



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN EN EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIÉSEL DE INYECCIÓN DIRECTA

AUTOR: SONIA DOMINGO ARTIEDA

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: DIEGO BLANCO CAVERO

Curso Académico: 2016-17

RESUMEN

En los últimos años los esfuerzos que la industria del automóvil ha hecho para mejorar el rendimiento de los motores diésel han sido considerables. La eficiencia en este tipo de motores ha tratado de mejorarse a través de diversas vías, pero dada la limitación en cuanto a mejoras de materiales y de reducción de pérdidas que existen, resulta de especial interés analizar en que medida afecta la forma de la Ley de Liberación de Calor a la hora de optimizar el rendimiento de un motor de encendido por compresión.

En el presente trabajo se va a analizar mediante el estudio de la Ley de Liberación de Calor qué efectos tiene sobre el rendimiento la transmisión de calor existente en un proceso de combustión y la aplicación de ciertas limitaciones termo-mecánicas necesarias. Para ello se hará uso de una herramienta de cálculo estadístico y un modelo predictivo. Ambas herramientas permitirán evaluar los efectos tanto de la transmisión de calor como de las limitaciones termo-mecánicas además de, bajo esas restricciones, optimizar el rendimiento indicado tras el proceso de combustión. Se evaluarán distintos puntos de operación del motor, obtenidos mediante ensayos experimentales, procurando tener una muestra representativa del funcionamiento real del mismo en todo el rango de operaciones. El objetivo final trata de, a parte de analizar los efectos de este tipo de limitaciones, hallar la forma que debería adquirir la Ley de Liberación de Calor en un proceso de combustión para optimizar su rendimiento bajo unas determinadas condiciones.

Palabras clave:

Ley de Liberación de Calor

Motor diésel

Modelo predictivo

Rendimiento

Modelo estadístico

Combustión

RESUM

En els últims anys els esforços que l' indústria de l'automòbil ha fet per a millorar el rendiment dels motors dièsel han segut considerables. La eficiència en aquest tipus de motors ha tractat de millorar-se a través de diverses vies , però veient la limitació de millores de materials y de reducció de pèrdues que existixen, resulta de especial interès analitzar en que mesura afecta la forma de la Llei de Alliberament de Calor a l'hora d'optimitzar el rendiment d'un motor d'encès per compressió.

En el present treball es va a analitzar per mitja del estudi de la Llei d'Alliberament de Calor quins efectes té sobre el rendiment la transmissió de calor existent en un procés de combustió y la aplicació de certes limitacions termo-mecàniques necessàries. Per això es farà ús d'una ferramenta de càlcul estadístic i un model predictiu. Ambdós ferramentes permetran avaluar els efectes tant de la transmissió de calor com de les limitacions termo-mecàniques a més de, davall eixes restriccions, optimitzar el rendiment indicat després del procés de combustió. S'avaluaran distints punts d'operació del motor, obtinguts per mitjà d'assajos experimentals, i que procuren formar una mostra representativa del funcionament real del mateix en tot el rang d'operació. L'objectiu final tracta de, a part d'analitzar els efectes d'aquest tipus de limitacions, trobar la forma que hauria d'adquirir la Llei d'Alliberament de Calor en un procés de combustió per a optimitzar el seu rendiment davall d'unes determinades condicions.

Paraules Clau:

Llei d'Alliberament de Calor

Motor dièsel

Model predictiu

Rendiment

Model estadístic

Combustió

ABSTRACT

Over the last years car industry's efforts to improve diesel engine efficiency have been remarkable. The efficiency in this kind of engines has been tried to be improved through many different ways, however concerning the existing limitations about material enhancement and loss reduction, it is particularly important to analyze to what extent combustion law shape affects the optimization of a compression-ignition engine.

Effects over the efficiency of heat transfer in a combustion process and the application of some necessary thermo-mechanical limitations, will be studied using the Combustion Law. For this purpose, a statistical and a predictive model will be used. Both of them will allow the evaluation of heat transfer and thermo-mechanical effects and, under this constraints, the optimization of combustion indicated efficiency. Different engine operation points will be evaluated, obtained by means of experimental tests. Those points try to include a representative sample of the actual operation in whole range. The final objective is, apart from analyzing constraint effects, to find the shape that should be acquired by Combustion law to optimize the efficiency under certain conditions.

Keywords:

Combustion law

Diesel Engine

Predictive model

Efficiency

Statistical model

Combustion

ÍNDICE GENERAL

Documento 1: Memoria

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1 Introducción	4
1.2 Motivación y antecedentes.....	5
1.2.1 Emisiones de dióxido de carbono	5
1.2.2 Reducción de las emisiones de dióxido de carbono	8
1.3 Objetivos.....	10
1.4 Estructura del documento.....	11
Bibliografía	12

2. IMPERFECCIONES DEL CICLO EN MCIA

2.1 Introducción	14
2.2 Degradación de la energía en un MCIA.....	14
2.3 Proceso de combustión en motores diésel	24
2.3.1 Introducción	24
2.3.2 Fases de la combustión diésel.....	25
Bibliografía	28

3. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y TEÓRICAS

3.1 Introducción	30
3.2 Herramientas experimentales	31
3.3 Herramientas teóricas	33
3.3.1 Herramienta de diagnóstico CALMEC.....	33
3.3.2 Herramienta predictiva siCiclo.....	34
3.3.3 Herramienta de cálculo. Algoritmos genéticos.....	36
3.3.3.1 Procedimiento de cálculo	37
Bibliografía	40

4. METODOLOGÍA

4.1 Introducción	42
4.2 Puntos de funcionamiento MCIA	43
4.3 Metodología de optimización	45
4.4 Parametrización de la dFQL.....	46
4.4.1 Flujo de trabajo	47
4.4.2 Parámetros de la Combustión.....	50
4.5 Mejora del modelo predictivo.....	54

5. RESULTADOS

5.1 Introducción	60
5.2 Proceso de combustión sin restricciones.....	60
5.3 Proceso de combustión con restricciones.....	71
5.3.1 Presión máxima.....	71
5.3.2 Gradiente de presiones máximo	80
5.3.1 Presión máxima y gradiente de presiones máximo.....	88
5.4 Conclusiones	97

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Conclusiones	100
6.2 Trabajos futuros	102

Documento 2: Presupuesto

1. PRESUPUESTO GENERAL

1.1 Justificación	108
1.2 Presupuestos parciales	108
1.2.1 Coste de la mano de obra	108
1.2.2 Amortización de equipos.....	110
1.3 Presupuesto total.....	111

ÍNDICE DE FIGURAS

Documento 1: Memoria

Figura 1.1: Emisiones de CO ₂ mundiales en función del sector	6
Figura 1.2: Diagrama de la obtención de biodiesel a través de aceites vegetales.....	9
Figura 2.1: Diagrama flujo explotación energética.....	15
Figura 2.2: Diagrama P-V de un ciclo de Carnot	17
Figura 2.3: Diagrama P-V de un ciclo Otto	18
Figura 2.4: Diagrama P-V de un ciclo optimizado	19
Figura 2.5: Diagrama P-V de un ciclo optimizado con restricciones	22
Figura 2.6: Comparación de un diagrama P-V	22
Figura 2.7: Diagrama tasa liberación de calor frente tasa de inyección.....	27
Figura 2.8: Diagrama secuencia inyección	27
Figura 3.1: Diagrama básico de las herramientas empleadas.....	30
Figura 3.2: Instalación experimental.....	32
Figura 3.3: Diagrama básico de funcionamiento de la herramienta de cálculo	37
Figura 3.4: Distribución aleatoria frente a Sobol.....	38
Figura 4.1: Mapa puntos de funcionamiento ensayados	44
Figura 4.2: Metodología de optimización.....	45
Figura 4.3: Diagrama flujo de trabajo	48
Figura 4.4: Fases de la combustión. Parámetros de entrada	51
Figura 4.5: Gráfica de las presiones ensayo 1500_14 de ambos modelos.....	56
Figura 4.6: Diagrama flujo de trabajo modelo predictivo mejorado	57
Figura 5.1: Gráfica de la FQL, ensayo 1500_3.....	61
Figura 5.2: Gráfica de la FQL, ensayo 3500_19.....	62
Figura 5.3: Gráfica de la dFQL, ensayo 1500_3.....	62
Figura 5.4: Gráfica de la dFQL, ensayo 3500_19.....	63
Figura 5.5: Gráfica de la presión, ensayo 1500_3.....	64
Figura 5.6: Gráfica de la presión, ensayo 3500_19	65
Figura 5.7: Gráfica de la temperatura, ensayo 1500_3.....	66

Figura 5.8: Gráfica de la temperatura, ensayo 3500_19.....	66
Figura 5.9: Diagrama P-V, ensayo 1500_3.....	67
Figura 5.10: Diagrama P-V, ensayo 3500_19	67
Figura 5.11: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax 1500_14.....	72
Figura 5.12: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax 3500_19.....	72
Figura 5.13: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax 1500_14.....	73
Figura 5.14: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax 3500_19.....	73
Figura 5.15: Gráfica de la presión, ensayo Pmax 1500_14.....	75
Figura 5.16: Gráfica de la presión, ensayo Pmax 3500_19.....	76
Figura 5.17: Diagrama P-V, ensayo Pmax 1500_14.....	77
Figura 5.18: Diagrama P-V, ensayo Pmax 3500_19.....	77
Figura 5.19: Gráfica de la FQL, ensayo GradP 1500_14	80
Figura 5.20: Gráfica de la FQL, ensayo GradP 3500_19	81
Figura 5.21: Gráfica de la dFQL, ensayo GradP 1500_14	81
Figura 5.22: Gráfica de la dFQL, ensayo GradP 3500_19	82
Figura 5.23: Gráfica de la presión, ensayo GradP 1500_14.....	83
Figura 5.24: Gráfica de la presión, ensayo GradP 3500_19.....	84
Figura 5.25: Diagrama P-V, ensayo GradP 1500_14	85
Figura 5.26: Diagrama P-V, ensayo GradP 3500_19	85
Figura 5.27: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax y GradP 1500_14.....	88
Figura 5.28: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax y GradP 3500_19.....	89
Figura 5.29: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax y GradP 1500_14.....	90
Figura 5.30: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax y GradP 3500_19.....	90
Figura 5.31: Gráfica de la dFQL ampliada, ensayo Pmax y GradP 1500_14	91
Figura 5.32: Gráfica de la dFQL ampliada, ensayo Pmax y GradP 3500_19	91
Figura 5.33: Gráfica de la presión, ensayo Pmax y GradP 1500_14	93
Figura 5.34: Gráfica de la presión, ensayo Pmax y GradP 3500_19.....	93
Figura 5.35: Diagrama P-V, ensayo Pmax y GradP 1500_14.....	94
Figura 5.36: Diagrama P-V, ensayo Pmax y GradP 3500_19.....	95

ÍNDICE DE TABLAS

Documento 1: Memoria

Tabla 3.1: Características del motor.....	31
Tabla 5.1: Resumen ensayos 1500_3	68
Tabla 5.2: Resumen ensayos 3500_19	69
Tabla 5.3: Resumen todos los puntos ensayados	70
Tabla 5.4: Resumen ensayo Pmax 1500_14	78
Tabla 5.5: Resumen ensayo Pmax 3500_19	78
Tabla 5.6: Resumen todos los puntos ensayados	79
Tabla 5.7: Resumen ensayo GradP 1500_14.....	86
Tabla 5.8: Resumen ensayo GradP 3500_19.....	86
Tabla 5.9: Resumen todos los puntos ensayados	87
Tabla 5.10: Resumen ensayo Pmax y GradP 1500_14.....	96
Tabla 5.11: Resumen ensayo Pmax y GradP 3500_19.....	96
Tabla 5.12: Resumen todos los puntos ensayados	98

Documento 2: Presupuesto

Tabla 1.1: Bases de cotización	109
Tabla 1.2: Coste de la mano de obra por hora para la empresa	109
Tabla 1.3: Coste de la mano de obra del proyecto para la empresa	110
Tabla 1.4: Presupuesto parcial asociado a la mano de obra	110
Tabla 1.5: Coste de amortización de los equipos	111
Tabla 1.6: Presupuesto de ejecución material.....	111
Tabla 1.7: Presupuesto de inversión	112
Tabla 1.8: Presupuesto total.....	112

DOCUMENTO 1:
MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1 Introducción	4
1.2 Motivación y antecedentes	5
1.2.1 Emisiones de dióxido de carbono	5
1.2.2 Reducción de las emisiones de dióxido de carbono	8
1.3 Objetivos.....	10
1.4 Estructura del documento.....	11
Bibliografía	12

1.1 INTRODUCCIÓN

La combustión es el proceso químico más habitual empleado en la obtención de trabajo a través de la generación de calor. Aquellos dispositivos a través de los cuales es posible obtener trabajo a partir de un aporte calórico reciben el nombre genérico de máquinas térmicas. Una de las principales máquinas térmicas existentes en la actualidad son los motores de combustión interna alternativos –MCIA–, los cuales son, además, uno de los pilares básicos de la actual sociedad ya que representan la casi totalidad de las máquinas térmicas empleadas en el sector del transporte.

Esta relevancia hace de vital importancia que se investigue y desarrolle el proceso de combustión que tiene lugar en este tipo de máquinas, de manera que se siga mejorando la eficiencia de los motores actuales, favoreciendo de este modo una evolución y desarrollo sostenible.

Pese a la importancia de mejorar la eficiencia de los motores térmicos en general, el presente trabajo se ha centrado en la mejora de los motores de encendido por compresión (MEC) o diésel. Esta tecnología juega un papel importante en la sociedad actual y es que este tipo de motores son una parte básica del transporte de mercancías y personas, además de estar presentes en la industria, la generación de energía eléctrica, etc.

En el caso del transporte de personas, el uso de los motores de encendido por compresión implica una serie de ventajas para el usuario, como puede ser un menor consumo de combustible que su principal competidor, el motor de encendido provocado, su durabilidad y su seguridad. No obstante este tipo de motores supone una grave agresión hacia el medio ambiente y, a día de hoy, todavía no se ha encontrado una solución definitiva a esta problemática.

Debido a la envergadura del problema, es importante detectar y analizar las causas de este impacto ambiental para así poder limitarlos en las nuevas generaciones de motores. No es posible abordar toda la cuestión en un solo trabajo, por lo que en el presente se van a centrar los esfuerzos en la reducción de emisiones de dióxido de carbono.

Una vez se entiende la importancia que tienen los motores de combustión en la sociedad actual y, más concretamente, la importancia que tienen los motores de encendido por compresión, se va a tratar de explicar en los apartados que siguen a este los motivos que llevan a conducir las investigaciones hacia la mejora de la eficiencia de estos. De esta manera podrán mejorarse sus prestaciones al mismo tiempo que se cumplen los, cada vez más restrictivos, límites impuestos.

1.2 MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES

Actualmente el cambio climático es uno de los temas más serios y que más controversia genera en la actualidad. La problemática que rodea a los gases que provocan el efecto invernadero es compleja dado la diversidad de actores que intervienen así como la cantidad de diferentes estrategias que podrían tomarse. No obstante, el objetivo es evidente, para garantizar el futuro de las generaciones venideras es fundamental una reducción de las emisiones.

El cambio climático se produce por un aumento en la concentración de los gases que afectan a la absorción de la energía de la radiación terrestre. Esta retención energética ocurre de manera natural y es la que permite que se pueda habitar el planeta y que la temperatura en él sea lo suficientemente elevada. No obstante, algunas actividades humanas han provocado un crecimiento de dichas concentraciones causando un aumento de la temperatura media del planeta.

Este incremento ha desencadenado en que las leyes encargadas de regular las emisiones contaminantes sean cada vez más exigentes, y que cada vez se tenga más presente la necesidad de controlar aquellas sustancias que de algún modo puedan ser nocivas para el entorno.

La concienciación de la sociedad así como el nuevo marco legislativo cada vez más restrictivo hacen que sea necesario el desarrollo y la mejora de las técnicas de combustión. Se trata de mejorar la eficiencia de los motores de combustión de modo que puedan reducirse las emisiones hasta alcanzar valores razonables que cumplan con los objetivos estipulados.

1.2.1 Emisiones de dióxido de carbono

En este apartado se va a tratar de explicar de la manera más clara posible las razones que provocan que el dióxido de carbono sea uno de las principales preocupaciones en cuanto a emisiones de los motores de combustión. De esta manera se trata de dar al lector una idea general del problema y de valorar la importancia de trabajos como el presente.

En primer lugar se debería tener en cuenta que la molécula de dióxido de carbono no es una molécula contaminante en sí misma, pero si que es una de los principales motivos del efecto invernadero, causante del cambio climático y el calentamiento global. Esta molécula es un producto propio del proceso de combustión y esta relacionado directamente con el consumo de combustible. Puesto que la gran mayoría de los vehículos que circulan actualmente funcionan con combustibles derivados del petróleo, estos son por tanto grandes emisores de CO₂.

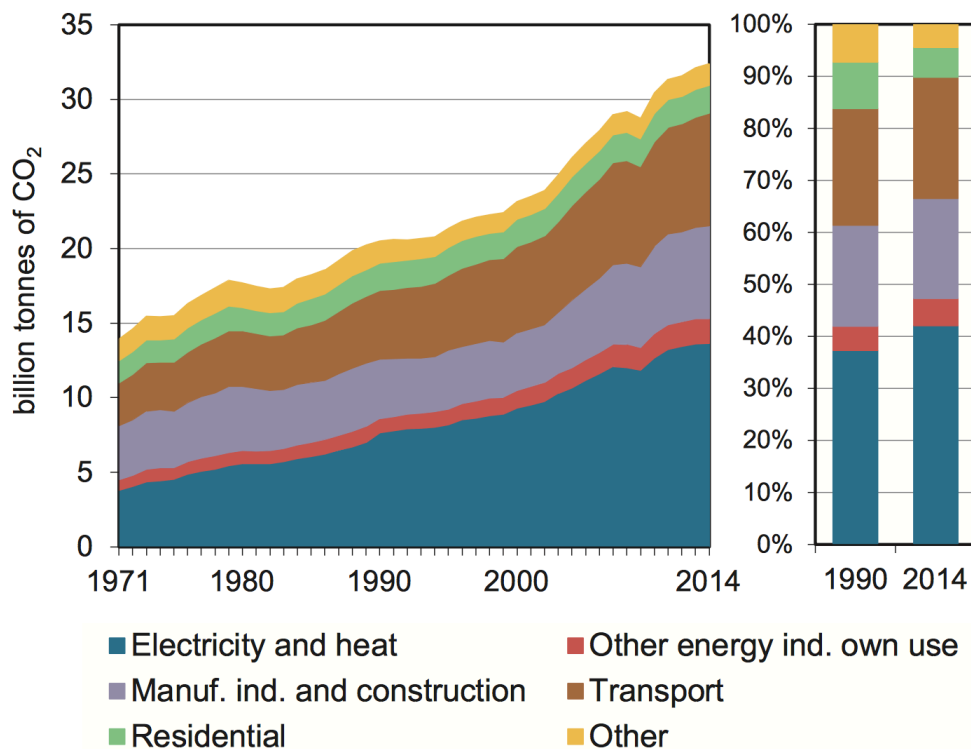


Figura 1.1: Emisiones de CO₂ mundiales en función del sector
Fuente: CO₂ from fuel combustion highlights (2016 Edition)

Se puede ver como las tendencias que se seguían en 1990 se han mantenido aproximadamente en el 2014 y como el transporte representa aproximadamente un 20% de emisiones totales mundiales de CO₂.

Los vehículos contribuyen de forma importante en las emisiones de CO₂ y en el agotamiento de los productos petrolíferos, esto añadido al aumento de población mundial y al desarrollo de nuevas potencias supone un aumento sin precedentes en la cantidad de emisiones nocivas y en el agotamiento del petróleo. Estos factores implican, y dado el papel que juega el transporte, que se vuelva necesaria una mejora en la eficiencia de los motores térmicos de combustión, de manera que se puedan reducir las emisiones de dióxido de carbono y el propio consumo del vehículo.

Uno de los primeros pasos que se dieron hacia la regulación de las emisiones de gases de efecto invernadero tuvo lugar a través del Protocolo de Kioto. Este acuerdo internacional tiene por objeto la reducción de los seis gases de efecto invernadero que contribuyen en mayor medida al calentamiento global, entre ellos, el dióxido de carbono. El carácter de este acuerdo fue desde el principio global, de manera que los objetivos marcados debían cumplirse en conjunto por todos los países participantes en la convención de Kioto, siendo la implicación de cada país impuesta función de sus niveles de emisiones originales.

Si bien es cierto que el Protocolo de Kioto se encarga de regular todas las emisiones de gases de efecto invernadero, y que la mayor contribución a escala mundial es la producción de calor y electricidad, también lo es que este acuerdo afecta gravemente a los motores de combustión interna ya que, como se ha visto en el apartado anterior, el sector del transporte contribuye en aproximadamente un 20% a nivel mundial.

Dado que la normativa encargada de la regulación de las emisiones de dióxido de carbono de los vehículos no era de obligado cumplimiento y el carácter de las limitaciones impuestas a fabricantes de vehículos era voluntario, muchos de ellos no las aplicaron y las reducciones de emisiones no fueron las esperadas, llegando incluso a aumentar tras la firma del tratado.

Al ver que los fabricantes no reducían las emisiones voluntariamente, la Comisión Europea decidió imponer una reducción de emisiones progresiva que se volvería más restrictiva con el paso de los años, de tal forma que se pudiesen alcanzar los objetivos globales. Estas restricciones se recogen en la *norma europea sobre emisiones contaminantes (Norma Euro)* y se encarga de regular los límites aceptables de emisiones de los vehículos nuevos vendidos en los Estados Miembros de la Unión Europea.

El del método de ensayo empleado en la regulación de las emisiones de dióxido de carbono también genera cierta controversia. El que se empleaba hasta ahora para el control de dichas emisiones era el conocido como NEDC (New European Driving Cycle).

Este ensayo consiste en la simulación de cuatro ciclos de conducción urbanos y uno extra-urbano que tratan de simular tanto la conducción por ciudad como por carretera. Estos ensayos se realizan en laboratorio, en condiciones controladas y perfectamente reproducibles. Además, el ya antiguo NEDC, no representa las condiciones más dinámicas de conducción de los vehículos actuales, más potentes y pesados que cuando se definió el ensayo, por lo que el patrón que se suponía representativo, ya no lo es. Debido a esto, actualmente los vehículos consumen y emiten mucho más circulando con normalidad que lo que indican los fabricantes.

Por este motivo, los grupos internacionales encargados de definir los reglamentos aplicables en los vehículos han desarrollado en los últimos años dos nuevos procedimientos de ensayo de vehículos. El *WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedures)* que es un ciclo de homologación de consumo y el *RDE (Real Driving Emissions)* para la medición de emisiones contaminantes reguladas. Ambos tratan de simular situaciones de conducción más realistas, con condiciones ambientales más duras, recorridos más largos, velocidades más elevadas, frenadas más bruscas, etc. El primero de ellos con ensayos en laboratorio y en condiciones más dinámicas y realistas, tratando de cubrir todo el espectro de vehículos. El segundo consiste en la realización de ensayos bajo condiciones reales, mediante un sistema portátil de medida de emisiones.

Se estima que con este tipo de ensayos, tanto los consumos como los niveles de emisiones, darán más elevados para un mismo vehículo que los valores que proporcionaba el antiguo NEDC. De este modo, para poder homologar vehículos y cumplir con los niveles de emisiones será necesaria una mejora en las eficiencias de los motores de combustión interna. Aún a pesar de que este nuevo ciclo de ensayos se realiza con condiciones más duras y realistas que el anterior, la mayoría de autores afirman que los resultados todavía se encontrarán por debajo de la realidad, aunque si mucho más próximos de lo que estaban antes.

Por tanto, y en vista del endurecimiento de los ciclos de homologación de los vehículos y de los límites de emisiones, parece necesario encontrar soluciones que las reduzcan notablemente.

1.2.2 Reducción de las emisiones de dióxido de carbono

Para la reducción de las emisiones de dióxido de carbono en el ámbito del transporte existen diversas alternativas, aunque todas ellas tienen como objetivo común tratar de quemar menos combustible fósil obteniendo la misma potencia efectiva en el motor de combustión.

Tal y como se ha mencionado unos párrafos arriba, esta molécula es un producto inevitable de la combustión de hidrocarburos por lo que, para reducir las emisiones, es necesario quemar una menor cantidad de combustible fósil. Esto implica que cualquier pérdida energética que exista en el vehículo supondrá un incremento en el CO₂ emitido. Estas pérdidas tienen diversos orígenes, pero cerca de un 70% de todas las pérdidas existentes en un vehículo se encuentran en el motor.

Las mencionadas alternativas que tratan de quemar menos combustible para obtener la misma potencia específica pasan por mejorar el rendimiento efectivo, —bien con una mejora del rendimiento indicado a través de una optimización del proceso de combustión, reduciendo las pérdidas ligadas a esta eficiencia, o bien con una mejora del rendimiento mecánico—, la hibridación o la utilización de biocombustibles (o carburantes con baja concentración de carbono y por tanto menor potencial de generación de CO₂, como gas natural, hidrógeno...).

En el caso del empleo de biocombustibles que sustituyan a los derivados del petróleo sus propiedades son muy similares a las del diésel convencional lo que implica que estos también tengan como producto de la combustión el dióxido de carbono. No obstante, y dada la manera en la que se obtienen, a partir de aceites vegetales, se considera que en el ciclo total que va desde el crecimiento de la planta hasta la obtención del biodiésel y el proceso de combustión, las emisiones de CO₂ se reducen hasta prácticamente anularse.

A día de hoy, y pese a que si que se impone un porcentaje de biodiesel mezclado con diésel convencional (muy reducido, de entorno al 10%), parece difícil que se aumente el uso de este producto, debido a los inconvenientes ligados a la producción y el uso del mismo.

En primer lugar, el rendimiento en cuanto a la producción de aceites vegetales varía mucho según el tipo de cultivo —se puede hablar desde 375 kilos de aceite por una hectárea de soja hasta 5000 kilos de aceite por una hectárea de palma—. Esto implica que exista una gran diferencia comparativa en función de la capacidad de cada país en cuanto a la tipología de cultivo que pueda utilizar para cultivos energéticos.

Además, actualmente existen dos vías para la elaboración de biodiesel, la primera de ellas a través del reciclaje de aceites vegetales empleados por el usuario común y, la segunda, destinando cultivos específicos para ello. Puede entenderse como un uso masivo de este tipo de biocombustibles podría llegar a provocar una subida de los precios de alimentos básicos, debido al desuso de grandes zonas de cultivo para producción alimentaria e incluso llevar a la destrucción de entornos naturales de gran diversidad.

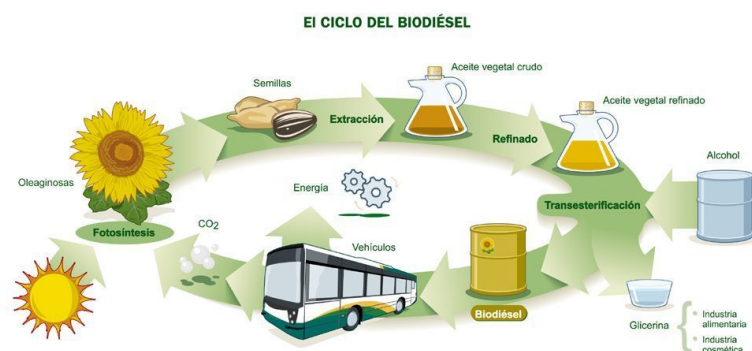


Figura 1.2: Diagrama de la obtención del biodiesel a través del reciclaje de aceites vegetales

Fuente: Ecointeligencia

En cuanto a los vehículos híbridos o eléctricos no está tan claro que realmente se reduzcan tan drásticamente las emisiones de CO₂ a la atmósfera. Si bien es cierto que este tipo de motores obtienen la energía mecánica necesaria para impulsar el vehículo de manera total o parcial a partir de una batería eléctrica y que, evidentemente, en el ciclo energético no se emiten moléculas de CO₂ (o se reducen en el caso de los híbridos), también es cierto que hay que tener en cuenta de dónde proviene la energía eléctrica que emplean dichos vehículos.

Si lo que tratamos de reducir son las emisiones de dióxido de carbono en el ciclo total de vida del vehículo, es necesario tener en cuenta este factor, de manera que para asegurar que realmente las emisiones se han reducido es necesario emplear en la obtención de la energía eléctrica fuentes de energía renovables, y en ningún caso esta energía debería provenir de combustibles fósiles. Es cierto que este tema puede generar una gran polémica, pero no se

debería perder de vista el ciclo completo y la necesidad de tener en cuenta los diversos agentes que participan en el, para poder entonces estimar de cuánto son las reducciones en emisiones que realmente se están produciendo.

Dicho todo esto, es cierto que existen otras opciones capaces de reducir o eliminar las emisiones de dióxido de carbono de los vehículos de combustión, pero se puede afirmar que estas no son lo suficientemente potentes como para descartar los estudios que lleven a la mejora de la eficiencia de la combustión convencional.

Se trata pues de encontrar aquellos caminos que llevan hacia una mejora en la eficiencia de los motores de combustión interna, de manera que puedan reducirse estas emisiones perjudiciales para el medio ambiente así como reducir el consumo del vehículo, parámetro de gran interés para el usuario y el fabricante. Son pues estas dos motivaciones las que llevan al desarrollo del presente trabajo fin de máster.

1.3 OBJETIVOS

Una vez contextualizados los motivos que llevan la realización de este trabajo pueden exponerse los objetivos del mismo.

El objetivo principal consiste en la evaluación del efecto de distintas imperfecciones existentes en los procesos de combustión reales sobre el rendimiento indicado. Esta evaluación se realizará a través de un estudio que procura mejorar dicha variable en los motores de encendido por compresión y, tal y como se verá en apartados posteriores, será analizando fundamentalmente la influencia que tiene sobre el rendimiento indicado la posición y la forma de la ley de liberación de calor.

Este estudio trata de optimizar dicha ley mediante diferentes herramientas teóricas y experimentales, así como ampliar el conocimiento existente sobre la influencia de diversos parámetros característicos de un proceso de combustión. De este modo se procurará maximizar el rendimiento del ciclo teórico, teniendo en cuenta las limitaciones físicas y mecánicas actuales, lo que llevará a una consecuente reducción de emisiones y de consumo.

Una vez estudiada la ley de combustión teórica se podrán proponer estudios futuros que lleven hacia una mejora en los ciclos de combustión reales, en busca de arrojar algo de luz en el camino a seguir por los fabricantes.

1.4 ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

El presente documento se corresponde con la memoria de un trabajo final de master y se ha estructurado como sigue.

En primer lugar se ha realizado una introducción con el fin de poner en situación al lector sobre cuáles han sido los motivos globales que han llevado a la determinación de realizar un estudio como el presente. Le sigue un capítulo dos que trata de contextualizar e introducir los conceptos básicos pero necesarios para poder seguir el hilo del trabajo. Estos conceptos incluyen desde una valoración acerca de los grados de imperfección en distintos ciclos de trabajo de un motor térmico, hasta una explicación de las fases que tienen lugar en un ciclo de combustión de un motor de encendido por compresión convencional.

Una vez justificado y contextualizado el proyecto, se comienza con la parte técnica del mismo. Esta parte consta en primer lugar de una explicación detallada de las herramientas que han sido necesarias en la elaboración, tanto las experimentales como las teóricas. Se comenzará con una breve explicación de las herramientas experimentales por ser las primeras en ser utilizadas. Seguidamente se hablará de las herramientas teóricas utilizadas que son, tal y como se verá en el apartado correspondiente, mucho más fundamentales para el presente estudio que las anteriores.

