



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

OPTIMIZACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DE DOS TIEMPOS Y PEQUEÑA CILINDRADA MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA

AUTOR: Sonia Domingo Artieda

TUTOR: Ricardo Novella Rosa

Curso Académico: 2014-15

ÍNDICE GENERAL

Documento 1: Memoria

1. Introducción y planteamiento	1
1.1. Introducción.....	2
1.2. Motivación y antecedentes	2
1.2.1.Emisiones contaminantes reguladas	2
1.2.1.1. <i>Normativa europea</i>	2
1.2.1.2. <i>Control de emisiones</i>	3
1.2.2.Emisiones de dióxido de carbono	4
1.2.2.1. <i>Normativa de emisiones</i>	6
1.2.2.2. <i>Control de emisiones</i>	7
1.2.3.Conclusiones.....	8
1.3. Objetivos	8
1.4. Estructura del documento.....	8
2. Revisión bibliográfica.....	9
2.1. Introducción.....	10
2.2. Motor de encendido por compresión	10
2.2.1.Ciclo termodinámico de un MEC	10
2.2.1.1. <i>Ciclo teórico</i>	10
2.2.1.2. <i>Ciclo real</i>	11
2.2.2.Ciclo de trabajo de un MEC	13
2.2.2.1. <i>Fases de un motor de cuatro tiempos</i>	13
2.2.2.2. <i>Fases de un motor de dos tiempos</i>	14
2.3. Descripción del proceso diesel convencional (CDC).....	16
2.3.1.Fases de la combustión CDC	16
2.3.2.Formación de contaminantes en CDC.....	19
2.4. Combustión avanzada PPC Gasolina.....	20
2.4.1.Introducción.....	20
2.4.2.Fases de la combustión PPC Gasolina	21
2.4.3.Formación de contaminantes.....	26
2.4.4.Conclusiones.....	28
2.5. Planteamiento del trabajo	29
2.5.1.Procedimiento	29
3. Herramientas teóricas y experimentales	31
3.1. Introducción.....	32
3.2. Herramientas teóricas	32
3.2.1.Herramienta predictiva siCiclo	32
3.2.1.1. <i>Metodología</i>	33
3.2.1.2. <i>Hipótesis adoptadas por el modelo</i>	34
3.2.1.3. <i>Funcionamiento interno del programa. Sub-modelos</i>	34
3.2.2.Herramienta de diagnóstico CALMEC	48
3.3. Herramientas experimentales.....	50
3.3.1. Bancada	50
3.3.2. Sistema de ventilación	50
3.3.3. Red de agua de refrigeración	51
3.3.4. Red de combustible	51

3.3.5. Instalación de aire comprimido	51
3.3.6. Sistema de seguridad	51
3.3.7. Motor monocilíndrico de investigación	52
3.3.8. Sistema de inyección	54
3.3.9. Sistema de accionamiento de válvulas	54
3.3.10. Sistemas auxiliares y equipos de medida	54
3.3.10.1. Sistema de regulación de par y régimen.....	54
3.3.10.2. Sistema de admisión	54
3.3.10.3. Sistema de escape.....	55
3.3.10.4. Sistema de recirculación de gases de escape	56
3.3.10.5. Sistema de refrigeración y lubricación	57
3.3.10.6. Sistema de alimentación de combustible.....	58
3.3.10.7. Instrumentos y equipos de medida	59
4. Análisis del proceso de combustión PPC Gasolina	63
4.1. Introducción.....	64
4.2. Efecto de la Relación de Compresión.....	64
4.2.1. Ensayo a alta carga y bajo régimen.....	65
4.2.2. Generalidades de los resultados	68
4.3. Efecto de la transmisión de calor	69
4.3.1. Ensayo a alta carga y bajo régimen.....	69
4.3.2. Generalidades de los resultados	73
4.4. Efecto de la forma de la Ley de Liberación de Calor.....	74
4.4.1. Ensayo a alta carga y bajo régimen.....	76
4.4.2. Ensayo a baja carga y alto régimen.....	79
4.4.3. Ensayo a media carga y bajo régimen.....	82
4.5. Conclusiones	85
5. Optimización del proceso de combustión PPC Gasolina.....	87
5.1. Introducción.....	88
5.2. Efectos de la combinación de la velocidad y la posición de la combustión	89
5.2.1. Ensayo a alta carga y bajo régimen.....	89
5.2.2. Ensayo a baja carga y alto régimen.....	93
5.2.3. Ensayo a media carga y bajo régimen.....	96
5.3. Síntesis	99
5.4. Conclusiones.....	102
6. Conclusiones y trabajos futuros.....	105
6.1. Conclusiones.....	106
6.2. Trabajos futuros	108

Documento 2: Presupuesto

1. Introducción	110
2. Presupuestos parciales	110
2.1. Coste de la mano de obra	110
2.2. Amortización del equipo informático empleado.....	112
3. Presupuesto total.....	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Documento 1: Memoria

Figura 1.1: Gráfico de los límites para turismos.....	3
Figura 1.2a: Emisiones de CO ₂ en función del combustible empleado	4
Figura 1.2b: Emisiones de CO ₂ en función del sector	4
Figura 1.3: Desglose del sector energético por sectores	5
Figura 1.4: Distribución del consumo de energía primaria en España	5
Figura 1.5: Situación de las marcas en cuanto a los límites de emisiones de CO ₂	6
Figura 2.1: Diagrama P-V ciclo teórico	10
Figura 2.2: Diagrama P-V ciclo real.....	12
Figura 2.3: Fases de un motor de cuatro tiempos	13
Figura 2.4: Diagrama de distribución de un motor de cuatro tiempos	14
Figura 2.5: Fases de un motor de dos tiempos	15
Figura 2.6: Diagrama de la tasa de inyección y liberación de calor	18
Figura 2.7: Diagrama de la secuencia de procesos ocurridos durante la inyección	18
Figura 2.8: Esquema representativo de la formación de contaminantes.....	19
Figura 2.9: Ley de liberación de Calor.....	23
Figura 2.10a: Presión máxima experimental	23
Figura 2.10b: Temperatura máxima experimental	23
Figura 2.11a: Gradiente de presiones máximo experimental.....	23
Figura 2.11b: Nivel de ruido en dB	23
Figura 2.12: Ley de Liberación de Calor.....	25
Figura 2.13a: Presión máxima experimental	25
Figura 2.13b: Temperatura máxima experimental	25
Figura 2.14a: Gradiente de presiones máximo experimental.....	25
Figura 2.14b: Nivel de ruido en dB	25
Figura 2.15a: Niveles de NO _x experimentales	27
Figura 2.15b: Niveles de hollín experimentales	27
Figura 2.16a: Niveles CO experimentales	27
Figura 2.16b: Eficiencia de la combustión	27

Figura 2.17a: Niveles de NOx experimentales	28
Figura 2.17b: Niveles de hollín experimentales	28
Figura 2.18a: Niveles CO experimentales	28
Figura 2.18b: Eficiencia de la combustión	28
Figura 3.1: Diagrama modelo siCiclo.....	33
Figura 3.2: Modelo nodal del cilindro.....	38
Figura 3.3: Discretización nodal del pistón	39
Figura 3.4: Modelo nodal de la culata.....	41
Figura 3.5: Descripción de la bancada	50
Figura 3.6: Motor monocilíndrico de investigación.....	52
Figura 3.7: Geometría característica del pistón	53
Figura 3.8: Esquema del sistema de admisión.....	55
Figura 3.9: Esquema del sistema de escape.....	56
Figura 3.10: Esquema del sistema de EGR.....	57
Figura 3.11: Esquema del sistema de refrigeración.....	58
Figura 3.12: Esquema del sistema de lubricación	58
Figura 3.13: Esquema del sistema de alimentación de combustible.....	59
Figura 3.14: Esquema de los sistemas auxiliares.....	61
Figura 4.1a: Gráfica de la presión máxima en función de RC.....	65
Figura 4.1b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición	65
Figura 4.2a: Gráfica temperatura máxima en función de RC.....	65
Figura 4.2b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición.....	65
Figura 4.3a: Gráfica del rendimiento indicado en función de RC	67
Figura 4.3b: Gráfica del rendimiento indicado en función de la posición	67
Figura 4.4a: Gráfica del calor fugado en función de RC	67
Figura 4.4b: Gráfica del calor fugado en función de la posición.....	67
Figura 4.5a: Gráfica del gradiente de presiones en función de RC.....	67
Figura 4.5b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición	67
Figura 4.6a: Gráfica de la presión máxima en función de c1a.....	70
Figura 4.6b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición	70
Figura 4.7a: Gráfica temperatura máxima en función de c1a	70

Figura 4.7b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición.....	70
Figura 4.8a: Gráfica del rendimiento indicado en función de c_{1a}	72
Figura 4.8b: Gráfica del rendimiento indicado en función de la posición	72
Figura 4.9a: Gráfica del calor fugado en función de c_{1a}	72
Figura 4.9b: Gráfica del calor fugado en función de la posición.....	72
Figura 4.10a: Gráfica del gradiente de presiones en función de c_{1a}	72
Figura 4.10b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición	72
Figura 4.11: Evolución de la Ley de Liberación de Calor.....	75
Figura 4.12: Evolución de la Ley de Liberación de Calor.....	75
Figura 4.13: Evolución de la Ley de Liberación de Calor.....	75
Figura 4.14a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad	76
Figura 4.14b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición	76
Figura 4.15a: Gráfica temperatura máxima en función de la velocidad	76
Figura 4.15b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición.....	76
Figura 4.16a: Gráfica del rendimiento indicado en función de la velocidad.....	78
Figura 4.16b: Gráfica del rendimiento indicado en función de la posición	78
Figura 4.17a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad.....	78
Figura 4.17b: Gráfica del calor fugado en función de la posición.....	78
Figura 4.18a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad	78
Figura 4.18b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición	78
Figura 4.19a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad	79
Figura 4.19b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición	79
Figura 4.20a: Gráfica temperatura máxima en función de la velocidad	79
Figura 4.20b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición.....	79
Figura 4.21a: Gráfica del rendimiento indicado en función de la velocidad.....	81
Figura 4.21b: Gráfica del rendimiento indicado en función de la posición	81
Figura 4.22a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad.....	81
Figura 4.22b: Gráfica del calor fugado en función de la posición.....	81
Figura 4.23a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad	81
Figura 4.23b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición	81
Figura 4.24a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad	82

Figura 4.24b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición	82
Figura 4.25a: Gráfica temperatura máxima en función de la velocidad	82
Figura 4.25b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición.....	82
Figura 4.26a: Gráfica del rendimiento indicado en función de la velocidad.....	84
Figura 4.26b: Gráfica del rendimiento indicado en función de la posición	84
Figura 4.27a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad.....	84
Figura 4.27b: Gráfica del calor fugado en función de la posición.....	84
Figura 4.28a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad	84
Figura 4.28b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición	84
Figura 5.1: Niveles de la presión máxima.....	90
Figura 5.2: Niveles de la temperatura máxima	90
Figura 5.3: Niveles del rendimiento indicado	92
Figura 5.4: Niveles del calor fugado	92
Figura 5.5: Niveles del gradiente máximo de presiones	92
Figura 5.6: Niveles de la presión máxima.....	93
Figura 5.7: Niveles de la temperatura máxima	93
Figura 5.8: Niveles del rendimiento indicado	95
Figura 5.9: Niveles del calor fugado	95
Figura 5.10: Niveles del gradiente máximo de presiones	95
Figura 5.11: Niveles de la presión máxima.....	96
Figura 5.12: Niveles de la temperatura máxima	96
Figura 5.13: Niveles del rendimiento indicado	98
Figura 5.14: Niveles del calor fugado	98
Figura 5.15: Niveles del gradiente máximo de presiones	98
Figura 5.16: Zona de trabajo óptima primer punto de operación	100
Figura 5.17: Zona de trabajo óptima segundo punto de operación.....	101
Figura 5.18: Zona de trabajo óptima tercero punto de operación	102

ÍNDICE DE TABLAS

Documento 2: Presupuesto

Tabla 2.1: Bases de cotización.....	111
Tabla 2.2: Coste de la mano de obra por hora para la empresa.....	111
Tabla 2.3: Coste de la mano de obra del proyecto para la empresa.....	111
Tabla 2.4: Presupuesto parcial asociado a mano de obra.....	112
Tabla 2.5: Coste de amortización de los equipos empleados.....	112
Tabla 2.6: Coste de ejecución material.....	113
Tabla 2.7: Presupuesto de inversión.....	113
Tabla 2.8: Presupuesto total.....	113

Documento 1:

Memoria

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1 Introducción.....	4
1.2 Motivación y antecedentes.....	4
1.2.1 Emisiones contaminantes reguladas	4
1.2.1.1 Normativa Europea	4
1.2.1.2 Control de emisiones	5
1.2.2 Emisiones de dióxido de carbono.....	6
1.2.2.1 Normativa de emisiones.....	8
1.2.2.2 Control de emisiones	9
1.2.3 Conclusiones	10
1.3 Objetivos	10
1.4 Estructura del documento	10

1.1 Introducción

La combustión es el proceso químico más generalizado para la obtención de trabajo a través de la generación de calor. Los dispositivos o equipos que son capaces de producir trabajo a partir de un aporte calórico reciben el nombre genérico de máquinas o motores térmicos. Los motores de combustión interna alternativos, en adelante también MCIA, son las principales máquinas térmicas empleadas en el ámbito del transporte, es por esto por lo que se vuelve de vital importancia la investigación y el desarrollo de nuevos conceptos para la mejora de la eficiencia en este tipo de máquinas, dado que representa uno de los pilares básicos de la sociedad actual.

A continuación vamos a tratar de explicar, en los apartados que siguen a este, los motivos que provocan la necesidad de desarrollar un nuevo concepto de combustión de aplicación los motores de combustión interna alternativos, dirigido en su totalidad hacia el ámbito del transporte, así como los objetivos planteados en el presente trabajo de fin de grado.

1.2 Motivación y antecedentes

En los últimos años las leyes encargadas de regular las emisiones contaminantes se han vuelto más exigentes y restrictivas, además la normativa encargada de la regulación de las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) es cada vez más prohibitiva. Esto ha provocado que fabricantes e investigadores aúnen esfuerzos por desarrollar motores de combustión interna alternativos cuyas emisiones se encuentren dentro del, cada vez más restringente, marco legislativo.

1.2.1 Emisiones contaminantes reguladas

Las emisiones contaminantes son aquellas sustancias producidas en el MCIA como producto de la reacción química que tiene lugar en el proceso de combustión que provocan una alteración negativa del estado natural del medio ambiente. Estos contaminantes, en los motores de combustión interna alternativos son los óxidos de nitrógeno (NO_x), el monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos sin quemar (HC), y específicamente en los motores diesel, las partículas.

1.2.1.1 Normativa Europea

La normativa encargada de regular las emisiones contaminantes no se ha desarrollado de la misma manera en todos los puntos del planeta, en general, salvo en contadas excepciones, son los países más desarrollados los que poseen las normativas más restrictivas en cuanto a este tipo de emisiones.

Para el desarrollo del presente trabajo fin de grado solo es de interés la normativa aplicada en la Unión Europea dado que es dónde nos encontramos y es, por tanto, la que vamos a exponer con mayor detalle. Cabe añadir que dicha normativa europea es una de las más exigentes día de hoy ya que, la Unión Europea es una de las regiones más concienciadas del problema al que nos enfrentamos.

La normativa europea sobre emisiones es un conjunto de requisitos que regulan los límites aceptables para las emisiones de los gases contaminantes que son producto del proceso de combustión en los vehículos vendidos en los estados miembros de la Unión Europea. Esta normativa tiene una aplicación progresiva y cada vez más restrictiva. Dicha normativa manifiesta que los vehículos de nueva fabricación que no cumplan los límites establecidos por la misma tienen prohibida su venta en los estados miembros de la UE, pero no es aplicable para los vehículos que ya se encuentren en circulación.

La normativa europea regula de manera diferente cada vehículo según a la aplicación a la que se dirigen, pero puesto que el presente trabajo trata del desarrollo de un nuevo concepto de combustión para vehículos destinados al turismo, solo vamos a mostrar la normativa que delimita las emisiones de los mismos.

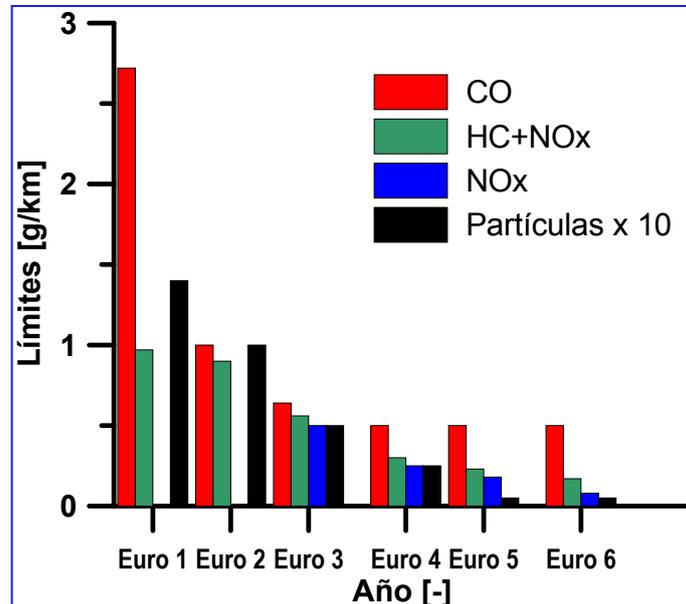


Figura 1.1: Gráfico de los límites para turismos

1.2.1.2 Control de emisiones

Para cumplir los límites establecidos por la Unión Europea y mostrados en la gráfica anterior, se puede proceder fundamentalmente a través de dos estrategias diferentes pero no excluyentes, estas estrategias se conocen como estrategias internas o externas.

La reducción de la formación de contaminantes durante el proceso de combustión se realiza a través de las denominadas medidas internas o soluciones activas. Se basa de manera fundamental en optimizar el proceso de la combustión de tal forma que se reduzcan las condiciones en las que se forman los contaminantes y así poder controlar la cantidad de los mismos, cumpliendo con los límites establecidos.

Las medidas externas o soluciones pasivas —también conocidas como post-tratamiento—, se basan en la eliminación o retención de las sustancias contaminantes resultantes del proceso de la combustión para que estas no sean emitidas a la atmósfera pero no evitan la formación de estas. Estas medidas varían en función del contaminante con el que estemos tratando.

Dado que no es objeto de estudio el análisis de las diferentes vías por las cuales las emisiones contaminantes pueden ser tratadas a través de medidas externas, puesto que el presente trabajo de fin de grado trata de abordar el problema optimizando el proceso de combustión, no se entrará en mayor detalle en la explicación de las estrategias que pueden ser aplicadas para la reducción de emisiones contaminantes, aunque sí que recalcaremos que ambos procesos son completamente compatibles y que en cualquier motor de combustión interna alternativo pueden aplicarse de manera simultánea.

1.2.2 Emisiones de dióxido de carbono

En este apartado vamos a tratar de exponer con claridad las razones por las cuales las emisiones de dióxido de carbono son uno de los principales problemas en cuanto a emisiones perjudiciales para el medio ambiente presentes en la sociedad actual. Además trataremos también de abordar el dilema que se nos presenta con la apremiante escasez de petróleo y cómo afecta esto a los motores de combustión interna alternativos.

Lo principal que hemos de tener en cuenta es que la molécula de dióxido de carbono no es una sustancia contaminante para el medio ambiente propiamente dicha, pero si que es una de las principales causas del efecto invernadero, y en consecuencia del calentamiento global. La mayoría de los vehículos que circulan por la vía pública en la actualidad funcionan con combustibles derivados del petróleo, como la gasolina y el gasoil. Podemos ver, en las Figuras 1.2a y 1.2b, como el consumo de este tipo de combustibles contribuye a las emisiones de CO₂ a nivel mundial y, además, en cuánto contribuye finalmente a las emisiones de CO₂ el transporte.

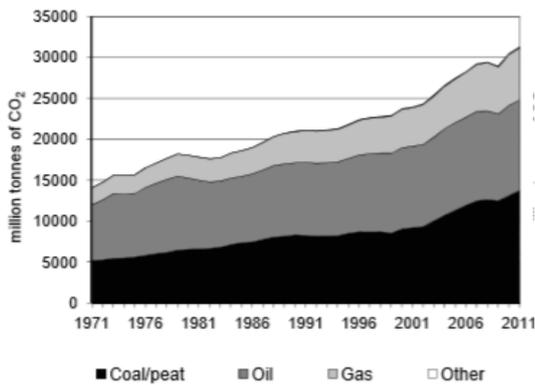


Figura 1.2a: Emisiones de CO₂ en función del combustible empleado

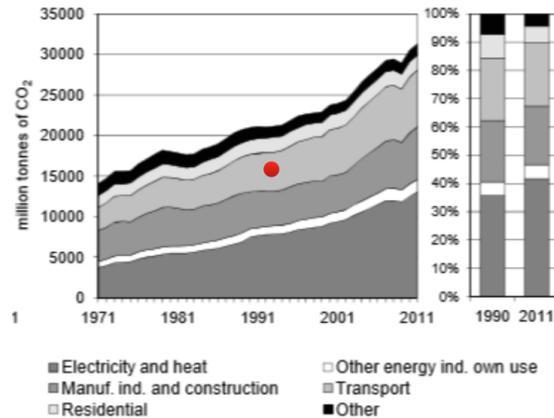


Figura 1.2b: Emisiones de CO₂ en función del sector

Fuente: CO₂ from fuel combustion highlights (2013 Edition)

El transporte —marcado con un punto rojo en la gráfica— tan sólo aporta aproximadamente un 20% de las emisiones totales a la atmósfera.

Tras vislumbrar en cuánto el transporte y, por tanto, los motores de combustión interna alternativos, contribuyen a las emisiones de dióxido de carbono es necesario matizar de igual modo el papel que juegan los vehículos en el consumo y agotamiento del petróleo. Se puede observar en la *Figura 1.3* cuales son los sectores a los que se destina la energía principalmente tanto en nuestro país como en la Unión Europea, de igual modo a través de la *Figura 1.4* es posible matizar de dónde proviene la energía que consumimos en España para así lograr comprender cuánta es la contribución del transporte a las emisiones de CO₂ y, a la cada vez mayor, escasez de petróleo.

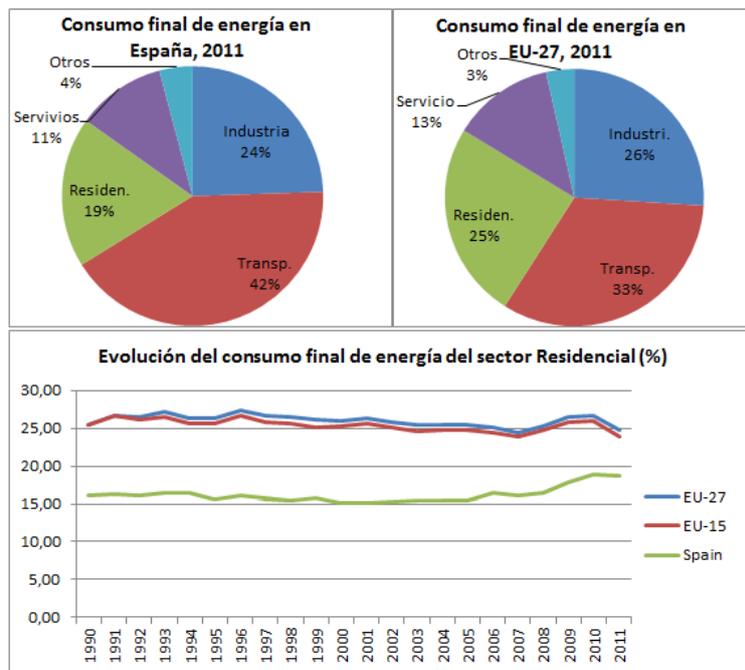


Figura 1.3: Desglose del consumo energético por sectores
Fuente: Eurostat

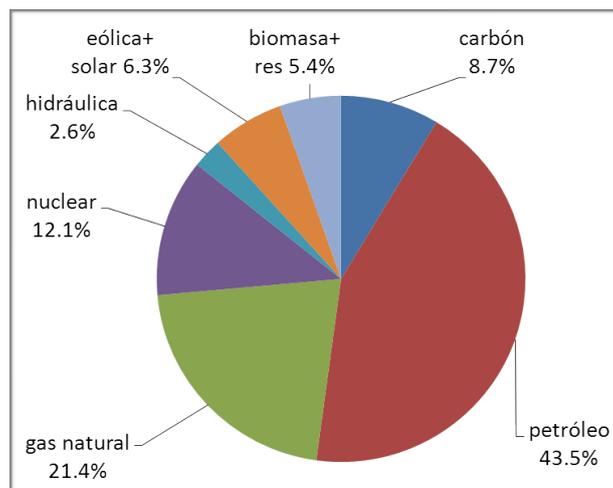


Figura 1.4: Distribución del consumo de energía primaria en España
Fuente: Minetur (2013)

Podemos tratar de introducir al lector una idea principal y es que, como hemos podido ver en las figuras mostradas anteriormente, los automóviles contribuyen de forma considerable a las emisiones de CO₂ —además de otros contaminantes— y al agotamiento del petróleo. Teniendo presente que las economías emergentes se harán a medida que se desarrollen más participes en el aumento de emisiones y en el consumo de los productos petrolíferos parece necesario una optimización de los usos y la distribución de la energía. Este es el motivo por el cual comienza la investigación y el desarrollo en el campo de los automóviles dirigido principalmente a la mejora de la eficiencia energética del proceso de la combustión.

1.2.2.1 Normativa de emisiones

La primera vez que se trataron de regular las emisiones de dióxido de carbono fue a través del protocolo de Kioto sobre el cambio climático. Dicho protocolo consiste en un acuerdo internacional cuyo objetivo principal es reducir las emisiones de los gases de efecto invernadero, causantes del calentamiento global, entre los que se encuentra el dióxido de carbono. El objetivo era disminuir los niveles de emisiones de manera global, es por esto por lo que cada país se comprometió a reducir un porcentaje diferente, según de los niveles de los que partía, siendo la Unión Europea una de las áreas más concienciadas con el problema.

A pesar de esto, en la UE los límites de emisiones de CO₂ generadas por los vehículos estaban sujetos a acuerdos voluntarios entre la UE y los fabricantes de automóviles. El objetivo final de la Unión Europea con estos acuerdos voluntarios era alcanzar un límite aceptable —120g/km— en cuanto a emisiones de dióxido de carbono para todos los nuevos vehículos de turismo para el año 2012. Al comprobarse que los fabricantes no reducen de manera voluntaria las emisiones, la Comisión Europea decidió en 2009 obligar a una reducción de emisiones progresiva que pretende alcanzar los 95g/km de media por vehículo por cada fabricante. La implantación no ha sido inmediata, el porcentaje de vehículos que deben situarse por debajo del límite crece con el paso de los años.

Actualmente no existe una normativa que se encargue de homologar cada vehículo en cuanto a emisiones de dióxido de carbono, si no que existen unos objetivos globales que debe cumplir toda una flota de automóviles. Es por este motivo por el cual, muchos de los automóviles que salen a mercado —principalmente los de alta gama— no cumplen a día de hoy con los límites establecidos, pero pertenecen a una flota de vehículos del mismo fabricante cuya media de emisiones, probablemente, si cumpla con las restricciones establecidas.

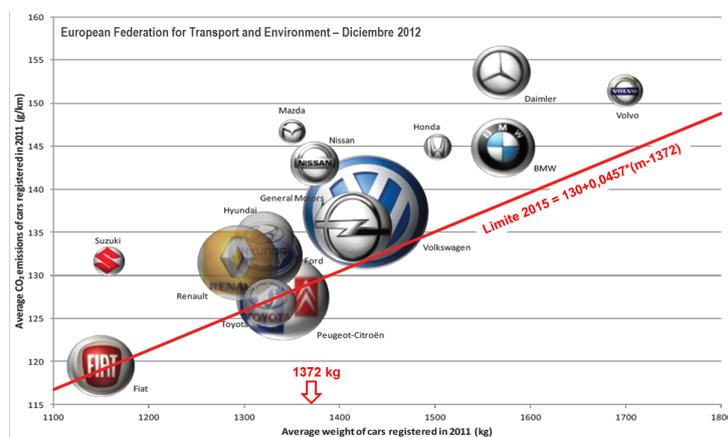


Figura 1.5: Situación de las marcas en cuanto a los límites de emisiones de CO₂

1.2.2.2 Control de emisiones

En este apartado vamos a tratar de explicar con claridad cuáles son las opciones de las que disponemos actualmente para poder reducir y controlar las emisiones de CO₂. El principal problema al que vamos a converger es al hecho de que el dióxido de carbono es un producto inevitable y natural del proceso químico de la combustión y por lo tanto, si mantenemos la combustión convencional de los motores de combustión interna alternativos, la única posibilidad de la que disponemos es de mejorar el rendimiento térmico de la propia combustión, proceso que ya ha sido estudiado y en el cual no se han obtenido demasiados éxitos.

Otras opciones de las que disponemos a día de hoy y que se están llevando a cabo consisten en el uso de los denominados vehículos híbridos o en el empleo de biocombustibles como sustituto parcial de los combustibles convencionales.

La definición técnica de vehículo híbrido es aquel cuyo sistema de tracción combina al menos dos tipos diferentes de medios de almacenamiento de energía y los elementos necesarios para transformar dicha energía en energía mecánica. Actualmente lo que comúnmente entendemos por vehículo híbrido son los vehículos híbridos eléctricos —o HEV— cuya energía alternativa es, como su propio nombre indica, la energía eléctrica. Este tipo de motor obtiene la energía mecánica necesaria para impulsar el vehículo a través de un motor de combustión interna alternativo y una batería eléctrica. La cantidad de trabajo mecánico que proviene de cada fuente de energía varía en función del tipo de híbrido con el que estemos tratando. Es necesario matizar en este apartado que este tipo de vehículos reduce las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera siempre y cuando la energía eléctrica empleada provenga de fuentes de energía renovables y no de combustibles fósiles, de no ser así el vehículo propiamente dicho si que reduciría las emisiones pero en el ciclo final de la obtención y uso de la energía las emisiones a la atmósfera serían muy similares.

Por otro lado, como ya hemos mencionado, tenemos el denominado biocombustible o biodiesel. Este tipo de combustible se obtiene a partir de lípidos naturales como aceites vegetales procedentes de plantas oleaginosas como el girasol o el trigo. Sus propiedades son muy similares a las del diesel convencional obtenido a partir del petróleo y pueden por este motivo ser combinados. El proceso químico de la combustión es el mismo que con los combustibles convencionales pero dada la procedencia de este tipo de combustible, se considera que dentro del ciclo global del CO₂ las emisiones se ven reducidas prácticamente en su totalidad. Las emisiones que son generadas por el biodiesel empleado en obtener energía mecánica en un motor de combustión interna alternativo se ven compensadas con el CO₂ que captó durante su desarrollo la planta oleaginosa.

A día de hoy, el uso de biodiesel mezclado con diesel convencional es algo generalizado dado que la legislación actual obliga a ello en una proporción mínima establecida, pero es cierto también que dicha proporción de biodiesel es muy reducida, de tan solo aproximadamente el 10%. Cabe reseñar que la producción de biodiesel es una ardua tarea dada la procedencia del mismo. La vía a través de la cual se obtiene este tipo de combustible es a través del reciclado de aceites vegetales empleados por el usuario de a pie, o la destinación de cultivos para la producción del mismo con la inevitable consecuencia de la reducción de los cultivos destinados a la producción de alimento. Es por esto por lo que la implantación de porcentajes mayores de biocombustibles en el diesel convencional no es un cometido sencillo y las posibilidades están altamente restringidas.

1.2.3 Conclusiones

Finalmente podemos concluir este apartado con una idea general clara, dado las apremiantes restricciones en cuanto a las emisiones de CO₂ debido al rápido cambio climático que estamos provocando y padeciendo, se ha vuelto de vital importancia la investigación y el desarrollo de nuevos métodos de combustión que mejoren la eficiencia —reducción de consumo y consecuentemente de emisiones— de los motores de combustión interna alternativos.

Atendiendo a las evidencias que estudios previos ya han desvelado —que la combustión convencional se encuentra completamente desarrollada— se ha llegado a la determinación de que hay que cambiar el tipo de combustión para poder obtener nuevos y mejores resultados. Con estas motivaciones investigadores han desarrollado un nuevo tipo de combustión denominada PPC Gasolina (Partially Premixed Combustion), objeto de evaluación del presente trabajo de fin de grado.

1.3 Objetivos

Los objetivos principales del presente trabajo de fin de grado consisten en el análisis del proceso de combustión avanzada denominada PPC Gasolina para ser capaces posteriormente de evaluar su potencial y proceder a la identificación de las ventajas e inconvenientes que nos reporta este nuevo concepto de combustión avanzada. Además también trataremos de optimizar dicho concepto con el objetivo de establecer los límites ligados a este tipo de combustión.

1.4 Estructura del documento

El presente documento corresponde a la memoria del trabajo fin de grado y se ha estructurado como sigue.

Al presente apartado le sucede una revisión bibliográfica donde se introducen al lector los conceptos básicos de un motor de combustión interna alternativo de encendido por compresión necesarios para el desarrollo del presente trabajo fin de grado. Se incluye en dicha parte tanto el funcionamiento de un motor de cuatro y dos tiempos como el proceso de combustión desarrollado en ellos —incluyendo en la explicación del mismo la formación de contaminantes—. Además se esclarecerá en detalle el proceso de combustión avanzada PPC Gasolina objeto de evaluación en el presente trabajo y se hará un planteamiento del desarrollo que se ha llevado a cabo.

En el siguiente apartado se explica con detalle las herramientas empleadas en la elaboración del trabajo. Han sido empleadas herramientas tanto experimentales como teóricas. Se expondrá en un primer lugar el desarrollo matemático empleado en la realización de las herramientas teóricas. Tras dicha exposición se desarrollará una breve descripción de los elementos constructivos que componen las herramientas experimentales empleadas en la validación de los resultados obtenidos de manera teórica.

En los apartados que siguen se mostrarán los resultados obtenidos en los ensayos y se plantearán las conclusiones obtenidas en cuanto a la optimización del proceso de combustión así como los posibles trabajos futuros derivados de los resultados alcanzados.

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introducción.....	12
2.2 Motor de encendido por compresión.....	12
2.2.1 Ciclo termodinámico de un MEC	12
2.2.1.1 <i>Ciclo teórico</i>	12
2.2.1.2 <i>Ciclo real</i>	13
2.2.2 Ciclo de trabajo de un MEC	15
2.2.2.1 <i>Fases de un motor de cuatro tiempos</i>	15
2.2.2.2 <i>Fases de un motor de dos tiempos</i>	16
2.3 Descripción del proceso diesel convencional (CDC)	18
2.3.1 Fases de la combustión CDC	18
2.3.2 Formación de contaminantes en CDC.....	21
2.4 Combustión avanzada PPC Gasolina	22
2.4.1 Introducción	22
2.4.2 Fases de la combustión PPC Gasolina	23
2.4.3 Formación de contaminantes.....	28
2.4.4 Conclusiones	30
2.5 Planteamiento del trabajo.....	31
2.5.1 Procedimiento	31

2.1 Introducción

En esta etapa del presente trabajo de fin de grado se va a proceder a describir cómo es el funcionamiento en general de un motor de encendido por compresión —en adelante también MEC— tanto el más generalizado, el motor de cuatro tiempos, como el de dos tiempos. Tras entender el funcionamiento del motor de encendido por compresión y vislumbrar los elementos constructivos más relevantes para el desarrollo del estudio que lo componen, se procederá a la explicación de la combustión diesel convencional, también conocida como CDC. Por último, se desarrollará de forma detallada el proceso de combustión ocurrido en la combustión avanzada objeto de estudio del presente trabajo, la denominada PPC Gasolina.

2.2 Motor de encendido por compresión

2.2.1 Ciclo termodinámico de un MEC

En general, se denomina ciclo termodinámico a cualquier serie de procesos termodinámicos, tras los cuales, una vez se han desarrollado todos, el sistema o fluido regresa a su estado inicial. En este apartado se va a desarrollar el ciclo ideal ocurrido en un motor de combustión interna alternativo de encendido por compresión para después compararlo con lo que realmente ocurre dentro de la máquina, se obtendrá finalmente un diagrama P-V que se corresponda con el funcionamiento real de este tipo de motores.

2.2.1.1 Ciclo teórico

El ciclo teórico de un motor de encendido por compresión que podemos ver en la *Figura 2.1* esta formado por los distintos procesos termodinámicos ideales que se dan lugar en la parte cerrada —es decir, excluyendo las fases en las que se da lugar la renovación de la carga— de la evolución del fluido en el motor. El fluido de trabajo considerado en este tipo de máquina térmica es el aire y se acepta el comportamiento como gas perfecto. Además en este ciclo, al considerarse teórico, se asume que todos los procesos que tienen lugar son ideales y consecuentemente reversibles.

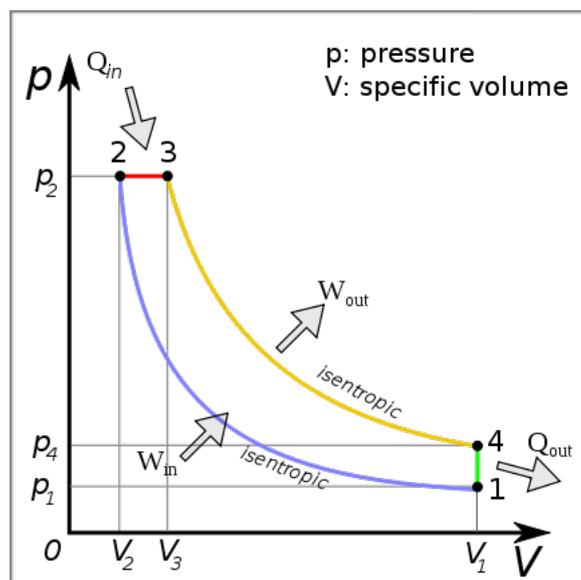


Figura 2.1: Diagrama P-V ciclo teórico

Fuente: Wikipedia

La primera transformación, ocurrida del punto 1 al punto 2 de la *Figura 2.1*, es la compresión isoentrópica del fluido, es decir, adiabática y reversible. Se considera que no hay intercambio de calor con el exterior. El estado termodinámico del ciclo es elevado, de manera que aumentan la presión y la temperatura y disminuye el volumen específico. El proceso ideal viene gobernado por la ecuación isoentrópica mostrada a continuación.

$$P \cdot V^\gamma = cte$$

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Donde C_p es el calor específico molar a presión constante y C_v el calor específico molar a volumen constante.

El siguiente proceso, representado en la *Figura 2.1* a través del punto 2 al punto 3, es la combustión. Se representa idealmente a través de un aporte de calor por un proceso isóbaro, es decir, a presión constante. De la misma forma que ocurre en la fase de la compresión, la expansión del fluido, del punto 3 al punto 4 de la *Figura 2.1*, es isoentrópica, sin cesión de calor al medio. Como veremos más adelante es en esta fase en la única en la que obtenemos trabajo.

Finalmente, la última etapa, ocurre a volumen constante y el fluido de trabajo debe volver a las condiciones iniciales del inicio del ciclo, punto 1.

2.2.1.2 Ciclo real

El ciclo real de un motor de encendido por compresión es aquel que refleja las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor de encendido por compresión y queda representado a través de un diagrama P-V, también denominado diagrama indicado. Entre el ciclo real y el ciclo teórico existen unas diferencias esenciales, tanto en la forma del diagrama, como en los valores que alcanzan las temperaturas y las presiones.

Para establecer la relación comprendida entre el funcionamiento teórico o ideal del motor de combustión interna alternativo y el comportamiento real del fluido que ocurre durante el proceso de la combustión se han establecido ciertas hipótesis que difieren en gran medida de la realidad. Por un lado, en el proceso teórico no se ha tenido en cuenta el proceso de renovación de la carga dado que se ha considerado que ocurre de manera instantánea y, por otro, la simplificación de lo ocurrido en las etapas de compresión y expansión es ciertamente excesiva.

Las diferencias ocurridas entre ambos ciclos pueden ser resumidas en cuatro conceptos principales:

Pérdidas de calor: En el ciclo teórico se considera que tanto la etapa de compresión como la etapa de expansión ocurren de manera adiabática, es decir, sin pérdidas de calor y esto es, ciertamente, imposible. A pesar de esta afirmación en la etapa en la que se produce la compresión la simplificación hacia un comportamiento adiabático no resulta demasiado exagerada dado que la duración del proceso es corta y la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y las paredes de la cámara de combustión no es demasiado acusada. Es en la etapa de la expansión donde el comportamiento del fluido sí que dista notablemente del comportamiento teórico, dado que los gases se encuentran a temperaturas muy elevadas y si que se producen pérdidas de calor

2.2.2 Ciclo de trabajo de un MEC

Según el ciclo de trabajo los motores de combustión interna alternativos se clasifican en motores de cuatro tiempos y de dos tiempos. En el siguiente apartado se van a explicar de manera breve el funcionamiento de ambos tipos de motor ya que en el desarrollo e investigación del nuevo tipo de combustión avanzada del que trata el presente trabajo fin de grado se han empleado ambos y se ha considerado de interés la explicación de los dos.

