidad de gases sin diluir es transportada hasta una de las vías de dilución. Tanto el aire de dilución como la mezcla se calientan a través de resistencias eléctricas para que la dilución tenga lugar a una temperatura lo suficientemente elevada que evite la condensación. Una representación del principio de funcionamiento de este dispositivo se muestra en la Figura 4.8.



**Figura 4.8.** Esquema del principio de funcionamiento del sistema RDT – MD19-3E RD utilizado en esta investigación.

En la Tabla 4.14 se muestran las principales características del sistema de dilución MD19-3E RD.

**Tabla 4.14.** Principales características del sistema de dilución RDT - MD19-3E RD.

Características	Especificación
Rango de dilución	1:15 ... 1:300 (disco 10 cavidades) 1:150 ... 1:3000 (disco 8 cavidades)
Flujo del gas de entrada	2 L/min
Flujo del gas de salida	0,6 a 5 L/min
Temperatura del gas de dilución	0 a 300 °C
Rango de tamaño de partículas	5 a 1000 nm
Resolución	$<10^4$ part/cm <sup>3</sup>

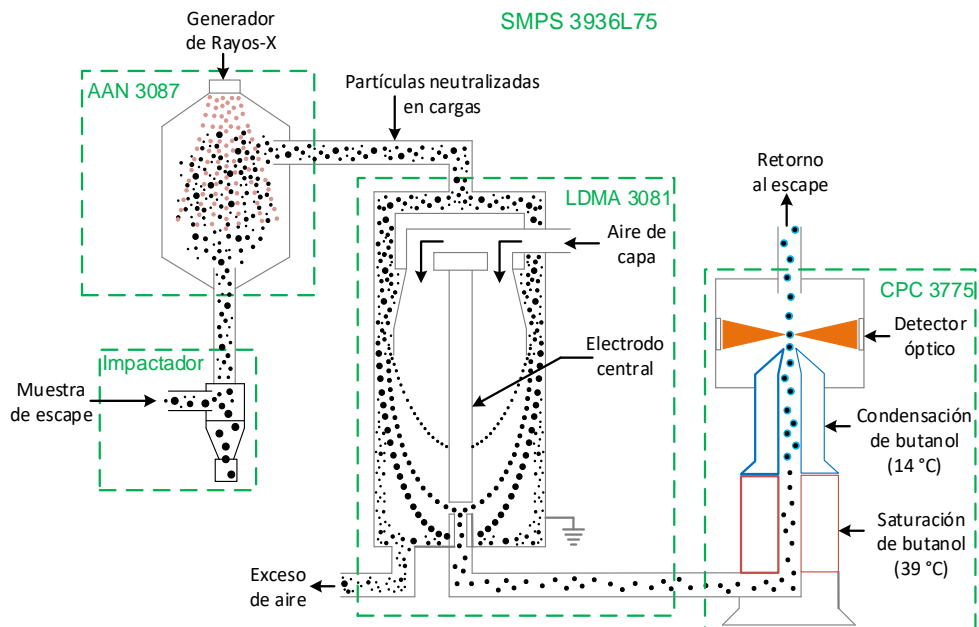
#### 4.3.7.2 Dispositivo de detección y cuantificación de partículas

Para determinar la concentración numérica y la distribución de tamaño de partículas - PSD se utilizó un sistema SMPS<sup>10</sup>. Específicamente el modelo empleado en este trabajo es el SMPS 3936L75, el cual incluye un neutralizador de partículas (AAN<sup>11</sup> 3087), un analizador de movilidad eléctrica (LDMA<sup>12</sup> 3081) y un contador de partículas por condensación (CPC 3775). A continuación, se describe brevemente el principio de funcionamiento de cada dispositivo y se esquematiza en la Figura 4.9.

<sup>10</sup>Del inglés *Scanning Mobility Particle Sizer*

<sup>11</sup>Del inglés *Advanced Aerosol Neutralizer*

<sup>12</sup>Del inglés *Long Differential Mobility Analyzer*



**Figura 4.9.** Esquema del principio de funcionamiento de los dispositivos que integran el SMPS 3936L75 para la medida de la concentración numérica de partículas.

A partir de la dilución en el MD19-3E RD la muestra pasa por un impactador inercial instalado a la entrada del SMPS, el cual se encarga de detener las partículas de diámetro superior a 1 µm), mientras el flujo del aerosol es acelerado a través una tobera hacia el neutralizador de partículas AAN 3087. Este equipo emite rayos X e ioniza las moléculas del aire, creando números iguales de cargas positivas y negativas, y mediante un proceso de difusión las partículas y los iones interactúan intercambiando cargas. Rápidamente en las partículas se neutraliza el exceso de carga y se logra una distribución de carga conocida, que varía en función del tamaño de cada partícula. Estas partículas cargadas eléctricamente pasan del neutralizador al analizador LDMA.

El LDMA 3081 está compuesto por dos cilindros metálicos concéntricos que funcionan como electrodos, ya que el cilindro interior está sometido a un voltaje negativo controlado y el cilindro exterior está conectado a tierra eléctricamente, lo cual genera un campo eléctrico entre los dos cilindros. Por las paredes internas del cilindro externo se hace circular una columna de aire limpio, denominado aire de capa, mientras que

la muestra con las partículas se introduce por la parte superior del LDMA (Figura 4.9). El campo eléctrico hace que las partículas con una determinada carga de movilidad eléctrica sean atraídas a través del aire de capa hacia el electrodo central y se precipiten en una determinada posición que estará relacionada con su tamaño (diámetro de movilidad eléctrica) [23], [24]. De esta forma, variando la tensión en el electrodo se podrá direccionar las partículas de un tamaño específico y que se desean contar hacia la zona inferior del electrodo, que a su vez es el conducto de salida del LDMA y de entrada al CPC.

En el CPC 3775 las partículas pasan por un proceso de crecimiento por condensación antes de su detección en el sistema óptico, este procedimiento es indispensable debido al reducido tamaño de estas partículas. Inicialmente el aerosol con las partículas separadas en el LDMA pasa por una cámara caliente de saturación, donde se vaporiza butanol y se mezcla con la muestra. A continuación, esta mezcla entra a un condensador provocando que el butanol se sobresature y se condense en las partículas presentes. Esto provoca el crecimiento de las partículas y facilita su detección en el detector óptico, el cual cuenta los pulsos individuales producidos con el paso de cada partícula por la zona de detección [25], [26], comportamiento que se muestra en la Figura 4.9.

Finalmente, en la Tabla 4.15 se presentan las principales características de cada uno de los dispositivos que integran el SMPS 3936L75.



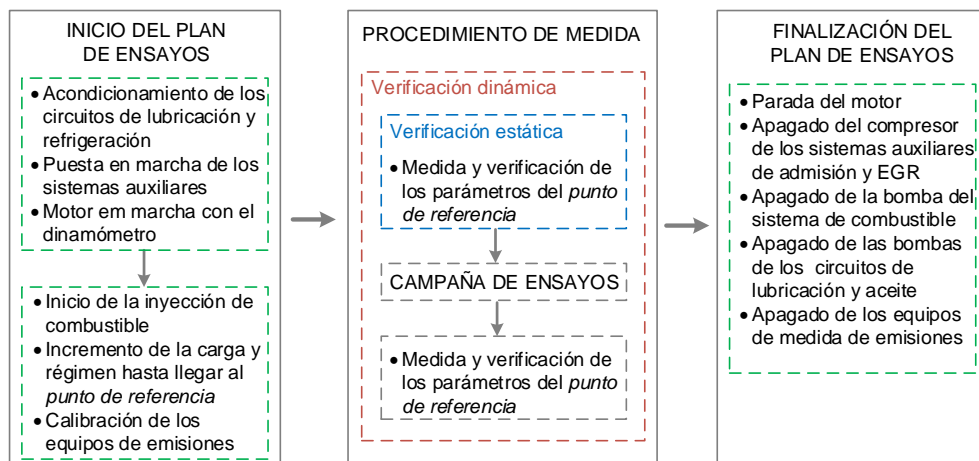
**Tabla 4.15.** Principales características de los dispositivos que conforman el sistema de medida de concentración numérica de partículas – SMPS 3936L75.

Dispositivo	Característica	Valor
Neutralizador de partículas	Fabricante/Modelo	TSI/AAN 3087
	Operación	Difusión bipolar de cargas – Rayos X
	Conc. máxima de partículas	$10^7$ part/cm <sup>3</sup>
Clasificador de partículas	Fabricante/Modelo	TSI/LDMA 3081
	Operación	Analizador de movilidad eléctrica
	Rango de tamaño de partículas	2,5 a 1000 nm
	Conc. máxima de partículas	$10^8$ part/cm <sup>3</sup>
	Aire de capa	2 a 20 L/min
	Tiempo de medida	20 a 300 segundos
Contador de partículas	Fabricante/Modelo	TSI/CPC 3775
	Operación	Saturación y condensación de butanol
	Tam. mínimo detectable	4 nm
	Tam. máximo detectable	> 3 $\mu$ m
	Rango de Conc. de partículas	$5 \cdot 10^4$ a $10^7$ part/cm <sup>3</sup> $\pm 10\%$
	Flujo de entrada	0,3 a 1,5 L/min

#### 4.3.8 Protocolo experimental

Por lo descrito en este capítulo, es evidente, que las ejecuciones de las pruebas fueron realizadas en complejas instalaciones experimentales, donde para el funcionamiento de estos motores de investigación (MEC-DI de 2T y MEC DI de 4T) se requiere un control independiente sobre los diferentes sistemas auxiliares (admisión, escape, EGR, combustible, refrigeración y lubricación). A esto se le suma la necesidad de un control preciso sobre los procesos de inyección y renovación de la carga que demandan la estrategia de combustión PPC y el modo de operación DMDF. Por lo tanto, para evitar que aparezcan errores en los parámetros que definen una condición específica de funcionamiento del motor y/o en el proceso de medida. Se definió una metodología específica para identificar y detectar rápidamente posibles fuentes de errores experimentales antes y durante la ejecución de la prueba.

En este contexto, se siguió un protocolo experimental que se puede dividir en varias etapas como se ilustra en la Figura 4.10. En una primera etapa, todos los subsistemas se inician y se verifican, los circuitos de aceite lubricante y del líquido de refrigeración se precalientan a valores por debajo de su temperatura de funcionamiento. Simultáneamente, se ponen en marcha el compresor de aire de admisión y la bomba de combustible, la presión de admisión se establece en un valor ligeramente superior al atmosférico (generalmente alrededor de 1.15 bar). En una segunda etapa, el motor se pone en marcha por primera vez arrastrado por el dinamómetro y se acelera en condiciones motorizadas, mientras que simultáneamente la presión de admisión, la presión de escape y la presión de aceite se regulan hasta los ajustes requeridos para el punto de referencia. A continuación, el equipo de inyección se activa para iniciar la combustión. Mientras tanto, los analizadores de gases y de partículas se calibran utilizando el procedimiento requerido en cada uno de estos dispositivos. Una vez que los líquidos de lubricación y de refrigeración han alcanzado su temperatura de trabajo (90 y 80°C respectivamente) y ambos analizadores (HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR y SMPS 3936L75) estén listos para medir, el motor se lleva a un punto de referencia, el cual representa unas condiciones de operación estables a media carga donde todos los parámetros de operación son bien conocidos. A partir de aquí, la instalación está lista para comenzar el protocolo de monitoreo y detección de errores en el proceso de medida.



**Figura 4.10.** Procedimiento de medida y de detección de errores.

La siguiente etapa del protocolo experimental adoptó la metodología de detección de errores propuesta por Molina [27] y modificado por Novella

[28]. Los fundamentos de este procedimiento también se encuentran en el trabajo de Benajes *et al.* [29]. Como se puede observar en la Figura 4.10 esta etapa incluye dos tipos de verificaciones, que se pueden denominar de estática y dinámica.

La verificación estática tiene como objetivo verificar el funcionamiento correcto del motor y de los diferentes sistemas integrados en la instalación experimenta, previo a la campaña de pruebas y medidas. Para este propósito, y a partir del punto de referencia, los valores de diferentes variables o parámetros como las emisiones contaminantes, el par del motor, la presión máxima en el cilindro, el gasto másico de aire y de combustible se comparan con los valores medidos en días anteriores, para verificar posibles dispersiones o anomalías en la medida. Además, en el MEC-DI de 2T se realiza un procedimiento con un gas indicador (en este caso metano ( $\text{CH}_4$ )), para verificar el TR en el motor, en este caso se suministra  $\text{CH}_4$  hasta alcanzar una concentración estable en la admisión, y a continuación se mide simultáneamente en los colectores de admisión y escape las concentraciones de  $\text{CH}_4$  para realizar el cálculo del TR. Luego, se corta el suministro del metano al motor. Finalmente, todas las variables deben estar dentro de un intervalo de confianza antes de continuar con la campaña de pruebas del día.

Esta verificación es muy eficaz para saber cómo funciona la instalación experimental en condiciones de estado estable. Sin embargo, los diferentes estudios llevados a cabo durante la campaña de pruebas pueden provocar variaciones en las condiciones de funcionamiento del motor, por lo que, la verificación estática puede no garantizar la fiabilidad de los resultados. Por lo tanto, es necesario una verificación adicional para detectar los posibles errores durante la campaña de ensayos.

Esta verificación adicional sería la dinámica, y su nombre se debe a que es realizada después de cada medida registrada. El objetivo en este caso es detectar errores de medición del gasto másico de combustible, del gasto másico aire, de la tasa de EGR y de la concertación de oxígeno en la admisión. Por un lado, la verificación se basa en la relación lineal entre la concentración de oxígeno en la admisión y el dosado relativo -  $F_r$ . Por otro lado, también se verifica el gasto másico total en la admisión (aire + EGR), que debe ser estable si la temperatura de admisión se mantiene constante, como se mantuvo en los trabajos de esta investigación. La medida y adquisición de los datos se realiza al menos dos veces, para verificar la precisión de las mediciones y para asegurar la estabilidad del comportamiento del motor. Por último, si los parámetros medidos están

dentro de los límites de control, la prueba registrada se considera correcta. De lo contrario, es necesario identificar la fuente del error a través de un protocolo de detección de error descrito en el trabajo de Benajes *et al.* [29].

Cuando se finaliza con los ensayos, las condiciones de referencia se retoman en el motor y después de un tiempo de estabilización se miden nuevamente los parámetros de funcionamiento, comparándolos con los obtenidos en el primer ensayo de referencia para garantizar que ningún elemento de medida ha variado su calibración durante el plan de ensayos.

## 4.4 Herramientas teóricas

Las herramientas teóricas se utilizan para procesar los datos experimentales, mejorar su calidad y generar información adicional que contribuya a comprender mejor los procesos de inyección, de renovación de la carga y de combustión.

Esta sección muestra las principales características de las dos herramientas teóricas utilizadas en esta investigación. Primeramente, se describe un modelo de diagnóstico para el análisis del proceso de combustión en los dos motores en estudio. Posteriormente, se describe un modelo basado en el balance térmico y energético durante el proceso de renovación de la carga en el MEC-DI de 2T, para calcular y estimar parámetros en el ciclo de 2T, como el TR o el IGR.

### 4.4.1 Cálculo de parámetros del proceso de combustión, del sistema de inyección y del rendimiento del motor

El uso de modelos termodinámicos para obtener parámetros derivados de la medición de la presión en el cilindro, como la DFQL y el calor liberado acumulado (FQL), es fundamental para realizar el estudio del proceso de combustión. Estos modelos suelen ser del tipo cero-dimensional o termodinámico de una zona, de acuerdo con la clasificación hecha en [30].

Sus principios teóricos se basan en la aplicación de la primera ley de termodinámica a un volumen de control durante el ciclo cerrado. Y no tienen en cuenta el arrastre de aire, la vaporización de las gotas de combustible y la variación espacial de la composición de la mezcla. Sin embargo, para el análisis de los parámetros globales de la combustión, como el inicio o la fase

de combustión, siguen siendo válidos, ya que están directamente relacionados con la evolución instantánea de la energía liberada por el progreso de la combustión, independientemente de las condiciones locales donde evoluciona la energía. Además, los modelos termodinámicos de una zona son ventajosos debido a su simplicidad y su amplio uso en los MCIA para monitorear los parámetros de la combustión.

El código desarrollado para el uso de este modelo en ordenador se desarrolló en el I.U.I CMT-Motores Térmicos y se denomina CALMEC. Una discusión exhaustiva de los fundamentos del modelo, así como un análisis de sensibilidad para estudiar la influencia de los errores de medición y los parámetros estimados en el diagnóstico de la combustión, se pueden encontrar en los trabajos de Lapuerta *et al.* [31] y Payri *et al.* [32]. Las hipótesis generales del modelo se describen brevemente y se discuten a continuación:

- En la cámara de combustión la presión se considera constante, debido a que la velocidad del sonido es significativamente más alta que las velocidades del fluido y de la propagación de la llama.
- Teniendo en cuenta que, el combustible se quema en un dosado local estequiométrico. Los productos quemados se pueden considerar estequiométricamente y como un elemento más que se desarrolla en la cámara de combustión.
- Considerando el rango de presiones y temperaturas que existen en la cámara de combustión es posible suponer que la evolución de la mezcla es equivalente al comportamiento de un gas perfecto. El cálculo de la energía interna se basa en correlaciones entre la temperatura y la fracción masifica de cada especie. Lapuerta *et al.* [31] detallan las correlaciones utilizadas para este cálculo.
- A partir del coeficiente de película propuesto por Woschni [33] se determina el coeficiente de transferencia de calor, el cual es utilizado para calcular el calor que se trasmite a las paredes del cilindro. Se utiliza un modelo nodal de transferencia de calor para calcular las diferentes temperaturas en la cámara de combustión (pistón, camisa, culata) [34].

Suponiendo las hipótesis anteriores, el modelo resuelve la primera ley de la termodinámica considerando la cámara de combustión como un sistema abierto debido a la inyección de combustible y las pérdidas por

*blow-by*<sup>13</sup>, a través de la ecuación 4.1, en pasos temporales definidos por la resolución angular de la señal de presión del cilindro (0.2 °).

$$\Delta HRL = m_{cyl} \cdot \Delta u_{cyl} + \Delta Q_{\omega} + p \cdot \Delta V - (\bar{h}_{f,inj} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap} + R_{cyl} \cdot T_{cyl} \cdot \Delta m_{bb} \quad (4.1)$$

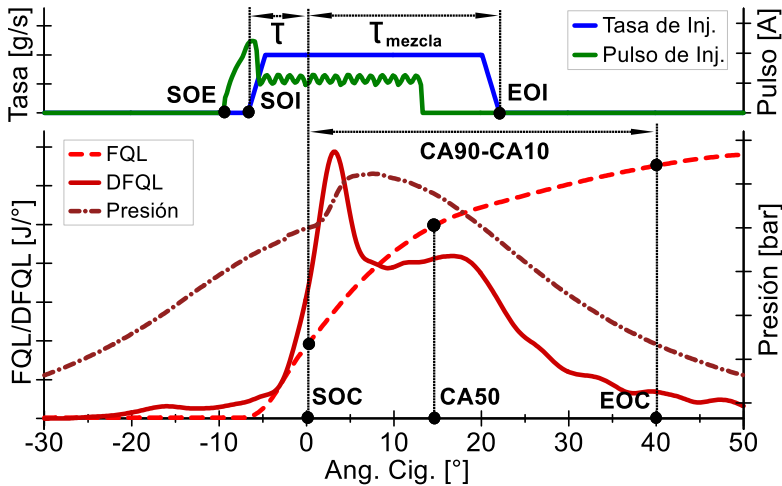
Los diferentes términos de la ecuación se explican a continuación:

- $\Delta HRL$ : Energía liberada por el combustible considerando constante el poder calorífico durante proceso de combustión.
- $m_{cyl} \cdot \Delta u_{cyl}$ : Variación en la energía interna debido a la masa atrapada en el volumen de control.
- $\Delta Q_{\omega}$ : Transferencia de calor entre el gas dentro del volumen de control y las paredes de la cámara de combustión que lo rodean.
- $p \cdot \Delta V$ : Trabajo realizado por el gas en el volumen de control sobre la superficie del pistón durante el periodo de cálculo. El volumen instantáneo es la suma del volumen de la cámara de combustión, el volumen desplazado por el pistón (dependiendo del ángulo del cigüeñal) y las deformaciones mecánicas producidas por la presión del gas y los esfuerzos de inercia.
- $(\bar{h}_{f,inj} - u_{f,g}) \cdot \Delta m_{f,evap}$ : Consideraciones energéticas relacionadas con el proceso de inyección de combustible, es decir, el trabajo del flujo, y el calor necesario para alcanzar la temperatura de evaporación. La entalpía del combustible se refiere a las condiciones de inyección, mientras que la energía interna del combustible se refiere al combustible evaporado.
- $R_{cyl} \cdot T_{cyl} \cdot \Delta m_{bb}$ : Energía perdida por el *blow-by*. La masa perdida se determina a través de un modelo isentrópico que permite simular el comportamiento del gas desde la cámara hasta el cárter de aceite

La Figura 4.11 muestra el tipo de datos obtenidos del CALMEC que se utilizan para realizar el análisis del proceso de combustión. En particular, se ilustra la evolución instantánea de la DFQL y FQL, la temperatura media, la presión en el cilindro y la tasa de inyección de combustible. En base a estos resultados, se pueden obtener varios parámetros que describen los eventos de inyección y de combustión. Los parámetros de combustión y de inyección que se utilizarán normalmente en los próximos capítulos se definen a continuación:

<sup>13</sup>Terminología inglesa para referirse al paso de los productos de la combustión al cárter de aceite por el espacio entre los segmentos de fuego y las paredes del cilindro.

- SOE: Ángulo del cigüeñal correspondiente al inicio de la activación del inyector con la señal de pulso de inyección. Hay un retraso hidráulico de aproximadamente entre 1.5 y 4.5 ° antes del inicio real de la inyección - SOI.
- SOI: Ángulo del cigüeñal correspondiente al inicio de la inyección en el perfil del caudal másico de combustible.
- EOI: Ángulo del cigüeñal correspondiente al final de la inyección en el perfil de caudal másico de combustible.
- CA10, CA50 y CA90: Ángulo del cigüeñal en el que se ha liberado 10%, 50% y 90% del calor total liberado durante el proceso de combustión, respectivamente. El ángulo del cigüeñal se refiere al PMS.
- SOC: Ángulo del cigüeñal que define el inicio de la combustión, en esta investigación coincide con el CA10.
- EOC: Ángulo del cigüeñal que define el final de la combustión, en esta investigación coincide con el CA90.
- Duración de la combustión (CA90-CA10): Diferencia angular entre el CA90 y el CA10.
- Tiempo de retraso ( $\tau$ ): Diferencia angular entre el SOI y el SOC.
- Tiempo de mezcla ( $\tau_{mezcla}$ ): Diferencia angular entre el EOI y el SOC. Es importante tener en cuenta, que en el caso de procesos difusivos (como el que se muestra en la Figura 4.11) donde el proceso de inyección coincide con el desarrollo de la combustión, los valores del  $\tau_{mezcla}$  son negativos. Por otro lado, en conceptos LTC completamente premezclados, generalmente, el final de la inyección ocurre antes del SOC, por lo que los valores del  $\tau_{mezcla}$  tienden a ser positivos.



**Figura 4.11.** Parámetros obtenidos del CALMEC para analizar el proceso de combustión.

Adicionalmente, de la curva de presión también se obtuvieron algunos parámetros que fueron utilizados en esta investigación. Como la presión máxima del ciclo ( $P_{max}$ ), el gradiente de presión máxima ( $dp/d\alpha_{max}$ ), la temperatura máxima del gas en la cámara de combustión ( $T_{max}$ ) y la presión media indicada ( $p_{mi}$ ), que para su cálculo también se tiene en cuenta el volumen instantáneo.

Como indicadores de la estabilidad del proceso de combustión se calcularon el coeficiente de variación (COV) de la  $P_{max}$  ( $COV_{P_{max}}$ ) y de la  $p_{mi}$  ( $COV_{p_{mi}}$ ). Además, del rendimiento de la combustión ( $\eta_c$ ), conforme la ecuación 4.2 [35].

$$\eta_c = \left( 1 - \frac{UHC}{\dot{m}_{comb}} - \frac{CO}{4 \cdot \dot{m}_{comb}} \right) \cdot 100 \quad (4.2)$$

Por otro lado, en términos de cuantificación del rendimiento del motor los parámetros utilizados fueron: el rendimiento indicado del motor ( $\eta_i$ ) y el consumo indicado de combustible ( $g_i$ ).

Teniendo en cuenta que en el MEC-ID de 2T donde se estudia el concepto PPC es necesario mantener un diferencial positivo entre admisión y escape, se considera, que este motor dispone de un sistema de sobrealimentación de dos etapas, el cual incluye un compresor mecánico volumétrico instalado aguas abajo a un turbocompresor. Por lo tanto, es



importante estimar el costo energético requerido por estos equipos para mantener las condiciones deseadas en la admisión, para esto, se calcula un consumo indicado equivalente o corregido ( $g_{i,corr}$ ), a través de la ecuación 4.3. Donde  $N_{e,sob}$  es la potencia efectiva demandada por el sistema de sobrealimentación y  $N_i$  es la potencia indicada entregada al cigüeñal.

$$g_{i,corr} = \left( g_i \cdot \frac{N_i}{N_i + N_{e,sob}} \right) \cdot 100 \quad (4.3)$$

La  $N_{e,sob}$  se estima resolviendo un simple cálculo de balance de masa y energía en el turbocompresor y en el compresor mecánico, a través de datos medidos experimentalmente (temperatura, presión y masa del gas). Para simplificar el cálculo se hicieron las siguientes suposiciones:

- Se define un valor constante de 60% de eficiencia para todos los dispositivos del sistema de sobrealimentación.
- Se establece una presión de 1 bar (presión atmosférica) a la entrada de la primera etapa de compresión del sistema, obviando cualquier caída de presión en el filtro de aire.
- Se establece una presión de 1.2 bar a la salida de la turbina, asumiendo caídas de presión después de la turbina en los otros componentes del sistema de escape.
- La temperatura en la entrada de la primera etapa de compresión es igual a la temperatura medida experimentalmente en el colector de escape. Esta suposición considera que la turbina se colocará lo más cerca posible del motor.

Finalmente, en el modo DMDF en el MEC-ID de 4T se utiliza la ecuación 4.4, para calcular la tasa de fracción de gasolina ( $GF^{14}$ ) del combustible total inyectado, donde  $m_{gasolina}$  y  $m_{diésel}$  son las masas suministrada de gasolina y diésel, respectivamente.

$$GF = \frac{m_{gasolina}}{m_{gasolina} + m_{Diésel}} \cdot 100 \quad (4.4)$$

#### 4.4.2 Cálculo de parámetros del proceso de renovación de la carga

A continuación, se describen el modelo utilizados para determinar algunos parámetros que permiten evaluar el proceso de renovación de la

---

<sup>14</sup>Del inglés *Gasoline Fraction*

carga. Debido a la importancia que tiene este proceso en el ciclo 2T para un adecuado funcionamiento del motor, la mayoría de estos parámetros están relacionados con el MEC-DI de 2T. No obstante, las ecuaciones utilizadas para calcular algunas variables como la tasa de EGR o el  $F_r$  fueron las mismas en ambos motores.

La tasa de EGR se calcula a partir del  $CO_2$  atmosférico ( $CO_{2,atm}$ ) y las concentraciones volumétricas medidas de  $CO_2$  en la admisión ( $CO_{2,adm}$ ) y en el escape ( $CO_{2,esc}$ ), de acuerdo con la ecuación 4.5.

$$EGR = \frac{CO_{2,adm} - CO_{2,atm}}{CO_{2,esc} - CO_{2,atm}} \cdot 100 \quad (4.5)$$

Como fue descrito brevemente en la sección 4.3.8 en el MEC-DI de 2T se realizó un procedimiento específico basado en el método del gas indicador [36], [37], para determinar la relación de captura - TR. Este procedimiento se inicia con un suministro constante de  $CH_4$  (alrededor de 1000 ppm) en un punto específico en el sistema de admisión, el cual permite un tiempo suficiente para que se realice una mezcla homogénea con el aire de entrada. Una vez que el flujo entra a la cámara de combustión, la fracción atrapada del gas indicador se quema por completo durante la combustión, ya que la temperatura de ignición del  $CH_4$  es mucho más baja que la temperatura de ignición del combustible. A continuación, se mide la concentración de  $CH_4$  en el colector de admisión ( $CH_{4,adm}$ ) y de escape ( $CH_{4,esc}$ ). Y finalmente, con el gasto másico de aire fresco ( $\dot{m}_{air}$ ), de EGR ( $\dot{m}_{EGR}$ ) y de combustible ( $\dot{m}_{comb}$ ) se puede calcular efectivamente la relación de captura en el motor, como se muestra en la ecuación 4.6.

$$TR = 1 - \frac{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air} \cdot \left( \frac{CH_{4,adm}}{CH_{4,esc}} \right)} \quad (4.6)$$

Donde el  $\dot{m}_{EGR}$  se calcula a partir de la ecuación 4.7, utilizando la tasa de EGR y el  $\dot{m}_{air}$ .

$$\dot{m}_{EGR} = \dot{m}_{air} \cdot \left( \frac{EGR}{1 - EGR} \right) \quad (4.7)$$

Además, la eficiencia en la captura (como también se le puede llamar al TR) se puede definir en términos másicos, como la masa de admisión retenida ( $m_{ret}$ ) dividida por la masa total administrada ( $m_{total}$ ):

$$TR = \frac{m_{ret}}{m_{total}} \quad (4.8)$$

También, la masa de aire retenida ( $m_{air,ret}$ ) y de EGR retenida ( $m_{EGR,ret}$ ) se pueden calcular a partir de las ecuaciones 4.9 y 4.10. Que básicamente es una representación de las ecuaciones 4.6 y 4.7, pero referente al gas atrapado en el cilindro. Esta equivalencia es válida, ya que el gasto de EGR y de aire fresco se mezclan homogéneamente a la entrada del motor.

$$m_{EGR,ret} = m_{air,ret} \cdot \left( \frac{EGR}{1-EGR} \right) \quad (4.9)$$

$$TR = \frac{(m_{air,ret} + m_{EGR,ret})}{m_{total}} \quad (4.10)$$

A partir de los parámetros anteriores se podrá determinar el dosado relativo -  $F_r$  y la fracción de gases quemados que queda atrapada en la cámara de combustión - IGR. Estos son los principales parámetros que se utilizan en esta investigación para evaluar el proceso de renovación de la carga en el MEC -ID de 2T.

De acuerdo con la ecuación 4.11, el  $F_r$  se obtiene de la relación estequiométrica aire-combustible ( $A/F_{est}$ ) y de la relación aire-combustible al cierre de la válvula de admisión ( $A/F_{RCA}$ ).

$$F_r = \frac{A/F_{est}}{A/F_{RCA}} \quad (4.11)$$

La  $A/F_{RCA}$  se calcula a través de la relación entre  $m_{air,ret}$  (excluyendo la masa de IGR y de EGR) y la masa de combustible inyectado ( $m_{comb}$ ), conforme la ecuación 4.12.

$$A/F_{RCA} = \frac{m_{air,ret}}{m_{comb}} \quad (4.12)$$

Por otro lado, el IGR se define como la relación entre la masa del gas residual atrapado del ciclo de combustión anterior ( $m_{res}$ ) y la masa total atrapada en el cilindro al cierre de la válvula de admisión ( $m_{RCA}$ ), como se muestra en la ecuación 4.13.

$$IGR = \frac{m_{res}}{m_{RCA}} \quad (4.13)$$

No obstante, independientemente de la posibilidad de poder medir el gasto másico de aire o de combustible, no existe un sensor estándar que permita determinar la composición de la masa atrapada, por lo que la  $m_{res}$  no se puede medir directamente en el motor. En este contexto, se han desarrollado diferentes métodos para predecir o estimar el IGR con la mayor precisión posible, que van desde complejos modelos 1-D y 3-D de simulación CFD [38], [39] hasta modelos termodinámicos de intercambio de gases en condiciones cuasiestacionarias [40]. Específicamente en este trabajo de investigación, para la estimación de la  $m_{res}$ , y consecuentemente del IGR se seleccionó un enfoque termodinámico basado en el equilibrio de masas y energía, combinado con los valores medios de presión y temperatura durante el proceso de combustión. Este modelo ya fue previamente utilizado en la investigación de Daniela De Lima [4] con excelentes resultados, además, una detallada descripción de la metodología de cálculo del mismo también se puede consultar en el trabajo de Torregrosa *et al.* [41].

Las principales ecuaciones del modelo termodinámico se basan en dos balances termodinámicos fundamentales al cierre de la válvula de admisión, el balance de masa (ecuación 4.14) y el de entalpía ( $h$ ) (ecuación 4.15). Las condiciones en el cilindro al RCA están determinadas por las características de la combinación del gas atrapado de admisión y los gases residuales retenidos del ciclo anterior. Además, todos los gases y particularmente aquellos retenidos dentro del cilindro se consideran ideales (ecuación 4.16).

$$m_{RCA} = m_{ret} + m_{res} \quad (4.14)$$

$$m_{RCA} \cdot h_{RCA} = m_{ret} \cdot h_{ret} + m_{res} \cdot h_{res} \quad (4.15)$$

$$P_{RCA} \cdot V_{RCA} = m_{RCA} \cdot R_{RCA} \cdot T_{RCA} \quad (4.16)$$

El balance de entalpía (ecuación 4.15) se puede reescribir expresando las entalpías en función de las correspondientes capacidades caloríficas ( $c_p$ ) y temperaturas ( $T$ ), conforme las ecuaciones 4.17 - 4.19.

$$h_{RCA} = \int_{T_0}^{T_{RCA}} c_{p,RCA} \cdot dT \quad (4.17)$$

$$h_{ret} = \int_{T_0}^{T_{ret}} c_{p,ret} \cdot dT \quad (4.18)$$

$$h_{res} = \int_{T_0}^{T_{res}} c_{p,res} \cdot dT \quad (4.19)$$

Por lo tanto, para resolver el modelo hay seis ecuaciones (las tres ecuaciones principales y las expresiones de entalpía) y quince variables. Estas variables son: tres de masas en la ecuación 4.14 ( $m_{RCA}$ ,  $m_{ret}$  y  $m_{res}$ ), tres de entalpía en la ecuación 4.15 ( $h_{RCA}$ ,  $h_{ret}$  y  $h_{res}$ ), la constante del gas, la presión y el volumen en el cilindro al RCA ( $R_{RCA}$ ,  $P_{RCA}$  y  $V_{RCA}$  en la ecuación 4.16), así como tres capacidades caloríficas y tres temperaturas en las ecuaciones 4.17 - 4.19 ( $c_{p,RCA}$ ,  $c_{p,ret}$ ,  $c_{p,res}$ ,  $T_{RCA}$ ,  $T_{ret}$  y  $T_{res}$ ).

Algunas de estas variables se pueden determinar independientemente del modelo, como el  $V_{RCA}$  y la  $P_{RCA}$  que dependen de la posición del pistón y la medida del sensor de presión al RCA, la  $m_{ret}$  también se puede calcular con el TR (ecuación 4.8). Por lo que el número de variables se reduce a 12, y como no se dispone de seis ecuaciones, es necesario considerar las siguientes hipótesis para resolver el modelo.

Primeramente, se consideran como gas perfecto todos los gases del modelo, de modo que las  $C_p$  en las ecuaciones 4.17 - 4.19 son constantes y conocidas. Por lo que la ecuación 4.15 se puede reescribir en la ecuación 4.20, y descartar las ecuaciones 4.17 - 4.19.

$$m_{RCA} \cdot c_{p,RCA} \cdot T_{RCA} = m_{ret} \cdot c_{p,ret} \cdot T_{ret} + m_{res} \cdot c_{p,res} \cdot T_{res} \quad (4.20)$$

Adicionalmente, la  $R_{RCA}$  también se considera constante y conocida (ecuación 4.16). Por lo tanto, este proceso genera un conjunto de tres ecuaciones (ecuación 4.14, 4.16 y 4.20) con cinco variables ( $m_{RCA}$ ,  $m_{res}$ ,  $T_{RCA}$ ,  $T_{ret}$ ,  $T_{res}$ ), por lo que se deben suponer dos hipótesis adicionales para solucionar el modelo termodinámico. En este caso, una opción atractiva por su simplicidad consiste en considerar las temperaturas del gas retenido y del gas residual iguales a las temperaturas en la admisión ( $T_{adm}$ ) y en el escape ( $T_{esc}$ ), respectivamente (ecuación 4.21, 4.22).

$$T_{ret} = T_{adm} \quad (4.21)$$

$$T_{res} = T_{esc} \quad (4.22)$$

De esta forma, el modelo finalmente se cierra y se puede resolver analíticamente a través de la ecuación 4.23.

$$m_{res} = \frac{c_{p,RCA} \cdot \frac{P_{RCA} \cdot V_{RCA}}{R_{RCA}} - m_{ret} \cdot c_{p,ret} \cdot T_{ret}}{c_{p,res} \cdot T_{res}} \quad (4.23)$$

### 4.4.3 Cálculo de los índices de emisiones contaminantes

En esta sección se recogen los cálculos necesarios para obtener los índices de emisiones de los compuestos contaminantes a partir de las medidas que proporcionan los equipos, y que serán usado para el posterior análisis y comparación de los resultados.

Para el caso de los compuestos gaseosos, los índices de emisiones se expresan en función de la potencia indicada ( $N_i$ ) entregada por el motor, es decir en  $[g/kW_i]$ . Primeramente, es necesario obtener el gasto másico del compuesto que se desea evaluar. Para ello, en la ecuación 4.24 se describen las variables necesarias para calcular el gasto másico de cada uno de los compuestos gaseosos en estudio ( $\dot{m}_{x,g}$ ).

$$\dot{m}_{x,g}[g/h] = c_{x,g}[ppm] \cdot u_{x,g} \cdot \dot{m}_{esc}[g/h] \quad (4.24)$$

Donde,  $\dot{m}_{esc}$  es el gasto másico de escape y se calcula a través de la ecuación 4.25.

$$\dot{m}_{esc} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{esc} \quad (4.25)$$

Además,  $u_{x,g}$  es la fracción másica del compuesto gaseoso  $x$ , definida por la ecuación 4.26.

$$u_{x,g} = x_{x,g} \cdot \frac{PM_{x,g}}{PM_{esc}} \quad (4.26)$$

Siendo  $x_{x,g}$  la fracción molar del compuesto  $x$ ,  $PM_{x,g}$  el peso molecular del compuesto  $x$ , y  $PM_{esc}$  el peso molecular del gas de escape.

Las ecuaciones 4.27 - 4.29 muestran el cálculo de los índices finales de emisiones para cada uno de los contaminantes gaseosos evaluados en este trabajo, y como se puede observar los contaminantes dependen de la  $N_i$ , del  $\dot{m}_{x,g}$  y de dos coeficientes de corrección ( $k_w$  y  $K_{NO_x}$ ) que se aplican en función del tipo de compuesto. Por un lado, el  $k_w$  se utiliza para corregir la interferencia en la medida que proporciona el proceso de secado de la muestra de escape por los analizadores de CO y NO<sub>x</sub> en el HORIBA MEXA-ONE-D1-EGR, los UHC, en cambio, se miden base húmeda, por lo que no se aplica la corrección. Por otro lado, el  $k_{NO_x}$  se utiliza para corregir la influencia de las condiciones ambientales sobre las concentraciones de NO<sub>x</sub>, es decir este coeficiente tiene en cuenta la humedad y la temperatura del ambiente donde se encuentra instalado el motor. Informaciones

adicionales sobre el procedimiento de cálculo de cada uno de estos coeficientes de correcciones se pueden encontrar en el reglamento n° 49 CEPE [42].

$$UHC[g/kW_i] = \frac{\dot{m}_{UHC}[g/h]}{N_i[kW_i]} \quad (4.27)$$

$$CO[g/kW_i] = \frac{k_w \cdot \dot{m}_{CO}[g/h]}{N_i[kW_i]} \quad (4.28)$$

$$NOx[g/kW_i] = \frac{k_{NOx} \cdot k_w \cdot \dot{m}_{NOx}[g/h]}{N_i[kW_i]} \quad (4.29)$$

Antes de continuar con el procedimiento de cálculo de los índices de emisiones de partículas. Se muestra a continuación, la metodología seguida en esta tesis doctoral para separar las dos modas de la distribución de tamaño de partículas - PSD, que fueron previamente abordadas en la sección 3.5.3.