Tras conocer dichas herramientas, será posible explicar la metodología empleada con el fin de dar veracidad a los resultados, los cuales finalmente serán expuestos y debidamente justificados en el capítulo cinco. Finalmente se extraerán diversas conclusiones y se propondrán algunos posibles trabajos futuros.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] García, Daniel. «*Aportación al modelado de emisiones y consumo basado en la señal de presión en el cilindro en motores diésel*». Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Enero 2016.
- [2] Hernández, Leonor. «*Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores diésel de automoción mediante redes neuronales artificiales*». Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Julio 2004.
- [3] Domingo, Sonia. «*Optimización del rendimiento de un motor de dos tiempos y pequeña cilindrada mediante simulación numérica*». Trabajo Final de Grado, Universidad Politécnica de Valencia, Julio 2015.

2. IMPERFECCIONES DEL CICLO EN MCIA

2.1 Introducción	14
2.2 Degradación de la energía en un MCIA.....	14
2.3 Proceso de combustión en motores diésel	24
2.3.1 Introducción	24
2.3.2 Fases de la combustión diésel.....	25
Bibliografía	28

2.1 INTRODUCCIÓN

En esta etapa del presente trabajo final de master se va a tratar de contextualizar el desarrollo del mismo de manera que, en un primer lugar, se estudiarán los diferentes grados por los que pasa un ciclo de combustión en cuanto a obtención de energía se refiere. Entendiéndose como primer grado la energía que alberga el combustible debido a sus propiedades químicas, y como último el trabajo que es posible obtener en un motor térmico. De esta forma será posible evaluar las distintas pérdidas energéticas que se dan en un ciclo de combustión, así como se podrá situar al lector el lugar en el que se encuentran los estudios realizados.

Esta fase es fundamental para comprender la metodología seguida en el desarrollo del trabajo dado que, tal y como se ha comentado en el apartado anterior, uno de los objetivos principales consiste en optimizar el rendimiento indicado en un proceso de combustión teórica. Para ello es necesario evaluar en qué grado afectan a la citada variable las distintas imperfecciones presentes en un proceso de combustión convencional.

Una vez evaluada la importancia de dichas imperfecciones, será posible aplicar algunas limitaciones necesarias en el estudio, obteniéndose finalmente un modelo de combustión teórica optimizado y que trata de aproximarse a la realidad.

Además para tener una visión más general y acertada del presente estudio se procederá con una descripción conceptual del proceso de combustión de un motor de encendido por compresión con ayuda de la Ley de Liberación de Calor. Será esta ley pues, el eje central sobre el que se desarrollará todo el proyecto de investigación y, a partir de la cual, se evaluarán las posibles imperfecciones de un ciclo real sobre el rendimiento indicado. Además se estudiarán posibles mejoras dentro del ciclo teórico de combustión, tratándose de determinar las fronteras de rendimiento de un motor de encendido por compresión bajo diferentes límites operacionales.

2.2 DEGRADACIÓN DE LA ENERGÍA EN MCIA

Tal y como se ha mencionado en la introducción, en el presente apartado se va a describir conceptualmente y a grandes rasgos los distintos grados de explotación energética que tienen lugar en un proceso térmico, y más concretamente, en el que ocurre dentro de un motor de combustión interna. Estos grados hacen referencia a las distintas pérdidas e imperfecciones que existen, por las cuales no es posible transformar toda la energía disponible en el combustible en trabajo indicado.

Para dicha explicación será de gran ayuda el siguiente esquema:

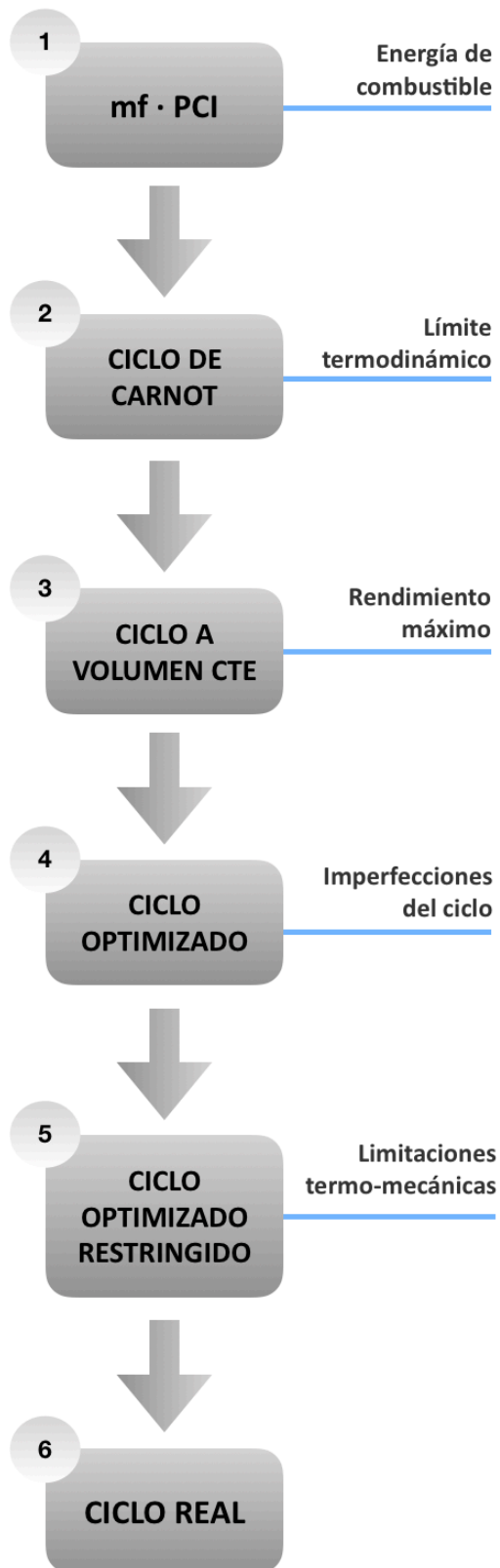


Figura 2.1: Diagrama flujo explotación energética

Siguiendo el orden del esquema:

- *ENERGÍA DEL COMBUSTIBLE.*

El primer término energético al que se hace referencia se corresponde con toda la energía disponible en el combustible, es decir, la potencia térmica disponible. Este término hace referencia a la cantidad de fuel introducida en la cámara de combustión y a las propiedades químicas del mismo, que definen su poder calorífico inferior. Representa toda la energía que el combustible alberga en base a sus propiedades físico-químicas principales.

- *CICLO DE CARNOT*

Las leyes de la termodinámica explican la imposibilidad de aprovechar toda la energía disponible en el fluido, por ello a partir de la energía albergada en el combustible se comienzan a desarrollar distintos ciclos térmicos mediante los cuales será posible la obtención final de trabajo. Estos ciclos comienzan en el más ideal y se van desarrollando hasta alcanzar aquel que tendría lugar en un motor de combustión interna.

El ciclo de Carnot se define como un proceso cíclico reversible que utiliza un gas perfecto y que consta de dos transformaciones isotérmicas y dos adiabáticas. Modela de forma ideal el comportamiento de cualquier máquina térmica e impone el límite termodinámico existente entre dos focos a distinta temperatura, constituyendo el ciclo de mayor rendimiento en máquinas de este tipo.

Dicho rendimiento viene dado por:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Como puede observarse, y dado la idealidad del ciclo, la eficiencia depende tan solo de la diferencia entre las temperaturas del foco caliente y el foco frío.

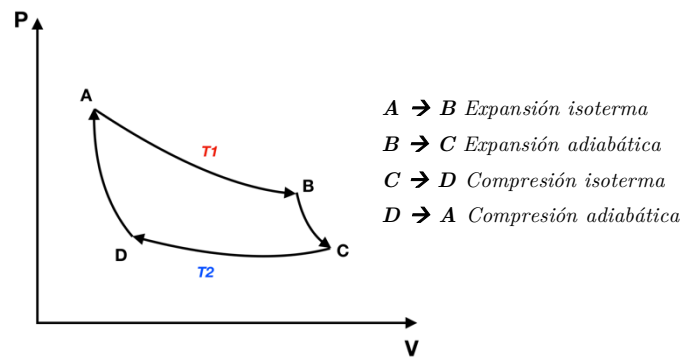


Figura 2.2: Diagrama P-V de un ciclo de Carnot

- *CICLO A VOLUMEN CONSTANTE*

Tal y como se acaba de mencionar a través del ciclo de Carnot, existen unos límites termodinámicos para la obtención de trabajo mediante el aporte de calor en una máquina térmica impuestos ciertamente por una diferencia de temperaturas. No obstante, este límite físico queda muy lejos de la realidad de los procesos térmicos.

El siguiente paso en el desarrollo de los diferentes grados existentes en la obtención de energía a partir de un foco térmico, aplicado a los motores de combustión interna, es el ciclo a volumen constante, también denominado Ciclo Otto. El mismo es una aproximación teórica de un ciclo ideal en un motor de combustión. A pesar de que existen otros ciclos teóricos ideales (Diesel, Sabathé...), el Ciclo Otto es el que proporciona mayores eficiencias proporciona. En este caso el rendimiento viene dado por:

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad ; \quad r^{\gamma-1} = \frac{V_a}{V_b}$$

Siendo r la relación de compresión o relación entre el volumen al inicio de la fase de compresión y el volumen al final de ella y γ el coeficiente adiabático.

Tal y como se ve en el diagrama P - V mostrado a continuación, el proceso de combustión consta de las siguientes fases:

1. Admisión: dada la idealidad de este ciclo, la entrada de mezcla en la cámara de combustión se modela como una expansión a presión constante, igualándose la presión de dentro de la cámara a la de fuera ($E \rightarrow A$).
2. Compresión: se considera que el proceso en el que el pistón sube y comprime la mezcla es un proceso isoentrópico y que ocurre lo suficientemente rápido como para que no sea capaz de intercambiar calor con el exterior y, por lo tanto, sea una transformación adiabática y reversible ($A \rightarrow B$).
3. Combustión: toda la energía liberada se queda en el cilindro y no existen pérdidas de calor, se sustituye un proceso de combustión por un proceso de aporte de calor reversible. En esta transformación se calienta de manera brusca el aire, incrementando la temperatura a volumen constante ($B \rightarrow C$).
4. Expansión: la alta temperatura alcanzada en la fase anterior provoca que desplazamiento del pistón y la obtención de trabajo en el motor. Se considera que es un proceso en el que no hay pérdidas de calor debido a la velocidad a la que sucede el mismo, por lo que de nuevo se establece un proceso adiabático y reversible ($C \rightarrow D$).
5. Escape: en la fase de escape de un ciclo Otto se considera que la cantidad de aire que sale es la misma que la que entra en la fase de admisión, por tanto, para el balance energético, se entiende que la masa de aire es idéntica y que tan solo se ha enfriado. Dicho enfriamiento ocurre en dos fases, una primera a volumen constante ($D \rightarrow A$), y una segunda a presión constante ($A \rightarrow E$).

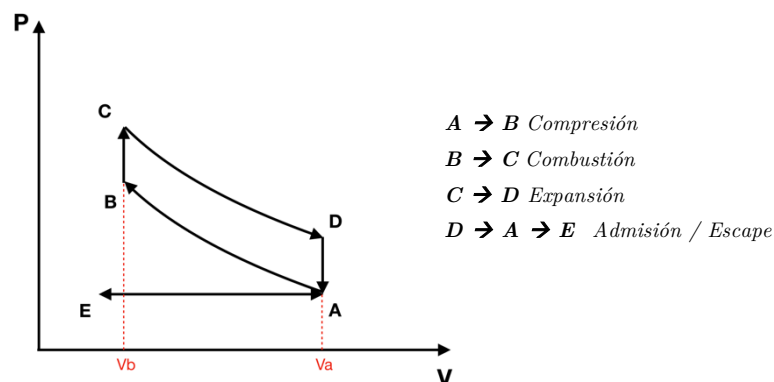


Figura 2.3: Diagrama P-V de un ciclo Otto

Todos los procesos descritos en el ciclo a volumen constante son ideales y reversibles, gracias a los cuales es posible obtener el mayor rendimiento posible para una combustión teórica.

- *CICLO OPTIMIZADO*

Una vez evaluada la aproximación teórica ideal del proceso de combustión que tiene lugar en un motor de combustión interna, es momento de añadir a este ciclo ciertas imperfecciones que se dan en los procesos de combustión reales, con el fin de, en capítulos posteriores, evaluar la importancia de las mismas y tratar de paliar sus efectos para ser capaces de optimizar el rendimiento indicado en la medida de lo posible.

En el diagrama P-V mostrado a continuación resulta sencillo observar las diferencias que existen entre, un ciclo con algunas de las imperfecciones propias de un proceso de combustión real y un ciclo teórico ideal como el explicado en el punto anterior. Es necesario puntualizar que, en mencionado diagrama, no se ha representado el trabajo de bombeo puesto que los parámetros que son de interés en el presente estudio son aquellos que hacen referencia al ciclo indicado. Las variables indicadas se refieren al ciclo cerrado del motor y no tienen en cuenta la disipación de energía mecánica en el mismo, —ni el trabajo de bombeo, ni los rozamientos mecánicos, ni el accionamiento de auxiliares—, por este motivo no se ha considerado necesario representar el lazo de trabajo referente a los mismos.

El ciclo mostrado corresponde con uno aproximadamente real que incluye todas aquellas deficiencias que son, a todos los efectos, físicamente imposibles de evitar. Todos estos defectos se producen en las transformaciones termodinámicas que se dan en el proceso de combustión dentro de un motor térmico. Con ciclo aproximadamente real se quiere aludir al hecho de que, pese a incluir los citados defectos, no se han incluido limitaciones mecánicas ni de emisiones, lo que implica que todavía no se corresponda con un ciclo real de trabajo.

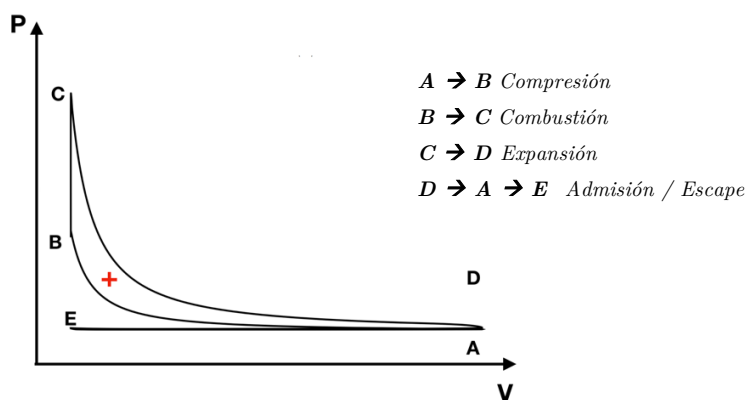


Figura 2.4: Diagrama P-V de un ciclo optimizado

En primer lugar, existen imperfecciones que ocurren directamente en la etapa de combustión ligadas a:

- *Inquemados.* La existencia de inquemados en un ciclo real de combustión ocurre debido a que no se trata de un proceso energético perfecto y, al final de la combustión, algunas transformaciones químicas no han ocurrido, dando lugar a la existencia de partículas de combustible sin reaccionar. Esto implica que toda la potencia térmica de la que se creía disponer no será liberada, siendo ésta menor de la que se había supuesto a priori.
- *Transmisión de calor.* En el ciclo ideal se supone que los cambios energéticos suceden de manera adiabática y reversible y esto es, ciertamente, imposible. Es factible asumir la etapa de compresión a una transformación adiabática y que esta no resulte demasiado exagerada. La duración del proceso es corta y la diferencia de temperaturas entre las paredes de la cámara y el fluido no es demasiado elevada, por lo que no es una fase en la que haya demasiada transmisión de calor. En cambio, en la etapa de expansión, cuando el combustible ya ha reaccionado químicamente, el comportamiento que adquiere el fluido se dista notablemente del comportamiento teórico ideal que se ha asumido. En este caso, los gases se encuentran a temperaturas muy elevadas y la diferencia con la temperatura existente en las paredes de la cámara es elevada, por lo que se dan pérdidas significativas de calor.
- *Propiedades del gas.* El comportamiento del fluido en la cámara de combustión difiere mucho del comportamiento que tendría un gas perfecto. Debido a las propiedades de los gases perfectos el rendimiento obtenido en procesos equivalentes con este tipo de fluidos es mucho mayor al obtenido con la mezcla aire/combustible. En un primer momento la composición de la mezcla dentro de la cámara de combustión está constituida por aire y combustible y, a medida que la combustión avanza, esta composición va variando debido a las reacciones químicas que tienen lugar.
- *Gestión del aire.* Una distribución no-uniforme del aire dentro de la cámara de combustión supone que la mezcla aire-combustible sea heterogénea, lo que implica una reducción de la eficiencia debida a este fenómeno. Además existen unas pérdidas por *blow-by* — o pérdidas de aire a través de las juntas de los elementos constructivos del bloque motor— que también provocan pérdidas energéticas.

Todas estas imperfecciones van ligadas a la transformación energética que tiene lugar en un motor de combustión interna y que, a día de hoy, son imposibles de evitar. Todo ello hace que sea de vital importancia tenerlas en cuenta a la hora de estudiar procesos de combustión teóricos, de modo que sea posible evaluar ciertas mejoras y que estas sean de aplicación en procesos de combustión reales.

- *CICLO OPTIMIZADO CON LIMITACIONES*

Por último, en este ciclo se van a incluir, a parte de las imperfecciones resumidas en el punto anterior, aquellas limitaciones que vienen impuestas bien por exigencias mecánicas, por legislación o incluso por confort del posible futuro usuario. Dichas limitaciones tienen, tal y como se verá en capítulos posteriores, una repercusión directa sobre los valores de rendimiento alcanzados.

En primer lugar, se hace notar la necesidad de que, en todos los puntos de funcionamiento del motor, éste ha de resistir todas aquellas sollicitaciones termo-mecánicas a las que esté sometido. Esto significa que tanto la presión máxima como la temperatura máxima que se alcancen en la cámara no deben en ningún caso sobrepasar los límites impuestos por la resistencia mecánica del material de fabricación.

Las limitaciones termo-mecánicas referidas a los valores que alcanza la presión máxima en cámara son mucho más exigentes que las referidas a la temperatura máxima. Por ello, a la hora de simular procesos de combustión teóricos en un MCIA, es fundamental tener presente dicho límite. Como se verá en capítulos posteriores, esta limitación mecánica se ha tenido muy presente en el desarrollo del estudio y supondrá, en algunos puntos de funcionamiento, considerables reducciones en cuanto a rendimiento.

En segundo lugar, se deberán tener en cuenta los valores alcanzados por el gradiente de presiones máximo. El gradiente de presiones equivale a ruido y, pese a que también supone unas exigencias termo-mecánicas, se ha de valorar y tener muy en cuenta la importancia de la satisfacción del usuario final así como la de los usuarios de la vía en general. Dicha satisfacción pasa por que existan unos límites en cuanto a ruidos producidos por el motor de combustión lo que, como se acaba de adelantar, supone una limitación en cuanto al gradiente de presiones.

Por último, será necesario controlar los niveles de emisiones contaminantes producidos en la transformación energética, —principalmente los óxidos de nitrógeno (NO_x)—, dado que la legislación vigente a día de hoy es muy restrictiva y exigente en estos términos. La formación de este contaminante en concreto depende totalmente de las reacciones químicas que tienen lugar en la cámara, por lo que el perfil adquirido por la Ley de Liberación de Calor, será

determinante a la hora de cuantificar la formación de dicho contaminante. No obstante, y pese a la importancia de esta restricción, el estudio acerca de la optimización del rendimiento es considerablemente extenso por lo que la aplicación de la citada limitación no ha tenido cabida en el presente proyecto y se revisará en estudios posteriores.

Dicho esto, será este último ciclo optimizado con restricciones el que se comparará con los resultados optimizados proporcionados por el fabricante, con el fin de cotejar los valores obtenidos y poder evaluarlos.

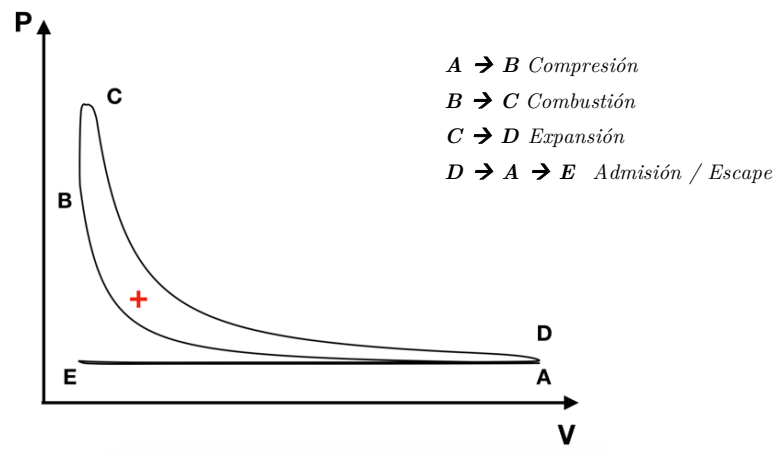


Figura 2.5: Diagrama P-V de un ciclo optimizado con restricciones

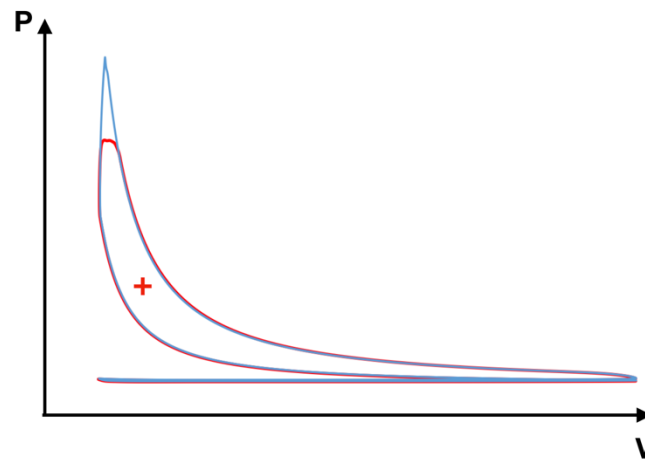


Figura 2.6: Comparación de un diagrama P-V de un ciclo optimizado con un ciclo optimizado con restricciones

Como puede observarse en la Figura 2.6, el área que representa el trabajo indicado mostrado en el diagrama P-V se va reduciendo a medida que se imponen las limitaciones.

- *CICLO REAL*

En el ciclo *optimizado con limitaciones* se ha hecho referencia al término “resultados optimizados proporcionados por el fabricante”. Esto se refiere a que los datos con los que se van a equiparar los resultados obtenidos en la realización del presente estudio, son aquellos que proporcionan valores de rendimiento máximo en condiciones reales a partir de unos *settings* de funcionamiento proporcionados el fabricante del motor. Estos resultados se obtienen, mediante una herramienta de diagnóstico, a partir de medidas experimentales realizadas en un banco de ensayos sobre un motor existente, —las características fundamentales de ambas herramientas se detallan en el *capítulo 3*—, y cuyos *settings* ya están optimizados bajo condiciones de trabajo reales.

Dado que se ha mencionado que los datos con los que se van a comparar los resultados del estudio teórico, son datos obtenidos a partir de ensayos experimentales con ciclos reales, es necesario incluir dos imperfecciones más en referencia a este último ciclo.

- *Velocidad*. En el ciclo ideal la combustión se define como una transformación en la que se aporta calor de manera instantánea y a volumen constante y esto es, sin lugar a dudas, una idealización de un proceso mucho más complejo. Una combustión real dura un cierto tiempo y, además, el aporte de calor que tiene lugar supone un aumento inevitable de la presión y la temperatura, por lo que existe también una variación del volumen. A medida que la combustión se realiza de manera más instantánea los rendimientos obtenidos son mayores, por lo que una pérdida en la velocidad de dicha transformación implica un aumento en las pérdidas energéticas. Si bien es cierto, y tal y como se verá más adelante, que al aplicar las limitaciones termo-mecánicas el proceso de combustión optimizado deja de ser instantáneo, también lo es que en el estudio teórico la velocidad se es tal que maximice el rendimiento indicado. Por esto, en los ciclos teóricos, esta variable no se define como una imperfección.
- *Centrado*. En el ciclo ideal se ha supuesto que la renovación de la carga a través de las válvulas de admisión y escape ocurre de manera instantánea. En un ciclo real, la apertura de válvulas no se encuentra —por motivos referentes a una mejora en el proceso de llenado-vaciado— centrada en el Punto Muerto Superior (PMS) ni en el Punto Muerto Inferior (PMI). Esto implica que en la carrera de expansión se pierda energía a través de las válvulas y que no se emplee toda en el movimiento del pistón, perdiéndose parte del trabajo útil.

2.3 PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UN MOTOR DIÉSEL

2.3.1 Introducción

Una vez conocidas tanto las imperfecciones existentes en un proceso de combustión habitual como las limitaciones que necesariamente han de ser impuestas, se van a desarrollar ciertos aspectos generales de las fases que tienen lugar dentro de un proceso de combustión de un motor de encendido por compresión. De este modo será posible justificar al lector el procedimiento seguido en la realización del proyecto así como proporcionar una visión general de cara al entendimiento de los resultados obtenidos.

Se hace evidente que, tanto el consumo como las emisiones contaminantes en los motores térmicos están directamente relacionadas con su principio de funcionamiento. Por ello, la clave para la optimización del ciclo de trabajo en este tipo de máquinas reside en el entendimiento de los procesos que ocurren dentro de la cámara de combustión. Dichos procesos dependen directamente de las fases en las que se desarrolla la Ley de Liberación de Calor que, en el caso de los motores diésel de inyección directa, se inician cuando el combustible es inyectado directamente a elevadas presiones dentro de la cámara de combustión.

La combustión en los motores de encendido por compresión es un proceso complejo debido a su heterogeneidad y al hecho de ser un fenómeno no estacionario, no obstante, y pese a que tras muchos estudios no existe una descripción exacta de la evolución de la misma, sí que es posible tratar de realizar una descripción temporal a través de la identificación de diversas fases.

Las fases detalladas a continuación hacen referencia a un proceso de combustión con una sola inyección, de manera que pueda entenderse el principio de funcionamiento de este fenómeno. Hoy en día los motores de encendido por compresión permiten más de una inyección, por lo que las fases ya no estarían tan diferenciadas. El hecho de que sea posible efectuar más de una inyección permite realizar mayores variaciones en la forma de la Ley de Liberación de Calor.

2.3.2 Fases de la combustión diésel

- FASE 1. RETRASO AL AUTOENCENDIDO.

Es la primera de las fases y hace referencia al intervalo de tiempo que existe entre el comienzo de la inyección y el comienzo de las reacciones exotérmicas que indican el inicio del proceso de combustión.

En un motor diésel el combustible se inyecta en la cámara a elevadas presiones con el fin de provocar la mayor atomización posible y un aumento de la tasa de mezcla, obteniéndose una evaporación más rápida. Durante esta fase el combustible se va calentando y ocurren los procesos químicos y físicos necesarios para que en un determinado instante se alcancen las condiciones de inflamabilidad del fluido. La mezcla aire/combustible obtenida en esta fase no es una mezcla estable dadas las condiciones en las que se encontraba el aire dentro de la cámara. El autoencendido de la mezcla queda reflejado en un brusco aumento de la tasa de liberación de calor, indicando así el final de la fase.

La duración de esta fase no está determinada ya que depende de las condiciones de operación del motor, pero tal y como se ve en la *Figura 2.7* es el tiempo que transcurre entre el SOI (*Start Of Injection*) y el SOC (*Start of Combustion*) y, a partir del cual, se observa la mayor pendiente en la ley de liberación de calor.

- FASE 2. COMBUSTIÓN PREMEZCLADA.

En esta fase se produce la auto-ignición espontánea de algunos de los núcleos de combustible. La duración y las características de esta etapa vienen determinadas por la tasa de mezcla y el tiempo de retraso que tienen lugar en el paso anterior. A medida que el tiempo de retraso aumenta también lo hace esta fase, dado que son aquellos núcleos de combustible que se han mezclado previamente los que son capaces de autoencenderse.

Esta reacción es brusca y rápida e implica una gran liberación de calor en un período corto de tiempo, originando elevados gradientes de presión en la cámara. Tras el inicio de la combustión se continúa inyectando combustible y, debido a las condiciones de la cámara y que las reacciones químicas ya han comenzado, se crea el frente de llama.

En la *Figura 2.7* puede observarse como la mayor tasa de liberación de calor se da para esta segunda fase, así como la mayor tasa de consumo de combustible.

- FASE 3. COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN.

En esta última etapa se quema el fuel restante de forma que, inicialmente, combustible y comburente se encuentran sin mezclar y el proceso de mezcla y combustión se produce de manera simultánea. Esta fase se inicia una vez ha reaccionado todo el combustible premezclado con anterioridad, y las condiciones de la cámara permiten una reacción auto-sustentada. La tasa de combustión se reduce y, dado que el combustible se va quemando a medida que se va inyectando en la cámara y entra en contacto con el aire, el proceso pasa a ser controlado por la relación aire/combustible.

En este caso se observa en la Ley de Liberación de Calor una tasa máxima muy inferior a la percibida en la fase de premezclada, no obstante la mayoría de la liberación energética de la reacción se da en esta etapa.

Esta tercera y última fase puede a su vez subdividirse en dos, la primera de ellas ocurre mientras se inyecta combustible en la cámara —difusión rápida— y, la segunda, se produce cuando se deja de inyectar combustible en la cámara. Esta segunda se denomina difusión tardía y se produce debido a la turbulencia residual y la existencia de combustible en la cámara. Se observa un decrecimiento en la Ley de Liberación de Calor hasta que finaliza.

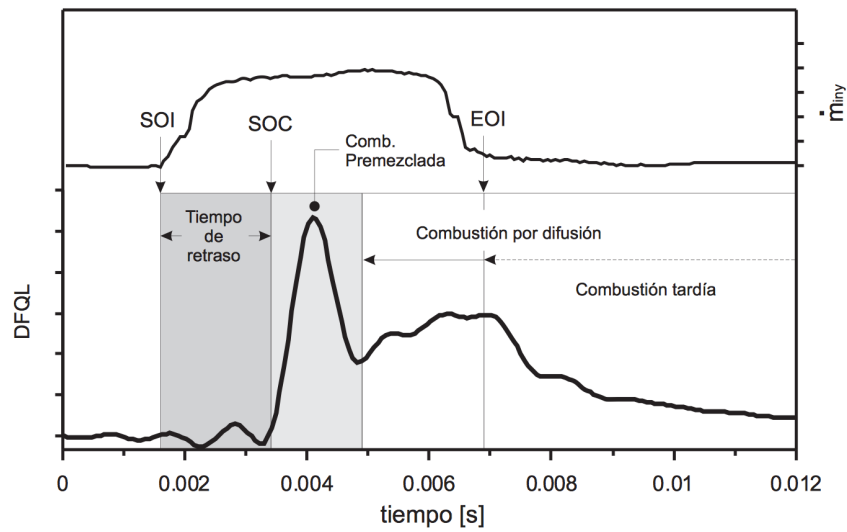


Figura 2.7: Diagrama de tasa de liberación de calor frente a tasa de inyección

Fuente: UPV¹

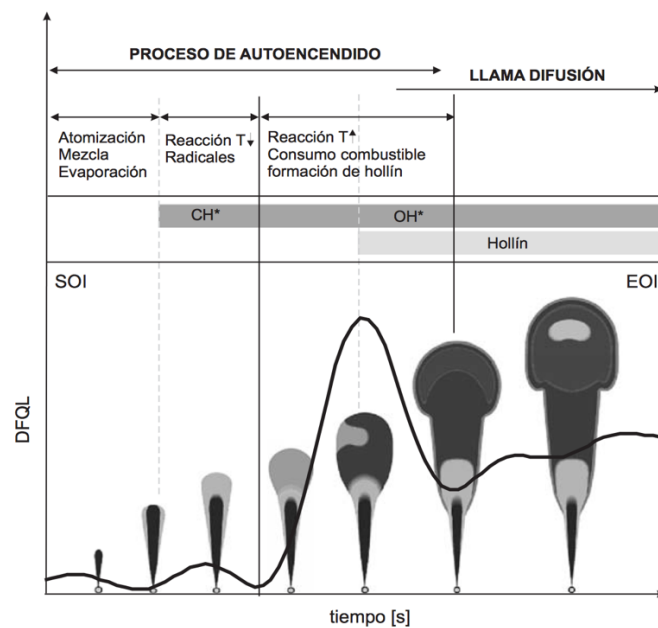


Figura 2.8: Diagrama de la secuencia de procesos ocurridos durante el proceso de inyección-combustión en un motor de encendido por compresión

Fuente: UPV²

¹ Zapata, Luis Daniel. «Caracterización de los procesos de Inyección – Combustión diésel 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 diésel de inyección directa». Tesis doctoral 2004

BIBLIOGRAFÍA

- [1] García, Daniel. «*Aportación al modelado de emisiones y consumo basado en la señal de presión en el cilindro en motores diésel*». Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Enero 2016.
- [2] Hernández, Leonor. «*Desarrollo de una metodología para la predicción y optimización de emisiones contaminantes y consumo en motores diésel de automoción mediante redes neuronales artificiales*». Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Julio 2004.

3. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y TEÓRICAS

3.1 Introducción	30
3.2 Herramientas experimentales	31
3.3 Herramientas teóricas	33
3.3.1 Herramienta de diagnóstico CALMEC.....	33
3.3.2 Herramienta predictiva siCiclo.....	34
3.3.3 Herramienta de cálculo. Algoritmos genéticos.....	36
3.3.3.1 Procedimiento de cálculo	37
Bibliografía	40

3.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se van a exponer de manera breve las distintas herramientas empleadas en el desarrollo del presente trabajo final de máster. Las herramientas se pueden dividir en dos grupos principales, experimentales y teóricas.

En primer lugar se van a mencionar las herramientas experimentales ya que para el desarrollo del trabajo son las que se han empleado primero, y además son las que ayudan a comprobar tanto la eficacia y la robustez de las herramientas teóricas como la validez del modelo teórico. Es necesario reseñar que la explicación de este tipo de herramientas se hace para que el lector tenga una visión más global y pueda entender con mayor claridad la elaboración del trabajo, no obstante no se han utilizado de manera directa en la realización del mismo.

Tras este primer tratamiento se expondrán las distintas herramientas teóricas a través de las cuales se ha realizado todo el trabajo de investigación expuesto, así como el funcionamiento de las mismas, para que el lector pueda entender el proceder del trabajo de tal manera que puedan corroborarse los resultados obtenidos y se le proporcione validez a las conclusiones extraídas.

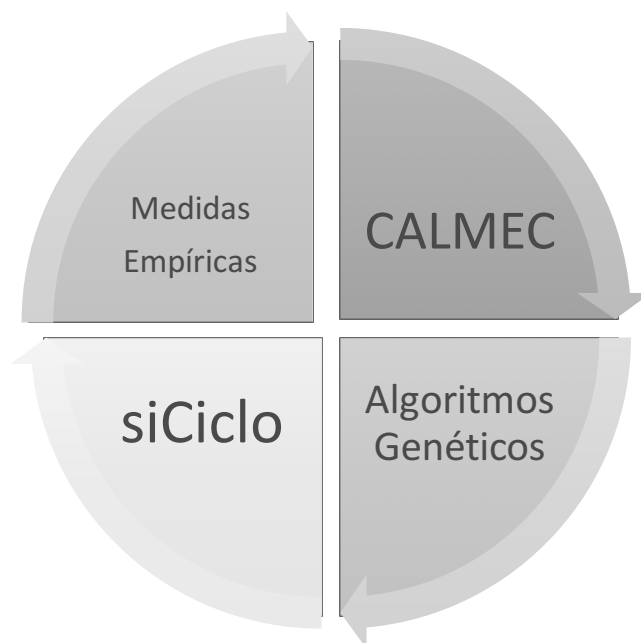


Figura 3.1: Diagrama básico de las herramientas empleadas

3.2 HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

Tal y como se ha mencionado en la introducción, estas herramientas no se han empleado directamente en la elaboración del presente trabajo. No obstante los resultados obtenidos en las mediciones son necesarios para el desarrollo del mismo, por lo que se ha creído relevante una breve explicación de las citadas herramientas así como de sus características más importantes.

En este apartado solo se quiere incidir en la necesidad de la realización de medidas experimentales para poder emplear luego las herramientas teóricas y será en apartados posteriores dónde se detallará en mayor medida como funcionan estas segundas herramientas.

Para poder utilizar tanto los modelos de diagnóstico de la combustión como los modelos predictivos es necesaria la adquisición de una serie de mediciones experimentales. En concreto, se dispone de un barrido completo de régimen y carga que abarca todo el rango de operación del motor.

El estudio se ha realizado sobre un motor diésel HSDI y sus características se resumen en la siguiente tabla:

CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR	
Cilindros	4 en línea
Carrera	90.4 mm
Diámetro cilindro	82 mm
Desplazamiento unitario	477.5 cm ³
Desplazamiento total	1910 cm ³
Relación de compresión	17.5:1
Air management	Sobrealimentado
Potencia máxima	110 kW @ 4000 rpm
Par máximo	315 @ 2000 rpm
Ciclo	Diésel
Inyección	Common rail

Tabla 3.1: Características del motor

Fuente: UPV¹

¹ Olmeda, Pablo. Martín, Jaime. García, Antonio. Blanco, Diego. «Evaluation of EGR Effect on the Global Energy Balance of a High Speed DI Diesel Engine». Enero 2016

El esquema del montaje experimental sobre el que se ha trabajado y desde el que se han obtenido las mediciones necesarias para el modelado del motor queda representado en la siguiente figura:

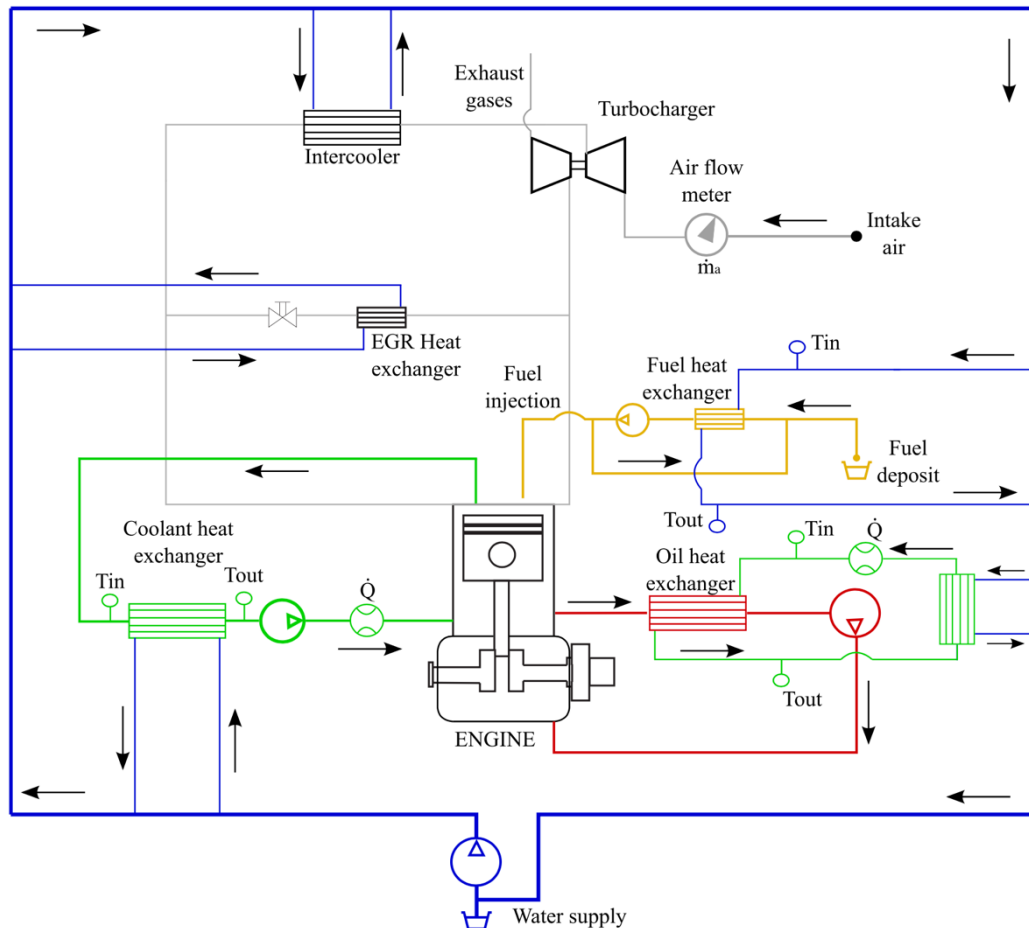


Figura 3.2: Instalación experimental

Fuente: UPV²

² Olmeda, Pablo. Martín, Jaime. García, Antonio. Blanco, Diego. «Evaluation of EGR Effect on the Global Energy Balance of a High Speed DI Diesel Engine». Enero 2016

3.3 HERRAMIENTAS TEÓRICAS

Tal y como se ha comentado en la introducción de este apartado, en el presente trabajo final de master se han empleado diversas herramientas teóricas, concretamente tres. La primera que se va a comentar es el modelo de diagnóstico CALMEC, que caracteriza el motor a partir de unas medidas experimentales. La segunda, siCiclo, que es el modelo predictivo complementario a CALMEC, es capaz de predecir los parámetros de salida de un motor previamente modelado. La tercera y última, la herramienta de cálculo, escogida para tratar de definir una ley de liberación de calor que cumpla con los objetivos deseados.

Gracias a la colaboración de las tres herramientas teóricas ha sido posible la elaboración y desarrollo del presente trabajo, siendo las tres necesarias y complementarias.

3.3.1 Herramienta de diagnóstico CALMEC

En el desarrollo del estudio ha sido necesaria la utilización de una herramienta de diagnóstico de la combustión para obtener la Ley de Liberación de Calor, que posteriormente se empleará como base de todos los cálculos realizados.

CALMEC, del mismo modo que hace siCiclo como se verá en el siguiente apartado, se basa en la resolución del primer principio de la termodinámica. No obstante, los *inputs* en este caso son diferentes a los requeridos por la herramienta predictiva. Este modelo se basa en, a partir de la lectura de la medida de la presión y otros parámetros experimentales, obtener el perfil de la Ley de Combustión.

La resolución del balance de energía considera que el calor liberado en el proceso de combustión a partir de la cantidad de combustible inyectado se distribuye en el trabajo realizado por el fluido, las pérdidas caloríficas a través de las paredes de la cámara, la evaporación del combustible y la variación de energía interna del fluido.

El proceso mediante el cual se obtienen los resultados tanto en el modelo predictivo como en el de diagnóstico es el mismo, siendo además los sub-modelos empleados idénticos. Es posible afirmar entonces que el proceso seguido en la resolución del balance de energía es en ambas herramientas el mismo, siendo la única diferencia las variables de entrada y de salida.

Estas similitudes implican que ambos modelos sean perfectamente complementarios. De este modo CALMEC es capaz de, a partir de la lectura de la presión además de otros parámetros característicos del funcionamiento del motor, obtener el perfil de la Ley de Combustión y proporcionar información de los sucesos que han tenido lugar dentro de la cámara de combustión. SiCiclo, en cambio, es capaz de, a partir de un perfil de la Ley de Combustión,

predecir la presión en cámara y con ello el comportamiento de un motor de combustión interna y determinar los valores de ciertos parámetros característicos del proceso, así como proporcionar toda la información referente al ciclo de trabajo.

Hay que decir que esta herramienta se ha empleado para el modelado de diversos puntos del funcionamiento del motor, de tal manera que éste pueda ser caracterizado. La definición de las Leyes de Liberación de Calor de estos puntos se empleará como base en los cálculos que posteriormente tratará de optimizar la herramienta de cálculo junto con la herramienta predictiva. De este modo se quiere dar a entender que este modelo de diagnóstico solo ha sido necesario en los procesos previos a la realización del trabajo, a partir de los cuales, y con el funcionamiento del motor caracterizado, ha sido posible la utilización del resto de herramientas teóricas.

3.3.2 Herramienta predictiva siCiclo

SiCiclo es una herramienta de modelado termodinámico capaz de evaluar las prestaciones de un motor de combustión interna ante la variación de los diferentes parámetros de operación, siendo posible observar la influencia de cada uno sin necesidad de realizar las modificaciones de manera experimental. El modelo se basa en la resolución del primer principio de la termodinámica y realiza el cálculo del ciclo indicado, de manera que es capaz de predecir las prestaciones y los flujos térmicos que tendrían lugar en el motor térmico.

Para la resolución de la primera ley de la termodinámica el modelo realiza, a través de múltiples sub-modelos, el cálculo de los distintos términos del balance de energía. Una vez resuelto dicho balance el programa es capaz de predecir tanto las prestaciones del motor como sus pérdidas. Este modo de operación permite al usuario ser capaz de evaluar la influencia de determinados parámetros así como de tratar de mejorar las posibilidades de un motor de combustión interna, sin la necesidad de la realización de ensayos experimentales.

Los sub-modelos necesarios así como los términos del balance de energía se nombran con el apoyo de la ecuación principal que resuelve el modelo, quedando la misma como sigue:

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

The diagram illustrates the fundamental energy balance equation with the following annotations:

- $-p \cdot dV$: Trabajo instantáneo (Instantaneous work), associated with the Modelo de deformaciones (Deformation model).
- $-dQ_w$: Calor transmitido a las paredes (Heat transmitted to the walls), associated with the Modelo nodal and Modelo Washni.
- $(h_{f,iny} - u_f) \cdot dm_{f,evap}$: Energía combustible evaporado (Evaporated fuel energy), associated with the Modelo evaporación (Evaporation model).
- $-R_{gas} \cdot T \cdot dm_{bb}$: Fugas blow-by (Blow-by losses), associated with the Modelo blow-by.
- $m_c \cdot du_c$: Propiedades termodinámicas del gas (Gas thermodynamic properties), associated with the Balance de masas, Modelo cuasiestacionario, and Modelo evaporación.
- $-H_c \cdot m_{fcc} \cdot dFQL$: Calor instantáneo cedido por el combustible (Instantaneous heat released by the fuel), associated with the Ley de liberación de calor (Heat release law).

Ecuación 3.1: Ecuación fundamental de la herramienta predictiva

«La explicación de los distintos sub-modelos puede encontrarse en [1]»

Para el cálculo del ciclo, el programa necesita adoptar diversas hipótesis que le permitan la resolución del balance de energía, dichos supuestos son:

1. El fluido que evoluciona en la cámara de combustión se considera que es tan solo mezcla de tres especies; aire, combustible y productos de la combustión.
2. Se acepta que el comportamiento del fluido es de gas perfecto. Esta suposición es válida dentro de los rangos de operación de un motor de combustión interna.
3. La presión y la temperatura se suponen uniformes dentro de la cámara de combustión. Esta hipótesis es válida siempre que la velocidad de propagación de la llama sea considerablemente inferior a la velocidad del sonido.
4. Para el cálculo de la masa en el cilindro se emplea un sub-modelo de llenado-vaciado.
5. La energía interna sensible se realiza mediante una suma ponderada de las energías del aire, del combustible y de los productos quemados. Esta energía depende de la composición del fluido y de la temperatura media de la cámara.

6. El modelo de *blow-by* se basa en la evolución de un gas a través de una tobera isoentrópica.
7. La variación de volumen dentro de la cámara se calcula con un modelo de deformación simple.
8. La transferencia de calor a través de las paredes de la cámara se calcula con un modelo basado en el propuesto por *Woschni*.

Tras la implementación de todos los sub-modelos nombrados así como la adopción de las diferentes hipótesis, la herramienta predictiva es capaz de simular el ciclo de trabajo y la evolución del proceso de combustión.

3.3.3 Herramienta de cálculo. Algoritmos genéticos

La definición general de algoritmo genético hace referencia a cualquier modelo poblacional que utilice operadores de selección y recombinación para generar nuevos puntos de muestreo en un espacio de búsqueda. Los algoritmos genéticos son una familia de modelos computacionales inspirados en la evolución y empleados típicamente como optimizadores de funciones. La implementación de un algoritmo genético comienza con una población inicial, evalúa estas estructuras y asigna oportunidades reproductivas de tal manera que, los cromosomas que representan una mejor solución al problema objetivo, tengan más posibilidades de reproducirse que aquellos cromosomas que son soluciones más pobres, siendo la validez de la solución evaluada siempre con respecto a la población actual. En el estudio realizado el *software* empleado para la realización de los cálculos es un *software* comercial denominado ModeFrontier, todo lo explicado hace referencia y se apoya en manual del mismo.

Si se considera un problema en el cual se deba optimizar un conjunto de variables de tal forma que se maximice un objetivo (podría minimizarse pero en el caso que ocupa se trata de maximizar), se puede entender el mismo como una función definida sobre la que se tienen una serie de controles, representados por los diferentes parámetros de entrada, y cuya única salida es un valor devuelto por la función objetivo a maximizar.

Dicha función se encarga de indicar cómo de bien resuelve el problema de optimización una combinación particular de parámetros de entrada. Es decir, se generan y evalúan distintas poblaciones de parámetros de entrada con el propósito final de establecer qué conjunto de ellos son los que optimizan la función objetivo.

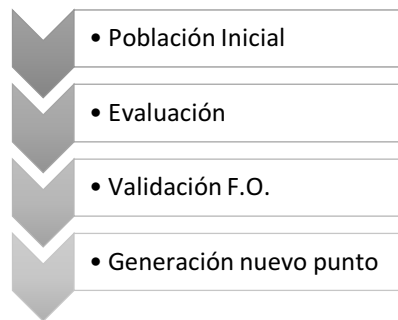


Figura 3.3: Diagrama básico de funcionamiento de la herramienta de cálculo

En el caso que ocupa, el problema planteado no es lineal. Esto implica que los parámetros no pueden tratarse como variables independientes que pueden ser resueltas de manera aislada. Existen tales interacciones que los efectos combinados de todos los parámetros entre sí deben ser considerados para maximizar la salida de la función.

3.3.3.1 Procedimiento de cálculo

Tras conocer el funcionamiento básico de la herramienta de cálculo empleada en la realización del estudio, se va a incidir en dos procesos iniciales necesarios para la realización de los cálculos.

Estos procesos consisten en la selección de la población inicial y el proceso iterativo que va a llevar a cabo el algoritmo genético. Es fundamental realizar un estudio previo para determinar que metodología es la más adecuada para cada problema en particular, ya que no todos los problemas deben caracterizarse de igual modo. La selección de la población inicial y el proceso iterativo determinarán el desarrollo del cálculo y las soluciones obtenidas dependerán fuertemente de los métodos seleccionados para cada procedimiento.

Población inicial

Tal y como se acaba de mencionar, uno de los primeros pasos que hay que llevar a cabo para poder aplicar los algoritmos genéticos es decidir el método a través del cual se calculará la población inicial. Tras la realización de diversos estudios que ayudasen a determinar qué tipo de población inicial era la más adecuada para el presente estudio, se concluyó que la manera más adecuada de seleccionar la población inicial era a través del método denominado *Sobol*.

Este método es un algoritmo determinista que imita ligeramente el comportamiento de la secuencia aleatoria, pero con la finalidad de que el muestreo se reparta uniformemente en el espacio de diseño, de manera que se reduzcan los efectos de agrupamiento que se encuentran en el muestreo aleatorio. Pese a que se dice que este método imita al comportamiento de la secuencia aleatoria, la realidad no es esa, y es que esta metodología no tiene nada de aleatoria. Tal y como se muestra en la imagen siguiente los experimentos en este tipo de secuencias se evitan mutuamente, quedando la población inicial distribuida uniformemente por todo el espacio de diseño.

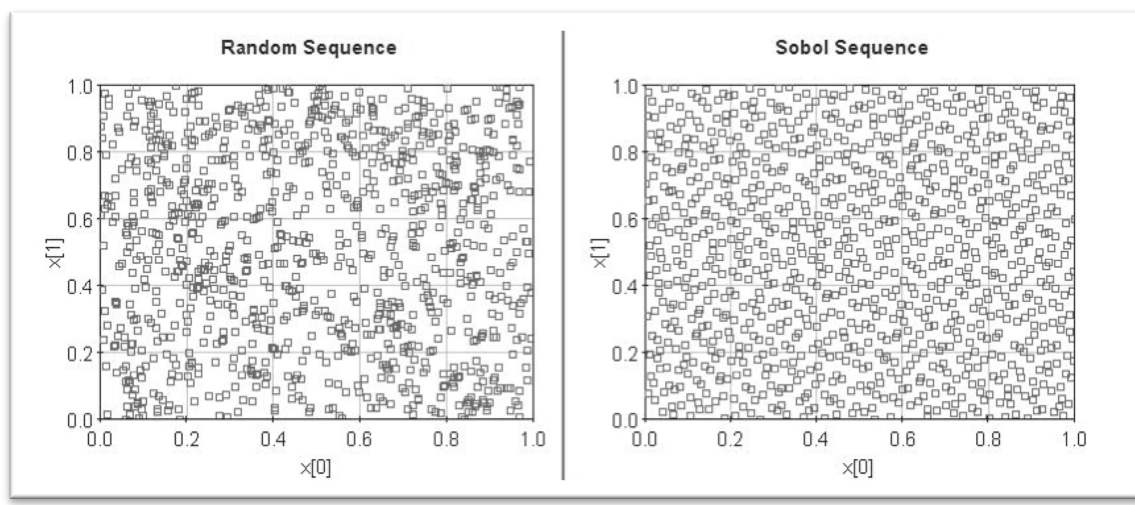


Figura 3.4: Distribución aleatoria frente a Sobol

Fuente: Software ModeFrontier

Para la elección de la población inicial no solo es necesario determinar qué tipo de método será el más adecuado para cada estudio, si no la cantidad de experimentos que proporcionarán una relación tiempo/resultados óptima en cada problema planteado.

Diversos autores afirman que la población inicial indicada depende directamente del número de variables de entrada que tenga el problema a optimizar. Este número óptimo de población inicial deberá ser a priori entre 15 y 20 veces el número de *inputs*.

En el caso que ocupa el número de estas variables de entrada es de 16, y puesto que el tiempo de cálculo se incrementa exponencialmente en función de la población inicial, se optó por estudiar si los resultados alcanzados con una población inicial de 15 veces el número de variables eran igual de satisfactorios que con una población inicial de 20 veces el número de variables. Estos estudios fueron favorables por lo que se decidió que la investigación se llevaría a cabo con una población inicial de 240.

Proceso de iteración

De igual modo que se ha comentado el proceso de selección de la metodología encargada de determinar la población inicial, se ha elaborado un estudio previo para seleccionar qué método es el más adecuado para realizar el proceso iterativo.

El modo seleccionado finalmente es un Multi-Objective Genetic Algorithm o un Algoritmo Genético Multi-Objetivo. Este algoritmo realiza un número total de evaluaciones igual al número de puntos de la población inicial multiplicada por un número de generaciones proporcionado por el usuario. En el presente trabajo se ha determinado que el número de generaciones óptimo, que establecía una buena relación resultados/tiempo, es de 15.

Esta metodología asegura que para cada paso de la iteración se almacenan los mejores individuos encontrados hasta ese instante, de esta forma es posible afirmar que el valor a maximizar no disminuye y, que si existe un valor óptimo, el algoritmo converge a dicho valor.

Además de las ventajas que ya se han presentado, este algoritmo está indicado para problemas que tienen más de un objetivo a cumplir o algún tipo de limitación que deben satisfacer y, tal y como se verá en apartados posteriores, el presente estudio adquiere una complejidad tal que resulta necesario el uso de algoritmos que sean capaces de abordarlo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Domingo, Sonia. «*Optimización del rendimiento de un motor de dos tiempos y pequeña cilindrada mediante simulación numérica*». Trabajo Final de Grado, Universidad Politécnica de Valencia, Julio 2015.
- [2] Olmeda, Pablo. Martín, Jaime. García, Antonio. Blanco, Diego. «*Evaluation of EGR Effect on the Global Energy Balance of a High Speed DI Diesel Engine*». Enero 2016
- [3] Whitley, Darrell. «*A Genetic Algorithm Tutorial*». Computer Science Department, Colorado State University.

4. METODOLOGÍA

4.1 Introducción	42
4.2 Puntos de funcionamiento MCI A	43
4.3 Metodología de optimización	45
4.4 Parametrización de la dFQL.....	46
4.4.1 Flujo de trabajo	47
4.4.2 Parámetros de la Combustión	50
4.5 Mejora del modelo predictivo.....	54

4.1 INTRODUCCIÓN

En el presente apartado se va a proceder con la explicación de la metodología empleada en la realización del análisis del efecto de la Ley de Combustión (dFQL) en el rendimiento de un motor diésel de inyección directa. Tal y como se ha comentado anteriormente, dicho análisis se ha realizado enteramente de manera teórica.

La metodología empleada ha sido idéntica para los diferentes puntos de operación analizados, de modo que sea posible extraer conclusiones generales a partir de los resultados obtenidos e identificar las tendencias existentes. Dichos puntos de operación se han escogido con la intención de tener una muestra representativa del funcionamiento real al que se ve sometido un motor de combustión interna alternativo en todo el rango de operaciones, y se detallarán con mayor precisión en el apartado siguiente a este.

Tal y como se ha introducido en apartados anteriores, uno de los objetivos principales del presente trabajo final de master consiste en determinar, a partir de un estudio teórico de la Ley de Liberación de Calor, las fronteras de rendimiento de un MCIA teniendo en cuenta diferentes límites operacionales necesarios en el funcionamiento real de un motor. Estos límites vienen determinados principalmente por las características mecánicas existentes en el motor de combustión, por lo que es absolutamente imprescindible tenerlos en cuenta.

Para optimizar la Ley de Liberación de Calor existen infinitas formas, pasando desde la *Ley de Wiebe* hasta la casi completa liberalización de los parámetros que definen la forma que adquiere la dFQL. La *Ley de Wiebe* se encarga de simular, mediante una expresión algebraica, la tasa de quemado de combustible. Los términos de la citada expresión permiten variar el peso de la premezcla, la duración total de la combustión o el inicio de la misma. No obstante, dicha ley es demasiado rígida para el estudio que se ha querido realizar, por lo que en este caso se ha optado por la liberalización de las variables que definen la forma de la Ley de Liberación de Calor.

El desarrollo del estudio se ha elaborado principalmente en dos fases. En la primera de ellas, realizada con la herramienta de cálculo, se permite que la dFQL teórica adquiriera la forma que sea necesaria para obtener el máximo trabajo indicado posible. En esta fase, tal y como se verá en mayor detalle, se han tenido en cuenta las pérdidas energéticas que se estudiaron en el *capítulo 2* pero no las limitaciones termo-mecánicas existentes. La herramienta de cálculo ha tenido total libertad para evaluar las posibles formas de la dFQL y esto ha permitido que se puedan observar ciertas tendencias muy representativas acerca de los pasos que se deberían seguir para obtener ciclos de trabajo óptimos.

No obstante, estos resultados a la hora de aplicar y evaluar algunas de las limitaciones no han sido del todo satisfactorios y, pese a que si han permitido ver ciertas tendencias, la discretización matemática impuesta en la herramienta de cálculo no ha permitido que se pueda realizar todo el estudio con ella, —esta imposición era necesaria dada la imposibilidad de realizar los cálculos teóricos con infinitas variables—.

La segunda fase nace como consecuencia de la necesidad de imponer la anterior limitación. En esta fase se ha mejorado la herramienta predictiva de manera que se puedan implementar los ciclos de trabajo con limitaciones a partir de las tendencias mostradas por la herramienta de cálculo. Una vez mejorada la herramienta predictiva se ha podido evaluar toda la degradación energética que tiene lugar en un ciclo de trabajo teórico a medida que se van imponiendo las limitaciones termo-mecánicas. En este caso, y a diferencia de lo que ocurría en la etapa anterior, la Ley de Liberación de Calor se construye a partir de las limitaciones y de las propiedades físico-químicas del fluido, aunque todo esto se verá con mayor precisión en apartados posteriores.

4.2 PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO MCIA

Los puntos de operación que se han escogido para realizar la optimización de la dFQL son tales que se ha procurado representar todo el mapa de funcionamiento del motor. A partir de los datos experimentales se han podido obtener todas las variables necesarias para la caracterización de cada uno de ellos, de modo que se pudiera trabajar con la herramienta predictiva y la herramienta de cálculo sin necesidad de acudir al banco de ensayos de nuevo.

Se ha tratado de hacer un barrido de carga y de régimen, escogiéndose puntos de funcionamiento tales que:

- Bajo régimen – Baja carga (1500_3): 1500 rpm y 3 bar de presión media efectiva (pme).
- Alto régimen – Baja carga (3500_3): 3500 rpm y 3 bar de pme.
- Bajo régimen – Alta carga (1500_14): 1500 rpm y 14 bar de pme.
- Alto régimen – Alta carga (3500_16): 3500 rpm y 16 bar de pme.
- Medio régimen – Media carga (2500_10): 2500 rpm y 10 bar de pme.
- Punto de máximo par (2000_21): 2000 rpm y 21 bar de pme.
- Punto de máxima potencia (3500_19): 3500 rpm y 19 bar de pme.

Los puntos se muestran en el siguiente mapa motor:

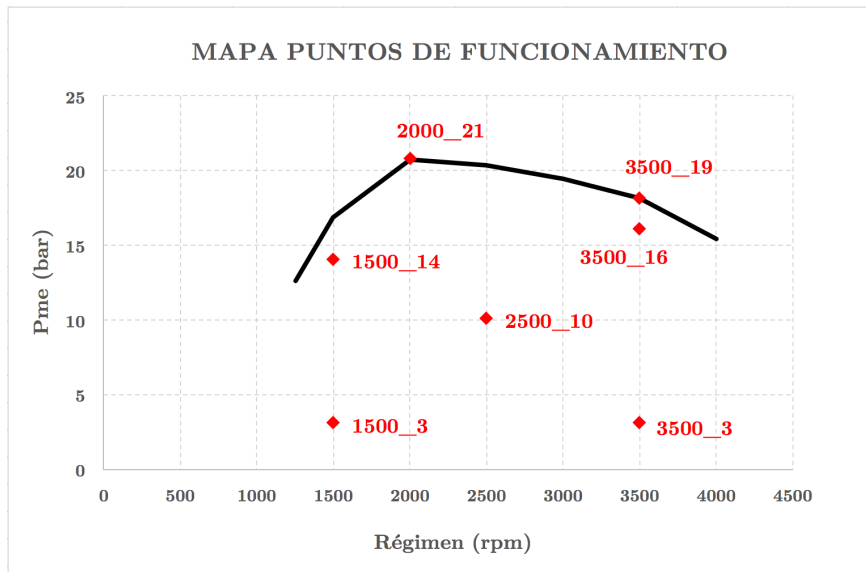


Figura 4.1: Mapa puntos de funcionamiento ensayados

Pese a que los cálculos se han realizado en todos los puntos de operación mostrados en el mapa anterior para identificar tendencias y dar un sentido al estudio y que se mostrarán todos los resultados en capítulos posteriores, no todos ellos se graficarán dada la similitud existente entre los mismos.