2.2.2.1 Fases de un motor de cuatro tiempos

En este tipo de motores de combustión interna alternativos el ciclo de trabajo se realiza en dos vueltas del cigüeñal, es decir en cuatro carreras del pistón. Cada carrera realizada por el émbolo se corresponde con una fase diferente del ciclo. Las cuatro fases que se producen en este tipo de motor a lo largo del ciclo termodinámico son la admisión, la compresión, la expansión y el escape y se pueden ver en la *Figura 2.3* mostrada a continuación.

En el primer tiempo o admisión, el émbolo desciende desde el Punto Muerto Superior —en adelante también PMS— hacia el Punto Muerto Inferior —en adelante también PMI— mientras ocurre esto, las válvulas de admisión se encuentran abiertas y las de escape cerradas. De esta manera permite la entrada de aire en el cilindro.

Una vez finalizado el primer tiempo, el pistón se encuentra en el PMI y todas las válvulas cerradas. Es en este momento cuando da comienzo el segundo tiempo o compresión. Se desplaza el émbolo hacia el PMS a medida que se comprime el fluido en el cilindro, en esta fase la presión y la temperatura del fluido aumentan hasta que se encuentra en las condiciones adecuadas para producirse la combustión. Cuando el émbolo se encuentra cerca del PMS se inicia el proceso de combustión a medida que inyectamos el combustible en la cámara

Tras el inicio de la combustión, esta progresa muy rápidamente incrementando la presión y la temperatura en el interior del cilindro provocando así que se inicie la tercera fase o expansión, en la cual los gases —debido al incremento de presión y temperatura— empujan rápidamente al pistón hacia el PMI. Esta es la única fase en la que el motor proporciona trabajo.

Por último, cuando el émbolo llega al PMI da comienzo la cuarta y última fase, en la cual se abre la válvula de escape y el pistón comienza de nuevo a desplazarse hacia el PMS mientras empuja los gases quemados hacia el conducto de escape y son expulsados del cilindro. Una vez todos los gases han sido expulsados de la cámara, se cierran la válvulas de escape y se abren las de admisión, permitiendo la entrada de mezcla fresca y dando comienzo un nuevo ciclo.

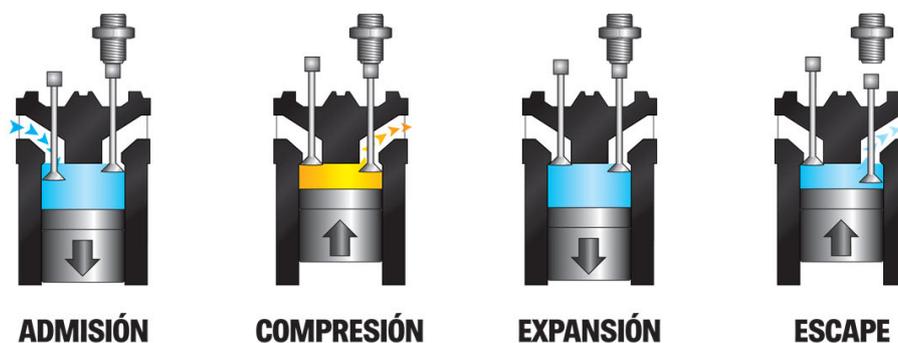


Figura 2.3: Fases de un motor de cuatro tiempos
Fuente: **Mecánica y motores**

Es necesario indicar en este apartado que los momentos de apertura y cierre de válvulas en un motor de cuatro tiempos no coinciden exactamente con los PMI y PMS como se ha dado a entender en los párrafos anteriores. Esto es debido a que las válvulas no abren de manera instantánea debido a su inercia por lo que hay que adelantar el momento de apertura de válvulas y retrasar los momentos de cierre respecto de los puntos muertos correspondientes. Asimismo estos avances y retrocesos hacen factible una mayor optimización de los procesos de renovación de la carga consiguiéndose de esta manera aumentar el trabajo neto producido en cada ciclo.

No es objeto de este estudio desarrollar con precisión el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos, es por eso que no se expone con mayor detalle el funcionamiento de las válvulas del mismo, pero si que se ha querido puntualizar este dato para no llevar a error. En la *Figura 2.4* que sigue al presente párrafo queda detallado cuando se realizan dichos avances y retrasos.

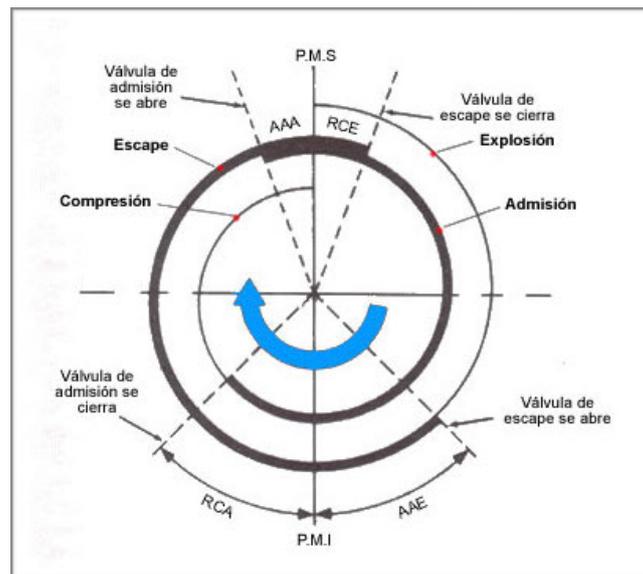


Figura 2.4: Diagrama de distribución de un motor de 4T
Fuente: Aficionados a la mecánica

2.2.2.2 Fases de un motor de dos tiempos

En este caso el ciclo de trabajo realizado por un motor de dos tiempos ocurre en una sola vuelta del cigüeñal, es decir, se realizan las cuatro etapas del ciclo termodinámico —admisión, compresión, expansión y escape— en únicamente dos carreras del pistón.

La diferencia fundamental con el motor de cuatro tiempos es la que sigue, en un motor de dos tiempos se produce una explosión por cada vuelta del cigüeñal mientras que en un motor de cuatro tiempos son necesarias dos vueltas del cigüeñal para producir una explosión. Esta es la causa que provoca que con una misma cilindrada en un motor de dos tiempos obtengamos una mayor potencia, no obstante también obtenemos un mayor consumo de combustible.

Otra de las diferencias que posee este tipo de motor en relación con el motor de cuatro tiempos se presenta en el proceso de renovación de la carga. En este caso, la entrada y salida de gases se realiza a través de las lumbreras —orificios situados en el cilindro— careciendo de este modo de válvulas de admisión y de escape. Es el pistón quien controla la entrada y salida de gases a través de las lumbreras según la posición en la que se encuentra en cada instante del ciclo.

El desarrollo de las fases en el motor de dos tiempos puede observarse en la *Figura 2.5* mostrada al final del apartado. Como se observa en el primer tiempo o admisión-compresión el émbolo se desplaza hacia arriba desde el PMI hasta el PMS. En su recorrido deja abierta la lumbrera de admisión. Durante la realización de este desplazamiento se realizan dos operaciones al mismo tiempo. Por un lado, en la parte inferior se está succionando la mezcla que se empleará para el siguiente ciclo que tendrá lugar en el motor de dos tiempos y por otro, la cara superior del émbolo está comprimiendo la mezcla absorbida en el ciclo anterior.

Al llegar el pistón al PMS la fase de admisión-compresión finaliza y obtenemos en ese instante las condiciones adecuadas para que se produzca la combustión. Es entonces cuando se inicia el proceso de la combustión dando así comienzo el segundo tiempo o expansión-escape. En esta segunda, y última fase, los gases de la combustión impulsan con fuerza el pistón hacia el PMI y es aquí, donde obtenemos el trabajo que nos proporciona el motor de combustión interna alternativo. En su recorrido descendente el pistón abre la lumbrera de escape para que puedan salir los gases producidos en la combustión. Durante el desplazamiento del émbolo hacia el punto muerto inferior el pistón empuja la mezcla fresca que había absorbido en la fase anterior introduciéndola en la cámara de combustión a través de la lumbrera de transferencia para así poder comprimirla en el ciclo siguiente. Cuando el pistón alcanza el PMI, empieza a ascender de nuevo, cerrando la lumbrera de transferencia y comienza un nuevo ciclo.

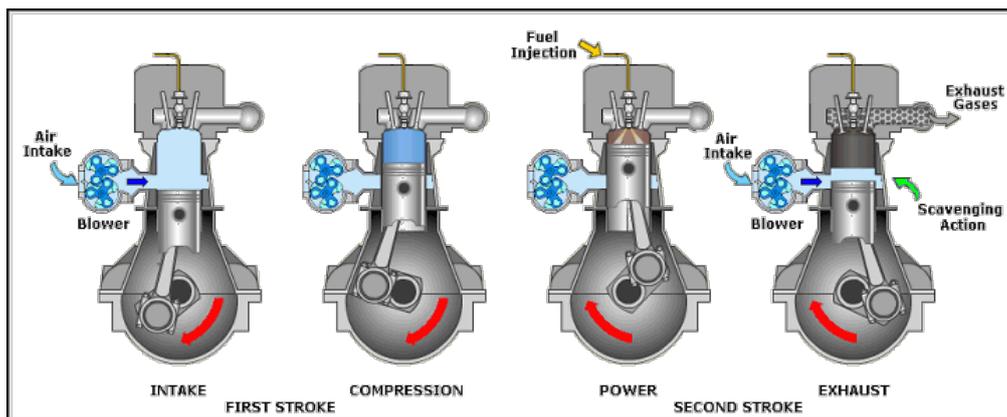


Figura 2.5: Fases de un motor de 2T

Fuente: Rail motor society

2.3 Descripción del proceso diesel convencional (CDC)

En este apartado vamos a tratar de desarrollar de manera breve el proceso de combustión convencional que se produce en un motor de combustión interna alternativo de encendido por compresión, dado que es este tipo de motor en el que se han desarrollado los estudios acerca del nuevo tipo de combustión avanzada del que trata el presente trabajo fin de grado.

Para poder comprender el proceso llevado a cabo en el desarrollo de la investigación del nuevo concepto de combustión avanzada PPC Gasolina es necesario conocer en detalle cómo es el proceso de combustión convencional en un motor de encendido por compresión.

Una vez conocidas las fases que tienen lugar en el desarrollo de un ciclo de trabajo de un motor de encendido por compresión podemos conocer cómo se desenvuelve el proceso de combustión convencional que tiene lugar en él. Vamos a proceder primero a describir de manera muy breve y concisa los distintos tipos de combustión que pueden darse en los motores de combustión interna alternativos.

La combustión que tiene lugar en este tipo de máquinas térmicas se denomina combustión localizada. Es un tipo de combustión caracterizada por tener un frente de llama que progresa desde un determinado punto, es decir, el inicio posee una localización espacial. A su vez, esta clase de combustión puede clasificarse en detonación o deflagración. En la detonación el inicio de la combustión se produce por una elevada presión y la velocidad de la misma es equivalente a la velocidad del sonido. En la deflagración en cambio, el inicio de la combustión se produce debido a una elevada temperatura y la velocidad es menor que la velocidad del sonido. En los motores de combustión interna alternativos se produce una combustión por deflagración que a su vez, todavía puede dividirse en combustión por difusión o premezclada. La combustión premezclada es la que tiene lugar en los motores de encendido provocado y es aquella en la que la mezcla del combustible con el aire se realiza con anterioridad a la inicio de la combustión. Por último, la combustión por difusión, es la que tiene lugar en los motores de encendido por compresión, la mezcla es heterogénea y la combustión avanza a medida que inyectamos el combustible.

2.3.1 Fases de la combustión CDC

Para representar la evolución del proceso de combustión que tiene lugar en un motor de encendido por compresión se ha considerado que la forma más adecuada es a través de la comparación entre la evolución temporal de la masa de combustible inyectada por unidad de tiempo y la liberación de calor ocurrida en el proceso de la combustión por unidad de tiempo. La liberación de calor es un parámetro que se calcula a partir de las ecuaciones de estado del gas encerrado en la cámara de combustión junto con la primera ley de la termodinámica. Las fases que tienen lugar en el proceso son las que siguen.

Como es de esperar, el aire contenido en el cilindro está compuesto en parte por moléculas de oxígeno. La interacción producida entre el combustible evaporado y las moléculas de oxígeno será altamente inestable y entrará en reacción tras la inyección, cuando la mezcla producida haya alcanzado las condiciones necesarias para que de comienzo la liberación de la energía del combustible.

Tiempo de retraso (T_{delay}): El tiempo de retraso es el tiempo que caracteriza el autoencendido de la mezcla. Esta fase se define como el tiempo que transcurre entre que da comienzo la inyección del combustible —SOI; Start of Inyection— y el inicio de las reacciones exotérmicas que marcan el inicio del proceso de la combustión —SOC; Start of Combustion—. Durante esta fase el combustible se mezcla con el aire y se dan los procesos físicos y químicos necesarios para que se produzca la combustión. El combustible se inyecta en pequeñas gotas —lo que se denomina

atomización del combustible— para permitir una evaporación más rápida y sencilla, además la cantidad de movimiento del chorro inyectado provoca que el aire que se encuentra en la cámara se vea atrapado por el mismo —lo que se conoce como englobamiento del aire—. La mezcla de aire y combustible que se obtiene en esta fase no es una mezcla estable dadas las condiciones en las que se encuentra la cámara de combustión —el combustible se inyecta después de la carrera de compresión por lo que el aire se encuentra en unas condiciones de elevada presión y temperatura—.

En primer lugar las moléculas de las que está formado el combustible se rompen formando cadenas más cortas y productos intermedios. A esta fase le sigue un proceso de liberación de calor apreciable en dos fases más, una de carácter transitorio, denominada fase de premezcla y finalmente la fase de combustión por difusión. El autoencendido espontáneo de la mezcla queda reflejado en una reacción altamente exotérmica que se manifiesta en un brusco crecimiento de la ley de liberación de calor. Este punto indica el final de la fase de retraso. La duración de esta fase no está determinada y variará en función de las condiciones operativas del motor.

Combustión premezclada: La duración y características de esta fase variarán en función de lo que dure la fase anterior dado que en esta fase se quema únicamente el combustible que se ha mezclado con el aire previamente y este será mayor cuanto más amplio sea el tiempo de retraso. Debido a las altas temperaturas y a la premezcla del combustible la combustión en esta fase se produce muy rápidamente lo que provoca una alta tasa de consumo de combustible además de una tasa de liberación de calor muy acusada. El incremento de temperatura junto con el brusco aumento de presión en un tiempo tan reducido se traducen en el ruido tan característico que producen este tipo de motores. En esta fase se continúa inyectando combustible y se genera el frente de llama.

Combustión por difusión: Una vez se consume todo el combustible inyectado y mezclado en el tiempo de retraso da comienzo la última fase de la combustión. En la fase anterior se han dado las condiciones necesarias para favorecer una combustión autosustentada. En la ley de liberación de calor se observa una tasa mucho más baja que el máximo observado en la fase anterior pero es aquí donde se aporta la mayor parte del calor que se obtendrá de la reacción. En esta etapa el combustible se quema de manera progresiva a medida que se va inyectando en la cámara y entra en contacto con el aire y es pues, la cantidad de masa de combustible que inyectamos, quien se encarga de controlar las condiciones del proceso. Las condiciones locales alcanzadas en esta etapa son muy próximas a las estequiométricas y la llama permanece con unas características muy similares mientras se continúe inyectando combustible.

Combustión por difusión tardía: Esta última fase da comienzo cuando se deja de inyectar combustible en la cámara. Esta fase se produce gracias a la turbulencia residual que se genera en la cámara de combustión y dado que ya no hay aporte de combustible se observa un decrecimiento progresivo de la ley de liberación de calor. Esta fase finalizará cuando el combustible residual que había en la cámara se haya consumido.

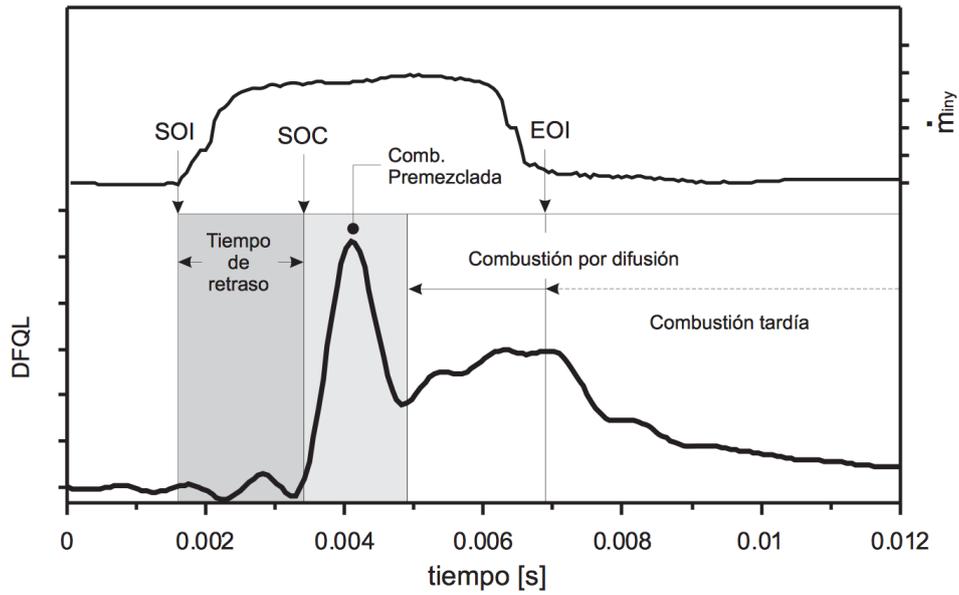


Figura 2.6: Diagrama de la tasa de inyección y liberación de calor

Fuente: UPV¹

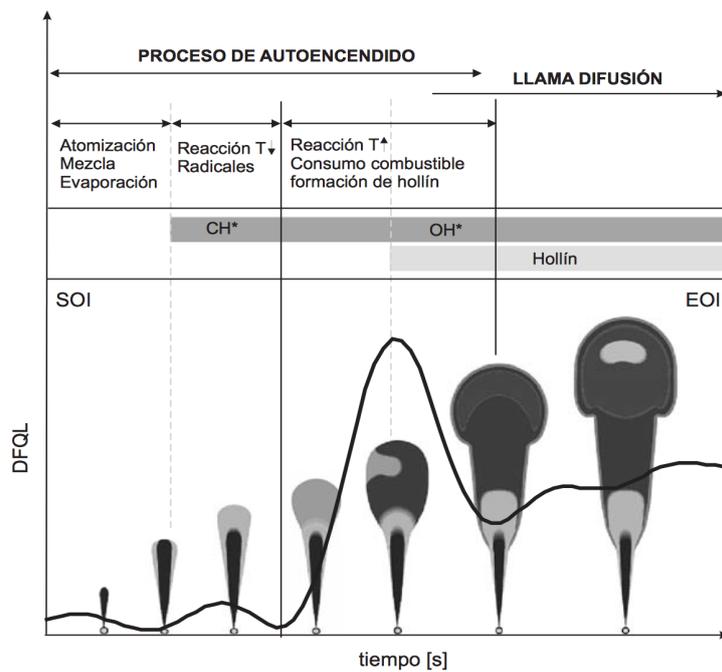


Figura 2.7: Diagrama de la secuencia de procesos ocurridos durante el proceso de inyección-combustión en un motor de encendido por compresión.

Fuente: UPV²

¹ Zapata, Luis Daniel. «Caracterización de los procesos de Inyección - Combustión diesel mediante visualización y procesado digital de imágenes.» Tesis doctoral Abril 2010

² García, J.M. «Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa.» Tesis doctoral 2004

2.3.2 Formación de contaminantes en CDC

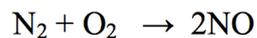
Los principales contaminantes que nos encontramos en los motores de encendido por compresión son los óxidos de nitrógeno (NO_x) y el hollín, aunque también se forman pero en menor medida, monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos sin quemar (HC).

Dado que los principales contaminantes formados en los motores de encendido por compresión son los óxidos de nitrógeno y el hollín nos centraremos en la explicación de la formación de estos.

La formación del hollín se debe a la existencia durante el proceso de combustión de zonas con dosados muy ricos. Si durante la combustión se alcanzan elevadas presiones y temperaturas con falta de oxígeno, puede suceder que la cadena del hidrocarburo comience a fracturarse y a deshidrogenarse, pudiendo quedar fácilmente convertida en carbón. Estas condiciones suelen darse en la zona interior del chorro de combustible donde el dosado es más elevado. Asimismo se pueden dar las condiciones adecuadas para que el hollín ya formado se oxide y se convierta en productos de la combustión, motivo por el cual las emisiones totales de hollín en el escape serán el resultado de un balance entre las reacciones de formación y oxidación.

Procediendo al análisis de la formación de este contaminante junto con las fases de la combustión se puede deducir que el hollín aparece principalmente en la fase de combustión por difusión. Los procesos físicos y las reacciones químicas que intervienen en la formación del hollín son procesos muy complejos que no tienen cabida en el presente trabajo.

En cuanto a la formación de óxidos de nitrógeno podemos decir que existen varios mecanismos que concluyen en la formación de esta sustancia pero nos centraremos en el más fundamental. Los óxidos de nitrógeno se producen cuando obtenemos una combustión con exceso de aire a altas temperaturas, dado que es con estas condiciones cuando el oxígeno y el nitrógeno presente en el aire se pueden combinar para formar la sustancia contaminante. La formación de los óxidos de nitrógeno se produce a través del mecanismo de Zeldovich.



Como puede observarse en la reacción global se obtienen dos productos, monóxido de nitrógeno (NO) y dióxido de nitrógeno (NO₂). En el proceso de la combustión ambas reacciones se producen de manera simultánea pero, a las temperaturas normales de la combustión, la formación de NO₂ frente a la formación de NO es despreciable.

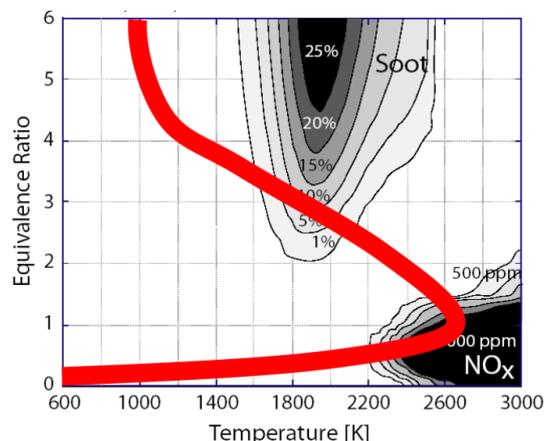


Figura 2.8: Esquema representativo de la formación de contaminantes

2.4 Combustión avanzada PPC Gasolina

2.4.1 Introducción

La combustión diesel convencional explicada en el apartado anterior aporta, sin lugar a dudas, una eficiencia térmica mucho más elevada que la de su principal competidor a día de hoy, el motor de encendido provocado. Pero es también conocido que, como hemos mostrado en el apartado anterior, este tipo de combustión genera una cantidad de contaminantes —NO_x y hollín— poco razonable para la sociedad actual, motivo por el cual es de vital importancia el desarrollo de nuevas tecnologías capaces de controlar dichas emisiones contaminantes a través de la optimización del proceso de la combustión. Es entonces cuando comienza un nuevo proceso de investigación encargado de desarrollar un nuevo concepto de combustión avanzada denominada PPC Gasolina mediante el cual, como vamos a mostrar en el presente apartado y los que lo suceden, se pueden reducir ampliamente los niveles de emisiones contaminantes sin perder las principales ventajas que nos ofrece la combustión diesel convencional e incluso, mejorándolas.

El estudio y desarrollo de este nuevo concepto de combustión avanzada se ha ido optimizando desde hace unos años hasta nuestros días. Se han ido adquiriendo y aplicando ciertos conceptos que han ido mejorando la idea inicial hasta alcanzar el concepto de combustión avanzada denominado PPC Gasolina que vamos a optimizar en el presente trabajo. Es por ello por lo que se ha creído de especial interés desarrollar de manera breve y esquemática a modo introductorio las diferentes fases por las que ha pasado este concepto de combustión avanzada hasta alcanzar el estado actual. Dado que ya conocemos las fases en las que se divide el funcionamiento de un motor de encendido por compresión, el desarrollo de la combustión que se produce y los motivos por los cuales se forman los contaminantes podemos pues sin mayor dificultad, exponer de manera breve y cronológica el proceso que se ha seguido hasta obtener la combustión avanzada objeto de análisis del presente trabajo fin de grado y los motivos que han llevado a los investigadores a ello.

La primera idea que se quiso llevar a cabo para poder ser analizada y ver los resultados que se obtenían de ella fue la de alejar el inicio de la inyección del punto muerto superior (PMS), pero a diferencia de lo realizado históricamente en este tipo de motores, se decidió adelantar el inicio de la inyección a la llegada del émbolo al PMS. Con esto se conseguía alejar este evento del proceso de la combustión y permitiendo de esta manera una mayor fase de premezcla. Los investigadores procuraban con esto por un lado eliminar las zonas con dosado rico —donde, como hemos visto anteriormente, se forma el hollín— además de reducir las temperaturas alcanzadas, evitando de esta forma también la formación de óxidos de nitrógeno (NO_x). Los resultados obtenidos de este primer estudio clarificaron que esta metodología solo podía ser aplicada a baja y media carga no pudiendo ser aplicada para todo el rango de funcionamiento del motor dado de la tendencia del combustible al autoencendido.

Es por esta razón por la cual se decide introducir una cantidad razonable de EGR, disminuyendo así la concentración de oxígeno en la cámara y reduciendo así la fuerte tendencia al autoencendido del combustible, incrementando de esta forma el tiempo transcurrido entre el final de la inyección y el inicio de la combustión. Esta estrategia fue implementada por Nissan, bajo el nombre de Modulated Kinetics (MK), en el 2001 y también por Lund University en 2006, en ambos casos se consigue reducir de forma simultánea las emisiones de NO_x y hollín. Es en ese momento cuando se consigue por primera vez romper el trade-off que formaban ambos contaminantes, hecho clave para el posterior desarrollo de esta nueva tecnología.

Tras los estudios se dan cuenta de que esta reducción simultánea solo se consigue para un rango muy estrecho, nada cercano a todo el rango de operación. Además el rendimiento térmico del motor se reduce muy rápidamente debido a que la eficiencia de la combustión se reduce, quedando esto reflejado en el crecimiento de las emisiones en hidrocarburos (HC) y monóxido de

carbono (CO). Es entonces cuando, además de la introducción del EGR, se decide distribuir la inyección del combustible, es decir, en lugar de inyectarlo todo de una sola vez, se distribuye en tres inyecciones diferentes, siendo la segunda, la principal. Esta solución tampoco es suficiente para reducir la alta tendencia al autoencendido del combustible y así conseguir alejar lo suficiente el inicio de la inyección del inicio de la combustión y obtener los resultados esperados.

En vista de que el problema principal para aumentar la distancia entre el inicio de la inyección y el inicio de la combustión, es decir, aumentar el denominado tiempo de retraso, es la poca resistencia al autoencendido del combustible, se decide cambiar el combustible empleado por otro con una resistencia mayor al autoencendido. Es así como se consigue, cambiando el diesel empleado anteriormente por gasolina, aumentar el tiempo entre la inyección y la combustión, y permitiendo de esta forma una mayor premezcla.

Este estudio se lleva a cabo por Kalghatgi (2006-2007) y Hildingsson (2009) quienes demuestran que inyectando un combustible con mayor resistencia al autoencendido antes del PMS se consigue aumentar el tiempo de mezcla antes del inicio de la combustión. Consiguiendo de esta forma, reducir de forma notable y simultánea las emisiones de NOx y hollín —debido a la reducción de la temperatura alcanzada en cámara así como la eliminación de zonas con dosados elevados— además de lograr que el motor trabaje en un rango de cargas mayor que el que se obtenía al inyectar diesel en los estudios previos.

A pesar de que el rango de cargas admisible era mayor que en los estudios previos, inyectar gasolina presentaba problemas de encendido a baja carga. Dado que la resistencia del combustible es mucho mayor, cuando la carga no era suficientemente alta se podían dar ciclos que no encendiesen.

Es entonces cuando los investigadores concluyen que inyectando diésel el motor presentaba problemas a altas cargas—debido a la gran tendencia de este tipo de combustible al autoencendido— no consiguiéndose separar la inyección del inicio de la combustión, e inyectando gasolina el motor presentaba problemas a baja carga, donde éste no encendía.

Tras estas conclusiones se propuso cambiar el motor convencional de 4 tiempos, por uno más innovador de 2 tiempos cuya geometría y funcionamiento, principalmente en cuanto a gestión del aire se refiere, proporcionaba la posibilidad de de adecuar las condiciones de la cámara de combustión a las condiciones necesarias en cada punto de operación, resolviéndose así los problemas de encendido que se presentaban a baja carga.

Se ha querido introducir de manera breve al lector en los estudios que se han llevado a cabo previamente al punto en el que nos encontramos del desarrollo de este tipo de combustión avanzada pero, no obstante, en los siguientes apartados se expondrán con un mayor rigor científico y en mayor detalle las fases que tienen lugar en la mencionada combustión así como las ventajas reportadas en cuanto a reducción de emisiones.

2.4.2 Fases de la combustión PPC Gasolina

Una vez expuestas las razones por las cuales se decidió hace pocos años comenzar con las investigaciones en este nuevo concepto de combustión avanzada, podemos sin más dilación exponer al lector las fases que tienen lugar en este tipo de combustión del mismo modo que hemos expuesto las fases que tienen lugar en el proceso de combustión diesel convencional para así poder comprender de manera más clara el proceso desarrollado en el estudio del presente trabajo de fin de grado.

Del mismo modo que se ha procedido en el apartado encargado del desarrollo de las fases de la combustión diesel convencional, se ha convenido que la manera óptima de presentar las fases de la combustión PPC Gasolina sea a través de la comparación entre la evolución temporal de la

masa de combustible inyectada por unidad de tiempo y la liberación de calor ocurrida en el proceso de la combustión por unidad de tiempo.

Como se ha mencionado en el apartado introductorio previo a este, en este tipo de combustión el proceso de la inyección difiere significativamente del proceso llevado a cabo en la combustión diesel convencional y, dado que hemos convenido que la manera adecuada de exponer las fases de la combustión es a través de la comparación de la cantidad de combustible inyectado con la liberación de calor, vamos a centrar la explicación en dicho proceso. En este caso, la masa de combustible inyectado se divide en tres inyecciones diferentes, teniendo la segunda como la principal, procurando además desacoplar el evento de la combustión del evento de la inyección para así obtener los resultados esperados.

Se ha demostrado que la primera inyección no tiene relevancia en los resultados obtenidos en cuanto a niveles de emisiones o la Ley de Liberación de Calor obtenida por lo que no vamos a analizar en el presente apartado dicha inyección, procediendo directamente al análisis de la segunda y la tercera.

Dado que la segunda inyección es en la que se inyecta una mayor masa de combustible vamos a proceder primero con el análisis de los efectos de la posición de esta. Podemos ver en las *Figuras 2.9 y 2.9'* los resultados obtenidos de manera teórica y de manera experimental. En la *Figura 2.9* obtenida mediante simulación numérica se ha adelantado la inyección hasta -52 CAD antes del PMS, en cambio, experimentalmente, mostrado en la *Figura 2.9'* no se ha podido alejar más de -42 CAD del PMS el evento de la inyección dado que se producía una dispersión cíclica.

No obstante, la tendencia seguida en ambos casos es idéntica. A medida que alejamos la inyección de combustible del PMS y debido a que las condiciones en las que se encuentra el fluido dentro de la cámara de combustión son mucho menos reactivas, conseguimos un incremento del retraso al encendido permitiendo de esta manera un mayor tiempo de premezcla. Como consecuencia, obtenemos una combustión desplazada hacia la carrera de expansión con un perfil mucho más suave. En cambio, como queda evidenciado en las *Figuras 2.9 y 2.9'*, una inyección tardía, cercana al PMS, provoca una combustión con un tiempo de retraso y de premezcla mucho menor, traducándose en una combustión mucho más rápida, corta y ruidosa como queda reflejado en los perfiles de liberación de calor.

A medida que alejamos el inicio de la inyección del PMS y obtenemos un perfil de la Ley de Liberación de Calor mucho más suave y desplazado hacia la carrera de expansión, obtenemos consecuentemente una menor presión y temperatura máximas así como un gradiente de presiones menor, lo que se traduce en un nivel de ruido más reducido. Esta reducción de los niveles de los parámetros mencionados queda reflejada en las *Figuras 2.10 y 2.11*.

Como se puede apreciar en la *Figura 2.11a* el gradiente de presiones máximo —lo que se traduce directamente en nivel de ruido— aumenta a medida que acercamos la inyección al PMS, esto es debido a que cuando obtenemos una combustión cuyo encendido sucede de manera temprana generamos una reacción a volumen constante, derivando esto en un gradiente de presiones más acentuado. Además debido a que la reacción ocurre, como acabamos de mencionar, a volumen constante, obtenemos de igual modo una presión y temperatura máximas mucho más acusadas. Este aumento puede apreciarse en la *Figura 2.10a* y la *Figura 2.10b*.

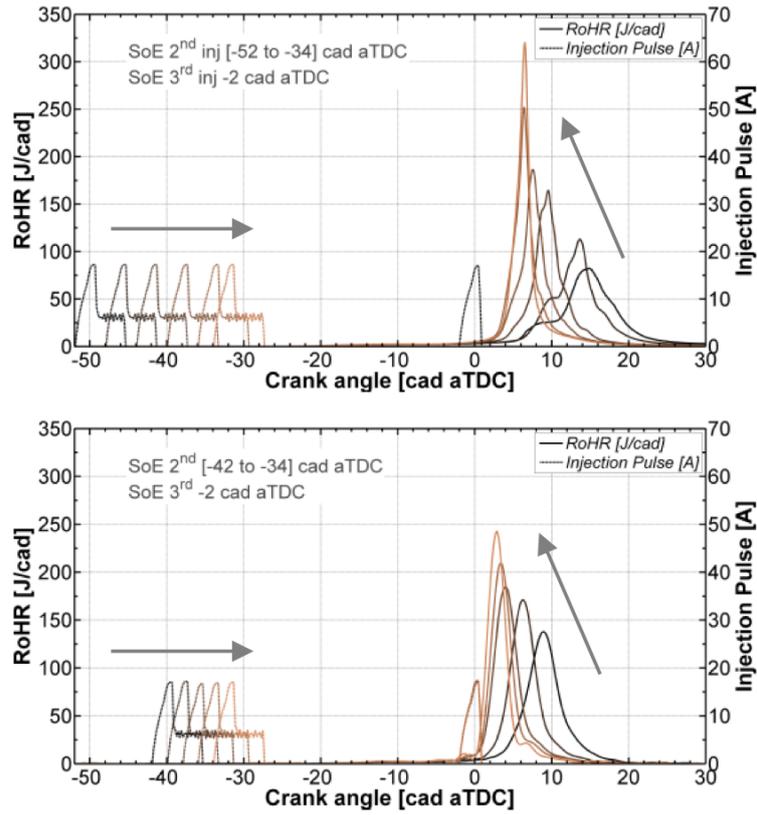


Figura 2.9: Ley de Liberación de Calor respecto a la posición de la segunda inyección teórica
 Figura 2.9': Ley de Liberación de Calor respecto a la posición de la segunda inyección experimental

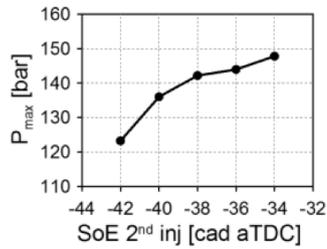


Figura 2.10a: Presión máxima medida experimentalmente

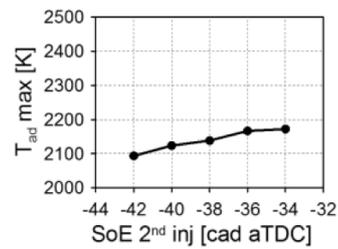


Figura 2.10b: Temperatura máxima medida experimentalmente

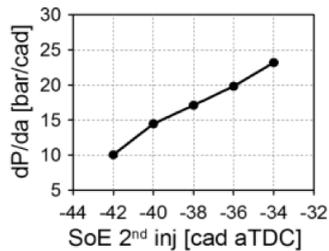


Figura 2.11a: Gradiente de presiones máximo medido experimentalmente

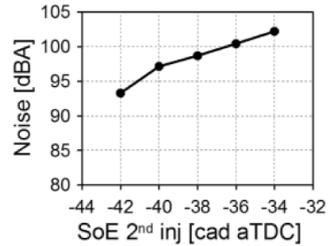


Figura 2.11b: Nivel de ruido medido en dB

Tras analizar los efectos producidos tras desplazar la segunda inyección o inyección principal, vamos a proceder del mismo modo con el análisis de los efectos que se reportan del desplazamiento de la tercera inyección.

Tras los estudios realizados quedó evidenciado que, al contrario de lo ocurrido con la segunda inyección, en este caso resulta favorable para los resultados reportados acercar la tercera inyección al PMS, consiguiéndose de esta manera una combustión mucho más suave. Esta afirmación puede ser corroborada de manera análoga a lo realizado con el estudio de la posición de la segunda inyección. Es posible visualizar los resultados obtenidos a través de estudios teóricos y a través de estudios experimentales en las *Figuras 2.12 y 2.12'*. De igual modo que ha ocurrido en el estudio previo, la posición óptima obtenida mediante simulación numérica no ha sido posible lograrla de manera física en el motor objeto de estudio. Como puede apreciarse en las *Figuras 2.12 y 2.12'* la Ley de Liberación de Calor obtenida a través de simulación numérica la tercera inyección ha sido desplazada desde -12 CAD hasta 8 CAD respecto del PMS, en cambio, en el ensayo experimental, tan solo se ha desplazado desde -8 CAD hacia 2 CAD debido a que extraerla de ese rango provocaba unos resultados completamente desfavorables.

Asimismo, la tendencia observable en ambas gráficas resulta idéntica. Puede comprobarse pues que el inicio de la combustión no se ve afectado por la posición de la tercera inyección, quedando claro entonces que es la segunda inyección la encomendada de esta tarea. En cambio, la influencia de la tercera inyección sobre la forma y el desarrollo adquirido por la Ley de Liberación de Calor es indiscutiblemente importante.

Observando las *Figuras 2.12 y 2.12'* es apreciable como el adelanto de la tercera inyección alejándola del PMS provoca un incremento del tiempo de retraso permitiendo de esta forma que el combustible inyectado en este último evento pueda mezclarse con el resto del fluido encontrado en la cámara. Esta última premezcla antes del encendido desencadena en un aumento de la reactividad de la mezcla encontrada en el cilindro resultando así una combustión mucho más rápida y violenta. Por otro lado, atrasar mucho la última inyección tras el PMS reduce significativamente el tiempo de retraso acortando de esta forma el tiempo del que dispone el fluido para premezclarse. Como resultado de esta reducción del tiempo de premezcla obtenemos una combustión más difusiva —con zonas de dosados más altos— con la consecuencia de un incremento de emisiones contaminantes como explicaremos en el apartado que sucede a este. Estos motivos son los que explican por qué para obtener el punto óptimo de funcionamiento en los ensayos experimentales el rango de barrido de la tercera inyección se ha reducido respecto del obtenido en las simulaciones teóricas.

Puede percibirse en las *Figuras 2.13 y 2.14* como los resultados obtenidos en cuanto a presión, gradiente de presiones y consecuentemente ruido, tras adelantar la tercera inyección han aumentado de manera significativa. En cambio, a medida que la inyección se encuentra más cerca del PMS, estos niveles decrecen como puede corroborarse en las *Figura 2.13 y 2.14*.