La PSD puede ser descompuesta según la ecuación 4.30, de acuerdo con Seinfeld y Pandis [43]. Esta ecuación establece que la distribución de tamaño de partículas total es la suma de la distribución de ambas modas asumiendo una distribución de función logarítmica-normal.

$$\frac{dN_x}{d \log dp_x} = \frac{1-y}{\sqrt{2\pi} \log \sigma_{nuc}} \cdot e^{-\frac{\log^2\left(\frac{dp_{nuc}}{dpg_{nuc}}\right)}{2 \log^2 \sigma_{nuc}}} + \frac{y}{\sqrt{2\pi} \log \sigma_{acum}} \cdot e^{-\frac{\log^2\left(\frac{dp_{acum}}{dpg_{acum}}\right)}{2 \log^2 \sigma_{acum}}} \quad (4.30)$$

En la ecuación 4.27,  $y$  es el ratio entre la concentración de partículas pertenecientes a la moda acumulación y la concentración total de partículas de la distribución de tamaños,  $dp$ ,  $dpg$  y  $\sigma$  son los diámetros medios, diámetros medios geométricos, y las desviaciones estándar geométrica de cada pico en cada moda (nucleación y acumulación), siendo  $N_x$  la concentración de partículas del diámetro  $dp_x$ . El ajuste se consigue minimizando la función cuadrática de error por medio del método de Nelder-Mead.

Además, para calcular las diferentes concentraciones en cada moda de partículas ( $N_{moda}$ ), se usó la ecuación 4.31. En esta ecuación,  $dp_{max}$  y  $dp_{min}$  son los límites de tamaño de partícula que definen el rango de los diámetros para cada moda. Se consideró la siguiente descomposición:

$$N_{moda} = \sum_{dp_{min}}^{dp_{max}} dN_x \quad (4.31)$$

- Moda de nucleación ( $N_{nuc}$ ): Tamaños de partícula de  $dp_{min} = 6$  nm a  $dp_{max} = 30$  nm.
- Moda de acumulación ( $N_{acum}$ ): Tamaños de partícula de  $dp_{min} = 30$  nm a  $dp_{max} = 237$  nm.
- Moda total ( $N$ ): Tamaños de partícula de  $dp_{min} = 6$  nm a  $dp_{max} = 237$  nm.

Una vez calculadas las concentraciones de partículas en cada moda, se usa la ecuación 4.32 para obtener la emisión numérica de partículas en función del tiempo. Donde  $\dot{m}_{esc}$  se determina en la ecuación 4.25, y  $\rho_{esc}$  es la densidad del gas de escape en el punto de muestra.

$$PN_{moda} [\#/s] = N_{moda} [\#/m^3] \cdot \frac{\dot{m}_{esc} [kg/s]}{\rho_{esc} [kg/m^3]} \quad (4.32)$$

Al igual que en el caso de los compuestos gaseosos, los índices de emisiones de partículas se expresan en función de la  $N_i$  (ecuación 4.33).

$$PN_{moda} [\#/kW_i] = \frac{3600 \cdot PN_{moda} [\#/s]}{N_i [kW_i]} \quad (4.33)$$

Finalmente, para calcular el diámetro medio geométrico ( $GMD^{15}$ ) de la PSD, se utiliza la ecuación 4.34.

$$GMD = \frac{\sum_{dp_{min}}^{dp_{max}} dN_x \ln dp_x}{dN} \quad (4.34)$$

## 4.5 Bibliografía del Capítulo 4

- [1] L. Pohorelsky *et al.*, "Air system conception for a downsized two-stroke diesel engine," in *SAE Technical Paper 2012-01-0831*, 2012.
- [2] P. Tribotte *et al.*, "Two Strokes Diesel Engine - Promising Solution to Reduce CO2 Emissions," *Procedia - Soc. Behav. Sci.*, vol. 48, pp. 2295–2314, 2012.



- [3] P. Obernesser, N. Quechon, and C. Servant, "Two-stroke engine e.g. two-stroke diesel engine, has air deflector located downstream of part of seat in intake valve of intake duct, and directing air flow from intake duct towards lower part of combustion chamber," Patente. FR0080053623, 2009.
- [4] D. De Lima Moradell, "Analysis of combustion concepts in a poppet valve two-stroke downsized compression ignition engine designed for passenger car applications," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [5] "UNE-EN 228:2013 Combustibles para automoción. Gasolina sin plo..." [Online]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?Tipo=N&c=N0050981>.
- [6] S. Yu and M. Zheng, "Ethanol–diesel premixed charge compression ignition to achieve clean combustion under high loads," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 230, no. 4, pp. 527–541, 2016.
- [7] D. Klos, D. Janecek, and S. Kokjohn, "Investigation of the Combustion Instability-NOx Tradeoff in a Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 2, pp. 821–830, 2015.
- [8] "UNE-EN 590:2014+A1:2017 Combustibles para automoción. Combusti..." [Online]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?Tipo=N&c=N0058993>.
- [9] "Measurement of Intake Air Or Exhaust Gas Flow of Diesel Engines," in *SAE Standards J244\_199208*, 1992.
- [10] P. de Rudder Korneel Antoon, "An approach to low-temperature combustion in a small hsd diesel engine," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2007.
- [11] M. Kubota, K. Yoshida, H. Shoji, and H. Tanaka, "A Study of the Influence of Fuel Temperature on Emission Characteristics and Engine Performance of Compression Ignition Engine," in *SAE Technical Paper 2002-32-1777*, 2002.
- [12] G. Chen, "Study of fuel temperature effects on fuel injection, combustion, and emissions of direct-injection diesel engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 131, no. 2, 2009.

- [13] M. T. Sherman, R. Chase, A. Mauti, Z. Rauker, and W. Silvis, "Evaluation of horiba MEXA 7000 bag bench analyzers for single range operation," in *SAE Technical Paper 1999-01-0147*, 1999.
- [14] "Instrumentation and Techniques for Exhaust Gas Emissions Measurement," in *SAE Standards J254\_201106*, 2011.
- [15] S. Mertes, F. Schröder, and A. Wiedensohler, "The particle detection efficiency curve of the tsi-3010 cpc as a function of the temperature difference between saturator and condenser," *Aerosol Science and Technology*, vol. 23, no. 2. pp. 257–261, 1995.
- [16] E. Fuentes López, "Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2006.
- [17] W. Linarez Rodríguez, "Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor diésel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2013.
- [18] N. S. Alozie, D. Peirce, A. Lindner, W. Winklmayr, and L. Ganippa, "Influence of dilution conditions on diesel exhaust particle measurement using a mixing tube diluter," in *SAE Technical Paper 2014-01-1568*, 2014.
- [19] A. Suresh and J. H. Johnson, "A study of the dilution effects on particle size measurement from a heavy-duty diesel engine with EGR," in *SAE Technical Paper 2001-01-0220*, 2001.
- [20] E. Carli, U. Matter, and T. Mosimann, "Influence of Sampling Conditions, Engine Load and Fuel Quality on the Measurement of Ultrafine Particles from a Modern Diesel Vehicle," in *5. ETH Conference on Nanoparticle-Measurement*, 2001.
- [21] B. Giechaskiel, M. Cresnoverh, H. Jörgl, and A. Bergmann, "Calibration and accuracy of a particle number measurement system," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 21, no. 4, 2010.
- [22] M. Kasper, "The number concentration of non-volatile particles - Design study for an instrument according to the PMP recommendations," in *SAE Technical Paper 2004-01-0960*, 2004.
- [23] T. Johnson, R. Caldow, A. Pöcher, A. Mirme, and D. Kittelson, "A new electrical mobility particle sizer spectrometer for engine exhaust particle measurements," in *SAE Technical Paper 2004-01-1341*, 2004.

- [24] Q. Wei, M. Akard, I. Asano, and M. Rahman, "Penetration calibration and verification for the solid particle counting system with polydisperse and monodisperse particles," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 1, no. 1, pp. 593–602, 2009.
- [25] W. Liu, B. L. Osmondson, O. F. Bischof, and G. J. Sem, "Calibration of condensation particle counters," in *SAE Technical Paper 2005-01-0189*, 2005.
- [26] S. Bau, A. Toussaint, R. Payet, and O. Witschger, "Performance study of various Condensation Particle Counters (CPCs): Development of a methodology based on steady-state airborne DEHS particles and application to a series of handheld and stationary CPCs," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 838, no. 1, 2017.
- [27] S. Molina, "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2003.
- [28] R. Novella, "Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2009.
- [29] J. V. Benajes, J. J. López, R. Novella, and A. García, "Advanced methodology for improving testing efficiency in a single-cylinder research diesel engine," *Exp. Tech.*, vol. 32, no. 6, pp. 41–47, 2008.
- [30] M. Lapuerta, "Estudio fenomenológico de la combustión en motores diesel rápidos de inyección directa," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 1988.
- [31] M. Lapuerta, O. Armas, and J. J. Hernández, "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, no. 5, pp. 513–529, 1999.
- [32] F. Payri, S. Molina, J. Martín, and O. Armas, "Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 2–3, pp. 226–236, 2006.
- [33] F. Payri, X. Margot, A. Gil, and J. Martin, "Computational study of heat transfer to the walls of a di diesel engine," in *SAE Technical Paper 2005-01-0210*, 2005.

- [34] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, and M. Reyes, "A concise wall temperature model for di Diesel engines," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 11–12, pp. 1320–1327, Aug. 2006.
- [35] A. K. Agarwal, S. K. Aggarwal, A. K. Gupta, A. Kushari, and A. Pandey, *Novel Combustion Concepts for Sustainable Energy Development*. New Delhi: Springer India, 2014.
- [36] D. B. Olsen, G. C. Hutcherson, B. D. Willson, and C. E. Mitchell, "Development of the tracer gas method for large bore natural gas engines-Part I: Method validation," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 678–685, 2002.
- [37] D. B. Olsen, G. C. Hutcherson, B. O. Willson, and C. E. Mitchell, "Development of the tracer gas method for large bore natural gas engines-Part II: Measurements of scavenging parameters," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 686–694, 2002.
- [38] F. Bozza, A. Gimelli, S. Fontanesi, and E. Severi, "1D and 3D CFD investigation of burning process and knock occurrence in a gasoline or CNG fuelled two-stroke SI engine," in *SAE Technical Paper 2011-32-0526*, 2011.
- [39] P. Brynych, J. Macek, R. Novella, and K. Thein, "Representation of Two-Stroke Engine Scavenging in 1D Models Using 3D Simulations," in *SAE Technical Paper 2018-01-0166*, 2018.
- [40] G. P. Merker and C. Schwarz, *Technische Verbrennung Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*. Wiesbaden (Germany): Vieweg+Teubner Verlag, 2001.
- [41] A. Torregrosa, J. Martín, R. Novella, and K. Thein, "Estimation of the in-cylinder residual mass fraction at intake valve closing in a two-stroke high-speed direct-injection compression-ignition engine," *Int. J. Engine Res.*, no. OnlineFirst, 2018.
- [42] "Reglamento n ° 49 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE)." [Online]. Available: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX:42013X0624\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX:42013X0624(01)).
- [43] J. H. Seinfeld and S. N. Pandis, *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*, 2nd ed. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2006.

# Capítulo 5

## Influencia de diferentes estrategias de preparación de la mezcla sobre la combustión PPC y sus emisiones

### Contenido

---

<b>5.1</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>127</b>
<b>5.2</b>	<b>Definición del estudio paramétrico .....</b>	<b>128</b>
<b>5.3</b>	<b>Influencia de los parámetros del sistema de inyección .....</b>	<b>130</b>
5.3.1	Efectos de la presión de inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes.....	131
5.3.2	Efectos del inicio de la segunda inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	139
5.3.3	Efectos del inicio de la tercera inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	144
<b>5.4</b>	<b>Influencia de los parámetros del proceso de renovación de la carga .....</b>	<b>148</b>
5.4.1	Efectos de la duración del cruce de válvula sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....	150
5.4.2	Efectos de la tasa de EGR sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes.....	156
<b>5.5</b>	<b>Influencia del régimen de giro y la carga sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes .....</b>	<b>160</b>
<b>5.6</b>	<b>Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes..</b>	<b>162</b>

<b>5.7 Conclusiones del Capítulo 5.....</b>	<b>166</b>
<b>5.8 Bibliografía del Capítulo 5.....</b>	<b>168</b>

## 5.1 Introducción

A partir de lo descrito en el Capítulo 2, donde se realiza un detallado análisis del proceso de combustión PPC, es posible concluir que esta novedosa estrategia de combustión tiene un alto potencial en la reducción de emisiones contaminantes, destacando la posibilidad de reducir simultáneamente las emisiones de NO<sub>x</sub> y PM. Sin embargo, el concepto premezclado PPC y las ventajas que proporciona en términos de emisiones están estrechamente relacionadas con el proceso de preparación de la mezcla aire-combustible antes del inicio de la combustión.

En este capítulo se lleva a cabo un estudio teórico-experimental del impacto que tienen diferentes estrategias del proceso de inyección y de renovación de la carga sobre la preparación de la mezcla, el desarrollo del proceso de combustión PPC y las emisiones contaminantes reguladas, incluyendo la distribución de tamaño de partículas. La investigación se realiza en un MEC-DI de 2T, el cual permite una mayor flexibilidad sobre el proceso de gestión del aire. El motor ya fue previamente utilizado en la tesis doctoral de Daniela De Lima [1], donde además de evaluar la estrategia CDC en el ciclo de 2T, también se dieron los primeros pasos relacionados con la implementación del concepto PPC de gasolina. Por lo tanto, el trabajo que se presenta a continuación en este capítulo da continuidad a esta investigación inicial.

Para esto, en la primera parte del capítulo se muestra un estudio paramétrico, basado en la variación de tres parámetros del sistema de inyección: la presión de inyección - IP y los ángulos de inicio del pulso de la segunda inyección (SOE<sub>2</sub>) y tercera inyección (SOE<sub>3</sub>), en tres modos diferentes de operación. Posteriormente, en estos mismos puntos de operación se realiza otro estudio paramétrico, pero en este caso, los parámetros que se evalúan están relacionados con el proceso de renovación de la carga: el periodo de cruce de válvulas - OLAP y la tasa de EGR. A partir de estas variaciones se podrá identificar como cada parámetro afecta al proceso de combustión PPC de gasolina y las emisiones contaminantes.

Finalmente, y a partir de las diferentes estrategias de inyección y de renovación de la carga, se identifican cuáles son los principales parámetros del proceso de combustión y preparación de la mezcla que efectivamente tienen un impacto significativo sobre las emisiones contaminantes.

## 5.2 Definición del estudio paramétrico

El estudio paramétrico que se presenta está basado en la modificación independiente de los siguientes parámetros: IP, SOE<sub>2</sub>, SOE<sub>3</sub>, OLAP y la tasa de EGR, respecto a las condiciones del motor definidas como nominales. El plan experimental se diseñó con el objetivo de estudiar de forma independiente el efecto de cada una de estas variables sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes en distintas condiciones estacionarias de operación. Por tanto, se trata de un diseño experimental con el que se pretende estimar los efectos principales de los parámetros en estudio, obviando la interacción entre los mismo. Se escogieron tres modos de operación que van de valores bajos a medios en términos de presión media indicada - pmi y con diferentes regímenes de giro, los cuales proporcionan marcadas diferencias en términos de niveles de emisiones contaminantes y principalmente en las estructuras de la distribución de tamaño de partículas (diferentes modas de tamaño). Los ensayos experimentales se definieron a partir de la combinación de los parámetros en las condiciones nominales, variando únicamente la variable cuya influencia se pretende estudiar. En la Tabla 5.1 se muestra la matriz de ensayos correspondiente al estudio paramétrico realizado, donde se ha resaltado en negrita el punto nominal para cada modo de operación del motor.

Como se puede observar en la Tabla 5.1, los modos de operación se nombraron como A2000, B2000 y C2500. Los valores nominales de cada uno de los parámetros en cada modo de operación fueron definidos a partir de los estudios previos de Benajes *et al.* [2]–[4], relacionados con la implementación del concepto PPC en el ciclo 2T. Se usaron estrategias de inyección múltiples (inyección doble o triple) en todos los puntos de operación, con un gasto másico total de combustible ( $\dot{m}_{\text{comb}}$ ) constante y dividido en diferentes proporciones para cada inyección. La variación del inicio de la primera inyección (SOE<sub>1</sub>) no fue analizada debido a su reducida influencia sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes, solo se observaron ligeras diferencias en la emisión de UHC. También se observó el mismo comportamiento en el proceso de preparación de la mezcla y consecuentemente sobre el proceso de combustión los aumentos del diferencial de presión entre admisión y escape ( $\Delta P$ ) y del OLAP, por lo que para evitar una excesiva repetición de resultados se muestran solo los que proporciona la variación del OLAP.



**Tabla 5.1.** Plan experimental para el estudio paramétrico de la influencia de la IP, del SOE<sub>2</sub>, del SOE<sub>3</sub>, del OLAP y del EGR sobre la combustión PPC y las emisiones.

Modo	Régimen rpm	p <sub>mi</sub> bar	ΔP mbar	$\dot{m}_{\text{comb}}$ mg/st	% <sub>comb</sub> / % Iny	SOE <sub>1</sub> ° dPMS	SOE <sub>2</sub> ° dPMS	SOE <sub>3</sub> ° dPMS	IP bar	OLAP °	EGR %
<b>A2000</b>	<b>2000</b>	<b>3.5</b>	<b>300</b>	<b>7.4</b>	<b>-76/24</b>	<b>-</b>	<b>-44</b>	<b>-10</b>	<b>400</b>	<b>62.4</b>	<b>23</b>
							<b>-42</b>	<b>-8</b>	<b>500</b>	<b>64.4</b>	<b>26</b>
							<b>-40</b>	<b>-6</b>	<b>600</b>	<b>66.4</b>	<b>29</b>
<b>B2000</b>	<b>2000</b>	<b>5.5</b>	<b>450</b>	<b>11.5</b>	<b>18/62/20</b>	<b>-60</b>	<b>-44</b>	<b>-10</b>	<b>400</b>	<b>61.4</b>	<b>31</b>
							<b>-42</b>	<b>-8</b>	<b>600</b>	<b>62.4</b>	<b>34</b>
							<b>-40</b>	<b>-6</b>	<b>800</b>	<b>63.4</b>	<b>37</b>
<b>C2500</b>	<b>2500</b>	<b>5.5</b>	<b>475</b>	<b>11.8</b>	<b>18/65/17</b>	<b>-60</b>	<b>-46</b>	<b>-14</b>	<b>500</b>	<b>63.4</b>	<b>24</b>
							<b>-44</b>	<b>-12</b>	<b>600</b>	<b>65.4</b>	<b>27</b>
							<b>-42</b>	<b>-10</b>	<b>700</b>	<b>67.4</b>	<b>30</b>

### 5.3 Influencia de los parámetros del sistema de inyección

Investigaciones previas muestran como el uso de estrategias de inyecciones múltiples (doble o triple) en los conceptos premezclado PPC han optimizado el proceso de estratificación de la mezcla, minimizando la tendencia al autoencendido, la tasa máxima de liberación de calor, el ruido de combustión y las pérdidas por transferencia de calor, resultando en una mayor eficiencia térmica en comparación con las estrategias de inyección única [5], [6]. Sin embargo, los valores de los parámetros del sistema de inyección, como la IP, la fracción de combustible inyectada en cada pulso y el SOI de cada inyección, deben optimizarse cuidadosamente según las condiciones de funcionamiento del motor [7], [8].

La presión de inyección es uno de los principales parámetros de los conceptos premezclados LTC y principalmente de la estrategia PPC donde el tiempo de mezcla se reduce en comparación con otros conceptos de baja temperatura. En la combustión PPC es necesario trabajar con altos valores de IP para favorecer el proceso de evaporación del combustible y viabilizar el proceso de mezcla. No obstante, un significativo aumento de IP puede proporcionar una excesiva penetración del chorro de combustible e impactar en zonas frías, como las paredes del cilindro, o provocar una mezcla en condiciones poco heterogéneas que dificulte el inicio del proceso de combustión.

Como fue mencionado anteriormente, en este estudio se utilizó una estrategia de inyección múltiple. Una primera inyección avanzada en la carrera de compresión, que tiene como objetivo proporcionar una fracción del combustible total para mantener la pmi requerida, disminuyendo la cantidad de combustible que se suministra en las siguientes dos inyecciones, que si tienen un importante impacto sobre el desarrollo del proceso de combustión y la formación de contaminantes. Su único efecto secundario es la posible formación de UHC, por lo que se debe optimizar en función del rango de carga en operación. La segunda inyección o inyección principal tiene un impacto significativo sobre el proceso de combustión y consecuentemente sobre las emisiones contaminantes, este evento influye directamente en la reactividad de la mezcla, por lo que determina el inicio y la fase de la combustión. Un efectivo ajuste de este parámetro es indispensable para el adecuado desarrollo de la estrategia PPC. La tercera y última inyección se realiza cerca del PMS y tiene un impacto significativo

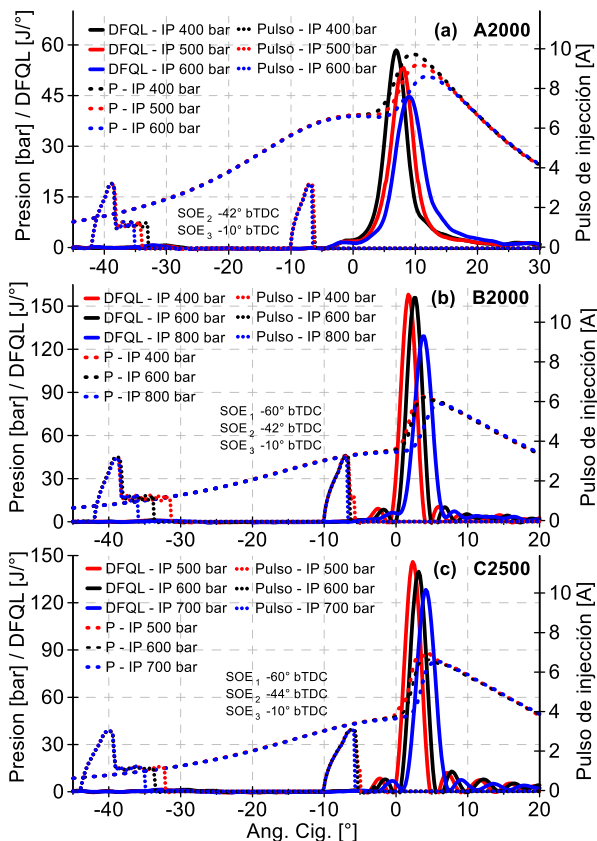
en la riqueza local de la mezcla, por lo que permite el ajuste del tiempo de mezcla y el control sobre el típico *trade-off* NO<sub>x</sub>-PM.

Este rango de tiempos diferentes de inyección proporciona un suministro del combustible en ambientes termodinámicamente diferentes, dependiendo del momento de cada inyección. Por lo que, el comportamiento del proceso de evaporación y las condiciones locales de la mezcla se verán afectadas en gran medida en función del inicio de inyección definido.

A partir de lo descrito anteriormente y con el objetivo de entender mejor como las estrategias de inyección pueden afectar u optimizar los procesos de combustión premezclados LTC. En esta sección se estudia el impacto de la IP, del SOE<sub>2</sub> y del SOE<sub>3</sub> sobre la estrategia PPC de gasolina. Inicialmente, para cada uno de estos parámetros se evalúa el efecto que tiene sus variaciones sobre el desarrollo de la combustión y el rendimiento del motor. Posteriormente, y a partir de las alteraciones en el proceso de combustión se analizan las variaciones en las emisiones contaminantes (UHC, CO, NO<sub>x</sub> y PN), incluyendo un análisis de la distribución de tamaño de partículas.

### **5.3.1 Efectos de la presión de inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes**

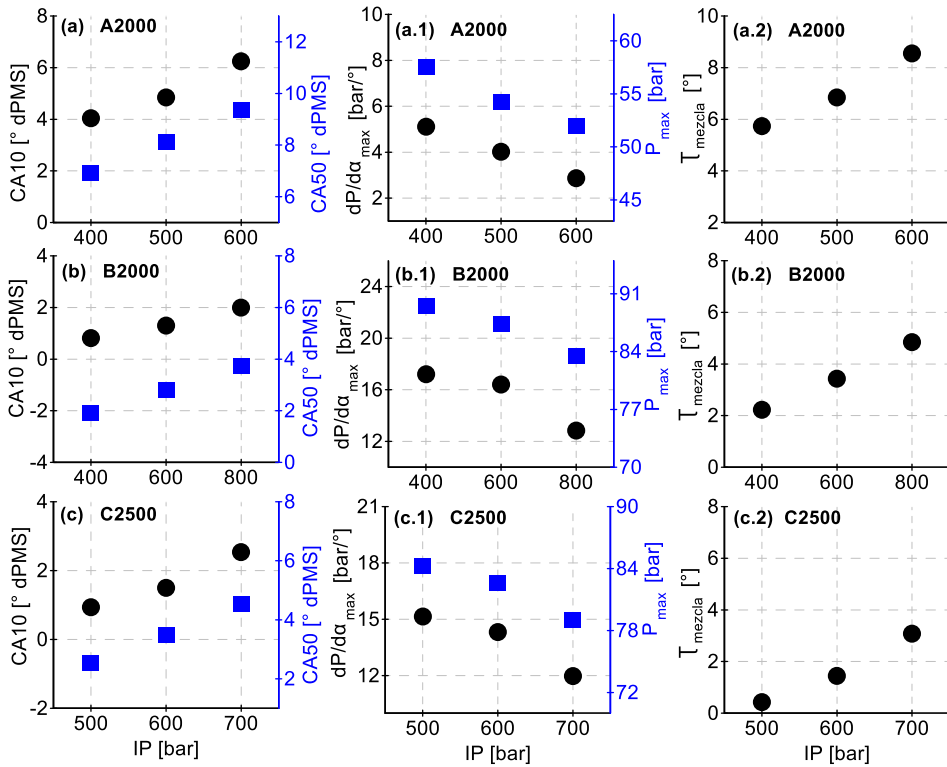
El aumento de la presión de inyección incrementa la atomización de combustible y la superficie de contacto entre el gas y el combustible, mejorando el proceso de englobamiento del aire, y consecuentemente el proceso de mezcla, en estas condiciones aumenta la evaporación del combustible y se reducen las zonas locales ricas de la mezcla. En el concepto PPC de gasolina, este comportamiento produce una disminución en la reactividad de la mezcla y, consecuentemente, el inicio y la fase de la combustión se retrasan durante la carrera de expansión, disminuyendo el pico máximo de la DFQL y la presión en el cilindro, como se muestra en los tres modos de operación en la Figura 5.1 (a)-(c).



**Figura 5.1.** Efecto de la variación de IP sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC.

Con el fin de entender mejor las alteraciones que se producen en el proceso de combustión, en la Figura 5.2 se ilustra en los tres modos de operación, el efecto de la variación de IP sobre los principales parámetros de la combustión: el inicio de la combustión - SOC (representado por CA10), la fase de la combustión (representado por CA50), la  $P_{max}$ , el  $dp/d\alpha_{max}$  y el tiempo de mezcla del combustible suministrado en la última inyección -  $\tau_{mezcla}$ . En general, como se esperaba de las tendencias ya observadas en las curvas DFQL, el aumento de IP provoca un retraso del CA10 y CA50 durante la carrera de expansión, donde la temperatura y la presión disminuyen debido al aumento del volumen por la carrera de expansión. Este comportamiento ralentiza las reacciones químicas provocando una disminución de la temperatura de combustión, como puede ser identificado

por la reducción de los valores de  $P_{\max}$  y  $dp/d\alpha_{\max}$ . Además, y teniendo en cuenta al retraso del SOC, el  $T_{\text{mezcla}}$  aumenta con el incremento de IP.

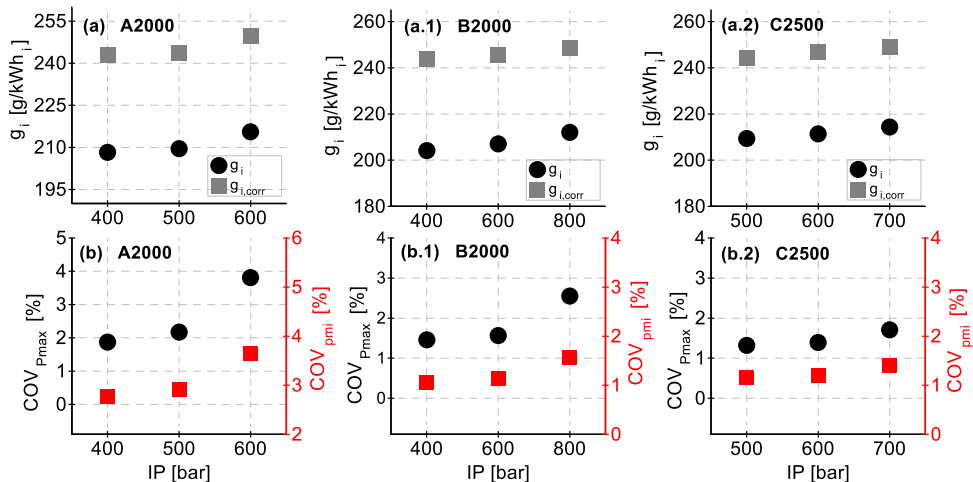


**Figura 5.2.** Efecto de la variación de IP sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{\max}$ ,  $dp/d\alpha_{\max}$  y  $T_{\text{mezcla}}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

Aunque entre los objetivos de esta tesis doctoral no está evaluar el uso de diferentes estrategias de inyección en términos de rendimiento del motor. El análisis del comportamiento del consumo indicado de combustible es importante para verificar si las variaciones de los parámetros de inyección son realmente viables en cada modo de operación.

En la Figura 5.3 (a)-(c) se observa un ligero incremento de  $g_i$  y  $g_{i,\text{corr}}$  con el aumento de IP. Este comportamiento podría estar relacionado con la mayor penetración del chorro de combustible y un incremento de la fracción de combustible que se aloja en zonas de bajas temperaturas de la cámara de combustión, como las cercanas a las paredes del cilindro o sobre la superficie del pistón alejada del *bowl*. Esto puede ocurrir principalmente con

el combustible suministrado por la segunda inyección, que es donde se inyecta la mayor cantidad de combustible en condiciones de menor densidad en comparación con la tercera inyección. En estas condiciones, gran parte del combustible atrapado en estas zonas frías no participa del proceso de combustión, lo cual se refleja directamente en el rendimiento del motor. No obstante, en ninguno de los modos de operación este aumento superó el 4%. Resultados similares se pueden encontrar en los estudios experimentales de Jain *et al.* [9] y López *et al.* [10]. En este último se muestra como el aumento de IP provoca un considerable aumento de la penetración del chorro, utilizando tanto diésel como gasolina en condiciones PPC.

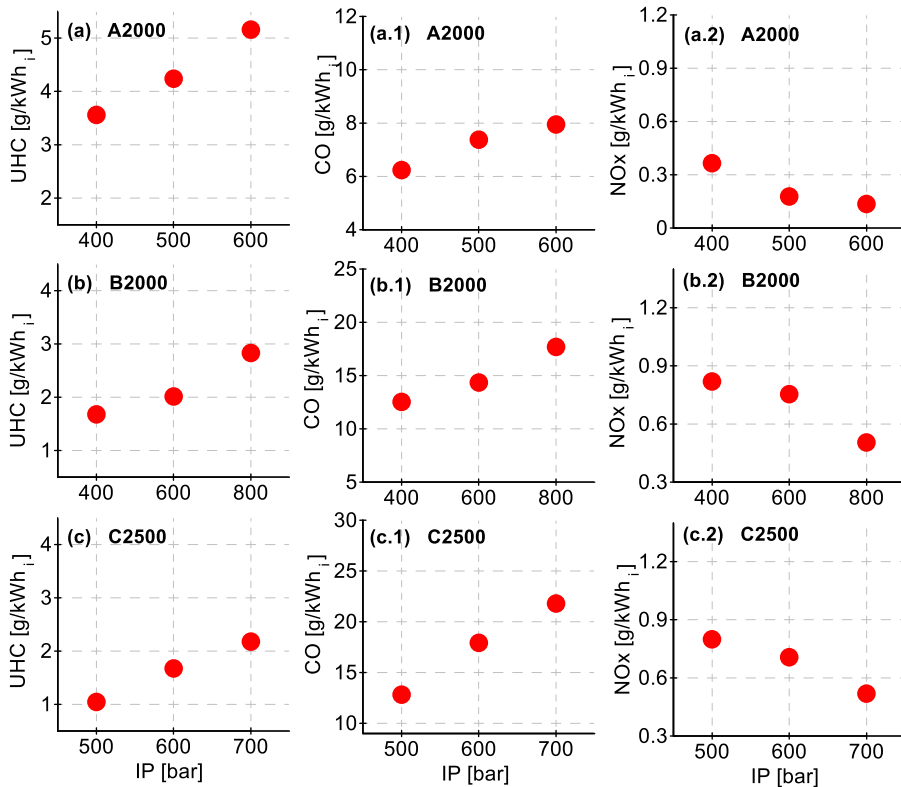


**Figura 5.3.** Efecto de la variación de IP sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $COV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

Por otro lado, el aumento de IP proporciona un incremento en las variaciones entre los ciclos de combustión, como se puede constatar con los mayores valores de  $COV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$ , en la Figura 5.3 (a.1)-(c.1). El retraso de la fase de combustión y las bajas temperaturas provocan una pérdida gradual de control sobre la estabilidad de la combustión. Este comportamiento se observó con mayor intensidad en el modo de operación A2000 donde ensayos con presiones superiores a 600 bar no fueron posibles debido a la alta tasa de ciclos de fallo de encendido.

Con respecto a las emisiones gaseosas, la Figura 5.4 muestra las emisiones específicas de UHC, CO y NO<sub>x</sub> para los diferentes valores de IP. En la Figura 5.4 (a)-(c) se observa un aumento en la emisión de UHC al

incrementar IP, tendencia que puede estar relacionada con un aumento del combustible que se aloja en regiones relativamente frías, como las cercanas a la pared del cilindro. Adicionalmente, la reducción en la reactividad de la mezcla que ocurre en estas condiciones (disminución de  $P_{max}$ , Figura 5.2 (a.1)-(c.1)) puede facilitar la extinción de la llama en estas zonas.



**Figura 5.4.** Efecto de la variación de IP sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC.

Por otro lado, como fue descrito previamente en el Capítulo 3, la concentración de CO aumenta principalmente cuando ocurre un proceso de oxidación incompleto de este compuesto a  $CO_2$ , a lo que se le atribuye dos factores: temperaturas más bajas en la cámara de combustión y falta de oxígeno en la zona de reacción. Por lo tanto, el aumento de la emisión de CO observado en la Figura 5.4 (a.1)-(c.1) en los tres modos de operación puede estar relacionado con la reducción en las temperaturas de combustión

que provoca el incremento de IP, la disminución de  $P_{\max}$  y  $dp/d\alpha_{\max}$  en la Figura 5.2 (a.1)-(c.1) pueden justificar estas temperaturas más bajas.

La formación térmica de NO<sub>x</sub> se produce por la reacción entre nitrógeno y oxígeno durante el proceso de combustión a altas temperaturas. Esta reacción tiene lugar por encima de 1300 K en zonas localmente más ricas y aumenta exponencialmente con el aumento de temperatura. Por lo tanto, al contrario del comportamiento de las emisiones de UHC y CO que aumentan por la reducción de la temperatura de combustión que proporciona el aumento de IP, la emisión de NO<sub>x</sub> disminuye en estas condiciones, como se muestra en la Figura 5.2 (a.2)-(c.2) en los tres modos de operación.

Antes de comenzar con el análisis de la emisión de PM, es interesante abordar algunas consideraciones importantes previamente descritas en el Capítulo 3, relacionadas con el proceso de formación de partículas y la estructura de la distribución de tamaño - PSD.

La PSD generalmente muestra una estructura bimodal (moda de nucleación y moda de acumulación). La moda de nucleación está constituida por partículas con diámetros inferiores a los 30 nm, y su composición de puede ser muy heterogénea, gran parte de trabajos de investigación muestran que la mayoría de estas partículas están formados por condensados volátiles o semivolátiles - SOF, aunque en algunos estudios también se han encontrado pequeños núcleos sólidos de carbono.

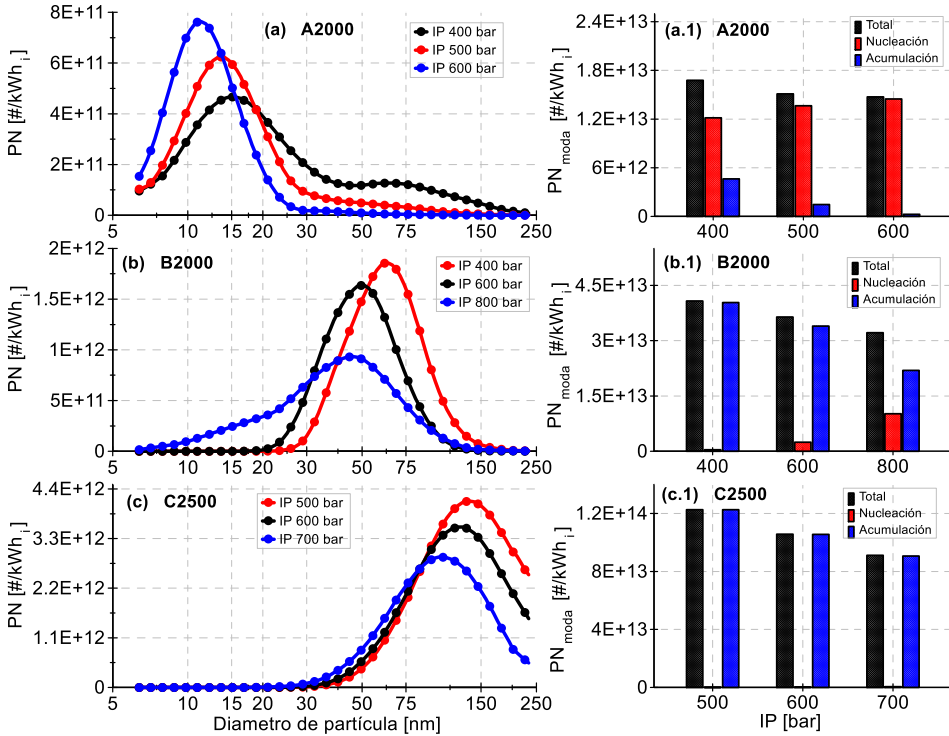
La moda de acumulación incluye partículas sólidas con diámetros que van desde los 30 nm a 1  $\mu\text{m}$ , las cuales están formadas por aglomerados de hollín que pueden contener condensados volátiles en su superficie. En su proceso de formación se pueden destacar cuatro fenómenos: nucleación, crecimiento superficial, coagulación y oxidación. El proceso de nucleación ocurre en condiciones ricas de la mezcla y a elevadas temperaturas, tanto en combustión premezclada como difusiva. Este fenómeno da lugar a una gran cantidad de pequeñas partículas primarias carbonosas con un diámetro inferior a los 2 nm y con una insignificante masa de hollín. A continuación, el crecimiento superficial es el fenómeno que predomina, las superficies reactivas calientes de las pequeñas partículas nucleadas atraen hidrocarburos en fase gaseosa, generalmente acetilenos y PAH, provocando un incremento significativo de la masa de las partículas. La coagulación es el mecanismo que ocurre en la fase final, y se caracteriza por la colisión de los núcleos, fusionándose entre sí, dando lugar a aglomerados de hollín en forma de cadena, provocando un aumento



considerable en el tamaño de las partículas y una reducción en el número de total de partículas. El fenómeno de oxidación reduce la concentración total de partículas, al convertir las partículas sólidas o parte de ellas en gases, como el CO y CO<sub>2</sub>. Las reacciones de este proceso generalmente ocurren a elevadas temperaturas y dependen en gran medida de la presencia del principal agente oxidante (oxígeno) en la composición local de la mezcla. La oxidación de las partículas es un proceso que compite con el de formación, y como resultado de estos dos fenómenos contrapuestos se obtiene la tasa neta de formación de partículas.