4.3 METODOLOGÍA DE OPTIMIZACIÓN

Una vez conocidos los puntos de operación que se van a evaluar, se quiere explicar en primer lugar la metodología general en la realización del presente trabajo final de master siguiendo el esquema mostrado a continuación:

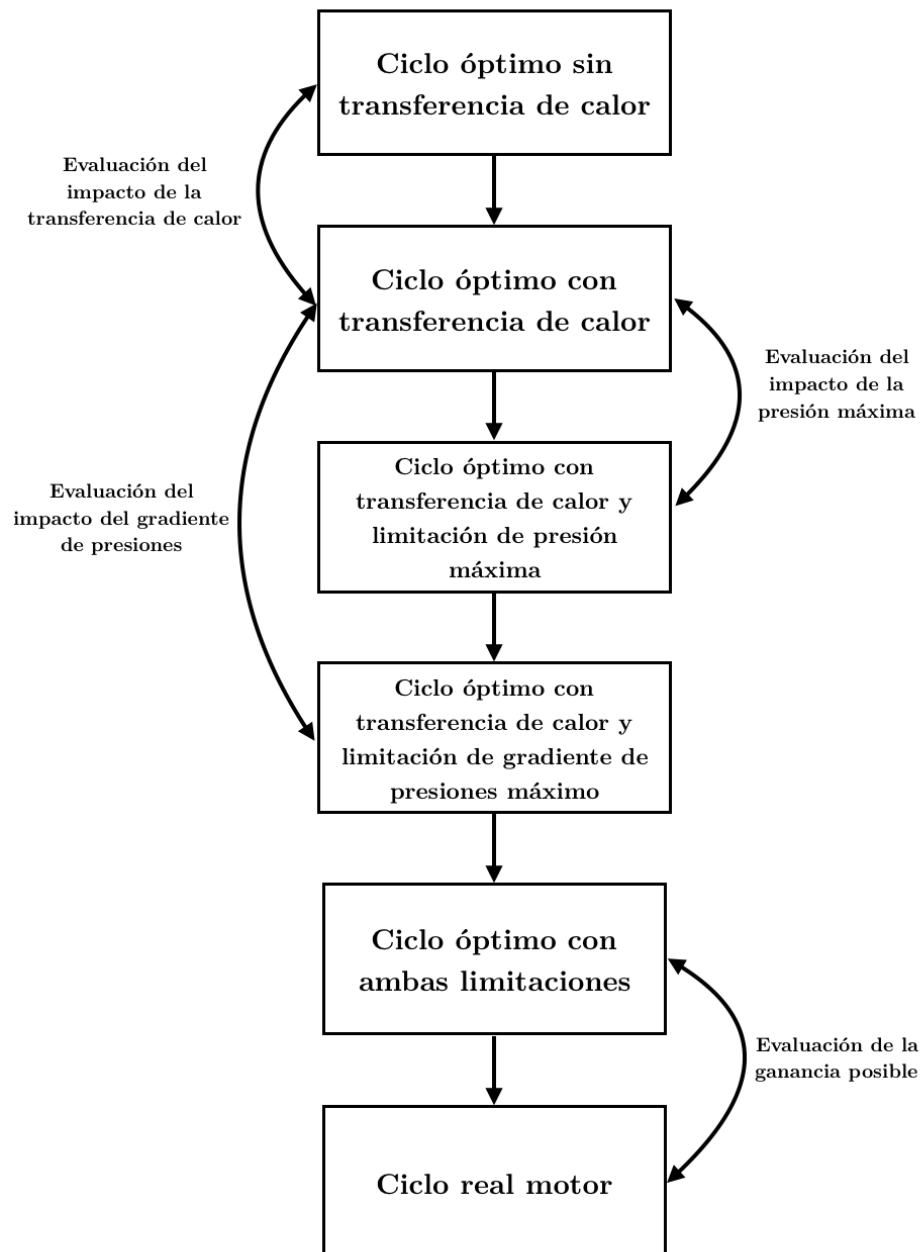


Figura 4.2: Metodología de optimización

En primer lugar, y tal y como se ve en la *Figura 4.2*, el primer paso realizado ha sido la obtención de un ciclo de trabajo sin transmisión de calor cuya dFQL esta optimizada para maximizar el rendimiento indicado. Una vez obtenido este ciclo para cada uno de los puntos de funcionamiento, se ha realizado la optimización del mismo considerando las pérdidas por transmisión de calor. Estos dos primeros ensayos han permitido la posterior valoración del efecto de la transmisión de calor sobre los distintos puntos de operación.

Siguiendo el esquema de la *Figura 4.2*, lo siguiente a evaluar han sido las limitaciones termo-mecánicas, en esta ocasión mediante la herramienta predictiva. En primer lugar cada una por separado para valorar, respecto del ciclo optimizado con pérdidas por transmisión de calor, el impacto sobre el rendimiento y la forma de la Ley de Liberación de Calor que tiene cada una de las limitaciones. Una vez evaluadas por separado, se han aplicado ambas restricciones simultáneamente y de nuevo se ha optimizado el ciclo de trabajo. Con este último paso es posible evaluar las ganancias posibles frente al ciclo real del motor. Cabe decir que el ciclo real del motor al que se hace referencia y a partir del cual se van a valorar las ganancias posibles, es un ciclo ensayado bajo condiciones reales. Los *settings* de dicho ciclo se han optimizado con el fin de obtener los mayores rendimientos posibles bajo esas condiciones.

4.4 PARAMETRIZACIÓN DE LA DFQL

Este apartado corresponde a la primera fase de la metodología empleada en la realización del presente estudio. Tal y como se ha comentado, en esta fase inicial se ha permitido que la Ley de Liberación de Calor adquiriera la forma que sea necesaria para lograr la obtención del máximo trabajo indicado.

En el *capítulo 2* se mostró la degradación energética que sufría un proceso de combustión, —desde la energía disponible en el combustible hasta las imperfecciones y limitaciones que existen en dicha transformación—, y en esta primera fase solo se tendrán en cuenta las imperfecciones que dan lugar a pérdidas energéticas, pero no así las limitaciones.

Se ha observado que, dado las características intrínsecas que tiene la herramienta de cálculo y la discretización matemática impuesta, evaluar procesos de combustión en los que haya que imponer ciertas limitaciones no proporcionan resultados del todo satisfactorios. Se procuró en un primer momento analizar todos los resultados por vía de esta herramienta, de modo que se realizaran unos primeros ensayos en los que solo se tenía en cuenta la degradación energética que sufre un motor de combustión interna por no ser capaz de reproducir un proceso

adiabático, y unos segundos en los que se analizaran las consecuencias que se dan sobre el rendimiento al imponer las limitaciones termo-mecánicas.

Los resultados obtenidos en los primeros ensayos, que tratan de evaluar los efectos de las transmisión de calor sobre el rendimiento indicado, fueron del todo satisfactorios y la herramienta de cálculo empleada ha sido totalmente válida. En cambio, en el momento que se comenzaron a evaluar los resultados tras la imposición de las limitaciones termo-mecánicas, se observó que la herramienta *ModeFrontier* no ha sido capaz de proporcionar leyes de combustión teóricas válidas. No obstante, y pese a que el estudio no se ha podido realizar empleando solo la citada herramienta, hay que decir que gracias a la realización de una primera valoración con *ModeFrontier*, ha sido posible observar la existencia de ciertas tendencias —que se verán en mayor detalle en el capítulo de resultados—, a partir de las cuales se han podido implementar algunas mejoras en la herramienta predictiva que permitirán la continuación de los estudios.

Hay que puntualizar que la herramienta empleada para el cálculo se trata de un *software* de optimización estadístico por lo que para obtener resultados válidos, y que tengan interés académico, es necesario proporcionarle ciertos datos y herramientas complementarias que le ayuden a alcanzar resultados satisfactorios.

Dicho esto, se van a mostrar en este apartado cuales han sido los parámetros que se han escogido para que las distintas herramientas sean capaces de definir la dFQL además del flujo de trabajo que se ha establecido entre la herramienta de cálculo y las distintas herramientas complementarias para desarrollar los diferentes ensayos.

4.4.1 Flujo de trabajo

Dada la naturaleza estadística de la herramienta de cálculo, el trabajo de optimización no lo ha podido realizar de manera exclusiva. Ha sido necesario establecer un flujo de trabajo capaz de interconectar la herramienta de cálculo *ModeFrontier* con la herramienta predictiva *siCiclo*, de forma que ambas sean capaces de evaluar los resultados obtenidos en cada iteración de cada punto ensayado en concreto. Para poder entender dicha interconexión, y por consiguiente la metodología del trabajo, se ha considerado más sencillo explicarlo utilizando un diagrama de flujo. No se ha considerado necesario incluir todos los pasos pero sí aquellos que han resultado fundamentales. Este flujo de trabajo se representa en la *Figura 4.3* mostrada a continuación.

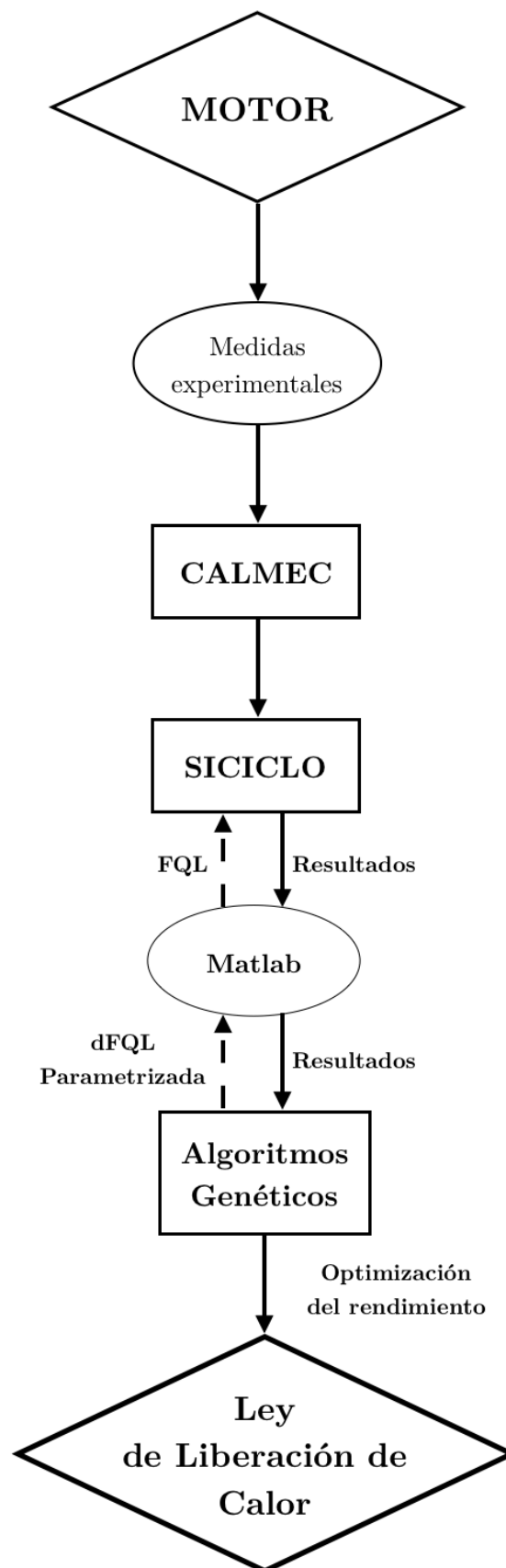


Figura 4.3: Diagrama flujo de trabajo

Siguiendo pues el mencionado diagrama, los pasos realizados por las diferentes herramientas son:

- I. Partiendo de los ensayos experimentales, se realiza el diagnóstico de la combustión con CALMEC para elaborar las bases de datos que necesitarán el resto de programas para su funcionamiento. Estas bases consisten en la caracterización de diversos puntos representativos del funcionamiento del motor, tratando de parametrizarse toda la posible actividad del mismo.
- II. Una vez se ha elaborado dicha base de datos, la herramienta predictiva *siCiclo* ya es capaz de funcionar de manera independiente. De este modo el usuario es capaz de variar los distintos *settings* de un proceso de combustión y evaluar los resultados obtenidos. Tal y como se vio en el *capítulo 3*, esta herramienta predice el comportamiento del motor a partir de una Ley de Liberación de Calor impuesta (bien de manera experimental o bien de manera teórica) y necesita para ello de una información previa del comportamiento del motor, obtenida a través de la herramienta de diagnóstico.
- III. Se deciden qué variables de la dFQL son aquellas que se van a modificar y sobre las cuales podrá actuar la herramienta de cálculo, de modo que se obtengan los mejores resultados. Estos parámetros definirán directamente la forma de la Ley de Liberación de Calor y será en base a esta forma como se evaluarán los resultados de la función objetivo. La selección de los parámetros de entrada no fue instantánea y se realizaron diversos estudios cuyo objetivo fue tratar de encontrar con qué parámetros se obtenían los mejores resultados en un tiempo de cálculo menor. Finalmente se determinó que una de las mejores vías para caracterizar la forma de la dFQL es la explicada en el apartado siguiente.
- IV. Una vez se han seleccionado estos parámetros de entrada junto con el resto de variables, se introduce toda la información en la herramienta de cálculo (proceso iterativo, variables de entrada, rangos de solución, variables de salida, población inicial, etc) y se inicializa el proceso iterativo. El algoritmo genético comienza estudiando la validez de la población inicial que ha asignado en un primer momento y, a partir de esta, irá determinando el resto de valores de los hijos y estudiando su validez para poder ir acotando las posibles soluciones y alcanzar aquella función que maximiza el valor del rendimiento.
- V. Para cada una de estas familias de valores asignadas por la herramienta de cálculo, el modelo necesita obtener soluciones que le permitan evaluar la validez de la solución propuesta. Para realizar dicha evaluación necesita del modelo predictivo,

de modo que junto con los nuevos *settings* proporcionados, este evalúe el ciclo de trabajo que tendría lugar y sea capaz de proporcionar unos parámetros de salida del proceso de combustión. Será necesaria la existencia de un *script* de *Matlab* que facilite la conexión entre la herramienta de cálculo y la de simulación. La herramienta de cálculo lanza el modelo predictivo para evaluar la solución propuesta en cada una de las iteraciones que realiza.

- VI. De nuevo a través del *script* de *Matlab*, los resultados proporcionados por la herramienta predictiva se le facilitan a la herramienta de cálculo y esta evalúa la bondad de los mismos respecto a los inmediatamente anteriores. Tal y como se ha comentado en el paso IV, en función de los resultados obtenidos en la iteración i propondrá una nueva solución en la iteración $i+1$, hasta que finalmente termine el proceso iterativo o alcance la solución óptima. De manera análoga a lo que ocurría en el paso anterior, la herramienta predictiva proporciona soluciones al proceso de combustión propuesto en cada una de las iteraciones que realiza el modelo.
- VII. A medida que van ocurriendo las iteraciones, el algoritmo va acotando la zona de soluciones deseables hasta que finalmente converge a la óptima.
- VIII. Una vez finalizado el proceso iterativo, se obtienen los valores de las variables que caracterizan la forma de la dFQL y se alcanza un proceso de combustión en el que, para las características del punto en concreto, se ha obtenido un rendimiento indicado máximo.

4.4.2 Parámetros de la Combustión

Los parámetros que definen la Ley de Liberación de Calor se pueden separar en dos clases fundamentales según su naturaleza. Se han diferenciado entre los parámetros sobre los que la herramienta de cálculo puede actuar y aquellos que se proporcionan al inicio del ensayo. Sobre los que se proporcionan al principio del ensayo, el usuario introduce el valor que corresponde y la herramienta lo asigna, de modo que en todas las iteraciones que realiza tiene en cuenta dicho factor. En cambio, aquellos parámetros sobre los que la herramienta tiene capacidad de actuación, se definen en un rango determinado para cada ensayo realizado.

Dichos rangos se delimitan con el objetivo de que el campo de actuación de la herramienta quede restringido, teniendo en cuenta los valores que realmente podrían tomar las citadas variables. De esta forma es posible optimizar el proceso de cálculo y se evitan soluciones inviables.

Se ha comentado que existen muchos parámetros que influyen en la degradación energética que sucede dentro de un motor de combustión interna —inquemados, centrado, velocidad del proceso de combustión, etc—, no obstante en este caso solo se va a evaluar el impacto que tiene en concreto la transmisión de calor. Hay que puntualizar que no se trata de que las otras pérdidas energéticas no se tengan en cuenta, si no todo lo contrario, todas ellas se simulan en los distintos puntos ensayados pero no se evalúa el efecto que tienen sobre el rendimiento indicado de manera individual.

Para evaluar el impacto que tiene la transmisión de calor sobre el rendimiento de ciclo de trabajo y la forma que adquiere la dFQL, se han realizado dos tipos de ensayos. Se ha diferenciado entre procesos con y sin transmisión de calor, de manera que, en el capítulo de resultados, se podrá observar el impacto que tiene la transmisión de calor sobre la obtención de trabajo indicado. Este parámetro de entrada se impone a la herramienta de cálculo al principio de cada simulación de manera que no puede actuar sobre de ella de ningún modo.

Para que al lector le queden más claros los parámetros de entrada que se han empleado se va a ilustrar sobre la misma imagen que se utilizó en el *capítulo 2* para explicar las fases que tenían lugar en un proceso de combustión diésel convencional.

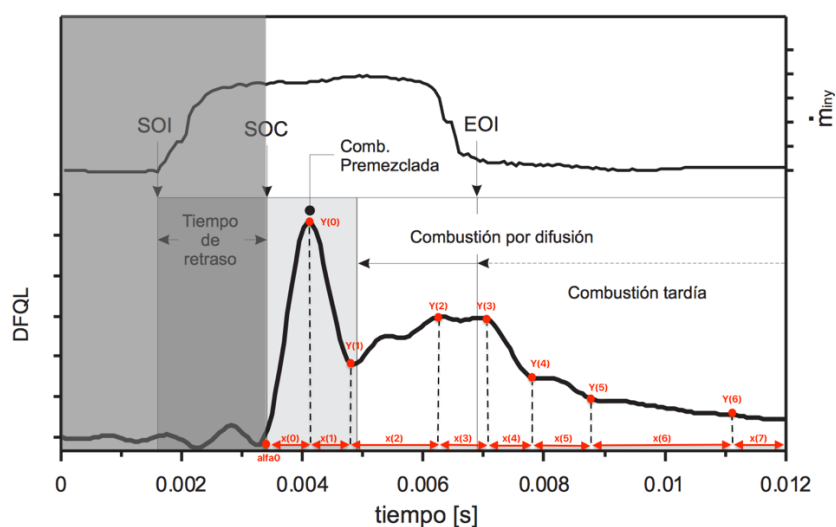


Figura 4.4: Fases de la combustión. Parámetros de entrada

Las parámetros de la combustión son:

- *Inicio de la combustión (alfa0)*. En este caso la herramienta de cálculo es quien asigna un valor a este parámetro de entrada dentro de un rango delimitado por el usuario. El rango de esta variable es considerablemente amplio y se ha decidido que, dados los estudios previos en el área de los procesos de combustión, será suficiente con que la herramienta considere un valor entre $[-10,10]$ CAD —teniendo en cuenta que los

cuatro tiempos del motor ocurren entre -360 CAD y +360 CAD— con una discretización de 0.5 CAD —la discretización de 0.5 CAD viene marcada por la herramienta predictiva—.

- *Incremento angular ($X(i)$).* Una de las formas por las que se ha optado a la hora de definir la forma que puede adquirir la dFQL es a través de la definición de 8 puntos $X(i)$ que hacen referencia a un incremento angular que tiene lugar desde el punto anterior. Puede verse en la *Figura 4.4* como cada uno de estos incrementos angulares, definidos a partir de α_0 , representan el intervalo que tiene lugar entre cada una de las alturas $Y(i)$ definidas, de forma que la dFQL se va determinando a tramos. De este modo sumando las 8 variables, se obtendría la duración total de la combustión. Tal y como se ve en la *Figura 4.4*, el primer punto $X(0)$ es el incremento angular que se da desde el inicio de la combustión (α_0) hasta el punto $Y(0)$, y así sucesivamente hasta que se definen por completo los 8 puntos en los que se ha discretizado la dFQL. En este caso el rango de variación que se ha considerado para cada uno de estos puntos es de [0.5, 5.5] CAD.
- *Altura de la dFQL ($Y(i)$).* Para terminar de definir la forma que adquiere la dFQL es necesario proporcionar valores en la Y . Tal y como se ve en la *Figura 4.4*, el inicio y el fin de cada incremento angular viene determinado por una altura de la Ley de Liberación de Calor $Y(i)$. Esta altura hace referencia a la cantidad de energía liberada en el proceso de combustión. En este caso el rango de variación se ha impuesto entre [0,1] y la discretización es de 0.05. Se entiende que la dFQL obtenida tras la optimización es una ley normalizada.

Una vez determinados los parámetros de la combustión y sus respectivos rangos de actuación, la herramienta realizará tantas iteraciones como le indiquemos en base a una población inicial, —tanto la selección de la población inicial como el proceso iterativo y la cantidad de iteraciones se han explicado en el *capítulo 3*—. Esta población inicial también queda definida en función de los rangos que se han suministrado para cada variable, y será a partir de ella que comenzará todo el proceso iterativo. Finalmente se obtendrá una Ley de Liberación de Calor definida tal y como se ha comentado y que proporcione, para cada punto de operación en concreto, el máximo rendimiento indicado posible.

Pese a que el objetivo final es la optimización del rendimiento indicado, el modelo proporciona además otros valores de salida. La mayoría de estos valores son parámetros de la combustión que se establecen a partir de la herramienta predictiva, una vez ha evaluado la dFQL que le ha proporcionado la herramienta de cálculo en cada una de las iteraciones. Sirven para poder evaluar el ciclo de trabajo que ha tenido lugar y las distintas características del mismo.

Algunos de ellos son:

- *CA10, CA25, CA50, CA75, CA90.* Estos parámetros indican el ángulo en el que se ha liberado respectivamente el 10%, 25%, 50%, 75% y el 90% de la energía.
- *Rendimiento indicado.* Con esta variable se evalúa como de buena es la solución obtenida y es el parámetro que se quiere optimizar.
- *Gradiente de presiones máximo.* Hace referencia al gradiente de presiones máximo alcanzado en el ciclo simulado. Será una de las limitaciones termo-mecánicas que se aplicarán en ensayos posteriores, y es un buen indicador de cómo de exigente será esa limitación para cada punto de funcionamiento en concreto. Es decir, cuanto mayor sea el valor de este parámetro de salida, más restrictiva será luego la limitación y más efecto sobre la forma y el rendimiento de la combustión tendrá.
- *Presión máxima.* Se refiere a la presión media máxima alcanzada a lo largo del ciclo de trabajo. De igual modo a lo que ocurre con el gradiente de presiones máximo, esta será una de las limitaciones que se aplicará posteriormente. A medida que este valor aumente, más efecto sobre el rendimiento indicado tendrá cuando se aplique la restricción.
- *Temperatura máxima.* Hace referencia a la temperatura media máxima alcanzada en el ciclo. Es un indicador de las sollicitaciones termo-mecánicas a las que estaría sometido el motor de combustión interna si se diera una combustión con las características de la evaluada.

4.5 MEJORA DEL MODELO PREDICTIVO

El proceso de optimización de la Ley de Liberación de Calor tiene una gran componente de investigación y estudio teórico. No obstante, el objetivo final de estudios como éste consiste en tratar de implementar los resultados obtenidos en motores reales y bajo condiciones reales. Esta premisa implica que, pese a que en el presente trabajo tan solo se habla de procesos teóricos, sea necesario aplicar ciertas limitaciones que se encontrarían en los motores reales.

Como se ha visto dichas limitaciones hacen referencia principalmente a restricciones de presión máxima y de gradiente de presiones máximo, impuestas por el material de la cámara de combustión y las solicitaciones termo-mecánicas que este es capaz de soportar.

Todo ello implica de manera inequívoca que el resultado se aleje cada vez más de las condiciones ideales, no obstante, su aplicación es necesaria para tratar de aproximar en mayor medida los resultados que se obtengan a las condiciones de operación de un motor de combustión interna real.

Previamente se ha introducido que la evaluación del impacto de las diferentes limitaciones con la herramienta de cálculo no ha sido completamente satisfactoria. Sin embargo, gracias a la misma se han podido observar las tendencias seguidas a la hora de optimizar la Ley de Liberación de Calor. Utilizando estos indicios se han podido efectuar las mejoras necesarias en la herramienta predictiva para poder aplicar las limitaciones requeridas.

Esta segunda fase consiste en una mejora del modelo predictivo puesto que en un principio esta herramienta tampoco es capaz de simular ciclos de combustión de esas características. En la fase anterior la herramienta de cálculo trataba en todo instante de alcanzar formas de dFQL cuyos ciclos de trabajo estuvieran siempre en el límite de las exigencias termo-mecánicas —es decir, la herramienta mostró como los mejores ciclos de trabajo se obtenían a partir de presiones y gradientes máximos, aunque todo ello se detallará en mayor medida en el capítulo de resultados—. Debido a ello se parte de la idea de implementar un ciclo que asuma como variables de entrada dicha presión y gradiente límites y, a partir de estos datos, efectúe un ciclo de trabajo asumiendo que será este en el que se obtendrán rendimientos indicados mayores. Se verá posteriormente en el capítulo de resultados como efectivamente es con este tipo de ciclos de trabajo como se obtienen rendimientos indicados mayores.

Cabe destacar que, una de las diferencias fundamentales entre las dos metodologías del presente trabajo radica en que, siguiendo los pasos de la primera fase, con la herramienta de cálculo se evaluaría el ciclo de trabajo del mismo modo que lo hacía cuando no se imponían las limitaciones y comprobaría a posteriori si se cumplen las restricciones impuestas o no, evaluando la solución en cada una de las iteraciones. En cambio, con la mejora del modelo

predictivo, se obtienen ciclos de trabajo que asumen las limitaciones termo-mecánicas como variables de entrada y es, a partir de ellas, que diseña una Ley de Liberación de Calor cuyo rendimiento sea máximo y que por supuesto cumple con las restricciones.

Esta diferencia ha supuesto que los rendimientos indicados obtenidos con la herramienta predictiva sean ligeramente superiores a los que se obtenían con la herramienta de cálculo. Esto da a entender que la manera en la que esta última resuelve el problema no le permite alcanzar el resultado óptimo. A pesar de esto, y como se ha visto ya, en el caso en el que no existen limitaciones, la forma de operar que tiene la herramienta de cálculo es totalmente válida y es en, esta segunda etapa, donde los resultados alcanzados no son los esperados.

Se considera necesario matizar que, en aquellos puntos de operación en los que, por condiciones de los mismos, para conseguir el rendimiento indicado máximo no se alcancen los valores límites de presión y gradiente de presiones, el modelo predictivo los simula igual y es capaz de obtener el ciclo de trabajo sin necesidad de alcanzarlos. Además este modelo es también capaz de aplicar una o las dos limitaciones, permitiendo una evaluación del peso sobre el rendimiento indicado de cada una de las restricciones de manera individual.

Se quiere ilustrar la proximidad de los resultados obtenidos con la herramienta de cálculo y la herramienta predictiva mediante el uso de las gráficas de presiones en un punto de funcionamiento de los empleados en el estudio. De forma que quede claro, por un lado, la proximidad en cuanto a las tendencias observadas y por otro, la mejoría de los resultados obtenidos tras la mejora del modelo predictivo.

Como se puede observar en la *Figura 4.5*, la tendencia seguida por el modelo estadístico indica claramente una pendiente limitada por el gradiente de presiones y una presión límite la cual no se puede sobrepasar. Con el modelo predictivo mejorado se ha querido seguir dicha tendencia y se puede ver como en algunas posiciones angulares se ha mejorado ligeramente, esto ha supuesto algunas mejoras en las eficiencias respecto de las alcanzadas con la herramienta de cálculo.

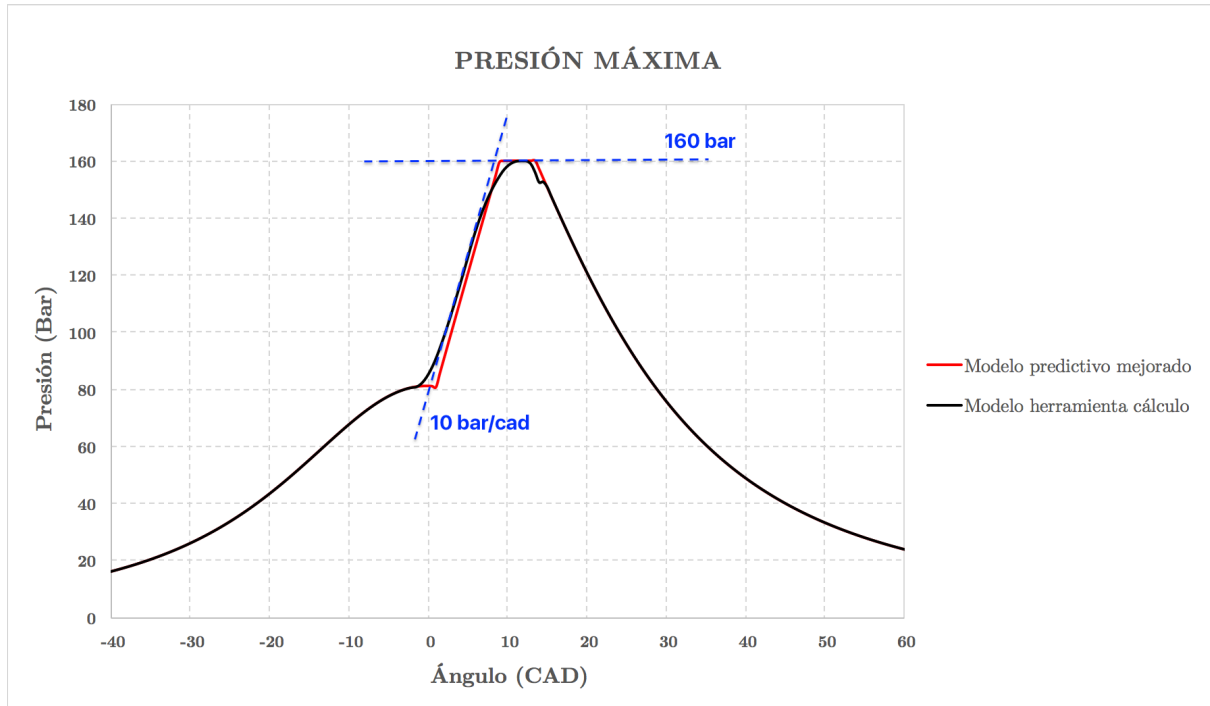


Figura 4.5: Gráfica de las presiones ensayo 1500_14 de ambos modelos

Tal y como se observa en la *Figura 4.6* el modelo predictivo mejorado es capaz de fijar exactamente las limitaciones de presión impuestas y así determinar la Ley de Liberación de Calor, tanto si el ensayo aplica una o las dos restricciones posibles. En el caso de aplicar ambas limitaciones, el modelo realizará un paso previo para cada incremento angular en el que estudiará cual de las dos resulta más restrictiva y, a partir de esa, calculará una presión (en el caso en el que la limitación más restrictiva sea la presión no haría falta calcularla). Una vez obtenida dicha presión realizará el balance energético que le permitirá obtener una dFQL.