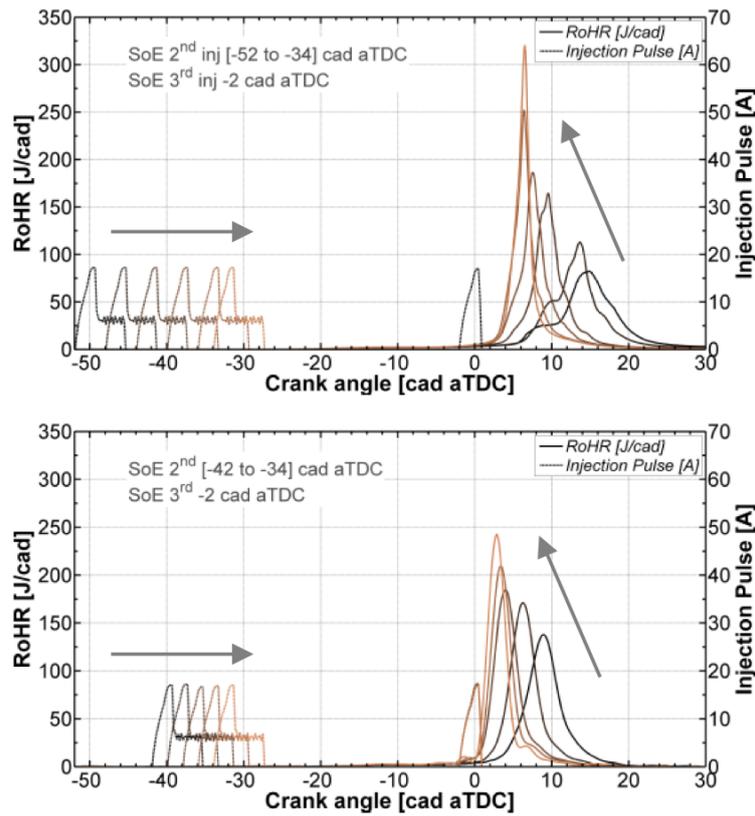


Figura 2.12 : Ley de Liberación de Calor respecto posición de la tercera inyección teórica
Figura 2.12': Ley de Liberación de Calor respecto posición de la tercera inyección experimental

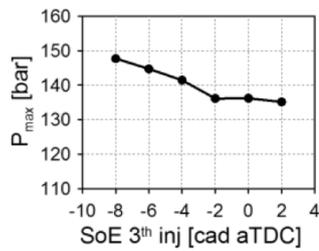


Figura 2.13a: Presión máxima medida experimentalmente

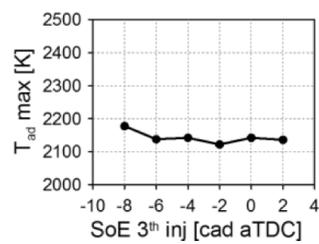


Figura 2.13b: Temperatura máxima medida experimentalmente

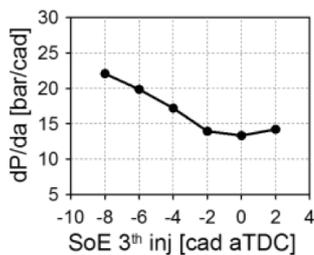


Figura 2.14a: Gradiente de presiones máximo medido experimentalmente

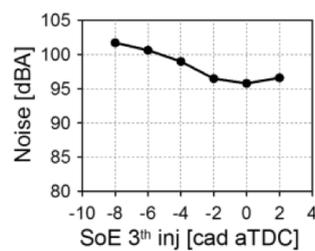


Figura 2.14b: Nivel de ruido en dB

2.4.3 Formación de contaminantes

Del mismo modo que hemos procedido en el apartado anterior vamos a redactar la manera en que afecta a la formación de contaminantes el inicio de la inyección distinguiendo de igual modo entre la segunda inyección y la tercera. Analizaremos pues las medidas a través de las cuales podemos reducir de forma significativa los niveles de formación de contaminantes, una de las ventajas principales de este tipo de combustión avanzada.

Para continuar trabajando en la misma línea que en el apartado anterior, vamos a proceder en primera instancia al análisis en cuanto a reducción de los niveles de emisiones contaminantes llevado a cabo en el estudio de la posición de la segunda inyección.

Como se puede observar en las *Figuras 2.15* y *2.16* mostradas a continuación, los niveles de las emisiones contaminantes de óxido de nitrógeno (NOx) y hollín —principales contaminantes en los motores de encendido por compresión— se reducen de forma significativa. En cambio, las emisiones de hidrocarburos sin quemar (HC) y monóxido de carbono (CO) incrementan ligeramente como puede apreciarse en la *Figura 2.16a*. Cabe decir en este punto que el incremento resultante de estos dos último contaminantes es del todo despreciable frente a la reducción obtenida en los principales contaminantes de esta clase de motor.

Vamos a continuación a analizar más en detalle los motivos por los cuales los niveles de las emisiones contaminantes se han visto variados. Por un lado, debido a las características de la combustión, la temperatura alcanzada en la cámara de combustión se ha reducido notablemente y, consecuentemente, debido a los motivos por los cuales se forman los óxidos de nitrógeno (NOx), estos se han visto reducidos de forma significativa. Dicho esto, podemos ver en la *Figura 2.15a* que a medida que alejamos la segunda inyección del PMS adelantándola, obtendremos una reducción en los niveles del mencionado contaminante ya que, como hemos visto en el apartado anterior al presente, a medida que adelantamos la segunda inyección la temperatura alcanzada se ve reducida.

Por otro lado, los niveles de hollín también se han visto drásticamente reducidos debido a la eliminación de las zonas con dosados ricos gracias al tiempo de premezcla. Como podemos ver en la *Figura 2.15b* a medida que alejamos la segunda inyección del PMS reducimos la formación de hollín, consecuencia directa de lo mencionado anteriormente; a medida que alejamos la inyección del PMS se consigue un aumento en el tiempo de premezcla.

Tras observar los resultados obtenidos de la realización del ensayo experimental en cuanto a emisiones de NOx y hollín, podemos afirmar sin lugar a dudas algo que ya habíamos adelantado en apartados previos, y es la ruptura del característico trade-off entre NOx y hollín en los motores de encendido por compresión empleando este tipo de combustión avanzada. Hemos podido comprobar como adelantando la segunda inyección, alejando así el evento del PMS, se consiguen reducir los niveles de ambos contaminantes simultáneamente.

El ligero aumento de los niveles de hidrocarburos sin quemar (HC) y del monóxido de carbono (CO) observado en la *Figura 2.16a* se debe a una ligera reducción en la eficiencia de la combustión en este tipo de combustión avanzada como puede apreciarse en la *Figura 2.16b*. A pesar de esto en los estudios realizados por este departamento se ha conservado una eficiencia muy elevada.

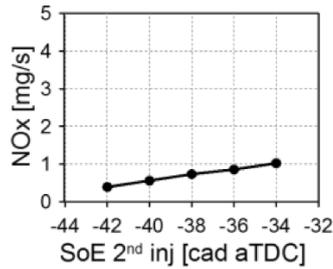


Figura 2.15a: Niveles de NOx medidos experimentalmente

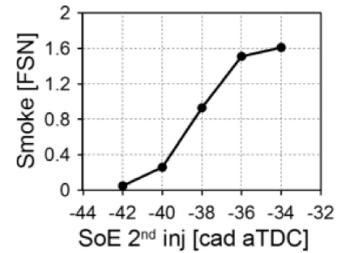


Figura 2.15b: Niveles de hollín medidos experimentalmente

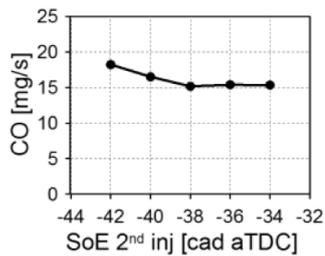


Figura 2.16a: Niveles de CO medidos experimentalmente

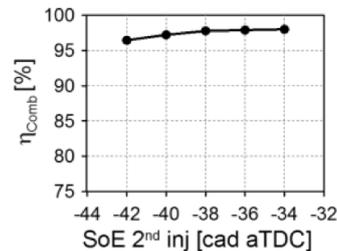


Figura 2.16b: Eficiencia de la combustión

Tras el análisis de los efectos producidos en los niveles de emisiones debidos al desplazamiento de la segunda inyección, vamos a proceder con el análisis de los efectos que se reportan del desplazamiento de la tercera inyección.

En este caso atrasar la inyección acercándola al PMS nos provoca una reducción en los niveles de óxido de nitrógeno como podemos observar en la *Figura 2.17a*, debido a que también conseguimos una disminución de la temperatura gracias a las características de este tipo de combustión.

En cambio, por otro lado, al atrasar la tercera inyección acercándola al PMS reducimos el tiempo de premezcla del combustible inyectado en el último evento, recuperando de esta forma las zonas de dosado rico características de este tipo de combustión, y por tanto, aumentando los niveles de hollín como podemos observar en la *Figura 2.17b*.

Además debido a una inyección demasiado tardía, los niveles de monóxido de carbono (CO) también se verían aumentados como resultado de un peor proceso de oxidación, proceso que podemos vislumbrar en la *Figura 2.18a*.

Por último, los niveles de hidrocarburos sin quemar (HC) permanecen estables en este caso y la eficiencia de la combustión no se ve afectada por este último evento por lo que permanece constante ante el desplazamiento de la tercera inyección como puede observarse en la *Figura 2.18b*.

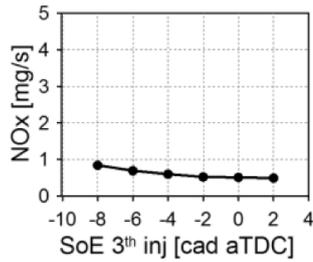


Figura 2.17a: Niveles de NOx medidos experimentalmente

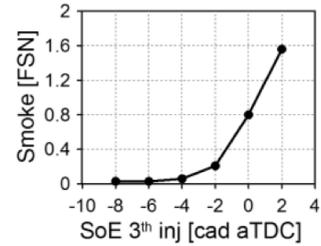


Figura 2.17b: Niveles de hollín medidos experimentalmente

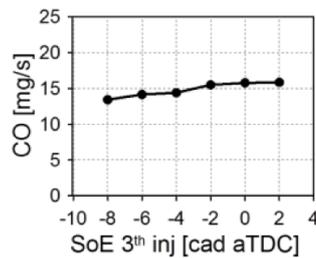


Figura 2.18a: Niveles de CO medidos experimentalmente

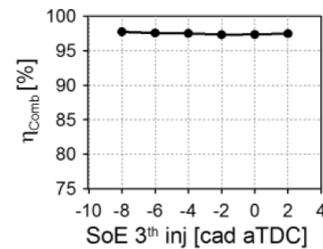


Figura 2.18b: Eficiencia de la combustión

2.4.4 Conclusiones

Una vez terminados ambos apartados en los que se trata de exponer al lector con la mayor claridad posible el proceso que tiene lugar en la cámara de combustión cuando se produce una combustión del tipo PPC Gasolina, queremos remarcar una de las que consideramos más importantes conclusiones acerca de este nuevo concepto de combustión avanzada, y es que los niveles de emisiones contaminantes se pueden controlar de manera independiente al resto de parámetros significativos del proceso de combustión.

Mediante la posición de la tercera inyección se puede controlar prácticamente en su totalidad la forma que adquiere el perfil de liberación de calor, pudiendo controlar la presión máxima en cámara, el gradiente de presiones y consecuentemente el ruido. Además los estudios han corroborado que cuanto mayor es la cantidad de combustible que inyectamos en este último evento más acentuado es el control que tiene el mismo sobre el perfil de la Ley de Liberación de Calor. Siempre que mantengamos la posición de esta última fase de la inyección dentro de un rango determinado los niveles de las emisiones contaminantes principales —NOx y hollín— no se verán afectados de forma que estos se mantendrán constantes.

Es pues, a través de la posición de la segunda inyección, como se pueden controlar los niveles de emisiones contaminantes así como la eficiencia de la combustión sin modificar el perfil de la ley de liberación de calor, el cual viene determinado a partir de la tercera inyección y se encarga de regular los parámetros estudiados como la presión y el gradiente de presiones.

Puesto que la Ley de Liberación de Calor y los niveles de emisiones contaminantes no se ven afectados por la misma inyección se pueden controlar ambos parámetros de manera aislada, consiguiendo de esta forma controlar los niveles de emisiones contaminantes de manera independiente.

Esta conclusión nos conduce a uno de los pilares básicos que han fundamentado el presente trabajo de fin de grado y es que, dado que las emisiones contaminantes se pueden controlar de manera independiente sin afectar a otros parámetros, estas no suponen un problema en el desarrollo de los estudios. Este es el motivo por el cual no son objeto de análisis en el presente estudio y se ha podido analizar y optimizar otros parámetros sin reparar en los niveles de emisiones, quedando siempre presente que estos están controlados y se encuentran muy por debajo de los límites establecidos.

2.5 Planteamiento del trabajo

Como se ha visto en los apartados predecesores a este estudios previos al presente trabajo de fin de grado ya han demostrado el alto potencial, en cuanto a reducción de emisiones, que tiene este tipo de combustión pero también han desvelado uno de los principales inconvenientes, los altos niveles de ruido que se producen. Puesto que ya ha quedado más que demostrado que con este tipo de combustión las emisiones no suponen un problema, el principal objetivo en este trabajo será encontrar la forma de reducir los niveles de ruido sin perder las prestaciones que nos ofrece este nuevo concepto de combustión—una alta eficiencia con unos bajos niveles de emisiones.

Dichos estudios, además de desvelar uno de los principales problemas resultante en este tipo de combustión, han desvelado también con resultados prometedores como a través del control sobre la posición de la tercera inyección y principalmente sobre la cantidad de combustible inyectado en esta se pueden controlar los niveles de ruido sin afectar a otros parámetros básicos del proceso combustión.

2.5.1 Procedimiento

Para alcanzar el objetivo de este trabajo de fin de grado podemos proceder por medio de dos métodos fundamentales, la experimentación y la simulación numérica. En este trabajo se ha optado por la simulación numérica ya que presenta unas ventajas frente a la experimentación que lo hacen más adecuado. En primer lugar, la simulación numérica nos permite modificar los parámetros del motor a nuestro antojo y tantas veces como consideremos necesario, obteniendo así los resultados esperados en un tiempo menor y permitiendo evaluar las distintas posibilidades de diseño de manera rápida y sencilla y mucho más económica. Además con los resultados que nos proporciona, somos capaces de evaluar las tendencias que siguen las variables de salida en función de las modificaciones realizadas en las variables de entrada, pudiendo de esta forma identificar los parámetros a través de cuyas modificaciones seremos capaces de alcanzar nuestros objetivos.

Es cierto también, que pese a que la simulación numérica permite obtener los resultados deseados con un coste mucho más reducido, no hay que olvidar que los ensayos experimentales suelen aproximarse más a la realidad, por lo que se deben validar siempre los resultados obtenidos, tarea que no es objeto de este trabajo.

La primera fase que se ha llevado a cabo para el desarrollo del presente trabajo de fin de grado ha sido la validación del modelo matemático empleado en el estudio. Tras comprobar que dicho modelo se ajustaba a la realidad se ha continuado con el desarrollo de la investigación. Posteriormente se ha procedido con el análisis del impacto que tenía la modificación de diferentes parámetros en distintos puntos de operación sobre la eficiencia del motor, el gradiente de presiones o ruido, el calor cedido al medio y sobre la presión y temperatura máximas —principalmente para asegurarnos de no sobrepasar los límites mecánicos de nuestro motor—. Los diferentes parámetros que se han ido modificando han sido la relación de compresión, la transmisión de calor del motor, la posición de la combustión y la forma de la misma.

Tras comprobar el impacto que provocaba cada parámetro y evaluar la viabilidad que tenía la modificación de cada uno en el motor real se llegó a la conclusión de que el método más eficaz para la optimización del motor de dos tiempos de encendido por compresión objeto de estudio era optimizar la geometría de la ley de liberación de calor. Se decidió adecuar la forma —anchura y altura— junto con la posición para maximizar las prestaciones del concepto PPC Gasolina en términos de eficiencia térmica así como controlar los niveles de ruido que han caracterizado a este nuevo concepto de combustión avanzada.

Dado que en la literatura, y como ya hemos mencionado en apartados anteriores, ya se ha concluido que con este tipo de combustión las emisiones de agentes contaminantes no son un problema no se va a tratar pues en este trabajo acerca de este tema y es solamente por este motivo por el cual no se han tenido en cuenta en el proceso de las investigaciones realizadas para el desarrollo del presente trabajo fin de grado.

3. HERRAMIENTAS TEÓRICAS Y EXPERIMENTALES

3.1 Introducción	34
3.2 Herramientas teóricas	34
3.2.1 Herramienta predictiva siCiclo	34
3.2.1.1 Metodología	35
3.2.1.2 Hipótesis adoptadas por el modelo	36
3.2.1.3 Funcionamiento interno del programa. Sub-modelos	36
3.2.2 Herramienta de diagnóstico CALMEC	50
3.3 Herramientas experimentales	52
3.3.1 Bancada	52
3.3.2 Sistema de ventilación	52
3.3.3 Red de agua de refrigeración	53
3.3.4 Red de combustible	53
3.3.5 Instalación de aire comprimido	53
3.3.6 Sistema de seguridad	53
3.3.7 Motor monocilíndrico de investigación	54
3.3.8 Sistema de inyección	56
3.3.9 Sistema de accionamiento de válvulas	56
3.3.10 Sistemas auxiliares y equipos de medida	56
3.3.10.1 Sistema de regulación de par y régimen	56
3.3.10.2 Sistema de admisión	56
3.3.10.3 Sistema de escape	57
3.3.10.4 Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)	58
3.3.10.5 Sistema de refrigeración y lubricación	59
3.3.10.6 Sistema de alimentación de combustible	60
3.3.10.7 Instrumentos y equipos de medida	61

3.1 Introducción

En este apartado se va a proceder a la exposición de las herramientas empleadas en el estudio y desarrollo del presente trabajo fin de grado. Se han empleado dos tipos de herramientas básicas, herramientas teóricas a través de las cuales se ha realizado todo el trabajo de investigación expuesto en el presente trabajo y herramientas experimentales, menos empleadas pero igual de fundamentales. Es a través de las herramientas experimentales como hemos podido realizar la comprobación de la eficacia de las herramientas teóricas y comprobar la validez del modelo empleado en el estudio.

Se expondrá en este apartado el funcionamiento de las herramientas teóricas para que así el lector pueda comprender en mayor medida el proceder del trabajo además de corroborar la validez de los resultados obtenidos, así como se explicará de igual modo la geometría y los elementos clave de las herramientas experimentales a través de las cuales se han validado de forma experimental los resultados obtenidos a través del modelo matemático subyacente en las herramientas teóricas.

3.2 Herramientas teóricas

En el presente trabajo fin de grado se han empleado dos herramientas teóricas fundamentales, un modelo predictivo, denominado siCiclo, encargado de simular la curva de presiones y temperaturas que se dan en la cámara de combustión de nuestro motor de dos tiempos de encendido por compresión y un modelo de diagnóstico, denominado CALMEC, encargado de, a través de ensayos, simular la ley de combustión, dado que no se tiene un modelo capaz de realizarlo sin necesidad de estudios experimentales previos.

Es con la colaboración de ambos métodos, de diagnóstico y predictivo, como se hace posible la realización de las simulaciones necesarias para el desarrollo y estudio del presente trabajo de fin de grado. El modelo siCiclo, a través de la información extraída del perfil de la ley de liberación de calor proporcionada por CALMEC, será capaz de predecir las modificaciones surgidas de las variaciones de los parámetros de entrada sin necesidad de modificarlos físicamente, además también será capaz de simular las posibles mejoras realizables en las características del motor para optimizar el proceso de combustión.

Tras esta breve introducción acerca del funcionamiento de las herramientas teóricas empleadas se va a tratar de introducir al lector en el funcionamiento interno de ambos programas de manera que se pueda ratificar la solidez de los métodos empleados en el presente trabajo.

3.2.1 Herramienta predictiva siCiclo

El modelo teórico empleado en la optimización de ciclo de trabajo del motor de dos tiempos de encendido por compresión desarrollado en la CMT se basa en la resolución del primer principio de la termodinámica en la cámara de combustión para calcular las condiciones termodinámicas y el ciclo indicado. Para proceder a la resolución de la primera ley se requiere el cálculo de una serie de términos que intervienen en el balance de energía. Dichos cálculos se resolverán a través de una serie de sub-modelos incluidos en el modelo principal.

Es de especial relevancia para el desarrollo del presente estudio el cálculo de los flujos térmicos a las paredes del motor, para ello se requerirá conocer las temperaturas de las grandes partes que componen un motor —pistón, culata y cilindro— a través de un sub-modelo nodal capaz de calcular las temperaturas en dichas partes y el reparto de flujos de calor.

Una vez se hayan introducido los parámetros necesarios y con la intervención de los submodelos para la resolución de la primera ley se obtendrá el cálculo del ciclo indicado y el software será capaz de predecir las prestaciones del motor así como el consumo en el eje introduciendo un modelo de pérdidas mecánicas. De este modo será posible evaluar tanto las prestaciones resultantes de los cambios en las variables de entrada del motor como simular posibles mejoras en las características del mismo sin necesidad de cambiarlas físicamente.

Estas simulaciones se podrán realizar mediante ensayos paramétricos como los realizados para el presente estudio donde se podrán comprobar los efectos de las variaciones de las variables de entrada del motor.

3.2.1.1 Metodología

A partir de la introducción de los parámetros necesarios y la intervención de los diferentes submodelos de cálculo se obtendrá los resultados del ciclo indicado. Tras la obtención del ciclo indicado el modelo simulará el cálculo de las pérdidas mecánicas y se obtendrá finalmente el balance de energía global del motor o ciclo efectivo.

El proceso representado de forma esquemática que sigue nuestro modelo es el que sigue:

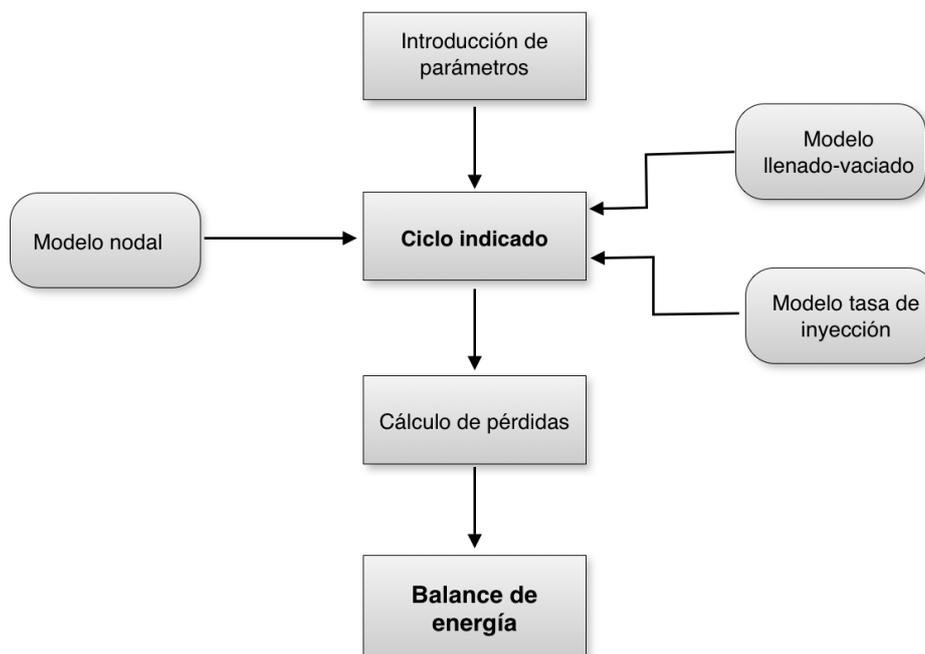


Figura 3.1: Diagrama del modelo siCiclo

3.2.1.2 Hipótesis adoptadas por el modelo

Para llevar a cabo la resolución del primer principio de la termodinámica el modelo adopta ciertas hipótesis que se han de tener en cuenta enumeradas a continuación.

1. La presión se supone uniforme en la cámara de combustión. Esta hipótesis se supondrá correcta siempre y cuando las velocidades de propagación de la llama y del fluido sean mucho menores a la velocidad del sonido.

2. El fluido que evoluciona es considerado una mezcla de tres gases: aire, combustible y productos quemados estequiométricamente.

3. Se acepta que el comportamiento de la mezcla es de gas perfecto. Esta suposición es válida para el rango de presiones y temperaturas dadas en el proceso de combustión de un motor de encendido por compresión.

4. La energía interna sensible de la mezcla de gases se calcula a partir de la suma ponderada de valores de energía interna del aire, el combustible y los gases quemados.

5. La temperatura utilizada para el cálculo de la energía interna sensible es la temperatura media de la cámara. Esta hipótesis es la que más errores provoca principalmente en el cálculo de la energía interna de los gases quemados, aunque los errores se reducen a medida que el proceso de la combustión avanza.

6. Para el cálculo del calor transmitido a las paredes se emplea la expresión del coeficiente de película instantáneo propuesto por Woschni, con los parámetros característicos del término de velocidad ajustados previamente mediante el cálculo del calor transmitido por el exponente politrópico. Además la temperatura media de las paredes se asume constante durante el desarrollo de todo el ciclo y se calculan mediante el nuevo modelo nodal que se va a implementar.

3.2.1.3 Funcionamiento interno del programa. Sub-modelos

Como se ha mencionado antes, el modelo necesita la intervención de diversos sub-modelos para poder resolver la primera ley de la termodinámica. En este subapartado vamos a exponer el funcionamiento de los mismos haciendo especial hincapié en el que se ha considerado clave para el correcto desarrollo del presente estudio, el sub-modelo encargado de la transmisión de calor.

El primer sub-modelo con el que vamos a tratar es el encargado de proporcionar el calor liberado en el proceso de la combustión o *Ley de Quemado*. Por este motivo es por el cual se hace necesario el cálculo o la estimación del perfil de la Ley de Liberación de Calor (FQL), explicado en detalle en apartados anteriores.

El modelo puede obtener la Ley de Liberación de Calor a través de tres vías diferentes:

1. Ley de Wiebe: este ciclo se caracteriza por obviar la fase de combustión por difusión considerando únicamente la fase de combustión premezclada.

2. Ley de Watson: este ciclo a diferencia del anterior considera ambas fases, combustión por difusión y combustión premezclada.

3. FQL impuesta: en este caso la Ley de Liberación de Calor nos ha sido proporcionada.

En nuestro caso la Ley de Liberación de Calor viene impuesta, se la proporcionamos al modelo a través del modelo CALMEC.

Tras exponer las hipótesis que acepta nuestro modelo vamos a proceder ahora a explicar el funcionamiento fundamental del mismo. Como ya hemos mencionado, el modelo se centra en la realización del balance termodinámico producido en la cámara durante un ciclo cerrado a partir de la ley de liberación de calor. A partir de la resolución del primer principio de la termodinámica a través de la Ley de Liberación de Calor junto con la aplicación de la ecuación de los gases perfectos el modelo es capaz de calcular las presiones y temperaturas instantáneas producidas en el interior de la cámara.

Modelo termodinámico empleado:

$$0 = -p \cdot dV - dQ_w + (h_{f,iny} - u_f) \cdot dm_{f,evap} - R_{gas} \cdot T \cdot dm_{bb} - m_c \cdot du_c - H_c \cdot m_{fcc} \cdot dFQL$$

La ecuación principal que resuelve nuestro modelo es la expuesta arriba, cuyos términos son los que siguen:

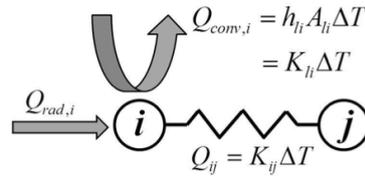
- $p dV$: trabajo instantáneo.
- dQ_w : calor transmitido a las paredes por convección.
- $(h_{f,iny} - u_f) \cdot dm_{f,evap}$: entalpía del combustible, energía interna del mismo y masa de combustible evaporado.
- $R_{gas} \cdot T \cdot dm_{bb}$: fugas por Blow-By —fracción de masa que se fuga por el espacio entre el pistón-cilindro y los segmentos—.
- $m_c \cdot du_c$: propiedades termodinámicas del gas.
- $H_c \cdot m_{fcc} \cdot dFQL$: calor instantáneo cedido por el combustible.

Ecuación de los gases perfectos:

$$p = \frac{m_c \cdot R_c \cdot T}{V_c}$$

Sub-modelo de cálculo de la transmisión de calor. Modelo nodal

Para la determinación de las temperaturas de pared y el flujo de calor medio entre las diferentes partes del motor, se usará un modelo nodal. Con este tipo de modelo, el motor se considera como una malla térmica constituida de un número finito de nodos que se encuentran unidos a otros nodos de conductancia térmica media. Una vez la malla nodal está definida se aplica un balance energético estacionario sobre cada nodo.



Modelo nodal simplificado

Ecuación de modelo nodal:

$$\sum_j K_{ij}(T_j - T_i) + Q_{rad,i} + \sum_i h_{li} A_{li}(T_l - T_i) = 0$$

Donde en general los nodos i,j son sólidos y pueden intercambiar calor:

- Por convección con los nodos de fluidos:

$$\sum_i h_{li} A_{li}(T_l - T_i) = \sum_i K_{ij}(T_j - T_i)$$

- Por conducción con los nodos sólidos coincidentes:

$$\sum_i K_{ij}(T_j - T_i)$$

- Por radiación de la forma, en el modelo no existe radiación por lo que:

$$Q_{rad,i} = 0$$

Reordenando las ecuaciones y escribiéndolas en forma matricial:

$$KT = Q$$

Donde T es el vector de la temperatura de cada uno de los nodos, Q es el vector de la suma de todos los flujos de calor por radiación que llegan directamente al nodo y K es la matriz de conductancias.

$$K_{ij} = \sum_i \frac{k_{ij} \cdot A_{ij}}{d_{ij}} + \sum_i h_{ij} \cdot A_{ij} \quad \text{si } i = j \text{ (diagonal de la matriz)}$$

$$K_{ij} = \sum_i \frac{k_{ij} \cdot A_{ij}}{d_{ij}} \quad \text{ó } K_{ij} = -h_{ij} \cdot A_{ij} \quad \text{si } i \neq j$$

En el caso de un motor de combustión interna alternativo los nodos se pueden dividir según las tres partes fundamentales que constituyen el motor: cilindro, culata y pistón. Quedando la ecuación como sigue:

$$\begin{bmatrix} I_{conv} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{gas-cil} & 0 & 0 & 0 \\ K_{conv-cil} & K_{gas-cil} & K_{cil-cil} & K_{cil-pis} & 0 \\ K_{conv-pis} & 0 & K_{pis-cil} & K_{pis-pis} & 0 \\ K_{conv-cul} & 0 & 0 & 0 & K_{cul-cul} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{conv} \\ T_{gas-cil} \\ T_{cil} \\ T_{pis} \\ T_{cul} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{conv}^* \\ T_{gas-cil}^* \\ Q_{rad-cil} \\ Q_{rad-pis} \\ Q_{rad-cul} \end{bmatrix}$$

Donde:

- I_{conv} y $I_{gas-cil}$ son dos matrices idénticas correspondientes a los nodos convectivos y los nodos aparentes del gas.
- $K_{conv-cil}$, $K_{conv-pis}$ y $K_{conv-cul}$ son las matrices de conductancias convectivas a los límites de los nodos del cilindro, del pistón y de la culata.
- $K_{gas-cil}$ es la matriz de conductancia convectiva entre los nodos del cilindro y el gas.
- $K_{cil-cil}$, $K_{pis-pis}$ y $K_{cul-cul}$ son las matrices de conducción (a excepción del valor en la diagonal principal que es la suma del resto de elementos de la línea) entre los nodos del cilindro, el pistón y la culata.
- $K_{pis-cil}$ y $K_{cil-pis}$ son matrices de conducción entre los nodos del pistón y del cilindro (conectados por los segmentos).
- T_{conv}^* es el vector de temperaturas de las condiciones de contorno. Es conocido o directamente calculable.
- $T_{gas-cil}^*$ es el vector de temperaturas aparentes del gas. Es directamente calculable.
- T_{cil} , T_{pis} y T_{cul} son los vectores de temperaturas de los nodos del cilindro, el pistón y la culata, que son el objetivo a determinar.
- $Q_{rad-pis}$, $Q_{rad-cil}$ y $Q_{rad-cul}$ son los vectores de flujo de calor por radiación en los nodos del cilindro, el pistón y la culata.

Conductancias conductivas

La parte del modelo nodal correspondiente al material esta dividida en tres grandes grupos: cilindro, pistón y culata. La metodología empleada en el cálculo de los nodos de cada uno de los elementos es la que sigue.

- Cilindro [K_{cil_cil}]:

El número de nodos en el cilindro se calcula de la siguiente manera:

Circunferencialmente (n_{cir}) tendrán todos seis divisiones; la primera corresponde a la parte no refrigerada del cilindro, todas las demás están refrigeradas. El ángulo de cada una de las divisiones es el mismo e igual a 60° .

Radialmente (n_{rad}) tendrá las divisiones (entre la cámara de combustión y el refrigerante) que el usuario seleccione con un mínimo de una. El espesor de cada zona radial es la misma y se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$e_{radial} = \frac{E_{CIL} \cdot D}{n_{radial}}$$

Donde E_{CIL} es una constante que toma el valor de 0.1

Axialmente (n_{ax}) tendrá las divisiones que el usuario haya seleccionado con un mínimo de dos. La primera división axial corresponde a la parte superior del cilindro que siempre está en contacto con el gas —entre la culata y la cabeza del émbolo en el PMS— de tal manera que su longitud corresponde a la altura libre h_0 . Las longitudes del resto de las divisiones axiales (L_{axial}) se hacen de manera creciente de manera que la más pequeña se encuentra en la parte superior y la más grande en la parte inferior.

$$\left. \begin{aligned} L_{axial}(n) &= F^{n-1} \cdot h_0 \\ L_{cil} &= \sum_{n=1}^{n_{ax}} L_{axial}(n) \\ L_{cil} &= \sum_{n=1}^{n_{ax}} L_{axial}(n) \end{aligned} \right\}$$

Con F es el factor de crecimiento, L_{cil} es la longitud total del cilindro y s la carrera.

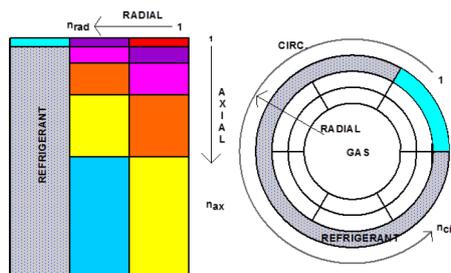


Figura 3.2: Modelo nodal del cilindro

A partir de estas divisiones se pueden calcular las conductancias conductivas entre los diferentes nodos en función del tipo de contacto entre ellos.

- Si los nodos están en contacto de manera axial o circunferencial:

$$K_{ij} = \frac{k_{cil} \cdot A_{ij}}{d_{ij}}$$

Donde:

- k_{cil} : es la conductividad del material del cilindro.
- A_{cil} : es la superficie de contacto entre los dos nodos.
- d_{ij} : es la distancia entre sus centros.

- Si el contacto es radial:

$$K_{ij} = \frac{k_{cil} \cdot L_{ij} \cdot \Delta\varphi}{\ln \frac{r_j}{r_i}} = \frac{k_{cil} \cdot L_{ij} \cdot \pi/3}{\ln \frac{r_i + e_{radial}}{r_i}}$$

Donde:

- L_{ij} : es la longitud axial de los nodos.
- r_i y r_j : son los radios de los centros.

● Pistón [K_{pis_pis}]:

La discretización del pistón consiste en crear diez nodos diferentes (mitad del pistón) como se muestra en la *Figura 3.3* a continuación.

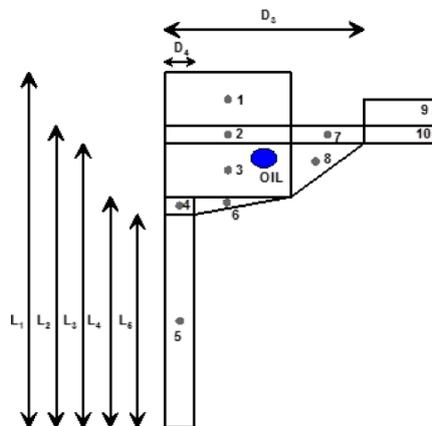


Figura 3.3: Discretización nodal del pistón

Las dimensiones de cada uno de los nodos se calculan en función del tamaño del motor y de ciertos factores de escala.

$$L_1 = F_L \cdot D ; L_2 = F_{L_2} \cdot L_1 ; L_3 = F_{L_3} \cdot L_1 ; L_4 = F_{L_4} \cdot L_1 ; L_5 = F_{L_5} \cdot L_1$$

Donde:

$$F_L = 1.1, F_{L_2} = 0.85, F_{L_3} = 0.8, F_{L_4} = 0.65, F_{L_5} = 0.6$$

$$D_3 = \frac{D - D_b}{2}, D_4 = F_{D_4} \cdot D_3, \text{ donde } F_{D_4} = 0.15$$

A partir de estas dimensiones y del material del pistón se calculan las conductancias entre ellos. Para el cálculo de las conductancias se ha de tener en cuenta el tipo de contacto entre los nodos (radial o axial) de manera similar a la del cilindro. Se ha de tener cuenta que el nodo 3 está en contacto directo con el aceite de la galería del pistón y los nodos 5 y 6 con el aceite por barboteo. Además en el nodo 3 se encuentra el segmento que transfiere o recibe el calor del cilindro.

• Culata [K_{cul_cul}]:

La culata esta dividida en 35 nodos diferentes correspondientes a:

- La zona de contacto con el gas, 14 nodos.
- La zona superior del face flamme, 10 nodos.
- El resto de la culata, 11 nodos.

Las dimensiones principales de la culata se calculan con las siguientes expresiones.

- Espesor:

$$FD = C_{ECUL} \cdot D \text{ donde } C_{ECUL} = 0.13$$

- Altura de la culata:

$$H_{CUL} = D \cdot \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{8}\right) - D_{iny} \cdot \frac{\sqrt{2}}{8} + D_A + E_{PIP} \cdot D$$

Donde:

- D_{iny} : es el diámetro del inyector.
- D_A : diámetro de la válvula de admisión.
- E_{PIP} : constante para determinar el espesor de las pipas.

En el caso de las conductancias correspondientes a la culata el cálculo se realiza de manera análoga a las del cilindro.

En el caso de la conductancia entre las válvulas y el material que les rodea, se calculan de la siguiente forma:

$$K_{v-n} = f \cdot K_{seat} \cdot A_{seat}$$

Con:

$$A_{seat-A/E} = \pi \cdot D_{A/E} \cdot \frac{h_{seat}}{\sin(\alpha_{seat})} \cdot \frac{d\phi}{2 \cdot \pi}$$

$$K_{v-n} = f \cdot K_{seat} \cdot \pi \cdot D_{A/E} \cdot \frac{h_{seat}}{\sin(\alpha_{seat})} \cdot \frac{d\phi}{2 \cdot \pi}$$

Donde:

- $f=0.7$: factor de corrección para la apertura.
- h_{seat} : altura del asiento de la válvula.
- $D_{A/E}$: diámetro de las válvulas de admisión o escape.
- α_{seat} : ángulo del asiento de la válvula (45°).
- K_{seat} : $3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ (conductancia de contacto).
- $d\phi$: ángulo de contacto entre el nodo y la válvula.

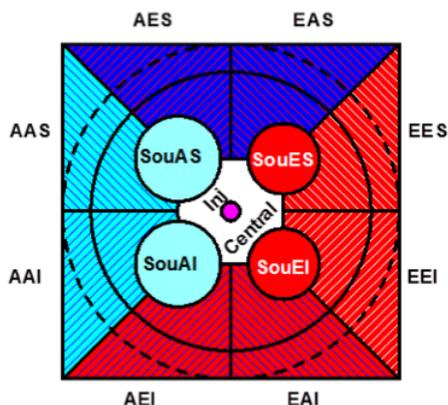


Figura 3.4a: Modelo nodal de la culata vista desde abajo

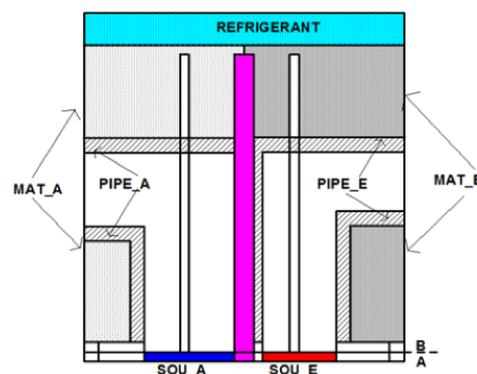


Figura 3.4b: Modelo nodal de la culata vista frontalmente

- Pistón-Cilindro [K_{pis_cil} y K_{cil_pis}]:

La conductancia entre el pistón y el cilindro es difícil de calcular. Es una combinación de resistencia de contacto y conductividad a través del aceite. Para su cálculo se utiliza un modelo empírico, ajustado con medidas experimentales en el motor DV6.

$$K_{pis,cil} = \frac{t_{con}}{T_{ciclo}} \cdot K_{seg} \cdot \frac{d\varphi}{\ln\left(\frac{1 + \frac{D + e_r}{D}}{3}\right)}$$

Donde:

- t_{con} : es el tiempo de contacto entre el segmento y el nodo del cilindro, calculado a partir de la posición instantánea del pistón teniendo en cuenta la posición del segmento y la posición axial del nodo del cilindro.
- T_{cycle} : corresponde a la duración del ciclo.
- $d\varphi$: es el ángulo recorrido por el nodo del cilindro (60°).
- e_r : es el espesor radial del nodo del cilindro.
- K_{seg} : es la conductancia lineal del segmento.