Continuando con el análisis de los resultados, la disminución de IP reduce el proceso de englobamiento de aire en el chorro de combustible e incrementa la reactividad de la carga provocando un avance del inicio y la fase de la combustión (avance de CA10 y CA50, Figura 5.2 (a)-(c)). Esto proporciona una importante reducción del  $T_{mezcla}$ , como se ilustra en la Figura 5.2 (a.2)-(c.2). Además, también aumentan los valores de  $P_{max}$  (Figura 5.2 (a.1)-(c.1)) y consecuentemente las temperaturas del proceso de combustión. Antes esta situación, y considerando que la primera etapa del proceso de formación de partículas se produce en zonas ricas de la mezcla y a elevadas temperaturas, es posible afirmar que la reducción de IP facilita el proceso de formación de partículas primarias o precursores de hollín. Comportamiento que justifica el incremento en la emisión total de partículas para los tres modos de operación que muestra la Figura 5.5 (a.1)-(c.1).

Por otro lado, el aumento de las temperaturas de combustión que proporciona la disminución de los valores de IP podría aumentar el proceso de oxidación de partículas, típicamente como ocurre en un proceso de combustión por difusión. Sin embargo, en los concepto premezclados LTC, el proceso de oxidación de partículas es mayoritariamente beneficiado por la mayor concentración de oxígeno en las zonas de reacción [11]–[13]. Por lo tanto, en este concepto PPC, la disminución del  $T_{mezcla}$  puede disminuir el proceso de oxidación de las partículas, ya que se reduce la presencia de oxígeno en zonas locales de la mezcla.



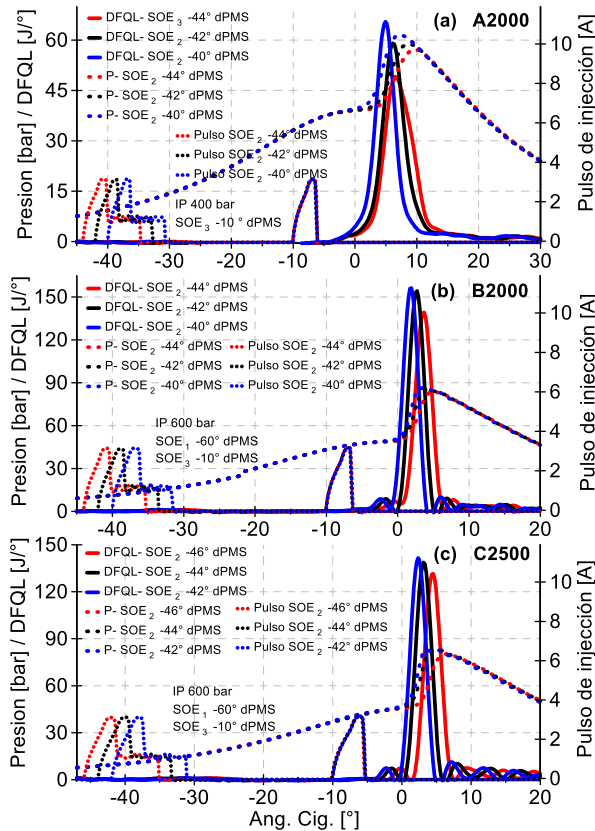
**Figura 5.5.** Efecto de la variación de IP sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC.

En los tres modos de operación, se observa cómo las PSD se desplazan hacia tamaños mayores con la disminución de IP, incrementando la concentración de partículas de la moda de acumulación (Figura 5.5 (a)-(c)). Con una mayor concentración de pequeñas partículas primarias los fenómenos de crecimiento superficial y coagulación se intensifican [14], [15], y como resultado aumenta el número y el tamaño de las partículas.

Finalmente, en el modo de operación A2000 la concentración de partículas estuvo dominada por la moda de nucleación, incrementando sus valores con la disminución de IP. Conducta que puede estar relacionada con la reducción de la concentración de partículas sólidas (moda de acumulación). Bajo estas condiciones, se reduce el proceso de adsorción de condensados volátiles que tiene lugar en la superficie de estas partícula carbonosa [16], [17].

### 5.3.2 Efectos del inicio de la segunda inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes

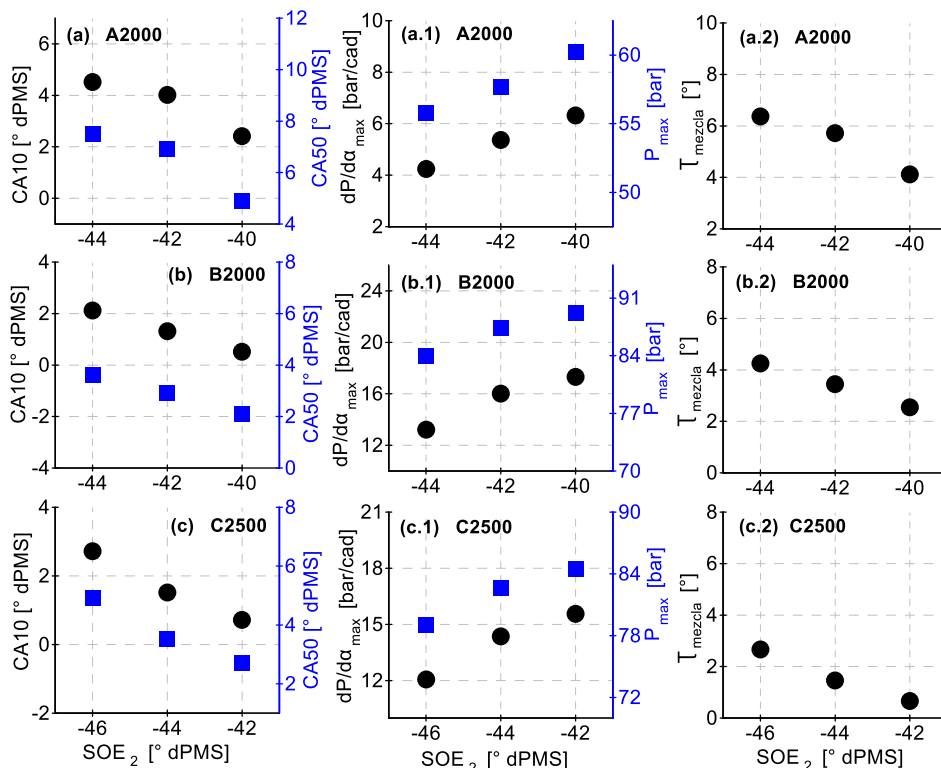
El efecto que proporciona el avance del ángulo de inicio del pulso de la segunda inyección -  $SOE_2$  sobre el proceso de combustión PPC es similar al aumento de la IP, como se ilustra en la Figura 5.6.



**Figura 5.6.** Efecto de la variación de  $SOE_2$  sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC.

A medida que avanza el  $SOE_2$  en la carrera de compresión, aumenta la distancia entre el pistón y el PMS en el momento de la inyección, por lo que, el suministro de combustible ocurre en condiciones cada vez menos densas (menor presión y temperatura). Esto disminuye la reactividad de la mezcla, retrasando la fase de la combustión durante la carrera de expansión donde las temperaturas son menores. Comportamiento que se puede

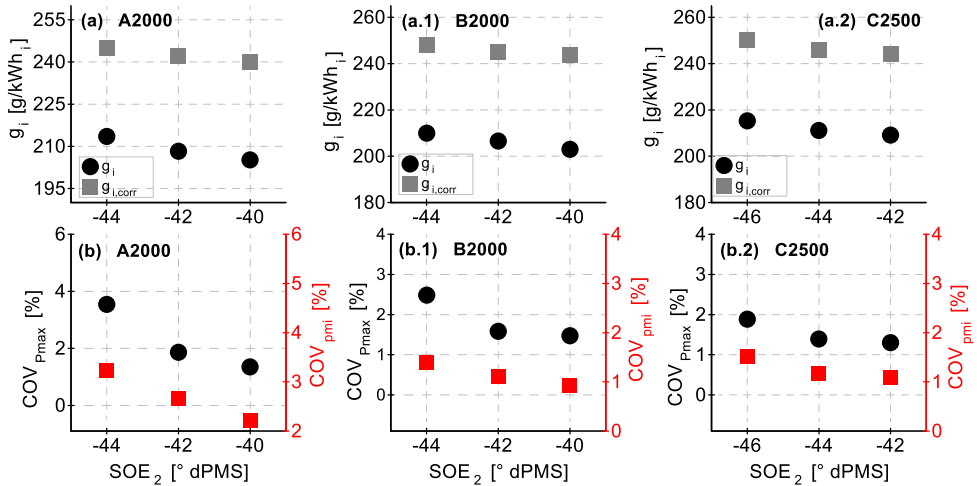
confirmar con los retrasos de CA10, CA50 y la disminución de  $P_{max}$  y  $dp/d\alpha_{max}$  en la Figura 5.7 (a)-(c.1) en los tres modos de operación. De la misma forma, el retraso del SOC aumenta el  $T_{mezcla}$  del combustible inyectado en la tercera inyección (Figura 5.7 (a.2)-(c.2)).



**Figura 5.7.** Efecto de la variación del SOE<sub>2</sub> sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{max}$ ,  $dp/d\alpha_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

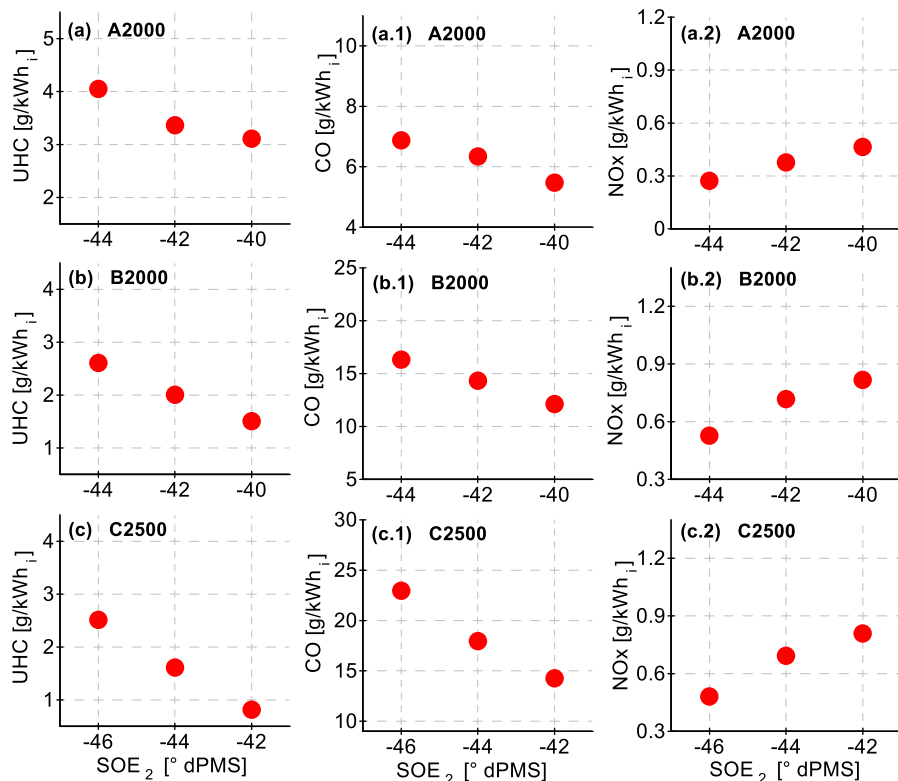
Adicionalmente, y teniendo en cuenta la forma cónica del chorro de combustible, el aumento de la distancia entre la cabeza del pistón y la boquilla del inyector en el momento de la inyección puede proporcionar un incremento en la fracción de combustible que es direccionado fuera del *bowI*, hacia zonas frías de la cámara de combustión cercanas a las paredes del cilindro, donde la turbulencia es menos intensa y contribuye poco al proceso de mezcla. Esto puede provocar el surgimiento de una película de combustible que se deposita en la superficie del pistón adyacente al *bowI* y en las paredes del cilindro, impactando negativamente en el rendimiento del

motor, como se puede observar en la Figura 5.8, con los mayores valores de  $g_i$  y  $g_{i,corr}$  a medida que avanza el  $SOE_2$  en los tres modos de operación. A pesar de que en esta tesis no se llevó a cabo ninguna investigación para cuantificar el combustible atrapado en estas regiones frías de la cámara, las investigaciones en CFD realizados por Benajes *et al.* [2], [7], en este mismo motor en condiciones de combustión PPC pueden demostrar este fenómeno.



**Figura 5.8.** Efecto de la variación del  $SOE_2$  sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $COV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

Este aumento en el porcentaje del combustible atrapado en zonas frías del cilindro, así como la reducción en la temperatura de combustión que provoca el avance del  $SOE_2$  (Figura 5.7 (a.1)-(c.1)), pueden ser los principales responsables por el aumento de la emisión de UHC, como se muestra en la Figura 5.9 (a)-(c). También hubo un incremento en la emisión de CO y una reducción en la emisión de NOx con el avance del  $SOE_2$  en los tres modos de operación (Figura 5.9 (a.1)-(c.2)). En ambos casos, este comportamiento está relacionada con la reducción de la temperatura de combustión, la cual limita los procesos de oxidación del CO y de formación del NOx.

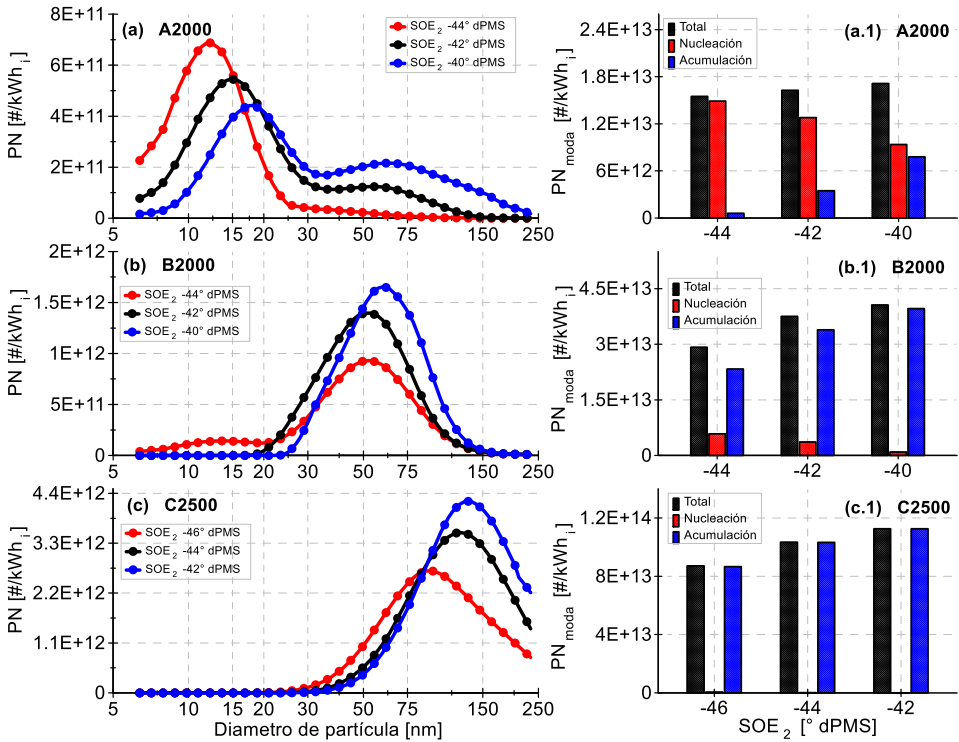


**Figura 5.9.** Efecto de la variación del  $SOE_2$  sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y  $NO_x$ ) en los tres modos de operación del concepto PPC.

Con respecto a la emisión numérica de partículas, en la Figura 5.10 se observa un desplazamiento de las PSD hacia tamaños mayores, proporcionando un aumento de las emisiones de partículas totales y de la moda de acumulación, en los tres modos de operación. Comportamiento que confirma la estrecha relación que existe entre la formación de partículas sólidas y el tiempo de mezcla. El avance del  $SOE_2$  reduce considerablemente el  $T_{mezcla}$  del combustible inyectado en la última inyección (Figura 5.7 (a.2)-(c.2)), lo cual incrementa la estratificación de la mezcla y consecuentemente se intensifican los procesos de formación y crecimiento de partículas de hollín. Tendencia similar fue observada anteriormente con la reducción de IP.

Es importante resaltar, como con el avance del  $SOE_2$  y el aumento de IP es posible romper con el típico *trade-off*  $NO_x$ -PM en la combustión PPC de gasolina. Con ambas estrategias de inyección se logra reducir las

temperaturas de combustión y disminuir la formación de  $\text{NO}_x$ , mientras que también se incrementa el tiempo de mezcla reduciendo la formación de partículas de hollín.

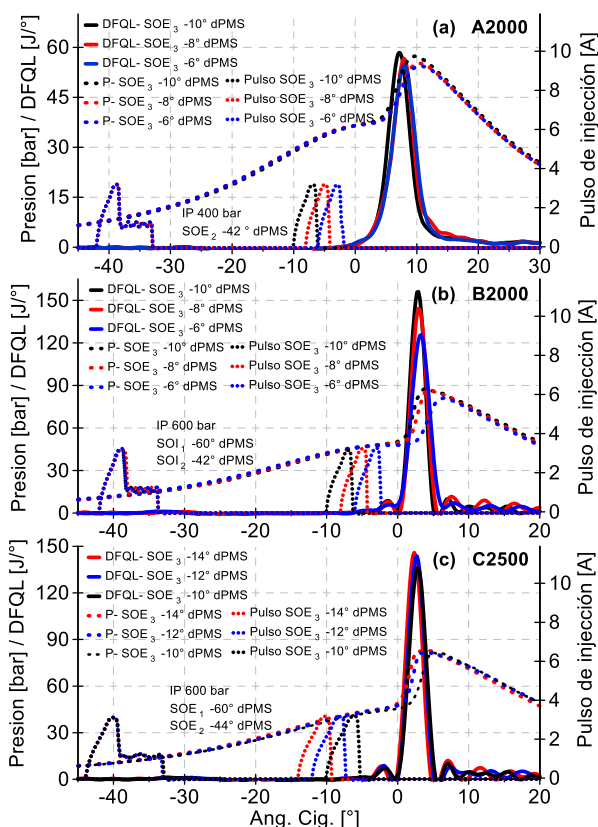


**Figura 5.10.** Efecto de la variación del  $\text{SOE}_2$  sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC.

Finalmente, en el modo de operación A2000 se observaron elevadas concentraciones de partículas de la moda de nucleación y de emisión de UHC, reduciéndose ambos contaminantes con el retraso del  $\text{SOE}_2$ . Estos comportamientos respaldan la hipótesis de que la interacción entre chorro de combustible y las zonas frías de la cámara de combustión además de ser una fuente de emisión UHC, también provoca valores significativos de partículas de SOF [18], [19].

### 5.3.3 Efectos del inicio de la tercera inyección sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes

El efecto del ángulo de inicio del pulso de la tercera inyección -  $SOE_3$  sobre la combustión, como muestran las curvas DFQL y presión en cámara, se muestran en la Figura 5.11 en los tres modos de operación. El retraso del  $SOE_3$  no afecta el inicio ni la fase de la combustión, pero genera una ligera reducción en la temperatura de combustión. En este caso, la disminución del tiempo de mezcla del combustible suministrado en esta última inyección reduce ligeramente la reactividad de la mezcla global, como se puede observar con la disminución de los picos máximo de las curvas de presión.

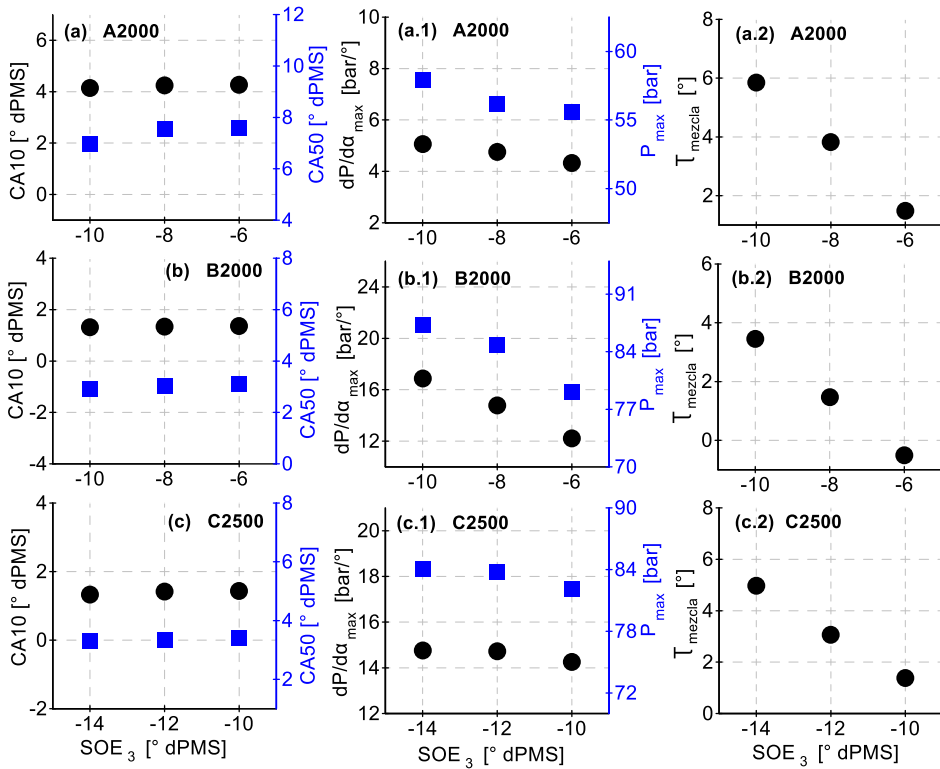


**Figura 5.11.** Efecto de la variación de  $SOE_3$  sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC de gasolina.

En la Figura 5.12 (a)-(c.1) se puede observar claramente, como con el retraso del  $SOE_3$  los valores de CA10 y CA50 se mantienen relativamente

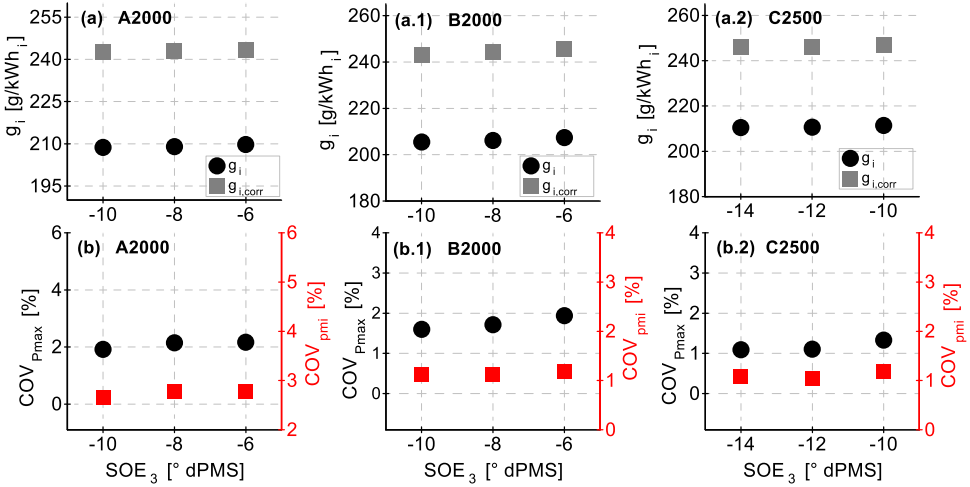


constantes, mientras que hay una pequeña disminución de los valores de  $P_{max}$  y  $dp/da_{max}$ , donde en el modo de operación B2000 se alcanzan las mayores diferencias. Por otro lado, el  $T_{mezcla}$  disminuye considerablemente en los tres modos de operación con el retraso del  $SOE_3$  (Figura 5.12 (a.2)-(c.2)).



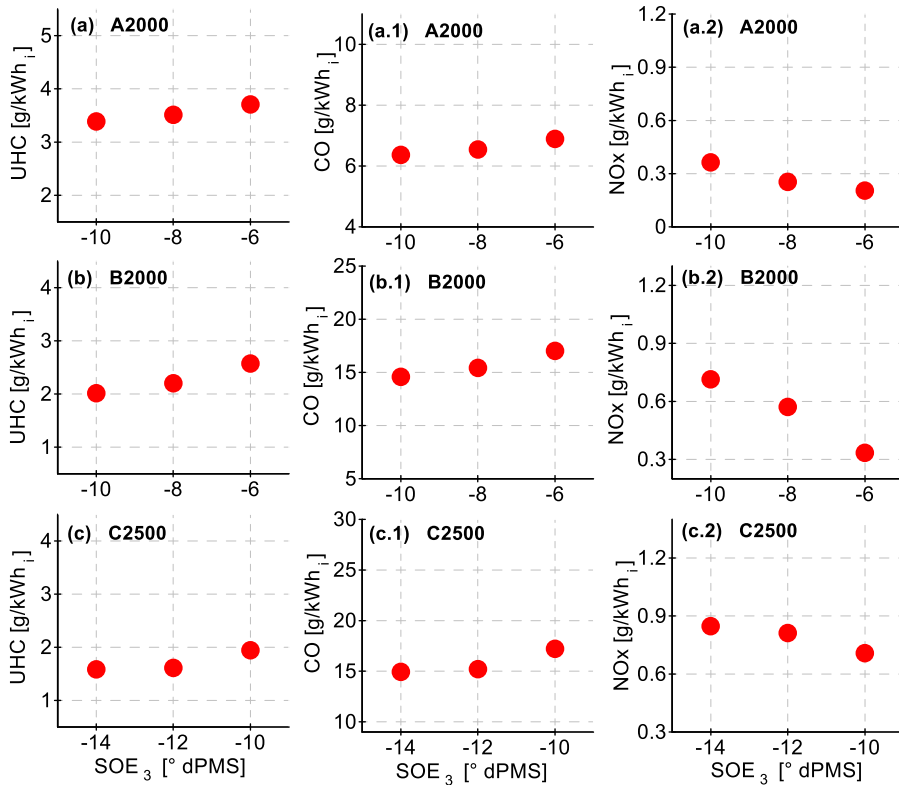
**Figura 5.12.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre el inicio y fase de la combustión ( $CA_{10}$  y  $CA_{50}$ ),  $P_{max}$ ,  $dp/da_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

Adicionalmente, los valores de  $COV_{IMEP}$  y  $COV_{Pmax}$  no muestran variaciones significativas con la variación del  $SOE_3$  (Figura 5.13), demostrando el reducido impacto que tiene este parámetro de inyección sobre el desarrollo de la combustión PPC.



**Figura 5.13.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $CoV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

En la Figura 5.14 se ilustra el comportamiento de las emisiones gaseosas en los tres modos de operación, la emisión de UHC no mostró variaciones importantes con la variación del  $SOE_3$ , este evento de inyección ocurre cerca del PMS, por lo que la inyección de combustible ocurre completamente dentro del *bowI*, evitando un incremento de la fracción de combustible que se aloja en las zonas frías de la cámara de combustión. Solo se observó un pequeño aumento de las emisiones de UHC y CO y una disminución de la emisión de NOx con el retraso del  $SOE_3$ , lo cual pueden estar relacionada con la disminución de la temperatura de combustión que ocurre en estas condiciones (Figura 5.12 (a.1)-(c.1)).



**Figura 5.14.** Efecto de la variación del  $SOE_3$  sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC.

Contrariamente de lo que sucede en las emisiones de los compuestos gaseosos, las distribuciones de tamaño de partículas muestran marcadas diferencias con el retraso del  $SOE_3$  (Figura 5.15). En los tres modos de operación, este evento de inyección provocó un desplazamiento de las PSD hacia tamaños mayores incrementando significativamente la concentración de partículas de la moda de acumulación y disminuyendo la concentración de la moda de nucleación, comportamiento relacionado con la importante reducción del  $T_{mezcla}$  que ocurre en estas condiciones.

Como dato interesante, con el retraso del  $SOE_3$  en el modo de operación A2000 se observaron las mayores variaciones del  $T_{mezcla}$  entre los parámetros de inyección en estudio (Figura 5.12 (a.2)), lo cual, proporcionó un significativo desplazamiento de las PSD, pasando de una distribución dominada por la moda de nucleación a una distribución mayoritariamente compuesta por la moda de acumulación (Figura 5.15 (a)). Comportamiento

bien diferente a las variaciones paramétricas del SOE<sub>2</sub> y IP donde las PSD estuvieron en la zona de la moda de nucleación en este modo de operación.

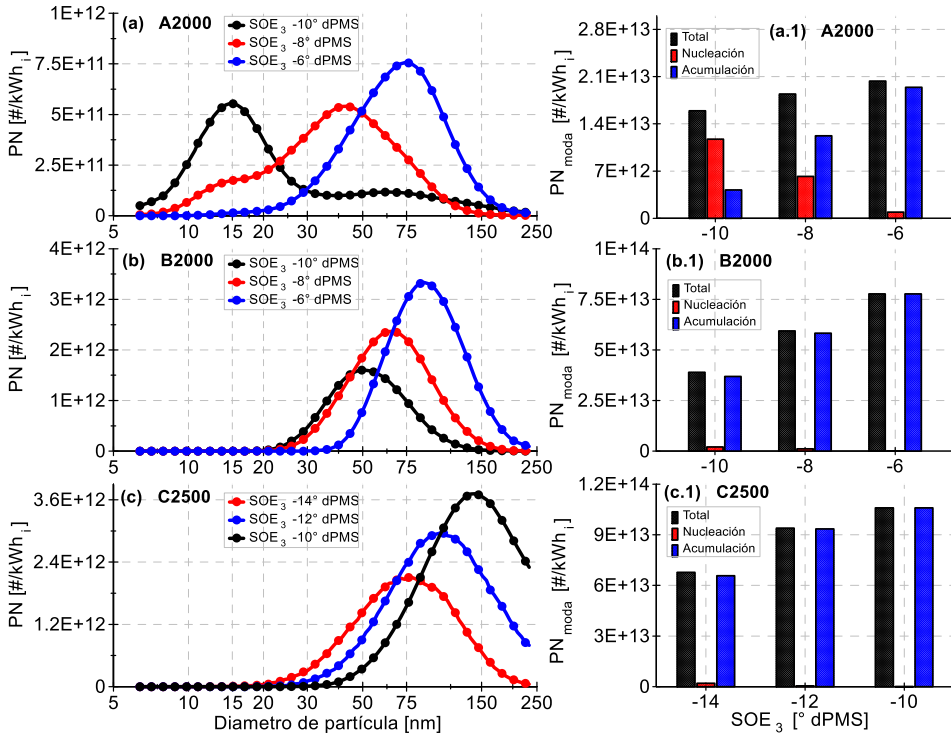


Figura 5.15. Efecto de la variación de SOE<sub>3</sub> sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC.

Para concluir el análisis de este evento de inyección, en la Figuras 5.14 y 5.15 se puede observar como con el retraso del SOE<sub>3</sub>, la emisión de NO<sub>x</sub> disminuye mientras que la emisión de partículas aumenta, retomando el trade-off NO<sub>x</sub>-PM del modo CDC. Por lo tanto, un adecuado ajuste del inicio de inyección de esta última inyección de combustible es indispensable para obtener los beneficios del concepto PPC de gasolina.

### 5.4 Influencia de los parámetros del proceso de renovación de la carga

Como se describió previamente en la sección 4.2.1, el MEC-ID de 2T en estudio proporciona una gran flexibilidad en los ajustes de los parámetros

del proceso de renovación de la carga, lo cual permite un mayor control sobre la fracción de gases quemados que queda atrapada en la cámara de combustión - IGR, viabilizando cambiar efectivamente la evolución de la temperatura del gas en el cilindro en un rango mucho más amplio en comparación con los MEC de 4T.

Los efectos del IGR son contradictorios, ya que reduce la concentración de oxígeno de manera similar al EGR, pero también aumenta la temperatura durante la carrera de compresión, incrementando la reactividad de la mezcla [20]. Por ejemplo, para lograr reducir la emisión de NO<sub>x</sub> es necesario disminuir la concentración de O<sub>2</sub> mediante el incremento de la tasa de EGR, lo cual afecta el rendimiento del proceso de combustión. Por lo tanto, para mantener una estabilidad en el desarrollo de la combustión, mientras se disminuye la concentración de oxígeno es necesario aumentar la temperatura del gas en el cilindro a lo largo de la carrera de compresión y asegurar el autoencendido de una carga menos reactiva, lo cual se puede lograr con un incremento en la fracción de IGR, que intrínsecamente son gases con elevadas temperaturas. Por lo tanto, el ciclo 2T dispone de un gran potencial para ajustar las condiciones termoquímicas de la carga en el cilindro (composición y temperatura del gas) y, en consecuencia, controlar el ambiente donde se desarrolla la combustión. Acción clave para controlar el proceso de combustión y los niveles finales de emisiones en los conceptos premezclados LTC, incluso a bajas cargas de operación, donde el autoencendido del combustible con alto índice de octano es crítico [21], [22].

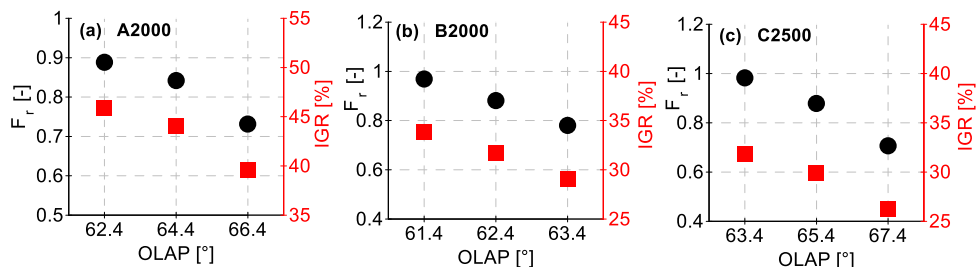
No obstante, investigaciones previas realizadas en condiciones CDC, mostraron cómo el ciclo 2T exhibe de manera inherente una menor eficiencia en el proceso de renovación de la carga, en comparación con el tradicional ciclo 4T [2], [23]. Esta característica del MEC de 2T se da principalmente por una combinación de factores, entre los que se encuentran: las altas tasas de EGR, el diferencial positivo de presión entre admisión y escape -  $\Delta P$ , la larga duración del cruce de válvula - OLAP que se necesita para eliminar los gases quemados, y la proximidad entre las válvulas de admisión y escape. Los cuales hacen que sea difícil equilibrar la carga del aire de admisión y el barrido de los gases quemados en el cilindro, con las pérdidas por cortocircuito.

Por lo tanto, es recomendable realizar una dedicada optimización de los parámetros que definen las condiciones del proceso de gestión del aire, para aprovechar al máximo el potencial de la arquitectura de 2T en el concepto PPC de gasolina. En este ámbito, en esta sección se analiza el

impacto que tiene la tasa de EGR y el periodo de cruce de válvulas - OLAP sobre el proceso de renovación de la carga, la combustión PPC y las emisiones contaminantes (UHC, CO, NO<sub>x</sub> y PN), además de un análisis de la distribución de tamaño de partículas.

### 5.4.1 Efectos de la duración del cruce de válvula sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes

El análisis de los resultados se inicia con el impacto que ejerce la variación de OLAP sobre dos importantes parámetros que permiten evaluar el proceso de renovación de la carga, el dosado relativo -  $F_r$  y el IGR. El modelo de cálculo del IGR se describió en la sección 4.4.2. La Figura 5.16 ilustra cómo el aumento de OLAP proporciona una disminución en los valores del  $F_r$  y del IGR en los tres modos de operación. En estas condiciones, aumenta la masa entregada (aire fresco + EGR), y aunque las pérdidas por cortocircuito son inevitablemente mayores, la masa total atrapada en el cilindro aumenta y, por lo tanto, el  $F_r$  disminuye. Adicionalmente, la reducción del IGR confirma el incremento en la eficiencia del proceso de barrido cuando OLAP aumenta.

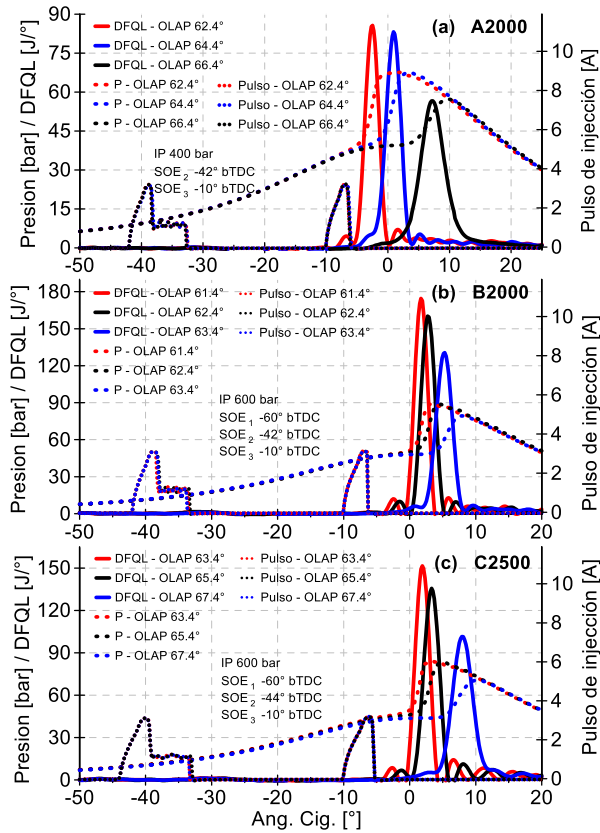


**Figura 5.16.** Efecto de la variación de OLAP sobre el  $F_r$  y el IGR en los tres modos de operación del concepto PPC.

Por otro lado, en la Figura 5.16 también se puede observar una significativa reducción de los valores de IGR al pasar del modo de operación A2000 al C2500. En este caso, a medida que aumenta la carga de operación, incrementa la tendencia a la aparición de *knocking*, por lo que se hace necesario disminuir el IGR, y con esto, se reducen las temperaturas del ambiente donde se desarrolla la combustión PPC.

En el concepto PPC de gasolina y específicamente en este, el cual se desarrolla en el ciclo 2T. El aumento de OLAP reduce la reactividad de la mezcla, y consecuentemente, retrasa el inicio y la fase de la combustión

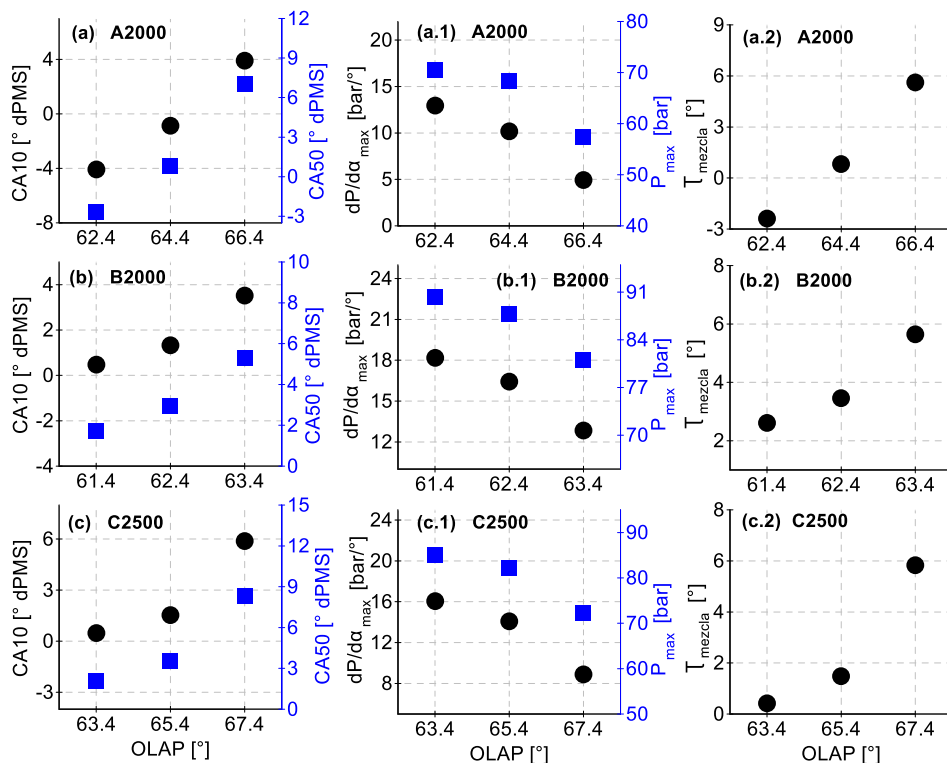
durante la carrera de expansión, disminuyendo los picos máximos de la DFQL y la presión en cámara, como se muestra en la Figura 5.17, en los tres modos de operación. Comportamiento que se puede explicar por el incremento de la densidad en el cilindro (mayor concentración de oxígeno) y la reducción de las temperaturas del ambiente donde se desarrolla la combustión, menores valores de  $F_r$  y IGR respectivamente.