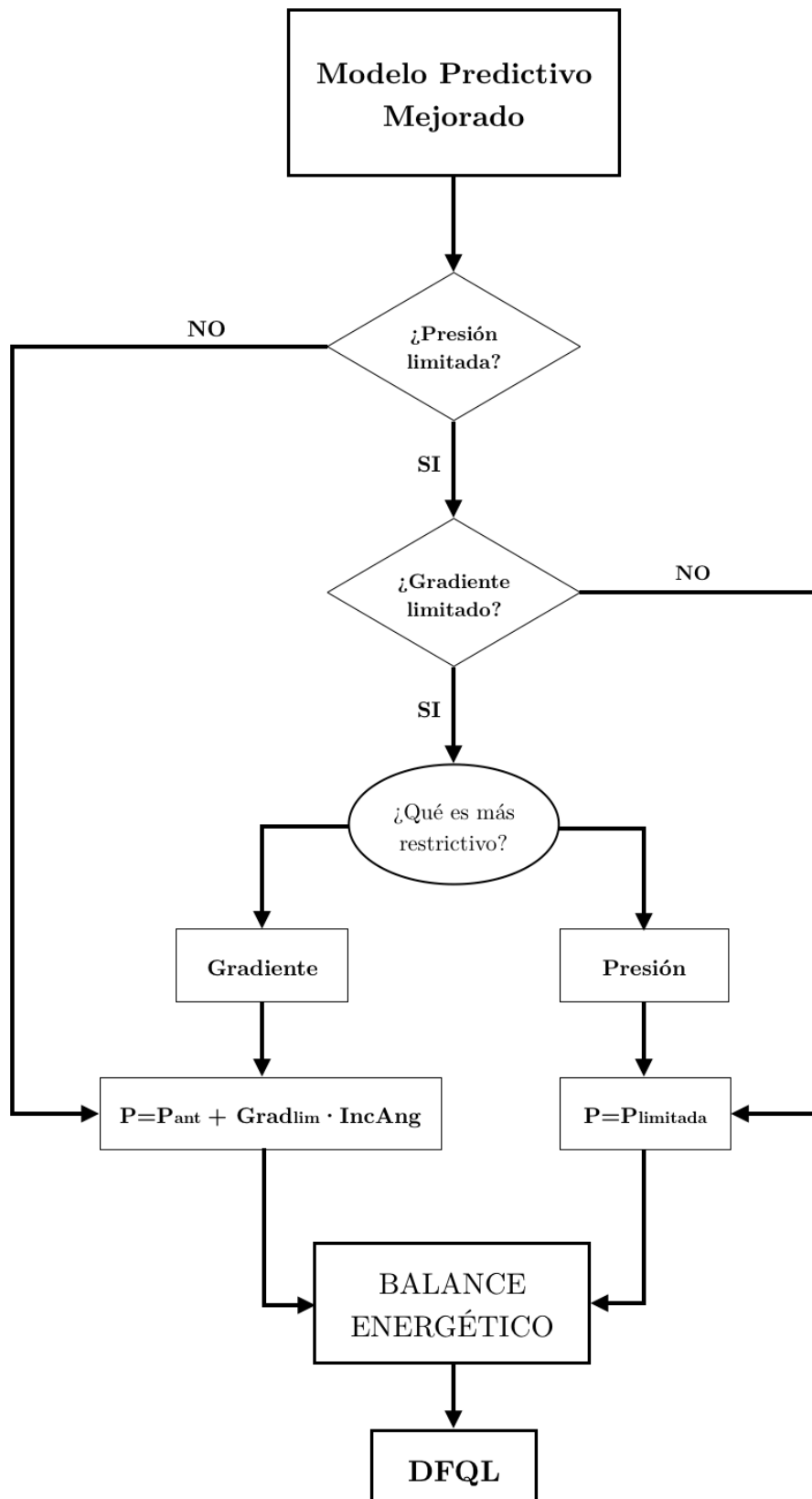


Figura 4.6: Diagrama flujo de trabajo del modelo predictivo mejorado

5. RESULTADOS

5.1 Introducción	60
5.2 Proceso de combustión sin restricciones.....	60
5.3 Proceso de combustión con restricciones.....	71
5.3.1 Presión máxima.....	71
5.3.2 Gradiente de presiones máximo	80
5.3.1 Presión máxima y gradiente de presiones máximo.....	88
5.4 Conclusiones	97

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo y de manera análoga a lo que se realizó en el *capítulo 4*, se ha realizado el estudio en dos fases diferenciadas. La primera de ellas, correspondiente a la primera explicada en la metodología, se ha realizado por completo mediante la herramienta estadística y los resultados que se van a presentar son los proporcionados por la misma. Todos los ensayos realizados en esta primera etapa se corresponden con ensayos en los que todavía no se ha aplicado ninguna de las limitaciones. El objetivo de éstos es evaluar el efecto de la transmisión de calor sobre el ciclo de trabajo indicado.

Una vez evaluado el efecto de la transmisión de calor, empieza la segunda fase del estudio en la que se presentarán los resultados acerca de la influencia que tienen sobre el rendimiento las distintas limitaciones. Se presentarán en esta fase los resultados proporcionados por el modelo predictivo mejorado, y se podrá evaluar la forma que debería tener un proceso de combustión con restricciones cuyo objetivo consista en la optimización del ciclo de trabajo.

5.2 PROCESO DE COMBUSTIÓN SIN RESTRICCIONES

Tal y como se comentó en el *capítulo 2* de manera introductoria, existen muchos procesos dentro del ciclo de trabajo de un motor de combustión interna que provocan pérdidas energéticas en el mismo, —este estudio se refiere en todo momento al ciclo de trabajo indicado, por lo que no se tienen en cuenta las pérdidas a través de los elementos auxiliares—, pero algunas de ellas tienen especial relevancia, en concreto, las pérdidas debidas a la transmisión de calor. Por ello que se vuelve de suma importancia evaluar que efecto tienen las mismas sobre el rendimiento indicado y que mejoras podrían alcanzarse al reducir estas pérdidas.

Las tendencias observadas acerca del efecto de la transmisión de calor son análogas entre todos los puntos, por ello tan solo se van a presentar en detalle dos puntos de funcionamiento, no obstante, si que se presentará una tabla al final del apartado que ilustre los resultados obtenidos para todos los puntos de funcionamiento para los que se ha realizado el ensayo.

En cuanto a la masa de fuel inyectada, se ha de decir que pese a que los ciclos evaluados son teóricos, si que se ha tenido en cuenta este factor. Es cierto que a efectos de la combustión no tiene demasiado impacto, pero sí a efectos de las condiciones de la cámara. El criterio que se ha creído conveniente a la hora de determinar la masa de fuel inyecta, es que ésta adoptara la misma forma que la dFQL y comenzase unos grados antes del proceso de combustión. Este criterio se ha mantenido para todos los puntos de operación y los distintos tipos de ensayos evaluados.

Los puntos son el 1500_3 y el 3500_19, un punto de baja carga y bajo régimen y un punto de alta carga y alto régimen, por lo que se trata de dos puntos de funcionamiento muy dispares entre sí. La mejoría de resultados en cuanto a rendimiento, recogidos en la tabla final, están referidos a rendimientos *originales*, entendiendo *originales* como valores de rendimientos recogidos en el banco de ensayos a partir de unos *settings* proporcionados por el fabricante y que, bajo condiciones reales, están optimizados para proporcionar eficiencias máximas.

Para poder evaluar los resultados obtenidos, éstos se van a presentar a partir de gráficas de modo que se pueda analizar la presión, la dFQL, la FQL, la temperatura y el diagrama P-V. En estas gráficas se incluirá por un lado el ensayo ideal, en el que se ha considerado que el motor es adiabático y por otro, el ensayo con transmisión de calor pero sin ninguna restricción termo-mecánica. Se considera que así resulta mas sencillo valorar el efecto de la transmisión de calor sobre el ciclo de trabajo.

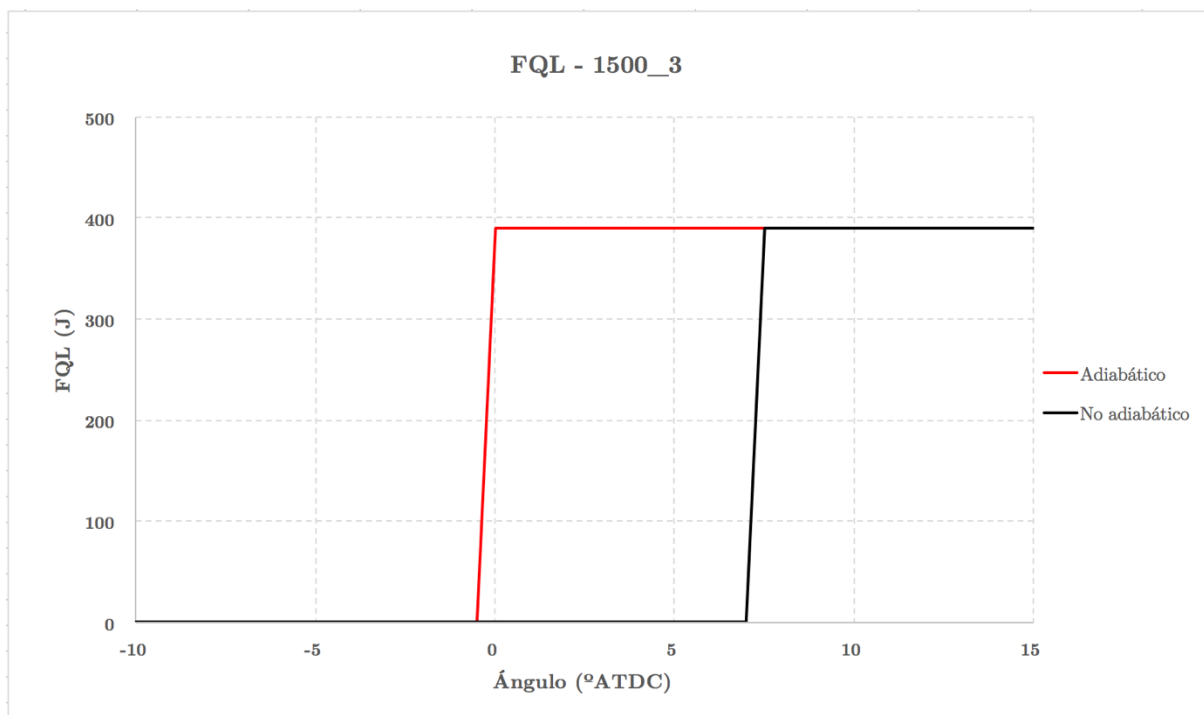


Figura 5.1: Gráfica de la FQL, ensayo 1500_3

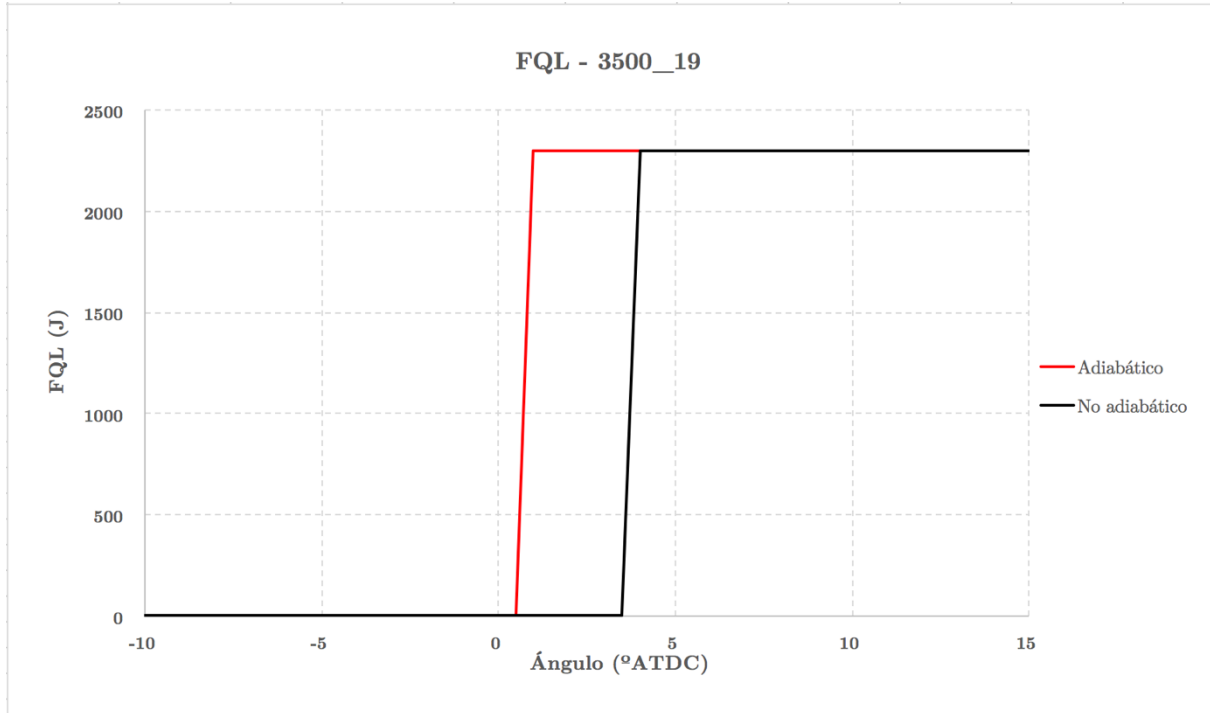


Figura 5.2: Gráfica de la FQL, ensayo 3500_19

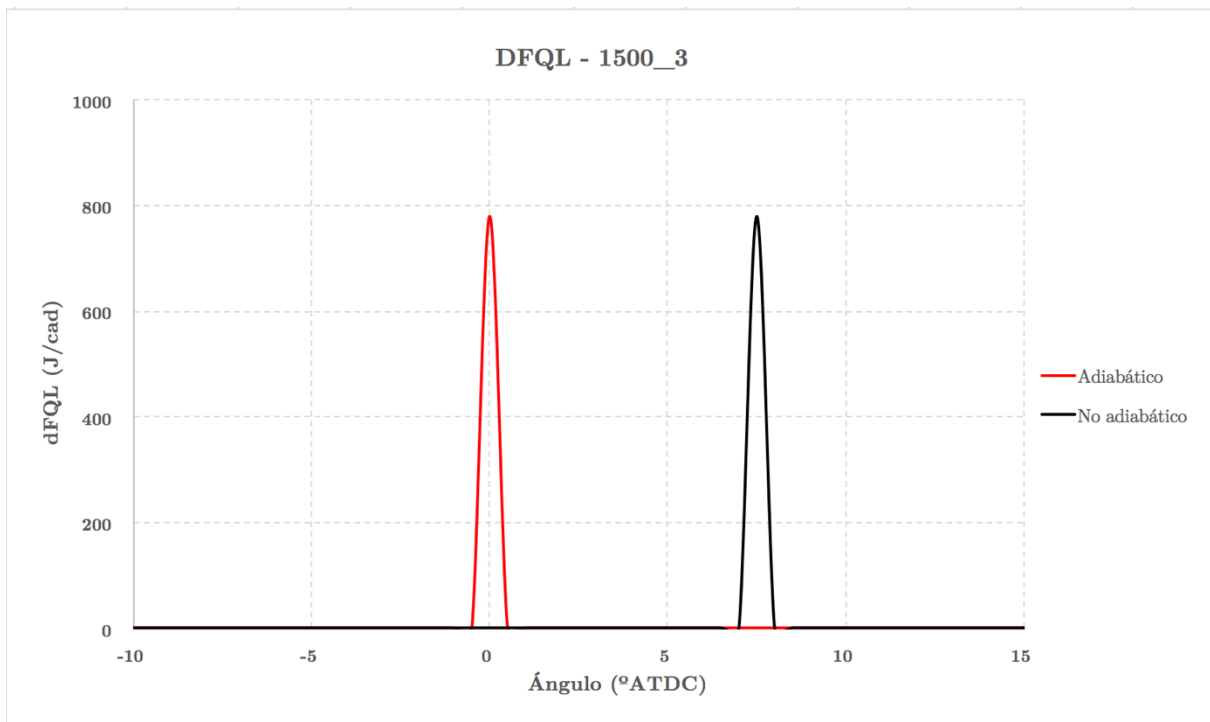


Figura 5.3: Gráfica de la dFQL, ensayo 1500_3

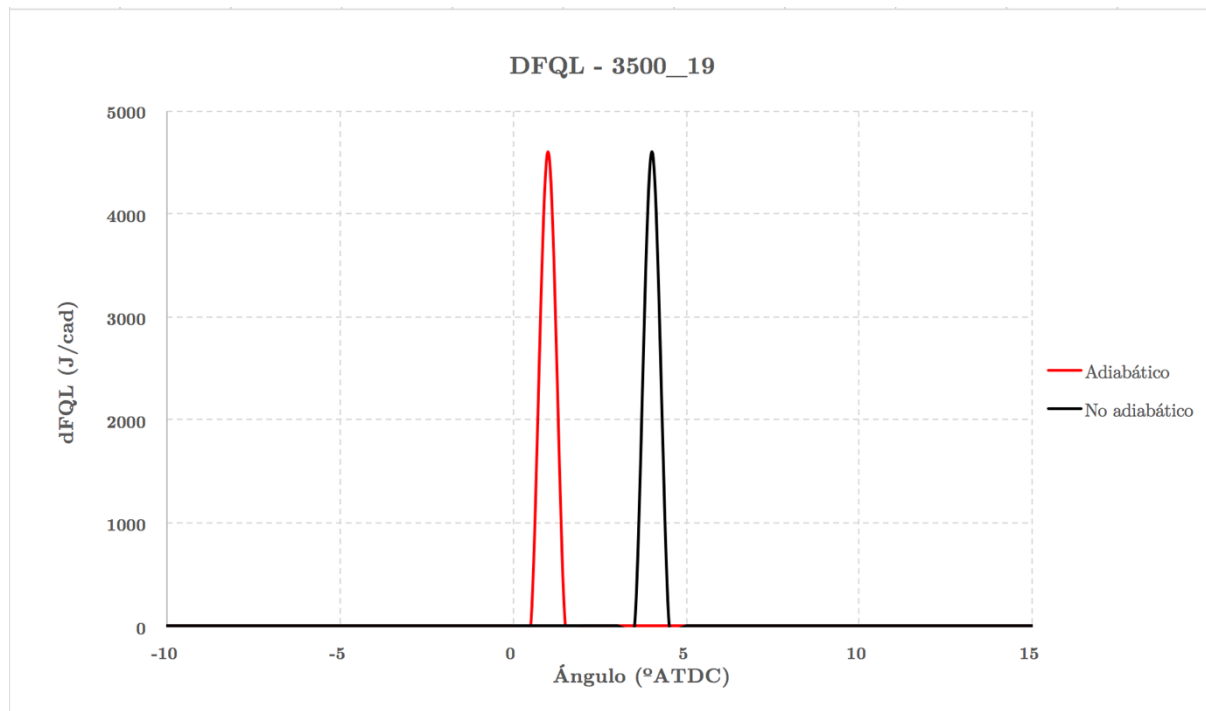


Figura 5.4: Gráfica de la dFQL, ensayo 3500_19

Se puede ver en la *Figura 5.3* y *Figura 5.4* como la velocidad, la forma y la duración de la combustión son iguales para los dos puntos de funcionamiento comparando el caso con pérdidas por transmisión de calor con el caso en el que no se consideran.

El inicio del proceso ideal lo marca el punto en el que las condiciones de la cámara de combustión son máximas, para tratar de alcanzar los mayores picos de presión y temperatura, puesto que estos serán los que den un mayor trabajo indicado. En el caso concreto del punto 1500_3, el inicio de la combustión de ciclo ideal se produce ligeramente antes del PMS (-0.5 °ADTC) y ocurre lo más rápido que las características del modelo lo permiten (y es que tan solo dura un incremento angular). En el caso del punto 3500_19, el inicio de la combustión para el proceso ideal ocurre ligeramente después del PMS (+0.5 °ADTC). Se puede observar como para el proceso sin transmisión de calor en ambos puntos de funcionamiento el inicio de la combustión se produce en las cercanías del PMS.

En cambio, para poder optimizar el rendimiento en el ciclo con pérdidas por transmisión de calor, es necesario compaginar y alcanzar un compromiso entre las pérdidas producidas en el ciclo con el valor del trabajo indicado. Este compromiso se alcanza atrasando el inicio de la combustión, a +7 °ADTC para el caso de bajo régimen y a +3.5 °ADTC para el caso de alto régimen. En ambos puntos de operación, la duración del proceso de combustión es la misma para el ciclo con y sin transmisión de calor, 1CAD.

Se puede ver como la diferencia existente en el inicio de la combustión en el caso del punto de mayor régimen es menor que en el punto a bajo régimen. El hecho de que el ciclo adiabático sea, en el caso del punto de funcionamiento 3500_19, más parecido al ciclo con pérdidas por transmisión de calor se debe a que, a medida que el motor de combustión gira a un mayor régimen, su comportamiento se vuelve más adiabático. Por lo tanto a medida que el régimen de giro del motor aumenta, el impacto de las pérdidas por transmisión de calor se reduce, lo que supone una reducción de rendimiento indicado también menor.

Seguidamente, en la *Figura 5.5* y la *Figura 5.6*, se puede ver la presión alcanzada en el ciclo de trabajo con y sin transmisión de calor para el punto 1500_3 y 3500_19 respectivamente.

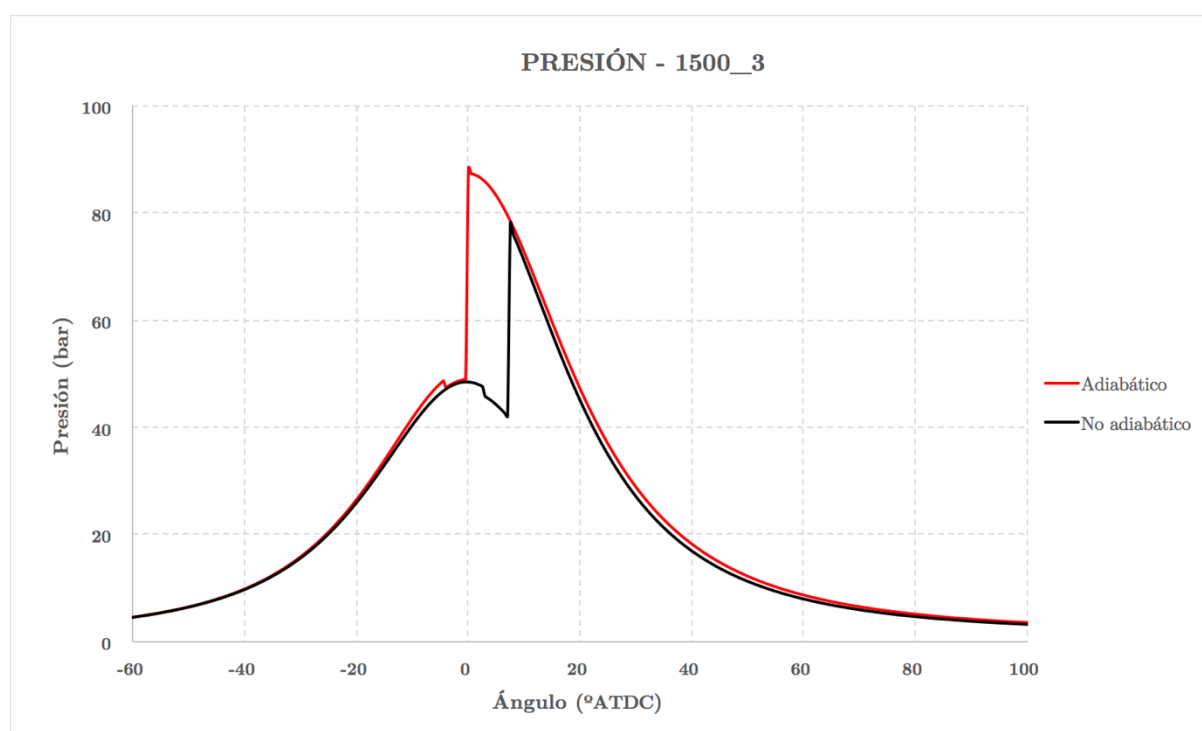


Figura 5.5: Gráfica de la presión, ensayo 1500_3

En la *Figura 5.5* se ilustra la presión en cámara para el primer punto de funcionamiento evaluado, como puede verse en el ciclo no adiabático se produce una caída de presión antes del inicio de la combustión. Esto se debe al proceso mediante el cual se inyecta la masa de fuel en la cámara y a las condiciones de la misma, justo antes del inicio de la combustión.

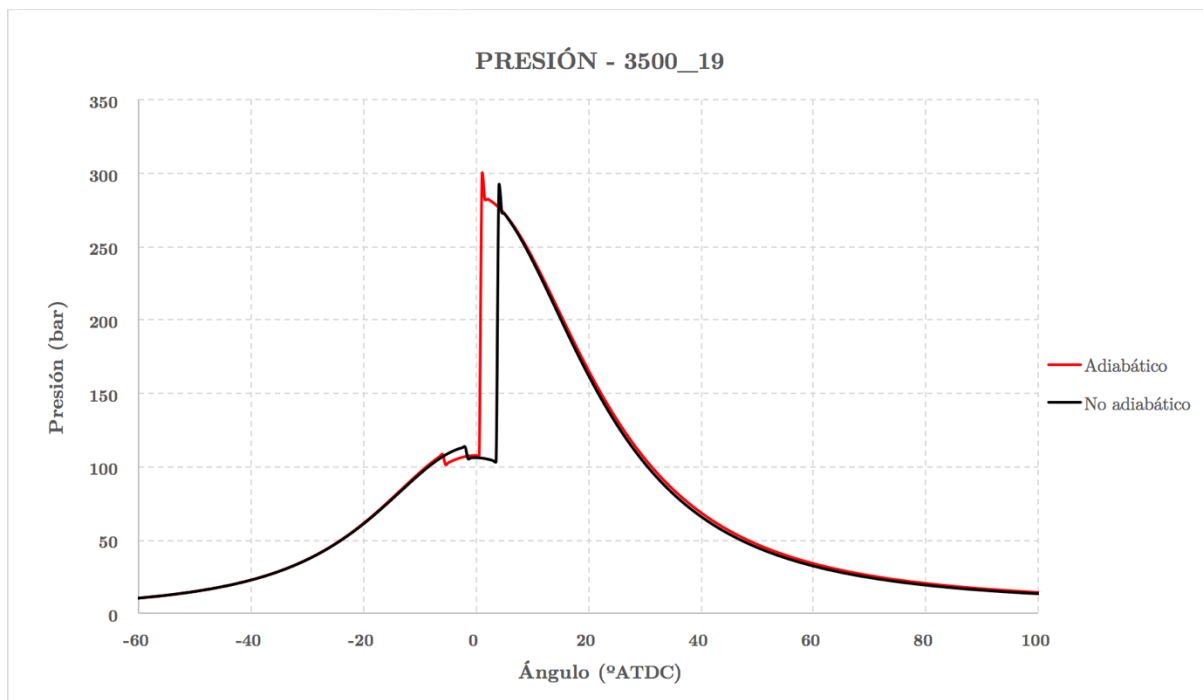


Figura 5.6: Gráfica de la presión, ensayo 3500_19

En la *Figura 5.5* y *Figura 5.6*, puede observarse como, para ambos puntos de funcionamiento, la velocidad de la combustión provoca tanto en el caso adiabático como en el caso con transmisión de calor que, tras el inicio de esta, la presión suba de manera casi instantánea (representado por una línea vertical en las gráficas de las presiones). Si bien es cierto que al considerar las pérdidas por transmisión de calor, el valor máximo que alcanza es considerablemente menor. Esta reducción de presión supone una reducción en el trabajo indicado obtenido, pero también en la temperatura máxima alcanzada.

El punto en el que existe una mayor transmisión de calor se da teóricamente justo después del PMS, debido a la combinación que existe entre el área de contacto y la temperatura. Por ello, a la hora de optimizar un ciclo en el que se consideran estas pérdidas, el modelo trata de alejar ligeramente el proceso de combustión de dicho punto. Al alejarlo se consigue que el pico de temperatura sea menor para ambos puntos de funcionamiento (como se puede ver en la *Figura 5.7* y la *Figura 5.8*) lo que supone que el pico de transmisión de calor por ambas sea también menor.

En el punto de operación 3500_19 la diferencia entre las presiones alcanzadas por cada uno de los ensayos es menor, debido al comportamiento más adiabático del motor, por lo que, para compensar el efecto de las pérdidas de calor, no se necesita reducir tanto la temperatura y, por tanto, la presión.

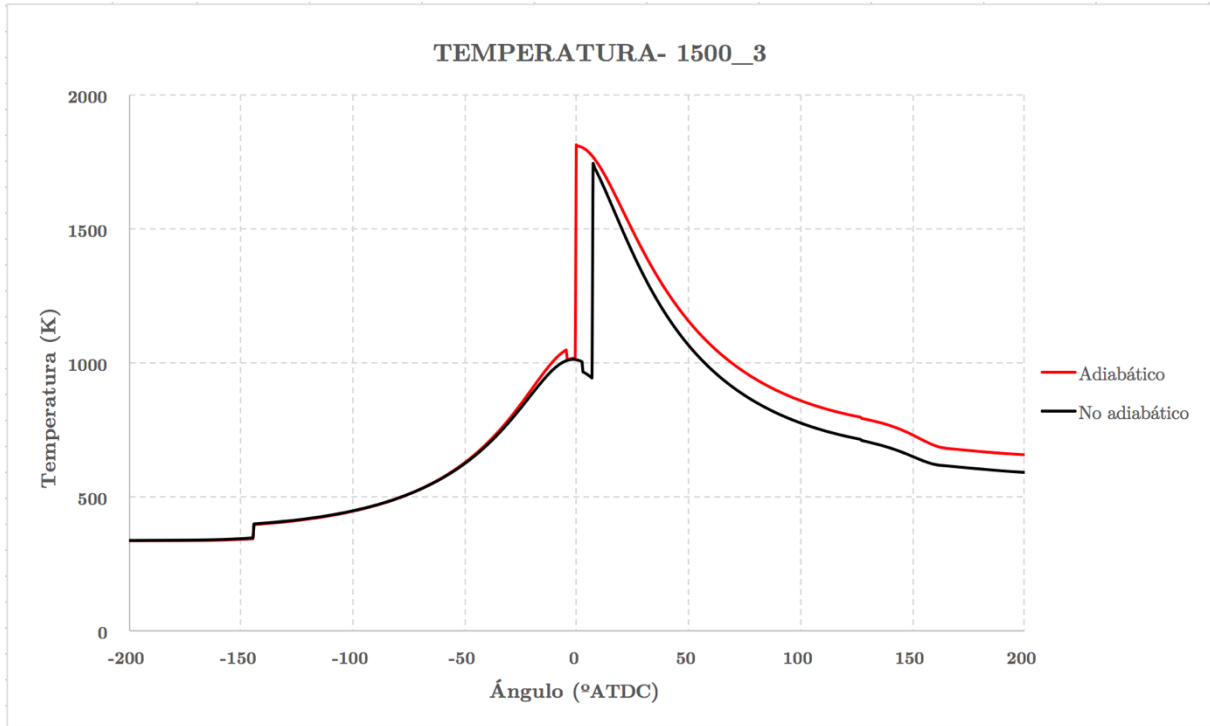


Figura 5.7: Gráfica de la temperatura, ensayo 1500_3

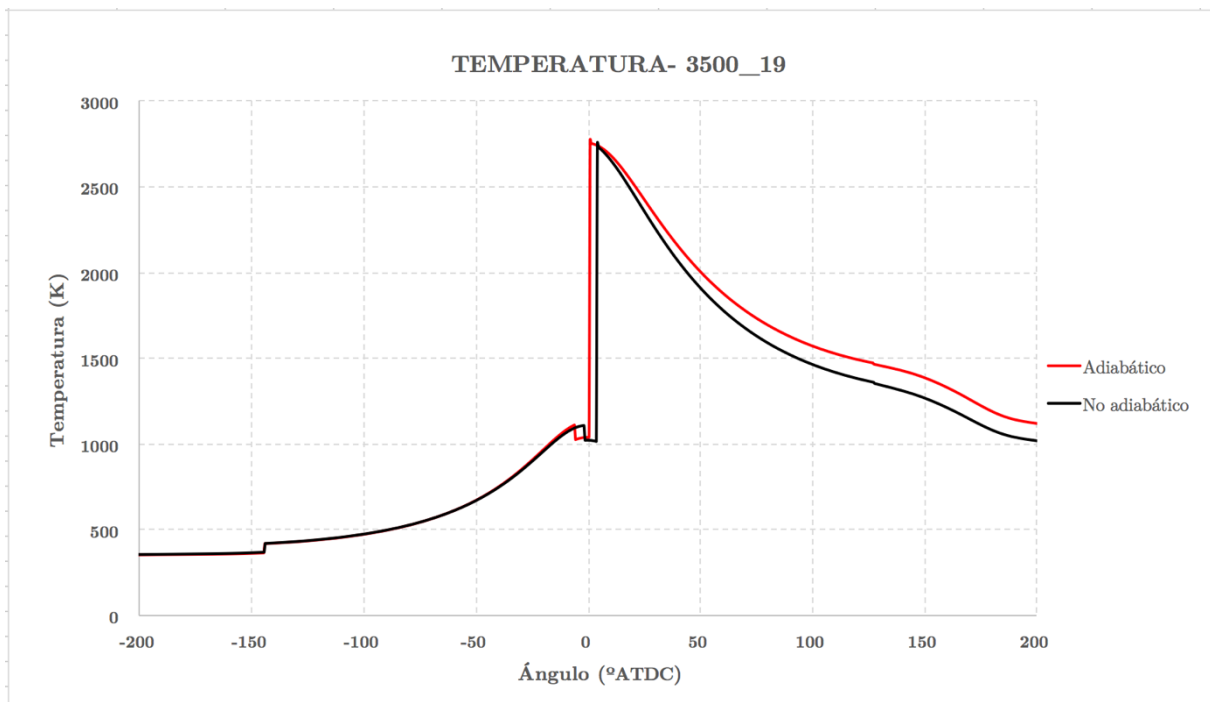


Figura 5.8: Gráfica de la temperatura, ensayo 3500_19

Finalmente, los ciclos de trabajo obtenidos en ambos puntos de operación se ilustran mediante diagramas P-V en las gráficas mostradas a continuación.