Conductancias convectivas

- [K_{conv_cil} , K_{conv_pis} , K_{conv_cul} y K_{gas_cil}] y las condiciones de contorno [T^*_{conv} y $T^*_{gas_cil}$]:

Las conductancias convectivas corresponden a la convección entre los nodos correspondientes a los fluidos (gas en el cilindro, admisión, escape, aceite, líquido refrigerante en el cilindro y la culata) y los nodos correspondientes al material.

Cálculo de la conductancia entre el gas y cualquier nodo que este en contacto con él:

$$K_{gas_nodo} = \frac{1}{720} \cdot \int_0^{720} h(\alpha) A_{nodo}(\alpha) d\alpha$$

Cálculo de la temperatura media del gas:

$$\bar{T}_{gas} = \frac{\int_0^{720} T_{gas}(\alpha) h(\alpha) A_{nodo}(\alpha) d\alpha}{\int_0^{720} h(\alpha) A_{nodo}(\alpha) d\alpha}$$

En el caso de los nodos en permanente contacto con el gas (la superficie de contacto no cambia con el ángulo de rotación del cigüeñal) las ecuaciones anteriores se pueden simplificar. Esta simplificación hace que la temperatura media en todos los nodos sea la misma.

El flujo de calor en las pipas de admisión y escape se calculan por medio de los modelos de flujo convectivos. El resultado de este cálculo se incorpora en su matriz K_{conv_cul} .

El cálculo de la convección entre el refrigerante y los nodos del cilindro y entre el refrigerante y los nodos de la culata es el que sigue:

$$K_{ref-cil/cul} = h_{ref-cil/cul} \cdot A_n$$

Donde:

- $h_{ref_cil/cul}$: es el coeficiente de transmisión de calor entre el agua y el cilindro o entre el refrigerante y la culata.
- A_n : área de contacto entre el nodo y el refrigerante.

El resultado de este cálculo se incorpora a las matrices K_{conv_cil} y K_{conv_cul} .

La realización del cálculo de la conductancia entre el pistón y el aceite en la galería se efectúa a través de las expresiones siguientes:

$$K_{pis2oil-gal} = 2 \cdot \pi^2 \cdot d_{gal} \cdot D_{gal} \cdot h_{mean-oil}$$

$$K_{mean-oil} = 0.023 \cdot \frac{k_{oil}(T_{oil})}{d_{gal}} \cdot Re_{oil}^{0.8} \cdot Pr_{oil}^{0.4}$$

$$Re_{oil} = \frac{\rho_{oil}(T_{oil}) \cdot c_m \cdot d_{gal}}{\mu_{oil}(T_{oil})}$$

$$Pr_{oil} = \frac{\mu_{oil}(T_{oil}) \cdot c_{p-oil} \cdot d_{gal}}{k_{oil}(T_{oil})}$$

Donde:

- D_{gal} : diámetro de la galería del pistón.
- d_{gal} : diámetro interior de la galería.
- T_{oil} : temperatura del aceite.
- C_m : velocidad media del pistón.
- ρ_{oil} : densidad del aceite a la temperatura T_{oil} .
- μ_{oil} : viscosidad del aceite a la temperatura T_{oil} .

Los resultados de estas ecuaciones se incorporan a la matriz K_{conv_pis} .

La conductancia entre el pistón y el aceite por barboteo se calcula con la fórmula empírica siguiente:

$$K_{pis2oil-splash} = h_{oil-splash} \cdot A_n$$

$$h_{mean-oil} = 350 \cdot \frac{\pi}{2000} \cdot \left(\frac{\mu_{oil}(T_{ref} = 363K) / \rho_{oil}(T_{ref} = 363K)}{\mu_{oil}(T_{oil}) / \rho_{oil}(T_{oil})} \right)^{0.5}$$

Tras la explicación del sub-modelo encargado de evaluar la transmisión de calor vamos a proceder a desarrollar el sub-modelo encargado de el análisis de la cantidad de combustible inyectado necesario para la realización del balance másico y el propio balance energético.

Queda expuesta pues, tras el total desarrollo de los procesos matemáticos realizados por el modelo, la solidez del modelo empleado en el cálculo para la obtención de los flujos térmicos simulados por la aplicación, de manera que queda demostrada la proximidad a la realidad tan necesaria para la correcta optimización del rendimiento térmico del motor de combustión interna alternativo, objeto principal en el presente trabajo de fin de grado.

Sub-modelo encargado del cálculo de la tasa de inyección

El modelo predictivo tiene en cuenta el combustible inyectado, tanto en el balance másico como en el balance de energía de la cámara combustión.

El balance másico utiliza la masa de combustible evaporado tanto para actualizar la masa total del cilindro como sus propiedades. El combustible evaporado interviene directamente en el cálculo del primer principio que representa la energía asociada al trabajo del flujo de combustible inyectado y su proceso de calentamiento posterior, evaporación y calentamiento hasta la temperatura de la cámara.

A partir de la señal de tasa experimental o simulada, el modelo estima la tasa de combustible evaporado. Se aplica un retraso medio que representa el tiempo necesario para la atomización y evaporación del combustible.

Para el cálculo de la tasa de inyección de combustible el modelo puede proceder de dos formas diferentes:

1. La señal experimental de la tasa real de inyección está disponible.
2. La señal eléctrica experimental del inyector esta disponible.

Si el modelo dispone de la tasa real de inyección, dispone de la cantidad de combustible inyectado en cada instante por lo que no es necesario ningún cálculo adicional. Se usará interpolación lineal cuando el punto elegido, el ángulo del cigüeñal, no concuerde exactamente con el ángulo de la tasa de inyección.

Si por el contrario el modelo dispone de la señal eléctrica experimental del inyector, el modelo se encargará de la simulación de la tasa de inyección.

Además este sub-modelo también se encarga del cálculo del tiempo de retraso, tiempo que transcurre desde el inicio de la inyección y el inicio de la combustión. Para el cálculo del tiempo de retraso el modelo dispone de 3 vías diferentes:

1. Tiempo de retraso experimental. Es un valor que viene definido y constante.
2. Basándose en el efecto de la presión y la temperatura en la cámara a través de la expresión de Arrhenius.

$$\tau = A \cdot e^{\frac{B}{T}} \cdot p^{-C}$$

Con:

- A , B y C : constantes experimentales con los valores 0.071, 4196 y -0.65 respectivamente.
- p y T : presión y temperatura en la cámara.

3. A través del Método de Arrastre.

Este método se basa en crear una primera iteración como si de un ciclo en arrastre se tratase, creando un primer vector de presiones y temperaturas. En este método el tiempo de retraso no se calcula de manera instantánea, si no que se calcula haciendo una media entre las presiones y temperaturas y un proceso iterativo hasta que se cumple la ecuación mostrada a continuación.

$$\sum_{i=\alpha_{iny}}^{i=\alpha_{comb}} \left(\left(\frac{\frac{1}{0.071 \cdot e^{\frac{4196}{T_{i-1}}} \cdot p_{i-1}^{-0.65}} + \frac{1}{0.071 \cdot e^{\frac{4196}{T_i}} \cdot p_i^{-0.65}}}{2} \right) \cdot \frac{(\alpha_i - \alpha_{i-1})}{6 \cdot n} \right) = 1$$

Sub-modelo de llenado-vaciado

La estimación de masa admitida así como la masa de residuales y la de cortocircuito se realiza a través de un sub-modelo de llenado-vaciado. Este sub-modelo se encarga del cálculo de la evolución termodinámica del gas a partir de datos sobre las presiones medias en el colector de admisión y del escape, de la presión instantánea en el cilindro y de la geometría del motor. A través de este sub-modelo el modelo principal puede calcular los flujos instantáneos, los reflujos en la admisión y la fracción de gas residual.

Sub-modelo de pérdidas mecánicas

Por último tenemos el modelo que representa las pérdidas mecánicas en las que se incluyen, las pérdidas de potencia debidas al accionamiento de elementos auxiliares —bomba de inyección de combustible, bomba del sistema de lubricación y bomba del sistema de refrigeración—, pérdidas de potencia debidas a la fricción, pérdidas de potencia en el cigüeñal y pérdidas de potencia en el sistema de distribución.

La *potencia absorbida por el accionamiento de elementos auxiliares* varía en función de las características de diseño de cada elemento y en el régimen de giro en el que actúe el motor.

La potencia demandada por la bomba de inyección dependerá de la masa total de combustible inyectada en ese ciclo de trabajo y de la presión a la que ha sido inyectada.

$$N_{fuel} = k_{0,fuel} \cdot \frac{5}{3} \cdot \frac{Q_{fuel} \cdot p_{common-rail}}{\eta_{fuel}}$$

A partir de esa ecuación el modelo se encarga de calcular las pérdidas ocasionadas por el accionamiento de este elemento auxiliar con:

- N_{fuel} : pérdidas en vatios de la bomba de combustible.
- $k_{0,fuel}$: coeficiente de ajuste del modelo.
- Q_{fuel} : caudal en l/min de la bomba de combustibel.
- $P_{common-rail}$: presión de common-rail.
- η_{fuel} : rendimiento de la bomba.

El cálculo de la potencia absorbida por la bomba encargada de accionar el sistema de lubricación vendrá dado por la siguiente expresión:

$$N_{oil} = k_{0,oil} \cdot \frac{5}{3} \cdot \frac{Q_{oil} \cdot p_{oil}}{\eta_{oil}}$$

Con:

- N_{oil} : pérdidas en vatios de la bomba de lubricación.
- $k_{0,oil}$: coeficiente de ajuste del modelo.
- Q_{oil} : caudal en l/min de la bomba de lubricación.
- P_{oil} : presión de la bomba de lubricación.
- η_{oil} : rendimiento de la bomba de lubricación.

Por último, en el cálculo de la potencia absorbida por el accionamiento de los elementos auxiliares interviene el cálculo de la potencia absorbida por la bomba encargada del sistema de refrigeración cuyo cálculo vendrá dado por la siguiente expresión:

$$N_{ref} = k_{0,ref} \cdot \frac{5}{3} \cdot \frac{Q_{ref} \cdot p_{ref}}{\eta_{ref}}$$

Con:

- N_{ref} : pérdidas en vatios de la bomba de refrigeración.
- $k_{0,ref}$: coeficiente de ajuste del modelo.
- Q_{ref} : caudal en l/min de la bomba de refrigeración.
- p_{ref} : presión de la bomba de refrigeración.
- η_{ref} : rendimiento de la bomba de refrigeración.

Finalmente, las pérdidas totales debidas al accionamiento de todos los elementos auxiliares mencionados vendrán dadas por la expresión:

$$N_{Aux} = \frac{(N_{fuel} + N_{oil} + N_{ref})}{Z}$$

Las pérdidas de potencia debidas a la fricción se dan en los segmentos y en la falda del pistón, y para averiguarla el modelo realiza el producto entre la fuerza de fricción de los segmentos, la falda y el cilindro y la velocidad lineal que lleva el émbolo, quedando entonces esta potencia definida por la siguiente expresión:

$$N_{pis} = k_{pis} \cdot (Ff_1 + Ff_2 + Ff_3 + Ff_{falda}) \cdot v_{y,B}$$

Las pérdidas de potencia que tienen lugar en el cigüeñal vienen dadas por la siguiente expresión:

$$N_{cigüeñal} = k_{bear} \cdot \left[Ff_{biela} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot D_{coj_{biela}}/2} + Ff_{bancada} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot D_{coj_{bancada}}/2} \right]$$

Donde:

- $N_{cigüeñal}$: pérdidas en vátios en el cigüeñal.
- k_{bear} : constante de ajuste del modelo.
- F_{fbiela} : fuerzas resultantes de fricción en los cojinetes de la biela.
- $F_{fbancada}$: fuerzas resultantes de fricción en los cojinetes de la bancada.
- n : régimen de giro del motor.

Por último, las pérdidas de potencia que se dan en el sistema de distribución son calculadas por el modelo a partir de la siguiente expresión:

$$N_{dist} = k_{cam} \cdot \left[F_{fD,Adm} \cdot u_{c,Adm} \cdot NVA/cilindro + F_{fD,Esc} \cdot u_{c,Esc} \cdot NVE/cilindro \right]$$

Con:

- N_{dist} : pérdidas en vátios en el sistema de distribución.
- k_{cam} : constante de ajuste del modelo.
- $F_{fD,Adm}$: fuerzas de fricción en la admisión.
- $u_{c,Adm}$: velocidad relativa entre la leva y el taqué en la admisión.
- $NVA / cilindro$: número de válvulas en la admisión por cilindro.
- $F_{fD,Esc}$: fuerzas de fricción en el escape.
- $u_{c,Esc}$: velocidad relativa entre la leva y el taqué en el escape.
- $NVE / cilindro$: número de válvulas en el escape por cilindro.

Este último modelo explicado no es de especial interés en el desarrollo del presente estudio dado que nosotros nos vamos a centrar exclusivamente en el ciclo indicado del motor de dos tiempos y en la optimización del mismo. No obstante se ha querido exponer la metodología que sigue el software siCiclo para el cálculo de las pérdidas mecánicas para dejar constancia de la solidez del modelo y mostrar de esta forma cómo se realizaría el cálculo de los parámetros efectivos en caso de ser de interés.

Tras la implementación de todos los modelos descritos anteriormente, siCiclo podrá entonces simular el ciclo de trabajo y la evolución del motor. Dado que de las tres vías de las que dispone siCiclo para el cálculo de la Ley de Liberación de Calor se ha optado por la obtención de la misma a través de la aplicación CALMEC, se explica de manera breve el funcionamiento del mismo en el apartado que sigue.

3.2.2 Herramienta de diagnóstico CALMEC

De la misma forma que el modelo siCiclo esta herramienta de diagnóstico de la combustión ha sido desarrollada por la CMT. Este modelo permite basándose en la lectura de la medida de la presión y a través de la resolución de la primera ley de la termodinámica, observar el desarrollo de la combustión a través de la obtención del perfil de la Ley de Liberación de Calor. No obstante, de igual modo que en el modelo siCiclo, CALMEC necesita una serie de sub-modelos para la realización de los estudios.

La Ley de la Combustión se obtiene, como ya hemos mencionado, a partir de la ecuación de conservación de la energía aplicada a una zona. Se considera que el calor liberado por la combustión se distribuye entre la variación de energía interna del gas, la evaporación del combustible, el trabajo realizado por el fluido y la transmisión de calor a las paredes.

Los sub-modelos empleados por esta herramienta para la obtención de los diferentes términos de la ecuación de la conservación de la energía son los mismos que los expuestos en el apartado anterior y el desarrollo matemático subyacente a ellos es idéntico, por este motivo no se va a proceder al desarrollo matemático de los mismos en el presente apartado. De esta manera podemos afirmar sin lugar a dudas que el proceso a través del cual obtenemos datos de ambas herramientas teóricas es el mismo, únicamente difieren en las variables de entrada y de salida. Asimismo el modelo necesita de otras variables de entrada para poder realizar el diagnóstico de la combustión tales como la medida de la presión o ciertas variables medias introducidas directamente como dato en nuestro programa.

Tras realizar el ensayo, CALMEC proporciona resultados medios y resultados instantáneos, de los cuales podemos destacar de especial interés para el diagnóstico de la combustión el perfil de liberación de calor (RoHR) —encargado de proporcionarnos información acerca del proceso que se ha llevado a cabo en la combustión—, la temperatura de la cámara, la composición de la mezcla en cada instante —o lo que es lo mismo podemos conocer la cantidad de combustible que se ha quemado en cada posición del ciclo—, el inicio de la combustión, la velocidad del proceso, etc.

Queda claro pues que ambos modelos son perfectamente complementarios, en el modelo siCiclo a partir de una Ley de Liberación de Calor dada obtenemos unas variables de salida del motor de combustión interna alternativo que predicen su comportamiento y nos proporcionan información del ciclo de trabajo a obtener. En cambio, en el modelo CALMEC a partir de unas lecturas de los parámetros indicativos del funcionamiento del ciclo obtenidas en un banco de ensayos, obtenemos una Ley de Combustión que nos proporciona información del proceso que ha tenido lugar en la cámara.

Es por esto, que gracias a la colaboración conjunta de ambos programas se pueden realizar estudios como el presente y desarrollos para la optimización de los motores de combustión interna alternativos tan presentes en nuestra actual sociedad, sin temor a que los resultados obtenidos no se adecuen a la realidad dado la fuerte solidez de los métodos empleados.

3.3 Herramientas experimentales

En este apartado se va a proceder con la descripción de las herramientas experimentales empleadas en la validación de los resultados obtenidos a partir de las herramientas teóricas empleadas en el presente trabajo de fin de grado. Se describirán pues la instrumentación y los equipos de medida utilizados para corroborar los resultados obtenidos mediante la utilización de las herramientas teóricas explicadas en el apartado que precede al presente.

3.3.1 Bancada

Es uno de los elementos fundamentales de la sala de ensayos, su función principal es la de aislar las vibraciones o resonancias producidas por el motor, evitando de esta forma que se transmitan al resto de elementos de la instalación e instrumentación. La bancada está diseñada para soportar todos los elementos propios de la instalación y amortiguar o minimizar al máximo los efectos de las vibraciones que sobre ella se producen.

Esta bancada en particular está formada por una serie de perfiles IPE 180 y UPN 180 sobre los que descansa una base móvil en la que va montado todo el sistema. Para amortiguar las vibraciones, estos perfiles están apoyados sobre una serie de catorce resortes colocados transversalmente y ocho resortes colocados longitudinalmente.

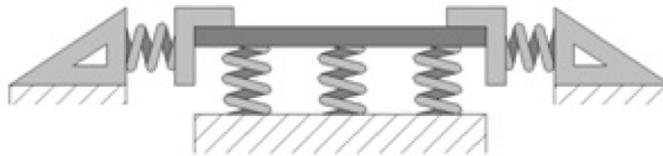


Figura 3.5: Descripción de la bancada

3.3.2 Sistema de ventilación

Este sistema se encarga de mantener una atmósfera limpia, sin gases peligrosos y con una presión, temperatura y humedad adecuadas. Además así se asegura la refrigeración de los distintos instrumentos que trabajan dentro de la sala y que se refrigeran por aire. Este aire debe de estar lo más fresco posible para poder disipar la mayor cantidad de calor posible.

Para eliminar la energía calorífica del ambiente y renovar el aire de la sala, en el que pueden existir cantidades inadmisibles de gases de escape o gases procedentes del combustible, la instalación cuenta con un sistema de renovación de aire formado por la combinación de un sistema de impulsión y otro de extracción. La existencia de estos dos sistemas asegura la circulación del aire en todo momento.

3.3.3 Red de agua de refrigeración

Este sistema es el encargado de la refrigeración del motor, del combustible, de los gases o de cualquier equipo que así lo requiera. Está formado por un aljibe de 50000 litros de capacidad enterrado en el exterior del edificio. El agua pasa por un filtro y es impulsada por dos bombas situadas en paralelo hacia las salas de ensayo.

Las conducciones suministran agua a todos los equipos que necesitan refrigeración. Existen dos salidas de agua en la conducción del motor y otra en la conducción del freno. Una vez el agua ha realizado su función se conduce hacia el desagüe el cual desemboca en el aljibe cerrando así el circuito de refrigeración por agua.

Es necesario que el agua perteneciente a este sistema mantenga siempre un rango de temperaturas determinado dado que si no el sistema de refrigeración carece de eficacia. Es por este motivo por el que si el agua existente en el aljibe supera una determinada temperatura el agua se envía a una torre de refrigeración donde, una vez refrigerada, se llevará de vuelta al aljibe. Todo el sistema de bombas encargado de realizar estas acciones esta controlado electrónicamente a través de un ordenador de control situado en los laboratorios.

3.3.4 Red de combustible

Se dispone de un depósito independiente situado en el laboratorio para poder controlar y realizar análisis periódicos del combustible que se inyecta en el motor empleado en la realización del presente estudio.

3.3.5 Instalación de aire comprimido

La instalación de aire comprimido auxiliar está formada por un compresor desde donde se conduce el aire hasta las salas de ensayos. Una vez el aire entra en las salas, cada una de ellas dispone de dos reguladores para adecuar la presión a la demandada por cada uno de los equipos de la instalación. Todo el sistema está abastecido por un conjunto de compresores-secador-remanso, situado en la sala para tal fin.

3.3.6 Sistema de seguridad

En la sala existen sistemas de seguridad de detección de incendios, de detección de presencia de monóxido de carbono (CO) y de detección de metano (CH₄) en la atmósfera. Tanto si hay un incendio, como una fuga de combustible, o concentraciones de monóxido de carbono peligrosas en cualquiera de las celdas se activaría una señal acústica mediante una sirena situada en el pasillo de control. También se pondrían en marcha alarmas visuales en el ordenador general de los sistemas del edificio, las cuales indicarían la sala y el incidente correspondiente a dicha alarma.

En el panel de control de detección de concentraciones de monóxido de carbono y de metano, se podría observar cuánta es la concentración de ese gas que se encuentra en la sala y en que medida es peligrosa o no.

3.3.7 Motor monocilíndrico de investigación

El tipo de motor térmico empleado en esta instalación es un motor de encendido por compresión de dos tiempos, dotado de inyección directa, sistema de distribución variable de válvulas VVT y sobrealimentado.

Este motor ha sido creado para la investigación del proceso de combustión. En él se han realizado los ensayos en modo de combustión PPC con el objetivo de mejorar el rendimiento térmico del motor, reducir el consumo de combustible y reducir los niveles de emisiones contaminantes respecto de la combustión diesel convencional.

Dado que el sistema de inyección estaba diseñado para el uso de gasóleo ha sido necesaria la dotación de un aditivo de lubricación al combustible para hacer posible la inyección de gasolina en lugar de gasóleo para evitar de este modo la producción de posibles daños en el sistema de inyección.

El motor consiste en una unidad cuyo diseño está basado en el modelo K9K de Renault, con árboles contrarrotantes y un bloque de motor desmontable de camisa húmeda con una cilindrada de 364 cm³, fabricado por la empresa Danielson Enginee- ring.



Figura 3.6: Motor monocilíndrico de investigación

Los elementos constituyentes son los que siguen:

- **Carter:** es de tipo seco y el depósito principal de aceite se encuentra en un sistema acondicionador de aceite independiente del motor. Con este sistema se pueden obtener mayores presiones.
- **Bloque:** el bloque monocilíndrico sirve como elemento capaz de soportar el cigüeñal y sus esfuerzos, además de ser el cuerpo rígido que une la bancada con la culata. En los laterales se encuentran dos ventanas cerradas mediante una tapa atornillada para facilitar el desmontaje de la biela. En el interior del bloque se encuentra un sistema de inyección de aceite que lubrica y refrigera la falda y la cabeza del pistón.
- **Cigüeñal:** es el elemento que realiza, junto con la biela, la transformación del movimiento alternativo del pistón en un movimiento rotativo. También transmite el giro y la fuerza motriz a los demás órganos de transmisión acoplados al mismo. El cigüeñal que equipa este motor es una pieza especial adaptada a los requerimientos específicos de Renault con un acabado superficial de nitruración.
- **Biela:** es la parte fundamental para transformar el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación del cigüeñal. Para soportar los esfuerzos a la es sometida está fabricada en acero templado y con un tratamiento de nitruración.
- **Pistón:** la geometría del pistón está diseñada especialmente para retener más el gas en el proceso de barrido, ya que al tratarse de un motor dos tiempos, el gas que entra en el cilindro tiende a salir por la inercia.
- **Árboles contrarrotantes:** son los árboles de equilibrado que compensan las vibraciones producidas por las explosiones alternativas del motor.
- **Volante de inercia:** regulariza el giro del motor mediante la fuerza de inercia que proporciona su gran masa. Funciona almacenando la energía cinética durante la carrera motriz y cediéndola durante el tiempo pasivo del ciclo de funcionamiento.
- **Culata:** la culata ha sido realizada en aluminio, es multiválvulas (cuatro válvulas) y con doble árbol de levas.



Figura 3.7a: Geometría característica del pistón



Figura 3.7b: Geometría característica del pistón

3.3.8 Sistema de inyección

El sistema de inyección utilizado es de tipo Common Rail, o conducto común, de la firma Delphi (modelo DFI 1.5 1800 bar de presión máxima), y cuenta con un acondicionador de combustible que permite controlar en todo momento la presión y la temperatura del combustible a inyectar, consiguiendo así una mayor repetitividad en las posteriores medidas.

El inyector es de comando piezoeléctrico, de diez agujeros con 80 μ m de diámetro y ángulo de chorro de 180°, el cual puede proporcionar gran rapidez de respuesta y precisión.

Al tratarse de un motor de investigación, la unidad electrónica de control (ECU) está modificada de tal modo que sea posible la alteración de sus parámetros fácilmente. Para ello se utiliza un software de gestión de ECU de la firma ETAS denominado INCA. Este software permite, entre otras cosas, la variación de los parámetros de presión de inyección e inicio y duración de una o varias inyecciones en un mismo ciclo en función de las necesidades requeridas.

3.3.9 Sistema de accionamiento de válvulas

El sistema de distribución de válvulas montado (VVT) consiste en una carcasa que es impulsada por la correa de distribución y la paleta que está fijada al árbol de levas mediante un tornillo. Entre la carcasa y la paleta se forman cámaras en las cuales se aloja el aceite del motor para ocasionar un desfase en el árbol de levas a la derecha o a la izquierda, según sea la dirección en que guíe el flujo la válvula de control de aceite (OCV), para adelantar o retrasar el tiempo de apertura de las válvulas de admisión y escape.

Además el controlador posee un pasador, llamado pasador de bloqueo que tiene la función de producir un bloqueo entre la paleta y la carcasa mientras el circuito es llenado por completo. De este modo se evita el golpeteo de la carcasa y la paleta durante el arranque del motor.

3.3.10 Sistemas auxiliares y equipos de medida

3.3.10.1 Sistema de regulación de par y régimen

Este sistema permite estabilizar el motor en el punto de funcionamiento deseado controlando el régimen de giro y midiendo el par ejercido por el motor. El elemento principal de este sistema es el freno dinamométrico, encargado de disipar la potencia generada por el motor, en forma de calor y electricidad.

El calor es disipado por medio de un caudal de agua. Cuando trabaja como freno, la corriente eléctrica generada se revierte a la red.

3.3.10.2 Sistema de admisión

El objetivo de este sistema es reproducir de una forma lo más fielmente posible las condiciones de sobrealimentación que se producen en un motor policilíndrico equivalente.

Para ello se dispone de un compresor externo de tornillo rotativo de aceite y refrigerado por agua, de la firma sueca Atlas Copco (modelo ZA-1). El compresor está asociado a un secador que es el encargado de eliminar la humedad que pudiese contener el aire comprimido por medio de un proceso de enfriamiento (secador Atlas Copco modelo FD 380W).

Para atenuar las ondas de presión que se generan en el sistema debido al carácter fuertemente pulsante del proceso de admisión se dispone de dos remansos en la línea de admisión. Uno a la salida del compresor-secador de 500 litros y otro de 250 litros situado a la entrada del motor. Esta atenuación de ondas evita la influencia de las mismas en la capacidad de aire aspirado, con la consiguiente variación del rendimiento volumétrico y potencia.

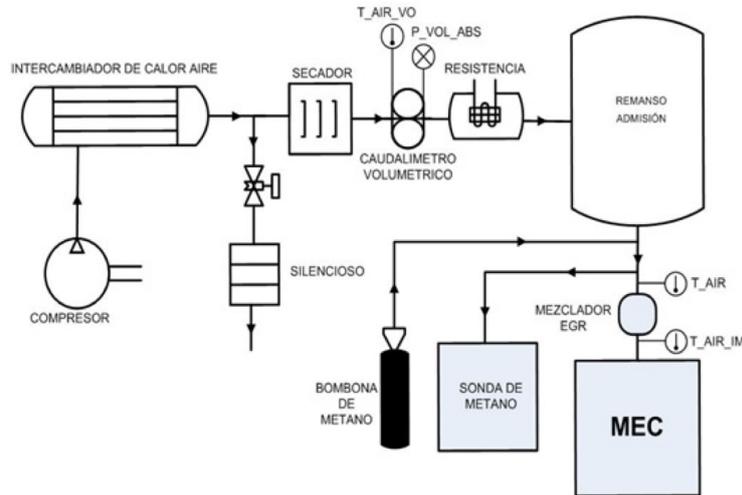


Figura 3.8: Esquema del Sistema de admisión

3.3.10.3 Sistema de escape

La misión de este sistema es evacuar los gases de escape que salen del cilindro y simular la contrapresión que genera la turbina del turbocompresor en el motor policilíndrico equivalente.

De la misma forma que en el sistema de admisión, el sistema de escape está dotado de un remanso para evitar los efectos no deseados provocados por las ondas de presión. En el interior de este remanso se encuentra un sensor de presión, mientras que la medida de la temperatura se obtiene de un termopar tipo K situado en la entrada del remanso.

Asimismo, antes del remanso también se encuentran la sonda para la medición de oxígeno y la medición de contaminantes. Aguas abajo de la válvula de contra presión se encuentra el medidor de humos, cuya muestra se toma a partir de una sonda intercalada en el tubo de escape.

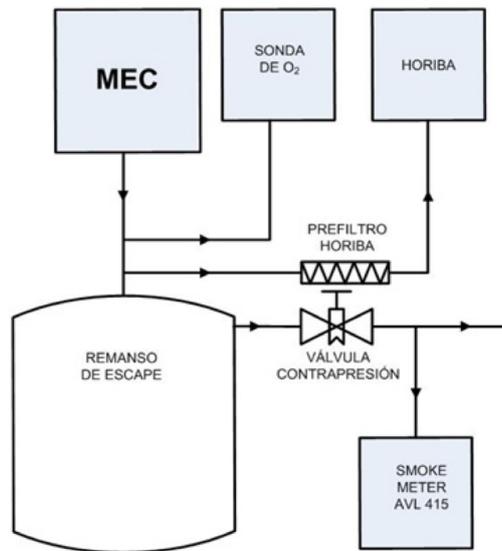


Figura 3.9: Esquema Sistema de escape

3.3.10.4 Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

Esta instalación cuenta con una línea de recirculación de gases de escape. Debido a la mejora que se obtiene a la hora de reducir contaminantes, todos los motores diesel actuales equipan una línea de EGR para tal efecto. Esta técnica introduce en el cilindro, durante el proceso de admisión, parte de los gases de escape generados en combustiones anteriores.

Los motores diésel trabajan con un considerable exceso de aire sobre todo a cargas parciales. Si en estos motores se reemplaza parte del aire de admisión por gas de escape es posible disponer todavía del aire necesario para conseguir la oxidación total del combustible, reduciendo la cantidad de gases que trasiega el motor. Ello es debido a que el sistema de EGR proporciona una cantidad de gas que no participa en la combustión, pero que adquiere parte de la energía térmica del proceso, reduciendo así la temperatura local. Esta reducción es importante debido a la mayor capacidad calorífica del gas recirculado con respecto al aire utilizado como comburente. El descenso de la temperatura de combustión, tiene un efecto directo en la reducción de NO_x, como ya se ha mencionado en anteriores apartados.

Este sistema se compone de:

- **FAP o trampa de partículas:** atrapa las partículas de carbono generadas en la combustión cuando pasa el gas de escape. El FAP reduce las emisiones al ambiente de partículas y de humos. Se consigue capturar cerca del 99% de las partículas contaminantes y posteriormente mediante calor, se regenera destruyendo estas partículas.
- **Intercambiador de calor aire/agua:** en él se reduce la temperatura de los gases de escape.
- **Ciclón de condensados y filtro de EGR:** este conjunto permite eliminar el agua que condensa al bajar la temperatura en el intercambiador.

- **Compresor:** el compresor es de tipo tornillo lubricado por lo que mezcla aceite y aire que luego hay que separar mediante el sistema de filtrado propio del compresor y posteriormente por el sistema de filtros a la salida del compresor. Está dotado de secador y un amplio rango de funcionamiento, posibilita la introducción de los gases de EGR en el colector de admisión, ya que dicho colector se encuentra por encima de la presión atmosférica.
- **Filtros del compresor:** eliminan el aceite al 99,9 % a la salida del compresor.
- **Válvula de regulación:** es la válvula encargada de permitir el paso de los gases de EGR.
- **Remanso:** de la misma forma que en la admisión, el remanso se encarga de atenuar las ondas de sobrepresión, producidas en el sistema.

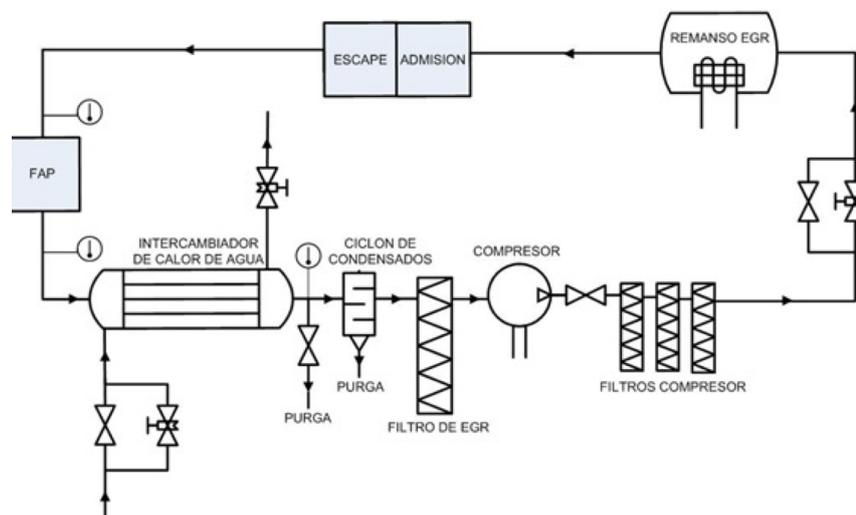


Figura 3.10: Esquema del Sistema de recirculación de los gases de escape

3.3.10.5 Sistema de refrigeración y lubricación

Debido a las características del motor térmico, la posibilidad de montar un sistema propio de lubricación y refrigeración es inviable. La utilización de sistemas tradicionales en las que es el propio motor el que mueve las bombas de aceite y agua, provocaría en este caso unas pérdidas mecánicas inaceptables teniendo en cuenta la potencia que entrega el único cilindro disponible.

Por otra parte, debido a la existencia de un solo cilindro, el calor generado por el funcionamiento del motor es mucho menor que el que se disipa en el motor policilíndrico equivalente, y por tanto resulta más difícil calentar el fluido refrigerante hasta llegar a la temperatura de trabajo en un tiempo razonable.

Debido a esto, la sala de ensayos equipa un circuito de refrigeración y otro de lubricación independientes, donde los fluidos de trabajo circulan impulsados por sendas bombas accionadas de forma independiente del motor. Ambos circuitos disponen de resistencias de calentamiento específicas para acondicionar el agua y el aceite. Durante la puesta en marcha de la sala se utilizan dichas resistencias para precalentar tanto el líquido refrigerante como el aceite lubricante, acelerando así el transitorio térmico hasta alcanzar las condiciones óptimas de ensayo. Gracias a

estos sistemas es posible llevar el fluido refrigerante y el aceite lubricante hasta la temperatura de trabajo antes de poner en marcha el motor, evitando de esta forma los problemas de desgaste asociados al arranque en frío.

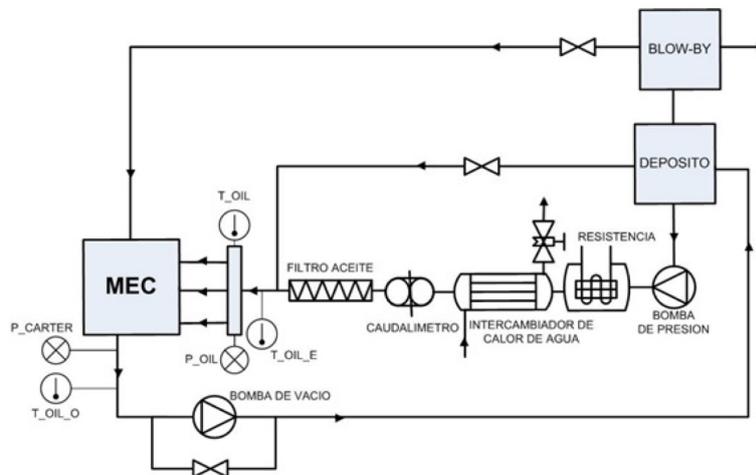


Figura 3.11: Esquema del Sistema de refrigeración

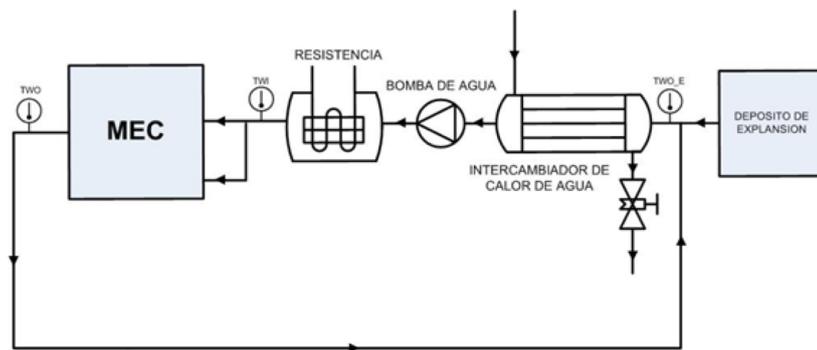


Figura 3.12: Esquema del Sistema de lubricación

3.3.10.6 Sistema de alimentación de combustible

El combustible se encuentra inicialmente almacenado en un depósito externo, con lo que se requiere trasladarlo con unas condiciones de presión y temperatura impuestas por el sistema de inyección instalado en el motor. El sistema utiliza un acondicionamiento de combustible que regula estos parámetros de presión y temperatura.

Una balanza gravimétrica mide la masa de combustible que es enviado al motor, obteniendo con ello el gasto másico. Cualquier cambio en la temperatura supone un cambio en la densidad, y con ello una variación de volumen ocupado por el combustible entre la salida de la balanza y la entrada de la bomba del sistema de inyección. Por tanto, con una variación de temperatura, es la masa de combustible aguas abajo de la balanza la que se modifica introduciendo un error en la medida del gasto de combustible. Las variaciones de temperatura también afectan en mayor o menor medida a la morfología del chorro, y al comportamiento de la mezcla aire-combustible durante el proceso de inyección-combustión, debido todo esto a las variaciones de densidad que se producen con la temperatura.

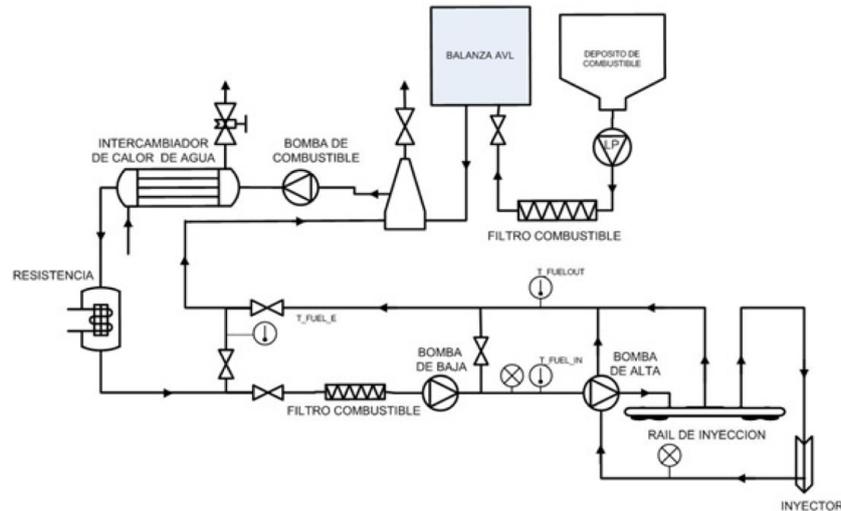


Figura 3.13: Esquema del Sistema de alimentación del combustible

3.3.10.7 Instrumentos y equipos de medida

- **Medida del par:** esta medida se realiza con un torquímetro, que por medio de un sistema de galgas, registra el par como una señal eléctrica.
- **Medida del régimen de giro:** el régimen es medido gracias a un sensor electromagnético ubicado en el freno. Para medir cualquier parámetro en función del régimen de giro, el par motor efectivo tiene que ser igual al par resistente del freno. En esta situación el régimen se mantiene constante. Por tanto, el freno dinamométrico actúa para mantener dicha igualdad al alcanzar un régimen de consigna gracias a las señales del sensor de régimen y la señal del torquímetro.
- **Transductores de presión y temperatura media:** se utilizan para medir la presión media en los puntos de la instalación experimental en los que se ha considerado oportuno la instalación de transductores de tipo piezorresistivo. Para la medida de las temperaturas medias se ha optado por la instalación de termopares tipo K, sin recubrimiento en el caso de los gases limpios (admisión), y con recubrimiento de protección en el caso de gases sucios (escape y EGR). La temperatura media de los líquidos de los sistemas de lubricación, refrigeración y alimentación de combustible se mide a la entrada y la salida mediante termorresistencias de tipo Pt 100.
- **Sensores de variables instantáneas:** para este tipo de medidas se han utilizado tanto sensores de tipo piezorresistivo como sensores piezoeléctricos.
- **Pulso de inyección:** la medida del pulso de inyección se realiza mediante una pinza amperimétrica, que es capaz de medir la diferencia de potencial generada por la circulación de corriente a través del cable de inyección. Esta medida se monitoriza para asegurar que el sistema de inyección funciona correctamente y para conocer el ángulo exacto en el que comienza la inyección.