**Figura 5.17.** Efecto de la variación de OLAP sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC.

En la Figura 5.18 se puede constatar el significativo impacto del incremento de OLAP sobre la combustión PPC, hay una reducción importante de los valores de  $P_{max}$  y  $dp/d\alpha_{max}$ , así como un significativo retraso del CA10 y CA50, lo cual incrementa significativamente el  $T_{mezcla}$ , en los tres modos de operación. Como se puede observar en el modo de operación A2000 (Figura 5.18 (a.2)), para el menor valor de OLAP se obtuvo un valor

negativo del  $T_{mezcla}$ . Indicando un periodo de coincidencia entre la inyección de combustible y el desarrollo del proceso de combustión.



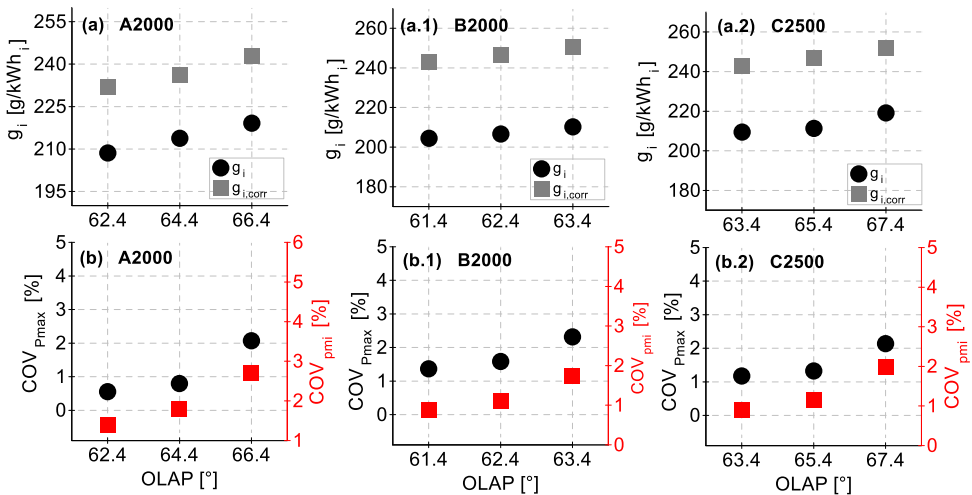
**Figura 5.18.** Efecto de la variación de OLAP sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{max}$ ,  $dp/d\alpha_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

En términos de rendimiento del motor y de combustión, en la Figura 5.19 (a)-(a.2) se observa un ligero aumento del  $g_i$  y  $g_{i,corr}$  con el incremento de OLAP, para los tres modos de operación. Los resultados pueden explicarse por el significativo retraso en el autoencendido de la carga, como se muestra en la Figura 5.18 (a)-(c) a través de los valores de CA10 y CA50. Debido a una fase de combustión cada vez más retrasada, la relación de expansión efectiva en el motor se reduce, penalizando el consumo indicado de combustible, no obstante, este deterioro no superó el 3,5%.

En el caso de la variación paramétrica de los parámetros de inyección, como la IP y el  $SOE_2$ , donde las alteraciones en el proceso de combustión son menores, el consumo indicado de combustible varía en rangos similares

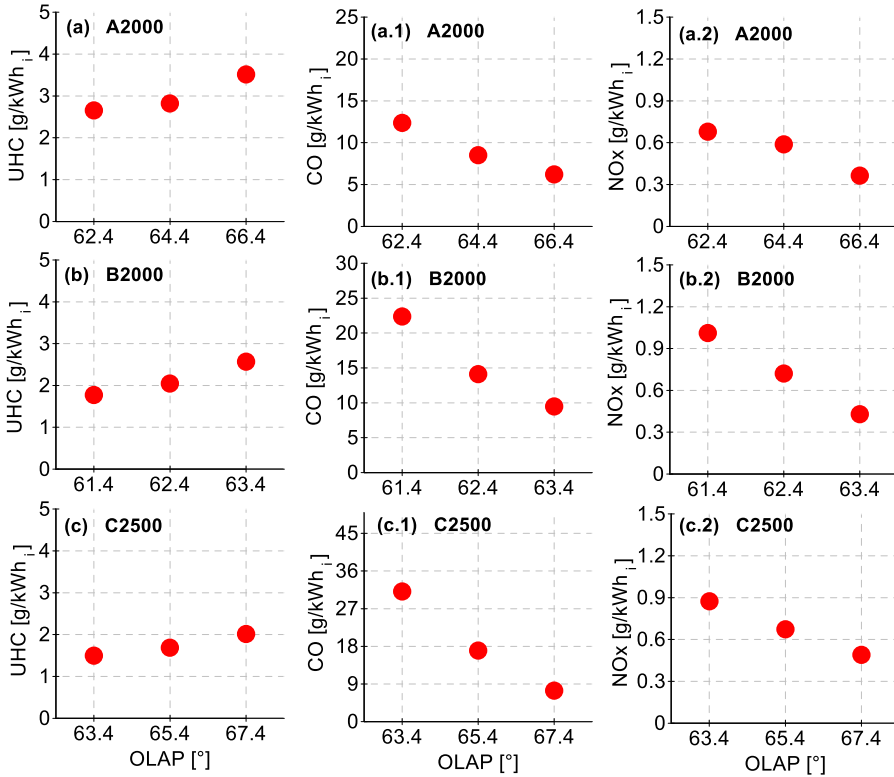


a los provocado por el OLAP. Lo cual permite concluir, que además de la reducción en la relación de expansión que provocan todos estos parámetros. El aumento de la fracción de combustible que se aloja en zonas frías del cámara, provocado por el aumento de IP y el avance del SOE<sub>2</sub>, es un factor adicional con un importante impacto en el  $g_i$ .



**Figura 5.19.** Efecto de la variación de OLAP sobre los consumos indicados de combustible ( $g_i$  y  $g_{i,corr}$ ) y los coeficientes de variación  $COV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

Un comportamiento similar, se puede observar en la emisión de UHC con el aumento de OLAP (Figura 5.20 (a)-(c)), que si se compara con el provocado por el SOE<sub>2</sub> (Figura 5.9 (a)-(c)), la variación provocada por el OLAP fue menor. En este caso, el deterioro en el proceso de combustión que ocurre con el incremento de OLAP puede ser el responsable del aumento de la emisión de este contaminante.



**Figura 5.20.** Efecto de la variación de OLAP sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC.

En la Figura 5.20 (a.2)-(c.2) se puede observar como la emisión de NOx disminuye con el incremento de OLAP, en los tres modos de operación. Efecto relacionado con la reducción en la temperatura de combustión (Figura 5.18 (a.1)-(c.1)) debido a la menor reactividad de la mezcla. Por otro lado, y a pesar de que el proceso de oxidación del CO es más eficiente a altas temperaturas, el aumento de OLAP también provoca una mayor concentración de oxígeno en la mezcla (menores valores de Fr, Figura 5.16), lo cual también es un elemento clave para la oxidación de este contaminante. Por lo tanto, en estas condiciones, la reducción de la emisión de CO se debe al exceso de O<sub>2</sub> en la mezcla que proporciona el aumento de OLAP.

Para concluir esta sección, en la Figura 5.21 se muestra el comportamiento de las PSD y la emisión de partículas, en los tres modos de operación. Las PSD cambian sustancialmente hacia tamaños más grandes

con la disminución de OLAP. Tendencia que puede estar vinculada con la reducción del tiempo de mezcla del combustible que se inyecta en la tercera inyección (menores valores del  $T_{mezcla}$ , Figura 5.18 (a.2)-(c.2)). De esta manera, en el proceso de combustión, la llama parcialmente premezclada se propaga por zonas cada vez más ricas, lo cual provoca un significativo aumento de la formación de precursores de partículas de hollín y consecuentemente, una intensificación de los fenómenos de crecimiento superficial y de coagulación.

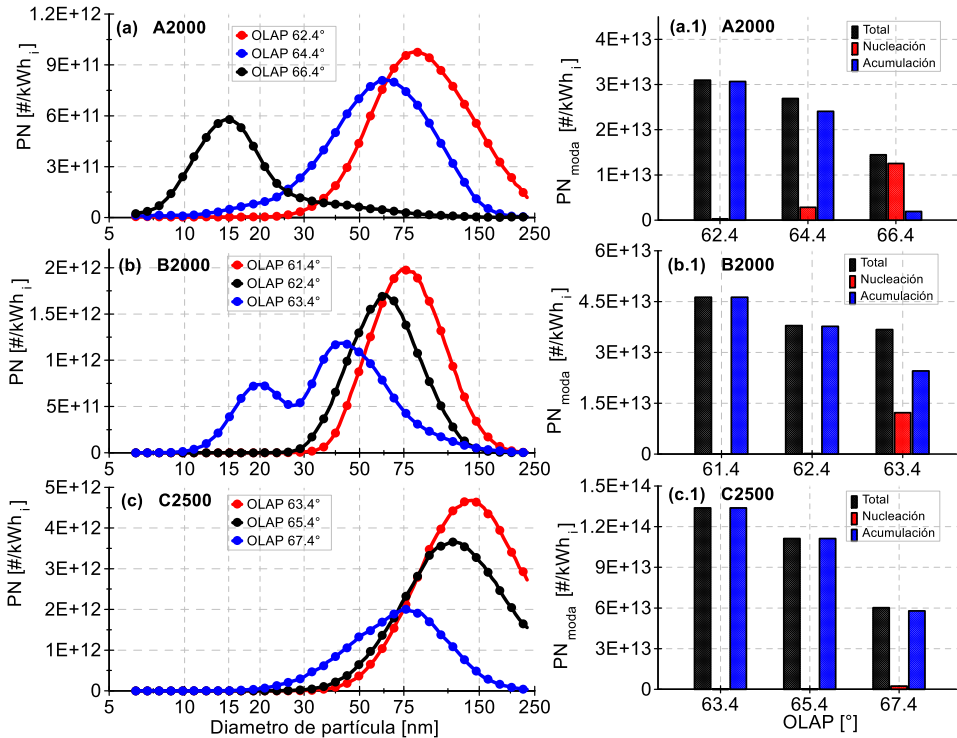


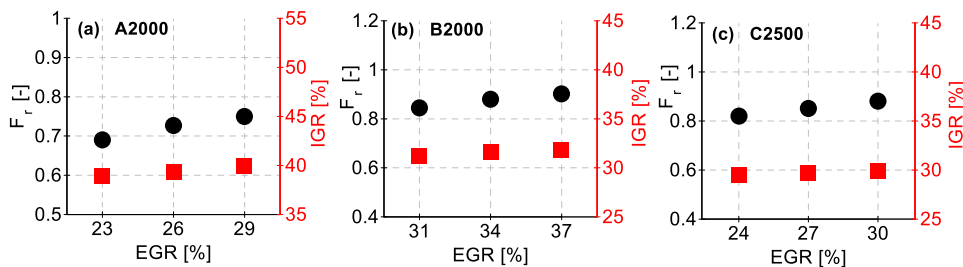
Figura 5.21. Efecto de la variación de OLAP sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC

Además, en los modos de operación A2000 y B2000, aumentan las partículas de la moda de acumulación y disminuye la concentración de partículas de la moda de nucleación, confirmando la hipótesis de, que las partículas de hollín aumentan su tamaño a través de la absorción de condensados volátiles.

## 5.4.2 Efectos de la tasa de EGR sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes

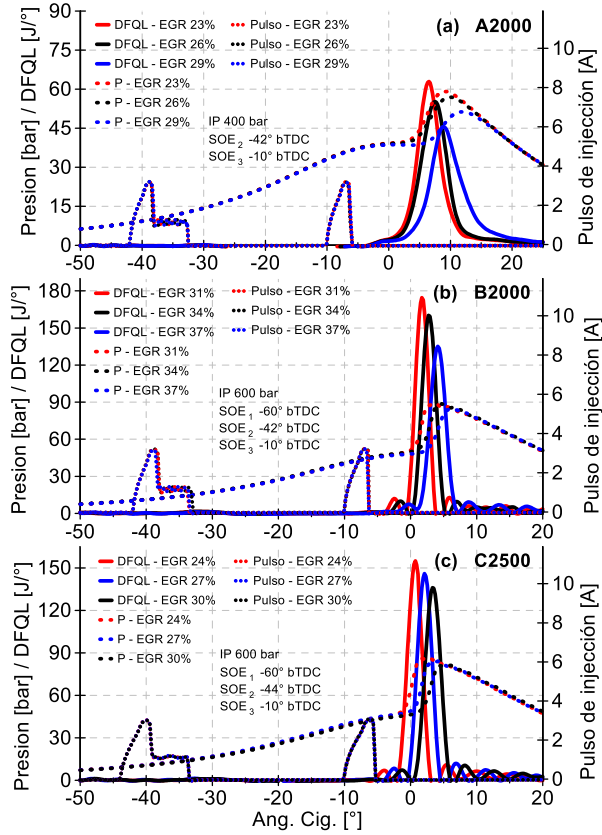
A pesar de que en el MEC-ID de 2T en estudio, parámetros como el  $\Delta P$  y el OLAP permiten aumentar el proceso de captura del aire de admisión y disminuir la fracción de IGR, viabilizando una carga menos reactiva, que implica en menores temperaturas de combustión, y consecuentemente una reducción de los mecanismos de formación térmica de NOx. La tasa de EGR continúa siendo un factor determinante para la combustión PPC, para llegar a los reducidos valores de emisión de NOx que se desean alcanzar.

En la Figura 5.22 se muestra cómo la reducción en la concentración de oxígeno por el aumento de la tasa de EGR, afecta la relación aire-combustible, aumentando ligeramente el  $F_r$  mientras que el IGR permanece relativamente constante, en los tres modos de operación.



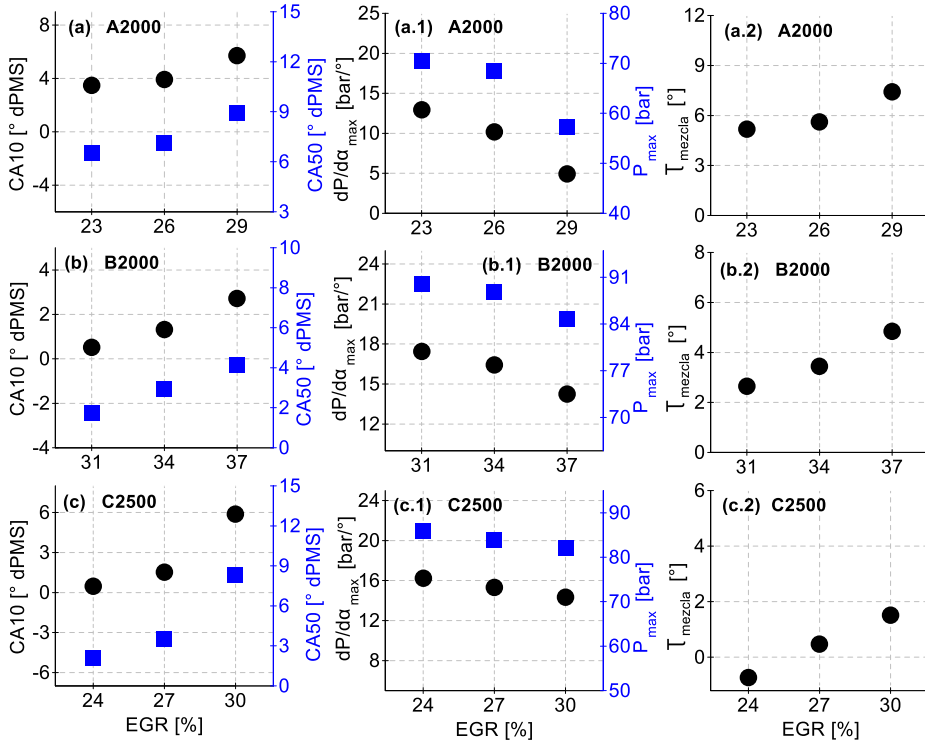
**Figura 5.22.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el  $F_r$  y el IGR en los tres modos de operación del concepto PPC.

Anteriormente se detectó que el aumento del  $F_r$  y del IGR provocado por la disminución del OLAP proporciona un incremento en la reactividad de la mezcla. Sin embargo, el ligero aumento en la riqueza de la mezcla que provoca los mayores valores de EGR no tienen un impacto en el proceso de combustión PPC, en este caso, la masa total atrapada cada vez menos reactiva es la responsable del retraso de la combustión y la reducción en los picos máximos de las curvas de DFQL y de presión en el cilindro, como se muestra en la Figura 5.23.

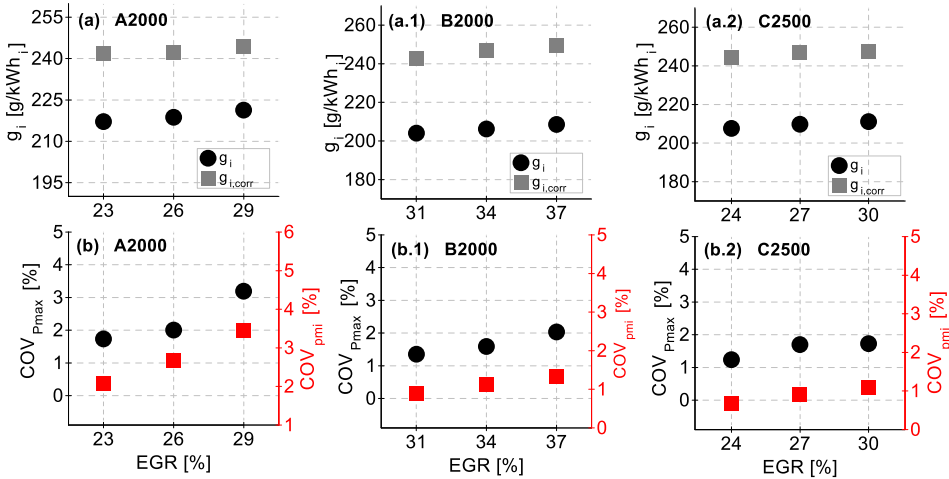


**Figura 5.23.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los tres modos de operación del concepto PPC de gasolina.

La Figura 5.24 muestran como el aumento de la tasa de EGR retrasa el CA10 y CA50, y se reduce la  $P_{max}$ , en los tres modos de operación. Es importante tener en cuenta que las diferencias fueron generalmente más bajas que las proporcionadas por el OLAP, lo cual debe estar relacionado con la reducida variación de la tasa de EGR en cada modo de operación (solo 3%). Este menor impacto en el proceso de combustión se confirma con las pequeñas variaciones del  $COV_{pmi}$  y  $COV_{Pmax}$  en las Figura 5.25.

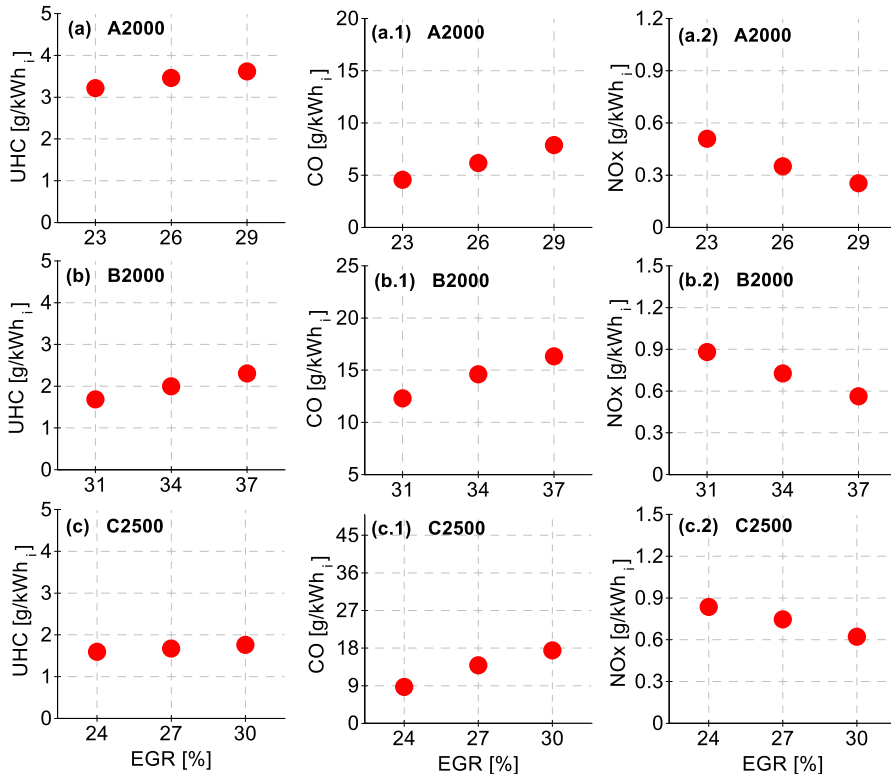


**Figura 5.24.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50),  $P_{max}$ ,  $dp/d\alpha_{max}$  y  $T_{mezcla}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.



**Figura 5.25.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el  $g_i$ ,  $g_{i,corr}$ ,  $COV_{Pmax}$  y  $COV_{pmi}$  en los tres modos de operación del concepto PPC.

El impacto de la tasa de EGR sobre las emisiones de los compuestos gaseosos se muestra en la Figura 5.26. En los tres modos de operación se observa un ligero incremento de las emisiones de UHC y CO con el aumento de la tasa de EGR, tendencia que puede estar relacionada por la disminución de las temperaturas de combustión, que a su vez, son las responsables del aumento de la emisión de NOx.



**Figura 5.26.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx) en los tres modos de operación del concepto PPC.

El comportamiento de la PSD y la emisión numérica de partículas, en la Figura 5.27, muestra la estrecha relación que existe entre el tiempo de mezcla y el proceso de formación de partículas. En los tres modos de operación se observa que, el incremento de la tasa de EGR, provoca un mayor  $T_{mezcla}$  (Figura 5.24 (a.2)-(c.2)) y reduce la emisión de partículas. En el caso de los modos A2000 y B2000 es notable la reducción de la moda de

acumulación y el incremento de la concentración de partículas de la moda de nucleación.

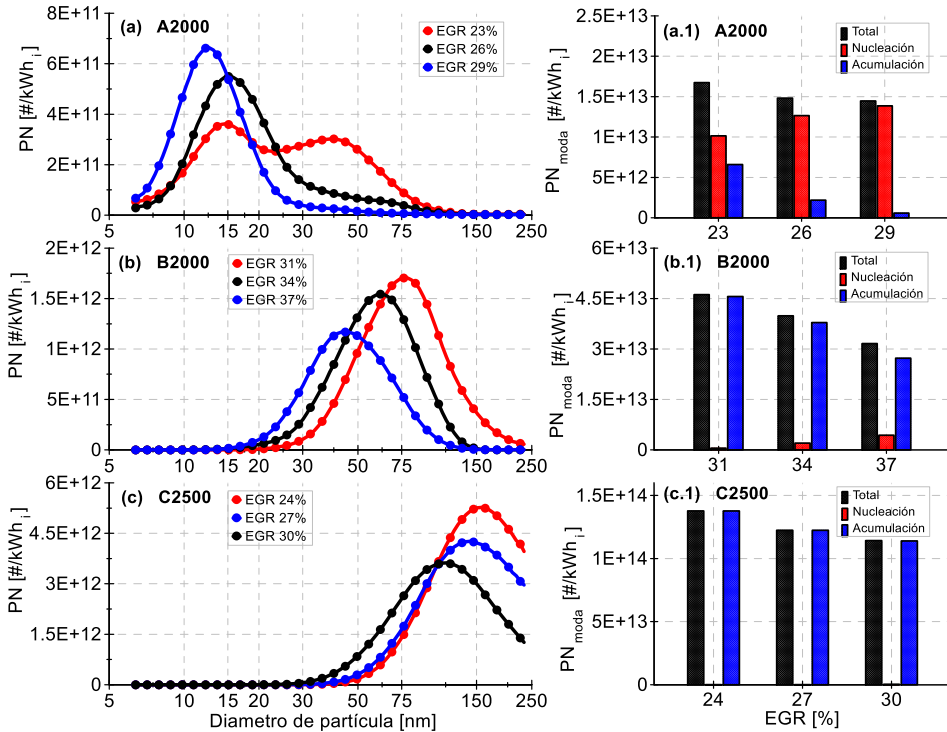


Figura 5.27. Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los tres modos de operación del concepto PPC

### 5.5 Influencia del régimen de giro y la carga sobre la combustión PPC y las emisiones contaminantes

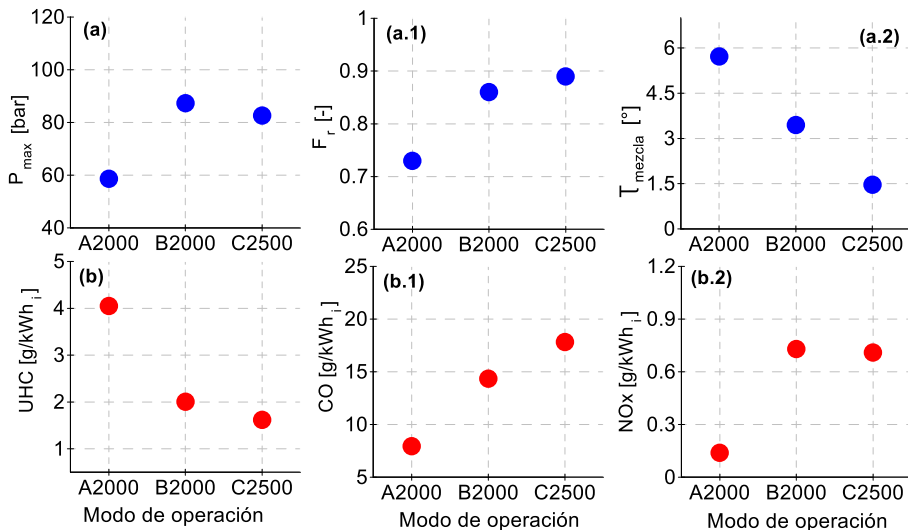
En esta sección se analiza como el régimen de giro y la carga en el motor pueden afectar el proceso de combustión PPC y consecuentemente, las emisiones de los compuestos gaseosos y la distribución de tamaño de partículas. Para esto se realiza un análisis comparativo entre los puntos nominales de cada modo de operación.

En la Figura 5.28 (a)-(a.2) se ilustra la  $P_{\text{max}}$ , el  $\text{Fr}$  y el  $T_{\text{mezcla}}$  en cada modo de operación. En el modo A2000 (2000 rpm y 3,5 bar de pmi) la  $P_{\text{max}}$



alcanza el menor valor entre los modos, lo cual incide en la emisión más baja de NOx, en comparación con los otros modos. También se observa el nivel más alto de emisión de UHC, y coincidentemente, una distribución de tamaño de partículas dominada por la moda de nucleación (Figura 5.29), mostrando la estrecha relación que tienen las partículas de esta moda con los hidrocarburos sin quemar. El nivel de emisión de CO también fue el más bajo, efecto que puede estar relacionado con la mayor pobreza de la mezcla de este modo de operación (menor valor de  $F_r$ ).

Cuando aumenta la carga a 5,5 bar (modo de operación B2000), se incrementa la masa de combustible que se inyecta, provocando un aumento en los valores de  $F_r$  y  $P_{max}$ , y consecuentemente aumentan las emisiones de CO y NOx (Figura 5.28 (b.1)-(b.2)). En el modo de operación B2000, también se observa una importante reducción del tiempo de mezcla, resultado en un desplazamiento de las PSD hacia tamaños mayores, incrementando la concentración de partículas de la moda de acumulación. El  $T_{mezcla}$  se reduce aún más cuando aumenta el régimen de giro a 2500 rpm (modo de operación C2500) incrementado considerablemente la emisión numérica de partículas (Figura 5.29). En este último modo de operación se alcanza el menor valor de emisión de UHC, y la emisión de NOx disminuye ligeramente, casi en la misma proporción que se reduce la  $P_{max}$  con relación al modo B2000.



**Figura 5.28.** Efecto de los modos de operación sobre la  $P_{max}$ ,  $F_r$ ,  $T_{mezcla}$  y las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en el concepto PPC.

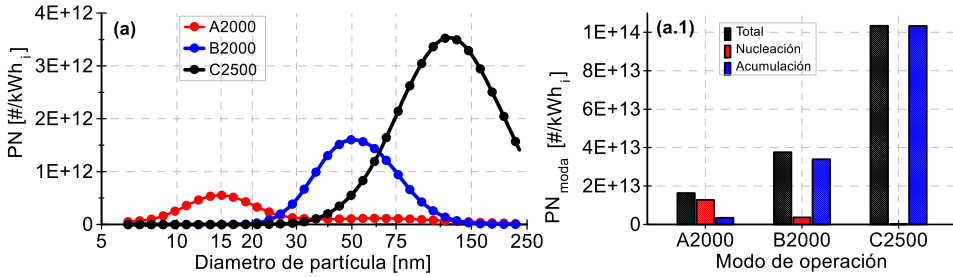


Figura 5.29. Efecto de los modos de operación sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en el concepto PPC

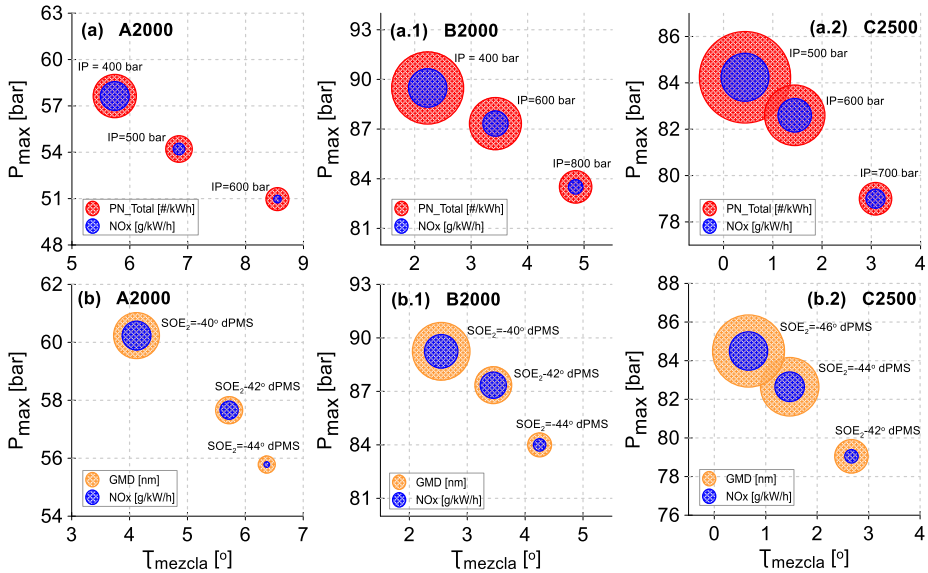
### 5.6 Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes

A partir de las variaciones paramétricas realizadas, tanto en los parámetros del sistema de inyección como en el de renovación de la carga, se identificaron, cuáles son las variables de los procesos de mezcla y combustión que efectivamente modifican los niveles de emisiones de cada uno de los compuestos contaminantes, en el concepto PPC de gasolina. Esto permitirá definir estrategias direccionadas a estos parámetros para conseguir una reducción de un determinado contaminante o llegar a un punto donde se logre la mejor compensación entre ellos.

Del análisis anterior, es posible concluir, que a través de parámetros del sistema de inyección y/o del proceso de renovación de la carga, que permitan simultáneamente aumentar el tiempo de mezcla y disminuir la temperatura de combustión, se puede modificar el típico *trade-off* NOx-PM, y reducir ambos contaminantes simultáneamente.

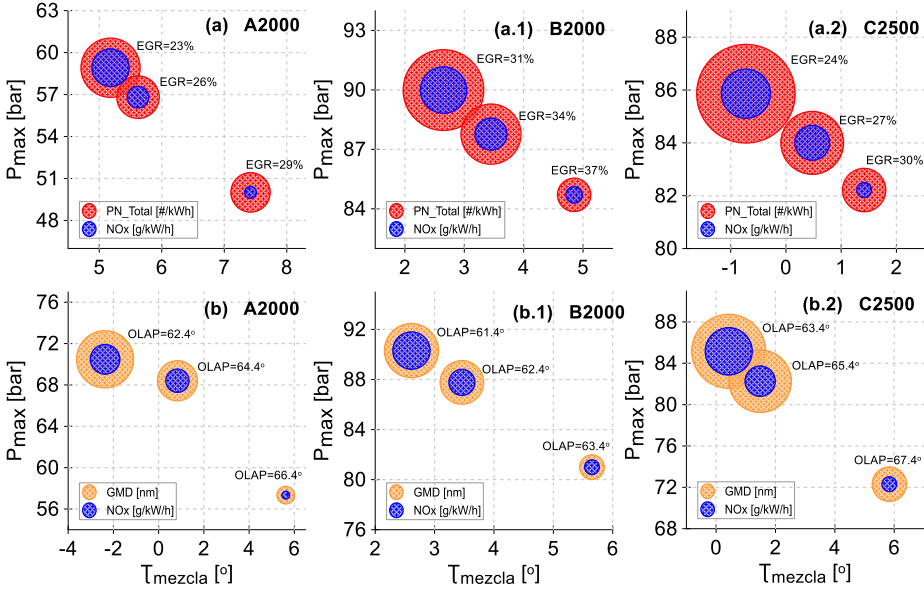
En la Figura 5.30 (a)-(a.2) se ilustra como el incremento de IP aumenta el  $T_{mezcla}$  y al mismo tiempo reducen la  $P_{max}$ , indicando una disminución de la temperatura de combustión. Comportamiento, que proporciona una disminución simultanea de las emisiones de NOx y de partículas. Los tamaños de los diámetros de las circunferencias en la figura representan el nivel de emisión del compuesto contaminante, es decir, mientras menor sea el diámetro de la circunferencia menor es el valor de emisión del contaminante. La Figura 5.30 (b)-(b.2) muestra el mismo comportamiento, pero en este caso, los resultados están relacionados con el avance del

SOE<sub>2</sub>, aquí se puede observar cómo además de la reducción de la emisión de NOx también hay una disminución del diámetro medio de las partículas – GMD. Mostrando que en estas condiciones, también se reduce considerablemente el tamaño de estas partículas.



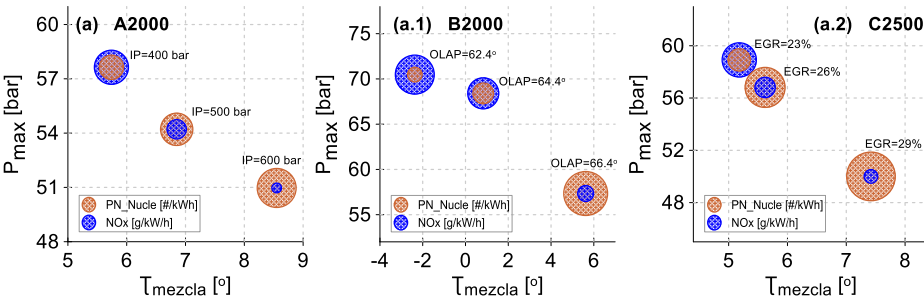
**Figura 5.30.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación de IP y SOE<sub>2</sub>, en el concepto PPC.

Como se puede observar en la Figura 5.31, estrategias en el proceso de renovación de la carga, como la disminución del EGR y el aumento de OLAP muestran el mismo efecto sobre el tiempo de mezcla y la temperatura de combustión y consecuentemente la misma tendencia sobre las emisiones de partículas y NOx.



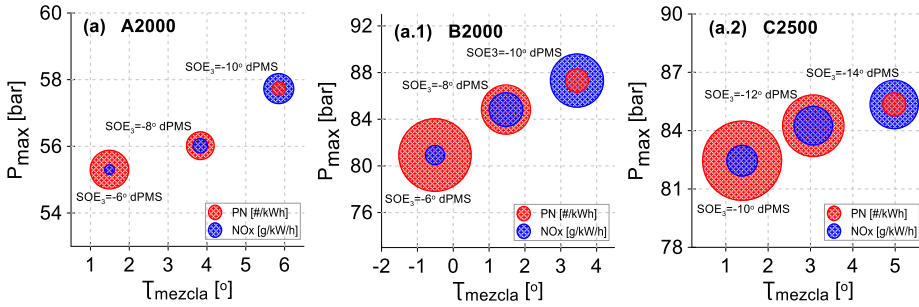
**Figura 5.31.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del OLAP y EGR, en el concepto PPC.

Por otro lado, a baja carga de operación, estas estrategias de inyección y de renovación de la carga influyen negativamente sobre las partículas de SOF (moda de nucleación). Es decir, el aumento del tiempo de mezcla en estas condiciones de operación provoca un aumento en la concentración de partículas más pequeñas, como se muestra en la Figura 5.32. No obstante, en general las concentraciones de estas partículas fueron bien menores en comparación con las concentraciones totales de partículas.



**Figura 5.32.** Efecto de la  $P_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx y la concentración de partículas de la moda de nucleación, durante la variación del IP, OLAP y EGR, en modo de operación A2000.

La estrecha relación entre el tiempo de mezcla y el proceso de formación de partículas de hollín se muestra en la Figura 5.33. En este caso el retraso del SOE<sub>3</sub> reduce la P<sub>max</sub> en la cámara de combustión, pero también disminuye el  $\tau_{mezcla}$ , y consecuentemente no se puede romper con el *trade-off* NOx-PM.



**Figura 5.33.** Efecto de la P<sub>max</sub> y el  $\tau_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx y la concentración total de partículas, durante la variación del SOE<sub>3</sub>, en el concepto PPC.

En la combustión PPC, los efectos positivos que tiene la reducción de la temperatura de combustión sobre la emisión de NOx, impacta negativamente sobre las emisiones de UHC y CO. También se verificó que el dosado relativo de la mezcla tiene un importante efecto sobre sobre estos compuestos. En la Figura 5.34 se observa como estrategias del sistema de inyección como el aumento de IP y el retraso del SOE<sub>2</sub> que no influyen en el F<sub>r</sub>, incrementan las emisiones de UHC y CO. Esto se debe a la reducción en la temperatura de combustión que ocurre en estas condiciones, como lo muestran los menores valores de P<sub>max</sub>.

No obstante, en el caso del aumento de OLAP, el cual permite disminuir significativamente el F<sub>r</sub>, los menores valores de P<sub>max</sub> que se alcanzan en estas condiciones no tiene un efecto importante en el proceso de formación de CO. Por el contrario, la mayor concentración de oxígeno que se logra con esta estrategia favorece el proceso de oxidación del CO, disminuyendo el nivel final de emisión de este contaminante. En la Figura 5.35 se muestra este comportamiento. Como dato interesante, con este parámetro del proceso de renovación de la carga se pueden reducir las emisiones de NOx, de partículas y de CO simultáneamente.