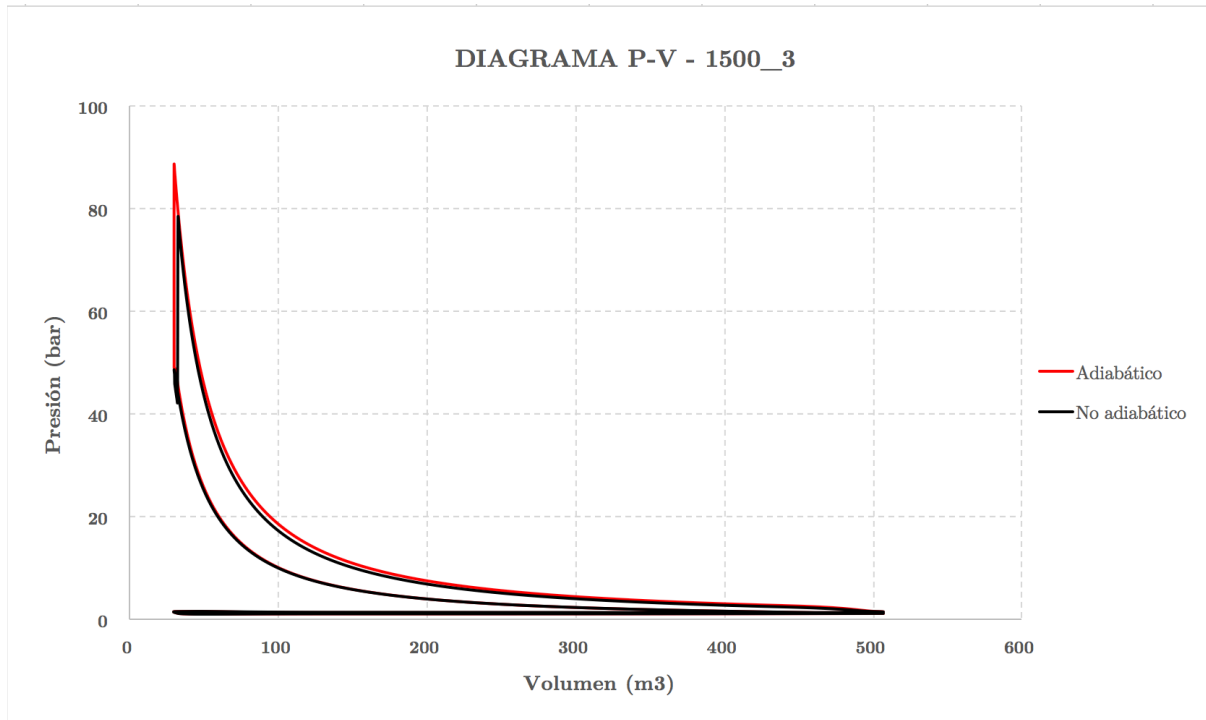


Figura 5.9: Diagrama P-V, ensayo 1500_3

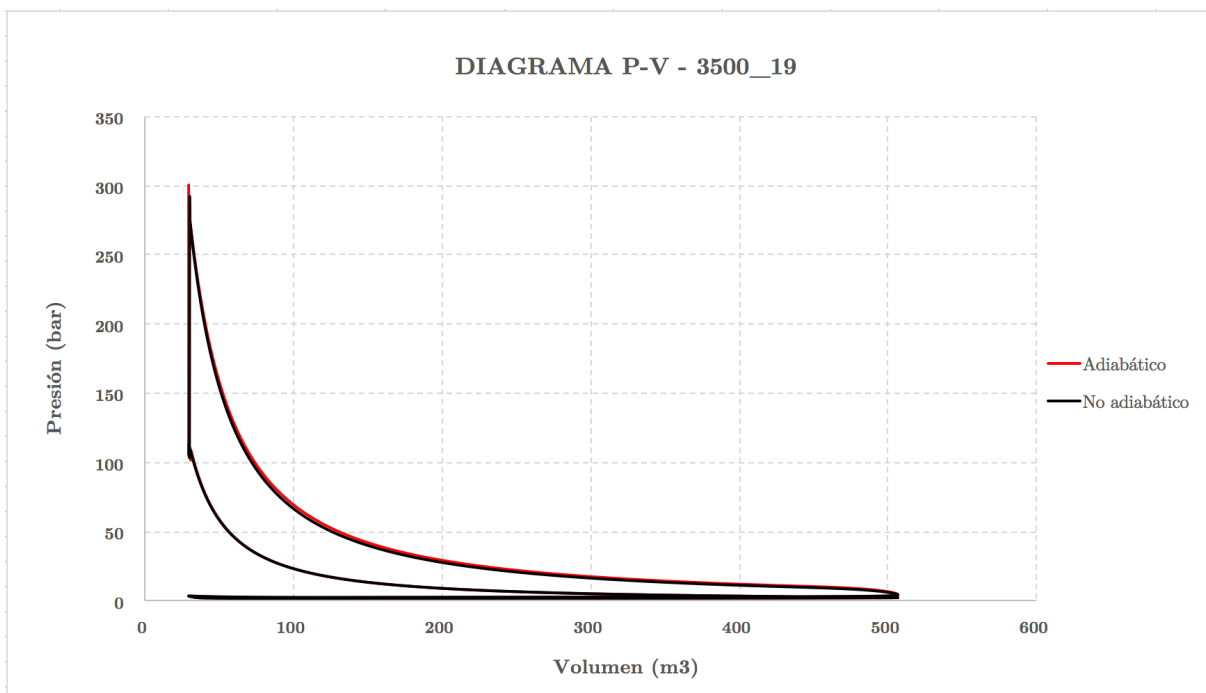


Figura 5.10: Diagrama P-V, ensayo 3500_19

En los diagramas mostrados en la *Figura 5.9* y la *Figura 5.10*, se puede apreciar como el ciclo de trabajo es idéntico en cuanto a forma para los dos ensayos realizados, pero la reducción de área en el lazo de alta —se ve principalmente en el pico de presión y en la carrera de expansión—, equivale a una reducción de trabajo indicado obtenido y por tanto de rendimiento indicado.

Como cabía esperar, al comparar ambos puntos de funcionamiento, se puede ver como en el caso de alto régimen – alta carga el trabajo indicado obtenido tras el ciclo es considerablemente mayor. Además, en la *Figura 5.10* se ilustra que, tal y como se había comentado antes, las pérdidas por transmisión de calor en el caso del punto de máxima potencia son mucho menores que en el punto de baja régimen – baja carga.

En las tablas resumen de ambos puntos encontradas a continuación, se pueden encontrar varias similitudes y diferencias entre ambos puntos de funcionamiento.

- En ambos puntos de operación la duración de la combustión es la misma para los dos ensayos y el inicio de la misma se atrasa en el caso del ensayo con transmisión de calor.
- El atraso que sufre el punto 3500_19 es mucho menor que el atraso que sufre el punto 1500_3.
- En el caso 1500_3, la reducción de la presión máxima es de aproximadamente un 10%, frente al 3% del punto 3500_19.
- El impacto sobre el rendimiento es para el primer caso mucho más acusado, suponiendo unas pérdidas del 8.6% frente al 3.7% del segundo.

1500_3	INICIO	DURACIÓN	P_{MAX}	T_{MAX}	RENDIMIENTO
Adiabático	-0.5 °ATDC	1 CAD	87 Bar	1814 K	51.6%
No adiabático	+7 °ATDC	1 CAD	78 Bar	1744 K	43%

Tabla 5.1: Resumen ensayos 1500_3

3500_19	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
Adiabático	+0.5 °ATDC	1 CAD	300 Bar	2773 K	54.3%
No adiabático	+3.5 °ATDC	1 CAD	291 Bar	2757 K	50.6%

Tabla 5.2: Resumen ensayos 3500_19

En la *Tabla 5.3* mostrada a continuación, se recogen todos los resultados de rendimiento indicado obtenidos tras la realización de todos los ensayos. Se ha recogido también el porcentaje de pérdidas para determinar las tendencias que siguen los distintos puntos de funcionamiento del motor. Las tendencias encontradas son:

- En primer lugar, se ha observado que en todos los puntos de funcionamiento, para compensar las pérdidas por transmisión de calor, el modelo atrasa el inicio de la combustión. De esta forma consigue que la presión y la temperatura alcanzadas se reduzcan y con ello las pérdidas caloríficas.
- El atraso del inicio de la combustión debe ser tal que se compensen las pérdidas con el trabajo indicado obtenido. Un retraso demasiado elevado provocaría pérdidas de rendimiento muy significativas.
- La duración para todos los puntos de operación entre el ensayo adiabático y el ensayo con pérdidas por transmisión de calor se mantiene. Esto indica que a pesar de que existan este tipo de pérdidas, la tendencia para alcanzar mayores rendimientos sigue siendo tratar de realizar combustiones instantáneas.
- En los puntos de funcionamiento de mayor régimen las pérdidas por transmisión de calor se reducen, lo que indica que el comportamiento del motor es más adiabático. Esto implica que a medida que el régimen de giro aumenta el impacto de la transmisión de calor se reduce.
- Para un mismo régimen de giro, a medida que el grado de carga aumenta las pérdidas por transmisión de calor se reducen. Esto se debe a que, el aumento de la potencia indicada que se obtiene al aumentar el grado de carga, es mayor que el aumento de la transmisión de calor.

RENDIMIENTO	ORIGINAL	ADIABÁTICO	NO ADIABÁTICO	PÉRDIDAS
1500_3	41%	51.6%	43%	↓ 8.6%
1500_14	42.1%	51.9%	45.8%	↓ 6.1%
2000_21	43%	52.1%	47.5%	↓ 4.6%
2500_10	44.1%	52.3%	47.3%	↓ 5%
3500_3	44%	53.4%	47.6%	↓ 5.8%
3500_16	45.9%	54.8%	50.8%	↓ 4%
3500_19	43.9%	54.3%	50.6%	↓ 3.7%

Tabla 5.3: Resumen todos los puntos ensayados

5.3 PROCESO DE COMBUSTIÓN CON RESTRICCIONES

Tal y como se comentó en el *capítulo 4*, la herramienta de cálculo empleada en el estudio del proceso de combustión sin restricciones no es del todo válida para la evaluación del proceso de combustión con restricciones. Por ello en este apartado, el estudio se ha realizado con el modelo predictivo *siCiclo*.

Pese a las diferencias entre las dos fases en cuanto a la metodología empleada en cada una de ellas, se va a emplear como comparación los ciclos no adiabáticos sin restricciones para tener una buena visión acerca de lo que supone imponer limitaciones sobre la eficiencia en un ciclo de trabajo. Para que dicha comparación tenga validez, en los ciclos limitados mediante la herramienta predictiva también se ha situado el inicio de la combustión en el ángulo de avance óptimo, es decir, en el ángulo que introduce menos pérdidas en el motor.

En esta ocasión se van a evaluar de nuevo dos puntos de funcionamiento, el empleado en el apartado anterior, 3500_19, y se va a añadir un segundo de bajo régimen y alta carga, el 1500_14. Se quiere matizar que no se ha empleado el punto 1500_3 porque algunos de los valores límites no los alcanzaba y se ha creído conveniente mostrar dos puntos diferentes pero que sí que alcancen los valores límite. De este modo sí que se podrá evaluar el efecto que dichas limitaciones suponen sobre el comportamiento de los ciclos de trabajo. Para la realización del análisis se van a emplear las mismas cuatro gráficas que en la fase anterior. Al final de cada apartado se han recogido los resultados de todos los puntos de funcionamiento ensayados en una tabla.

5.3.1 Presión máxima

En este primer sub-apartado se van a evaluar las consecuencias de limitar la presión máxima alcanzada en dos de los puntos de funcionamiento. El valor de la presión máxima que se ha impuesto como límite es de *160 bar*, escogiéndose ese valor en base a los materiales de fabricación y las solicitaciones termo-mecánicas que los motores actuales son capaces de resistir. Tal y como se ha mencionado, en el caso del 1500_3 no se ha podido evaluar esta restricción porque los valores de presión alcanzados en el ciclo teórico con transmisión de calor no llegan a este límite.

De manera análoga a lo realizado en el estudio anterior, se va a comenzar con el análisis de las Leyes de Liberación de Calor de los dos puntos de funcionamiento. En primer lugar la energía liberada frente a la posición angular (FQL) y en segundo lugar la variación de energía liberada frente a la posición angular (dFQL).

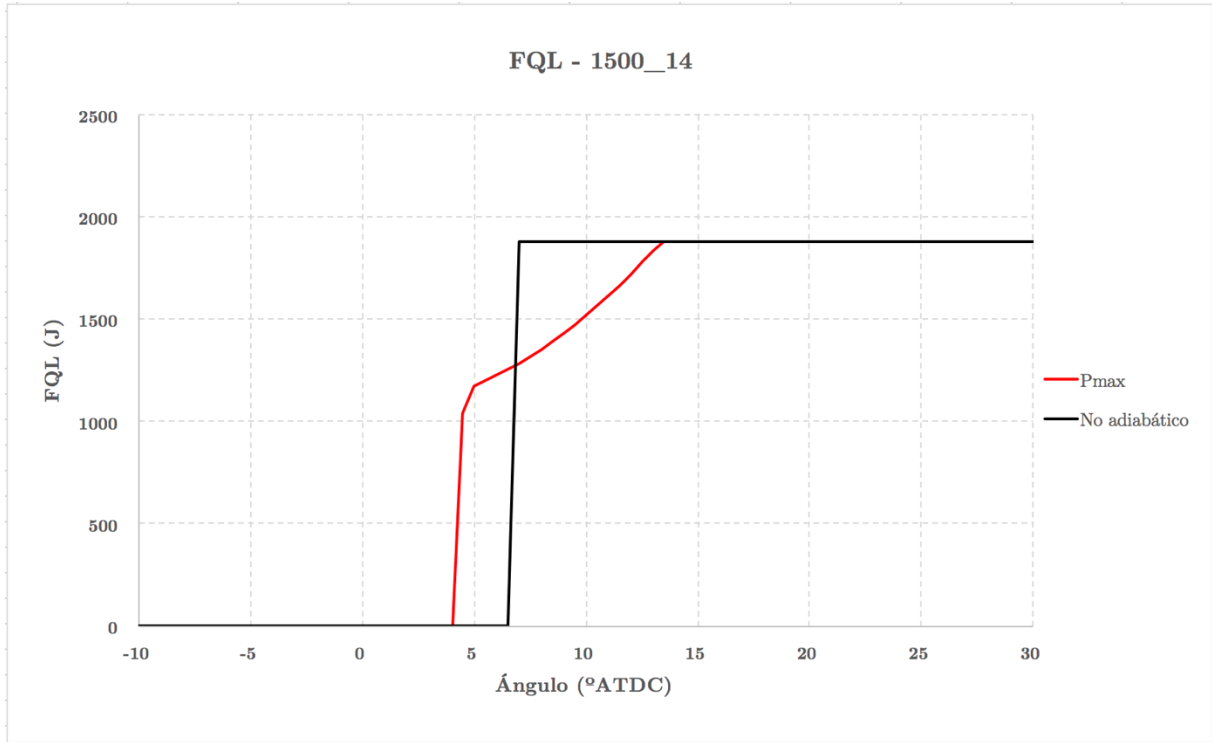


Figura 5.11: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax 1500_14

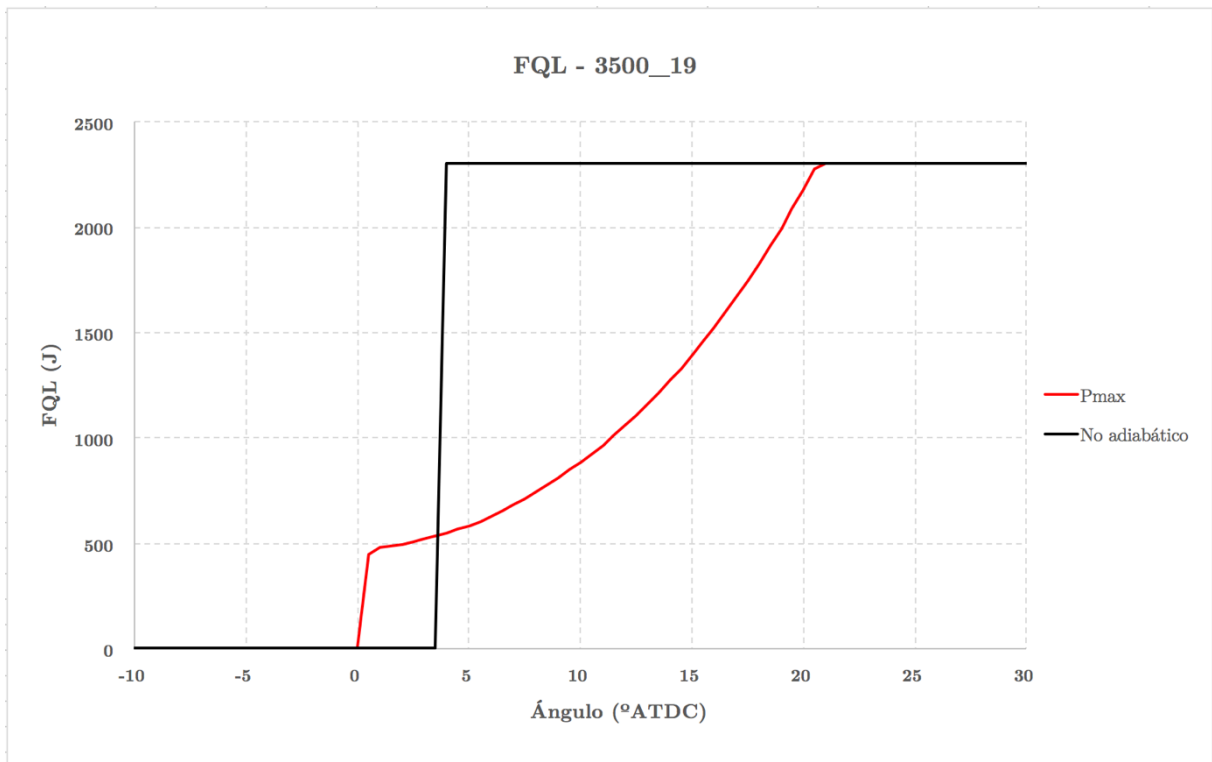


Figura 5.12: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax 3500_19

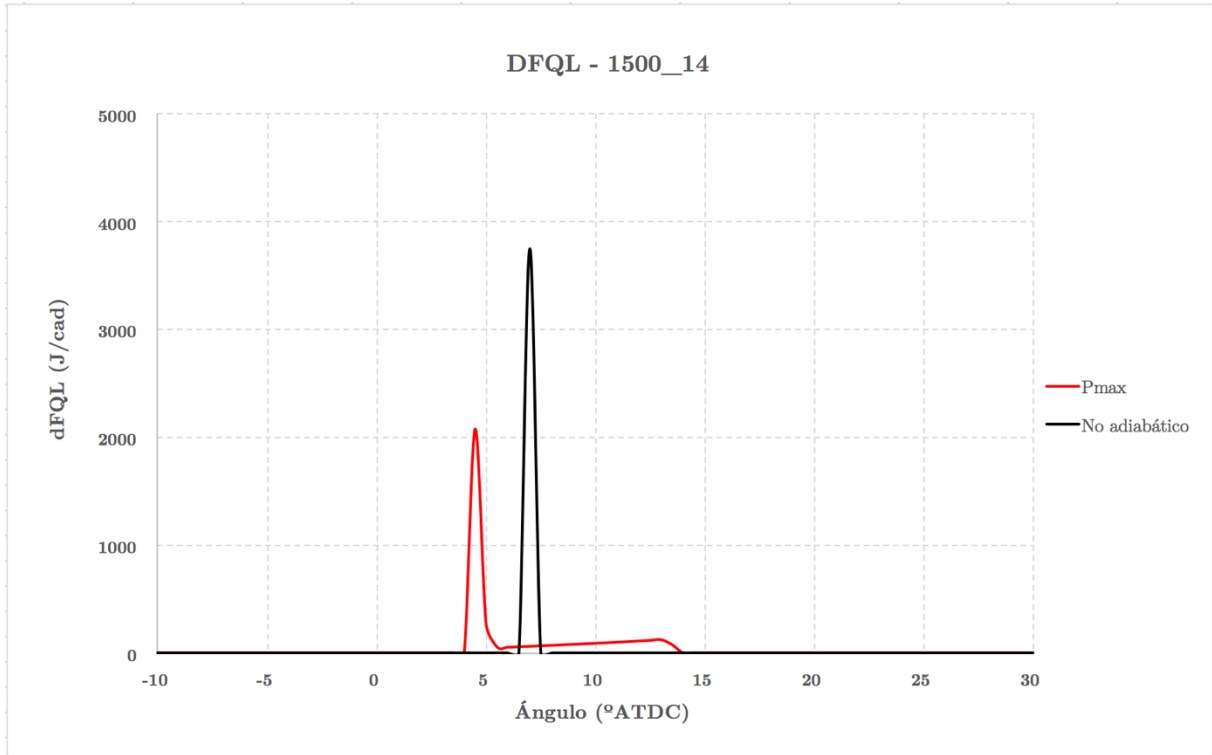


Figura 5.13: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax 1500_14

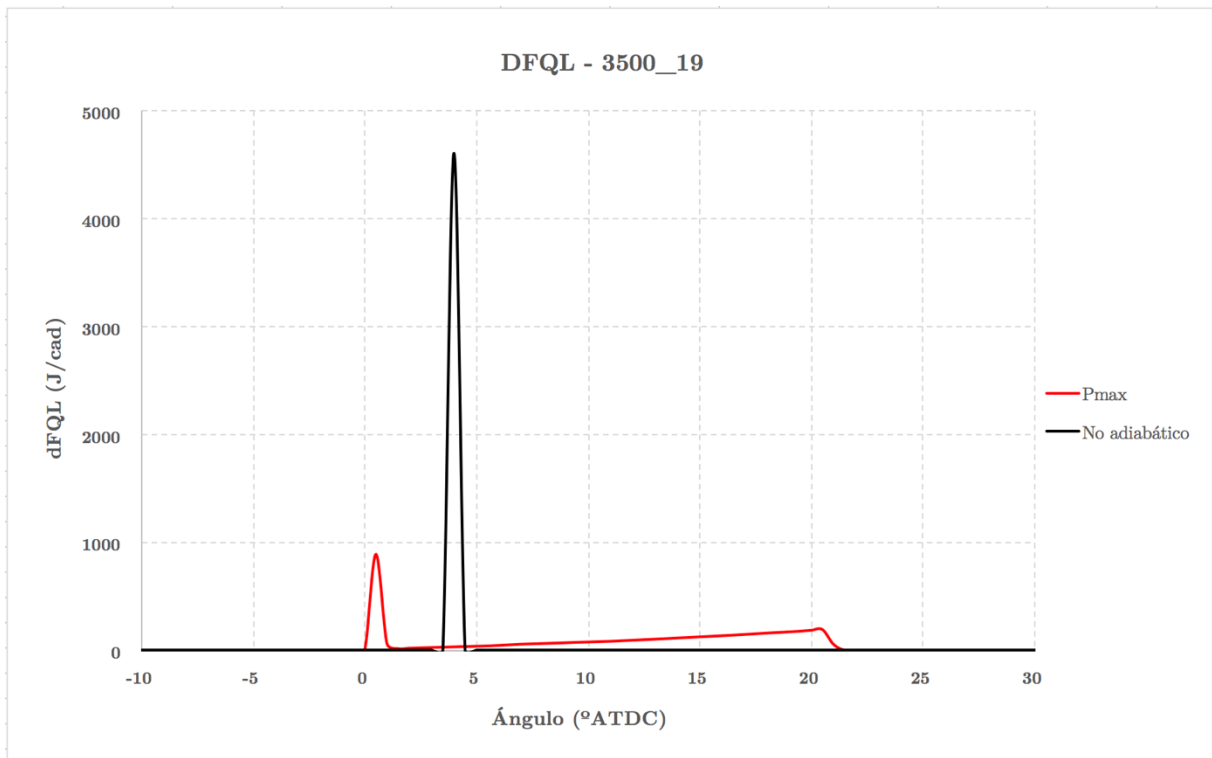


Figura 5.14: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax 3500_19

Se puede ver, tanto en la *Figura 5.13* como en la *Figura 5.14* que, para ambos puntos de operación, la duración de la combustión aumenta fuertemente, desde 1 CAD a 10 CAD para el punto 1500_14 y desde 1 CAD a 21 CAD para el punto 3500_19. Todo esto parece indicar que la duración de la combustión tiene gran influencia a la hora de limitar la presión máxima alcanzada.

En ambos puntos, la forma adquirida por la Ley de Liberación de Calor es análoga, la duración se ha ampliado y el inicio se ha adelantado. No obstante es posible apreciar diversas diferencias.

La forma que adquiere la dFQL al aplicar la limitación de presión máxima puede explicarse tal que, el primer pico se corresponde con la subida brusca de la presión. Dado que todavía no se ha limitado el gradiente de presiones, subir de manera casi instantánea hasta el límite de presión impuesto supone una mejora en el rendimiento. Una vez se alcanza la presión máxima, es necesario reducir bruscamente la tasa de quemado para no seguir elevando la presión. En la segunda etapa de la combustión, tras el primer pico acusado, se puede observar como la pendiente es ligeramente ascendente. Esto se debe a que, para mantener la presión constante, a medida que el pistón se aleja del PMS es necesario aumentar la cantidad de combustible que se está quemando.

En cuanto a las diferencias, en primer lugar se ha de tener en cuenta que en el punto 3500_19 la presión en cámara antes del inicio de la combustión es mucho mayor, por lo que éste necesita liberar menos cantidad de energía hasta alcanzar los 160 bar de presión límite. Esto se traduce en que, tal y como se ve en la *Figura 5.14*, el primer pico que se observa en la dFQL del punto 3500_19 es mucho menor que su análogo en el punto de funcionamiento 1500_14.

En segundo, en el caso de bajo régimen, la duración del ciclo es apreciablemente menor. Esto se debe a que, como se ha explicado en el párrafo anterior, la energía liberada por el punto 3500_19 en una primera fase es menor. Además, la energía disponible dicho punto es mayor (2300 J frente 1800 J). Estos dos motivos implican que, para poder liberar toda esa energía disponible respetando la limitación impuesta, sea necesario que la duración de la combustión sea considerablemente mayor. De esta forma se consigue que dicha energía se libere de manera mucho más progresiva.

En cuanto a la gráficas correspondientes a la presión, se puede ver en las figuras mostradas a continuación como, para ambos puntos de operación, existe al inicio del proceso de la combustión un aumento casi instantáneo de la misma, hasta el límite de 160 bar que se ha impuesto. El modelo mantiene ese valor máximo hasta que la presión vuelve a descender en la etapa de expansión.

Tal y como se puede ver en la *Figura 5.16* en el caso de máxima potencia, la presión máxima en el ensayo sin restricciones alcanza valores mucho mayores que en el punto de bajo régimen (291 bar y 208 bar respectivamente). Esto se debe a dos motivos fundamentales, en primer lugar, la presión en cámara antes del inicio del proceso de combustión del punto 3500_19 es mayor que la que se da en el punto 1500_14. Además, como se ha visto, existe más energía disponible en el punto 3500_19 que en el punto 1500_14. Ello supone que, al liberar toda esa energía, se obtengan valores de presión máxima mucho más elevados. Por estos dos motivos, la limitación de 160 bar es mucho más exigente en el ensayo de 3500_19. Esto implica que la reducción del trabajo indicado obtenido en el punto 3500_19 sea más acusada que la obtenida en el punto 1500_14.

Puede verse en las *Figura 5.15* y *Figura 5.16*, como a pesar de las grandes diferencias existentes entre el inicio y la duración de las dFQL, el comportamiento de las presiones al imponer la restricción es ciertamente similar.

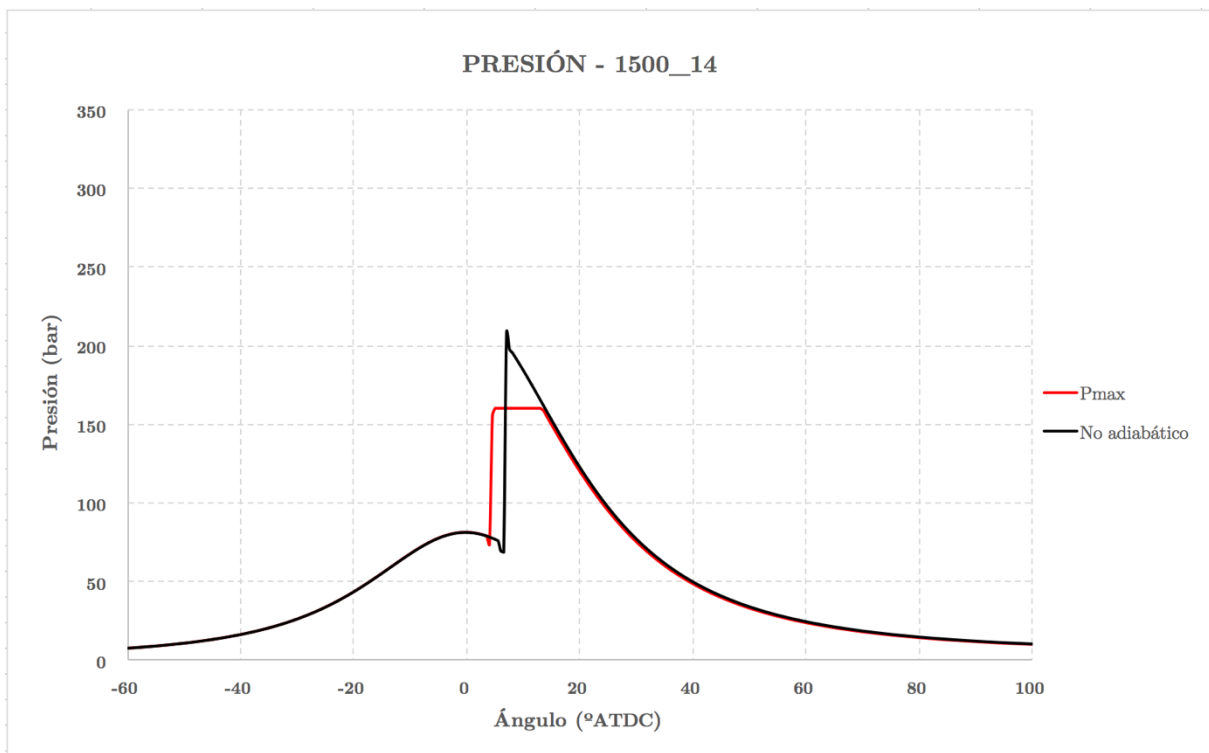


Figura 5.15: Gráfica de la presión, ensayo Pmax 1500_14

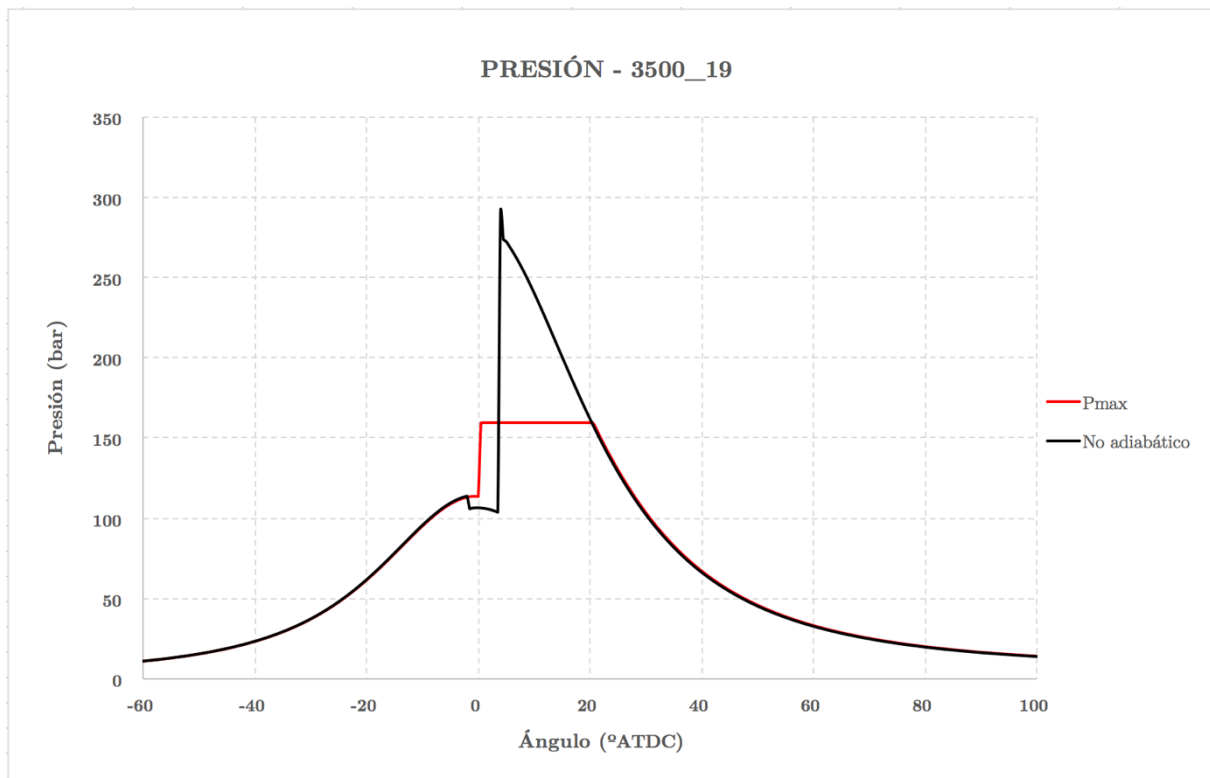


Figura 5.16: Gráfica de la presión, Pmax ensayo 3500_19

Finalmente, en el diagrama P-V de ambos puntos de funcionamiento mostrado a continuación en la *Figura 5.17* y la *Figura 5.18*, se puede ver como el ciclo con restricciones sigue el mismo comportamiento del ciclo sin ellas, hasta que alcanza el valor de la presión que se ha impuesto. Esta limitación supone una reducción en el área correspondiente al ciclo de trabajo indicado.