- **Señales del sistema de válvulas (VVT):** el software de gestión del sistema VVT está conectado a una ECU independiente que controla este sistema. Dicha ECU dispone de las salidas de las señales de admisión y escape, que van conectadas al sistema de adquisición de datos para poder registrarlas.
- **Medidas del gasto másico de aire:** la medida del caudal volumétrico de aire (en m³/h) se realiza mediante un caudalímetro de lóbulos (roots) situado aguas arriba del remanso de admisión. Sin embargo, el parámetro de mayor interés en el ámbito de los motores térmicos no es el caudal volumétrico, sino el gasto másico de aire (en kg/h) y para ello el caudalímetro integra un sensor de presión media y una termorresistencia. Con esto se calcula el valor de la densidad del aire que circula por el caudalímetro, permitiendo convertir las unidades volumétricas en másicas.
- **Medida del gasto másico del combustible:** para medir el gasto másico de combustible se ha optado por una balanza gravimétrica modelo AVL 733S. Este sistema basa su funcionamiento en la deformación contenida en una balanza de precisión.
- **Medida del Blow_By:** por el Blow-by se entiende el volumen de gases que fugan de las piezas con movimiento relativo entre ellas. En un motor estas fugas de gases se pueden producir entre los segmentos del pistón y la camisa o por las guías de válvulas. Para medir el caudal el Blow-by (en l/h) se utiliza un equipo de la marca AVL modelo 442. Dado que se trata de un motor dos tiempos, el desgaste producido en los segmentos del pistón es muy importante, aumentando la medida del Blow-by, con lo que monitorizarla permite controlar el desgaste de estos segmentos.
- **Medida de las condiciones ambientales:** las medidas ambientales tomadas en la instalación son la presión atmosférica y la temperatura ambiente en el interior de la sala de ensayo. La medida de la presión ambiental se realiza por medio de un transductor de presión. Mediante un tubo sintético rígido se comunica el transductor con el ambiente de la sala donde se realiza la medida. Para efectuar la medida de la temperatura se dispone de una termorresistencia Pt 100 en el exterior de la cada de FEMs. El valor que adopta puede visualizarse en el programa POI durante el transcurso del ensayo.
- **Medida de las emisiones contaminantes (gases de escape):** se dispone del equipo Horiba MEXA 7100 DEGR, que permite la medida en la concentración volumétrica (molar) de NO_x (NO más NO₂), CO, Hidrocarburos sin quemar totales (THC), CO₂ y O₂, que aunque no sea un contaminante, conocer su concentración en los gases de escape es importante para el análisis de los procesos de combustión y de formación de las emisiones que sí son contaminantes, especialmente el hollín. Todas las correlaciones, junto a la conversión de concentraciones volumétricas (ppm) a unidades de gasto másico (g/h), se ha realizado según la Directiva Europea 2005/55/EC, que es la que se encuentra en vigor en el momento de la realización del presente estudio.
- **Medida de las emisiones contaminantes (humos):** para realizar la medida de la cantidad de humos en los gases de escape se utiliza un opacímetro modelo 425 de la marca AVL.
- **Medida de la posición del ángulo del cigüeñal:** la posición del ángulo del cigüeñal se mide gracias a un encoder óptico de la firma AVL.
- **Sistema de control y adquisición de variables medias:** para el control del sistema se utiliza una unidad PUMA 5 Compact de la firma austriaca AVL, que permite la monitorización de la instalación definiendo sus límites, control automático del valor de los factores deseados, adquisición de datos, etc.

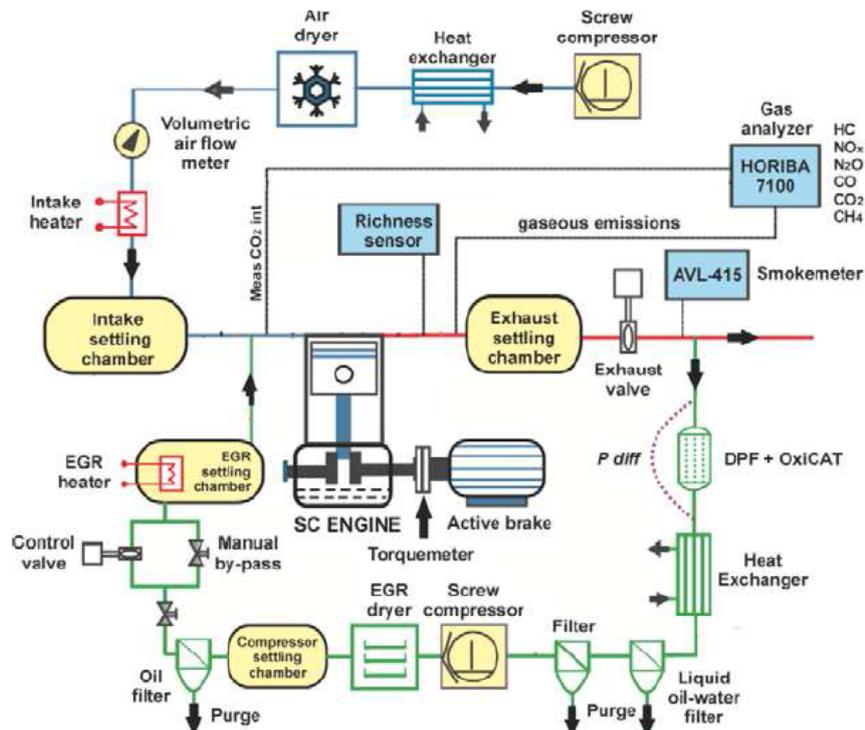


Figura 3.14: Esquema de la instalación del motor con los sistemas auxiliares

Queda patente pues, tras la exposición de todas las herramientas empleadas en el desarrollo del presente trabajo fin de grado enfocado hacia la optimización del proceso de combustión avanzada PPC Gasolina, la consistencia entre las diferentes metodologías aplicadas en el desarrollo del trabajo de investigación. Tanto las herramientas teóricas —empleadas fundamentalmente en el presente trabajo— como las herramientas experimentales —necesarias para la validación de los resultados obtenidos— han sido desarrolladas de forma que los resultados que se obtengan procedan de desarrollos matemáticos parejos además de eliminarse por completo la aceptación de hipótesis sin cálculos y comprobaciones empíricas previas reduciéndose de esta forma a valores prácticamente nulos la posibilidad de error. Demostrándose así la solidez de los métodos empleados y consecuentemente la veracidad y fidelidad a la realidad de los resultados alcanzados.

4. ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN PPC GASOLINA

4.1 Introducción.....	66
4.2 Efecto de la Relación de Compresión	66
4.2.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen	67
4.2.2 Generalidades de los resultados	70
4.3 Efecto de la transmisión de calor	71
4.3.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen	71
4.3.2 Generalidades de los resultados	75
4.4 Efecto de la forma de la Ley de Liberación de Calor	76
4.4.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen	78
4.4.2 Ensayo a baja carga y alto régimen	81
4.4.3 Ensayo a media carga y bajo régimen	84
4.5 Conclusiones.....	87

4.1 Introducción

En el presente apartado se va a proceder con la explicación de los resultados obtenidos tras la ejecución de los diferentes ensayos realizados para la optimización del proceso de combustión avanzada PPC Gasolina. Estos ensayos se han llevado a cabo mediante simulación numérica y pese a que posteriormente deberán corroborarse experimentalmente, esta fase del estudio no tiene cabida en el presente trabajo fin de grado.

En esta etapa del desarrollo del presente trabajo se han realizado los mismos paquetes de ensayos para tres puntos de operación diferentes del motor, modificando en cada punto de operación el grado de carga y el régimen de operación. Se ha realizado de este modo para poder identificar las tendencias que se presenten en las diferentes variaciones para así, posteriormente, ser capaces de determinar las modificaciones óptimas a realizar y obtener los resultados deseados.

Los puntos de operación que se han considerado de interés dado que engloban los puntos de operación a los que se va a ver sometido el motor debido a la aplicación a la que se va a destinar el mismo son: *ensayo a alta carga y bajo régimen, ensayo a baja carga y alto régimen y ensayo a media carga y bajo régimen*.

En los diferentes puntos de operación mencionados se van a estudiar los efectos que provocan las modificaciones de ciertos parámetros sobre el rendimiento, el gradiente de presiones y la transmisión de calor, pero previamente se comprobará que el motor resiste, termo-mecánicamente hablando, dichas modificaciones corroborando pues que tanto la temperatura máxima como la presión máxima se encuentran dentro de los límites aceptables para la resistencia del material.

Los parámetros cuyos valores van a ser modificados son la relación de compresión —en adelante también RC—, el coeficiente encargado de cuantificar la transmisión de calor y la forma de la combustión, modificando la altura y la anchura del perfil de liberación de calor. Todos los parámetros modificados se han evaluado en diferentes posiciones del inicio de la combustión para así obtener con mayor rigor las conclusiones extraídas en cuanto a la optimización del proceso de combustión. Hay que matizar que dado que los ensayos realizados para el desarrollo del presente trabajo se han efectuado mediante simulación numérica, se ha modificado directamente la forma que tiene la Ley de Liberación de Calor sin reparar en las variaciones necesarias a realizar en el motor físico para la obtención de esta.

Tras esta breve introducción vamos a proceder directamente al análisis de los resultados obtenidos a través de la observación de las gráficas extraídas de los estudios efectuados.

4.2 Efecto de la Relación de Compresión

El primer estudio que hemos realizado es el de la modificación de la relación de compresión —parámetro adimensional indicativo de la cantidad de aire que introducimos en el motor de combustión interna alternativo—. Inicialmente el motor de dos tiempos empleado en el estudio tiene una RC de 17 y para la realización del presente estudio se opta por aumentarla y disminuirla de manera que se puedan estudiar las variaciones ocurridas en los parámetros de interés en ambos casos. Además de esta variación se ha modificado simultáneamente la posición del inicio de la combustión obteniendo de esta forma los diferentes puntos de operación resultantes de la combinación de la variación de ambos parámetros.

4.2.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen

En este ensayo y en los que suceden a este con los diferentes puntos de operación del motor se ha realizado de forma simultánea la modificación de la relación de compresión y la variación de la posición. Se han combinado todos los puntos posibles de manera que se han obtenido las gráficas mostradas a continuación. El punto de operación empleado en este primer ensayo comprende una masa de combustible inyectado de 0.4195 g/s y un régimen de giro de 1250 rpm .

Como se puede comprobar en todas las figuras mostradas a continuación la relación de compresión se ha variado entre 15 y 19 con una diferencia de uno entre cada ensayo y la posición del inicio de la combustión se ha variado entre -5 CAD y $+5 \text{ CAD}$ con una diferencia de 2.5 CAD entre cada punto y siendo 0 CAD la posición original del motor, es decir, se ha adelantado el inicio de la combustión respecto del punto original y se ha atrasado.

Lo primero que vamos a corroborar como se ha mencionado en la introducción a este apartado es que efectivamente el motor cumple con las exigencias termo-mecánicas y es capaz de operar en todos los puntos que le hemos indicado. Esta comprobación se realiza observando la presión y temperatura máximas obtenidas en cada punto del ensayo.

Como podemos observar en la Figuras 4.1a y 4.1b la presión máxima alcanzada aumenta a medida que se aumenta la RC por lo que este parámetro deberá de tenerse controlado en caso de decantarnos por esta vía para la optimización del motor. Gracias a la combinación del aumento de dicho parámetro junto con un atraso del inicio de la combustión resulta posible mantener esta variable dentro de unos límites aceptables. De igual modo en las Figuras 4.2a y 4.2b queda patente como la temperatura máxima alcanzada varía ligeramente por la modificación de la RC pudiéndose explicar fácilmente este fenómeno a través de los principios de la termodinámica, dado que un aumento de la presión en cámara supondrá siempre un aumento de la temperatura también.

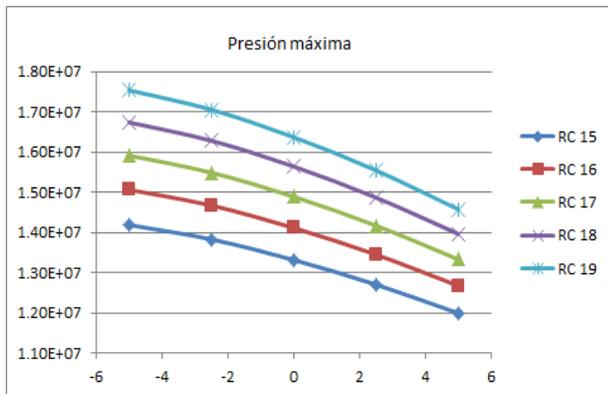


Figura 4.1a: Gráfica de la Presión máxima en función de la RC.

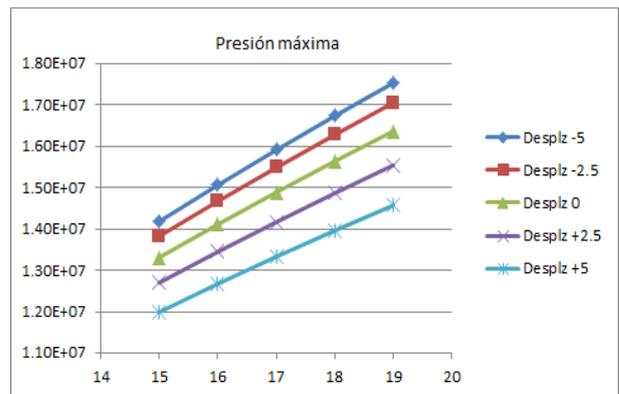


Figura 4.1b: Gráfica de la Presión máxima en función de la posición de la combustión

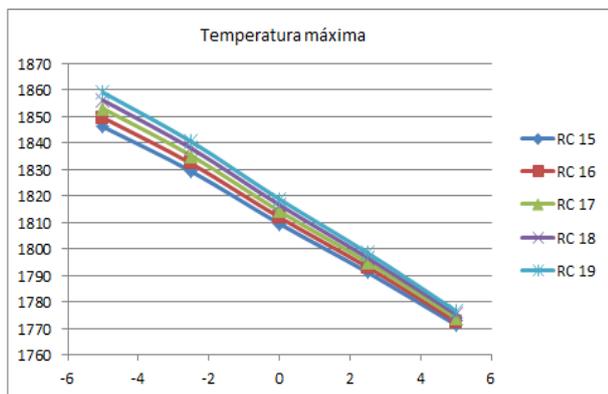


Figura 4.2a: Gráfica de la Temperatura máxima en función de la RC

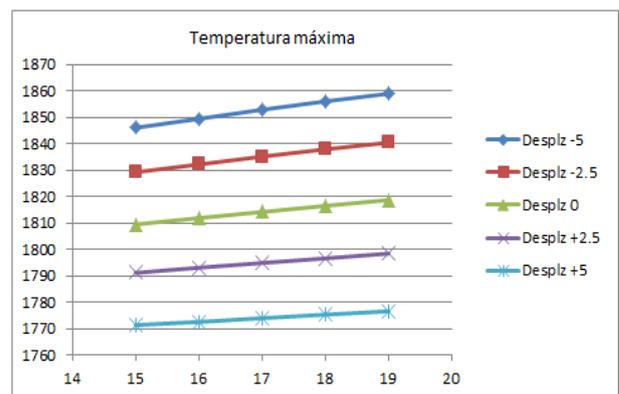


Figura 4.2b: Gráfica de la Temperatura máxima en función de la posición de la combustión

Una vez queda comprobado que el motor es a priori capaz de operar en los puntos que le hemos indicado a través de nuestro simulador, podemos pues continuar con el análisis de los parámetros de interés para tratar de hallar las modificaciones necesarias para optimizar el funcionamiento de nuestro motor.

El primer parámetro a optimizar es el *rendimiento indicado* del motor. Como podemos observar en la *Figura 4.3a* a medida que aumentamos la relación de compresión el rendimiento indicado de nuestro motor de estudio aumenta, aunque esta mejora es muy reducida —resulta cómodo de ver que si nos situamos en un punto con la misma posición del inicio de la combustión la mejora de una relación de compresión a otra es mínima—. Por otro lado, la mejora observada en la *Figura 4.3b* se debe al atraso del inicio de la combustión dado que a medida que atrasamos más el evento de la combustión el rendimiento aumenta. No obstante es necesario decir que retrasar la combustión respecto de nuestro punto de partida tampoco supone una mejora muy significativa, donde si es posible observar un empeoramiento acusado es adelantándola respecto de nuestro punto inicial. Puede verse a través de ambas gráficas como el mejor resultado en cuanto a rendimiento indicado lo obtendríamos a través del mayor aumento de la relación de compresión combinado con un atraso máximo del inicio de la combustión.

Queda expuesto pues que tanto atrasar el inicio de la combustión como aumentar la relación de compresión mejoran el rendimiento indicado. Asimismo es momento ahora de estudiar que ocurre con el resto de parámetros y si de igual modo se mejoran para poder valorar posteriormente la validez de la medida estudiada. Este último paso es de vital importancia dado que en la optimización de un proceso de combustión con estas características resulta clave la reducción del nivel de ruido a través de una reducción del gradiente de presiones debido a que es uno de los principales problemas que encontramos en este tipo de combustión avanzada.

El siguiente parámetro que se trata de optimizar es el *calor fugado* por las paredes del cilindro tratando pues de minimizarlo. En la *Figura 4.4a* podemos observar como, a medida que aumentamos la relación de compresión el calor cedido al medio aumenta y tenemos en este sentido una mayor pérdida energética. Es cierto de igual modo, que las variaciones en cuanto a pérdidas de calor por las paredes en función de la modificación de la relación de compresión son muy reducidas. Podemos observar entonces en la *Figura 4.4b* como el atraso de la combustión si que nos aporta una reducción en cuanto a pérdidas de calor mucho más significativa que la debida a la variación de la relación de compresión.

Por último vamos a valorar los datos extraídos del estudio en cuanto a *gradiente de presiones*, que se traduce directamente en nivel de ruido. Podemos percibir en la *Figura 4.5a* como el aumento de la relación de compresión se traduce directamente en un brusco aumento del gradiente de presiones y consecuentemente del ruido producido por el motor de encendido por compresión. Este resultado es revelador en cuanto a la viabilidad de la estudiada vía de optimización, pero no obstante plantearemos la viabilidad de los procesos de optimización una vez se hayan planteado todos al final del presente capítulo. Asimismo también es cierto que si observamos la *Figura 4.5b* podemos ver que el atraso de la combustión reduce muy significativamente el gradiente de presiones y por tanto los niveles de ruido generado, siendo posible a través de la combinación de ambos la obtención de un buen punto de funcionamiento.

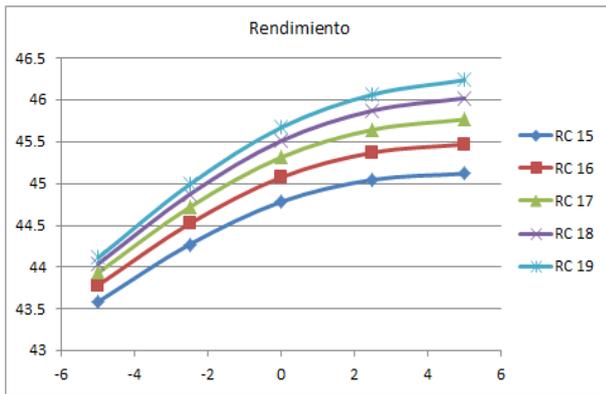


Figura 4.3a: Gráfica del rendimiento en función de la RC

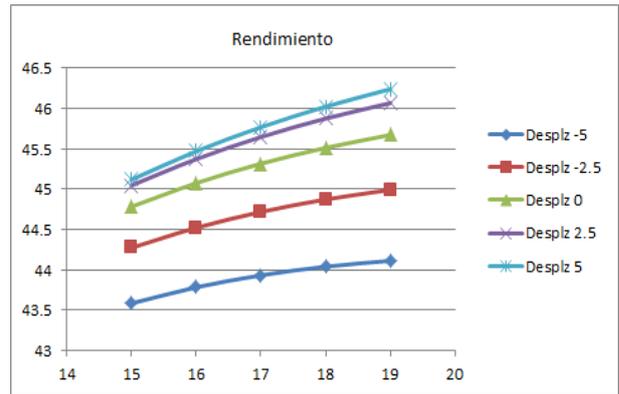


Figura 4.3b: Gráfica del rendimiento en función de la posición de la combustión

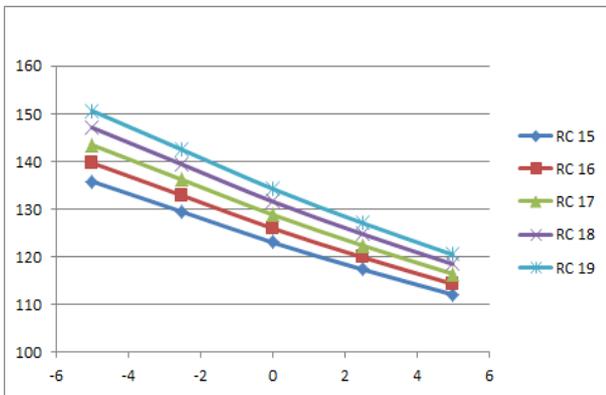


Figura 4.4a: Gráfica del calor fugado en función de la RC

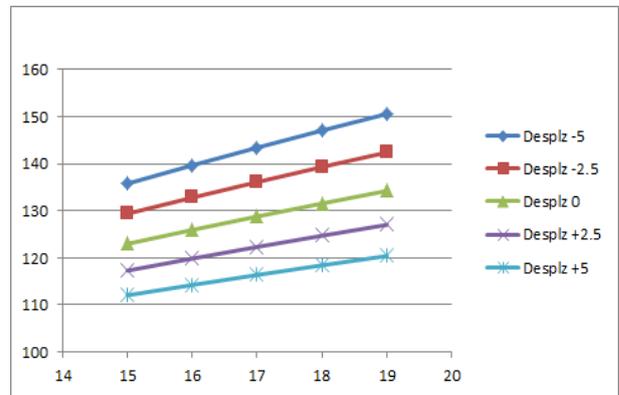


Figura 4.4b: Gráfica del calor fugado en función de la posición de la combustión

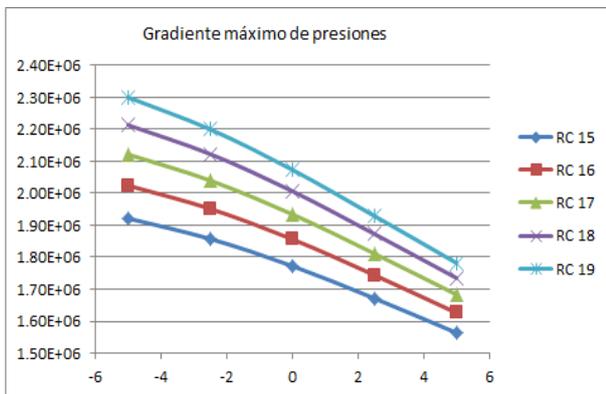


Figura 4.5a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la RC

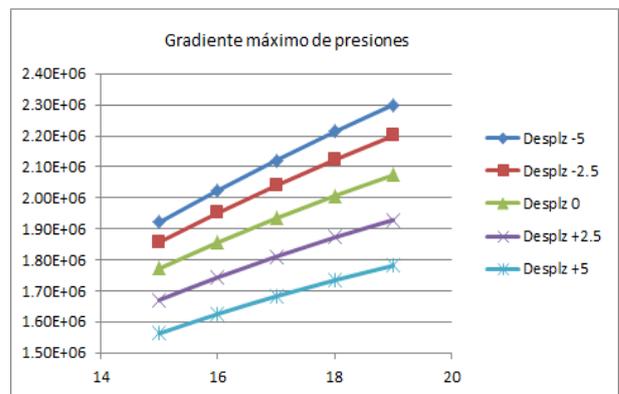


Figura 4.5b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición de la combustión

4.2.2 Generalidades de los resultados

Tras la realización de las simulaciones en los diferentes puntos de operación y la extracción de los resultados obtenidos se ha observado como las tendencias seguidas en los tres puntos estudiados son idénticas para todas las variables de salida de interés por lo que no se ha creído necesario la realización del exhaustivo análisis efectuado para el primer punto de operación para todos ellos. De este modo ha sido posible la extracción de unas conclusiones que nos ayudarán a posteriori a sintetizar los resultados obtenidos en todos los procesos de optimización estudiados y así poder valorar cuales son las medidas adecuadas en la optimización del proceso de combustión avanzada.

Lo primero que es necesario matizar por un lado es que con el aumento de la relación de compresión las exigencias termo-mecánicas a las que se encuentra sometido el material que compone la cámara de combustión aumentan por lo que es necesario tener en cuenta las condiciones de trabajo a las que se vería sometido el motor de dos tiempos. Estas condiciones de trabajo empeorarían para todos los puntos de operación por lo que el motor trabajaría mucho más al límite de sus posibilidades con las posibles consecuencias nefastas que esto podría ocasionar. Por otro lado, y como resultado positivo, hemos atisbado como un atraso en el inicio de la combustión supone una reducción tanto de la presión máxima como de la temperatura máxima por lo que en este sentido sería posible la obtención de un proceso de combustión con unas exigencias termo-mecánicas para el material mucho menores.

En cuanto a los resultados obtenidos en el resto de variables de salida las conclusiones son las que siguen. Por un lado, si hablamos de un aumento en la relación de compresión los resultados que nos encontramos son ciertamente un aumento del rendimiento indicado pero también un aumento del calor cedido al medio por convección y un considerable aumento en el gradiente de presiones. En cambio, si se opta por una reducción del parámetro obtenemos una reducción del gradiente de presiones, del calor cedido al medio pero una reducción también del rendimiento indicado proporcionado por el motor. Nos encontramos entonces frente a un conflicto entre las dos variables de salida de interés principales. Por un lado si queremos mejorar el rendimiento a través de una modificación de la relación de compresión necesitamos aumentarla con el consecuente resultado en el gradiente de presiones, por otro, si lo que queremos es una reducción del gradiente de presiones se vuelve necesaria una reducción también de la relación de compresión con el también consecuente resultado en el rendimiento indicado. Queda claro entonces que en esta fase del proceso de optimización del motor del dos tiempos se vuelve necesaria una elección de la variable a optimizar si lo que queremos es hacerlo a través de esta vía.

Pese a que todavía quedan varios estudios por delante y habría que analizar los resultados obtenidos en ellos, podemos adelantar que a priori esta no parece una buena solución para la optimización del motor de dos tiempos dado la leve mejora en cuanto a rendimiento y el considerable empeoramiento de las otras dos variables de salida de interés en este estudio.

Aun a pesar de la negativa de los primeros resultados se han obtenido otros algo más prometedores. En cuanto a la posición de la combustión parece claro que en todos los puntos de operación evaluados en este estudio atrasar el inicio de la combustión favorece a todos los resultados obtenidos en todas las variables de salida de interés. Atrasar al máximo el inicio del proceso de combustión mejora indudablemente el gradiente de presiones y el parámetro que indica la cantidad de calor transmitido al medio a través de las paredes del cilindro, ambos parámetros mejoran a medida que el inicio de la combustión se aplaza. Asimismo en cuanto al rendimiento este se ve aumentado en todos los puntos evaluados al aplazar la combustión desde su posición original hasta +2.5 CAD respecto de esta, no obstante retrasarla más no repercute en ningún punto en una mejora o un empeoramiento del rendimiento permaneciendo aproximadamente constante.

4.3 Efecto de la transmisión de calor

Tras el análisis de los efectos obtenidos en las variables de salida del motor monocilíndrico empleado en la realización del presente trabajo de investigación al variar la relación de compresión, vamos a proceder con el estudio de los efectos producidos al modificar —a través de cambios en la geometría y en los materiales— el coeficiente de transmisión de calor del motor de encendido por compresión. Es necesario aclarar que dado que este estudio se ha realizado a través de un simulador no ha sido necesario realizar las mencionadas modificaciones para poder observar los resultados que se obtendrían al variar el coeficiente de transmisión de calor, tan solo se ha modificado un parámetro adimensional de nuestro modelo denominado c_{1a} el cual representa la capacidad de la cámara de combustión de transmitir a través de las paredes el calor producido por la combustión.

El parámetro mencionado c_{1a} se encuentra originalmente en 1.5 y para la realización del estudio se opta por aumentarlo y disminuirlo, de este modo es posible observar las variaciones ocurridas en ambos sentidos. La reducción del parámetro 1.5 se traduce en una reducción de la cantidad de calor que el motor transmite al medio en cada ciclo de trabajo, es decir, físicamente se traduciría en unas modificaciones geométricas y de materiales tales que el motor fuese más adiabático respecto del original con las consecuencias que ello supone y que veremos en el estudio más detallado realizado posteriormente. De igual modo un aumento del mismo supone una mayor capacidad de transmitir calor al medio a través de las paredes del cilindro reduciéndose así la adiabaticidad del motor o su capacidad de conservar la energía en forma de calor. De manera análoga al estudio anterior, en esta ocasión también se ha modificado simultáneamente la posición del inicio de la combustión.

4.3.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen

De forma análoga a lo realizado en los ensayos anteriores con la modificación de la relación de compresión, en este sub-apartado se ha realizado de forma simultánea la modificación del coeficiente indicativo de la transmisión de calor y la variación de la posición del inicio de la combustión. Se han combinado todos los puntos posibles de manera que se han obtenido las gráficas mostradas a continuación. El punto de operación empleado en este primer ensayo comprende una masa de combustible inyectado de 0.4195 g/s y un régimen de giro de 1250 rpm .

Como se puede comprobar en todas las figuras mostradas el coeficiente objeto de estudio c_{1a} se ha variado entre 0.5 y 2.5 con una diferencia de 0.5 entre cada ensayo y la posición del inicio de la combustión se ha variado entre -5 CAD y +5 CAD con una diferencia de 2.5 CAD entre cada punto. Siendo 0 CAD la posición original del motor se ha adelantado y atrasado el instante del inicio de la combustión respecto del punto original.

Lo primero que vamos a comprobar es de nuevo que efectivamente el motor cumple con las exigencias termo-mecánicas y es capaz de operar en todos los puntos que le hemos indicado. Para la realización de esta comprobación se observa en las figuras mostradas a continuación la presión y temperatura máximas obtenidas en cada punto del ensayo.

Es posible observar en la *Figura 4.6a* como la variación de la capacidad del motor de conservar la energía en forma de calor y evitar de esta forma que se ceda al medio a través de un proceso de convección no tiene ningún efecto sobre la presión máxima alcanzada en la cámara. En la *Figura 4.6b* observamos como de manera análoga a lo ocurrido en el bloque de ensayos anterior a medida que atrasamos el inicio de la combustión la presión máxima alcanzada se reduce notablemente. Debido a estos resultados podemos afirmar sin lugar a dudas que en este bloque de ensayos los límites termo-mecánicos impuestos por el material no se verán en ningún caso sobrepasados dado que la variación del parámetro estudiado no tiene ningún efecto sobre la misma.

Por otro lado es posible observar en la *Figura 4.7a* como el parámetro *c1a* no tiene demasiado efecto sobre la temperatura máxima alcanzada y esta se mantiene aproximadamente constante, este efecto es explicable a través de los principios de la termodinámica puesto que si la presión no varía demasiado la temperatura tampoco lo hace. Se puede ver en la *Figura 4.7b* como un atraso de la combustión reduce la temperatura máxima del mismo modo que ocurría con la presión máxima. Estos resultados indican que tal y como se ha comentado al analizar la presión máxima tras la realización del presente ensayo no se sobrepasarán los límites termo-mecánicos impuestos por el material.

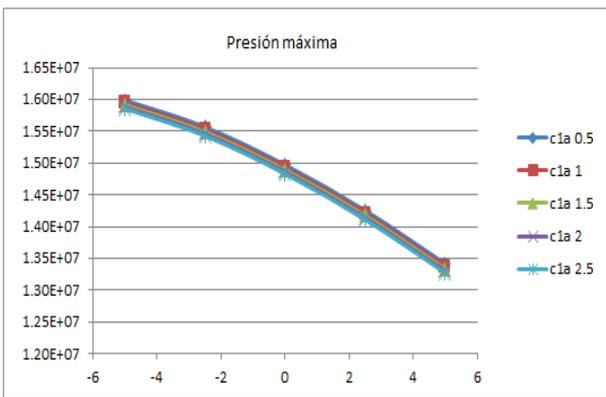


Figura 4.6a: Gráfica de la presión máxima en función del parámetro *c1a*

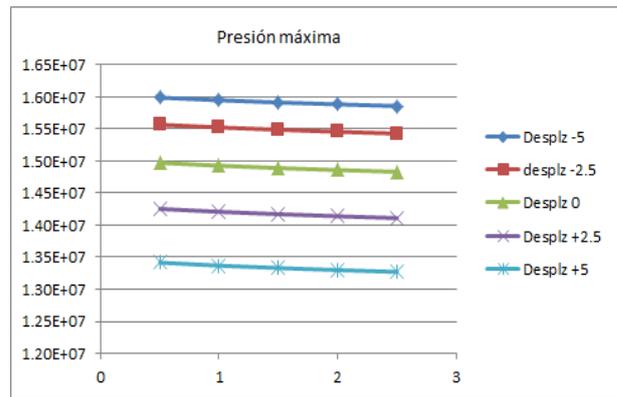


Figura 4.6b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición de la combustión

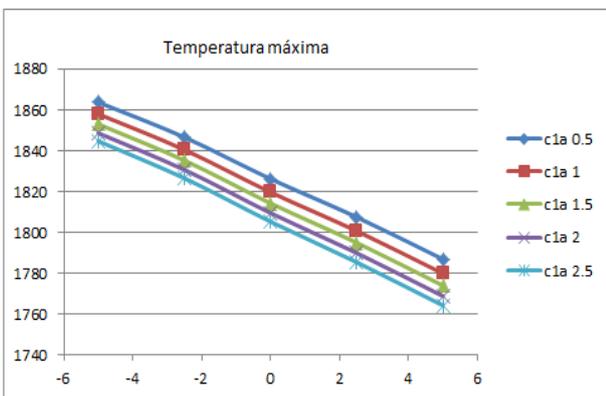


Figura 4.7a: Gráfica de la temperatura máxima en función del parámetro *c1a*

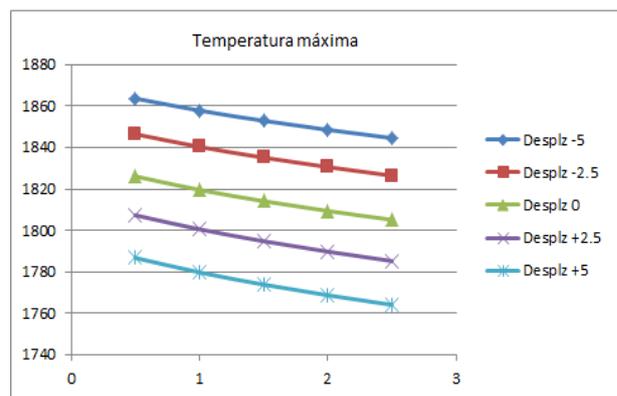


Figura 4.7b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición de la combustión

Una vez hemos realizado las comprobaciones pertinentes en cuanto a las limitaciones impuestas por los materiales y la geometría de la cámara de combustión podemos proceder con el análisis de los resultados de las variables de salida de interés para poder enumerar a posteriori las ventajas que este cambio reporta y evaluar tras esto en que medida esta modificación repercute de manera positiva a la eficiencia y a la optimización en general del motor de dos tiempos evaluado.

El primer parámetro estudiado es, de la misma forma que en el estudio anterior, *el rendimiento indicado*. Como podemos observar en la *Figura 4.8a* a medida que disminuimos el parámetro c_{1a} , es decir, a medida que aumentamos la adiabaticidad de nuestro motor de dos tiempos el rendimiento indicado aumenta de manera muy considerable. Esta mejora, a diferencia de lo ocurrido con la relación de compresión y con la modificación de la posición de la combustión, no tiene límite superior, es decir, cuanto menor sea el coeficiente c_{1a} o cuanto mayor sea la capacidad del motor de conservar la energía en forma de calor liberada en el proceso de combustión mayor será el rendimiento indicado que nos proporciona el mismo debido a la reducción de las pérdidas energéticas, esto no implica que físicamente la reducción de este parámetro si que tenga una alta limitación. Asimismo, en la *Figura 4.8b* se puede observar como el retraso del evento de la combustión nos vuelve a proporcionar una mejora en cuanto al rendimiento indicado. No obstante, esta mejora se vuelve a ver capada de manera que a medida que atrasamos la combustión más allá de +2.5 CAD, el rendimiento indicado no mejora e incluso podría llegar a empeorar. Lo que si que resulta un cambio acusado es el adelanto de la combustión respecto del punto original, tal que a medida que esta diferencia se acrecienta la reducción del rendimiento indicado también se ve acrecentada.

En cuanto a la variable de salida encargada de evaluar el *calor fugado* observamos en la *Figura 4.9a* como a medida que el valor del coeficiente aumenta también lo hace el calor cedido al medio a través de las paredes de la cámara de combustión dado que modificamos las características del motor de manera que este se vuelve menos adiabático y por tanto reducimos la capacidad del mismo para conservar calor. De forma análoga, conforme se reduce el coeficiente c_{1a} se obtiene una reducción en la variable de salida estudiada. Esto se traduce, como ya hemos mencionado en los análisis previos, en una pérdida energética. Como era de esperar la modificación de este parámetro se traduce en una modificación muy acusada de la cantidad de calor cedido al medio por convección. Por otro lado, según observamos en la *Figura 4.9b* de igual modo a lo ocurrido en los dos puntos anteriores estudiados, atrasar el inicio de la combustión se traduce en una reducción de este parámetro.

Por último vamos a proceder con el análisis de los datos extraídos en el estudio en cuanto a *gradiente de presiones*. Podemos percibir en la *Figura 4.10a* como la variación de la capacidad del motor para conservar la energía en forma de calor obtenida del proceso de la combustión a través de la variación del parámetro c_{1a} no modifica en absoluto el gradiente de presiones resultante, por lo que queda claro que la variación de este parámetro no permite una mejora en el nivel de ruido lo cual es una de las mejoras más importantes a realizar en este tipo de combustión avanzada. En cambio, observamos en la *Figura 4.10b* como el atraso de la combustión si que reduce significativamente el gradiente de presiones y por tanto los niveles de ruido generado.