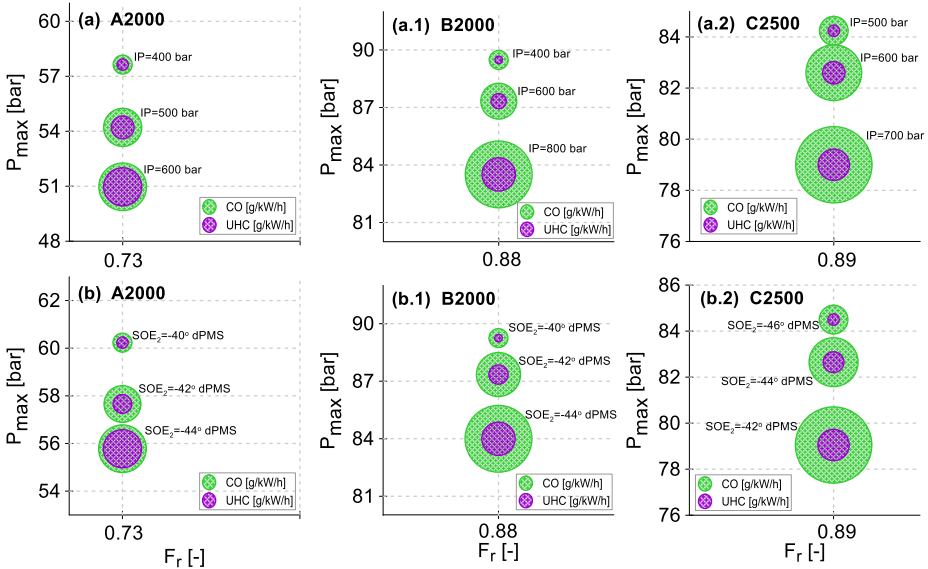


Figura 5.34. Efecto de la P<sub>max</sub> y el F<sub>r</sub> sobre las emisiones de CO y UHC, durante la variación del IP Y SOE<sub>2</sub>, en el concepto PPC.

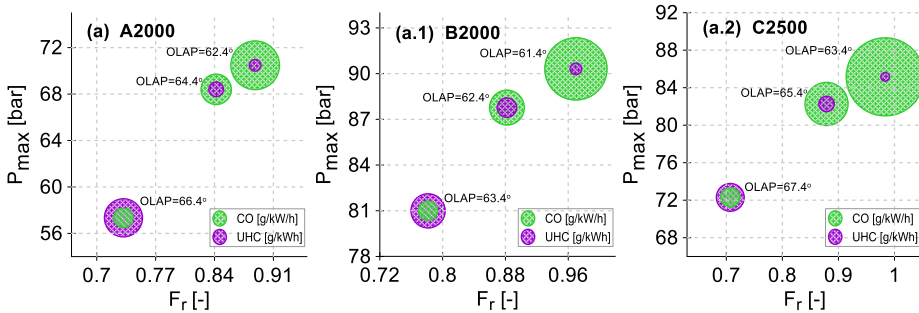


Figura 5.35. Efecto de la P<sub>max</sub> y el F<sub>r</sub> sobre las emisiones de CO y UHC, durante la variación del OLAP, en el concepto PPC.

## 5.7 Conclusiones del Capítulo 5

En este capítulo se mostraron los resultados obtenidos a partir de las variaciones de parámetros que afectan el proceso de inyección y de renovación de la carga en un MEC-ID de 2T durante su operación en el concepto de combustión PPC de gasolina. Se escogieron tres modos de operación a baja y media carga de operación y con régimen de giros diferentes. En cada modo de operación se analizaron las variaciones de la

presión de inyección y de los tiempos de inyección de la segunda y tercera inyección de combustible sobre el proceso de mezcla y la combustión PPC, y su consecuente impacto sobre las emisiones contaminantes gaseosos y la distribución de tamaño y concentración numérica de partículas. Con relación a los parámetros de renovación de la carga se realizó el mismo estudio, pero con las variaciones del cruce de válvula - OLAP y la tasa de EGR.

El aumento de IP y el avance del  $SOE_2$  provocaron una reducción de la reactividad de mezcla, retrasando la fase de la combustión y aumentando el tiempo disponible para la preparación de la mezcla. Condiciones que proporcionaron una disminución de las zonas localmente ricas en combustible y una reducción de la temperatura de combustión. Viabilizando la reducción simultánea de las emisiones de partículas y  $NO_x$ , mientras que las emisiones de CO y UHC aumentaron. En el caso del  $SOE_3$ , el retraso de este evento no tuvo impacto importante sobre el inicio y la fase de la combustión, y solo se observó una ligera reducción de la temperatura de combustión. Por lo que, con la variación de este parámetro no se pudo evitar el *trade-off*  $NO_x$ -PM.

El aumento de OLAP proporcionó un incremento de la concentración de oxígeno en la mezcla y una reducción de la fracción de gases quemados que queda atrapada del ciclo anterior. Factores que provocaron un ambiente menos reactivo en la cámara, retrasando el inicio y la fase de la combustión en la carrera de expansión, donde se alcanzan menores temperaturas de combustión. En estas condiciones disminuyeron las emisiones de CO, de  $NO_x$  y de partículas, mientras que la emisión de UHC se mantuvo constante. Tendencia similar, mostró el aumento de la tasa de EGR sobre el proceso de combustión y las emisiones de contaminantes.

En términos de distribución de tamaño de partículas y emisiones de los compuestos gaseosos, se observaron diferencias importantes en función del modo de operación. A baja carga de operación, se alcanzaron los menores niveles de emisiones de  $NO_x$  y de partículas, pero con una PSD dominada por la moda de nucleación. En estas condiciones de operación también se observó la emisión más alta de UHC. A medida que aumenta la carga, se incrementa la cantidad de combustible inyectado, aumentando las zonas ricas en la mezcla y las temperaturas de combustión. Provocando un aumento en las emisiones de  $NO_x$  y de partículas, y una disminución en las emisiones de CO y UHC. Además, la PSD se desplazó hacia la moda de acumulación disminuyendo la concentración de partículas de la moda de nucleación. Adicionalmente, este último comportamiento en la PSD y las emisiones contaminantes se intensifica al incrementar el régimen de giro.

Finalmente, las variaciones paramétricas realizadas mostraron importantes alteraciones en las emisiones de los diferentes contaminantes analizados. No obstante, el impacto sobre el consumo indicado de combustible fue muy reducido. Lo cual permite concluir que para alcanzar los beneficios del concepto de combustión PPC es indispensable un adecuado ajuste los parámetros de inyección y de renovación de la carga.

## 5.8 Bibliografía del Capítulo 5

- [1] D. De Lima Moradell, “Analysis of combustion concepts in a poppet valve two-stroke downsized compression ignition engine designed for passenger car applications,” Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [2] J. Benajes *et al.*, “Analysis of the combustion process, pollutant emissions and efficiency of an innovative 2-stroke HSDI engine designed for automotive applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 181–193, 2013.
- [3] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and P. Tribotté, “Analysis of combustion concepts in a newly designed two-stroke high-speed direct injection compression ignition engine,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 16, no. 1, pp. 52–67, 2015.
- [4] J. Benajes, S. Molina, R. Novella, and D. De Lima, “Implementation of the Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with gasoline,” *Appl. Energy*, vol. 122, pp. 94–111, 2014.
- [5] M. C. Sellnau, J. Sinnamon, K. Hoyer, and H. Husted, “Full-Time Gasoline Direct-Injection Compression Ignition (GDCl) for High Efficiency and Low NOx and PM,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 300–314, 2012.
- [6] M. Kaiadi, B. Johansson, M. Lundgren, and J. A. Gaynor, “Experimental investigation on different injection strategies for ethanol Partially Premixed Combustion,” in *SAE Technical Paper 2013-01-0281*, 2013, vol. 2.
- [7] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and P. Tribotte, “Investigation on Multiple Injection Strategies for Gasoline PPC Operation in a Newly Designed 2-Stroke HSDI Compression Ignition Engine,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 2, pp. 758–774, 2015.



- [8] B. Das Adhikary, R. Reitz, and S. Ciatti, "Study of in-cylinder combustion and multi-cylinder light duty compression ignition engine performance using different RON fuels at light load conditions," in *SAE Technical Paper 2013-01-0900*, 2013.
- [9] A. Jain, A. P. Singh, and A. K. Agarwal, "Effect of fuel injection parameters on combustion stability and emissions of a mineral diesel fueled partially premixed charge compression ignition (PCCI) engine," *Appl. Energy*, vol. 190, pp. 658–669, 2017.
- [10] J. J. López, J. M. García-Oliver, A. García, and V. Domenech, "Gasoline effects on spray characteristics, mixing and auto-ignition processes in a CI engine under Partially Premixed Combustion conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, no. 1, pp. 996–1006, 2014.
- [11] Y. Jung and C. Bae, "Immaturity of soot particles in exhaust gas for low temperature diesel combustion in a direct injection compression ignition engine," *Fuel*, vol. 161, pp. 312–322, 2015.
- [12] Y. Jung, D. Qi, and C. Bae, "Assessment of soot particles in an exhaust gas for low temperature diesel combustion with high EGR in a heavy duty compression ignition engine," in *SAE Technical Paper 2013-01-2572*, 2013.
- [13] F. Payri, J. Benajes, R. Novella, and C. Kolodziej, "Effect of Intake Oxygen Concentration on Particle Size Distribution Measurements from Diesel Low Temperature Combustion," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 1888–1902, 2011.
- [14] L. A. Sgro, P. Sementa, B. M. Vaglieco, G. Rusciano, A. D'Anna, and P. Minutolo, "Investigating the origin of nuclei particles in GDI engine exhausts," *Combust. Flame*, vol. 159, no. 4, pp. 1687–1692, 2012.
- [15] M. R. Saxena and R. K. Maurya, "Effect of premixing ratio, injection timing and compression ratio on nano particle emissions from dual fuel non-road compression ignition engine fueled with gasoline/methanol (port injection) and diesel (direct injection)," *Fuel*, vol. 203, pp. 894–914, 2017.
- [16] M. Zhang, W. Hong, F. Xie, Y. Su, H. Liu, and S. Zhou, "Combustion, performance and particulate matter emissions analysis of operating parameters on a GDI engine by traditional experimental investigation and Taguchi method," *Energy Convers. Manag.*, vol. 164, pp. 344–352, 2018.

- [17] Z. H. Zhang and R. Balasubramanian, "Effects of oxygenated fuel blends on carbonaceous particulate composition and particle size distributions from a stationary diesel engine," *Fuel*, vol. 141, pp. 1–8, 2015.
- [18] P. Price, R. Stone, T. Collier, and M. Davies, "Particulate Matter and hydrocarbon emissions measurements: Comparing first and second generation DISI with PFI in single cylinder optical engines," in *SAE Technical Paper 2006-01-1263*, 2006.
- [19] P. Price, B. Twiney, R. Stone, K. Kar, and H. Walmsley, "Particulate and hydrocarbon emissions from a spray guided direct injection spark ignition engine with oxygenate fuel blends," in *SAE Technical Paper 2007-01-0472*, 2007.
- [20] A. Iijima, K. Yoshida, and H. Shoji, "A comparative study of HCCI and ATAC combustion characteristics based on experimentation and simulations influence of the fuel octane number and internal EGR on combustion," in *SAE Technical Paper 2005-01-3732*, 2005.
- [21] Y. Zhang and H. Zhao, "Investigation of combustion, performance and emission characteristics of 2-stroke and 4-stroke spark ignition and CAI/HCCI operations in a DI gasoline," *Appl. Energy*, vol. 130, pp. 244–255, 2014.
- [22] Y. Zhang, H. Zhao, M. Ojapah, and A. Cairns, "CAI combustion of gasoline and its mixture with ethanol in a 2-stroke poppet valve DI gasoline engine," *Fuel*, vol. 109, pp. 661–668, 2013.
- [23] J. Benajes, J. Martin, R. Novella, and D. De Lima, "Analysis of the load effect on the partially premixed combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with conventional gasoline," in *SAE Technical Paper 2014-01-1291*, 2014.

# Capítulo 6

## Influencia de diferentes estrategias de preparación de la mezcla sobre el modo de operación DMDF y sus emisiones

### Contenido

---

6.1	Introducción .....	172
6.2	Definición del estudio paramétrico .....	173
6.3	Influencia del inicio de la segunda inyección diésel sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes.....	176
6.4	Influencia de la tasa de EGR sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes.....	184
6.5	Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes..	191
6.6	Análisis comparativo entre los modos DMDF y CDC en términos de combustión y de emisiones contaminantes .....	195
6.7	Análisis comparativos entre las estrategias PPC, DMDF y CDC en términos de distribución de tamaño de partículas .....	199
6.8	Conclusiones del Capítulo 6 .....	200
6.9	Bibliografía del Capítulo 6.....	202

## 6.1 Introducción

Como fue expuesto anteriormente en el Capítulo 2, el concepto RCCI se ha destacado entre las estrategias de combustión LTC. No obstante, todavía existen algunos problemas que limitan el rango de operación de esta estrategia de combustión, tales como: los elevados índices de emisiones de UHC y CO y el significativo incremento del consumo de combustible a baja carga de operación, así como el excesivo aumento de la tasa de presión a alta carga de operación. Por lo tanto, y con el objetivo de utilizar los beneficios de la combustión dual-fuel, se desarrolló el modo de operación *Dual-Mode Dual-Fuel* - DMDF. Los primeros resultados obtenidos a partir de la implementación del modo DMDF en un MEC-ID se pueden consultar en el trabajo de Benajes *et al.* [1] y en la tesis doctoral de Vicente Boronat [2].

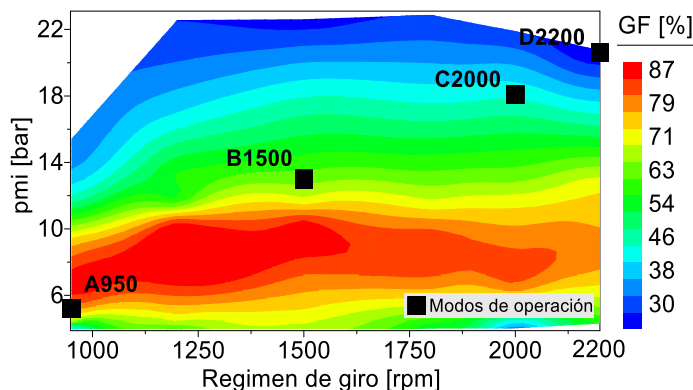
Con el modo DMDF se consigue cubrir todo el mapa de operación del MEC-ID en estudio, optimizando una estrategia de combustión dual-fuel sin exceder las restricciones mecánicas definidas por el fabricante del motor ( $P_{\max} < 190$  bar y  $dp/d\alpha_{\max} < 15$  bar/°), mientras que se alcanzan reducidos valores de emisiones de NOx y PM en comparación con el tradicional modo CDC. Para esto, se combinan estrategias de combustión RCCI completamente y altamente premezclada a baja y media carga, cambiando a una estrategia de combustión dual-fuel de naturaleza difusiva a alta y plena carga de operación del motor. El control y la estabilidad del proceso de combustión en cada una de estas estrategias depende de tres parámetros que afectan directamente el proceso de preparación de la mezcla: la relación entre los combustibles de baja y alta reactividad, los ajustes del sistema de inyección y la tasa de EGR.

Por lo tanto, en este capítulo, en cada estrategia de combustión del modo DMDF, se lleva a cabo un análisis del efecto de las variaciones del inicio de inyección del combustible de alta reactividad (en este caso diésel) y de la tasa de EGR sobre el proceso de combustión, el comportamiento de los compuestos gaseosos contaminantes (UHC, CO y NOx) y la emisión numérica de partículas, incluyendo la distribución de tamaño de partículas. Además, también se realiza una comparativa en términos de desarrollo del proceso de combustión y emisiones contaminantes entre los modos DMDF y CDC, identificando las principales ventajas y desventajas de cada una de estas estrategias de combustión dual-fuel.

## 6.2 Definición del estudio paramétrico

La estrategia de combustión del modo DMDF se modifica a medida que aumenta la carga en el motor, y en cada estrategia, la fracción del combustible de baja reactividad (en este caso gasolina) tendrá un importante impacto sobre la reactividad de la mezcla. En este estudio, la fracción de gasolina - GF (ecuación 4.4) se definió lo más alto posible sin llegar a afectar la estabilidad del proceso de combustión. En la Figura 6.1 se muestran los valores fijados de este parámetro en el mapa del motor. Durante la operación a baja carga, se utiliza la estrategia RCCI completamente premezclada con un GF mínimo de 50%, en puntos de muy baja carga para evitar una excesiva emisión de UHC y fallos de autoencendido, aumentando a valores entre 80 y 90% en la región del mapa entre 5 y 10 bar de pmi. A media carga de operación, es decir a partir de los 10 bar hasta aproximadamente 17 bar de pmi, la estrategia de combustión cambia a RCCI altamente premezclada con valores de GF que disminuyen progresivamente hasta aproximadamente 50%. Tendencia que continua a alta carga de operación, donde es necesario disminuir el GF hasta 30% a plena carga para evitar un autoencendido espontáneo de la mezcla, en estas condiciones se utiliza la estrategia de combustión difusiva dual-fuel.

En la Figura 6.1 también se muestran los cuatro modos de operación escogidos para el estudio de las variaciones paramétricas. Para la combustión RCCI completamente premezclada, se eligió un modo de operación a 25% de carga y 950 rpm, y se denotó como A950. En la estrategia RCCI altamente premezclada, el modo de operación escogido fue el B1500 con valores de carga y régimen de giro, de 50% y 1500 rpm respectivamente. Finalmente, para la combustión difusiva dual-fuel, dos modos de operación fueron analizados, el C2000 y el D2200, el primero a 75% de carga y 2000 rpm y el segundo a 100% de carga y 2200 rpm.



**Figura 6.1.** Mapa de la tasa de fracción de gasolina (GF) utilizado para implementar la estrategia DMDF, incluyendo los 4 modos de operación seleccionados.

Para el análisis de las variaciones paramétricas del inicio de inyección diésel y de la tasa de EGR se elaboró un plan experimental similar al definido en el capítulo anterior, donde se estudia el concepto PPC. Es decir, los ensayos experimentales se realizaron modificando el parámetro que se desea evaluar. En este caso, el ángulo de inicio del pulso de la inyección principal diésel ( $SOE_{2,Diesel}$ ) y la tasa de EGR respecto a las condiciones del motor definidas como nominales o de referencia. Los valores de los principales parámetros de los sistemas de inyección y de renovación de la carga se muestran en la Tabla 6.1, donde se ha resaltado en negrita el punto nominal para cada modo de operación.

En los modos de operación C2000 y D2200 se utilizó una sola inyección diésel, mientras que en A950 y B1500 se utilizó una inyección doble como estrategia. La variación del ángulo de inicio del pulso de la primera inyección diésel ( $SOE_{1,Diesel}$ ) no se muestra en esta investigación debido a las insignificantes alteraciones que provocó en las emisiones contaminantes. La inyección de gasolina ocurre en el colector de admisión, con un ángulo de inicio del pulso de inyección ( $SOE_{gasolina}$ ) de  $-340^\circ$  dPMS después de la apertura de la válvula de admisión y  $8^\circ$  después del cierre de válvula de escape, para evitar pérdidas por cortocircuito. Este tiempo de inyección permite que la gasolina se mezcle homogéneamente con el aire, evitando una posible acumulación de este combustible en el asiento de la válvula de admisión. Además, la duración de la inyección de gasolina en todos los puntos del mapa del motor siempre fue menor que el período de apertura de la válvula de admisión, lo que permite introducir todo el combustible inyectado en el cilindro durante la carrera de admisión.

**Tabla 6.1.** Plan experimental para el estudio paramétrico del  $SOE_{2,Diesel}$  y de la tasa de EGR en el modo DMDF.

Modo	Régimen rpm	Carga %	pmi bar	GF %	$\dot{m}_{comb}$ g/s	IP bar	$SOE_{gasolina}$ ° dPMS	$SOE_{1,Diesel}$ ° dPMS	$SOE_{2,Diesel}$ ° dPMS	EGR %
A950	950	25	5.2	80	0.27	1200	-340	-43	-33	30
										40
										50
B1500	1500	50	12.2	65	0.90	1200	-340	-40	-7	40
										50
										60
C2000	2000	75	18.0	45	1.80	1200	-340	-	-9	36
										43
										51
D2200	2200	100	20.8	30	2.60	1200	-340	-	-14	20
										30
										40

Por otro lado, para comparar los modos DMDF y el CDC, se eligieron los puntos nominales de operación del modo DMDF, y en términos de régimen y carga se escogieron otros puntos iguales, pero en condiciones de operación CDC. En la Tabla 6.2 se muestran los valores de los principales parámetros para cada estrategia de combustión, diferenciando una de la otra con las siglas \_DMDF y \_CDC.

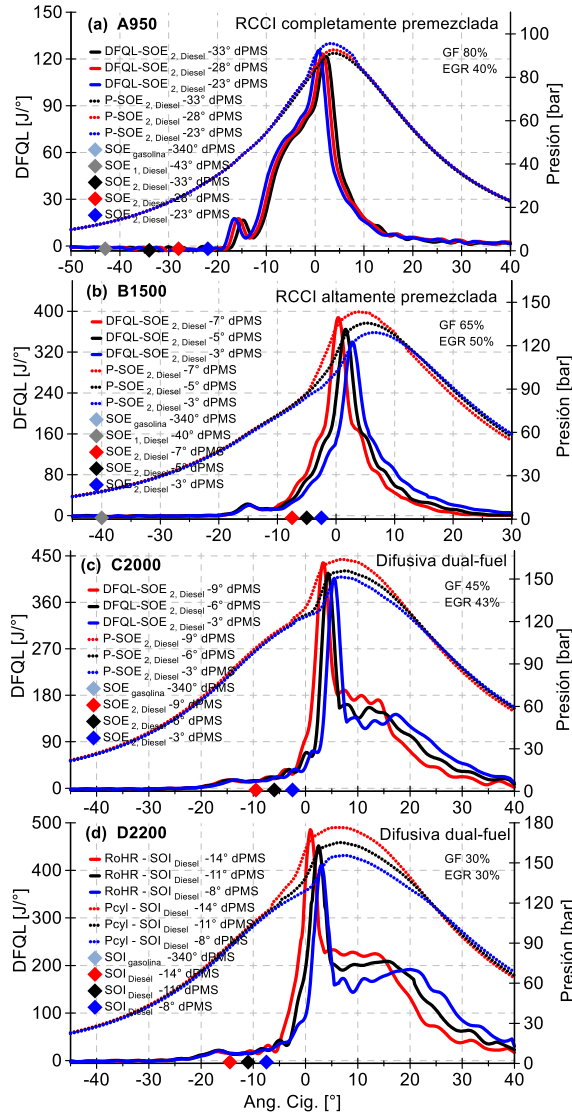
**Tabla 6.2.** Plan experimental para el estudio comparativo entre las estrategias DMDF y CDC.

Modo	Régimen rpm	Carga %	IP bar	SOE <sub>1</sub> ° dPMS	SOE <sub>2</sub> ° dPMS	GF %	$\dot{m}_{\text{comb}}$ g/s	EGR %
A950_DMDF	950	25	1200	-43	-33	80	0,27	20
A950_CDC	950	25	1200	-5	2	-	0,22	14
B1500_DMDF	1500	50	1200	-43	-5	65	0,9	40
B1500_CDC	1500	50	1200	-12	-3	-	0,83	20
C2000_DMDF	2000	75	1200	-	-9	45	1,80	36
C2000_CDC	2000	75	1200	-25	-13	-	1,69	4
D2200_DMDF	2200	100	1200	-	-14	30	2,60	20
D2200_CDC	2200	100	1200	-	-20	-	2,52	0

### 6.3 Influencia del inicio de la segunda inyección diésel sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes

En el Capítulo 2 se describen detalladamente los conceptos de combustión dual-fuel que incluye el modo DMDF, no obstante, para comprender mejor el efecto del  $\text{SOE}_{2,\text{Diésel}}$  y del EGR sobre la evolución del proceso de combustión, es importante describirlos nuevamente. Por lo tanto, a partir de la Figura 6.2, donde se ilustra el impacto de la variación del  $\text{SOE}_{2,\text{Diésel}}$  sobre la curva DFQL y la presión en cámara en los cuatro modos de operación, se realiza una breve descripción de estos conceptos de combustión.





**Figura 6.2.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diésel}$  sobre la DFQL y la presión en el cilindro en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

A baja carga durante la operación en modo DMDF se utiliza la estrategia de combustión RCCI completamente premezclada, la cual se caracteriza por una curva DFQL de corta duración en forma de distribución gaussiana (Figura 6.2 (a)). Estas condiciones se logran utilizando una doble inyección diésel con tiempos de inyección muy avanzados en la carrera de

compresión. Como se puede observar el inicio de inyección del diésel no tienen un impacto significativo sobre la fase de la combustión, la cual básicamente se rige por la reactividad de la mezcla controlada por el GF y la tasa de EGR.

A medida que aumenta el grado de carga en el motor, la atmosfera en el cilindro se torna más favorable para que una mezcla aire-combustible, compuesta por gasolina mezclada homogéneamente y diésel altamente premezclado facilite un autoencendido avanzado de la carga y la aparición de *knocking*. Por lo tanto, es necesario cambiar la estrategia de combustión, reduciendo el GF, incrementado el EGR y avanzando el segundo pulso de inyección diésel hacia el PMS, como se muestra en la Figura 6.2 (b) en el concepto de combustión RCCI altamente premezclada. En esta estrategia, se logra un mayor control sobre la fase de la combustión a través de la segunda inyección diésel, mientras la primera inyección diésel permite incrementar la reactividad en zonas frías de la cámara donde queda atrapada una importante cantidad de gasolina [3].

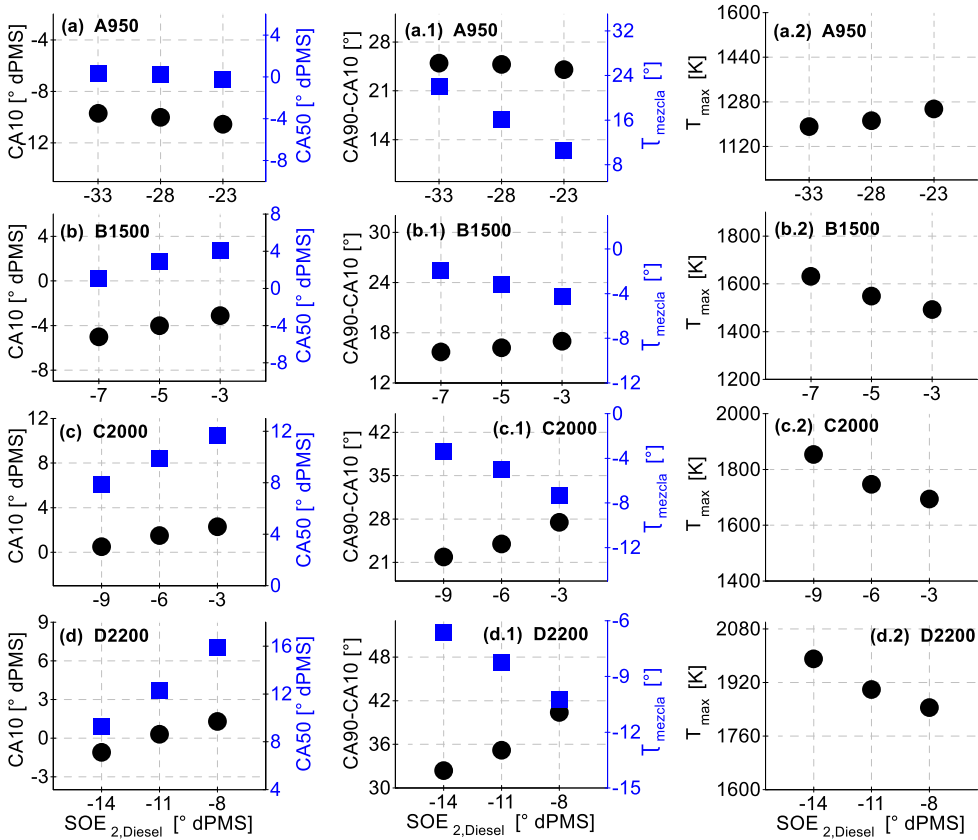
Sin embargo, a alta carga de operación, donde la presión en cámara aumenta significativamente, la estrategia definida en el concepto RCCI altamente premezclado es insuficiente para controlar el proceso de combustión. En este caso, el incremento de la reactividad de la mezcla que provoca la primera inyección diésel facilita en gran medida el surgimiento de una combustión detonante. Por lo tanto, es necesario pasar a una estrategia con un menor GF y una única inyección diésel que va a determinar el inicio de la combustión. Este concepto se puede definir como combustión difusiva dual-fuel, como se muestra en los puntos de operación de alta y plena carga en la Figura 6.2 (c)-(d). En la curva de DFQL, se observa un pico elevado al inicio, provocado por la combustión de la gasolina durante las primeras reacciones con el diésel y a continuación una curva típica de un proceso difusivo como el de CDC. A plena carga en estas condiciones se reduce el EGR a 30%.

Retomando el impacto del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre el proceso de combustión, en la Figura 6.3 se muestra el efecto de la variación de este evento sobre cinco importantes parámetros del proceso de combustión: inicio y fase de la combustión (representado por CA10 y CA50), duración de la combustión (representado por CA90-CA10), tiempo de mezcla del combustible inyectado en la segunda inyección diésel -  $T_{mezcla}$  y la temperatura máxima del gas en la cámara de combustión -  $T_{max}$ . En el modo de operación A950, la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  no produjo un impacto significativo sobre el proceso de combustión, solo se observó un ligero retraso del CA10 y del

CA50 con el avance de este evento de inyección (Figura 6.3 (a)). Un comportamiento similar se observó en el concepto PPC en la sección anterior, aunque en la estrategia RCCI completamente premezclada las variaciones fueron menores.

Por otro lado, en el modo de operación B1500, el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  retrasa el inicio y la fase de la combustión durante la carrera de expansión disminuyendo la temperatura de combustión (Figura 6.3 (b) y (b.2)). En el concepto RCCI altamente premezclado, parte del combustible inyectado en la última inyección diésel se quema de forma difusiva (valores negativos del  $T_{mezcla}$ , Figura 6.3 (b.1)). Y a medida que se retrasa el  $SOE_{2,Diesel}$  los valores del  $T_{mezcla}$  tienden a ser menores o más negativos, indicando un aumento en el periodo de coexistencia entre el proceso de inyección y el desarrollo de la combustión.

Este comportamiento se incrementa en los modos de operación B2000 y C2200, en estas condiciones la inyección diésel determina el inicio de la combustión y el proceso se torna más difusivo con el avance del  $SOE_{2,Diesel}$ , como se muestra en la Figura 6.3 (c.1)-(d.1) con significativa reducción del  $T_{mezcla}$  y el incremento de la duración de la combustión - CA90-CA10.

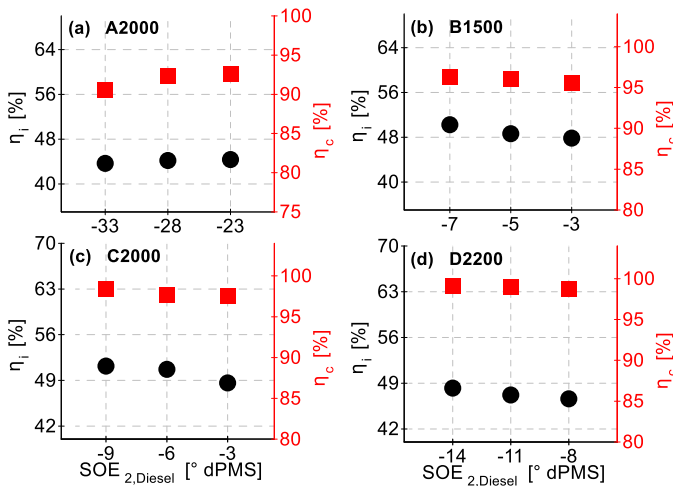


**Figura 6.3.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre el inicio y fase de la combustión (CA10 y CA50), la duración de la combustión (CA90-CA10), el  $T_{mezcla}$  y la  $T_{max}$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

En la Figura 6.4 se muestra el impacto del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre el rendimiento indicado del motor -  $\eta_i$  y el rendimiento de la combustión -  $\eta_c$ . En el concepto RCCI completamente premezclado, donde la inyección del diésel ocurre en tiempos muchos más avanzados que en los otros conceptos, se observó un ligero deterioro del proceso de combustión con el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  (Figura 6.4 (a)). Este efecto puede estar relacionado por un incremento del combustible que se aloja en zonas frías de la cámara de combustión.

En los modos de operación B1500, C2000 y D2200, la reducida disminución del  $\eta_i$  que provocó el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  (Figura 6.4 (b)-(d)) puede estar vinculada con el retraso de la fase de combustión que disminuye

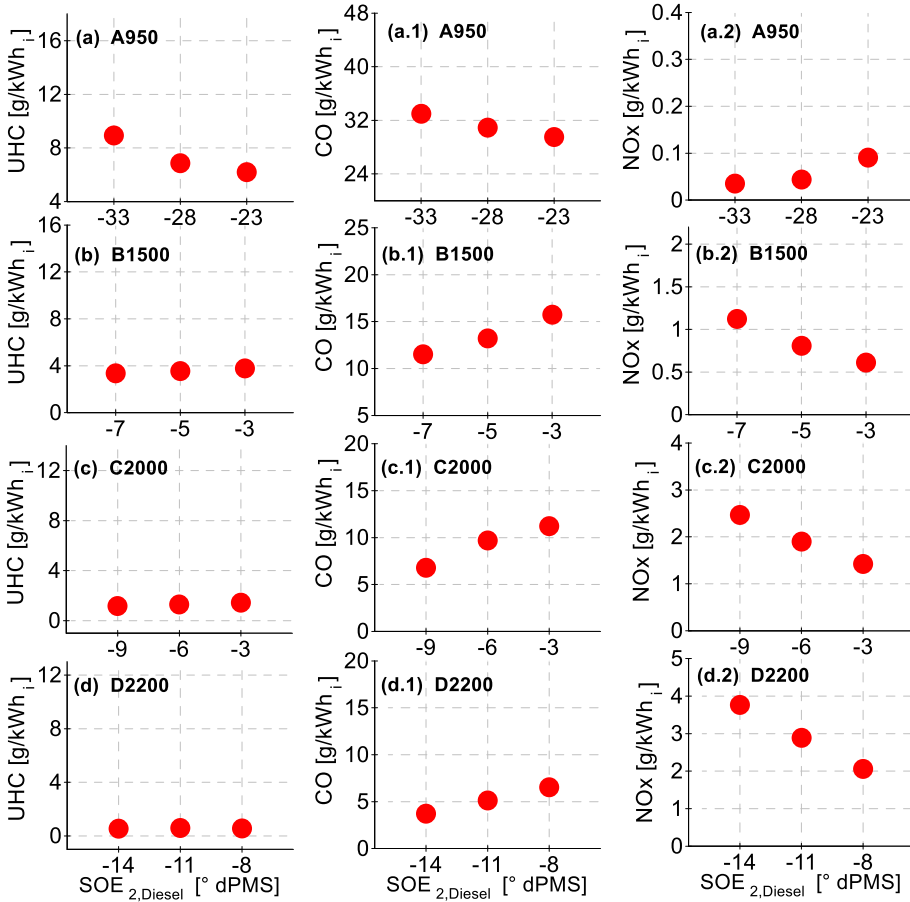
la relación efectiva de expansión en el motor. No obstante, en general en ninguno de los conceptos de combustión del modo DMDF las variaciones del  $\eta_i$  y del  $\eta_c$  fueron importantes, lo cual viabiliza la implementación de cualquier de las estrategias analizadas del  $SOE_{2,Diesel}$ , dentro del rango evaluado.



**Figura 6.4.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre el  $\eta_i$  y el  $\eta_c$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

En la Figura 6.5 se ilustra el comportamiento de las emisiones de los compuestos gaseosos en la estrategia DMDF. En el modo de operación A950, la emisión de UHC aumentó ligeramente con el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  (Figura 6.4 (a)), lo cual confirma, la hipótesis mencionada anteriormente en el análisis del rendimiento, donde el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  en el concepto RCCI altamente premezclado facilita un incremento del combustible que queda atrapado en zonas frías de la cámara de combustión [4]–[6]. Un comportamiento similar se observó en el concepto PPC para estos grados de carga (Capítulo 5).

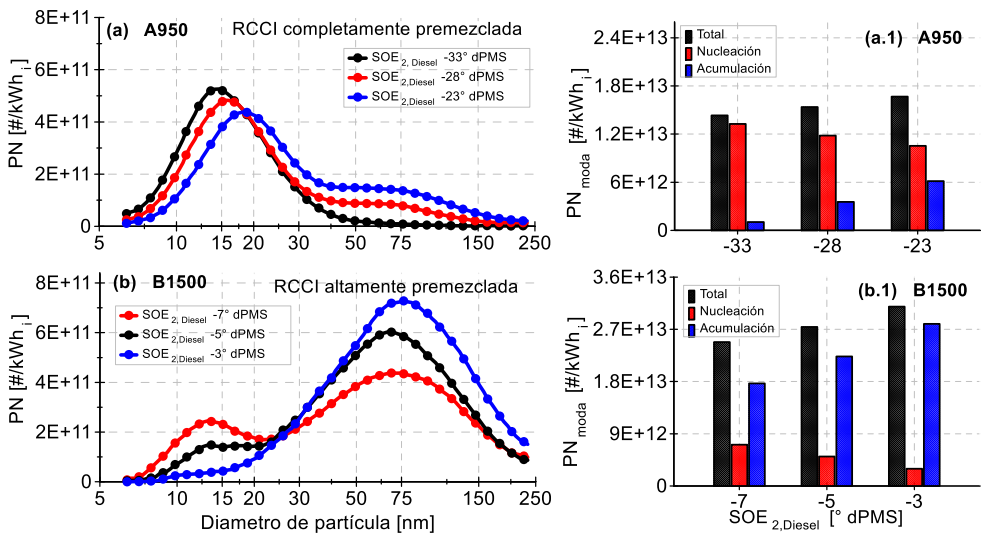
Por otro lado, en las estrategias de combustión RCCI altamente premezclada y difusiva dual-fuel, la emisión de  $NO_x$  disminuyó y la emisión de CO aumentó con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  (Figura 6.5 (b.1)-(d.1) y (b.2)-(d.2)). Comportamiento relacionado con la reducción en la temperatura de combustión que proporciona el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  en estos modos de operación (Figura 6.3 (b.2)-(d.2)). En estas condiciones, los procesos de formación de  $NO_x$  y de oxidación de CO disminuyen considerablemente.



**Figura 6.5.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

La distribución de tamaño y las emisiones de partículas en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclado se muestran en la Figura 6.6. En el modo de operación A950 las PSD estuvieron situadas mayoritariamente en la moda de nucleación, no obstante, el retraso  $SOE_{2,Diesel}$  provocó una disminución en la concentración de partículas de esta moda, mientras aumentó la concentración de partículas de la moda de acumulación (Figura 6.6 (a)). La reducción del tiempo disponible para mezclar el combustible que se suministra en la segunda inyección diésel (Figura 6.3 (a.1)), se puede considerar como el principal responsable de este comportamiento.

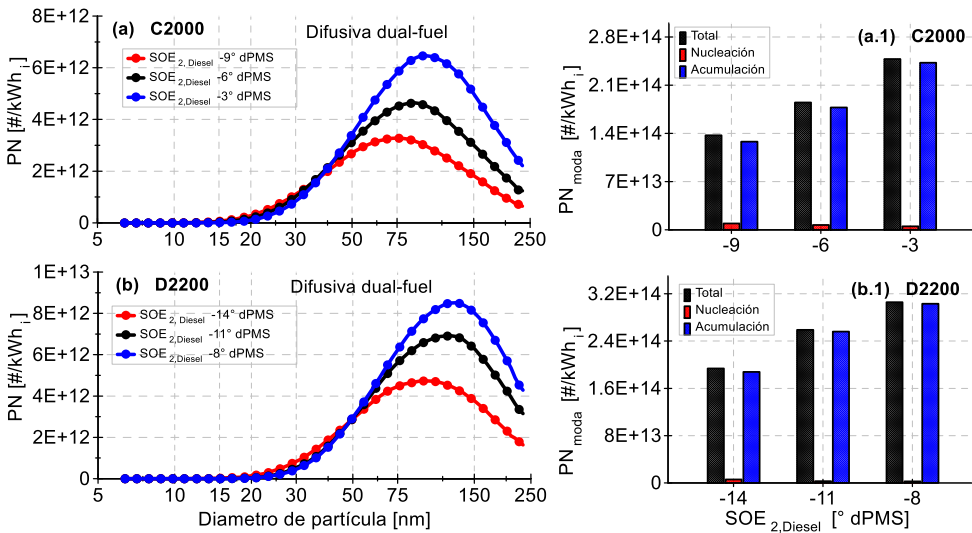
El  $T_{mezcla}$  es un parámetro con gran influencia en el proceso de formación de partículas de hollín. En el modo DMDF, cuando se pasa al concepto RCCI altamente premezclado, los valores del  $T_{mezcla}$  disminuyen, alcanzando valores negativos y consecuentemente las PSD se desplazan hacia la moda de acumulación. Además, con el retraso  $SOE_{2,Diesel}$  esta tendencia se agudiza, por lo que aumenta la cantidad de combustible que se quema de forma difusiva y el proceso de formación de partículas de hollín se incrementa, provocando un aumento en su concentración numérica (Figura 6.6 (b.1)).