Se hace notar como, la reducción de área en el punto de máxima potencia debida a la imposición de la limitación de presión máxima es más acusada que la que se da en el punto de menor régimen. Esto supone que el impacto que tiene la aplicación de la restricción de la presión en el punto de máxima potencia es mayor que en el punto de bajo régimen, lo que se traduce en mayores pérdidas de rendimiento.

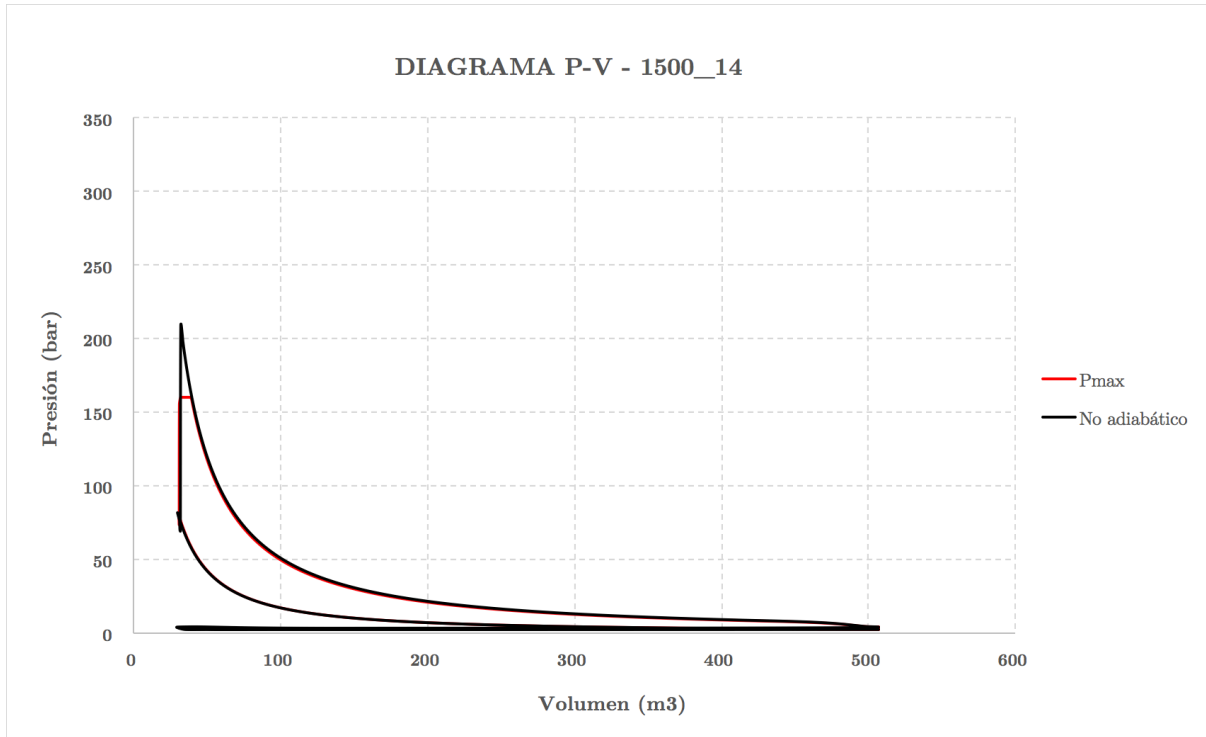


Figura 5.17: Diagrama P-V, ensayo Pmax 1500_14

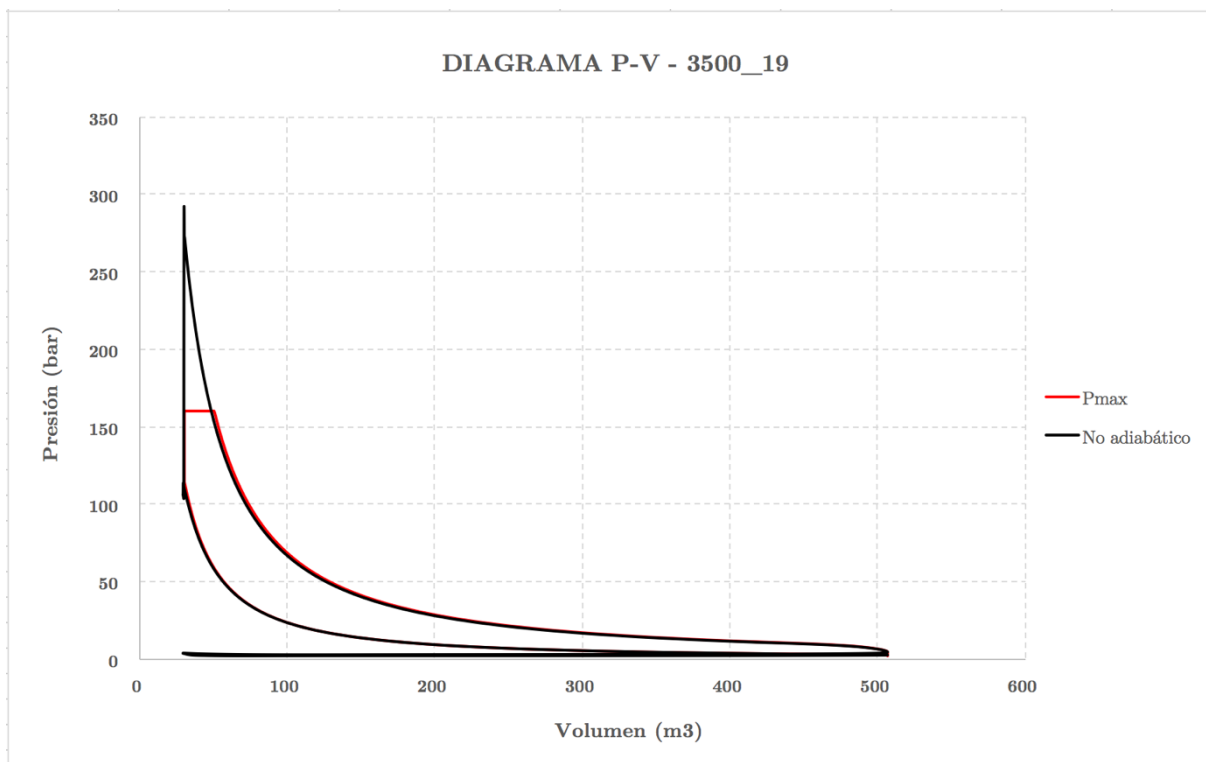


Figura 5.18: Diagrama P-V, ensayo Pmax 3500_19

En las tablas resumen mostradas a continuación permiten ver ciertas similitudes y diferencias entre ambos puntos de operación tal que:

- En ambos puntos de operación la duración de la combustión se ha ampliado considerablemente. Esto implica que el inicio de la combustión se adelante respecto del ciclo sin limitaciones, con el objetivo de no quemar demasiado lejos del PMS.
- La duración del proceso de combustión del ciclo con restricciones en el punto 1500_14 es nueve veces mayor que la del ciclo sin restricciones. Frente a las veinte veces que aumenta la duración del punto de máxima potencia.
- La reducción de presión que ha sido necesaria en el punto de bajo régimen es de un 23%, frente al 45% del punto de máxima potencia.
- Pese a la drástica pérdida de presión del punto de máxima potencia, el modelo ha sido capaz de optimizar el ciclo y alcanzar un rendimiento nada despreciable. En el punto 3500_19 la pérdida ha sido de un 2.8%, frente al 1.8% del punto de bajo régimen.

1500_14	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+6.5 °ATDC	1 CAD	208 Bar	2840 K	45.8%
Pmax	+4 °ATDC	9.5 CAD	160 Bar	2631 K	44%

Tabla 5.4: Resumen ensayo Pmax 1500_14

3500_19	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+3.5 °ATDC	1 CAD	291 Bar	2757 K	50.6%
Pmax	0 °ATDC	21 CAD	160 Bar	2481 K	47.8%

Tabla 5.5: Resumen ensayo Pmax 3500_19

En la *Tabla 5.6* se recogen todos los resultados obtenidos tras la realización de todos los ensayos de limitación de la presión máxima. Se ha recogido también el porcentaje de pérdidas para determinar las tendencias que siguen los distintos puntos de funcionamiento del motor.

- En primer lugar, se ha observado que las presiones mas elevadas se alcanzan en aquellos puntos en los que la carga es mayor, con total independencia del régimen de giro. Incluso en los puntos de baja carga no ha sido necesario imponer la restricción. Esto se debe a que la presión máxima depende únicamente de la cantidad de energía disponible, a medida que aumenta la carga (mayor cantidad de combustible) aumenta la energía disponible, y con ello la presión máxima alcanzada.
- En todos aquellos puntos de funcionamiento en los que se sobrepasaba la presión máxima de 160 bar, para limitarla el modelo amplía la duración de la combustión. Procurando mantener constante la presión en el valor máximo el mayor tiempo posible dentro de las características de cada ciclo, lo que permite obtener eficiencias más elevadas.
- El aumento de la duración de la combustión supone necesariamente que esta comience antes, o se perdería demasiado trabajo efectivo.

RENDIMIENTO	ORIGINAL	NO ADIABÁTICO	PMAX	PÉRDIDAS
1500_3	41%	43%	43%*	0%
1500_14	42.1%	45.8%	44%	↓ 1.8%
2000_21	43%	47.5%	44.9%	↓ 2.6%
2500_10	44.1%	47.3%	46.1%	↓ 1.2%
3500_3	44%	47.6%	47.6%	0%
3500_16	45.9%	50.8%	48.2%	↓ 2.6%
3500_19	43.9%	50.6%	47.8%	↓ 2.8%

Tabla 5.6: Resumen todos los puntos ensayados

5.3.2 Gradiente de presiones máximo

En este sub-apartado se van a evaluar las consecuencias de limitar el gradiente de presiones máximo. En este caso, el valor del gradiente máximo que se ha impuesto es de 10 bar/cad , en base a los valores actuales que se imponen en los motores de combustión interna a causa de las sollicitaciones termo-mecánicas y los niveles de ruido producidos. Para esta limitación, y de manera análoga se han estudiado los mismos casos que en el apartado anterior, se van a mostrar las gráficas referentes a la FQL, dFQL, Presión y Diagrama P-V de los puntos de operación 1500_14 y 3500_19. No obstante, cabe reseñar que en este caso si que resulta necesario imponer la restricción a todos los puntos de operación.

Tal y como se ha realizado en los dos estudios anteriores, se va a comenzar con el análisis de las Leyes de Liberación de Calor de los dos puntos de funcionamiento. En primer lugar la energía liberada frente a la posición angular (FQL) y en segundo lugar la variación de energía liberada frente a la posición angular (dFQL).

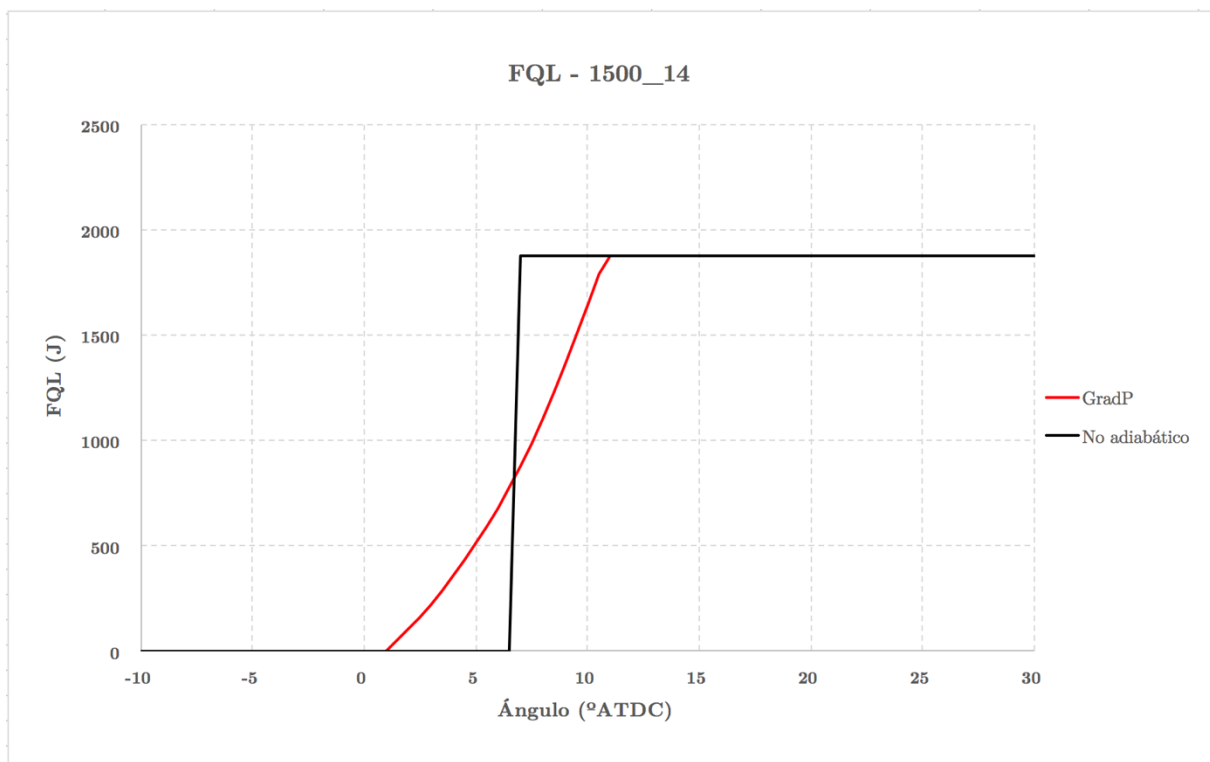


Figura 5.19: Gráfica de la FQL, ensayo GradP 1500_14

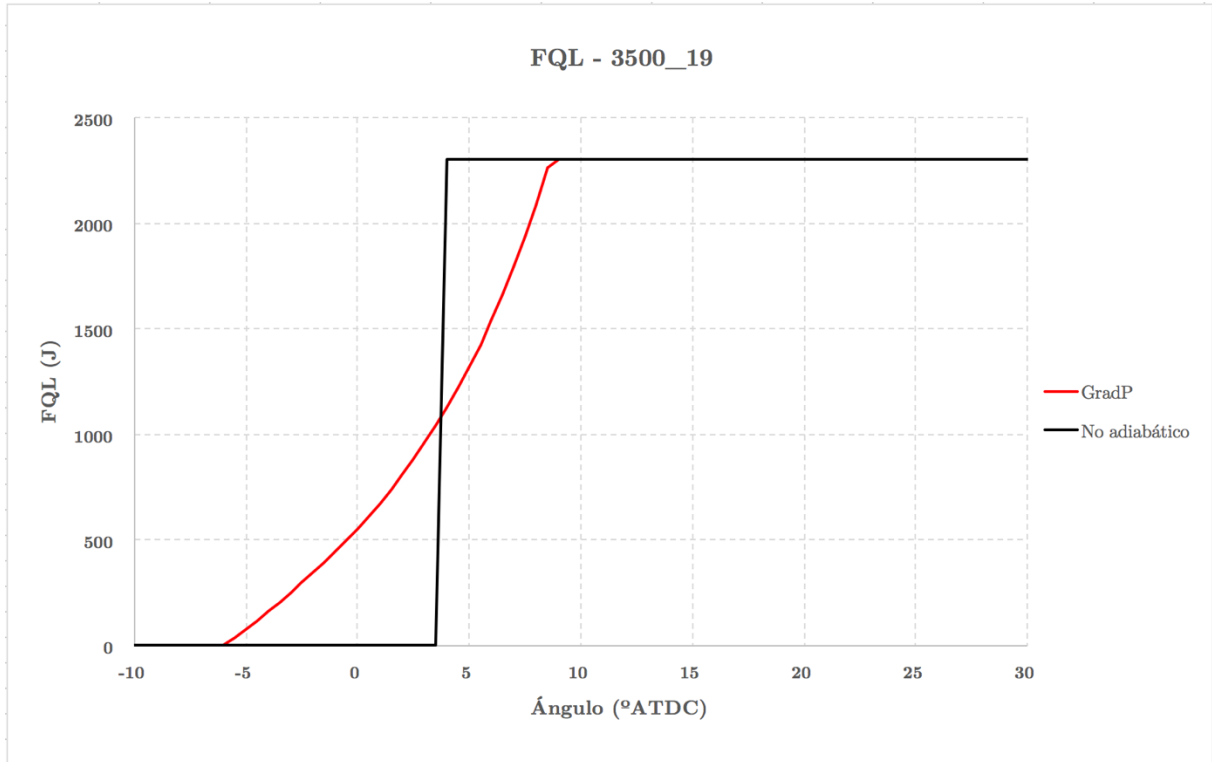


Figura 5.20: Gráfica de la FQL, ensayo GradP 3500_19

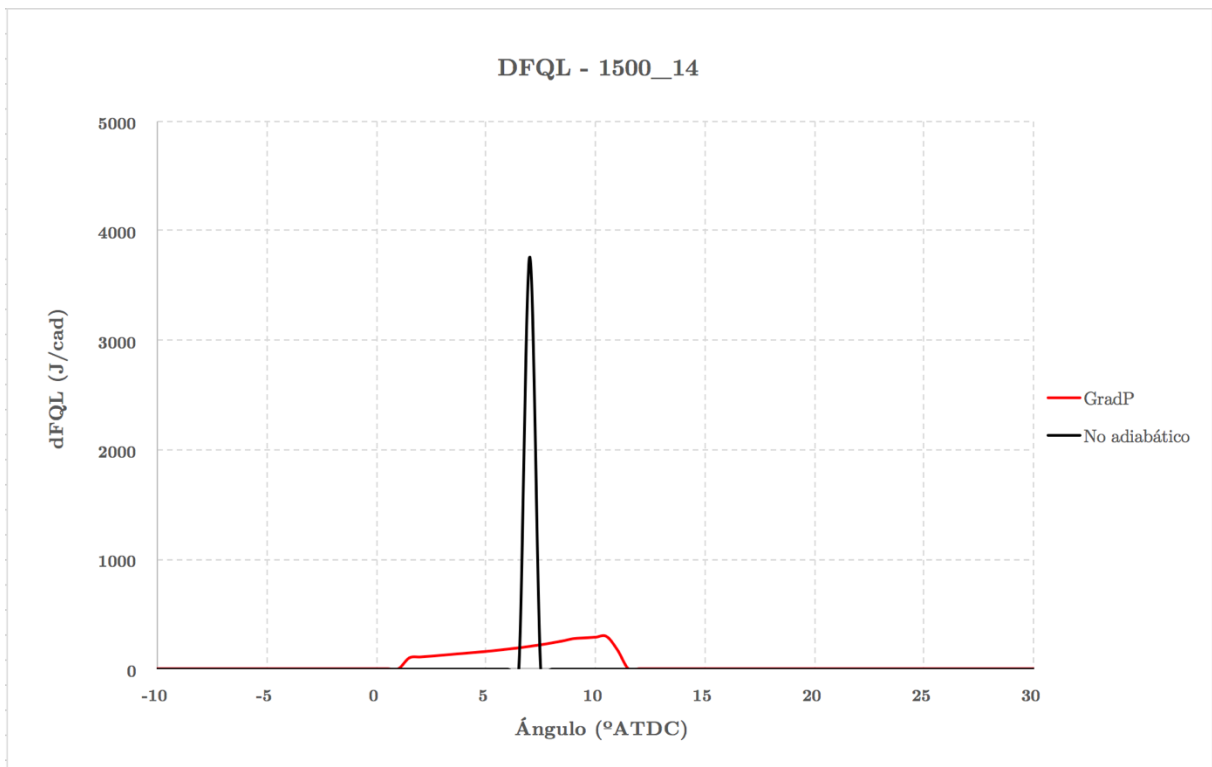


Figura 5.21: Gráfica de la dFQL, ensayo GradP 1500_14

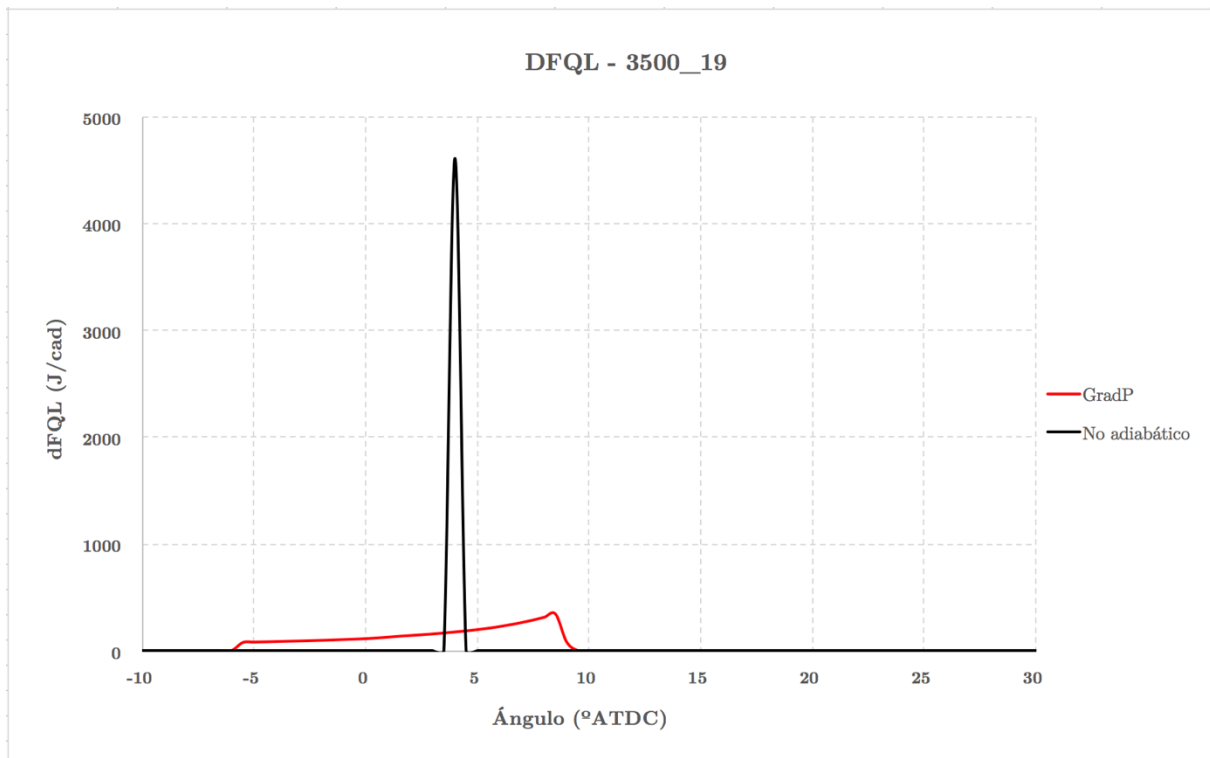


Figura 5.22: Gráfica de la dFQL, ensayo GradP 3500_19

En este caso, lo que se puede observar tanto en la *Figura 5.19* como en la *Figura 5.20*, es que para reducir el gradiente de presiones hasta un valor aceptable en ambos puntos de operación es necesario evitar las Leyes de Liberación de Calor con pendientes acusadas. Para obtener el máximo rendimiento sin excederse en el gradiente de presiones el modelo procura diseñar una combustión cuya FQL tenga una pendiente constante.

Dicha pendiente constante se traduce, tal y como puede observarse en la *Figura 5.21* y la *Figura 5.22* en una duración de la combustión mucho mayor. A diferencia del caso en el que se limitaba la presión, en este caso no puede haber una tasa de quemado elevada en ningún momento. Tasas de liberación de calor picudas se traducen en combustiones más bruscas y violentas por lo que, si se trata de reducir el gradiente de presiones, no es posible realizar procesos de combustión de esas características. Esta mayor duración implica, además, que el inicio del proceso de combustión tenga que ocurrir con anterioridad con el objetivo de no alejarlo demasiado del PMS.

De nuevo, la duración de la combustión del punto de máxima potencia es mayor que la del punto de bajo régimen (15 CAD frente a 10 CAD) a causa de la mayor energía disponible en la cámara de combustión.

En cuanto a las gráficas de presiones de ambos puntos de operación y, tal y como se ve en la *Figura 5.23* y en la *Figura 5.24*, el modelo trata en ambos casos que en este ciclo la presión aumente todo lo que sea posible, pero siempre de manera progresiva y uniforme. Pese a que la presión máxima en este caso no está limitada, los valores de presión no alcanzan a los obtenidos en el caso sin restricciones. Debido a las condiciones de los puntos, impedir un aumento brusco de la presión supone que los valores alcanzados por ésta no sean tan elevados.

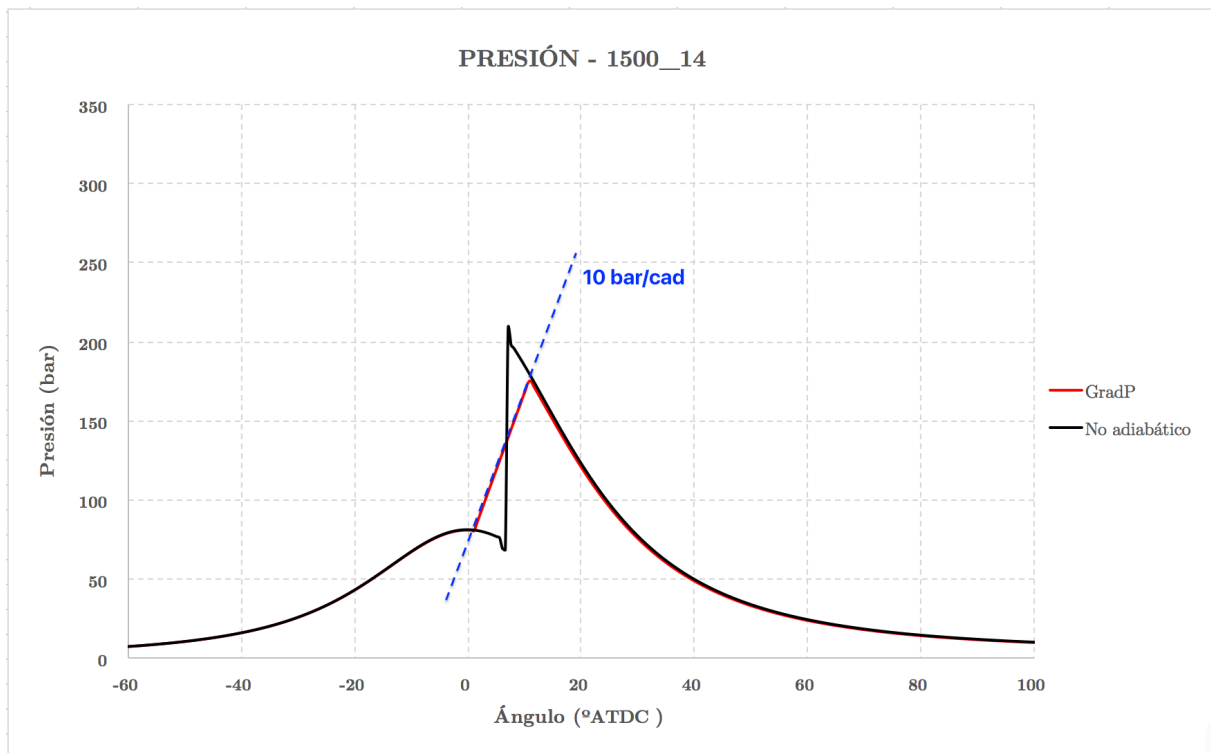


Figura 5.23: Gráfica de la presión, ensayo GradP 1500_14

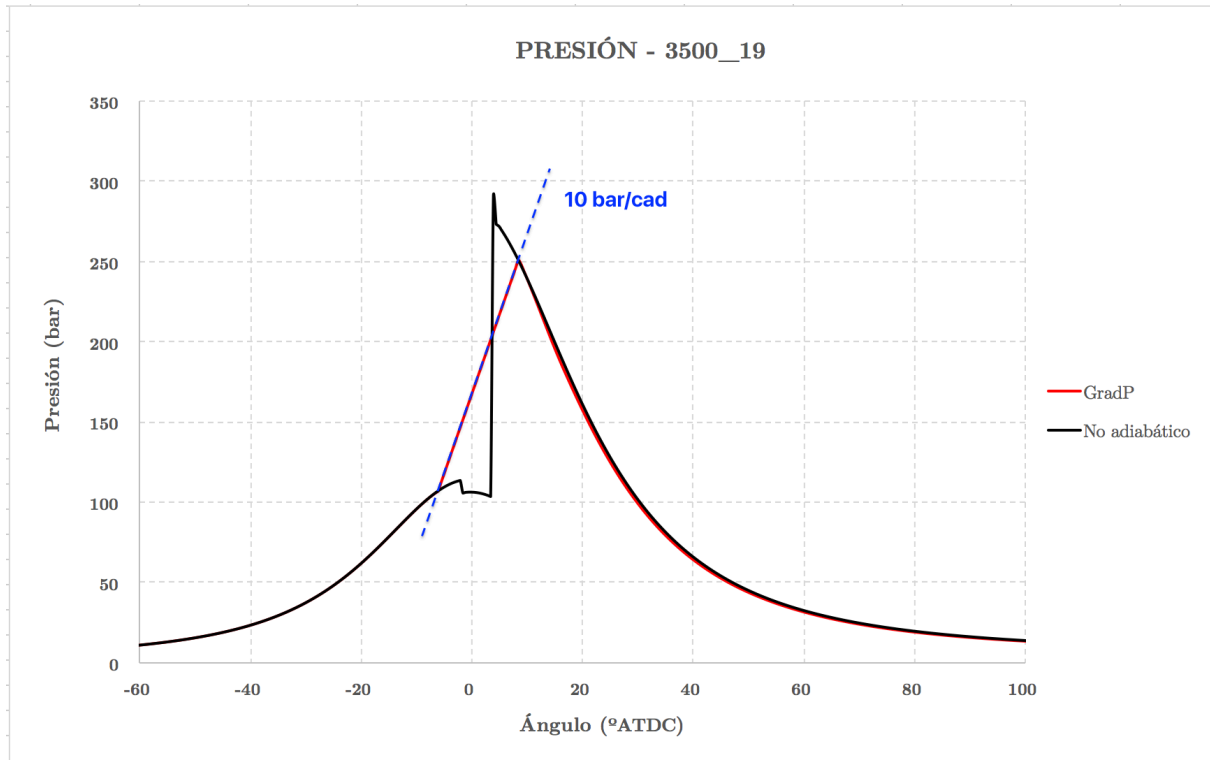


Figura 5.24: Gráfica de la presión, ensayo GradP 3500_19

En los diagramas P-V mostrados a continuación en la *Figura 5.25* y la *Figura 5.26*, se puede ver como, pese a las grandes diferencias encontradas en la forma de quemar entre el ensayo sin restricciones y el ensayo con el gradiente de presiones limitado para ambos puntos de operación, el modelo ha sido capaz de encontrar un proceso de combustión tal que para el ciclo de trabajo indicado las diferencias sean relativamente pequeñas. En ambos casos se observa que la pérdida de área en el lazo de trabajo se debe a que la primera pendiente, correspondiente a la primera subida de presión tras el inicio de la combustión, deja de ser vertical para tener cierta inclinación. Dicha inclinación la impone el gradiente de presiones máximo a 10 bar/cad.