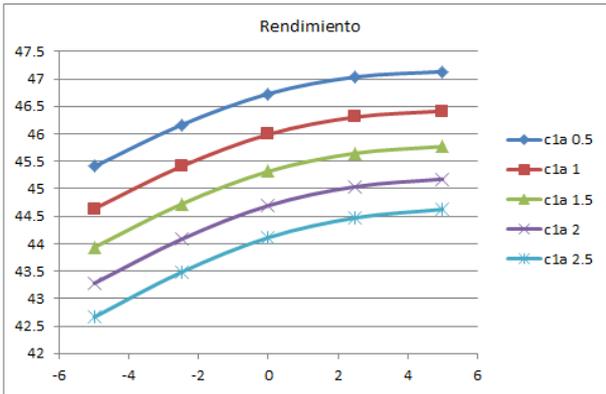


Figura 4.8a: Gráfica del rendimiento en función del parámetro c1a

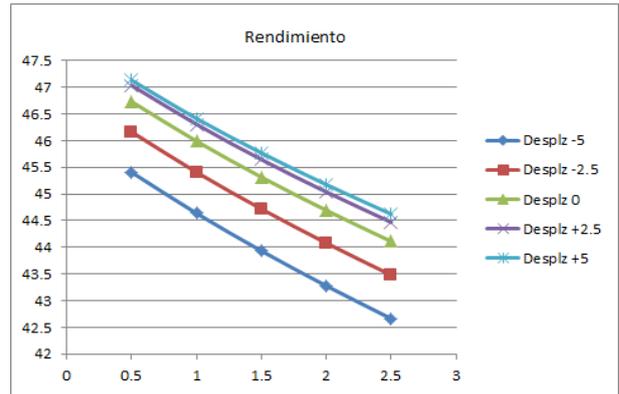


Figura 4.8b: Gráfica del rendimiento en función de la posición de la combustión

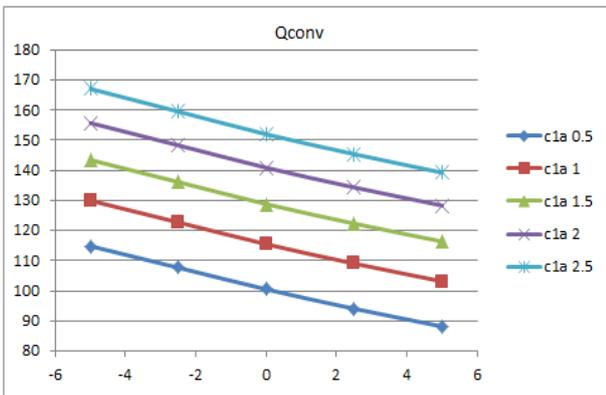


Figura 4.9a: Gráfica del calor fugado en función del parámetro c1a

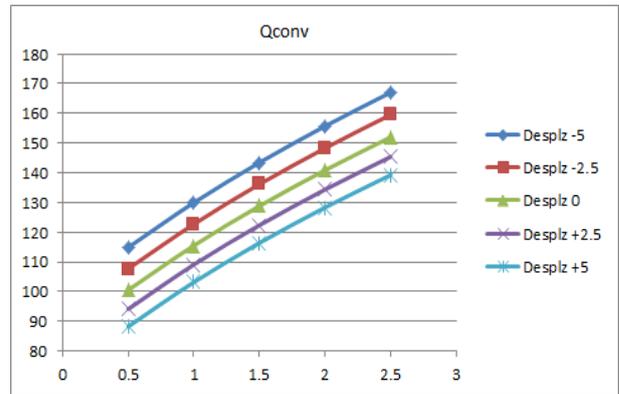


Figura 4.9b: Gráfica del calor fugado en función de la posición de la combustión

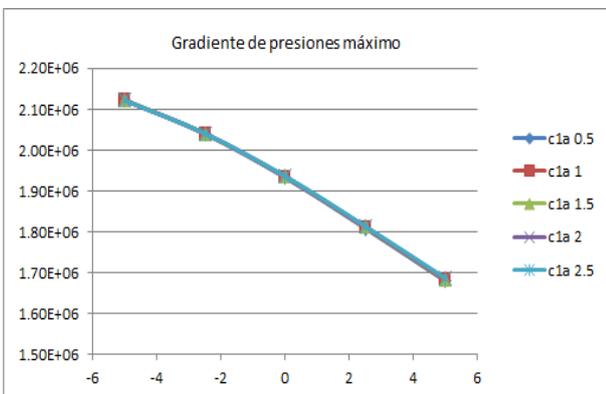


Figura 4.10a: Gráfica del gradiente de presiones en función del parámetro c1a

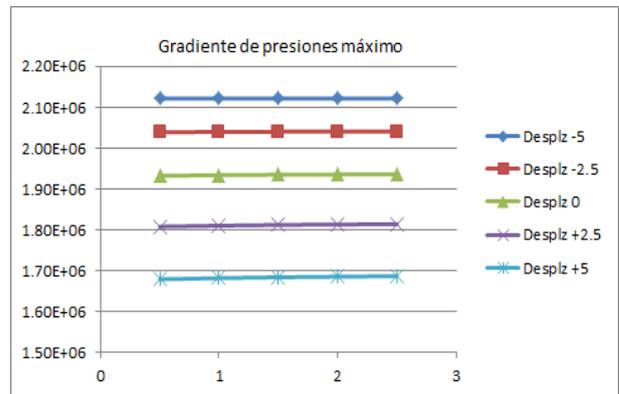


Figura 4.10b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición de la combustión

4.3.2 Generalidades de los resultados

Tras el análisis de este primer punto de operación en el ensayo de la modificación del parámetro c_{1a} podemos extraer unas primeras conclusiones y así poder valorar como de adecuada es la medida empleada en la optimización el proceso de combustión avanzada. Lo primero que se ha de tener en cuenta es que de manera análoga a lo ocurrido en el paquete de ensayos de la relación de compresión los tres puntos de operación han obtenido resultados cuyas tendencias son idénticas por lo que no se ha realizado un análisis detallado de los otros dos puntos de operación simulados.

Lo primero que se va a remarcar es el cumplimiento de las limitaciones termo-mecánicas tras la modificación del parámetro c_{1a} . Como se ha visto en el primer punto ensayado y como de igual modo ocurre en los otros dos, ni la presión máxima ni la temperatura máxima alcanzadas varían a penas con la modificación del parámetro c_{1a} lo que nos indica que con esta variación al motor no se le exige más. Además dado que de manera simultánea se atrasa el inicio de la combustión estas dos variables mencionadas pueden verse reducidas lo que nos mejora las condiciones de trabajo del motor de encendido por compresión.

En primer lugar se van a evaluar las tendencias seguidas tras la reducción del parámetro c_{1a} o, lo que es lo mismo, tras simular un motor más adiabático que el original. Solo se va a mencionar la reducción puesto que, pese a que se ha aumentado y disminuido queda muy claro como la variación de este parámetro para obtener un motor menos adiabático solo hace que empeorar los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento por lo que no es necesario mencionarla en adelante más detalladamente. En cuanto a la evaluación de la tendencia seguida tras la reducción del valor de c_{1a} es idéntica en los tres puntos de operación evaluados. Queda muy claro que en todos ellos a medida que se reduce dicho parámetro el rendimiento indicado aumenta muy significativamente. Además, de igual forma en los tres puntos de operación, el calor cedido al medio a través de las paredes del cilindro también se reduce tras esta reducción. Este resultado era de esperar dado que la variación de este parámetro consiste por si misma en una variación del calor que el motor térmico cede al medio por convección. En cuanto al efecto que tiene este parámetro sobre el gradiente de presiones queda claro en todos los puntos evaluados que es nulo, quedando en este caso esa parte de la investigación en manos de la posición de la combustión.

No han sido expuestos todavía todas las vías empleadas para llevar a cabo una correcta optimización del motor de dos tiempos pero pese a esto esta última medida estudiada parece a priori una buena solución. No obstante es necesario esperar a los siguientes resultados y tratar de buscar otra metodología a través de la cual obtengamos unos mejores o similares resultados. Es cierto que para alcanzar físicamente en el motor de dos tiempos de encendido por compresión la modificación simulada a través del parámetro c_{1a} será necesaria una modificación considerablemente grande en la arquitectura y los materiales empleados en la realización del motor, lo que conduciría hacia una fuerte inversión económica por parte de los fabricantes además de las limitaciones actuales existentes en cuanto al tipo de material necesario para la obtención de un motor prácticamente adiabático.

Por otro lado, en cuanto al desplazamiento parece claro que, en todos los puntos de operación evaluados en este estudio, atrasar el inicio de la combustión mejora significativamente todos los resultados obtenidos en las variables de salida de interés, muy especialmente con la reducción del gradiente de presiones. No obstante, en cuanto al rendimiento, es posible aumentarlo ligeramente atrasando levemente la combustión pero enseguida permanece aproximadamente constante. Esto implica que atrasar el evento de la combustión no mejora indefinidamente el rendimiento pero, dado que somos capaces de mantenerlo constante, es posible mejorar el resto de variables de interés sin perder eficiencia.

4.4 Efecto de la forma de la Ley de Liberación de Calor

En este apartado vamos a desarrollar y a analizar la última fase del estudio llevado a cabo en el motor monocilíndrico de investigación para la optimización de nuestro motor de dos tiempos de encendido por compresión.

En esta última fase se ha optado por tratar de encontrar la Ley de Liberación de Calor cuya forma nos proporcione unos resultados óptimos en todas las variables de interés además de, de forma análoga a lo realizado anteriormente, modificar simultáneamente la posición del inicio de la combustión. Dado que el estudio se ha realizado mediante un simulador numérico, el presente trabajo ha sido enfocado para tratar de encontrar la mencionada forma "ideal" sin reparar en ningún momento sobre los procesos físicos necesarios para obtenerla de manera empírica en el motor puesto que no es tarea del presente trabajo tal fin.

De la misma forma en que se ha realizado en el estudio de la modificación de la relación de compresión y de la transmisión de la calor se va a tratar de introducir al lector en el proceso llevado a cabo por el programa para conseguir simular esa variación en la forma del perfil de la Ley de Liberación de Calor. Lo primero que es necesario mencionar es que todos los ensayos realizados han sido enfocados hacia un proceso de combustión más lento en ningún caso más rápido. Para obtener esta modificación, es decir, para alcanzar un proceso de combustión más lento, se ha optado por una ampliación en el ángulo recorrido para la misma cantidad de masa quemada. Ampliando en nuestro simulador el ángulo recorrido por el cigüeñal para la misma cantidad de masa quemada se consigue simular una reducción en la cantidad de combustible quemado para la misma posición del cigüeñal o, lo que es lo mismo, obtenemos una combustión más lenta. Este proceso de combustión más lento queda reflejado en una Ley de Liberación de Calor mucho más ancha y corta.

El aumento del ángulo girado manteniendo la misma cantidad de masa de combustible quemada ha sido de un 0.2 en cada caso partiendo de un factor 1 como ensayo original hasta un factor 2 como último ensayo. A efectos de la combustión cada punto ensayado era un 20% más lento que el anterior.

Antes de continuar con el análisis de los resultados obtenidos en cada ensayo se ha considerado de interés mostrar al lector a través de las figuras mostradas a continuación las leyes de liberación de calor resultantes tras aplicar el proceso mediante el cual se ralentizan las mismas para que así se observe como aplicando el método anteriormente mencionado si que se consigue obtener una Ley de Liberación de Calor más ancha y corta como previamente se había predicho.

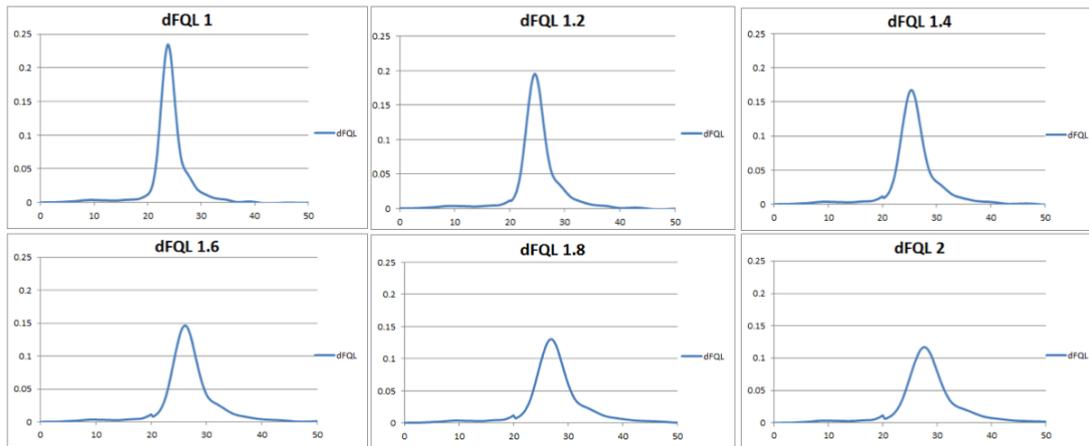


Figura 4.11: Evolución de la Ley de Liberación de Calor del primer punto de operación (0.4195 g/s y 1250rpm) ralentizada un +20% en cada caso

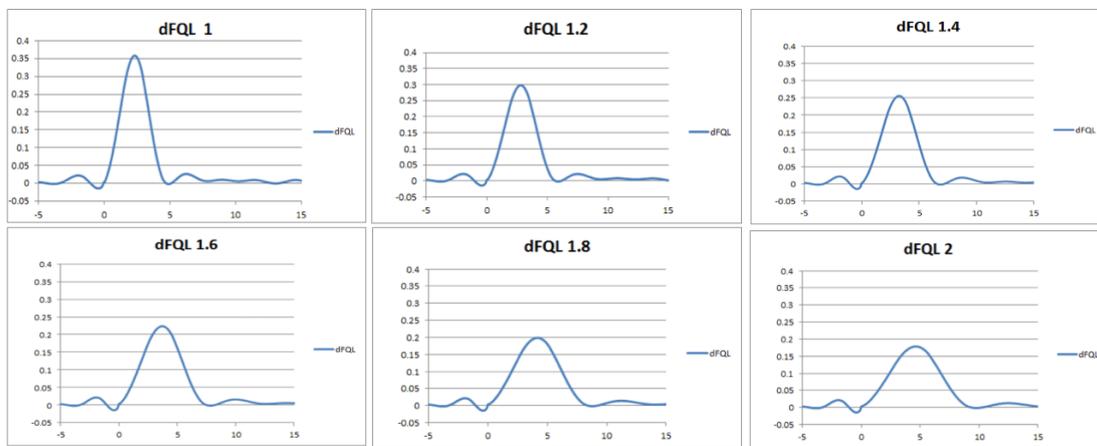


Figura 4.12: Evolución de la Ley de Liberación de Calor del segundo punto de operación (0.359 g/s y 2000rpm) ralentizada un +20% en cada caso

S

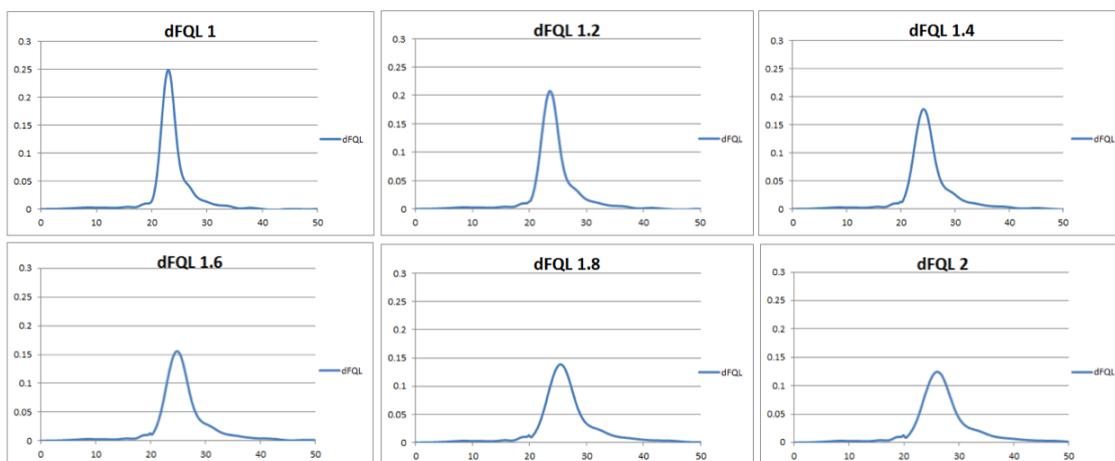


Figura 4.13: Evolución de la Ley de Liberación de Calor del tercer punto de operación (0.4128 g/s y 1250rpm) ralentizada un +20% en cada caso

4.4.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen

Tras observar el efecto que tiene sobre la Ley de Liberación de Calor la ralentización del proceso de combustión se va a proceder al análisis de las diferentes variables de interés en los distintos puntos de operación. En este primer punto de operación el simulador ha operado con una carga de 0.4195 g/s y un régimen de giro de 1250 rpm . Es posible ver como ha quedado el perfil de la Ley de Liberación de Calor en la Figura 4.11 mostrada en el apartado anterior. Como se ha comentado en el párrafo introductorio en este caso también se ha realizado de forma simultánea una modificación de la posición de la combustión tal como se ha ido haciendo en los ensayos anteriores, considerándose 0 CAD la posición original el ensayo y variándose entre -5 CAD y +5 CAD con una diferencia de 2.5 CAD entre cada punto. Los resultados obtenidos se muestran en las figuras que hay a continuación. En todas las figuras se ha representado cada perfil Ley de Liberación de Calor como FQL 1, FQL 1.2, etc.

Se puede ver en la *Figura 4.14a* como la presión máxima se reduce a medida que la combustión se realiza de manera más lenta, de igual modo ocurre conforme atrasamos el evento de la combustión como queda patente en la *Figura 4.14b*.

Asimismo ocurre lo mismo con el valor de la temperatura máxima alcanzada, es posible observar en la *Figura 4.15a* como a medida que la combustión ocurre de forma más pausada este valor decrece. Queda patente también a través de la *Figura 4.15b* como ocurre lo mismo si atrasamos el inicio de la combustión.

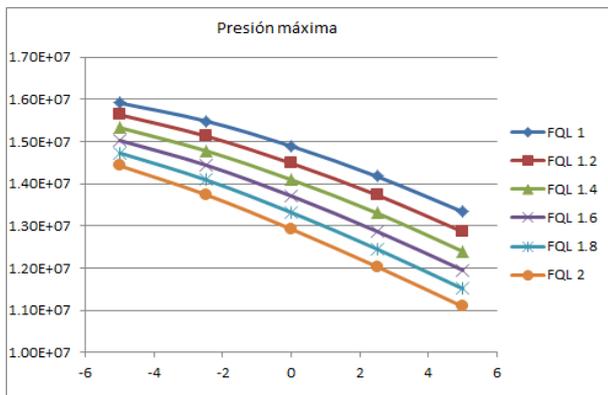


Figura 4.14a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad de la combustión

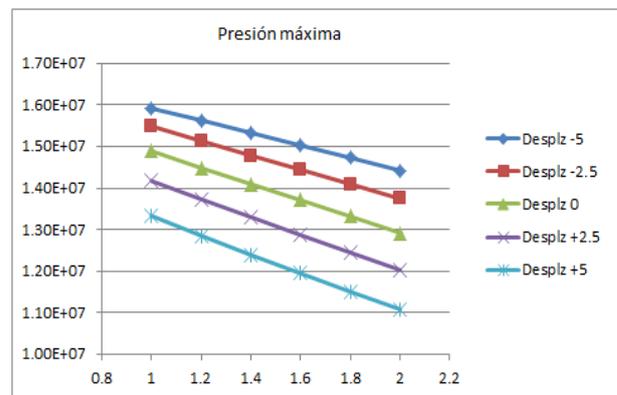


Figura 4.14b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición de la combustión

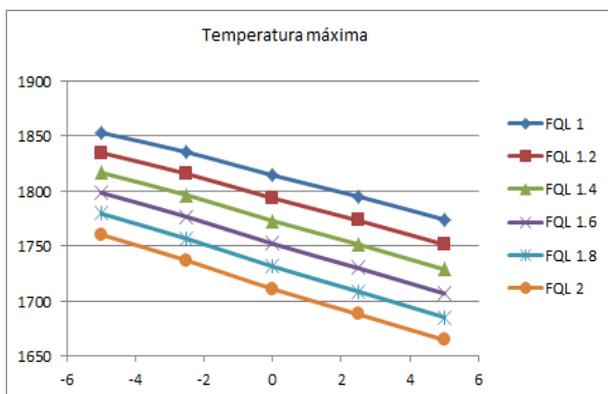


Figura 4.15a: Gráfica de la temperatura máxima en función de la velocidad de la combustión

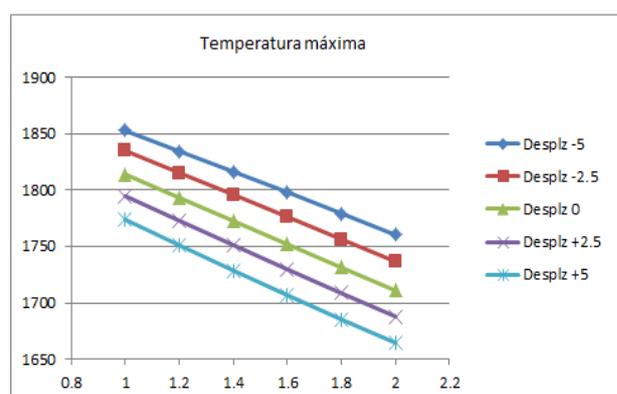


Figura 4.15b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición de la combustión

Tras la comprobación de que las modificaciones realizadas para llevar a cabo la optimización del motor no van a suponer unas exigencias termo-mecánicas para el material demasiado elevadas es posible proceder con el análisis del resto de variables de interés.

Primero se va a continuar con el estudio del *rendimiento indicado*. Se puede observar en la *Figura 4.16a* como en este punto de operación y con dicha modificación los resultados no son tan esclarecedores como en los ensayos anteriores. Por un lado resulta fácil de ver que a priori el rendimiento indicado mejora a medida que ralentizamos el proceso de la combustión quedando patente esto en la gráfica mencionada. No obstante esto deja de ocurrir a medida que atrasamos el inicio del proceso de la combustión. Si nos situamos en la posición original del ensayo (0 CAD) queda expuesto como a medida que la combustión es más lenta el rendimiento indicado mejora pero, si optamos por desplazar la combustión atrasándola conforme la combustión se realiza de forma más lenta, el rendimiento cae. Esto ocurre porque ralentizar y atrasar mucho la combustión puede ser contraproducente para la realización de un ciclo de trabajo óptimo. Estos mismos resultados pueden observarse en la *Figura 4.16b* donde a priori un atraso de la combustión es deseable pero si se combina con una combustión lenta pasa a ser desfavorable. Será necesario pues, en vista de los resultados y esperando el análisis del resto de puntos de operación, para poder aplicar este método de optimización, hallar un compromiso entre la velocidad del proceso de combustión y el inicio del mismo.

En cuanto al análisis del *calor fugado* a través de las paredes del cilindro es posible afirmar que este no resulta tan complejo como el de la variable anterior dado que, como se puede observar en la *Figura 4.17a*, a medida que el proceso de combustión se efectúa más lentamente esta variable se ve reducida, manteniéndose pues una mayor cantidad de la energía liberada por la combustión en forma de calor. Por otro lado se puede observar en la *Figura 4.17b* y como ya se ha ido viendo en todos los análisis realizados con anterioridad, que a medida que se atrasa el inicio de la combustión esta variable se ve reducida. En el caso de esta variable de salida los resultados obtenidos en cuanto a ralentización de la combustión y variación de la posición del inicio de esta son independientes y no sería necesario un compromiso entre ambas para alcanzar una optimización de la misma, no obstante si queremos alcanzar unos resultados óptimos es más conveniente focalizarse en la posición del proceso de combustión.

Por último vamos a efectuar el estudio de la tercera variable de interés, *el gradiente de presiones*. Es posible advertir en la *Figura 4.18a* como a medida que el proceso de la combustión se efectúa más lentamente el nivel de ruido emitido por el motor de dos tiempos se ve reducido. De igual modo, esta última variable también se ve reducida a medida que el inicio de la combustión se atrasa como queda patente en la *Figura 4.18b*. Hay que añadir que esta variable se encuentra más condicionada por la velocidad de la combustión que por la posición de la misma. Asimismo en este último caso ambos procesos de optimización —ralentización de la combustión y atraso del inicio de esta— son también independientes y por tanto no es necesario alcanzar un compromiso entre ambos para lograr un punto de funcionamiento óptimo.

Una vez realizado el análisis del primer punto de operación es posible extraer una conclusión muy significativa y es que, en el caso de proceder con la optimización del motor a través de este último método consistente en la combinación de un atraso del inicio de la combustión junto con una ralentización del mismo proceso, se vuelve necesario lograr un compromiso entre ambos procesos. Esto es debido a que una mala combinación de ambos no solo no optimizaría el proceso de combustión si no que haría posible la obtención de unos peores resultados en cuanto a rendimiento. Por lo que en el caso de emplear esta última vía se vuelve de vital importancia el estudio de la misma teniendo en consideración el efecto de ambos parámetros combinados y nunca a través de un estudio individual de los mismos. Hay que añadir que dado que esto solo ocurre en el caso de la variable de salida de rendimiento indicado tan solo habría que tenerlo en cuenta en la misma puesto que cualquiera que sea la variación en cuanto a la ralentización de la combustión y la posición del inicio de esta los resultados para las otras dos variables de interés serán favorables.

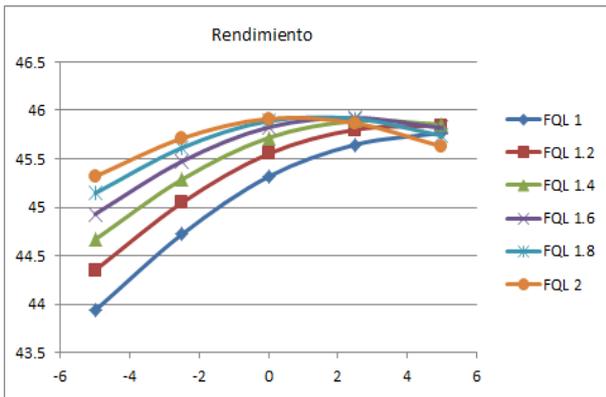


Figura 4.16a: Gráfica del rendimiento en función de la velocidad de la combustión

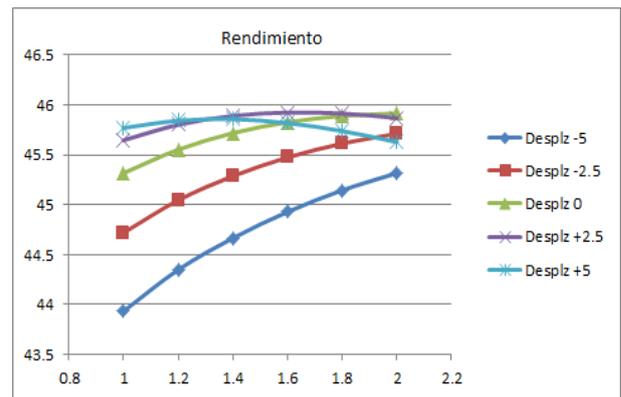


Figura 4.16b: Gráfica del rendimiento en función de la posición de la combustión

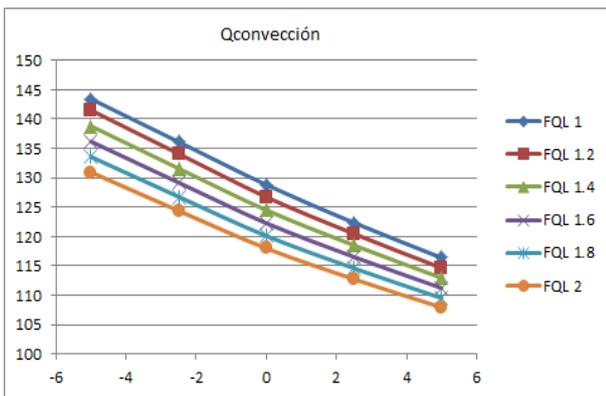


Figura 4.17a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad de la combustión

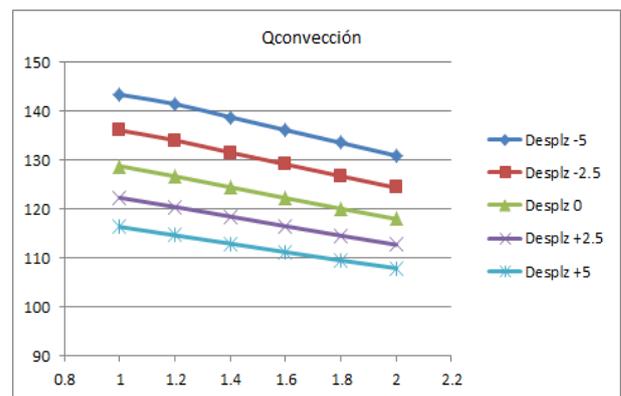


Figura 4.17b: Gráfica del calor fugado en función de la posición de la combustión

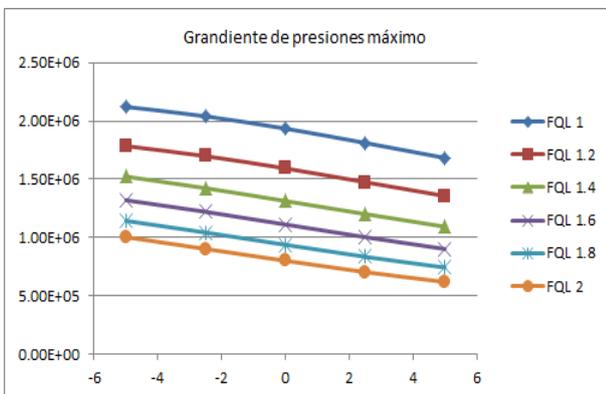


Figura 4.18a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad de la combustión

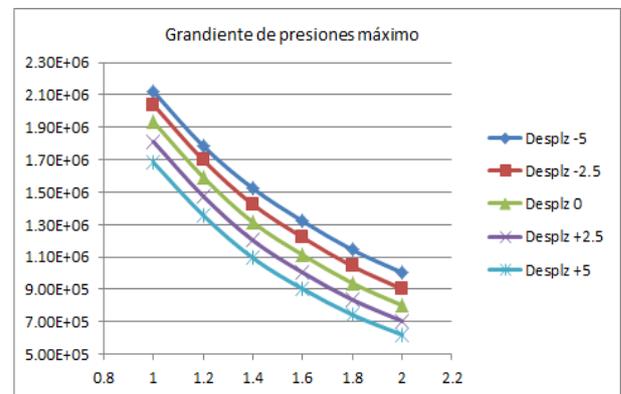


Figura 4.18b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición de la combustión

4.4.2 Ensayo a baja carga y alto régimen

Para este segundo punto de operación el simulador ha operado con una carga de 0.359 g/s y un régimen de giro de 2000 rpm . De igual modo a lo realizado anteriormente se ha modificado en este punto de operación la velocidad del proceso de combustión a través de una variación en la forma de la Ley de Liberación de Calor así como la posición del inicio de esta. Las variaciones en cuanto a posición de la combustión y variación de la velocidad se han realizado de forma idéntica al punto de operación anterior. Es posible ver la variación de la forma de la Ley de Liberación de Calor a través de los distintos coeficientes en la *Figura 4.12*, al inicio de este apartado. Como puede verse en la citada figura a medida que la velocidad de la combustión se reduce la forma de este perfil se torna más ancha y achatada traduciéndose en una liberación de calor mucho menos rápida y acusada.

Es posible observar como la presión máxima se reduce a medida que la combustión se realiza de manera más lenta, quedando este resultado patente en la *Figura 4.19a*. De la misma forma ocurre conforme atrasamos el inicio del proceso de la combustión, observable a través de la *Figura 4.19b*.

Por otro lado, en cuanto al valor de la temperatura máxima alcanzada, puede verse en la *Figura 4.20a* como a medida que la combustión ocurre de forma más pausada este valor decrece y como, visto en la *Figura 4.20b*, ocurre de igual modo si atrasamos el inicio de la combustión. Queda claro por tanto que en ningún caso quedarían sobrepasados los límites termo-mecánicos empleándose este proceso para la optimización del motor de encendido por compresión.

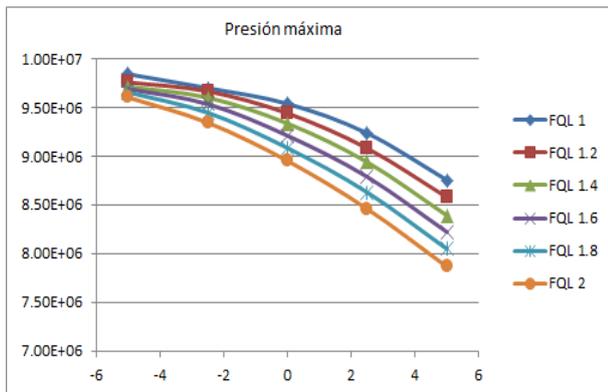


Figura 4.19a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad de la combustión

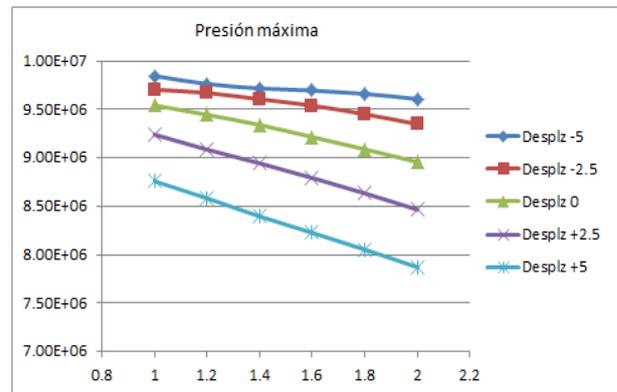


Figura 4.19b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición de la combustión

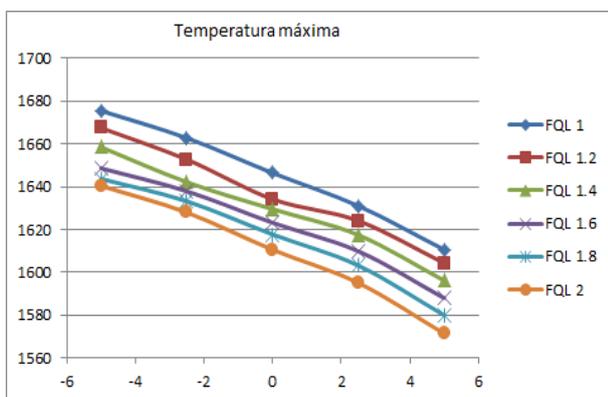


Figura 4.20a: Gráfica de la temperatura máxima en función de la velocidad de la combustión

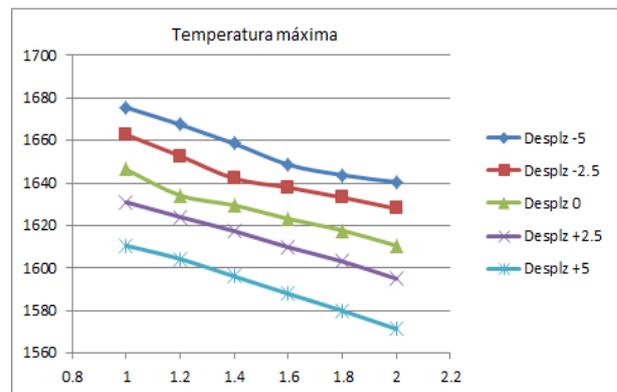


Figura 4.20b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición de la combustión

Una vez realizada la primera comprobación en cuanto a limitaciones termo-mecánicas para asegurarnos de la resistencia del motor ensayado es posible continuar con el proceso de investigación y analizar los resultados obtenidos para el resto de variables.

Tras esta aclaración se va a proceder con el análisis de los resultados obtenidos en cuanto al *rendimiento indicado*. Queda evidenciado en la *Figura 4.21a* como en este punto de operación una ralentización supone, a diferencia del punto anterior, un claro empeoramiento de la variable indicada. Independientemente de la posición del inicio de la combustión puede observarse como este parámetro cae a medida que el proceso de la combustión se realiza cada vez más despacio. Pero además, este empeoramiento debido a la ralentización del proceso se acentúa conforme atrasamos el inicio de la combustión, motivo por el cual es posible advertir en la *Figura 4.21b* como el atraso del inicio de la combustión es favorable a priori en cuanto al aumento del rendimiento pero, a medida que este se produce, somos capaces de observar como el empeoramiento del rendimiento tras la ralentización del proceso se acentúa de manera muy significativa.

No ocurre de igual modo con la variable de salida del *calor fugado*, en este caso los resultados son mucho más parejos a los obtenidos en el punto anterior. Es cierto que esta variable se ve reducida a medida que el proceso de combustión se realiza de un modo más pausado pero esta reducción es muy leve como puede observarse en la *Figura 4.22a*. Por otro lado, observando la *Figura 4.22b* es fácil darse cuenta como un atraso del inicio de la combustión nos vuelve a proporcionar unos resultados favorables en cuanto a esta variable, es decir, se observa una reducción considerable de la misma, obteniéndose una mayor conservación de la energía calorífica liberada en el proceso. Queda expuesto pues como es posible una reducción del calor fugado a través de la aplicación de ambos procesos sin necesidad de alcanzar un compromiso entre ambos, pero es posible lograr una optimización mayor de esta variable a través de la modificación de la posición de la combustión.

En cambio ocurre de modo contrario en el caso de la variable *gradiente de presiones*. En este caso como puede verse en la *Figura 4.23a* la reducción que sufre tras realizar el proceso de la combustión de manera más pausado es mayor que el sufrido como consecuencia de un atraso en el inicio de la combustión. Queda claro a través de la *Figura 4.23a y 4.23b* como ambos métodos conllevan una reducción del nivel de ruido producido por el motor de compresión pero, no obstante, esta variable se ve más optimizada tras la modificación de la forma de la Ley de Combustión. De igual modo a lo ocurrido con la variable anterior no es necesario alcanzar un convenio entre ambas variables dado que la mejora obtenida es independiente en ambos procesos.

Es posible estudiar ahora el motivo que se esconde tras esta diferencia en cuanto a resultados con el punto de operación anterior. Este motivo no es otro que la variación en cuanto al régimen de giro. Debido a que el régimen de giro de el presente punto de operación es elevado —no olvidemos que nos encontramos a 2000rpm— el motor de encendido por compresión realiza los ciclos de trabajo a una velocidad mucho más elevada que en el caso anterior y por tanto, tratar de optimizar el proceso de combustión transformándolo en uno más lento es sin duda un proceso contraproducente y, como se ha visto, se obtiene sin lugar a dudas el efecto contrario. Queda claro que esta última conclusión se centra en los resultados obtenidos en cuanto a rendimiento indicado dado el acusado empeoramiento del mismo, las otras dos variables de salida estudiadas han producido resultados análogos a los del punto de operación anterior siendo estos en todos los casos favorables.

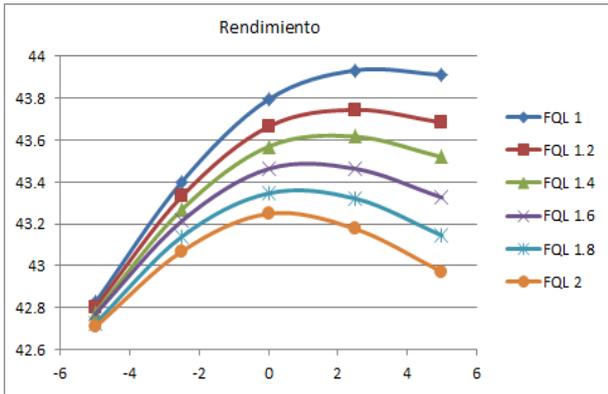


Figura 4.21a: Gráfica del rendimiento en función de la velocidad de la combustión

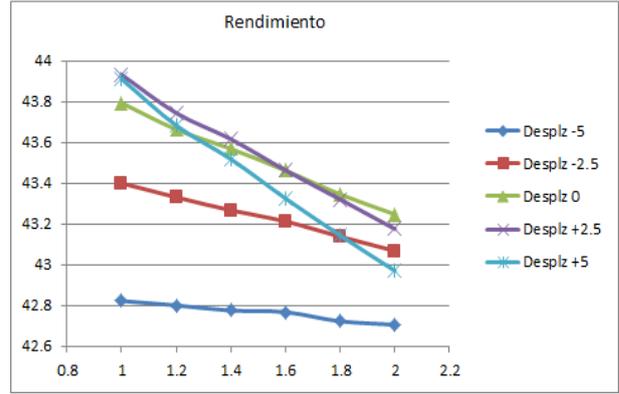


Figura 4.21b: Gráfica del rendimiento en función de la posición de la combustión

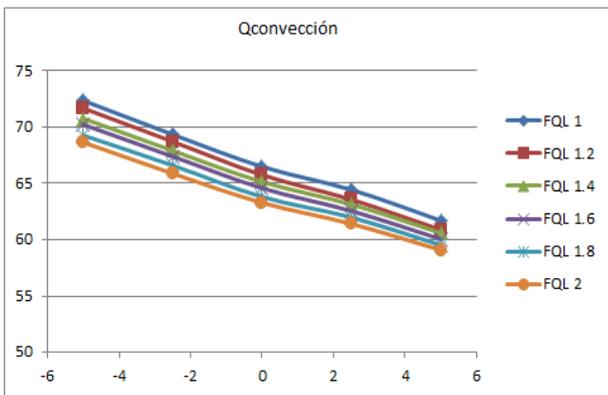


Figura 4.22a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad de la combustión

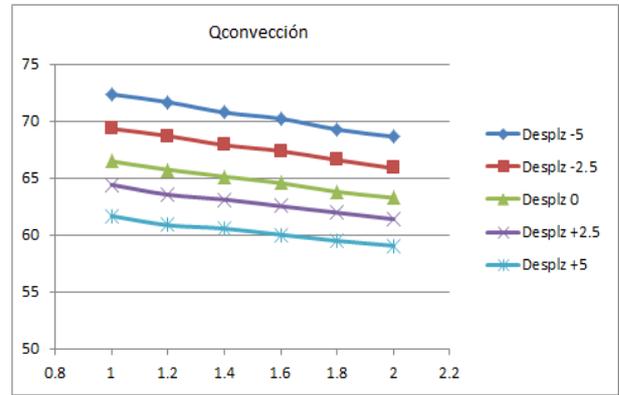


Figura 4.22b: Gráfica del calor fugado en función de la posición de la combustión

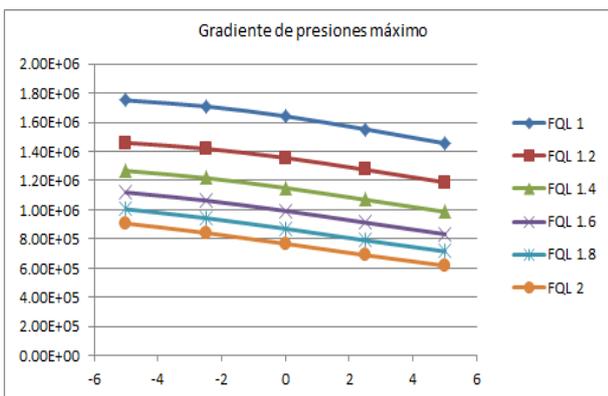


Figura 4.23a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad de la combustión

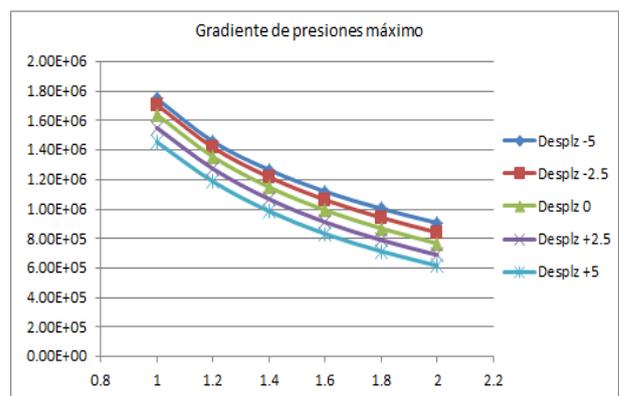


Figura 4.23b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición de la combustión

4.4.3 Ensayo a media carga y bajo régimen

Vamos pues con el estudio del tercer y último punto de operación. En este caso el simulador ha operado con una carga de 0.4128 g/s y un régimen de giro de 1250rpm . El proceso llevado a cabo en este último caso es idéntico al anterior. La modificación de la Ley de Combustión queda expuesta al lector a través de la *Figura 4.13*, donde puede observarse como ha quedado la misma tras la aplicación de los diferentes coeficientes para lograr un proceso de combustión más lento. Es posible observar en la mencionada figura como a medida que la velocidad de la combustión se aminora la forma del perfil de la Ley de Liberación de Calor se torna más ancha y achatada como ocurría en los otros dos puntos de operación, es decir, de manera independiente a la cantidad de masa de combustible inyectada y la velocidad del régimen de giro.