**Figura 6.6.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclados de la estrategia DMDF.

Estas características difusivas se incrementan en los modos de operación C2000 y D2000. En estas condiciones de combustión, los precursores de hollín se forman en la zona carente de oxígeno en el interior de la llama difusiva, y a medida que estas pequeñas partículas viajan hacia el exterior de la llama, aumentan su tamaño [7]. Sin embargo, una gran parte de estas partículas se oxidan al encontrar la superficie de reacción situada en la zona de dosado estequiométrico en el exterior de la llama [8]. Por lo tanto, la emisión total de partículas es el resultado de un complejo equilibrio entre los procesos de formación y oxidación de partículas.

Teniendo en cuenta estas informaciones, es posible comprender, porque el retraso  $SOE_{2,Diesel}$  aumenta considerablemente la emisión de partículas en los conceptos difusivos dual-fuel, como se muestra en la Figura 6.7 (a.1)-(b.1). Por un lado, en ambos puntos de operación, el retraso de este evento prolonga el tiempo en que el combustible se quema por difusión en el proceso de combustión, como se puede ver en la importante disminución del  $T_{mezcla}$  y el incremento de CA90-CA10 en la Figura 6.3 (c.1)-(d.1). Por otro lado, la combustión se retrasa durante la carrera de expansión donde las temperaturas de combustión son más bajas (Figura 6.3 (c.2)-(d.2)) dificultando el proceso de oxidación.



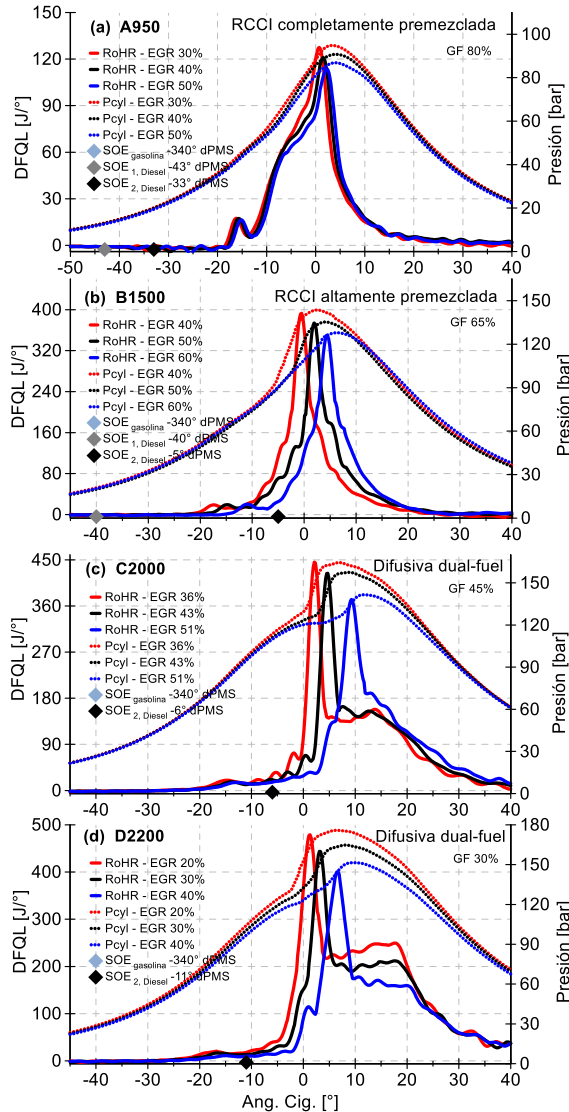
**Figura 6.7.** Efecto de la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  sobre la distribución de tamaño y número de partículas (PN), en los conceptos de combustión dual-fuel con naturaleza difusiva de la estrategia DMDF.

### 6.4 Influencia de la tasa de EGR sobre el modo DMDF y las emisiones contaminantes

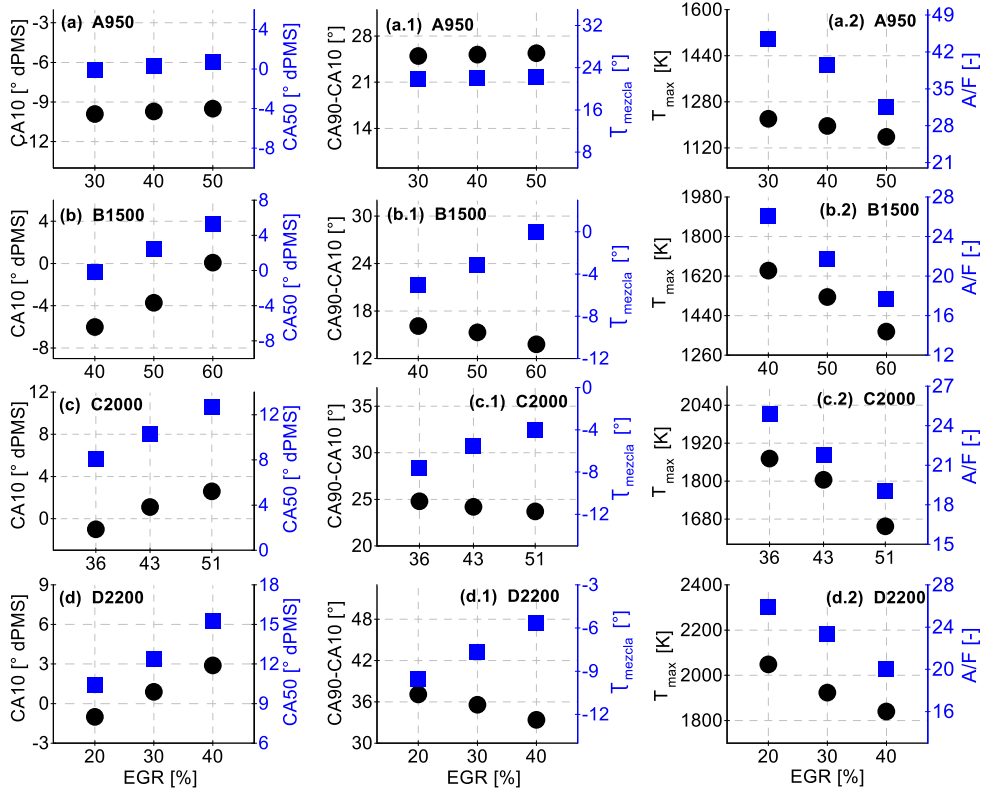
A continuación, en la Figura 6.8 se muestra el efecto de diferentes valores de la tasa de EGR sobre los procesos de combustión del modo DMDF. En los cuatro modos de operación, el aumento de la tasa de EGR reduce la reactividad de la carga en el cilindro, lo que implica un retraso de la fase de combustión y una disminución de la presión en cámara. Este comportamiento se puede verificar en la Figura 6.9 (a)-(d) y (a.2)-(d.2), con el retraso del CA50 y la disminución de  $T_{max}$ . En el concepto RCCI



completamente premezclado, esta tendencia fue mucho menor que en los otros conceptos de combustión. A baja carga de operación del motor, el proceso de combustión se desarrolla en un ambiente menos intenso en términos de presión y temperatura en el cilindro, por lo que el efecto del EGR sobre la reactividad de la mezcla y la temperatura de combustión se reduce considerablemente.

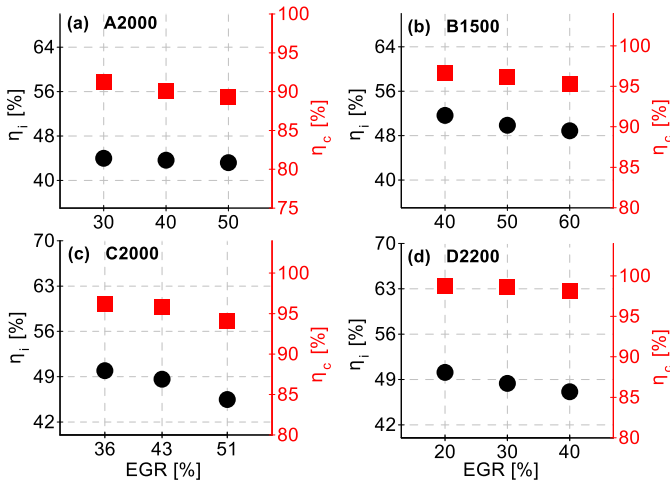


**Figura 6.8.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la DFQL y la presión en el cilindro, en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.



**Figura 6.9.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el CA10, el CA50, la duración de la combustión (CA90-CA10), el  $T_{mezcla}$ , la  $T_{max}$  y el A/F, en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

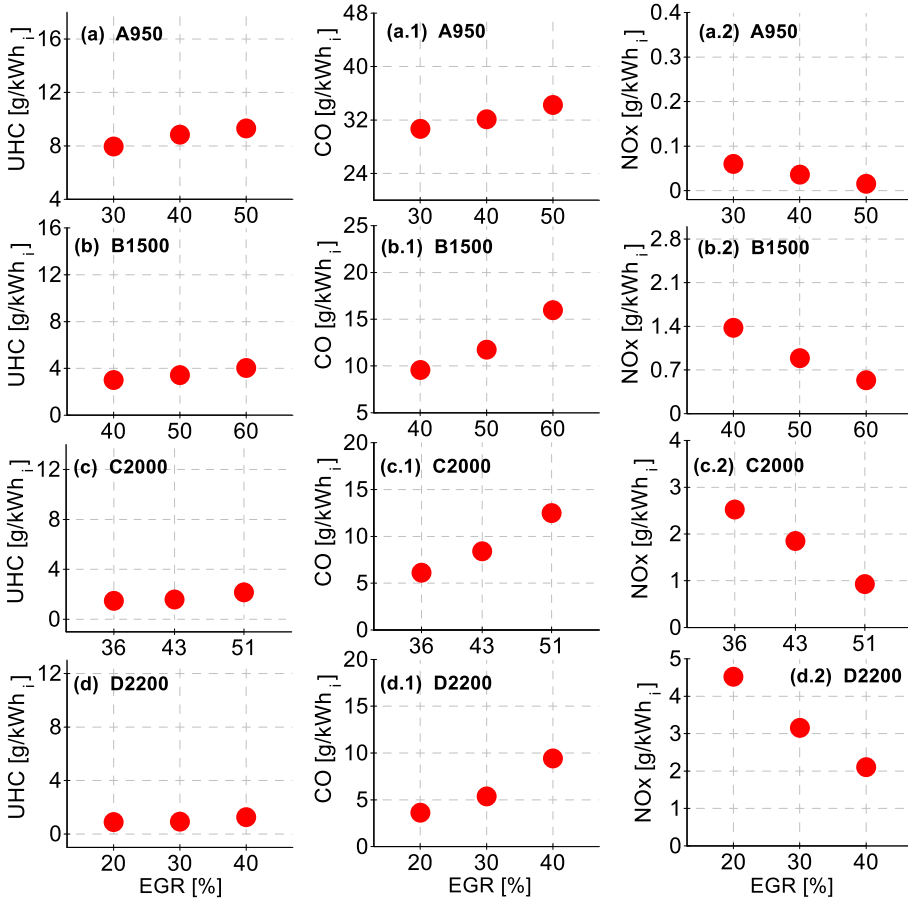
La reducción en la reactividad global de la mezcla que provoca el aumento de la tasa de EGR puede afectar el proceso de combustión de parte de la gasolina o del diésel inyectado en la primera inyección que queda atrapado en zonas frías de la cámara de combustión, impactando negativamente en el rendimiento indicado del motor y en el rendimiento de la combustión, como se muestra en la Figura 6.10. No obstante, en los cuatro modos de operación, el deterioro de estos parámetros fue muy reducido, en ninguno de los casos superó el 3%.



**Figura 6.10.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre el  $\eta_i$  y el  $\eta_c$ , en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

Con relación a las emisiones gaseosas, en la Figura 6.11 se muestra el comportamiento de cada uno de estos compuestos contaminantes. A diferencia de la variación observada en la emisión de UHC para los diferentes valores del  $SOE_{2,Diesel}$  en el concepto RCCI completamente premezclado. La variación de la tasa de EGR en este caso, no mostró efectos importantes sobre este contaminante (Figura 6.11 (a)). Un comportamiento similar fue observado en la combustión PPC en el capítulo anterior. Esto confirma la estrecha relación que existe entre los parámetros del sistema de inyección y el proceso de formación de UHC en los procesos de combustión premezclados LTC [9]–[11].

En los conceptos RCCI altamente premezclado y dual-fuel de naturaleza difusiva, las emisiones de CO y NOx fueron más afectadas con la variación de la tasa de EGR que con la del  $SOE_{2,Diesel}$  (Figura 6.11 (b.1)-(d.1) y (b.2)-(d.2)). Por un lado, la emisión de NOx disminuyó considerablemente debido a la importante reducción de la temperatura de combustión que provoca el aumento de la tasa de EGR (Figura 6.9 (b.2)-(d.2)). Por otro lado, la emisión de CO aumentó en estas condiciones, debido a que además de las bajas temperaturas de combustión hay una reducción considerable de oxígeno en la mezcla (menores valores de A/F, Figura 6.9 (b.2)-(d.2)). Ambos factores afectan el proceso de oxidación del CO.

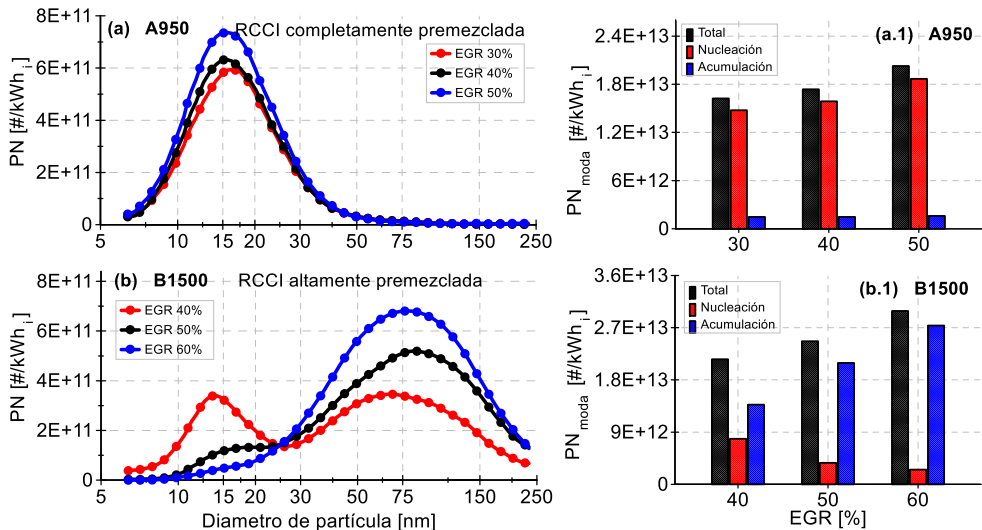


**Figura 6.11.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las emisiones de los compuestos gaseosos (UHC, CO y NOx), en los cuatro modos de operación de la estrategia DMDF.

En términos de emisión numérica de partículas y de su distribución de tamaño, en la Figura 6.12 se ilustra el comportamiento de ambos parámetros para los diferentes valores de la tasa de EGR, en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclados. En el modo de operación A950, la tasa de EGR no tiene impacto importante sobre la PSD, en estas condiciones de operación, el proceso de formación de partículas sólidas se ve limitado por el significativo tiempo de mezcla que proporcionan las dos avanzadas inyecciones diésel. Por lo que, la concentración de partículas estuvo básicamente situada en la moda de nucleación. Un ligero aumento en la concentración de las partículas de esta moda se observó con el

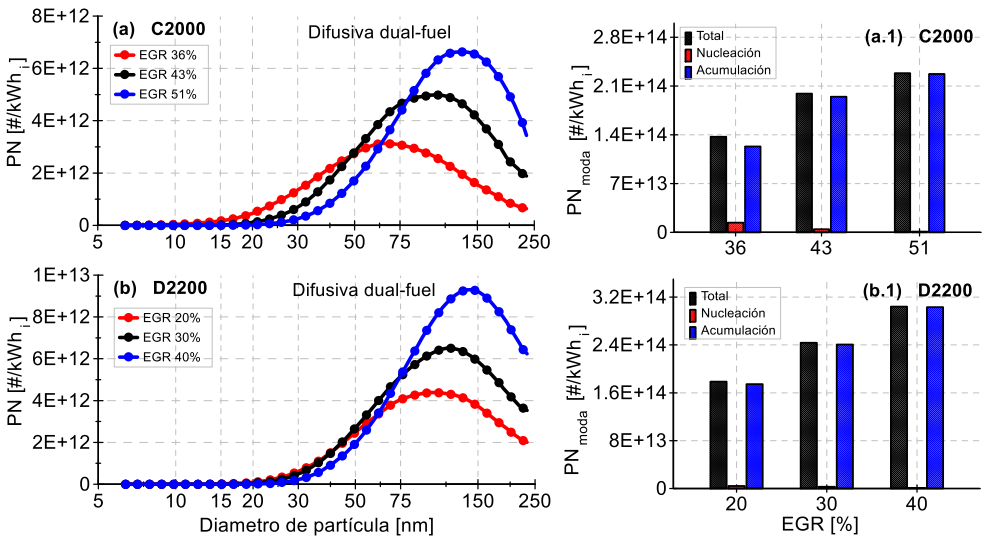
incremento de la tasa de EGR (Figura 6.12 (a.1)), tendencia que puede estar relacionada con la reducción de la  $T_{max}$  (Figura 6.9 (a.2)). Esta conducta corrobora la teoría, de que las bajas temperaturas de combustión que se alcanzan en los proceso de combustión completamente o parcialmente premezclados LTC favorecen el proceso de formación de partículas de SOF [12], [13].

En el concepto RCCI altamente premezclado, el tiempo de mezcla se reduce alcanzados valores negativos, es decir, el proceso de combustión se torna cada vez más difusivo. Lo cual, favorece el proceso de formación de partículas sólida de hollín, y la distribución de tamaño se desplaza hacia la moda de acumulación. Sin embargo, a medida que aumenta la tasa de EGR, la fase de la combustión se retrasa durante la carrera de expansión (retraso del CA50, Figura 6.9 (b)), por lo que el proceso de combustión se desarrolla en zonas cada vez menos reactivas, y se reducen las temperaturas de combustión. Adicionalmente, el incremento de la tasa de EGR reduce considerablemente el oxígeno en la mezcla (disminución del A/F, Figura 6.9 (b.2)). Por lo tanto, y teniendo en cuenta que, en procesos de combustión difusivos o parcialmente difusivos la reducción de ambos parámetros disminuye el proceso de oxidación de partículas. Entonces, es posible justificar por qué el incremento de la tasa de EGR aumenta la emisión numérica de partículas en el modo de operación B1500.



**Figura 6.12.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos RCCI completamente y altamente premezclados de la estrategia DMDF.

Es importante resaltar, que los valores negativos del tiempo de mezcla, es decir, la existencia de una llama difusiva en el proceso de combustión es una importante fuente de formación de partículas de hollín. En los conceptos de combustión difusivos dual-fuel, los rangos de variación del  $T_{mezcla}$  se tornaron aún más negativo, y las emisiones de partículas fueron mucho mayores que en el concepto RCCI altamente premezclado (Figura 6.13). Sin embargo, si durante estos conceptos difusivos dual-fuel, el proceso de combustión se retrasa durante la carrera de expansión y aumentan los valores del  $T_{mezcla}$ , lo cual indica que hay una reducción en el proceso de formación de partículas, pero al mismo tiempo, también hay una disminución de las temperaturas donde se desarrolla la combustión, dificultado el proceso de oxidación de estas partículas. La emisión total de partículas aumenta, ya que mismo que se forman menos partículas su proceso de oxidación disminuye. Esto es una característica típica de los procesos de combustión difusivos, donde la oxidación de las partículas es un factor determinante en la emisión final de partículas [14]–[16].



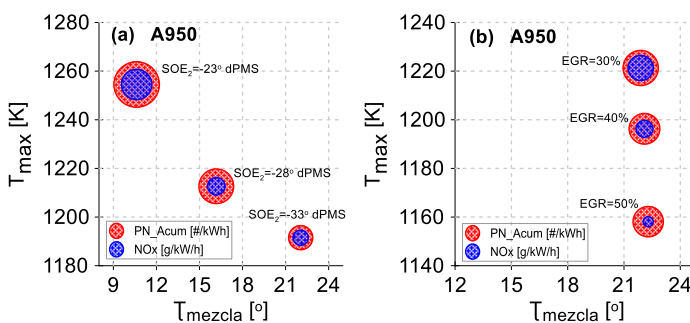
**Figura 6.13.** Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre la distribución de tamaño y número de partículas PN, en los conceptos combustión difusivos dual-fuel de la estrategia DMDF.

## 6.5 Efecto de los parámetros de los procesos de combustión y preparación de la mezcla sobre las emisiones contaminantes

Los estudios realizados en las secciones anteriores permiten identificar cuáles son los principales parámetros del proceso de combustión y preparación de la mezcla que realmente afectan las emisiones contaminantes en el modo DMDF.

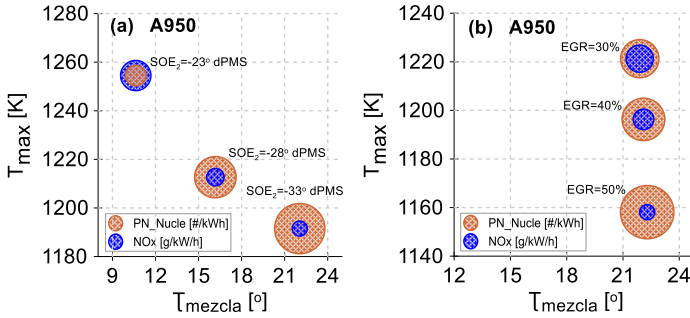
La mayoría de los conceptos de combustión LTC se caracterizan por evitar el característico *trade-off* NOx-PM del concepto CDC. La vía para ajustar el *trade-off* NOx-PM es la combinación de los siguientes parámetros: tiempo de mezcla, relación aire/combustible - A/F y temperatura de combustión.

En la estrategia de combustión RCCI completamente premezclada del modo DMDF es posible reducir ambos contaminantes a niveles muy bajos. Esto se debe a los largos tiempos de mezcla y las bajas temperaturas de combustión que se alcanzan en estas condiciones. En la Figura 6.14 (a), se ilustra como a partir de la variación de un parámetro del sistema inyección, en este caso el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  es posible reducir la  $T_{max}$  e incrementar el  $\tau_{mezcla}$ , lo cual provoca una reducción de las emisiones de NOx y de partículas de hollín (moda de acumulación). Sin embargo, a partir de una estrategia diferente, como el incremento de la tasa del EGR (Figura 6.14 (b)), es posible disminuir solo la  $T_{max}$ , pero el  $\tau_{mezcla}$  se mantiene relativamente constante, y solo se reduce la emisión de NOx.



**Figura 6.14.** Efecto de la  $T_{max}$  y el  $\tau_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx y la concentración de partículas de la moda de acumulación, durante la variación del  $SOE_{2,Diesel}$  y de la tasa de EGR, en el concepto RCCI completamente premezclado.

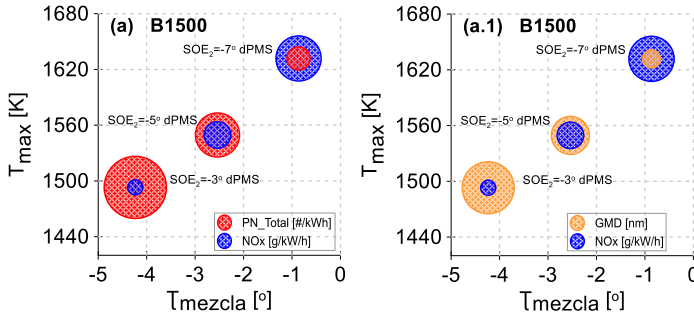
Por otro lado, las variaciones de estos parámetros del proceso de combustión y preparación de la mezcla tienen un efecto negativo sobre la concentración de las partículas de la moda de nucleación (partículas de SOF). En la Figura 6.15, se muestra como en las mismas condiciones anteriores la emisión de partículas de SOF aumenta con la disminución de  $T_{max}$  y el incremento de  $T_{mezcla}$ .



**Figura 6.15.** Efecto de la  $T_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de  $NOx$  y la concentración de partículas de la moda de nucleación, con la variación del  $SOE_{2, Diesel}$  y la tasa de EGR, en el concepto RCCI completamente premezclado.

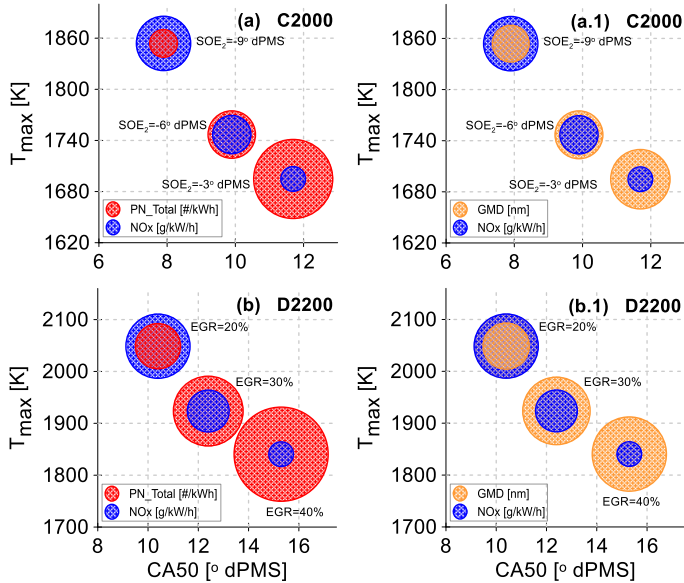
El tiempo de mezcla es un factor determinante en estos conceptos premezclados de combustión, a partir del momento que parte del combustible suministrado se inyecta durante el proceso de combustión ( $T_{mezcla}$  negativo), el proceso de formación de partículas sólidas se favorece en gran medida. Esta tendencia se puede observar en la Figura 6.16 (a), en el concepto RCCI altamente premezclado. Donde con una estrategia como el avance del  $SOE_{2, Diesel}$  es posible reducir la  $T_{max}$  y disminuir la emisión de  $NOx$ , pero los  $T_{mezcla}$  se tornan más negativo, y la emisión total de partículas aumenta. Además, en estas condiciones, también se favorece el crecimiento de la partícula de hollín (aumento del GMD, Figura 6.16 (b)).





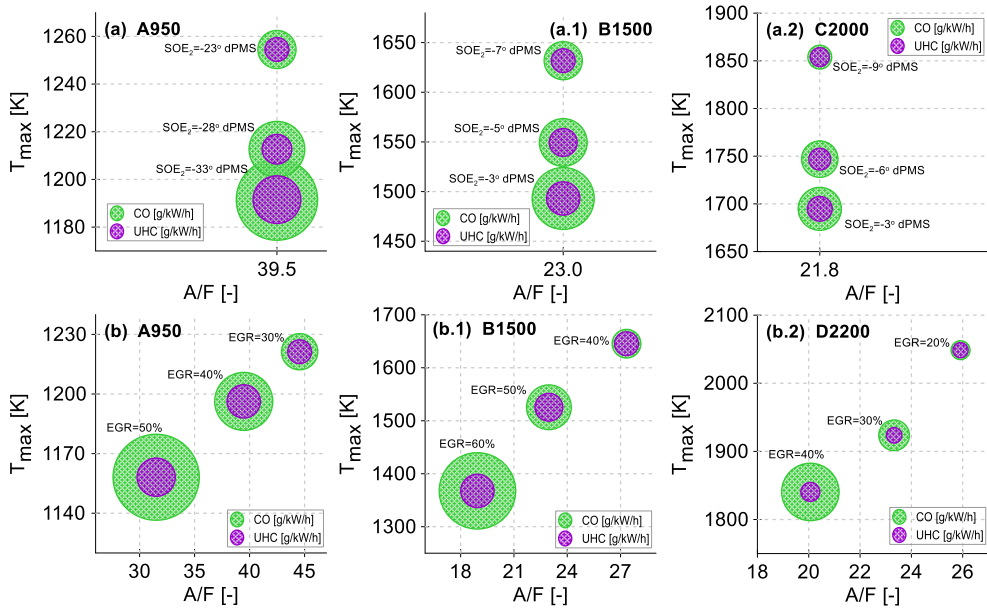
**Figura 6.16.** Efecto de la  $T_{max}$  y el  $T_{mezcla}$  sobre la emisión de NOx, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del SOE<sub>2</sub>, Diesel, en el concepto RCCI completamente premezclado.

Las características difusivas de los conceptos dual-fuel del modo DMDF hacen inviable reducir simultáneamente las emisiones de NOx y PM. En los modos de operación C2000 y D2200, las estrategias que permiten reducir la temperatura de combustión para disminuir el proceso de formación de NOx conllevan a un retraso de la fase de la combustión durante la carrera de expansión, lo cual perjudica al proceso de oxidación de las partículas de hollín, provocando un aumento de la emisión total de partículas. En la Figura 6.17 se muestra, como en ambas estrategias estudiadas, para reducir la  $T_{max}$  es necesario retrasar el CA50, evitando la posibilidad de reducir ambos contaminantes a la vez. En este concepto, tanto el proceso de formación de partículas como el tamaño de estas aumenta significativamente.



**Figura 6.17.** Efecto de la  $T_{max}$  y el CA50 sobre la emisión de NO<sub>x</sub>, la concentración total de partículas y el GMD, durante la variación del SOE<sub>2</sub>, Diesel y la tasa de EGR, en el concepto dual-fue difusivo.

Finalmente, el comportamiento de las emisiones UHC y CO en función de la relación aire/combustible y la temperatura máxima en la cámara de combustión se representa en la Figura 6.18. Por un lado, las variaciones de la emisión de UHC fueron pequeñas, y solo se observó una pequeña reducción de este contaminante en la estrategia RCCI completamente premezclada, con el aumento de la  $T_{max}$  (Figura 6.18 (a)-(b)). Por otro lado, la emisión de CO fue afectada en todas las estrategias de combustión del modo DMDF, disminuyendo sus valores con el incremento de la  $T_{max}$ . Si además se incrementa la concentración de oxígeno en la mezcla (mayores valores de A/F) el proceso de oxidación del CO se beneficia, y la emisión de CO disminuye significativamente (Figura 6.18 (b)-(b.2)).



**Figura 6.18.** Efecto de la  $T_{max}$  y la  $A/F$  sobre las emisiones de UHC y CO, durante la variación del  $SOE_2$ , Diesel y la tasa de EGR, en el modo DMDF.

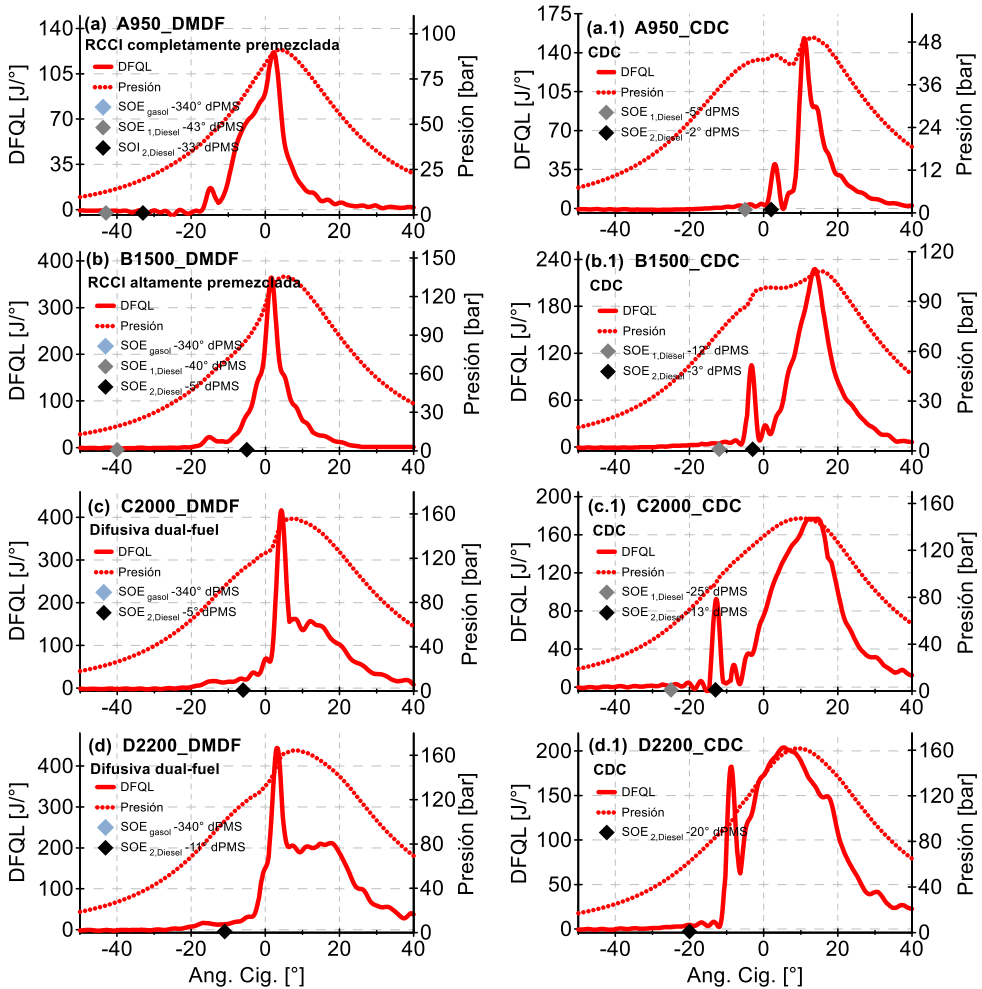
## 6.6 Análisis comparativo entre los modos DMDF y CDC en términos de combustión y de emisiones contaminantes

Los resultados en las secciones anteriores muestran que, a medida que aumenta la carga de operación en el modo DMDF, las estrategias de inyección y de composición de la mezcla definidas para mantener el control y estabilidad del proceso de combustión no permiten reducir las emisiones de  $NO_x$  y de partículas a niveles tan bajos como en condiciones de baja y media carga de operación. Además, la posibilidad de evitar el *trade-off*  $NO_x$ -PM es cada vez menor a alta carga de operación, en el concepto difusivo dual-fuel.

No obstante, el modo DMDF continúa siendo una excelente opción en términos de reducción de algunos contaminantes, si se compara con el tradicional modo CDC. A continuación, se muestra un estudio comparativo entre ambos conceptos, analizando en cada uno de ellos el proceso de combustión y las emisiones contaminantes. Los puntos de operación escogidos para cada modo son similares en términos de régimen de giro y

grado de carga del motor (Tabla 6.2). En el caso del modo DMDF, estos puntos coinciden con el punto nominal de cada concepto de combustión analizado anteriormente.

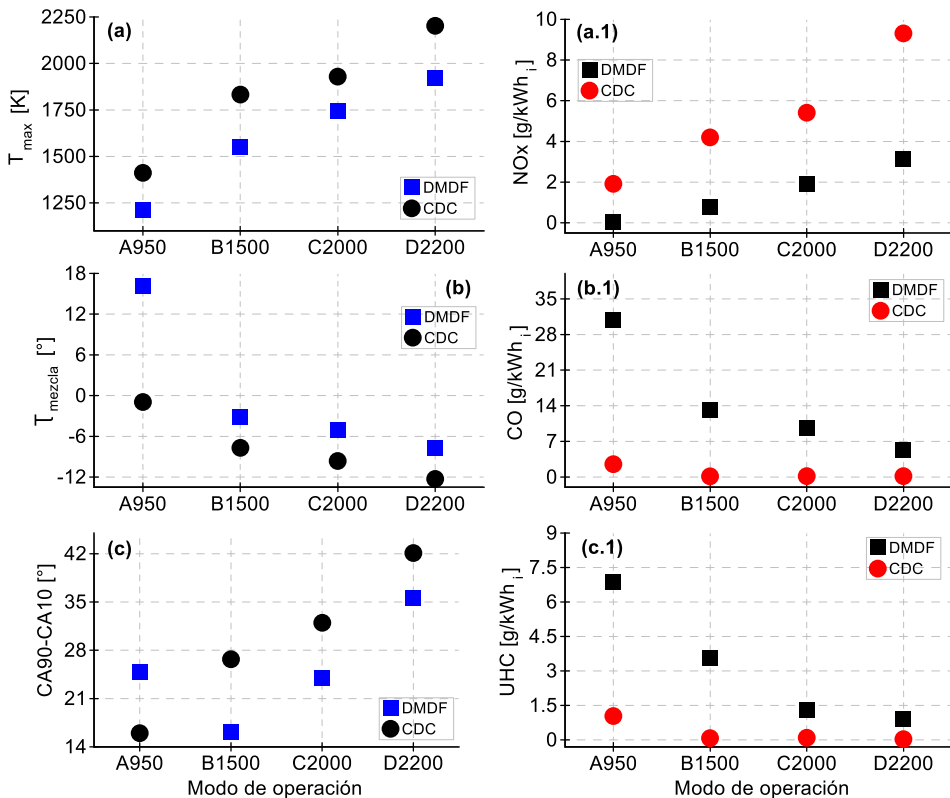
En la Figura 6.19 se muestra el comportamiento de las curvas DFQL y presión en cámara para cada punto de operación de ambos conceptos.



**Figura 6.19.** Comportamiento de la DFQL y de la presión en cámara, en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC.

A partir de las curvas anteriores, en la Figura 6.20 (a)-(c) se representan los principales parámetros del proceso de combustión. En todos

los puntos de operación, los valores de  $T_{max}$  fueron mayores en el modo CDC que en el modo DMDF, esto justifica el incremento en las emisiones de NOx con la estrategia CDC (Figura 6.20 (a.1)). No obstante, estas temperaturas de combustión más bajas, así como las características menos difusivas del modo DMDF (mayores valores del  $T_{mezcla}$ , Figura 6.20 (b)) provocan un aumento de las emisiones de CO y UHC en comparación con el concepto CDC, sobre todo a baja y media carga de operación (Figura 6.20 (b.1)-(c.1)).



**Figura 6.20.** Valores de los principales parámetros del proceso de combustión y de las emisiones gaseosas, en los cuatro puntos operación del modo DMDF y CDC.

Las distribuciones de tamaño de partículas en los puntos de operación del modo CDC estuvieron dominadas por la moda de acumulación (Figura 6.21). Como se muestra en la Figura 6.22, en todos los casos las emisiones numéricas fueron mayores en la estrategia CDC que en la DMDF. En la mayoría de los puntos de operación del modo CDC, la duración de la combustión fue mayor (valores de CA90-CA10, Figura 6.20 (c)), por lo que,

la combustión se extiende más durante la carrera de expansión, favoreciendo la formación de partículas de hollín y limitando su proceso de oxidación, como se aprecia en el incremento de la concentración de partículas de la moda de acumulación.

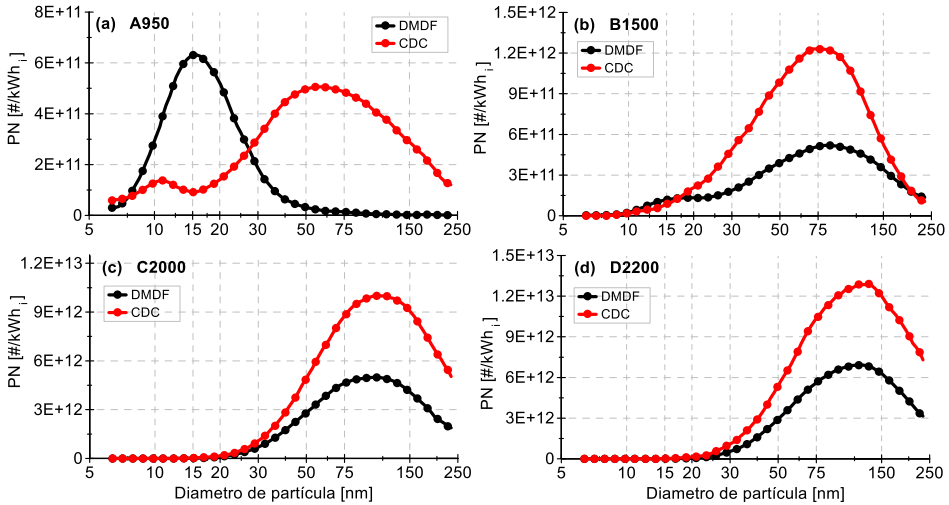


Figura 6.21. Comportamiento de las PSD en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC.

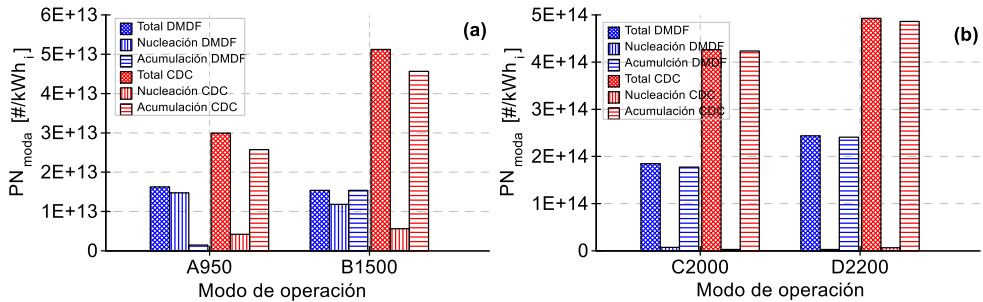
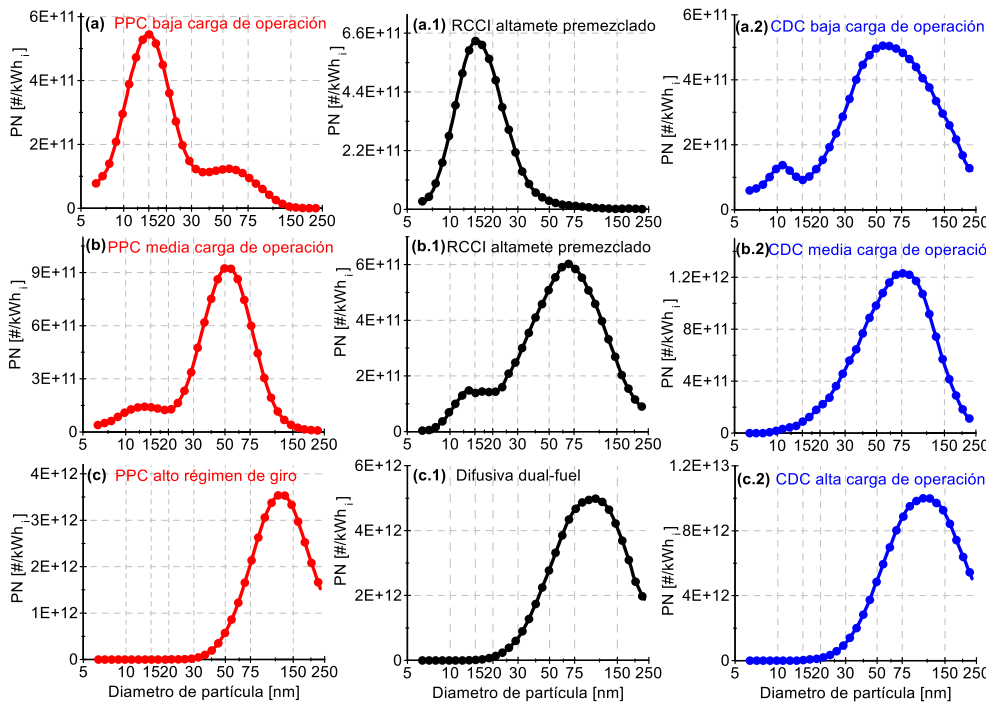


Figura 6.22. Emisión numérica de partículas en los cuatro puntos de operación del modo DMDF y CDC.

## 6.7 Análisis comparativos entre las estrategias PPC, DMDF y CDC en términos de distribución de tamaño de partículas

El comportamiento observado en la distribución de tamaño de partículas, tanto en las estrategias DMDF y CDC en este capítulo, así como en la estrategia PPC en el capítulo anterior, permiten extraer algunas conclusiones importantes relacionadas con el proceso de formación de partículas en los diferentes procesos de combustión estudiados.

En la Figura 6.23 se muestran las distribuciones de tamaño de partículas de los puntos de referencia en cada estrategia de combustión evaluada en esta investigación. A pesar de las diferencias en términos de escala, es posible observar algunas semejanzas en los patrones de las PSD.



**Figura 6.23.** Comportamiento de las PSD en los puntos de operación de las estrategias PPC, DMDF y CDC.

A baja carga de operación (Figura 6.23 (a)-(a.1)), en los conceptos de combustión PPC y RCCI altamente premezclado, las PSD estuvieron situadas mayoritariamente en la moda de nucleación. Esto se puede justificar por los altos tiempos de preparación de la mezcla y las menores temperaturas de combustión que se alcanzan en estos conceptos, lo cual favorece el proceso de formación de partículas de SOF. Ya en el modo CDC a baja carga de operación, el tiempo de inyección tiene un mayor impacto sobre el inicio y la fase de la combustión, favoreciendo el proceso de formación de partículas de hollín, como lo muestra la distribución de tamaño dominada por la moda de acumulación en la Figura 6.23 (a.2).

A media carga de operación en el concepto PPC y durante la estrategia RCCI altamente premezclada el tiempo de mezcla disminuye considerablemente, coincidiendo parte del combustible inyectado con el desarrollo del proceso de combustión. En estas condiciones la presencia de una llama difusiva facilita el proceso de formación de partículas sólidas y la distribución de tamaño se desplaza hacia la moda de acumulación, disminuyendo la concentración de partículas de SOF (Figura 6.23 (b)-(b.1)). Tendencia difusiva que se intensifica a media carga de operación del modo CDC aumentando significativamente la concentración de partículas de hollín (Figura 6.23 (b.2)).

Finalmente, estas características difusivas se incrementan a alto régimen de giro en el concepto PPC y a alta carga de operación en los modos DMDF y CDC. Por lo tanto, la distribución de tamaño se desplaza aún más hacia la moda de acumulación y los valores en la concentración de partículas aumentan (Figura 6.23 (c)-(c.2)). Además, en el concepto difusivo dual-fuel y a alta carga de operación en el modo CDC, se observa un aumento importante en la concentración de partículas. En estos casos, hay un retraso del proceso de combustión durante la carrera de expansión, provocando una ralentización del proceso de oxidación de las partículas.

## 6.8 Conclusiones del Capítulo 6

En este capítulo, se realizó un análisis teórico-experimental de los efectos que provoca las variaciones del inicio de la segunda inyección diésel y la tasa de EGR sobre el proceso de combustión, y su consecuente impacto sobre las emisiones gaseosas y la distribución de tamaño de partículas, en un MEC-ID durante su operación en el modo DMDF. Para esto, se realizó un estudio paramétrico basado en la modificación independiente de los



parámetros en estudio, en cuatro modos de operación que abarcan las estrategias de combustión de la estrategia DMDF (RCCI completamente premezclada, RCCI altamente premezclada y difusivo dual-fuel). Además, también se llevó a cabo un análisis comparativo en términos de desarrollo del proceso de combustión y emisiones contaminantes, entre los modos DMDF y CDC, y en el caso de la distribución de tamaño de partículas también se incluyeron los resultados del concepto premezclado PPC.

Los resultados mostraron, como las variaciones del  $SOE_{2,Diesel}$  y la tasa de EGR pueden alterar notablemente los niveles de emisiones de los diferentes contaminantes, sin afectar significativamente el rendimiento indicado del motor.

En el concepto RCCI completamente premezclado, las variaciones del  $SOE_{2,Diesel}$  y de la tasa de EGR no provocaron alteraciones importantes en el proceso de combustión. En estas condiciones de operación, los tiempos de mezclas son elevados y las temperaturas de combustión son bajas, por lo que las emisiones de  $NO_x$  y de partículas fueron pequeñas. No obstante, el aumento de la tasa de EGR provocó una ligera disminución de la temperatura máxima de combustión, reduciendo aún más la emisión de  $NO_x$ . Comportamiento similar se observó con el avance del  $SOE_{2,Diesel}$ , que además, también aumentó el tiempo de mezcla, disminuyendo la emisión de partículas. Por otro lado, las emisiones de CO y UHC fueron elevadas en estas condiciones de operación, con un importante incremento de la emisión de UHC con el avance del  $SOE_{2,Diesel}$ . Esta última tendencia puede estar relacionada con un incremento del combustible que se aloja en zonas frías de la cámara de combustión. Finalmente, la distribución de tamaño de partículas estuvo dominada por la moda de nucleación, confirmando la relación que existe entre estas partículas de SOF y los compuestos UHC.

En el concepto RCCI altamente premezclado, parte del combustible diésel inyectado se quema por difusión. De modo que, en comparación con la estrategia RCCI completamente premezclada, las emisiones de partículas y  $NO_x$  aumentan, mientras que las emisiones de UHC y CO disminuyen. En estas condiciones, el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y el aumento de la tasa de EGR retrasan la fase de la combustión en la carrera de expansión, disminuyendo las temperaturas máximas de combustión y la emisión de  $NO_x$ . Este comportamiento también afecta el proceso de oxidación de las partículas que se forman, y en consecuencia aumenta la emisión de partículas. La distribución de tamaño se desplaza hacia la moda de acumulación y la concentración de partículas de la moda de nucleación disminuye.

En la estrategia de combustión dual-fuel a alta y plena carga de operación se incrementa la tendencia difusiva del concepto anterior. En este caso el inicio y desarrollo de la combustión dependen de la inyección diésel. El retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y el aumento de la tasa de EGR retrasan en gran medida la fase de la combustión, disminuyendo sus temperaturas máximas. Conducta que provoca una importante reducción en la emisión de  $NO_x$ , pero un incremento en la emisión de CO. Adicionalmente, en estas condiciones se observó un importante incremento de la emisión de partículas de hollín.

Finalmente, durante la operación del motor en el modo DMDF las emisiones de  $NO_x$  y de partículas fueron mucho menores que en el modo CDC. Aunque, las emisiones de UHC y CO aumentaron en la estrategia DMDF. En términos de distribución de tamaño de partículas, se observó una estrecha semejanza entre el comportamiento de las PSD en la estrategia DMDF y en el concepto PPC. En ambas estrategias de combustión, a baja carga de operación la distribución de tamaño estuvo dominada por la moda de nucleación. A media carga de operación la distribución de tamaño se desplazó hacia la moda de acumulación reduciendo significativamente la moda de nucleación. Y en alta carga de operación, las PSD estuvieron situada exclusivamente en la zona de acumulación y con elevados valores en la concentración de partículas.

## 6.9 Bibliografía del Capítulo 6

- [1] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Achieving clean and efficient engine operation up to full load by combining optimized RCCI and dual-fuel diesel-gasoline combustion strategies," *Energy Convers. Manag.*, vol. 136, pp. 142–151, 2017.
- [2] V. Boronat Colomer, "Dual-Fuel Dual-Mode combustion strategy to achieve high thermal efficiency, low  $NO_x$  and smoke emissions in compression ignition engines," Tesis doct. Universitat Politècnica de València, Valencia, 2018.
- [3] M. Nazemi and M. Shahbakhti, "Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine," *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 135–150, 2016.
- [4] J. M. Desantes, J. Benajes, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "The role of the in-cylinder gas temperature and oxygen concentration over low load reactivity controlled compression ignition combustion efficiency," *Energy*, vol. 78, pp. 854–868, 2014.

- [5] R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine," in *SAE Technical Paper 2010-01-0864*, 2010, pp. 700–716.
- [6] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 209–226, 2011.
- [7] M. P. Musculus, J. E. Dec, and D. R. Tree, "Effects of fuel parameters and diffusion flame lift-off on soot formation in a heavy-duty diesel engine," in *SAE Technical Paper 2002-01-0889*, 2002.
- [8] H. J. Seong and A. L. Boehman, "Studies of soot oxidative reactivity using a diffusion flame burner," *Combust. Flame*, vol. 159, no. 5, pp. 1864–1875, 2012.
- [9] K. Poorghasemi, R. K. Saray, E. Ansari, B. K. Irdmousa, M. Shahbakhti, and J. D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," *Appl. Energy*, vol. 199, pp. 430–446, 2017.
- [10] M. Kaiadi, B. Johansson, M. Lundgren, and J. A. Gaynor, "Experimental investigation on different injection strategies for ethanol Partially Premixed Combustion," in *SAE Technical Paper 2013-01-0281*, 2013.
- [11] J. Han, S. Wang, and B. Somers, "Effects of Different Injection Strategies and EGR on Partially Premixed Combustion," in *SAE Technical Paper 2018-01-1798*, 2018.
- [12] Z. Zhang, T. Wang, M. Jia, Q. Wei, X. Meng, and G. Shu, "Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation," *Fuel*, vol. 130, pp. 177–188, 2014.
- [13] M. R. Saxena and R. K. Maurya, "Effect of premixing ratio, injection timing and compression ratio on nano particle emissions from dual fuel non-road compression ignition engine fueled with gasoline/methanol (port injection) and diesel (direct injection)," *Fuel*, vol. 203, pp. 894–914, 2017.

- 
- [14] R. Hessel, R. Reitz, M. Musculus, J. O'Connor, and D. Flowers, "A CFD Study of Post Injection Influences on Soot Formation and Oxidation under Diesel-Like Operating Conditions," *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, no. 2, pp. 694–713, 2014.
  - [15] K. S. Oppenauer and D. Alberer, "Soot formation and oxidation mechanisms during diesel combustion: Analysis and modeling impacts," *Int. J. Engine Res.*, vol. 15, no. 8, pp. 954–964, 2014.
  - [16] J. M. Desantes, V. Bermúdez, A. García, and W. G. Linares, "A Comprehensive Study of Particle Size Distributions with the Use of PostInjection Strategies in DI Diesel Engines," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 45, no. 10, pp. 1161–1175, 2011.

# Capítulo 7

## Conclusiones y trabajos futuros

### **Contenido**

---

<b>7.1 Síntesis y conclusiones .....</b>	<b>206</b>
7.1.1 Conclusiones referentes al concepto de combustión PPC .....	207
7.1.2 Conclusiones referentes al modo de operación DMDF.....	209
<b>7.2 Trabajos futuros.....</b>	<b>212</b>
<b>7.3 Producción científica.....</b>	<b>213</b>

## 7.1 Síntesis y conclusiones

En este capítulo se exponen los principales resultados obtenidos, a partir del estudio teórico-experimental abordado en esta tesis doctoral. La investigación se centró en el impacto que provocan diferentes estrategias de los procesos de inyección de combustible y de renovación de la carga, sobre el concepto de combustión PPC y el modo de operación DMDF, y su consecuente impacto sobre las emisiones contaminantes, incluyendo un análisis de la distribución de tamaño de partículas. Dos motores diferentes fueron utilizados en los ensayos experimentales. El concepto PPC se analizó en un MEC-ID de 2T, y las diferentes estrategias de combustión del modo DMDF se investigaron en un MEC-ID de 4T. Además, en este último motor se comparó el modo DMDF con el modo convencional CDC.

En general, la mayoría de las variaciones paramétricas causaron importantes alteraciones en los niveles de emisiones de los diferentes contaminantes, sin afectar significativamente el rendimiento del motor. Comportamiento observado durante la operación en el concepto PPC y en el modo DMDF, tanto con la variación de parámetros del sistema de inyección como del proceso de renovación de la carga. Siendo posible afirmar, que en estas estrategias premezcladas de combustión se dispone de un rango amplio para definir las condiciones del proceso de mezcla aire-combustible. Sin embargo, se requiere un adecuado ajuste de los parámetros que afectan el proceso de mezcla, ya que estos definirán el desarrollo del proceso de combustión y los niveles de emisiones contaminantes. Además, las condiciones de operación en el motor también demandan estrategias diferentes en el proceso de mezcla, procedimiento indispensable para operar con estos nuevos conceptos de combustión en todo el mapa del motor.

Los resultados mostraron que el grado de premezcla tiene un gran impacto sobre el proceso de combustión y los niveles finales de emisiones contaminantes. Las estrategias premezcladas LTC estudiadas presentaron diferentes condiciones para el desarrollo del proceso de preparación de la mezcla. Esto se debe a las características intrínsecas de cada concepto de combustión, así como a las diferentes condiciones de operación en el motor. Además, estas condiciones también conllevan a que las variaciones de los parámetros de los sistemas de inyección y de renovación de la carga influyen de manera diferente sobre el proceso de mezcla y las emisiones contaminantes en cada concepto de combustión.

A continuación, se muestra una síntesis de los resultados obtenidos a partir de las variaciones paramétricas llevadas a cabo en cada estrategia de combustión, incluyendo el impacto que ejerce el régimen de giro y la carga de operación. Para comenzar, se muestran los resultados obtenidos en el concepto de combustión PPC, seguido de los resultados alcanzados en las estrategias de combustión incluidas en el modo DMDF, que abarca los conceptos de combustión: RCCI completamente premezclada; RCCI altamente premezclada y dual-fuel con naturaleza difusiva.

### 7.1.1 Conclusiones referentes al concepto de combustión PPC

El concepto PPC de gasolina se sitúa entre la combustión completamente premezclada y la combustión totalmente difusiva. En la estrategia PPC, la inyección de combustible se retrasa durante la carrera de compresión, pero sin coincidir con el inicio de la combustión. Lo cual garantiza un periodo para el proceso de mezcla y un mayor control sobre el desarrollo de la combustión. Adicionalmente, se utilizan altas tasas de EGR para reducir las temperaturas de combustión.

Los estudios en el concepto PPC se realizaron en tres modos de operación del motor, que incluyen valores de baja y media carga, y condiciones diferentes de régimen de giro. En cada modo de operación se analizaron las variaciones de los siguientes parámetros del sistema de inyección: el ángulo de inicio de la segunda inyección –  $SOE_2$ , el ángulo de inicio de la tercera inyección –  $SOE_3$ , y la presión de inyección – IP. En cuanto al proceso de renovación de la carga, los parámetros analizados fueron: el periodo del cruce de válvula – OLAP y la tasa de EGR. Los principales resultados obtenidos se muestran a continuación:

- Se identificaron varias estrategias que permiten aumentar el tiempo de mezcla y disminuir la temperatura de combustión, proporcionando una reducción simultánea de las emisiones de NOx y la concentración numérica de partículas. En las estrategias de inyección, esto se logró con el avance del  $SOE_2$  y el aumento de IP, en lo que, en el proceso de renovación de la carga, este comportamiento se alcanzó con los incrementos del OLAP y de la tasa de EGR.
- En términos generales la reducción simultánea de las emisiones NOx y de partículas se alcanzó en todos los modos de operación analizados y en todas las variaciones de estos parámetros. Por ejemplo, a baja carga de operación el avance del  $SOE_2$  de  $-40^\circ$  a  $-44^\circ$  dPMS provocó

una reducción de 27% de NO<sub>x</sub> y 10% de la concentración numérica de partículas. Por otro lado, a media carga, se obtuvo una reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub> en 38% y de las partículas en 21%, con un aumento de 400 a 800 bar de IP. Por último, al aumentar el régimen de giro a media carga de operación, el aumento de OLAP de 63,4° a 67,4° redujo las emisiones de NO<sub>x</sub> y de partículas en 44% y 55% respectivamente.

- En la combustión PPC, el tiempo de mezcla tiene un importante impacto sobre la emisión de partículas. Conducta que se confirma con el retraso del SOE<sub>3</sub>. Al igual que en las otras estrategias de inyección estudiadas, la variación de este parámetro disminuye la temperatura en la cámara de combustión y consecuentemente la emisión de NO<sub>x</sub>. No obstante, en estas condiciones se reduce el tiempo de mezcla, beneficiando el proceso de formación de partículas de hollín. Tendencia que tuvo su impacto más significativo a media carga de operación, donde en estas condiciones, al retrasar el SOE<sub>3</sub> de -10 ° a -6 ° dPMS se redujo la emisión de NO<sub>x</sub> en 43%, mientras que la concentración numérica de partículas aumentó 31%
- En la mayoría de las variaciones paramétricas analizadas, el comportamiento de la emisión de UHC fue contrario al mostrado por la emisión de NO<sub>x</sub>. La emisión de UHC aumentó con las estrategias del sistema de inyección y del proceso de renovación de la carga que provocaron una disminución de las temperaturas de combustión, como los incrementos de IP y de la tasa de EGR. Las variaciones de estos parámetros aumentan la fracción de combustible que se aloja en zonas frías del cilindro, donde se desarrolla un proceso de combustión incompleto, favoreciendo la formación de los UHC. Este comportamiento fue más significativo a baja carga de operación, donde al aumentar la IP de 400 a 600 bar resultó en un incremento de la emisión de UHC en 35%, mientras que a media carga y alto régimen de giro esta tendencia fue menor, como se constató con el aumento de la tasa de EGR de 24% a 30%, que provocó un aumento en la emisión de UHC de 10%.
- La emisión de CO mostró un comportamiento similar a la emisión de UHC, es decir, en la mayoría de las estrategias de inyección y de renovación de la carga direccionadas a reducir las temperaturas de combustión, se afectó el proceso de oxidación de este compuesto gaseoso y como consecuencia, aumentó la emisión de CO. No obstante, el aumento de OLAP fue la única variación que, a pesar de reducir la temperatura de combustión también aumentó la emisión de



CO. Lo cual se debe al incremento en la concentración de oxígeno en la cámara de combustión que provoca esta estrategia. El oxígeno es un elemento que favorece significativamente la oxidación del CO.

- Con esta estrategia del proceso de renovación de la carga se logró reducir las emisiones de partículas, de NOx y de CO simultáneamente. Tendencia que se observó en todos los modos de operación analizados. Como ejemplo, a media carga de operación, el aumento de OLAP de 61,4 ° a 63,4 ° proporcionó disminuciones en la concentración numérica de partículas de 21%, en la emisión de NOx de 58% y en la emisión de CO de 47%.
- Las condiciones de operación en el motor mostraron un impacto relevante sobre la distribución de tamaño de partículas - PSD y las emisiones de los compuestos gaseosos. A baja carga de operación, se alcanzaron los menores niveles de emisión de NOx y de concentración numérica de partículas, pero con una PSD dominada por la moda de nucleación. En estas condiciones, también se observó el mayor valor de emisión de UHC.
- A medida que aumenta la carga, se incrementa el dosado y las temperaturas de combustión, provocando aumentos en la concentración de partículas y en las emisiones de NOx y de CO, mientras que, disminuye la emisión de UHC. Además, la PSD se desplaza hacia la moda de acumulación disminuyendo la concentración de partículas de la moda de nucleación.
- Este último comportamiento de las emisiones contaminantes y en las PSD se intensificó al incrementar el régimen de giro, ya que se reduce aún más el tiempo de mezcla. En estas condiciones las emisiones de partículas, de NOx y de CO aumentaron 107%, 130% y 81% respectivamente, mientras que la emisión de UHC disminuyó 51%.

### 7.1.2 Conclusiones referentes al modo de operación DMDF

El modo de operación DMDF permite operar un MEC en todo su rango de operación, a través de diferentes grados de premezcla de la combustión RCCI y la combustión dual-fuel. Con esto, es posible evitar los problemas intrínsecos del concepto RCCI, como el consumo excesivo de combustible a baja carga, y el aumento de presión en cámara a alta carga de operación del motor. Durante la operación en DMDF, se combinan estrategias de combustión RCCI completamente y altamente premezclada a baja y media carga, cambiando a una estrategia de combustión dual-fuel con naturaleza

difusiva a alta y plena carga de operación en el motor. El control y la estabilidad del proceso de combustión en cada una de estas estrategias depende de tres parámetros que afectan directamente el proceso de preparación de la mezcla: la proporción entre los combustibles de baja y alta reactividad, los parámetros del sistema de inyección y la tasa de EGR.

En este estudio, se realizaron variaciones paramétricas a partir del ángulo de inicio de la inyección principal del diésel –  $SOE_{2,Diesel}$  y de la tasa de EGR. A continuación, se muestran los principales resultados obtenidos en cada una de las estrategias de combustión del modo DMDF:

- A baja carga de operación, el concepto RCCI completamente premezclado se caracteriza por elevados tiempos de mezcla y bajas temperaturas de combustión. Condiciones que provocaron reducidos valores de emisiones NOx y de partículas. Las variaciones de los parámetros en estudio tuvieron un reducido impacto sobre el proceso de combustión y la mayoría de los contaminantes analizados. Se observó una disminución de la temperatura de combustión con el aumento de la tasa de EGR de 30% a 50% y el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  de  $-23^\circ$  a  $-33^\circ$  dPMS, disminuyendo la emisión de NOx en 14% y 17%, respectivamente. Adicionalmente, el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  aumentó el tiempo de mezcla, reduciendo también la concentración numérica de partículas en 16%. Las emisiones de CO y UHC fueron elevadas en esta estrategia de combustión. Siendo solo el avance del  $SOE_{2,Diesel}$  el parámetro que proporcionó un aumento en 21% la emisión de UHC.
- En la estrategia RCCI completamente premezclada, la distribución de tamaño de partículas estuvo dominada por la moda de nucleación, y sin cambios importantes en su estructura con las variaciones paramétricas realizadas. Comportamiento similar se observó en el concepto PPC a baja carga de operación. Demostrando que, en estas condiciones de operación, los conceptos premezclados LTC favorecen en gran medida el proceso de formación de partículas de SOF. Coincidentemente, en ambos conceptos de combustión también se observaron los niveles más altos de emisión de UHC, demostrando la relación existente entre ambos contaminantes.
- A media carga de operación, en el concepto RCCI altamente premezclado parte del combustible se quema por difusión, incrementando la riqueza local de la mezcla y las temperaturas de combustión, favoreciendo los procesos de formación y crecimiento de partículas de hollín. Por lo tanto, aumentan las emisiones de NOx y de

partículas, sin embargo, disminuyen las emisiones de CO y UHC, en comparación con la estrategia RCCI completamente premezclada. En esta estrategia de combustión, el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  de  $-7^\circ$  a  $-3^\circ$  dPMS y el aumento de la tasa de EGR de 40% a 60% retrasan la fase de la combustión durante la carrera de expansión, disminuyendo las temperaturas de combustión y la emisión de NOx en 46% y 61%, para cada parámetro. Al mismo tiempo, en estas condiciones el proceso de oxidación de CO se deteriora y la emisión de CO aumenta 37% con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y 57% con el incremento de la tasa de EGR.

- En el concepto RCCI altamente premezclado, la PSD se desplaza hacia la moda de acumulación, reduciendo considerablemente la concentración de partículas de la moda de nucleación. Bajo estas condiciones, se incrementa el proceso de absorción de condensados volátiles (partículas de SOF) que tiene lugar en la superficie de las partículas carbonosas. Tendencia que aumentó con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y el aumento de la tasa de EGR. En ambos casos se retrasa la fase de la combustión en la carrera de expansión donde las temperaturas son menores, afectando el proceso de oxidación de las partículas que se forman, principalmente, en la etapa difusiva de la combustión. Comportamiento que provoca un aumento de la concentración numérica de partículas en 25% con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y en 39% con el incremento de la tasa de EGR.
- A alta carga de operación, en el concepto dual-fuel de naturaleza difusiva, aumenta la tendencia difusiva del concepto anterior, y el comportamiento de las emisiones contaminantes con relación al concepto RCCI altamente premezclado se hace más expresivo. Es decir, hay un significativo aumento de emisiones de partículas y NOx, mientras que las emisiones de UHC y CO disminuyen aún más. En esta estrategia difusiva de combustión, el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  de  $-14^\circ$  a  $-8^\circ$  dPMS y el aumento de la tasa de EGR de 20% a 40% retrasan significativamente la fase de la combustión hacia condiciones menos reactivas. Lo cual provoca una reducción de la emisión de NOx en 45% con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y en 53% con el aumento de la tasa de EGR, mientras la emisión de CO aumentó en 65% y 94% con las variaciones de cada parámetro. Adicionalmente, el proceso de oxidación de partículas se reduce y aumenta la emisión de partículas, con un importante desplazamiento de la PSD hacia tamaños mayores en la moda de acumulación. La concentración numérica de partículas aumentó 58% con el retraso del  $SOE_{2,Diesel}$  y 70% con el incremento de la tasa de EGR.

- Finalmente, en el modo DMDF las emisiones de NOx y de partículas fueron menores que en el modo CDC. A baja carga de operación se observó una reducción de 66% en la emisión de NOx y de 49% en la concentración numérica de partículas, tendencia que aumentó con el incremento de la carga, llegando a reducir la emisión de NOx en 98% y la concentración de partículas en 63%. Sin embargo, las emisiones de UHC y CO aumentaron en la estrategia DMDF. Comportamiento que se mostró con mayor intensidad a baja carga de operación, donde la emisión de UHC y CO aumentó 85% y 81%, respectivamente.
- En términos de distribución de tamaño de partículas, se observó una estrecha semejanza entre el comportamiento de las PSD en la estrategia DMDF y en el concepto PPC. En ambas estrategias de combustión, a baja carga de operación la distribución de tamaño estuvo dominada por la moda de nucleación. A media carga de operación la distribución de tamaño se desplazó hacia la moda de acumulación reduciendo significativamente la moda de nucleación. Y en alta carga de operación, las PSD estuvieron situada exclusivamente en la zona de acumulación y con elevados valores en la concentración de partículas.

## 7.2 Trabajos futuros

Durante el desarrollo de esta tesis doctoral, surgieron algunas observaciones y sugerencias que desafortunadamente, no se consideraron en el momento de la investigación, ya sea debido a limitaciones en términos de tiempo y herramientas, o restricciones presupuestarias. Por lo tanto, podrían realizarse futuras investigaciones con el objetivo de viabilizar en un futuro cercano la implementación del concepto PPC de gasolina y el modo de operación DMDF en condiciones reales de operación.

- En el concepto PPC es imprescindible aplicar las variaciones paramétricas estudiadas en otros puntos estacionarios de operación, principalmente en condiciones de alta carga. Con esto, se logrará un barrido más amplio en todo el mapa del motor, y la definición de todas las estrategias de inyección y de renovación de la carga necesarias para viabilizar su operación.
- Ampliar las estrategias de inyección analizadas en el concepto PPC con un estudio paramétrico basado en la variación de la cantidad de combustible que se suministra en cada inyección. Lo cual permitirá

ajustar con mayor precisión la proporción de combustible entre las diferentes inyecciones que se utilizan en este concepto.

- Al aplicar el concepto PPC en un motor de 2T, la estrategia de renovación de la carga es fundamental, por lo que debería ampliarse el estudio incorporando el efecto de la relación de compresión sobre la gestión de aire. La relación de compresión es un parámetro crucial para la construcción final del motor.
- Durante el concepto PPC y las estrategias RCCI completamente y altamente premezcladas del modo DMDF, se observaron elevados niveles de emisión de UHC. Comportamiento que puede estar relacionado con un incremento en la cantidad de combustible que se deposita en zonas frías de la cámara de combustión. De esta manera, es necesario realizar nuevos estudios para comprender mejor como ocurre este fenómeno y desarrollar nuevas estrategias para reducir su negativo impacto. Estos trabajos se pueden desarrollar a través de estudios de imágenes de quimioluminiscencia y/o simulación CFD.
- Se recomiendan futuros trabajos direccionados a realizar ensayos experimentales con diferentes dispositivos de postratamiento. A pesar de los beneficios que proporcionan el concepto PPC y el modo DMDF en términos de emisiones de NO<sub>x</sub> y de partículas, no es posible eliminar totalmente el sistema de postratamiento. Todavía existen elevados niveles de emisiones de UHC y CO, y en algunos puntos de operación se alcanzan altos valores de concentración de partículas. Lo cual no permiten a ninguno de los motores cumplir con las normativas de emisiones. No obstante, los niveles de emisiones que se alcanzan en estos conceptos de combustión podrían viabilizar el uso de dispositivos de postratamiento de menor complejidad y tamaño, que benefician el rendimiento del motor y los costos de producción.
- Por último, y con el objetivo de profundizar en el modo DMDF, sería interesante ampliar los trabajos realizados utilizando otros combustibles. El empleo del etanol como combustible de baja reactividad podría mostrar excelentes resultados en estas estrategias dual-fuel de combustión

### **7.3 Producción científica**

De los estudios realizados para la elaboración de esta tesis doctoral, se han derivado una serie de trabajos que han ayudado a la obtención de

los resultados presentados en este documento. Estos resultados han sido reflejados en artículos publicados en revistas científicas de impacto internacional. A continuación, son listados estos trabajos:

- Vicente Bermúdez, José Manuel Luján, Hector Climent, Lian Soto y Daniel Campos. “Analysis of Regulated Pollutant Emissions and Aftertreatment Efficiency in a GTDi Engine Using Different SOI Strategies”. *SAE International Journal of Engines* 11, no. 3 (2018): 363–82. doi:10.4271/03-11-03-0025.
- Vicente Bermúdez, Santiago Ruiz, Ricardo Novella y Lian Soto. “Effects of Multiple Injection Strategies on Gaseous Emissions and Particle Size Distribution in a Two-Stroke Compression-Ignition Engine Operating with the Gasoline Partially Premixed Combustion Concept”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 233, no. 10 (2019): 2650–68. doi:10.1177/0954407018802960.
- Vicente Macián, Vicente Bermúdez, David Villalta y Lian Soto. “Effects of Low-Pressure EGR on Gaseous Emissions and Particle Size Distribution from a Dual-Mode Dual-Fuel (DMDF) Concept in a Medium-Duty Engine”. *Applied Thermal Engineering* 163 (2019): 114245. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114245.
- Vicente Bermúdez, Santiago Ruiz, Ricardo Novella y Lian Soto. “Assessment of Air Management Strategies on Particulate Number and Size Distributions from a 2-Stroke Compression-Ignition Engine Operating with Gasoline Partially Premixed Combustion Concept”. *International Journal of Engine Research* 21, no. 3 (2020): 448–69. doi:10.1177/1468087418802706.
- Vicente Bermúdez, Vicente Macián, David Villalta y Lian Soto. “Impact of Injection Settings on Gaseous Emissions and Particle Size Distribution in the Dual-Mode Dual-Fuel Concept”. *International Journal of Engine Research* 21, no. 4 (2020): 561–77. doi:10.1177/1468087419844413.
- Vicente Bermúdez, Antonio García, David Villalta y Lian Soto. “Assessment on the Consequences of Injection Strategies on Combustion Process and Particle Size Distributions in Euro VI Medium-Duty Diesel Engine”. *International Journal of Engine Research* 21, no. 4 (2020): 683–97. doi:10.1177/1468087419865652.

## Bibliografía general

- [1] Rudolf Diesel, "Internal-combustion engine," US Patent Number 608845, 1898.
- [2] U. Shrinivasa, "The evolution of diesel engines," *Resonance*, vol. 17, no. 4, pp. 365–377, 2012.
- [3] C. L. Davie-Martin, K. G. Stratton, J. G. Teeguarden, K. M. Waters, and S. L. M. Simonich, "Implications of Bioremediation of Polycyclic Aromatic Hydrocarbon-Contaminated Soils for Human Health and Cancer Risk," *Environ. Sci. Technol.*, vol. 51, no. 17, pp. 9458–9468, 2017.
- [4] M. Matti Maricq, "Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review," *J. Aerosol Sci.*, vol. 38, no. 11, pp. 1079–1118, 2007.
- [5] M. A. Robert, S. VanBergen, M. J. Kleeman, and C. A. Jakober, "Size and Composition Distributions of Particulate Matter Emissions: Part 1—Light-Duty Gasoline Vehicles," *J. Air Waste Manage. Assoc.*, vol. 57, no. 12, pp. 1414–1428, 2007.
- [6] J. McCreanor *et al.*, "Respiratory Effects of Exposure to Diesel Traffic in Persons with Asthma," *N. Engl. J. Med.*, vol. 357, no. 23, pp. 2348–2358, 2007.
- [7] J. A. Nightingale *et al.*, "Airway inflammation after controlled exposure to diesel exhaust particulates.," *Am. J. Respir. Crit. Care Med.*, vol. 162, no. 1, pp. 161–166, 2000.
- [8] G. Oberdörster, E. Oberdörster, and J. Oberdörster, "Nanotoxicology: An Emerging Discipline Evolving from Studies of Ultrafine Particles," *Environ. Health Perspect.*, vol. 113, no. 7, pp. 823–839, 2005.
- [9] "Regulation (EC) No 715/2007 - type approval of light passenger and commercial vehicles with respect to emissions (Euro 5 and Euro 6) and access to vehicle repair and maintenance information." [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=legissum:l28186>.
- [10] "Regulation (EC) No 595/2009 on type-approval of motor vehicles and engines (with respect to emissions from heavy-duty vehicles and access to vehicle repair and maintenance information)." [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=legissum:mi0029>.

- [11] B. Giechaskiel, P. Dilara, E. Sandbach, and J. Andersson, "Particle measurement programme (PMP) light-duty inter-laboratory exercise: comparison of different particle number measurement systems," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 19, no. 9, 2008.
- [12] L. Tan, Y. Guo, Z. Liu, P. Feng, and Z. Li, "An investigation on the catalytic characteristic of NO<sub>x</sub> reduction in SCR systems," *J. Taiwan Inst. Chem. Eng.*, vol. 99, pp. 53–59, 2019.
- [13] L. Hook, J. Pickard, and A. Raval, "UK stops short of 2040 ban on petrol and diesel vehicles | Financial Times." [Online]. Available: <https://www.ft.com/content/30f7e328-8372-11e8-96dd-fa565ec55929>.
- [14] M. Naseri *et al.*, "Development of SCR on Diesel Particulate Filter System for Heavy Duty Applications," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 2011-01–1312, 2011.
- [15] F. Payri and J. M. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Editorial Reverté y UPV, 2011.
- [16] F. Posada, S. Chambliss, and K. Blumberg, "Costs of emission reduction technologies for heavy-duty diesel vehicles | International Council on Clean Transportation," *ICCT White paper*. [Online]. Available: <https://www.theicct.org/publications/costs-emission-reduction-technologies-heavy-duty-diesel-vehicles>.
- [17] P. Karra and S.-C. Kong, "Diesel Emission Characteristics Using High Injection Pressure with Converging Nozzles in a Medium-Duty Engine," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 1, no. 1, pp. 578–592, 2008.
- [18] T. N. Puri Ing, L. R. Soni Ing, and S. Deshpande, "Combined Effects of Injection Timing and Fuel Injection Pressure on Performance, Combustion and Emission Characteristics of a Direct Injection Diesel Engine Numerically Using CONVERGE CFD Tool," in *SAE Technical Paper 2017-28-1953*, 2017.
- [19] S. d'Ambrosio and A. Ferrari, "Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance," *Appl. Energy*, vol. 155, pp. 918–932, 2015.