En este último punto es posible anticipar como los resultados obtenidos parecen a priori muy similares a los del primer punto de operación estudiado. En cuanto a la presión máxima esta se ve reducida a medida que la combustión se realiza de manera más lenta, quedando esto expuesto en la *Figura 4.24a*. Por otro lado, conforme atrasamos el inicio del proceso de la combustión, esta variable también se reduce observándose en la *Figura 4.24b*.

De igual modo ocurre con el valor de la temperatura máxima alcanzada. Como puede verse en la *Figura 4.25a* a medida que la combustión se efectúa más lentamente el valor decrece y igual ocurre con el atraso del inicio de la combustión —observable en la *Figura 4.25b*—. Queda entonces claro como en ningún caso quedarían sobrepasados los límites termo-mecánicos impuestos por el material debido al proceso de optimización empleado en este punto del presente estudio.

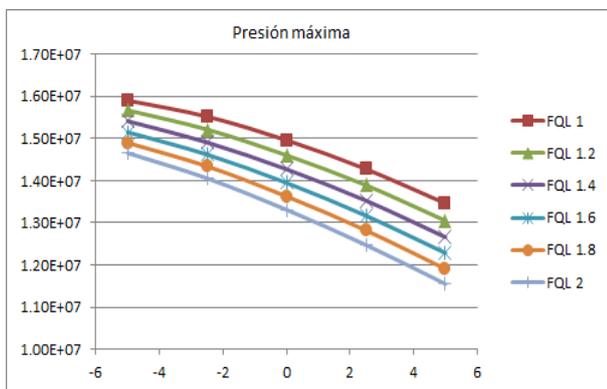


Figura 4.24a: Gráfica de la presión máxima en función de la velocidad de la combustión

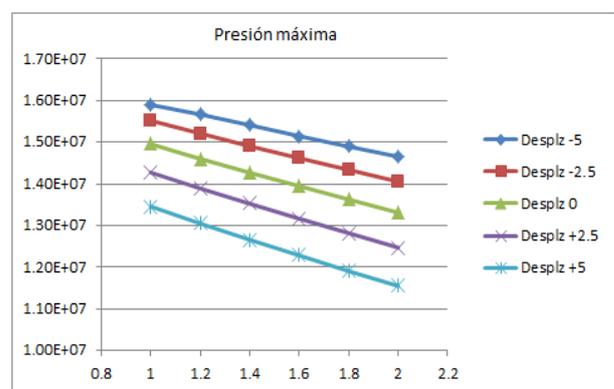


Figura 4.24b: Gráfica de la presión máxima en función de la posición de la combustión

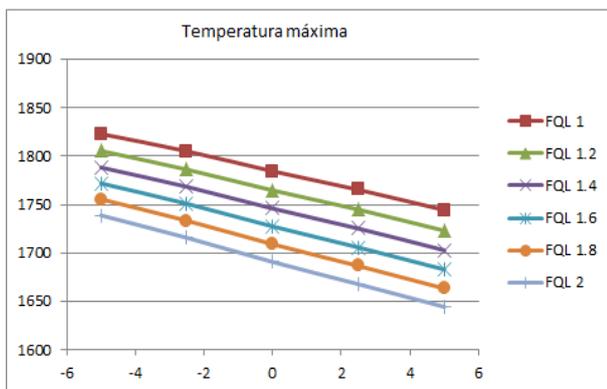


Figura 4.25a: Gráfica de la temperatura máxima en función de la velocidad de la combustión

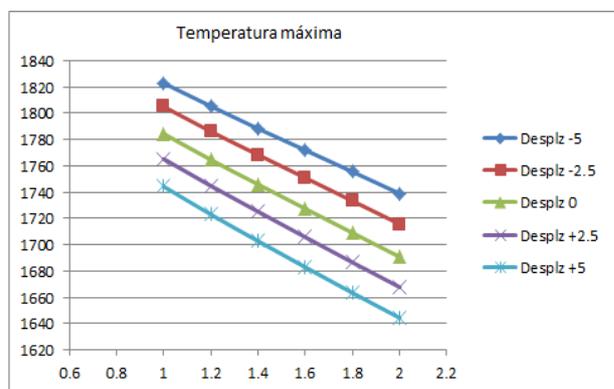


Figura 4.25b: Gráfica de la temperatura máxima en función de la posición de la combustión

Es posible pues en este momento continuar con el análisis de los resultados obtenidos para el proceso de optimización del motor de dos tiempos de encendido por compresión a través de la ralentización del proceso de combustión.

El primer parámetro estudiado es de nuevo el *rendimiento indicado*, donde en este caso nos encontramos con que, según observamos en la *Figura 4.26a*, este mejora a medida que el proceso de la combustión se realiza más lentamente siempre y cuando no efectuemos de forma simultánea un atraso del inicio de la combustión. Nos tropezamos de nuevo, tal y como nos ha ocurrido en el primer punto de operación, con la necesidad de un compromiso entre la velocidad de la combustión y el inicio de esta para poder obtener unos resultados en cuanto a rendimiento indicados positivos. La necesidad de este compromiso queda plasmada de nuevo en la *Figura 4.26b* donde es posible advertir como si nos mantenemos en la posición inicial es posible mejorar con una ralentización de la combustión el rendimiento indicado, pero a medida que atrasamos este inicio el rendimiento no solo no mejora con un proceso de combustión más lento si no que incluso empeora. No es posible la realización de un ciclo de trabajo óptimo si el proceso de combustión se realiza de una manera lenta tardía.

En cuanto a los resultados reportados de las otras dos variables de salida de interés estos son mucho más positivos. En primer lugar es posible ver a través de la *Figura 4.27a* como el *calor* transmitido al medio a través de las paredes del cilindro cae a medida que el proceso de combustión ocurre más despacio. Esta ralentización no provoca una reducción de esta variable demasiado significativa pero en ningún caso la aumenta. Es cierto también que la posición de la combustión tiene una mayor repercusión en los resultados obtenidos en este parámetro, reduciéndose el mismo a medida que atrasamos el inicio del evento de la combustión. Estos últimos resultados pueden verse en la *Figura 4.27b*.

En segundo lugar vamos a analizar los efectos de la variación de la velocidad de la combustión conjunto con la variación de la posición de esta en la última variable de interés, el *gradiente de presiones*. Es posible advertir a través de la *Figura 4.28a* como en este caso es la velocidad de la combustión quien se encarga de determinar principalmente los niveles de ruido producidos por el motor. A medida que realizamos un proceso de combustión más lento el motor opera con un gradiente de presiones más reducido independientemente del inicio de proceso de combustión. También es cierto, como queda plasmado en la *Figura 4.28b*, como además de la reducción reportada gracias a una velocidad de combustión más lenta es posible continuar reduciendo esta variable con un atraso del inicio del evento principal, sin empeorar de ningún modo los resultados anteriores.

Tras este último análisis queda claro como una optimización del proceso de combustión a través de la modificación de la velocidad de la combustión es posible dado que los resultados obtenidos en todas las variables de interés son muy prometedores. No obstante es necesario tener presente el necesario compromiso entre la posición y la velocidad para que los resultados enviados en cuanto a rendimiento indicado sean favorables de igual modo que lo son los enviados en el caso de las otras variables de salida estudiadas.

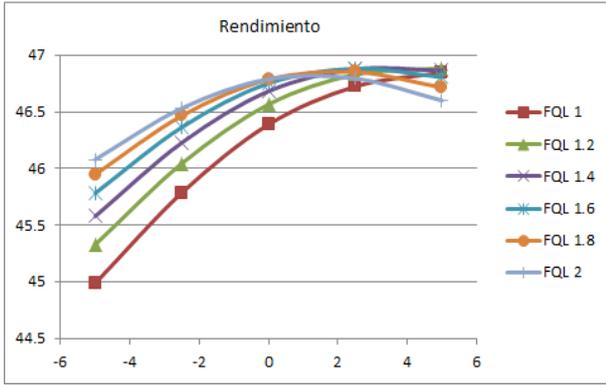


Figura 4.26a: Gráfica del rendimiento en función de la velocidad de la combustión

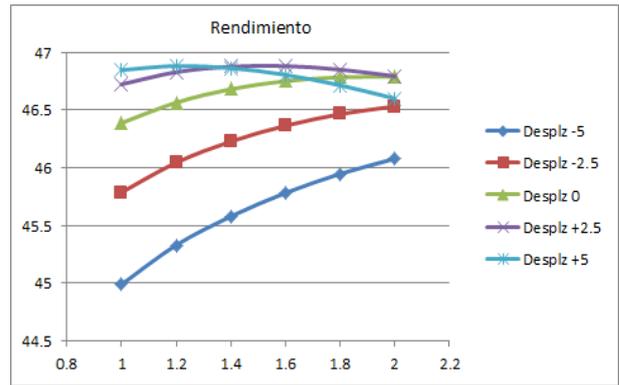


Figura 4.26b: Gráfica del rendimiento en función de la posición de la combustión

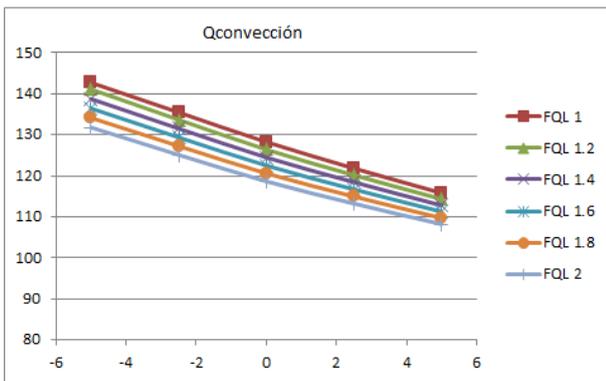


Figura 4.27a: Gráfica del calor fugado en función de la velocidad de la combustión

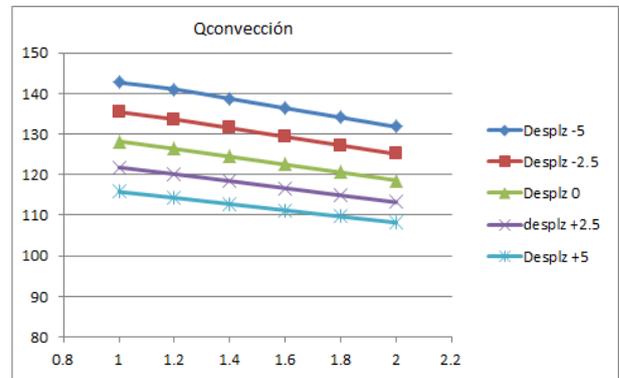


Figura 4.27b: Gráfica del calor fugado en función de la posición de la combustión

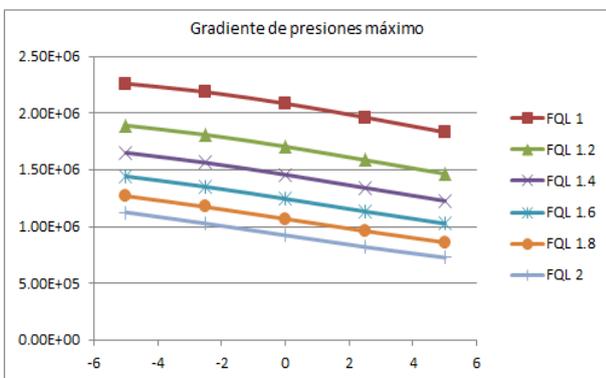


Figura 4.28a: Gráfica del gradiente de presiones en función de la velocidad de la combustión

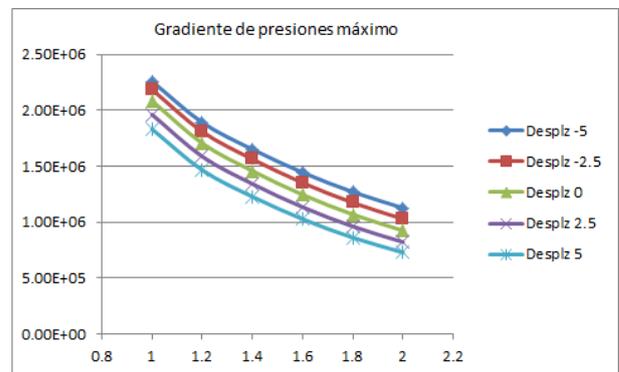


Figura 4.28b: Gráfica del gradiente de presiones en función de la posición de la combustión

4.5 Conclusiones

Una vez expuestos todos los resultados reportados en este último ensayo es posible sintetizar todos los resultados explicados con anterioridad acerca de los diferentes métodos empleados en la optimización del motor de dos tiempos. En todas las diferentes fases han sido estudiados los mismos puntos de operación por lo que es posible una comparación directa de los resultados obtenidos.

En la primera fase han sido estudiados los resultados reportados de un aumento de la relación de compresión. En primer lugar podemos asegurar que un aumento de este parámetro supone una leve mejora en el rendimiento indicado pero, simultáneamente, el motor de encendido por compresión aumentaba tanto el gradiente de presiones como el calor fugado. Asimismo en todos los puntos de operación las exigencias termo-mecánicas a las que expone el motor aumenta debido a un aumento considerable de la presión y la temperatura máximas tras el aumento de la relación de compresión. Es cierto que este empeoramiento del gradiente de presiones, del calor cedido al medio por convección y de las variables de control podía ser paliado a través de la posición de la combustión, pero de igual modo es fácil concluir que esta vía para la mejora de las prestaciones del motor no ha resultado suficientemente satisfactoria.

En la segunda fase se ha optado por una modificación del coeficiente encargado de cuantificar el grado de adiabaticidad del motor de dos tiempos. Como se ha mencionado en el apartado correspondiente, esta modificación se realizaría en el motor a través de un cambio en los materiales de fabricación y la arquitectura de la cámara de combustión. Puede adivinarse que este cambio tendría un coste económico muy elevado —y además es necesario tener en cuenta que en la actualidad no existen muchos materiales capaces de soportar las exigencias térmicas que se darían en un motor prácticamente adiabático— por lo que son necesarios unos resultados muy beneficiosos para que fuera efectuado.

Dicho esto vamos a proceder con la evaluación de los resultados obtenidos. Los resultados reportados siguen una tendencia idéntica en los tres puntos de operación evaluados lo que nos indica la independencia entre el parámetro modificado y grado de carga y el régimen de giro. En todos los casos el rendimiento aumenta, el calor transmitido al medio se reduce pero el gradiente de presiones se mantiene constante. Asimismo las exigencias termo-mecánicas se encuentran controladas debido a que la temperatura máxima no aumenta demasiado y la presión máxima se mantiene constante. A pesar de que el rendimiento se ve mejorado tras la mencionada modificación, con el gradiente de presiones no ocurre de igual modo y, tal y como se ha mencionado en apartados introductorios, este es uno de los principales problemas de este nuevo concepto de combustión avanzada. Es esta junto con el elevado coste económico las principales desventajas por las cuales esta vía de optimización quedaría descartada.

En la tercera y última fase se ha variado la forma de la combustión junto, como en todos los casos anteriores, la posición de la misma. En esta parte es posible mencionar como los resultados obtenidos en el primer punto de operación son muy similares a los obtenidos en el tercer punto de operación donde ambos compartían el mismo régimen de giro. Esta similitud en la tendencia indica como las mejoras aportadas por una ralentización del proceso de combustión se encuentran fuertemente ligadas al régimen de giro.

Hemos podido comprobar en esta última fase del estudio para la optimización del proceso de combustión como a través de la realización de una combustión más lenta somos capaces de mejorar el rendimiento indicado además de mejorar de manera significativa tanto los resultados obtenidos en las otras dos variables de salida de interés como los resultados obtenidos en las variables de control. No obstante el comportamiento en relación con el rendimiento indicado ha de estudiarse más a fondo.

Por un lado nos encontramos con que un atraso del inicio de la combustión combinado con un proceso de combustión más lento nos repercute en una mejora considerable tanto en las variables de control —presión y temperatura máximas— proporcionando una exigencia termo-mecánica al motor mucho más reducida, como en las variables de salida de calor fugado y gradiente de presiones o nivel de ruido. Por tanto, en este sentido, todas las variaciones realizadas en cuanto a ralentización de proceso y atraso del inicio del mismo se traducirán en unos resultados favorables.

En cambio, por otro lado, el resultado obtenido en cuanto al rendimiento indicado varía en función de un compromiso entre la posición del inicio de la combustión y la velocidad de esta y el régimen de giro en el que trabaja en ese instante el motor de dos tiempos. A medida que el régimen de giro se torna más elevado es necesario un proceso de combustión rápido obteniéndose unos resultados muy desfavorables en caso contrario. Si por el contrario nos hallamos en un punto de operación cuyo régimen de giro es más moderado es posible una mejora del rendimiento indicado del motor a través de una variación en la velocidad del proceso de combustión siempre y cuando mantengamos el compromiso entre velocidad y posición mencionado anteriormente. No es posible obtener unos resultados beneficiosos con un atraso y una velocidad lenta del proceso de combustión haciéndose imposible una optimización del motor empleando esta vía.

Es cierto también que si se consigue alcanzar un punto en el cual se combinen ambos procesos y cuyo rendimiento indicado sea aceptable haremos posible que las otras dos variables de interés mejoren muy significativamente, teniéndose entonces que valorar todos los resultados obtenidos y esclarecer si los resultados reportados con esta metodología son buenos en conjunto para nuestro motor. Debido a los resultados reportados parece claro que esta tercera vía es la preferible para la optimización del motor, puesto que es posible mejorar muy significativamente el nivel de ruido a través de la reducción del gradiente de presiones —principal problema del nuevo concepto de combustión avanzada— mientras que el resto de variables no empeoran y es posible encontrar un punto de rendimiento indicado óptimo.

Tras la síntesis de todos los resultados se va a proceder, en el siguiente apartado, con una evaluación a través de diferentes gráficas de los resultados obtenidos con la combinación de la variación de la forma de la Ley de Combustión junto con la posición del inicio de esta, tratándose de encontrar, si es que la hay, la combinación ideal de estos dos procesos y así poder escoger de manera definitiva la combinación adecuada. Se tratará en todo instante de no perder de vista la información que nos ha proporcionado el presente apartado en cuanto a la mejor alternativa para la obtención de los resultados esperados y atajar directamente la búsqueda hacia la vía más adecuada.

5. OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN PPC GASOLINA

5.1 Introducción.....	90
5.2 Efectos de la combinación de la velocidad y la posición de la combustión	91
5.2.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen	91
5.2.2 Ensayo a baja carga y alto régimen	95
5.2.3 Ensayo a media carga y bajo régimen	98
5.3 Síntesis.....	101
5.4 Conclusiones.....	104

5.1 Introducción

En el presente capítulo se va a proceder con el desarrollo de la última fase del estudio de investigación encargado de optimizar un motor de dos tiempos de encendido por compresión. Tal y como se ha expuesto en la conclusión del capítulo que precede al presente, de las tres posibles vías empleadas para este proceso de optimización ya han sido descartadas dos de ellas.

Por un lado se han comentado los efectos que tendrían lugar en el motor de dos tiempos si se efectuase una variación en la relación de compresión. Se ha observado como tras el aumento de esta el motor experimentaba una ligera mejora en el rendimiento indicado junto con un empeoramiento en el gradiente de presiones así como un aumento de las exigencias termomecánicas impuestas al material. De la misma forma se ha observado también como una reducción de este parámetro suponía un empeoramiento en los niveles de rendimiento indicado pero una mejora en los resultados en cuanto al gradiente de presiones. Estos resultados indican el trade-off entre las dos variables principales de interés —rendimiento indicado y gradiente de presiones— lo que ha supuesto el consiguiente descarte de esta vía para la optimización del motor dado a los resultados tan poco satisfactorios.

Por otro lado se han evaluado los efectos que se darían tras la construcción de un motor más adiabático —simulándose a través de la reducción del parámetro c_{1a} —. Los resultados obtenidos en esta ocasión tan solo se ven reflejados en los valores del rendimiento indicado. Esta variable mejora a medida que el motor se torna más adiabático pero en ningún caso el gradiente de presiones sufre alguna modificación, esta variable de salida se encuentra totalmente desligada del parámetro c_{1a} . Asimismo resulta necesario no perder de vista la dificultad en la realización de esta vía dado de la complejidad en la obtención de materiales que aguanten dichas condiciones en la actualidad. En vista de los resultados y del inconveniente recientemente mencionado esta segunda vía queda descartada también.

Finalmente nos encontramos con el análisis de la tercera y última vía, la modificación de la Ley de Combustión. En este último caso los resultados en cuanto a gradiente de presiones y rendimiento indicado son altamente prometedores, no obstante no resulta sencillo hallar el punto de funcionamiento para el cual el motor obtenga unos niveles buenos referentes al rendimiento indicado debido a la necesidad de establecer un compromiso entre la velocidad de la combustión y el inicio de esta, como se ha observado en el capítulo anterior. Por este motivo se vuelve necesario un estudio más a fondo de este último proceso para la optimización del motor de encendido por compresión. Dicho esto resulta sencillo prever que el contenido del presente capítulo trata de averiguar el punto cuya relación entre la velocidad de la combustión y el inicio de esta nos proporcione unos resultados en las variables de salida de interés beneficiosos y así obtener por fin el proceso de optimización ideal.

El modo a través del cual se va a tratar de obtener dicho punto de funcionamiento óptimo es mediante el análisis de unos gráficos que proporcionan unos resultados a través de la modificación combinada de los parámetros velocidad y posición de la combustión para que de este modo se obtengan unos resultados favorables en todas las variables de interés.

5.2 Efectos de la combinación de la velocidad y la posición de la combustión

Tras la breve introducción en la que ha quedado expuesto los motivos por los cuales en el presente capítulo solo se estudian los resultados obtenidos tras la realización de los ensayos en cuanto a la modificación de la velocidad y la posición de la combustión descartándose desde este instante las otras dos vías consideradas para la optimización del motor de dos tiempos, se va a proceder con el análisis detallado de dichos resultados.

La modificación realizada en cuanto a la velocidad se efectúa a través de la forma del perfil de la Ley de Combustión, extendiéndose la duración de la misma desde el 100% hasta el 200% con una diferencia entre cada velocidad del 20% y siendo 100% la combustión de referencia. Las formas obtenidas tras la realización de dicha modificación pueden observarse en el capítulo anterior —donde también han sido descritas— en las *Figuras 4.11, 4.12 y 4.13*. En cuanto a la posición de la combustión se ha desplazado el inicio de esta entre -5 CAD y +5 CAD con una diferencia de +2.5 CAD entre cada posición y siendo 0 CAD la posición de referencia.

Dado que en el presente capítulo tan solo se va a hablar de una vía para la optimización del motor de encendido por compresión, el modo de proceder va a ser ligeramente diferente al empleado en el capítulo anterior. En esta ocasión se van a subdividir los diferentes apartados por puntos de funcionamiento en lugar de por vías de optimización como se ha realizado anteriormente. Por lo tanto se estudiarán en cada caso los resultados obtenidos para cada variable en los diferentes puntos de operación pudiéndose de esta forma sintetizar los resultados con mayor claridad.

5.2.1 Ensayo a alta carga y bajo régimen

En este primer apartado se van a evaluar los resultados reportados tras la realización del ensayo cuyo nivel de carga es de 0.4195 g/s y su régimen de giro de 1250 rpm .

De igual modo a lo realizado anteriormente es necesario comprobar para cada punto de operación el cumplimiento de las limitaciones termo-mecánicas impuestas por los materiales, por lo que el primer paso a realizar es observar las tendencias seguidas por las variables *presión* y *temperatura máxima*.

Puede observarse en las *Figuras 5.1 y 5.2* como ambas variables de control dependen de igual modo de la velocidad de la combustión y de la posición de esta —dado que las franjas de color están posicionadas en diagonal— por lo que la modificación de cualquiera de los dos parámetros repercute de igual modo en las variables de salida. Además puede percibirse como tanto para la presión como para la temperatura máxima los valores mínimos se encuentran en la esquina superior derecha, donde la posición es la más atrasada y la velocidad la más lenta. El punto de funcionamiento para el cual ambas variables resultan minimizadas es coincidente, hecho que se puede explicar mediante las leyes de la termodinámica puesto que el aumento de una de estas variables supone un aumento en la otra y viceversa.

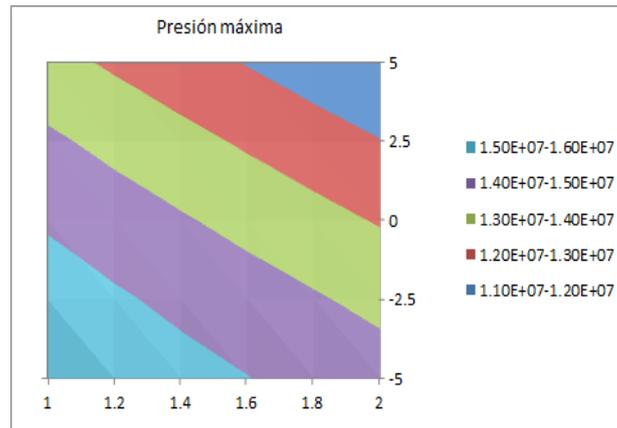


Figura 5.1: Niveles de la presión máxima

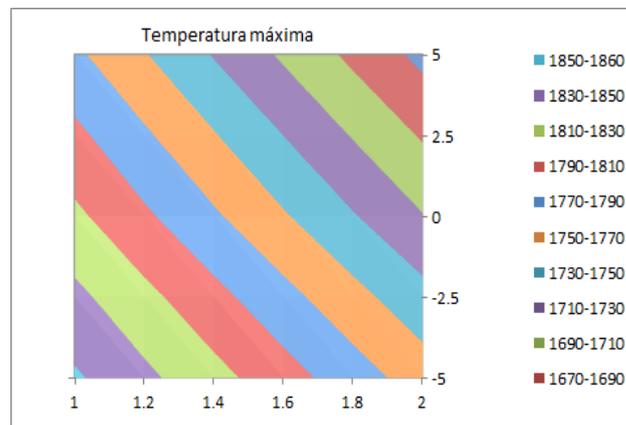


Figura 5.2: Niveles de la temperatura máxima

Tras esta primera toma de contacto con este tipo de gráficos se va a proceder con el análisis del resto de variables de interés, comenzando, de manera análoga a lo realizado anteriormente, por el *rendimiento indicado*.

Podemos observar los resultados obtenidos tras la realización del primer ensayo en cuanto a rendimiento indicado a través de la *Figura 5.3*. En esta figura puede verse la alta relación entre la velocidad de la combustión y la posición de la misma cuando esta última es muy temprana. A medida que la posición de la combustión se atrasa la velocidad de la combustión deja de tener importancia en cuanto a esta variable de salida, obteniéndose el mismo rango de rendimiento indicado para las diferentes velocidades a partir de la posición de referencia 0 CAD. Este resultado indica que la posición de la combustión es la encargada principal de las modificaciones en el rendimiento indicado, dejando de tener importancia la velocidad de esta de forma muy temprana.

No obstante hay que destacar que en este punto de operación el rendimiento indicado no está demasiado afectado por la modificación de estos dos parámetros. Puede observarse como la diferencia entre el punto de rendimiento más bajo (44%) y el punto de rendimiento más alto (46%)

es de tan solo de 2 puntos, además, es necesario añadir que, de manera empírica, estos resultados son todavía más parejos debido a la imposibilidad de realizar por el motor térmico alguno de los perfiles más extremos de la Ley de Combustión simulados.

Ha de tenerse en cuenta que estos resultados obtenidos deben corroborarse experimentalmente en el motor objeto de estudio dado que el programa empleado, siCiclo, no tiene en consideración a la hora de realizar los cálculos el valor de la eficiencia de la combustión —adopta un rendimiento de la combustión del 100%— y, aunque experimentalmente esta variación es muy reducida, no es del todo despreciable y afecta directamente al valor del rendimiento indicado.

Puede observarse —en la *Figura 5.4*— como la cantidad de *calor transferido* al medio esta totalmente ligada al valor del rendimiento indicado obtenido. A medida que el calor cedido al medio se reduce se consigue directamente un aumento de la eficiencia indicada, por lo que como ya ocurría en la gráfica anterior, el valor óptimo —en este caso mínimo— de pérdidas por calor se encuentra en la esquina superior derecha, donde la combustión se desarrolla más lentamente y comienza más tarde. Puede observarse también la correlación de ambos parámetros en este punto de funcionamiento mediante la inclinación de las franjas de colores, la cual es idéntica a la observable en la *Figura 5.3*, indicándose de esta manera que en este punto de operación la influencia de la posición y la forma de la Ley de Combustión sobre esta variable de salida estudiada es equivalente a la encontrada en el caso del rendimiento indicado. Puede observarse análogamente a la gráfica anterior cierta tendencia a la horizontal, pudiendo controlarse los valores de ambas variables mediante la posición de la combustión.

La otra variable principal de interés estudiada es el nivel de ruido. No se ha de perder de vista que este es uno de los principales problemas de este tipo de combustión avanzada y una de las necesidades básicas en cuanto a confort del usuario. El nivel de ruido esta directamente relacionado con el *gradiente máximo de presiones* que, como se puede ver en la *Figura 5.5* esta controlado principalmente por la forma —o velocidad— de la combustión. Este control queda patente por la inclinación de las franjas de color observadas en el gráfico. La tendencia a la verticalidad indica una mayor influencia de la velocidad de la combustión que de la posición de esta. Puede observarse como una combustión a volumen casi constante —posicionada en la *Figura 5.5* en la esquina inferior izquierda— provoca un gradiente máximo de presiones insostenible, pero no obstante, es posible controlarlo ensanchando el perfil de la combustión, tratando de tender el máximo posible hacia la esquina superior derecha, donde se encuentran los últimos perfiles mostrados en el capítulo anterior a través de la *Figura 4.11*.

Tras el detallado análisis realizado para este punto de operación de las tres variables de salida de interés se ha querido exponer una de las conclusiones más importantes halladas en el presente trabajo de final de grado.

Se ha dicho para cada caso qué parámetro se encarga principalmente del control de los resultados obtenidos para cada variable, exponiéndose de esta forma que en el caso del rendimiento indicado y por tanto, de la cantidad de calor cedido al medio —variables que están directamente ligadas— se trata de la posición de la combustión y que, en el caso del gradiente máximo de presiones se trata de la forma de la combustión. Estos resultados indican la ausencia de trade-off entre ambas variables pudiéndose entonces optimizar las dos por separado y de esta forma lograr los resultados deseados.

Por un lado, es posible una optimización del rendimiento indicado atrasando el inicio de la combustión no obteniéndose ningún efecto adverso sobre el gradiente de presiones. Por otro, es factible una optimización del gradiente de presiones efectuando un proceso de combustión más lento y, análogamente al caso anterior, sin ningún efecto adverso sobre el rendimiento indicado.

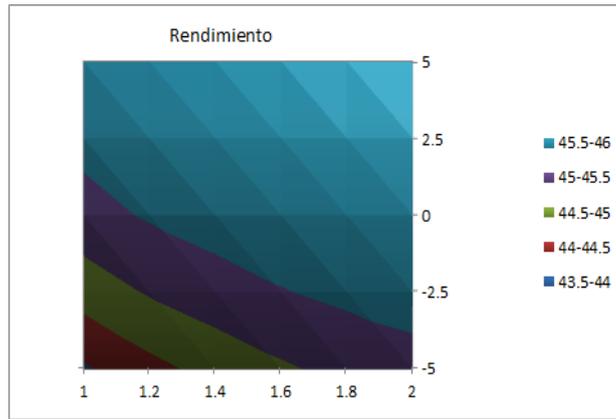


Figura 5.3: Niveles del rendimiento indicado

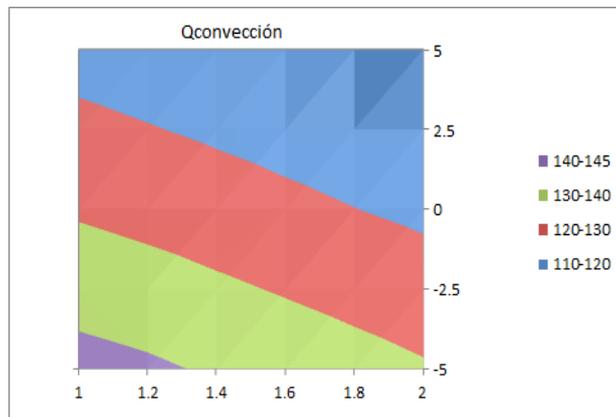


Figura 5.4: Niveles del calor fugado

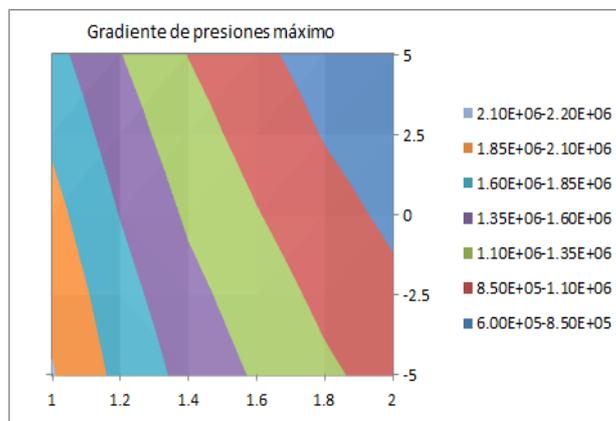


Figura 5.5: Niveles del gradiente máximo de presiones

5.2.2 Ensayo a baja carga y alto régimen

Tras los resultados tan prometedores obtenidos en el primer punto de operación es momento de comprobar si estas respuestas ocurren de manera general o tan solo han sido un caso puntual. Esta comprobación se efectúa mediante la realización del mismo paquete de análisis para los dos puntos de operación que restan.

Dicho esto es siguiente punto de operación que se va a estudiar trabaja a una carga de 0.359 g/s y lleva un régimen de giro de 2000 rpm .

Puede observarse en las Figuras 5.6 y 5.7 como en el caso de las variables de control, presión y temperatura máximas, las tendencias seguidas en este punto de operación son las mismas que las seguidas en el punto de trabajo anterior. Los niveles tanto de presión como de temperatura mínimos se obtienen en la esquina superior derecha de los gráficos, donde la combustión se encuentra más atrasada y se efectúa más lentamente. No obstante es posible puntualizar como los niveles alcanzados en este caso son considerablemente más reducidos en ambas variables, incluso es posible atisbar como los valores máximos alcanzados en este punto de operación coinciden con los mínimos del punto anterior. Esta diferencia se debe principalmente a la reducción de carga ocurrida respecto del punto de trabajo anterior.

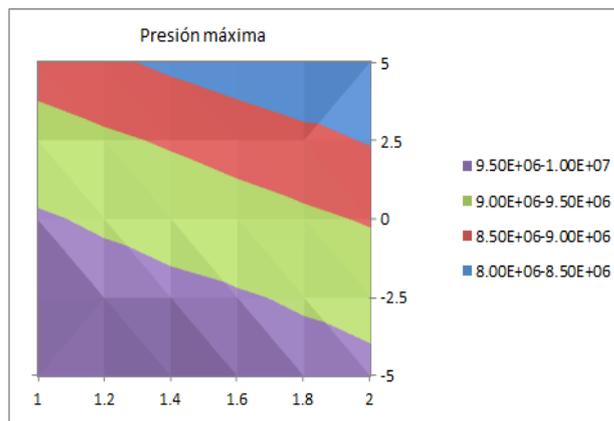


Figura 5.6: Niveles de la presión máxima

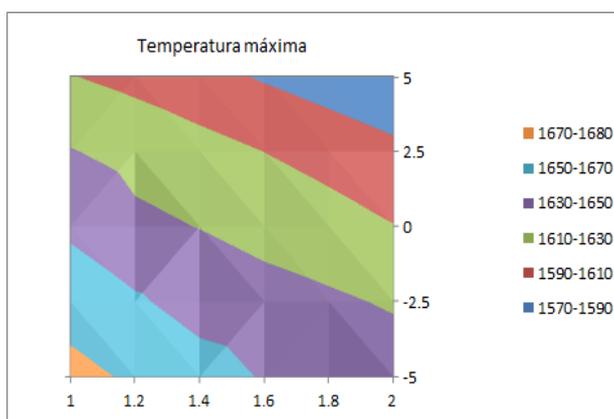


Figura 5.7: Niveles de la temperatura máxima

Tras la pertinente comprobación de las variables de control quedan graficados los resultados obtenidos en cuanto a *rendimiento indicado* en este segundo punto de operación en la *Figura 5.8* mostrada a continuación. En este caso y debido principalmente al aumento del régimen de giro respecto del punto anterior los resultados son menos concisos que los anteriores —por lo menos en el rango de operación mostrado en la gráfica—. Ahora para obtener el rendimiento más elevado debemos desplazarnos hacia la esquina superior izquierda donde la posición es atrasada pero la velocidad de la combustión es moderadamente alta. Asimismo las diferencias entre el rendimiento máximo y el rendimiento mínimo son en este caso incluso más reducidas que en el punto anterior siendo de tan solo de 1.5 puntos, con un valor mínimo de 42.5% y un valor máximo de 44%.

No obstante y a pesar de la ligera diferencia con los resultados anteriores es necesario remarcar que el valor del rendimiento indicado es principalmente controlado mediante la posición de la combustión obteniéndose esta importante similitud con el caso predecesor.

De la misma forma se puede observar en la *Figura 5.9* la tendencia a la horizontal de las franjas de colores de la gráfica que muestra los resultados en cuanto a *pérdidas de calor*. Se obtienen los niveles más reducidos para todo el rango de velocidades de combustión siempre que la posición este suficientemente atrasada. De nuevo estos resultados indican la dependencia de este parámetro del inicio de la combustión y no de la velocidad de la misma. Asimismo, en general, los valores para los cuales esta variable es mínima representan unos valores de eficiencia indicada máximos. De la misma forma que ocurría con las variables de control esta variable alcanza valores mucho más reducidos en este punto de funcionamiento que los alcanzados en el anterior, debido también al grado de carga.

Por último en cuanto a la *Figura 5.10* se puede observar como de nuevo los resultados obtenidos para el *gradiente máximo de presiones* varían fuertemente con la velocidad de la combustión. Esta dependencia queda expuesta mediante la tendencia a la verticalidad de las franjas de colores observadas en la figura que indican, sin lugar a duda, como una variación en la forma de la Ley de Combustión tiene un efecto mucho más significativo sobre esta variable de salida que una modificación sobre la posición del inicio de la combustión. Asimismo en este caso los valores obtenidos se encuentran dentro de un rango menor que en el caso anterior, no obstante queda claro que la tendencia seguida es la misma en ambos casos.

Tras este segundo análisis las conclusiones reportadas son similares a las del subapartado anterior, teniéndose clara la independencia entre las dos variables de salida principales. De igual modo a lo ocurrido con anterioridad el valor del rendimiento indicado se puede aumentar y controlar con la posición del inicio de la combustión y el valor del gradiente máximo de presiones se puede controlar por contra con la velocidad del proceso de combustión.

También es cierto que en este caso, dado la velocidad del régimen de giro, los niveles máximos de rendimiento indicado se encuentran para velocidades no demasiado reducidas de combustión pero, puesto que la diferencia entre franjas es muy reducida en el caso de la eficiencia indicada impera la reducción del valor del gradiente de presiones puesto que de ello depende el confort del usuario.

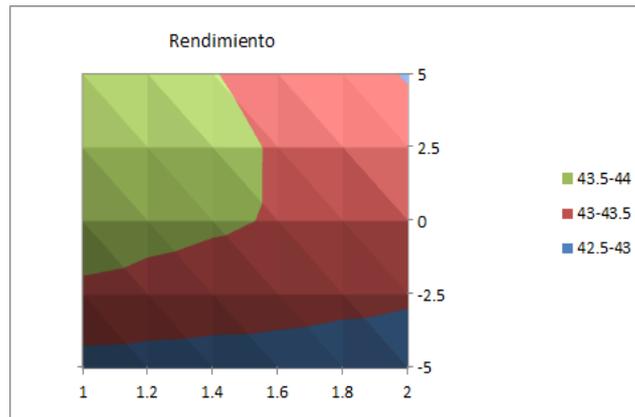


Figura 5.8: Niveles del rendimiento indicado

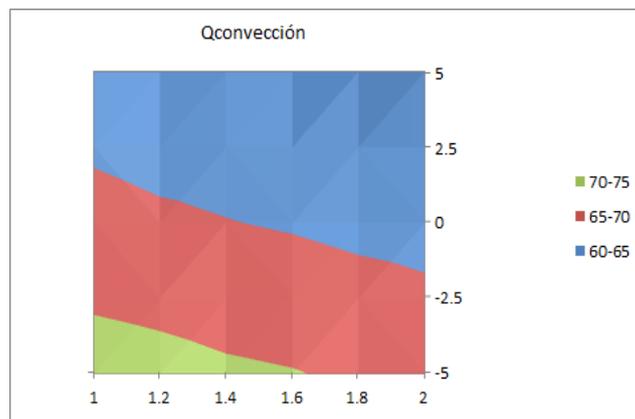


Figura 5.9: Niveles del calor fugado

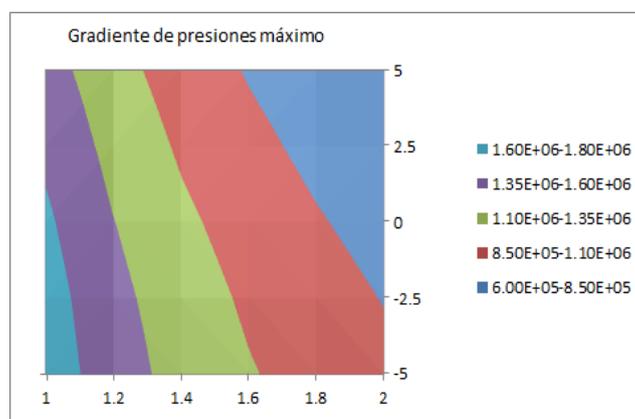


Figura 5.10: Niveles del gradiente máximo de presiones

5.2.3 Ensayo a media carga y bajo régimen

Por último resta por comprobar los resultados en el tercer y último punto de funcionamiento, donde el motor opera con una carga de 0.4128 g/s y un régimen de giro de 1250 rpm . Tras la realización del análisis de las diferentes gráficas se procederá con la extracción de las conclusiones generales para así ser capaces de finalizar con la valoración general de si esta última vía es un buen proceso de optimización.

En primer lugar se van a comprobar las limitaciones termo-mecánicas representadas por los valores de la *presión* y *temperatura máximas*. Veamos pues a través de las Figuras 5.11 y 5.12 los valores de velocidad y posición de la combustión para los cuales el motor opera en unas condiciones adecuadas. En este caso igual que en los dos puntos de operación predecesores los valores mínimos de ambas variables se encuentran a medida que nos acercamos hacia la esquina superior derecha, es decir, a medida que atrasamos y ralentizamos el proceso de la combustión. Las franjas de colores se posicionan en diagonal lo que indica que la influencia de la posición y de la velocidad de la combustión para la variación de estas variables de salida es muy similar.

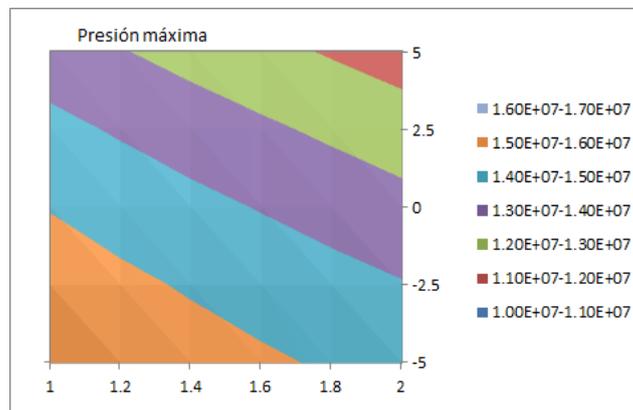


Figura 5.11: Niveles de la presión máxima

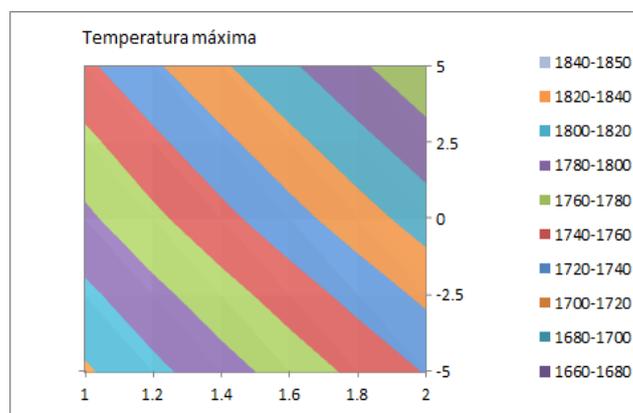


Figura 5.12: Niveles de la temperatura máxima

Una vez realizado el análisis de las variables de control podemos pues analizar los resultados reportados en este último punto de operación para el resto de variables de interés.

Dichos resultados quedan expuestos en cuanto a *rendimiento indicado* mediante la *Figura 5.13*. Se puede observar como esta gráfica es prácticamente idéntica a expuesta para el primer punto de operación. Es cierto que el rango de valores se encuentra en este caso 1 punto por encima del encontrado en el primer punto de funcionamiento pero la forma resultante de la gráfica es considerablemente similar.

De manera análoga a lo que se ha comentado en el primer punto de funcionamiento, la velocidad de la combustión tiene cierta relevancia si el inicio de la misma se adelanta pero, de la posición de referencia en adelante, es indiferente a la velocidad a la que la mezcla quema quedando por tanto el rendimiento controlado por la posición de la combustión. Asimismo tal y como ha venido ocurriendo en los dos subapartados anteriores la variación del rendimiento no es demasiado acusada en todo el rango, siendo la mayor diferencia de 2 puntos y teniendo un valor máximo de 47% y un valor mínimo de 45%.

La tendencia seguida por los resultados de la variable encargada de cuantificar las *pérdidas de calor* es la misma que la seguida por el rendimiento indicado dado a la conexión existente entre ambas variables. Para la minimización de la mencionada variable se debe tender hacia la esquina superior derecha de la *Figura 5.14* donde la posición es la más atrasada y la velocidad la más lenta. Además tal y como ha ocurrido con anterioridad esta variable también se ve más influenciada por la posición del inicio de la combustión que por la velocidad de esta, tal y como indica la inclinación de las franjas de colores que aparecen en la *Figura 5.14*.

Por último los resultados en cuanto a nivel de ruido aparecen en la *Figura 5.15* encargada de representar los resultados reportados del *gradiente de presiones máximo*. En este último caso las franjas de colores que aparecen en la gráfica tienden de nuevo a la verticalidad indicando de ese modo la casi total dependencia de la velocidad de la combustión. La franja que incluye el rango mínimo de valores para este punto de funcionamiento se encuentra para una velocidad de combustión muy lenta. En este último caso todas las franjas que aparecen son considerablemente anchas lo que indicaría que alcanzar una reducción en esta variable para este punto de operación conllevaría una fuerte modificación del parámetro que se encargase de controlarla, en este caso la velocidad de la combustión.

De nuevo y tras comprobar este tercer y último punto de funcionamiento es posible afirmar sin lugar a dudas la independencia de las dos variables de salida principales, el rendimiento indicado y el gradiente de presiones. Es posible controlar, también para este punto, la eficiencia indicada mediante la posición del inicio de la combustión y el nivel de ruido mediante la velocidad de la misma, pudiéndose optimizar ambas simultáneamente a través de la modificación de los distintos parámetros empleados en esta vía de optimización.

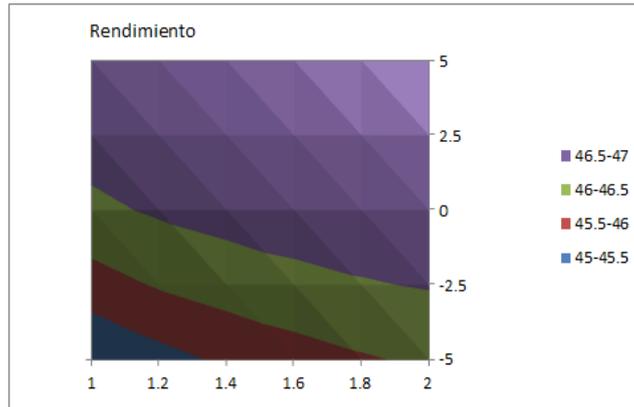


Figura 5.13: Niveles del rendimiento indicado

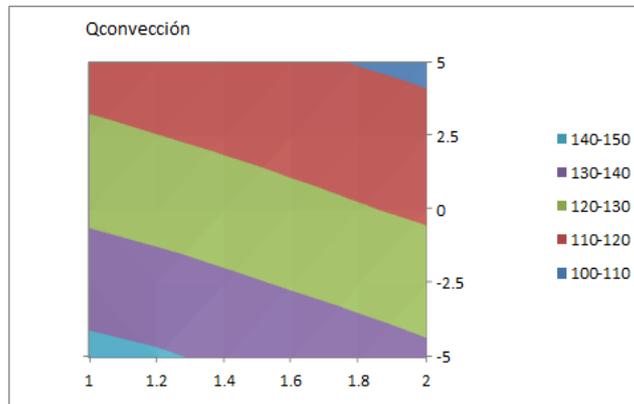


Figura 5.14: Niveles del calor fugado

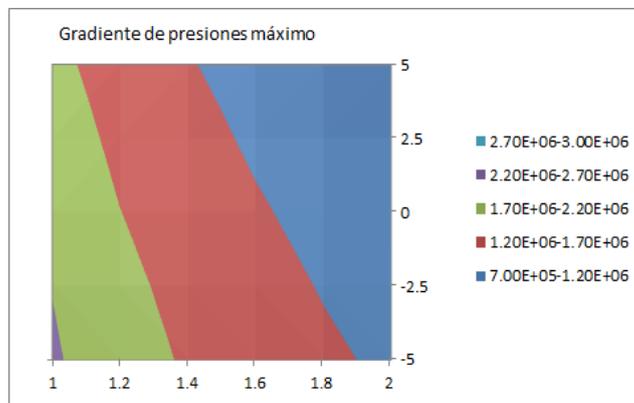


Figura 5.15: Niveles del gradiente máximo de presiones

5.3 Síntesis

Tras la valoración de todos los resultados obtenidos en los distintos puntos de operación podemos acabar con una conclusión muy positiva y altamente prometedora en cuanto al cumplimiento de los objetivos marcados al principio del presente trabajo de fin de grado.

Se ha comprobado como, mediante esta tercera y última vía de optimización, es posible mejorar los resultados reportados en cuanto a gradiente máximo de presiones y rendimiento indicado de manera independiente, pudiéndose de esta forma optimizar cada variable sin el deterioro de la otra. Estos resultados son considerablemente importantes dado que demuestran una ruptura del trade-off de ambas variables de salida haciendo posible la obtención de un motor con unas altas prestaciones.

No obstante, pese a que tras este último análisis es posible afirmar la capacidad existente de optimizar ambas variables, el trabajo no ha quedado aun finalizado queriéndose hilar más fino. Es por esto que, en el presente apartado, se va a efectuar el acoplamiento de las diferentes limitaciones en cuanto a nivel de ruido y limitaciones termo-mecánicas —principalmente las debidas a la presión máxima cuyo aumento es más comprometido— sobre los gráficos referidos al rendimiento para así terminar de comprobar los resultados reportados y obtener —si es que existen— las zonas de trabajo óptimas para todos los puntos de funcionamiento.

Dicho esto se van a mostrar sobre los gráficos del *gradiente máximo de presiones* los diferentes límites en cuanto a rendimiento indicado y presión máxima. Se ha decidido imponer los mismos límites para los tres puntos de operación diferentes, cuyos valores son los que siguen.

El primer límite aplicado es el del rendimiento indicado con un valor de 44%, excluyéndose cualquier zona de trabajo cuya eficiencia indicada sea menor de este valor. Se ha optado por escoger este porcentaje dado que en los motores de combustión diesel convencional actuales es posible alcanzar dicho valor considerándose por tanto una buena acotación inferior.

El segundo límite aplicado es el referente a la resistencia termo-mecánica del material. Este tipo de limitaciones vienen dirigidas principalmente por los valores de presión máxima cuyo crecimiento es muy crítico para la integridad del motor. Dicho esto se ha optado por aplicar un límite físico convencional, de 150 bar. Cualquier punto por encima de este nivel de presión queda totalmente descartado como zona útil de trabajo.

El tercer y último límite impuesto es el referente al confort del usuario así como a la resistencia del material. En este caso se habla de un límite en cuanto al gradiente máximo de presiones, que equivale a nivel de ruido. Además, puesto que es un gradiente de presiones, de ser muy alto provocaría daños en el motor pudiendo tener graves consecuencias con el paso de los ciclos de trabajo. Dadas estas dos limitaciones, tanto de confort como de integridad del motor, se ha considerado que un límite aceptable para esta variables es de 12 bar/cad.

Una vez expuestos los límites y las razones por las cuales han sido escogidos se va a proceder sin más dilación con el análisis de los resultados obtenidos.

Tanto en esta primera figura como en las dos que siguen se han dibujado los límites de la misma forma. Por un lado el límite de 44% impuesto para el rendimiento indicado se encuentra marcado mediante una línea roja indicándose la dirección en la cual este valor mejora. Por otro, el límite de presión máxima de 150 bar resulta marcado a través de una línea azul marcándose con una flecha azul la dirección hacia la cual la presión disminuye. Por último, el límite aplicado para el gradiente de presiones de 12 bar/cad queda marcado mediante una línea rosa, indicándose también la dirección hacia la que este valor se ve reducido. Asimismo la zona de trabajo útil donde se cumplen todas las limitaciones se ha sombreado para que al lector le resulte más sencillo de visualizar. Dado que se han delimitado los valores de las tres variables de la misma forma en los tres puntos de operación en adelante solo se comentará la zona de trabajo útil.

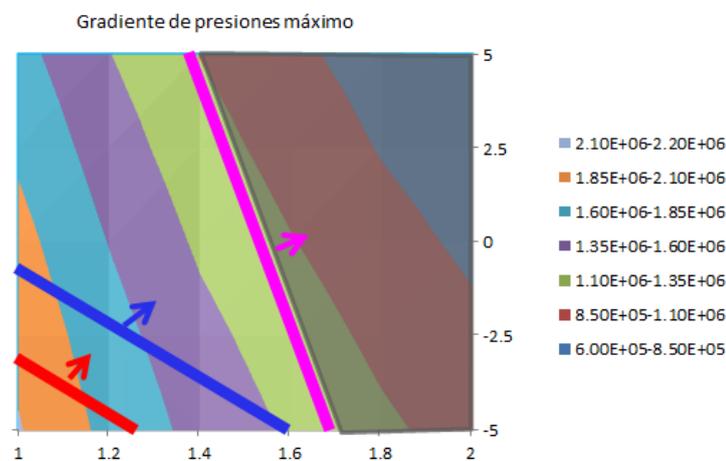


Figura 5.16: Zona de trabajo óptima primer punto de operación

Puede verse en la *Figura 5.16* como para el primer punto de operación ni el rendimiento indicado ni la presión máxima suponen una limitación importante en cuanto a la elección de un punto de funcionamiento óptimo. La variable encargada de restringir en mayor medida la zona en la cual puede trabajar este punto de operación es el gradiente de presiones, limitando en mayor medida la zona de trabajo óptimo. Gracias a esta limitación impuesta por el gradiente máximo de presiones se obtienen unos niveles de rendimiento y de presión máxima mucho más favorables de los impuestos por los valores limitantes iniciales.

Esta zona donde resultaría un ciclo de trabajo óptimo se sitúa a la derecha del mapa de colores donde la velocidad de la combustión es baja y la posición en principio no es demasiado relevante. No obstante ralentizar demasiado el proceso de combustión resulta muy complejo por lo que sería preferible apostar por un atraso del inicio de la combustión permitiéndose de esta forma un proceso de combustión más cercano al de referencia.

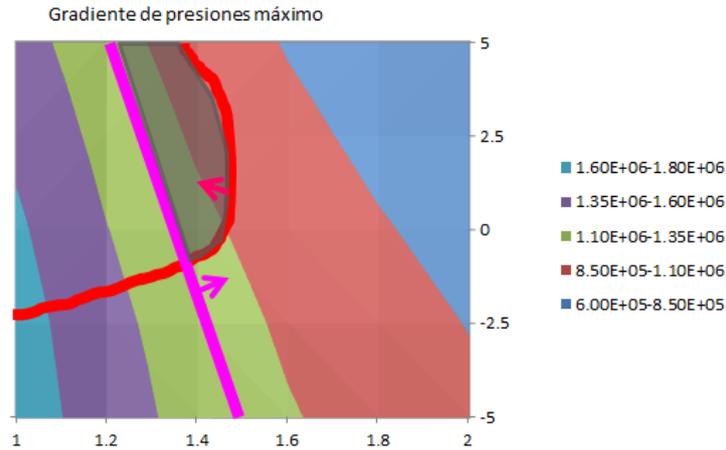


Figura 5.17: Zona de trabajo óptima segundo punto de operación

En este caso es posible observar la zona de trabajo útil del segundo punto de operación a través de la *Figura 5.17*. En este punto la limitación termo-mecánica impuesta por el máximo de presión de 150 bar no aparece en el gráfico dado que en este punto de operación no aparece en ningún caso dicho valor, manteniéndose todos por debajo del mismo. Esto implica que en este sentido no encontramos ninguna restricción y sería óptimo cualquier punto de trabajo aparecido en el mapa de colores.

Por otro lado, la zona donde encontramos un rendimiento indicado mayor o igual al impuesto de 44% es considerablemente menor que la resultante en el punto de operación anterior, limitándose de esta forma la zona donde puede situarse el ciclo de trabajo en una isla situada en la esquina superior izquierda.

La zona de trabajo óptima queda limitada por ambas restricciones, la de rendimiento indicado y la de gradiente máximo de presiones. Esta combinación nos proporciona una isla más restringida situada en la zona superior central donde quedarían cumplidas todas las restricciones impuestas. En esta zona o isla encontramos una combustión cuya posición es atrasada y cuya velocidad es de entre un 40% y un 60% superior a la de referencia.

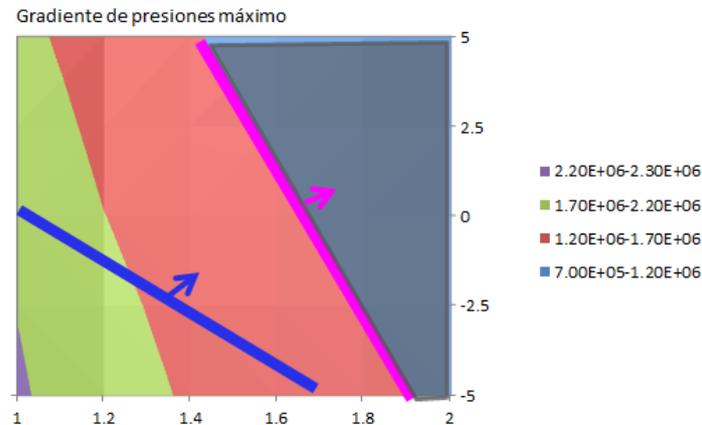


Figura 5.18: Zona de trabajo óptima tercer punto de operación

En este tercer y último punto de operación la zona de trabajo óptima viene representada en la *Figura 5.18*. En este caso la variable de salida de rendimiento indicado es irrelevante en cuanto a ser una limitación dado que en todo el rango de trabajo este es mayor que un 44% por lo que no aparece representado en la figura.

El rango de valores para los cuales la presión máxima se encuentra por debajo del límite de 150 bar es considerablemente amplio por lo que la limitación más restrictiva viene de parte del gradiente máximo de presiones. La zona de trabajo donde se cumplen todas las restricciones impuestas se encuentra en la parte derecha del mapa de colores donde la velocidad de la combustión es la más lenta y la posición de la combustión no tiene demasiada relevancia.

Es cierto que los valores de la velocidad de la combustión más lentos son muy difíciles de conseguir de manera experimental por lo que para mantenerse en la zona sombreada del gráfico sería preferible atrasar el inicio de la combustión y así poder mantener una velocidad de la combustión ligeramente más rápida y próxima a la de referencia.

5.4 Conclusiones

A la luz de los resultados es posible concluir como el proceso de optimización mediante la modificación del proceso de combustión es completamente viable dado que en los tres puntos estudiados —encargados de representar la generalidad de todos los puntos de operación en los que puede funcionar el motor dada la aplicación a la que esta destinado— existe una zona en la cual todas las restricciones impuestas se cumplen.

En los puntos de funcionamiento donde el régimen de giro es reducido el rendimiento no supone un problema consiguiéndose valores lo suficientemente altos en todo el rango de operación estudiado. Esto es debido a que combinar una velocidad de combustión lenta junto con un inicio retardado cuando el motor no alcanza un régimen de trabajo elevado proporciona unos buenos resultados siempre, no teniendo que alcanzarse ningún tipo de compromiso entre los parámetros variados para obtener unos resultados en cuanto a rendimiento indicado beneficiosos.

Por otro lado, a medida que se aumenta dicho régimen de giro las zonas de trabajo donde el rendimiento indicado es alto se reducen —como se ha podido comprobar que ocurría en el segundo punto de operación estudiado— y es en esos instantes donde se vuelve necesario un compromiso entre el retraso del inicio de la combustión y la velocidad de la misma para alcanzar unos ciclos de trabajo adecuados.

Los problemas de rendimiento debidos al aumento del régimen de giro se deben a que resulta muy complicado hallar un ciclo de trabajo eficiente cuando el motor gira demasiado rápido y se trata de generar un proceso de combustión pausado junto con un inicio atrasado, puesto que es posible un adelanto del movimiento del motor al propio proceso de combustión perdiéndose por este motivo puntos en el rendimiento indicado. Como ya se ha mencionado, esto se ve representado en la figura que muestra el punto de funcionamiento que opera a 2000 rpm, donde la zona de trabajo que cumple la limitación de rendimiento mínimo resulta para procesos de combustión moderadamente rápidos.

Ciertamente en puntos de operación donde el régimen de giro es elevado dicha zona se reduce de manera significativa por lo que se debería profundizar en adelante el estudio de dichos puntos y corroborar los resultados obtenidos, no obstante dicha profundización no es objeto del presente trabajo fin de grado por lo que no se llevará a cabo.

Por otro lado, las limitaciones termo-mecánicas donde se restringe el valor de la presión máxima aparecen en los puntos de funcionamiento donde la carga es más elevada. A medida que la masa de combustible inyectado se reduce, el rango de presiones máximas lo hace también relajándose esta restricción en el mapa de colores y desapareciendo incluso en el segundo punto de operación estudiado, donde la cantidad de combustible inyectado es mucho más reducida que en los otros dos. Parece también cierto que el gradiente de presiones máximo también va ligado a la cantidad de masa de combustible inyectada siendo este mayor a medida que la masa es mayor también.

Queda claro pues que en los diferentes puntos de operación se encuentran diferentes problemas en cuanto a las restricciones impuestas. Por un lado a medida que se aumenta el régimen de giro comienzan a aparecer problemas en cuanto a los niveles de rendimiento indicado, siendo necesario controlar los valores obtenidos en esta variable de salida. Por otro, conforme el grado de carga aumenta comienzan a aparecer problemas en la resistencia del material aumentando considerablemente la presión máxima alcanzada, teniéndose por tanto que controlar este parámetro fuertemente y evitándose en todo momento sobrepasar el límite mecánico que impone el material.

Resulta posible finalizar el capítulo afirmando sin duda los buenos resultados obtenidos tras el análisis de esta vía de optimización siendo posible hallar en todos los puntos estudiados una zona donde los resultados obtenidos son beneficiosos y alcanzan los objetivos esperados para este concepto de combustión avanzada que se está tratando en el presente trabajo de fin de grado. No obstante es necesario volver a recalcar los problemas que pueden aparecer en distintos puntos de operación donde el régimen de giro o el grado de carga sean demasiado elevados teniéndose que controlar en estos casos las mencionadas variables problemáticas.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Conclusiones.....	108
6.2 Trabajos futuros.....	110

6.1 Conclusiones

El presente es el sexto y último capítulo del primer documento del trabajo de fin de grado que nos ocupa. En él se van a tratar de sintetizar todas las conclusiones y resultados extraídos de los diferentes capítulos anteriores para así exponer al lector con mayor claridad las mismas y de forma conjunta, quedando de esta forma cerrado el documento uno o Memoria del presente estudio.

- El tercer capítulo trata de introducir al lector en la metodología empleada en la realización del proyecto así como de familiarizarlo con las herramientas empleadas para ello, tanto teóricas como experimentales. Principalmente trata de mostrar el ajuste que hay entre ambos tipos de herramientas empleadas para demostrar al lector la validez de la metodología diseñada para realizar el estudio.

A través de la explicación de los métodos matemáticos subyacentes a los dos software empleados —Calmec y siCiclo— se muestra como el procedimiento matemático en ambos es idéntico con la excepción de cuales son las variables de entrada y cuales las de salida. Calmec a través de unas lecturas realizadas experimentalmente en el prototipo de motor en diferentes ensayos proporciona una Ley de Combustión y siCiclo, mediante una Ley de Combustión —proporcionada en el caso que nos ocupa por Calmec—, predice unas variables de salida sin necesidad de la realización de ningún ensayo experimental. De este modo se permite la realización de una gran cantidad de simulaciones si fuera necesario, con la velocidad y la eficacia característica de una simulación numérica.

- En el apartado correspondiente al análisis del proceso de combustión PPC Gasolina se ha procedido con el estudio de diferentes estrategias a través de las cuales podría ser optimizado el proceso de combustión que tiene lugar en el motor de dos tiempos de encendido por compresión. Las mencionadas estrategias han sido en concreto tres.

La primera de ellas ha sido la modificación de la relación de compresión que como se ha visto en el apartado correspondiente no ha tenido unos resultados satisfactorios. En cuanto al estudio del rendimiento indicado se ha observado como es necesario un aumento de este parámetro, aumento que simultáneamente empeora los resultados obtenidos tanto en términos de sollicitaciones termo-mecánicas como en gradiente de presiones máximo. Sin embargo, la reducción de la relación de compresión geométrica del motor se plantea como una alternativa para reducir el gradiente de presiones, y con ello el ruido, en el caso de no ser posible mediante ninguna otra estrategia, aunque asumiendo una ligera penalización en rendimiento indicado.

Observando estos resultados es evidente la existencia de un compromiso entre gradiente de presión y rendimiento indicado en relación con la relación de compresión, por lo que la mejora de uno implica el empeoramiento del otro. Vistos estos resultados se ha optado por mantener el valor de referencia de este parámetro ya que proporcionaba unos resultados aceptables en ambas variables de salida.

Tras el análisis de la primera vía de optimización se procede con el estudio de la segunda. Esta segunda consistiría en la adaptación de los materiales y la geometría del motor para modificar la transmisión de calor considerada a través del parámetro c_{1a} del simulador, con la intención de evaluar un motor más adiabático o lo que es lo mismo con mayor capacidad para conservar la energía calorífica.

En este caso los resultados en cuanto a rendimiento indicado a medida que el motor es más adiabático son positivos puesto que este aumenta, pero la modificación de este parámetro no repercute en absoluto en los valores del gradiente de presiones permaneciendo idénticos en todos los casos. El hecho de que no se pueda mejorar esta segunda variable de salida, junto con el

coste económico y la dificultad añadida de la construcción de un motor de estas características, dificultan la implementación de esta estrategia en motores de producción y por ello la estrategia basada en diseñar un motor más adiabático no se considera de aplicación.

Por último se exponen los resultados obtenidos tras analizar la tercera y última estrategia de optimización. En este caso consiste en la modificación de la forma de la Ley de Combustión para la obtención de un proceso de combustión con una velocidad más controlada, combinándose de forma simultánea con el retraso del inicio de la combustión.

En este caso los resultados son favorables en todos los puntos de operación para los niveles de gradiente de presiones producidos por el motor, reduciéndose a medida que el proceso de combustión se realiza más lentamente y más tarde. No obstante no ocurre igual con el rendimiento indicado, en esta variable de salida se observan ciertas diferencias en los resultados obtenidos siendo necesario un estudio más a fondo de la misma en el capítulo que sucede al mencionado.

Todos estos resultados convergen a dos puntos clave para la continuación del proceso de optimización. En primer lugar se desestiman las dos primeras vías de optimización cuyos resultados inmediatos confirman la falta de viabilidad de las mismas. En segundo lugar se observa como la tercera vía de optimización proporciona unos primeros resultados prometedores pero que indican también la necesidad de continuar con el estudio y profundizar más en la utilización de este proceso de optimización.

- En última instancia se ha visto el capítulo donde se ha tratado de optimizar al máximo el proceso de combustión avanzada. Se ha buscado en todo momento una Ley de Combustión cuya forma generase unos resultados óptimos en cuanto a las dos variables de salida de interés principales, rendimiento indicado y gradiente de presiones, respetando las limitaciones termo-mecánicas impuestas, en particular a la presión máxima cuyo valor es especialmente delicado.

Este proceso se ha realizado mediante la superposición de las diferentes limitaciones sobre el mapa de colores encargado de representar los distintos valores del gradiente máximo de presiones en los diferentes puntos de operación. Tras esta representación se ha observado como en los tres puntos de funcionamiento estudiados se ha logrado obtener una zona donde el motor cumple con todas las limitaciones establecidas haciendo posible por tanto un correcto funcionamiento de este nuevo concepto de combustión avanzada.

No obstante, la adaptación de la Ley de Combustión presenta ciertos inconvenientes que pueden resumirse mediante la distinción de dos causantes diferentes.

Por un lado se observa como aumentando el grado de carga se alcanza el límite de presión máxima limitando el rango de aplicación del concepto. Teniendo siempre presente que el límite mecánico impuesto por el material no se debe sobrepasar bajo ninguna circunstancia, puesto que puede hacer peligrar la vida del motor, se ha observado como imponer esta restricción nos deja incluso para el nivel de carga máxima un rango de operación suficientemente amplio pudiéndose todavía manejar un amplio rango de valores de posición y velocidad de la combustión, por lo que esta limitación no repercute en gran medida en las soluciones escogidas pero si que resulta necesario tener en cuenta que la variable aumenta a medida que lo hace el grado de carga.

Por otro lado queda patente como el rendimiento indicado se ve reducido a medida que el régimen de giro aumenta dado de la complejidad de girar a una velocidad elevada y realizar simultáneamente un proceso de combustión atrasado y lento. Puesto que la velocidad de giro del motor es más rápida se debe adaptar la Ley de Combustión para que no sea excesivamente lenta, esto supondría la realización de un ciclo de trabajo no del todo eficiente. Por ello los valores de rendimiento indicado altos se desplazan hacia velocidades de combustión más rápidas y próximas a la de referencia, quedando excluidos los procesos demasiado lentos. Esto no sería un inconveniente si no fuera porque el nivel de ruido o gradiente máximo de presiones se reduce a

medida que el proceso de combustión se torna más lento y atrasado por lo que la zona útil en este tipo de puntos de funcionamiento se ve considerablemente reducida. Es por esto por lo que se considera que en los puntos de operación donde el régimen de trabajo sea muy elevado se deberá tener en cuenta este inconveniente.

Vistas todas las conclusiones queda claro como es posible la realización de un nuevo proceso de combustión avanzada cuyos resultados son más favorables tanto para el usuario como para el medio ambiente, cuya optimización era uno de los primeros motivos por los cuales se comenzó la investigación de este nuevo proceso de combustión. No obstante no concluye la investigación con este trabajo, quedando abiertos ciertos frentes del estudio para terminar de perfeccionar este nuevo concepto y poder por fin hablar de un nuevo proceso de combustión avanzada más eficiente y más respetuoso con el medio ambiente, y que por ende cumpla con las nuevas legislaciones medioambientales.

6.2 Trabajos futuros

En vista de que es necesario continuar con la investigación de este concepto de combustión se han querido proponer en el presente trabajo diferentes alternativas, las cuales resultan interesantes para alcanzar el potencial real del nuevo proceso de combustión avanzada.

En primera instancia y en vista de los resultados más inmediatos que se han obtenido en el capítulo anterior encargado de la optimización del proceso de combustión PPC Gasolina, se considera que en adelante se debería profundizar en el estudio de puntos de funcionamiento cuyo régimen de giro sea elevado dado que es en estos casos donde el motor de dos tiempos presenta reducciones de rendimiento indicado pudiendo no alcanzar los valores mínimos deseables. Es por esto por lo que resultaría adecuado ensayar más puntos con estas características y comprobar si en todos ellos continua habiendo una zona de trabajo útil donde se continúen cumpliendo las restricciones impuestas.

Tras el estudio de nuevos puntos de funcionamiento cuya velocidad de régimen de giro sea más elevada se propone continuar con un modelado en CFD, encargado de reproducir a través de métodos numéricos y algoritmos matemáticos los distintos procesos de combustión en los diferentes puntos de operación con las variaciones resueltas en la simulación numérica previa en tres dimensiones, y de este modo poder comprobar la veracidad de los resultados obtenidos y estudiar los diferentes ajustes o *settings* necesarios a realizar en la configuración del motor de encendido por compresión para conseguir de manera empírica los resultados que se han obtenido a través de simulación numérica.

Por último y una vez escogidos los diferentes ajustes a realizar en el motor de dos tiempos a través del modelado en tres dimensiones para obtener el proceso de combustión diseñado por simulación numérica, estos se aplicarán físicamente en el motor de investigación utilizado en los ensayos para así poder validar experimentalmente en la instalación disponible los resultados y comprobar que efectivamente estos se aproximan a la realidad. De esta forma se podrá verificar finalmente la viabilidad de la realización de este nuevo concepto de combustión avanzada denominado PPC Gasolina.

Documento 2:

Presupuesto

1. PRESUPUESTO GENERAL

1. Introducción	114
2. Presupuestos parciales	114
2.1 Coste de la mano de obra.....	114
2.2 Amortización del equipo informático empleado.....	116
3. Presupuesto total.....	117

1. Introducción

En la parte del documento que nos ocupa del presente trabajo de fin de grado se va a proceder con la valoración económica del presupuesto que conlleva la realización del proyecto estudiado. Dado que no es un proyecto del tipo constructivo si no de simulación numérica la realización del presupuesto es ligeramente diferente a la efectuada en otro tipo de proyectos de índole constructivo. Se va a proceder a detallar el coste de desarrollo del proyecto como tal evaluando principalmente los recursos humanos empleados.

En el proyecto que nos ocupa es posible diferenciar dos fases separadas, las efectuadas con anterioridad a la realización del presente trabajo de fin de grado, necesarias para la ejecución del mismo, las cuales son: la construcción del prototipo del motor experimental, el desarrollo del software empleado, los ensayos llevados a cabo para la calibración del software... Y lo propiamente realizado por el autor en el desarrollo del presente proyecto como son las distintas simulaciones, el procesamiento de los datos y la interpretación de los resultados.

Pese a que sin la primera fase no se podría haber efectuado la segunda, la misma no se ve contemplada en el desarrollo del presupuesto dado que no se ha realizado especialmente para este proyecto en concreto por lo que no supone un cargo económico adicional.

La segunda fase mencionada aparecerá en el desarrollo del presupuesto a través de diferentes divisiones: el software utilizado —de fabricación interna por la CMT—, horas dedicadas a la realización del proyecto y amortización del equipo informático empleado durante la realización del mismo.

2. Presupuestos parciales

2.1 Coste de la mano de obra

En este subapartado del presupuesto parcial aparecen los costes referentes al personal encargado de la realización del proyecto. Se incluirán todas las personas partícipes del mismo y cuyo trabajo será valorado en tiempo aplicándosele un valor estandarizado en €/h.

Se considera que en la realización del presente trabajo han participado dos profesionales:

- Ingeniero Industrial: responsable del ajuste del modelo empleado por el software, de la realización de las distintas simulaciones y de la interpretación de los resultados. Además es el encargado de la redacción de los informes y se debe considerar que su dedicación es exclusiva en el completo desarrollo del proyecto.
- Director del proyecto: es un ingeniero encargado de la supervisión de la correcta realización del trabajo así como de analizar los avances y los problemas del mismo y colaborar con el ingeniero industrial para la resolución de los problemas surgidos.

Previamente al cálculo del coste de la mano de obra se van a exponer las bases de cotización a la seguridad social vigentes así como el salario bruto anual estandarizado que percibe cada trabajador.

Tabla 2.1: Bases de cotización

Cotización	Contingencias comunes	Desempleo	FOGASA	Formación profesional	TOTAL
Empresa	23,6%	5,5%	0,2%	0,6%	29,90%

Tabla 2.2: Coste de la mano de obra por hora para la empresa

Trabajador	Salario bruto (€/año)	Coste para la empresa (€/año)	Salario bruto (€/h)	Coste para la empresa (€/h)
Ingeniero Industrial	36255	47095,245	19,7	25,6
Director del proyecto	68000	88332	36,95	48,006

Para la *Tabla 2.2* se han extraído los salarios brutos anuales del Instituto Nacional de Estadística y además:

- Se ha considerado que el trabajador percibe 14 pagas/año.
- Se ha considerado que el empleado trabaja 40 h/semana * 46 semanas/año por lo que trabaja 1840 h/año.
- El coste para la empresa es un 29,9% más elevado que el salario bruto percibido por el trabajador.

Tabla 2.3: Coste de la mano de obra del proyecto para la empresa

Trabajador	Coste para la empresa (€/h)	Duración (horas)	Coste total (€)
Ingeniero Industrial	25,6	400	10240
Director del proyecto	48,006	60	3600
TOTAL	-	-	13840

Para la realización de la *Tabla 2.3* se ha considerado que:

- El Ingeniero Industrial trabaja aproximadamente 400 horas en la realización total del proyecto.
- El Director del Proyecto ha empleado en la supervisión y en la resolución de problemas aproximadamente 60 horas.

Además de los costes directos debidos a la mano de obra se asume que la empresa ha de contemplar un gasto del 7% de los costes directos asociado a costes indirectos tales como la electricidad, etc.

Tabla 2.4: Presupuesto parcial asociado a mano de obra

Costes Directos	13840 €
Costes Indirectos	968,8 €
Coste Total mano de obra	14808,8 €

2.2 Amortización del equipo informático empleado

En este segundo subapartado se expone el coste de amortización de los equipos empleados en el desarrollo del presente proyecto. Los equipos empleados son los que siguen:

- El ordenador empleado por el proyectando, en este caso un Macbook Pro bajo entorno OS X y Windows 7 con un procesador Intel Core i5 de 2,4 GHz, 8 Gb de RAM y 128 Gb de disco duro.
- El software empleado en las simulaciones, denominados *siCiclo* y *Calmec* de fabricación interna.
- El software empleado en la realización del trabajo, el correspondiente al más genérico del paquete Office de Microsoft y suite ofimática de Apple.

Tabla 2.5: Coste de amortización de los equipos empleados

Equipo	Coste de adquisición/fabricación (€)	Periodo de amortización/vida útil	Coste amortización anual	Coste amortización por horas	Tiempo de amortización (horas)	Coste total (€)
Ordenador	1250	4	312,5	0,17	400	68
Software interno	1500	4	375	0,21	80	16,8
Office Microsoft	540	4	135	0,074	320	23,68
Ofimática Apple	-	4	-	-	-	-
TOTAL						108,48

3. Presupuesto total

El presupuesto global del proyecto consiste en el sumatorio de los presupuestos parciales realizados con anterioridad, quedando todo detallado en la *Tabla 2.6*.

Tabla 2.6: Presupuesto de ejecución material

Coste de la mano de obra	14808,8 €
Coste de amortización de los equipos	108,48 €
Presupuesto de ejecución material	14917,28 €

Una vez realizado el cálculo del presupuesto de ejecución material para efectuar el presupuesto de inversión inicial resulta necesario añadir un 6% de gastos generales y un 10% de beneficio industrial.

Tabla 2.7: Presupuesto de inversión

Presupuesto de ejecución material	14917,28 €
Gastos generales (6%)	895,037 €
Beneficio industrial (10%)	1491,728 €
Presupuesto de inversión	17304,045 €

Por último se calcula el presupuesto en base de licitación o presupuesto total como la suma del presupuesto de inversión y de los impuestos que corresponden, en este caso un 21% de IVA.

Tabla 2.8: Presupuesto total

Presupuesto de inversión	17304,045 €
Impuesto sobre el valor añadido (21% IVA)	3633,85 €
Presupuesto base de licitación	20937,9 €

Por lo tanto el presupuesto total asociado a la optimización de un motor de 2 tiempos y pequeña cilindrada mediante simulación numérica es de:

Veinte mil novecientos treinta y siete euros con noventa céntimos.