- [20] M. Badami, F. Mallamo, F. Millo, and E. E. Rossi, "Experimental investigation on the effect of multiple injection strategies on emissions, noise and brake specific fuel consumption of an automotive direct injection common-rail diesel engine," *Int. J. Engine Res.*, vol. 4, no. 4, pp. 299–314, 2003.
- [21] X.-Y. Shi, X.-Q. Qiao, J.-M. Ni, Y.-Y. Zheng, and N.-Y. Ye, "Study on the combustion and emission characteristics of a diesel engine with multi-injection modes based on experimental investigation and computational fluid dynamics modelling," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 224, no. 9, pp. 1161–1176, 2010.
- [22] J. M. Desantes, V. Bermúdez, A. García, and W. G. Linares, "A Comprehensive Study of Particle Size Distributions with the Use of PostInjection Strategies in DI Diesel Engines," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 45, no. 10, pp. 1161–1175, 2011.
- [23] T. Tomoda, T. Ogawa, H. Ohki, T. Kogo, K. Nakatani, and E. Hashimoto, "Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Valve Train System," *Int. J. Engine Res.*, vol. 11, no. 5, pp. 331–344, 2010.
- [24] M. Vilaseró, "El fin del diésel y la gasolina ya tiene fecha en España: 2040." [Online]. Available: <https://www.elperiodico.com/es/medio-ambiente/20181113/espana-prohibira-matriculacion-coches-diesel-gasolina-hibridos-desde-2040-7143700>.
- [25] A. K. Agarwal, A. P. Singh, and R. K. Maurya, "Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 61, pp. 1–56, 2017.
- [26] Y. Jung and C. Bae, "Immaturity of soot particles in exhaust gas for low temperature diesel combustion in a direct injection compression ignition engine," *Fuel*, vol. 161, pp. 312–322, 2015.
- [27] A. Jain, A. P. Singh, and A. K. Agarwal, "Effect of split fuel injection and EGR on NO<sub>x</sub> and PM emission reduction in a low temperature combustion (LTC) mode diesel engine," *Energy*, vol. 122, pp. 249–264, 2017.
- [28] J. A. Bittle, B. M. Knight, and T. J. Jacobs, "Heat Release Parameters to Assess Low Temperature Combustion Attainment," in *SAE Technical Paper 2011-01-1350*, 2011.

- [29] V. Boronat Colomer, "Dual-Fuel Dual-Mode combustion strategy to achieve high thermal efficiency, low NO<sub>x</sub> and smoke emissions in compression ignition engines," Tesis doct. Universitat Politècnica de València, Valencia, 2018.
- [30] A. Sofianopoulos, M. Rahimi Boldaji, B. Lawler, and S. Mamalis, "Investigation of thermal stratification in premixed homogeneous charge compression ignition engines: A Large Eddy Simulation study," *Int. J. Engine Res.*, vol. 20, no. 8–9, 2018.
- [31] J. Benajes, J. Martín, R. Novella, and K. Thein, "Understanding the performance of the multiple injection gasoline partially premixed combustion concept implemented in a 2-Stroke high speed direct injection compression ignition engine," *Appl. Energy*, vol. 161, pp. 465–475, 2016.
- [32] J. Benajes, S. Molina, A. García, E. Belarte, and M. Vanvolsem, "An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 66–76, 2014.
- [33] U. Raudsepp *et al.*, "Shipborne nutrient dynamics and impact on the eutrophication in the Baltic Sea," *Sci. Total Environ.*, vol. 671, pp. 189–207, 2019.
- [34] S. Kemball-Cook, G. Yarwood, J. Johnson, B. Dornblaser, and M. Estes, "Evaluating NO<sub>x</sub> emission inventories for regulatory air quality modeling using satellite and air quality model data," *Atmos. Environ.*, vol. 117, pp. 1–8, 2015.
- [35] J. M. Fernández-Guisuraga *et al.*, "Nitrogen oxides and ozone in Portugal: trends and ozone estimation in an urban and a rural site," *Environ. Sci. Pollut. Res.*, vol. 23, no. 17, pp. 171–182, 2016.
- [36] W. Tseng, J. Yeh, H. Lane, and C. Lin, "Effects of donepezil on cognition and global functioning in patients with delayed encephalopathy after carbon monoxide poisoning: A case series," *Psychiatry Clin. Neurosci.*, vol. 73, no. 6, 2019.
- [37] Y.-C. Chang, H.-Y. Lee, J.-L. Huang, C.-H. Chiu, C.-L. Chen, and C.-T. Wu, "Risk Factors and Outcome Analysis in Children with Carbon Monoxide Poisoning," *Pediatr. Neonatol.*, vol. 58, no. 2, pp. 171–177, 2017.

- [38] F. Yu, K. Ye, Y. Hu, J. Li, Y. An, and D. Qu, "Exposure to polycyclic aromatic hydrocarbons derived from vehicle exhaust gas induces premature senescence in mouse lung fibroblast cells," *Mol. Med. Rep.*, vol. 19, no. 5, pp. 4326–4334, 2019.
- [39] J. Benajes, R. Payri, M. Bardi, and P. Martí-Aldaraví, "Experimental characterization of diesel ignition and lift-off length using a single-hole ECN injector," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 554–563, 2013.
- [40] P. M. Lillo, L. M. Pickett, H. Persson, O. Andersson, and S. Kook, "Diesel Spray Ignition Detection and Spatial/Temporal Correction," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 3, pp. 1330–1346, 2012.
- [41] J. E. Dec, W. Hwang, and M. Sjöberg, "An investigation of thermal stratification in HCCI engines using chemiluminescence imaging," in *SAE Technical Paper 2006-01-1518*, 2006.
- [42] M. Yao, Z. Zheng, and H. Liu, "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 35, no. 5, pp. 398–437, 2009.
- [43] U. Wagner, R. Anca, A. Velji, and U. Spicher, "An experimental study of homogeneous charge compression ignition (HCCI) with various compression ratios, intake air temperatures and fuels with port and direct fuel injection," in *SAE Technical Paper 2003-01-2293*, 2003.
- [44] T. Kamimoto and M. H. Bae, "High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines," in *SAE Technical Paper 880423*, 1988.
- [45] G. D. Neely, S. Sasaki, Y. Huang, J. A. Leet, and D. W. Stewart, "New diesel emission control strategy to meet US tier 2 emissions regulations," in *SAE Technical Paper 2005-01-1091*, 2005.
- [46] J. E. Dec and P. L. Kelly-Zion, "The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a di diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot," in *SAE Technical Paper 2000-01-0238*, 2000.
- [47] M. Cerit and H. S. Soyhan, "Thermal analysis of a combustion chamber surrounded by deposits in an HCCI engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 81–88, 2013.
- [48] G. Li, C. Zhang, and J. Zhou, "Study on the knock tendency and cyclical variations of a HCCI engine fueled with n-butanol/n-heptane blends," *Energy Convers. Manag.*, vol. 133, pp. 548–557, 2017.

- [49] L. Shi, K. Deng, Y. Cui, S. Qu, and W. Hu, "Study on knocking combustion in a diesel HCCI engine with fuel injection in negative valve overlap," *Fuel*, vol. 106, pp. 478–483, 2013.
- [50] L. Shi, Y. Sun, and K. Deng, "Fuel adjustment to achieve a smooth net indicated mean effective pressure during mode switching from homogeneous charge compression ignition to conventional diesel compression ignition in a transient hydrocarbon emissions study," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 230, no. 13, pp. 1758–1766, 2016.
- [51] B. Higgins, D. Siebers, and A. Aradi, "Diesel-spray ignition and premixed-burn behavior," in *SAE Technical Paper 2000-01-0940*, 2000.
- [52] J. Benajes, J. V. Pastor, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "The potential of RCCI concept to meet EURO VI NOx limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map," *Fuel*, vol. 159, pp. 952–961, 2015.
- [53] A. Paykani, A. H. Kakaee, P. Rahnama, and R. D. Reitz, "Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines," *Int. J. Engine Res.*, vol. 17, no. 5, pp. 481–524, 2016.
- [54] M. Sjöberg, J. E. Dec, and N. P. Cernansky, "Potential of thermal stratification and combustion retard for reducing pressure-rise rates in HCCI engines, based on multi-zone modeling and experiments," in *SAE Technical Paper 2005-01-0113*, 2005.
- [55] M. Sjöberg and J. E. Dec, "Smoothing HCCI heat-release rates using partial fuel stratification with two-stage ignition fuels," in *SAE Technical Paper 2006-01-0629*, 2006.
- [56] M. Lundgren *et al.*, "Optical study on combustion transition from HCCI to PPC with gasoline compression ignition in a HD engine," in *SAE Technical Paper 2016-01-0768*, 2016.
- [57] Y. An, M. Jaasim, V. Raman, F. E. Hernández Pérez, H. G. Im, and B. Johansson, "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) and partially premixed combustion (PPC) in compression ignition engine with low octane gasoline," *Energy*, vol. 158, pp. 181–191, 2018.
- [58] V. Manente, B. Johansson, and W. Cannella, "Gasoline partially premixed combustion, the future of internal combustion engines?," *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 194–208, 2011.

- [59] K. Okude, K. Mori, S. Shiino, and T. Moriya, "Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of nox and soot in diesel engine," in *SAE Technical Paper 2004-01-1907*, 2004.
- [60] D. De Lima Moradell, "Analysis of combustion concepts in a poppet valve two-stroke downsized compression ignition engine designed for passenger car applications," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [61] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and K. Thein, "Impact of injection settings operating with the gasoline Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI compression ignition engine," *Appl. Energy*, vol. 193, pp. 515–530, 2017.
- [62] C. Micó Reche, "Development of measurement and visualization techniques for characterization of mixing and combustion processes with surrogate fuels," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2015.
- [63] T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, J. Hatano, N. Kitayama, and H. Sono, "PCCI Operation with Fuel Injection Timing Set Close to TDC," in *Technical Paper 2006-01-0920*, 2006.
- [64] H. Liu, S. Ma, Z. Zhang, Z. Zheng, and M. Yao, "Study of the control strategies on soot reduction under early-injection conditions on a diesel engine," *Fuel*, vol. 139, pp. 472–481, 2015.
- [65] R. Kiplimo, E. Tomita, N. Kawahara, and S. Yokobe, "Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 165–175, 2012.
- [66] Y. Lu, W. Yu, and W. Su, "Using Multiple Injection Strategies in Diesel PCCI Combustion: Potential to Extend Engine Load, Improve Trade-off of Emissions and Efficiency," in *SAE Technical Paper 2011-01-1396*, 2011.
- [67] S. K. Pandey, S. R. Sarma Akella, and R. V. Ravikrishna, "Novel fuel injection strategies for PCCI operation of a heavy-duty turbocharged diesel engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, pp. 883–898, 2018.
- [68] P.-P. Ewphun, T. Nagasawa, H. Kosaka, and S. Sato, "Investigation on Premixed Charge Compression Ignition Combustion Control Using Multi Pulse Ultrahigh Pressure Injection," in *SAE Technical Paper 2019-01-1155*, 2019.

- [69] S. L. Kokjohn and R. D. Reitz, "Investigation of charge preparation strategies for controlled premixed charge compression ignition combustion using a variable pressure injection system," *Int. J. Engine Res.*, vol. 11, no. 4, pp. 257–282, 2010.
- [70] A. M. Ickes, S. V. Bohac, and D. N. Assanis, "Effect of fuel cetane number on a premixed diesel combustion mode," *Int. J. Engine Res.*, vol. 10, no. 4, pp. 251–263, 2009.
- [71] A. Weall and N. Collings, "Investigation into partially premixed combustion in a light-duty multi-cylinder diesel engine fuelled gasoline and diesel with a mixture of," in *SAE Technical Paper 2007-01-4058*, 2007.
- [72] G. T. Kalghatgi, P. Risberg, and H. E. Angström, "Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NOx at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel," in *SAE Technical Paper 2007-01-0006*, 2007.
- [73] J. E. Dec, "A conceptual model of diesel combustion based on laser-sheet imaging," in *SAE Technical Paper 970873*, 1997.
- [74] V. Manente, B. Johansson, P. Tunestal, and W. Cannella, "Effects of different type of gasoline fuels on heavy duty partially premixed combustion," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 2, pp. 71–88, 2010.
- [75] H. Solaka, U. Aronsson, M. Tuner, and B. Johansson, "Investigation of partially premixed combustion characteristics in low load range with regards to fuel octane number in a light-duty diesel engine," in *SAE Technical Paper 2012-01-0684*, 2012.
- [76] P. Borgqvist, P. Tunestal, and B. Johansson, "Gasoline partially premixed combustion in a light duty engine at low load and idle operating conditions," in *SAE Technical Paper 2012-01-0687*, 2012.
- [77] P. Borgqvist, M. Tuner, A. Mello, P. Tunestal, and B. Johansson, "The usefulness of negative valve overlap for gasoline partially premixed combustion, PPC," in *SAE Technical Paper 2012-01-1578*, 2012.
- [78] P. Tribotte *et al.*, "Two Strokes Diesel Engine - Promising Solution to Reduce CO2 Emissions," *Procedia - Soc. Behav. Sci.*, vol. 48, pp. 2295–2314, 2012.
- [79] J. Benajes *et al.*, "Analysis of the combustion process, pollutant emissions and efficiency of an innovative 2-stroke HSDI engine designed for automotive applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 181–193, 2013.

- [80] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and P. Tribotté, "Analysis of combustion concepts in a newly designed two-stroke high-speed direct injection compression ignition engine," *Int. J. Engine Res.*, vol. 16, no. 1, pp. 52–67, 2015.
- [81] J. Benajes, S. Molina, R. Novella, and D. De Lima, "Implementation of the Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with gasoline," *Appl. Energy*, vol. 122, pp. 94–111, 2014.
- [82] J. Benajes, J. Martin, R. Novella, and D. De Lima, "Analysis of the load effect on the partially premixed combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with conventional gasoline," in *SAE Technical Paper 2014-01-1291*, 2014.
- [83] K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, K. Nakakita, and I. Sakata, "Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability," in *SAE Technical Paper 2006-01-0028*, 2006.
- [84] P. F. Flynn *et al.*, "Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation," in *SAE Technical Paper 1999-01-0509*, 1999.
- [85] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 2, pp. 24–39, 2010.
- [86] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): A pathway to controlled high-efficiency clean combustion," *Int. J. Engine Res.*, vol. 12, no. 3, pp. 209–226, 2011.
- [87] J. Monsalve Serrano, "Dual-fuel compression ignition: towards clean, highly efficient combustion," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [88] X. Liu, S. Kokjohn, Y. Li, H. Wang, H. Li, and M. Yao, "A numerical investigation of the combustion kinetics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in an optical engine," *Fuel*, pp. 753–766, 2019.
- [89] Y. Zhang, J. Ghandhi, and D. Rothamer, "Comparison of Particulate Size Distributions from Advanced and Conventional Combustion - Part I: CDC, HCCI, and RCCI," *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, no. 2, pp. 820–834, 2014.

- [90] D. A. Splitter, M. Wissink, T. Hendricks, J. Ghandhi, and R. Reitz, "Comparison of RCCI, HCCI, and CDC Operation from Low to Full Load," in *THIESEL 2012 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines*, 2012.
- [91] J. Benajes, S. Molina, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine," *Energy*, vol. 90, pp. 1261–1271, 2015.
- [92] J. Benajes, J. V. Pastor, A. García, and V. Boronat, "A RCCI operational limits assessment in a medium duty compression ignition engine using an adapted compression ratio," *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 497–508, Oct. 2016.
- [93] J. M. Desantes, J. Benajes, A. García, and J. Monsalve-Serrano, "The role of the in-cylinder gas temperature and oxygen concentration over low load reactivity controlled compression ignition combustion efficiency," *Energy*, vol. 78, pp. 854–868, 2014.
- [94] L. Tong, H. Wang, Z. Zheng, R. Reitz, and M. Yao, "Experimental study of RCCI combustion and load extension in a compression ignition engine fueled with gasoline and PODE," *Fuel*, vol. 181, pp. 878–886, 2016.
- [95] C. Chartier *et al.*, "Analysis of Smokeless Spray Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine by Combined Simultaneous Optical Diagnostics," in *SAE Technical Paper 2009-01-1353*, 2009.
- [96] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Achieving clean and efficient engine operation up to full load by combining optimized RCCI and dual-fuel diesel-gasoline combustion strategies," *Energy Convers. Manag.*, vol. 136, pp. 142–151, 2017.
- [97] M. Nazemi and M. Shahbakhti, "Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine," *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 135–150, 2016.
- [98] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "An investigation on the particulate number and size distributions over the whole engine map from an optimized combustion strategy combining RCCI and dual-fuel diesel-gasoline," *Energy Convers. Manag.*, vol. 140, pp. 98–108, 2017.



- [99] J. Benajes, A. García, J. Monsalve-Serrano, and V. Boronat, "Gaseous emissions and particle size distribution of dual-mode dual-fuel diesel-gasoline concept from low to full load," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 120, pp. 138–149, 2017.
- [100] J. E. Dec and D. R. Tree, "Diffusion-Flame / Wall Interactions in a Heavy-Duty DI Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 2001-01-1295*, 2001.
- [101] J. E. Dec and R. E. Canaan, "PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 980147*, 1998.
- [102] J. E. Dec and C. Espey, "Chemiluminescence imaging of autoignition in a di diesel engine," in *SAE Technical Paper 982685*, 1998.
- [103] J. Shu *et al.*, "Influences of excess air coefficient on combustion and emission performance of diesel pilot ignition natural gas engine by coupling computational fluid dynamics with reduced chemical kinetic model," *Energy Convers. Manag.*, vol. 187, pp. 283–296, 2019.
- [104] A. Calam, H. Solmaz, E. Yılmaz, and Y. İçingür, "Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in A HCCI engine," *Energy*, vol. 168, pp. 1208–1216, 2019.
- [105] B. Deng *et al.*, "The effect of air/fuel ratio on the CO and NOx emissions for a twin-spark motorcycle gasoline engine under wide range of operating conditions," *Energy*, vol. 169, pp. 1202–1213, 2019.
- [106] E. Shim, H. Park, and C. Bae, "Intake air strategy for low HC and CO emissions in dual-fuel (CNG-diesel) premixed charge compression ignition engine," *Appl. Energy*, vol. 225, pp. 1068–1077, 2018.
- [107] J. Li, Z. Zhao, A. Kazakov, M. Chaos, F. L. Dryer, and J. J. Scire, "A comprehensive kinetic mechanism for CO, CH<sub>2</sub>O, and CH<sub>3</sub>OH combustion," *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 39, no. 3, pp. 109–136, 2007.
- [108] A. V. Joshi and H. Wang, "Master equation modeling of wide range temperature and pressure dependence of CO + OH → products," *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 38, no. 1, pp. 57–73, 2006.
- [109] V. Lissianski, H. Yang, Z. Qin, M. R. Mueller, K. S. Shin, and W. C. Gardiner, "High-temperature measurements of the rate coefficient of the H + CO<sub>2</sub> → CO + OH reaction," *Chem. Phys. Lett.*, vol. 240, no. 1–3, pp. 57–62, 1995.

- [110] F. Königsson, J. Kuyper, P. Stalhammar, and H. E. Angstrom, "The Influence of Crevices on Hydrocarbon Emissions from a Diesel-Methane Dual Fuel Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 6, no. 2, pp. 751–765, 2013.
- [111] C. D. Tyree, "Emission Levels and Catalyst Temperatures as a Function of Ignition-Induced Misfire," in *SAE Technical Paper 920298*, 1992.
- [112] J. Vera and J. Ghandhi, "Investigation of Post-Flame Oxidation of Unburned Hydrocarbons in Small Engines," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 67–81, 2011.
- [113] A. C. Alkidas, "Combustion-chamber crevices: the major source of engine-out hydrocarbon emissions under fully warmed conditions," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 25, no. 3, pp. 253–273, 1999.
- [114] R. M. Siewert, "A Phenomenological Engine Model for Direct Injection of Liquid Fuels, Spray Penetration, Vaporization, Ignition Delay, and Combustion," in *SAE Technical Paper 2007-01-0673*, 2007.
- [115] R. Opat *et al.*, "Investigation of Mixing and Temperature Effects on HC/CO Emissions for Highly Dilute Low Temperature Combustion in a Light Duty Diesel Engine," in *SAE Technical Paper 2007-01-0193*, 2007.
- [116] C. P. Koci *et al.*, "Detailed Unburned Hydrocarbon Investigations in a Highly-Dilute Diesel Low Temperature Combustion Regime," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 858–879, 2009.
- [117] J. Warnatz, U. Maas, and R. W. Dibble, *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [118] G. A. Lavoile, J. B. Heywood, and J. C. Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 1, no. 4, pp. 313–326, 1970.
- [119] H. Orikasa, K. Matsuoka, T. Kyotani, and A. Tomita, "HCN and N<sub>2</sub> formation mechanism during NO/char reaction," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 29, no. 2, pp. 2283–2289, 2002.
- [120] Y. Park and C. Bae, "Influence of EGR and pilot injection on PCCI combustion in a single-cylinder diesel engine," in *SAE Technical Papers*, 2011.

- [121] A. Momenimovahed and J. S. Olfert, "Effective Density and Volatility of Particles Emitted from Gasoline Direct Injection Vehicles and Implications for Particle Mass Measurement," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 49, no. 11, pp. 1051–1062, 2015.
- [122] S. Mohankumar and P. Senthilkumar, "Particulate matter formation and its control methodologies for diesel engine: A comprehensive review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, pp. 1227–1238, 2017.
- [123] F. Bonatesta, E. Chiappetta, and A. La Rocca, "Part-load particulate matter from a GDI engine and the connection with combustion characteristics," *Appl. Energy*, vol. 124, pp. 366–376, 2014.
- [124] J. Reijnders, M. Boot, and P. de Goey, "Particle nucleation-accumulation mode trade-off: A second diesel dilemma?," *J. Aerosol Sci.*, vol. 124, pp. 95–111, 2018.
- [125] H. Omidvarborna, A. Kumar, and D. S. Kim, "Recent studies on soot modeling for diesel combustion," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 48, pp. 635–647, 2015.
- [126] F. C. Barbosa, "Heavy Duty Emission Standards Assessment - An Engine and Aftertreatment Technological Approach," in *SAE Technical Papers 2016-36-0167*, 2016.
- [127] R. Hauser, E. A. Eisen, L. Pothier, and D. C. Christiani, "A prospective study of lung function among boilermaker construction workers exposed to combustion particulates.," *Am. J. Ind. Med.*, vol. 39, no. 5, pp. 454–62, 2001.
- [128] D. R. Tree and K. I. Svensson, "Soot processes in compression ignition engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 33, no. 3, pp. 272–309, 2007.
- [129] S. Park, Y. Wang, S. H. Chung, and S. M. Sarathy, "Compositional effects on PAH and soot formation in counterflow diffusion flames of gasoline surrogate fuels," *Combust. Flame*, vol. 178, pp. 46–60, 2017.
- [130] H. Richter and J. . Howard, "Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot—a review of chemical reaction pathways," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 26, no. 4–6, pp. 565–608, 2000.
- [131] M. Frenklach and L. B. Ebert, "Comment on the proposed role of spheroidal carbon clusters in soot formation," *J. Phys. Chem.*, vol. 92, no. 2, pp. 561–563, 1988.

- [132] M. Frenklach and H. Wang, "Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation," Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 1994.
- [133] M. Frenklach, "Reaction mechanism of soot formation in flames," *Phys. Chem. Chem. Phys.*, vol. 4, no. 11, pp. 2028–2037, 2002.
- [134] B. S. Haynes and H. G. Wagner, "Soot formation," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 7, no. 4, pp. 229–273, 1981.
- [135] O. I. Smith, "Fundamentals of soot formation in flames with application to diesel engine particulate emissions," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 7, no. 4, pp. 275–291, 1981.
- [136] I. T. Woods and B. S. Haynes, *Soot Formation in Combustion*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994.
- [137] I. Glassman, *Combustion*, 3rd ed. San Diego: Academic Press, 1996.
- [138] E. Fuentes López, "Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2006.
- [139] D. Campos Navarro, "Estudio de las emisiones de escape en motores de combustión interna alternativos utilizando diferentes sistemas de control de contaminantes," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2016.
- [140] R. M. Montajir, T. Kusaka, Y. Bamba, and M. Adachi, "A New Concept for Real-Time Measurement of Particulate Matter (Soot and SOF)," in *SAE Technical Paper 2005-01-3605*, 2005.
- [141] W. Linarez Rodríguez, "Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor diésel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2013.
- [142] A. A. May *et al.*, "Gas- and particle-phase primary emissions from in-use, on-road gasoline and diesel vehicles," *Atmos. Environ.*, vol. 88, pp. 247–260, 2014.
- [143] D. B. Kittelson, W. F. Watts, and J. P. Johnson, "On-road and laboratory evaluation of combustion aerosols—Part1: Summary of diesel engine results," *J. Aerosol Sci.*, vol. 37, no. 8, pp. 913–930, 2006.

- [144] D. B. Kittelson, W. F. Watts, and A. Megan, "Review of Diesel Particulate Sampling Methods. Supplemental Report # 2. Aerosol Dynamics, Laboratory and On-Road Studies," Univ. Minnesota Dep. Mech. Eng., Minnesota (USA), 1998.
- [145] H. Seong, K. O. Lee, S. Choi, C. Adams, and D. Foster, "Characterization of particulate morphology, nanostructures, and sizes in low-temperature combustion with biofuels," in *SAE Technical Paper 2012-01-0441*, 2012.
- [146] Y. Jung, D. Qi, and C. Bae, "Assessment of soot particles in an exhaust gas for low temperature diesel combustion with high EGR in a heavy duty compression ignition engine," in *SAE Technical Paper 2013-01-2572*, 2013.
- [147] W. Pejpichestakul *et al.*, "Examination of a soot model in premixed laminar flames at fuel-rich conditions," *Proc. Combust. Inst.*, vol. 37, no. 1, pp. 1013–1021, 2019.
- [148] W. Pejpichestakul, A. Cuoci, A. Frassoldati, M. Pelucchi, A. Parente, and T. Faravelli, "Buoyancy effect in sooting laminar premixed ethylene flame," *Combust. Flame*, vol. 205, pp. 135–146, 2019.
- [149] Y. Zhang, J. Ghandhi, and D. Rothamer, "Comparisons of particle size distribution from conventional and advanced compression ignition combustion strategies," *Int. J. Engine Res.*, vol. 19, no. 7, pp. 699–717, 2018.
- [150] M. Dickau *et al.*, "Methodology for quantifying the volatile mixing state of an aerosol," *Aerosol Sci. Technol.*, vol. 50, no. 8, pp. 759–772, 2016.
- [151] T. Lähde *et al.*, "Heavy duty diesel engine exhaust aerosol particle and ion measurements," *Environ. Sci. Technol.*, vol. 43, no. 1, pp. 163–168, 2009.
- [152] N. Bukowiecki, D. . Kittelson, W. . Watts, H. Burtscher, E. Weingartner, and U. Baltensperger, "Real-time characterization of ultrafine and accumulation mode particles in ambient combustion aerosols," *J. Aerosol Sci.*, vol. 33, no. 8, pp. 1139–1154, 2002.
- [153] "Aerosol Statistics Lognormal Distributions and  $dn/d\log D_p$ ," 2010. [Online]. Available: [https://www.tsi.com/getmedia/1621329b-f410-4dce-992b-e21e1584481a/PR-001-RevA\\_Aerosol-Statistics-AppNote?ext=.pdf](https://www.tsi.com/getmedia/1621329b-f410-4dce-992b-e21e1584481a/PR-001-RevA_Aerosol-Statistics-AppNote?ext=.pdf).

- [154] G. Di Blasio, G. Belgiorno, and C. Beatrice, "Effects on performances, emissions and particle size distributions of a dual fuel (methane-diesel) light-duty engine varying the compression ratio," *Appl. Energy*, vol. 204, pp. 726–740, 2017.
- [155] C. Wang, H. Xu, J. M. Herreros, J. Wang, and R. Cracknell, "Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine," *Appl. Energy*, vol. 132, pp. 178–191, 2014.
- [156] B. Liu, X. Cheng, J. Liu, and H. Pu, "Investigation into particle emission characteristics of partially premixed combustion fueled with high n-butanol-diesel ratio blends," *Fuel*, vol. 223, pp. 1–11, 2018.
- [157] L. Pohorelsky *et al.*, "Air system conception for a downsized two-stroke diesel engine," in *SAE Technical Paper 2012-01-0831*, 2012.
- [158] P. Obernesser, N. Quechon, and C. Servant, "Two-stroke engine e.g. twostroke diesel engine, has air deflector located downstream of part of seat in intake valve of intake duct, and directing air flow from intake duct towards lower part of combustion chamber," Patente. FR0080053623, 2009.
- [159] "UNE-EN 228:2013 Combustibles para automoción. Gasolina sin plo..." [Online]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?Tipo=N&c=N0050981>.
- [160] S. Yu and M. Zheng, "Ethanol–diesel premixed charge compression ignition to achieve clean combustion under high loads," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 230, no. 4, pp. 527–541, 2016.
- [161] D. Klos, D. Janecek, and S. Kokjohn, "Investigation of the Combustion Instability-NOx Tradeoff in a Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 2, pp. 821–830, 2015.
- [162] "UNE-EN 590:2014+A1:2017 Combustibles para automoción. Combusti..." [Online]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?Tipo=N&c=N0058993>.
- [163] "Measurement of Intake Air Or Exhaust Gas Flow of Diesel Engines," in *SAE Standards J244\_199208*, 1992.
- [164] P. de Rudder Korneel Antoon, "An approach to low-temperature combustion in a small hsd diesel engine," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2007.

- [165] M. Kubota, K. Yoshida, H. Shoji, and H. Tanaka, "A Study of the Influence of Fuel Temperature on Emission Characteristics and Engine Performance of Compression Ignition Engine," in *SAE Technical Paper 2002-32-1777*, 2002.
- [166] G. Chen, "Study of fuel temperature effects on fuel injection, combustion, and emissions of direct-injection diesel engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 131, no. 2, 2009.
- [167] M. T. Sherman, R. Chase, A. Mauti, Z. Rauker, and W. Silvis, "Evaluation of horiba MEXA 7000 bag bench analyzers for single range operation," in *SAE Technical Paper 1999-01-0147*, 1999.
- [168] "Instrumentation and Techniques for Exhaust Gas Emissions Measurement," in *SAE Standards J254\_201106*, 2011.
- [169] S. Mertes, F. Schröder, and A. Wiedensohler, "The particle detection efficiency curve of the tsi-3010 cpc as a function of the temperature difference between saturator and condenser," *Aerosol Science and Technology*, vol. 23, no. 2. pp. 257–261, 1995.
- [170] N. S. Alozie, D. Peirce, A. Lindner, W. Winklmayr, and L. Ganippa, "Influence of dilution conditions on diesel exhaust particle measurement using a mixing tube diluter," in *SAE Technical Paper 2014-01-1568*, 2014.
- [171] A. Suresh and J. H. Johnson, "A study of the dilution effects on particle size measurement from a heavy-duty diesel engine with EGR," in *SAE Technical Paper 2001-01-0220*, 2001.
- [172] E. Carli, U. Matter, and T. Mosimann, "Influence of Sampling Conditions, Engine Load and Fuel Quality on the Measurement of Ultrafine Particles from a Modern Diesel Vehicle," in *5. ETH Conference on Nanoparticle-Measurement*, 2001.
- [173] B. Giechaskiel, M. Cresnoverh, H. Jörgl, and A. Bergmann, "Calibration and accuracy of a particle number measurement system," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 21, no. 4, 2010.
- [174] M. Kasper, "The number concentration of non-volatile particles - Design study for an instrument according to the PMP recommendations," in *SAE Technical Paper 2004-01-0960*, 2004.
- [175] T. Johnson, R. Caldow, A. Pöcher, A. Mirme, and D. Kittelson, "A new electrical mobility particle sizer spectrometer for engine exhaust particle measurements," in *SAE Technical Paper 2004-01-1341*, 2004.

- [176] Q. Wei, M. Akard, I. Asano, and M. Rahman, "Penetration calibration and verification for the solid particle counting system with polydisperse and monodisperse particles," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 1, no. 1, pp. 593–602, 2009.
- [177] W. Liu, B. L. Osmondson, O. F. Bischof, and G. J. Sem, "Calibration of condensation particle counters," in *SAE Technical Paper 2005-01-0189*, 2005.
- [178] S. Bau, A. Toussaint, R. Payet, and O. Witschger, "Performance study of various Condensation Particle Counters (CPCs): Development of a methodology based on steady-state airborne DEHS particles and application to a series of handheld and stationary CPCs," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 838, no. 1, 2017.
- [179] S. Molina, "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2003.
- [180] R. Novella, "Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 2009.
- [181] J. V. Benajes, J. J. López, R. Novella, and A. García, "Advanced methodology for improving testing efficiency in a single-cylinder research diesel engine," *Exp. Tech.*, vol. 32, no. 6, pp. 41–47, 2008.
- [182] M. Lapuerta, "Estudio fenomenológico de la combustión en motores diesel rápidos de inyección directa," Tesis doct. CMT - Universitat Politècnica de València, Valencia, 1988.
- [183] M. Lapuerta, O. Armas, and J. J. Hernández, "Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, no. 5, pp. 513–529, 1999.
- [184] F. Payri, S. Molina, J. Martín, and O. Armas, "Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 2–3, pp. 226–236, 2006.
- [185] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, and M. Reyes, "A concise wall temperature model for di Diesel engines," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 11–12, pp. 1320–1327, Aug. 2006.



- [186] A. K. Agarwal, S. K. Aggarwal, A. K. Gupta, A. Kushari, and A. Pandey, *Novel Combustion Concepts for Sustainable Energy Development*. New Delhi: Springer India, 2014.
- [187] D. B. Olsen, G. C. Hutcherson, B. D. Willson, and C. E. Mitchell, "Development of the tracer gas method for large bore natural gas engines-Part I: Method validation," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 678–685, 2002.
- [188] D. B. Olsen, G. C. Hutcherson, B. O. Willson, and C. E. Mitchell, "Development of the tracer gas method for large bore natural gas engines-Part II: Measurements of scavenging parameters," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 124, no. 3, pp. 686–694, 2002.
- [189] F. Bozza, A. Gimelli, S. Fontanesi, and E. Severi, "1D and 3D CFD investigation of burning process and knock occurrence in a gasoline or CNG fuelled two-stroke SI engine," in *SAE Technical Paper 2011-32-0526*, 2011.
- [190] P. Brynych, J. Macek, R. Novella, and K. Thein, "Representation of Two-Stroke Engine Scavenging in 1D Models Using 3D Simulations," in *SAE Technical Paper 2018-01-0166*, 2018.
- [191] G. P. Merker and C. Schwarz, *Technische Verbrennung Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*. Wiesbaden (Germany): Vieweg+Teubner Verlag, 2001.
- [192] A. Torregrosa, J. Martín, R. Novella, and K. Thein, "Estimation of the in-cylinder residual mass fraction at intake valve closing in a two-stroke high-speed direct-injection compression-ignition engine," *Int. J. Engine Res.*, no. OnlineFirst, 2018.
- [193] "Reglamento n ° 49 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE)." [Online]. Available: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX:42013X0624\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX:42013X0624(01)).
- [194] J. H. Seinfeld and S. N. Pandis, *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*, 2nd ed. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2006.
- [195] M. C. Sellnau, J. Sinnamon, K. Hoyer, and H. Husted, "Full-Time Gasoline Direct-Injection Compression Ignition (GDCl) for High Efficiency and Low NO<sub>x</sub> and PM," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 300–314, 2012.

- [196] M. Kaiadi, B. Johansson, M. Lundgren, and J. A. Gaynor, "Experimental investigation on different injection strategies for ethanol Partially Premixed Combustion," in *SAE Technical Paper 2013-01-0281*, 2013, vol. 2.
- [197] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, and P. Tribotte, "Investigation on Multiple Injection Strategies for Gasoline PPC Operation in a Newly Designed 2-Stroke HSDI Compression Ignition Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 8, no. 2, pp. 758–774, 2015.
- [198] B. Das Adhikary, R. Reitz, and S. Ciatti, "Study of in-cylinder combustion and multi-cylinder light duty compression ignition engine performance using different RON fuels at light load conditions," in *SAE Technical Paper 2013-01-0900*, 2013.
- [199] A. Jain, A. P. Singh, and A. K. Agarwal, "Effect of fuel injection parameters on combustion stability and emissions of a mineral diesel fueled partially premixed charge compression ignition (PCCI) engine," *Appl. Energy*, vol. 190, pp. 658–669, 2017.
- [200] J. J. López, J. M. García-Oliver, A. García, and V. Domenech, "Gasoline effects on spray characteristics, mixing and auto-ignition processes in a CI engine under Partially Premixed Combustion conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, no. 1, pp. 996–1006, 2014.
- [201] F. Payri, J. Benajes, R. Novella, and C. Kolodziej, "Effect of Intake Oxygen Concentration on Particle Size Distribution Measurements from Diesel Low Temperature Combustion," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 1888–1902, 2011.
- [202] L. A. Sgro, P. Sementa, B. M. Vaglieco, G. Rusciano, A. D'Anna, and P. Minutolo, "Investigating the origin of nuclei particles in GDI engine exhausts," *Combust. Flame*, vol. 159, no. 4, pp. 1687–1692, 2012.
- [203] M. R. Saxena and R. K. Maurya, "Effect of premixing ratio, injection timing and compression ratio on nano particle emissions from dual fuel non-road compression ignition engine fueled with gasoline/methanol (port injection) and diesel (direct injection)," *Fuel*, vol. 203, pp. 894–914, 2017.
- [204] M. Zhang, W. Hong, F. Xie, Y. Su, H. Liu, and S. Zhou, "Combustion, performance and particulate matter emissions analysis of operating parameters on a GDI engine by traditional experimental investigation and Taguchi method," *Energy Convers. Manag.*, vol. 164, pp. 344–352, 2018.

- [205] Z. H. Zhang and R. Balasubramanian, "Effects of oxygenated fuel blends on carbonaceous particulate composition and particle size distributions from a stationary diesel engine," *Fuel*, vol. 141, pp. 1–8, 2015.
- [206] P. Price, R. Stone, T. Collier, and M. Davies, "Particulate Matter and hydrocarbon emissions measurements: Comparing first and second generation DISI with PFI in single cylinder optical engines," in *SAE Technical Paper 2006-01-1263*, 2006.
- [207] P. Price, B. Twiney, R. Stone, K. Kar, and H. Walmsley, "Particulate and hydrocarbon emissions from a spray guided direct injection spark ignition engine with oxygenate fuel blends," in *SAE Technical Paper 2007-01-0472*, 2007.
- [208] A. Iijima, K. Yoshida, and H. Shoji, "A comparative study of HCCI and ATAC combustion characteristics based on experimentation and simulations influence of the fuel octane number and internal EGR on combustion," in *SAE Technical Paper 2005-01-3732*, 2005.
- [209] Y. Zhang and H. Zhao, "Investigation of combustion, performance and emission characteristics of 2-stroke and 4-stroke spark ignition and CAI/HCCI operations in a DI gasoline," *Appl. Energy*, vol. 130, pp. 244–255, 2014.
- [210] Y. Zhang, H. Zhao, M. Ojapah, and A. Cairns, "CAI combustion of gasoline and its mixture with ethanol in a 2-stroke poppet valve DI gasoline engine," *Fuel*, vol. 109, pp. 661–668, 2013.
- [211] R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine," in *SAE Technical Paper 2010-01-0864*, 2010, pp. 700–716.
- [212] M. P. Musculus, J. E. Dec, and D. R. Tree, "Effects of fuel parameters and diffusion flame lift-off on soot formation in a heavy-duty di diesel engine," in *SAE Technical Paper 2002-01-0889*, 2002.
- [213] H. J. Seong and A. L. Boehman, "Studies of soot oxidative reactivity using a diffusion flame burner," *Combust. Flame*, vol. 159, no. 5, pp. 1864–1875, 2012.
- [214] J. Han, S. Wang, and B. Somers, "Effects of Different Injection Strategies and EGR on Partially Premixed Combustion," in *SAE Technical Paper 2018-01-1798*, 2018.

- [215] K. Poorghasemi, R. K. Saray, E. Ansari, B. K. Irdmousa, M. Shahbakhti, and J. D. Naber, "Effect of diesel injection strategies on natural gas/diesel RCCI combustion characteristics in a light duty diesel engine," *Appl. Energy*, vol. 199, pp. 430–446, 2017.
- [216] Z. Zhang, T. Wang, M. Jia, Q. Wei, X. Meng, and G. Shu, "Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation," *Fuel*, vol. 130, pp. 177–188, 2014.
- [217] R. Hessel, R. Reitz, M. Musculus, J. O'Connor, and D. Flowers, "A CFD Study of Post Injection Influences on Soot Formation and Oxidation under Diesel-Like Operating Conditions," *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, no. 2, pp. 694–713, 2014.
- [218] K. S. Oppenauer and D. Alberer, "Soot formation and oxidation mechanisms during diesel combustion: Analysis and modeling impacts," *Int. J. Engine Res.*, vol. 15, no. 8, pp. 954–964, 2014.