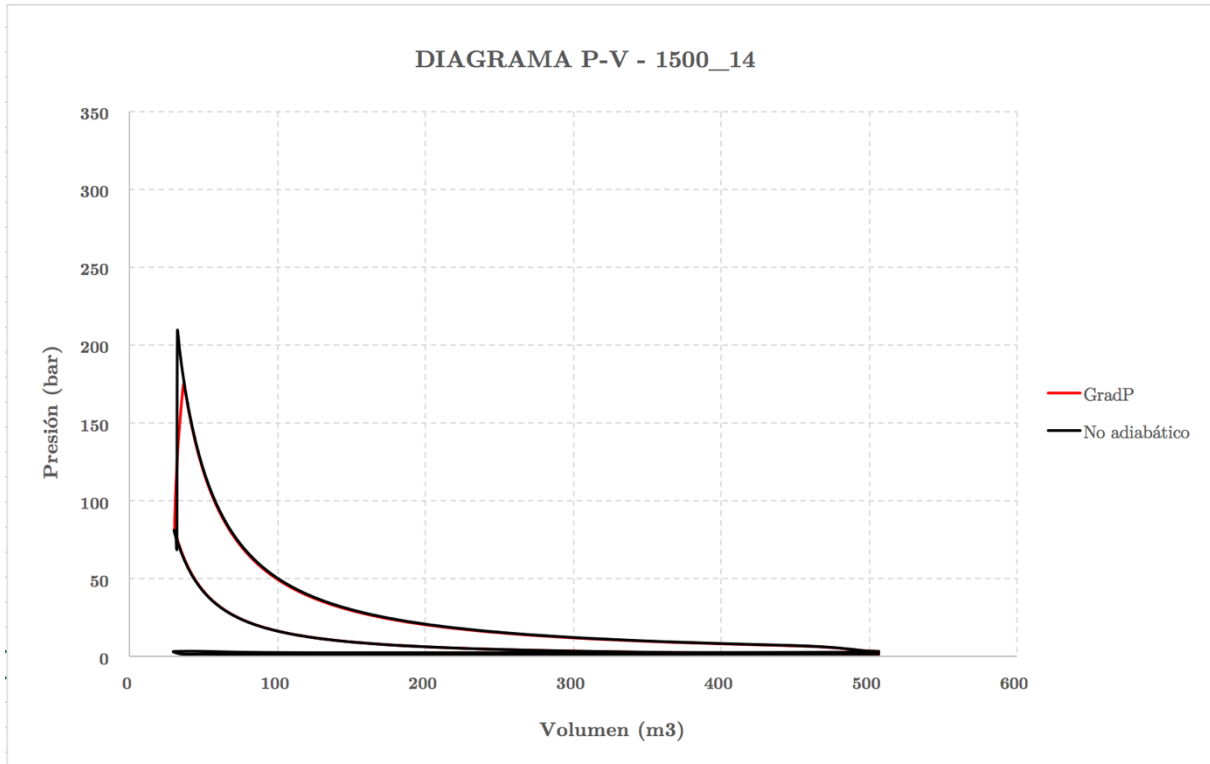


Figura 5.25: Diagrama P-V, ensayo GradP 1500_14

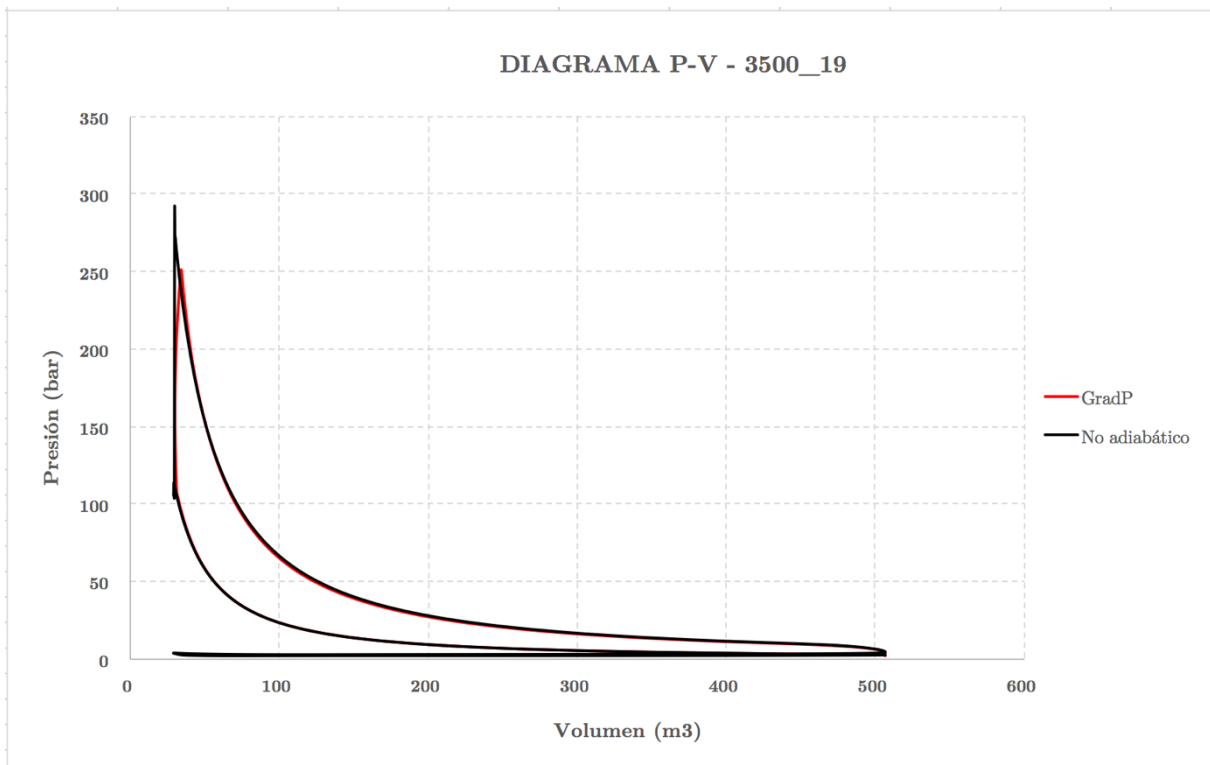


Figura 5.26: Diagrama P-V, ensayo GradP 3500_19

Las tablas resumen mostradas a continuación permiten ver ciertas similitudes y diferencias entre ambos puntos de operación tales que:

- En ambos puntos de operación, el inicio del proceso de combustión se ha adelantado respecto del ensayo sin restricciones. Además la duración de los mismos ha aumentado.
- Para limitar el gradiente de presiones en el punto de máxima potencia ha sido necesario que la duración de la combustión aumente más que en el caso de bajo régimen. Dado el mayor aumento de la duración del proceso de combustión, el inicio de éste también se ha adelantado en mayor medida en el punto de máxima potencia que en el de bajo régimen.
- En ambos casos, pese a no estar limitada, la presión máxima alcanzada se ha reducido. Para los dos ensayos esta reducción ha estado entorno al 15%.
- Pese a las grandes diferencias existentes entre la dFQL de los ciclos sin restricciones frente a los ciclos con restricciones, el modelo ha sido capaz de optimizar el ciclo y alcanzar un rendimiento considerable. En el punto de bajo régimen la pérdida ha sido de un 1.3% frente al 2.3% del punto de máxima potencia.

1500_14	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+6.5 °ATDC	1 CAD	208 Bar	2840 K	45.8%
GradP	+1 °ATDC	10 CAD	175.6 Bar	2705 K	44.5%

Tabla 5.7: Resumen ensayo GradP 1500_14

3500_19	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+3.5 °ATDC	1 CAD	291 Bar	2757 K	50.6%
GradP	-6 °ATDC	15 CAD	251 Bar	2733 K	48.3%

Tabla 5.8: Resumen ensayo GradP 3500_19

En la *Tabla 5.9* mostrada a continuación, se recogen todos los resultados obtenidos tras la realización de todos los ensayos de limitación del gradiente de presiones máximo. Se ha recogido también el porcentaje de pérdidas para ayudar a definir las tendencias.

- Combustiones muy largas y sin grandes tasas de liberación de calor son necesarias para no sobrepasar el límite del gradiente de presiones máximo.
- El gradiente de presiones esta muy influenciado por la cantidad de fuel que se quema en la fase de premezcla. A medida que se reduzca esa fase se podrá controlar en mayor medida esta variable.
- Dado que el modelo trata de optimizar el ciclo realizando combustiones casi instantáneas, esta restricción es necesario que se aplique en todos los puntos de funcionamiento, independientemente de su régimen o carga.
- Pese a que es necesario aplicar la limitación en todos los puntos, se ha observado que las mayores pérdidas se producen para los puntos que combinan alto régimen con alta carga.

RENDIMIENTO	ORIGINAL	NO ADIABÁTICO	GRADP	PÉRDIDAS
1500_3	41%	43%	42.5%	↓ 0.5%
1500_14	42.1%	45.8%	44.5%	↓ 1.3%
2000_21	43%	47.5%	45.8%	↓ 1.7%
2500_10	44.1%	47.3%	45.6%	↓ 1.7%
3500_3	44%	47.6%	46.5%	↓ 1.1%
3500_16	45.9%	50.8%	48.8%	↓ 2%
3500_19	43.9%	50.6%	48.3%	↓ 2.3%

Tabla 5.9: Resumen todos los puntos ensayados

5.3.3 Presión máxima y gradiente de presiones máximo

En este último apartado se van a evaluar las consecuencias de imponer ambas restricciones. Por un lado la presión máxima no deberá sobrepasar los 160 bar , y por otro el gradiente de presiones máximo los 10 bar/cad .

En las gráficas referentes a estos últimos ensayos se han querido representar todos los anteriores, con el fin de visualizar mejor las diferencias entre los ciclos. Se hablará directamente de las conclusiones extraídas para todos los puntos puesto que, en los apartados anteriores, ya se han analizado las pérdidas individuales.

Tanto en la *Figura 5.27* como en la *Figura 5.28* mostradas a continuación, se puede ver como para ambos puntos de funcionamiento la forma de la Ley de Liberación de Calor depende en todo momento de cual de las dos limitaciones sea más restrictiva. Al inicio del proceso de combustión, es el gradiente de presiones quien impone la manera en que ha de quemarse el combustible. Una vez se alcanza el valor de la presión máxima, será éste el límite más restrictivo y la forma de la Ley de Liberación de Calor será aquella que proporcione un valor de presión constante.

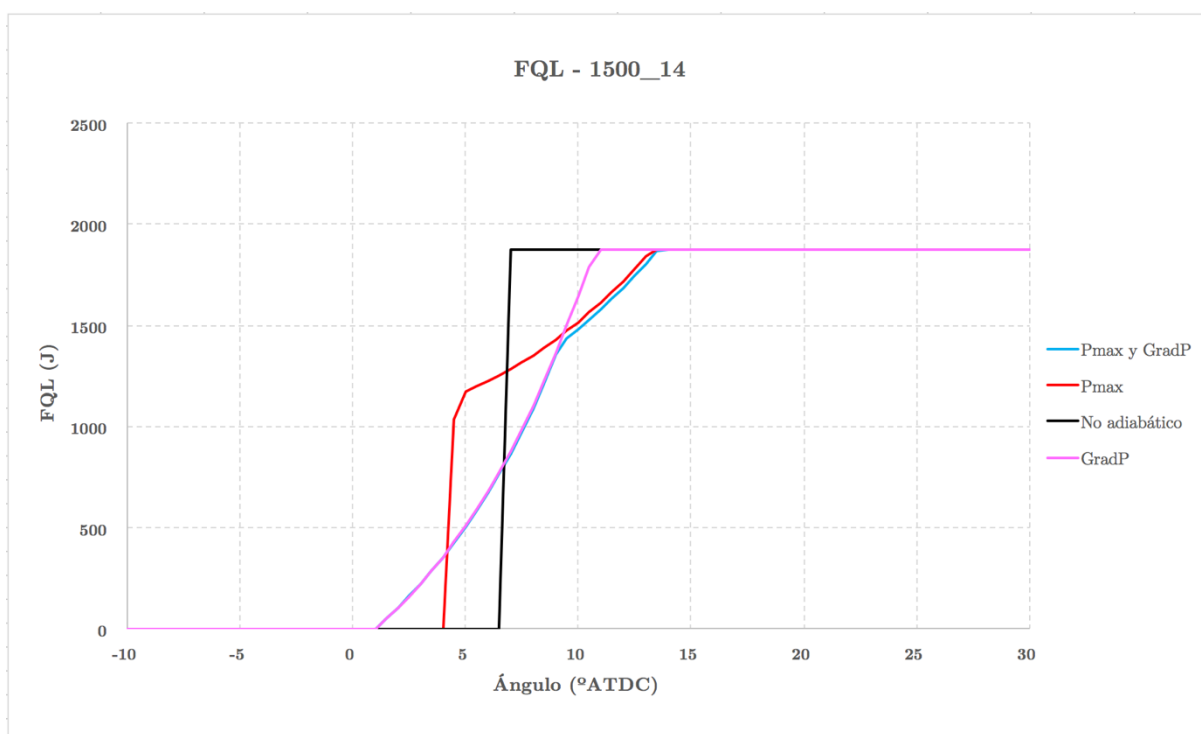


Figura 5.27: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax y GradP 1500_14

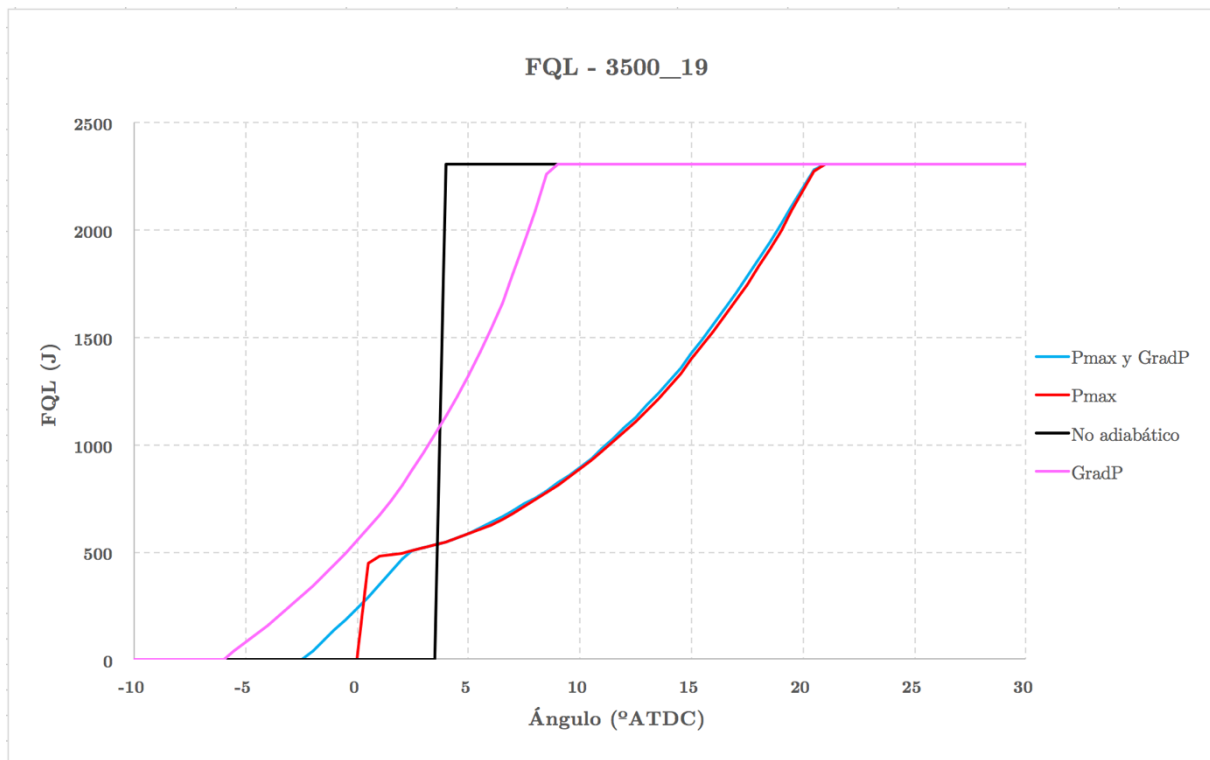


Figura 5.28: Gráfica de la FQL, ensayo Pmax y GradP 3500_19

En la dFQL de ambos puntos, mostradas en la *Figura 5.29* y la *Figura 5.30*, la línea azul correspondiente al ciclo con ambas limitaciones se solapa al inicio con la línea rosa, correspondiente al ciclo con la restricción de gradiente de presiones. Una vez el valor de la presión alcanza su valor máximo, la línea azul se solapa con la línea roja, correspondiente al ensayo con la restricción de la presión máxima.

Se ha querido mostrar a continuación de las gráficas de las dFQL de todos los ensayos para cada punto de operación, gráficas que ilustren la Ley de Liberación de Calor ampliada del ensayo en el que se aplican las dos restricciones para ambos puntos de operación. De esta forma, mediante la *Figura 5.31* y la *Figura 5.32*, resulta más sencillo apreciar la forma que adquiere la misma para ambos puntos.

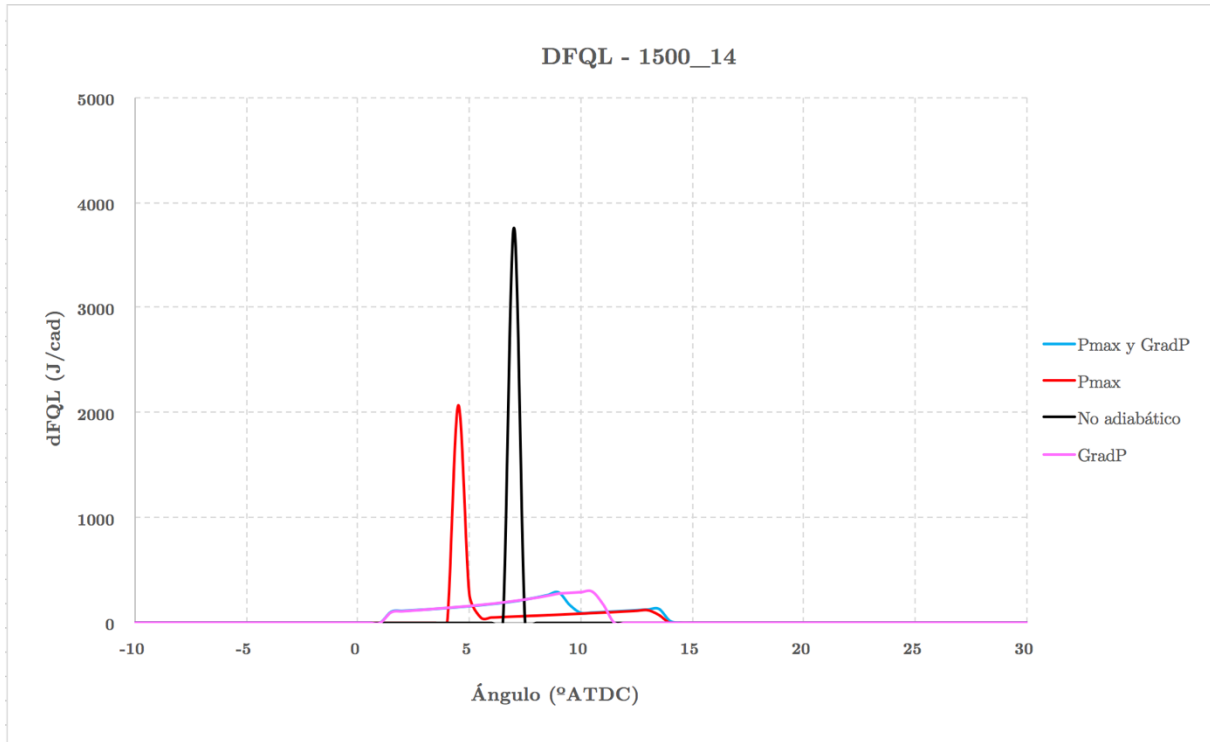


Figura 5.29: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax y GradP 1500_14

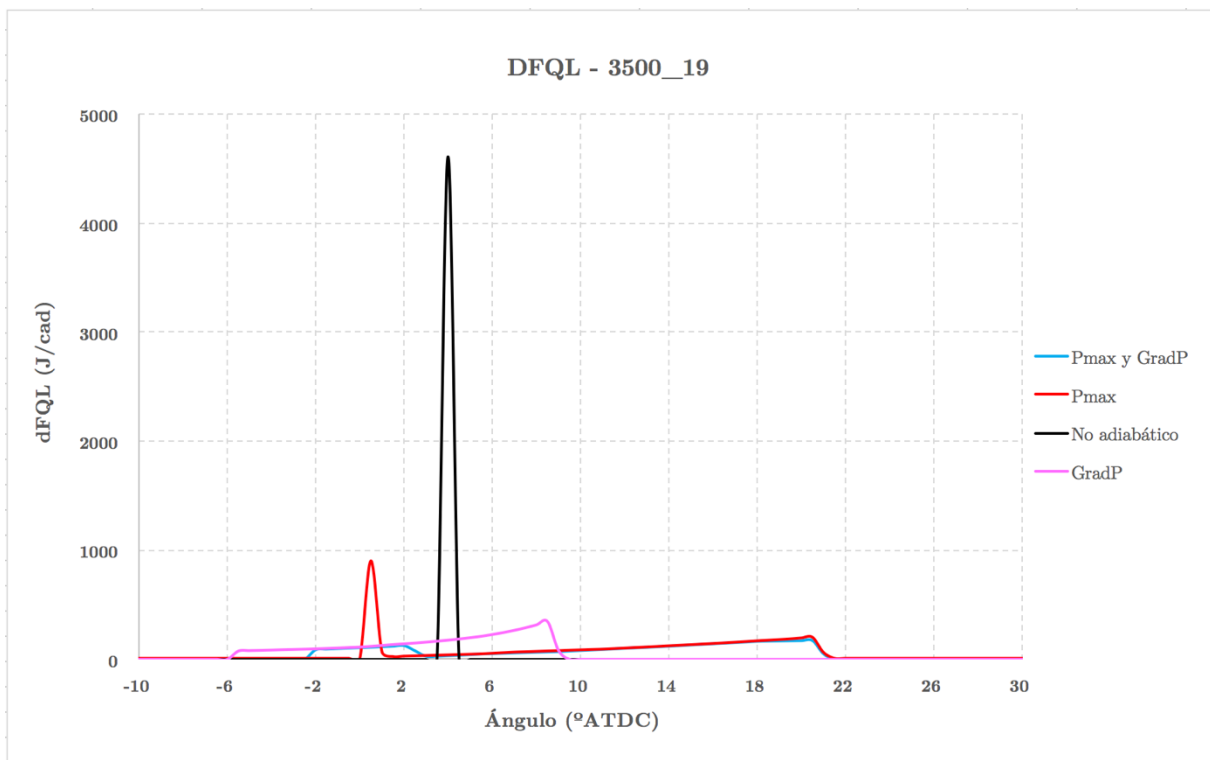


Figura 5.30: Gráfica de la dFQL, ensayo Pmax y GradP 3500_19

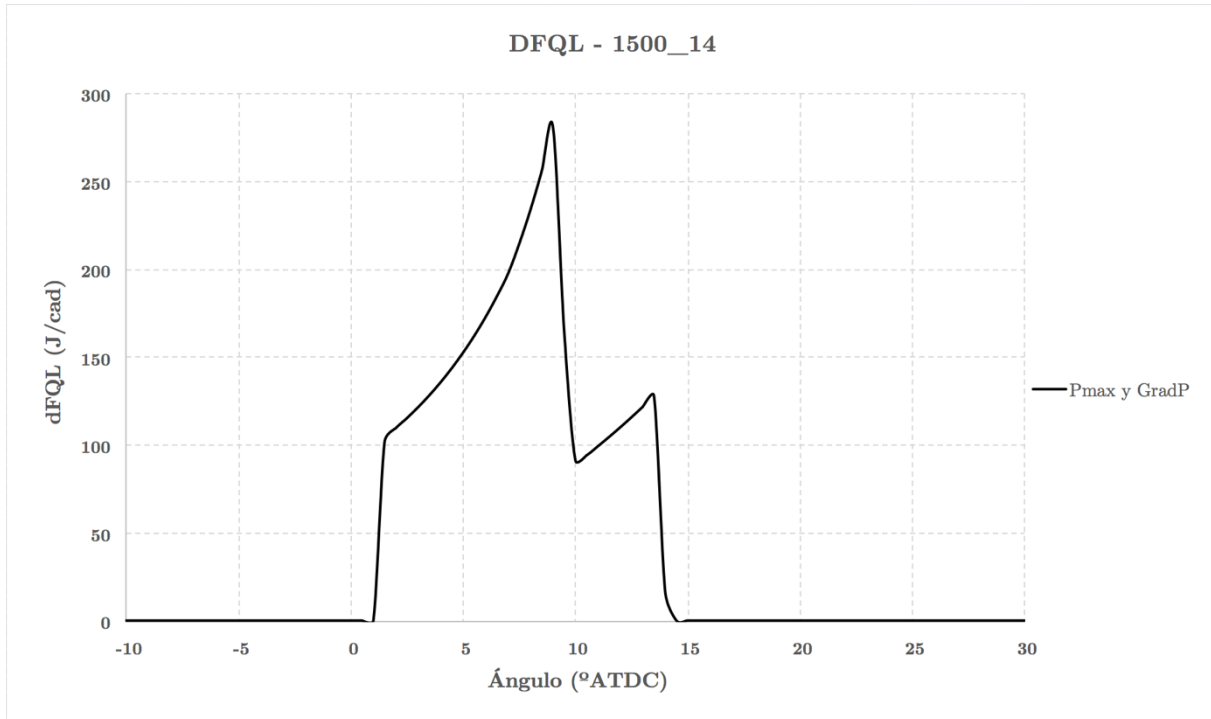


Figura 5.31: Gráfica de la dFQL ampliada, ensayo Pmax y GradP 1500_14

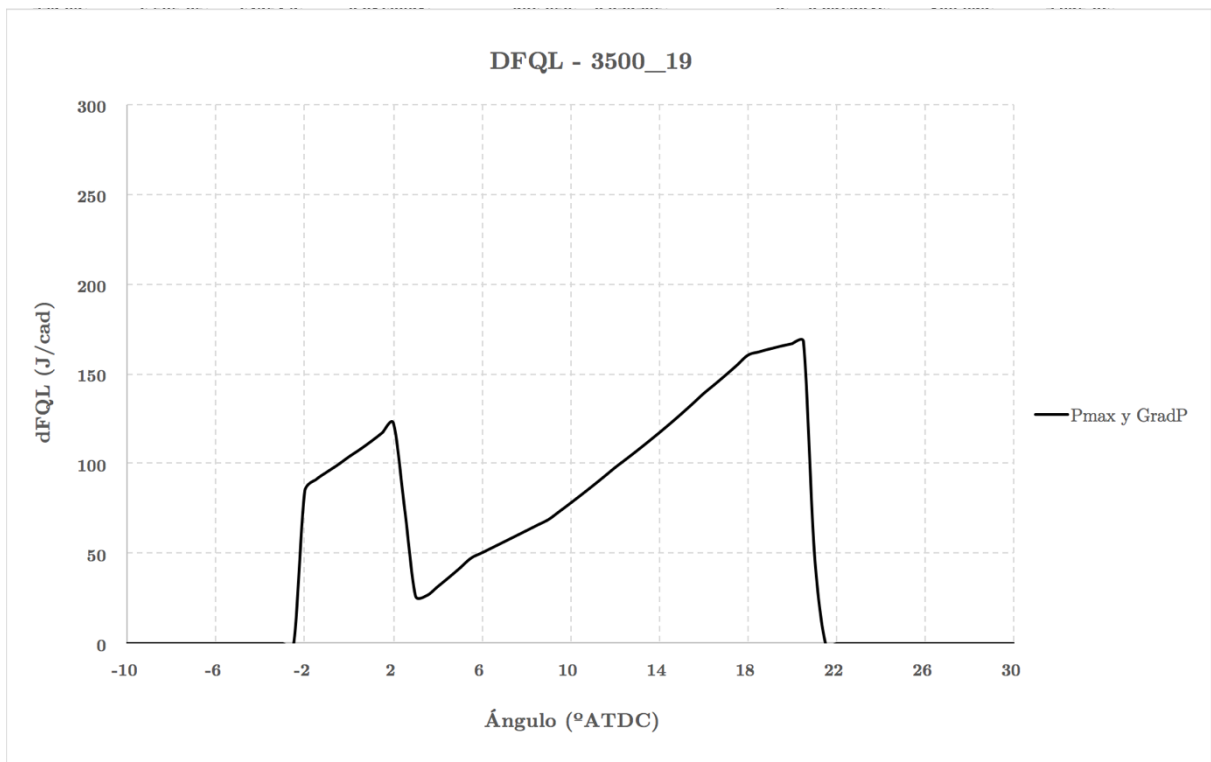


Figura 5.32: Gráfica de la dFQL ampliada, ensayo Pmax y GradP 3500_19

Pese a las diferencias resultantes entre ambas gráficas a la hora de aplicar las dos restricciones termo-mecánicas, los resultados en cuanto al ciclo son ciertamente similares. Con esto se quiere decir que, en ambos casos, la primera pendiente que aparece en las gráficas de la dFQL ampliada, se corresponde con el tramo donde la restricción del gradiente predomina. En ambos casos, y aunque la inclinación es diferente, se puede ver como ésta es aproximadamente constante, producto de la intención de mantener el gradiente en el valor máximo durante toda la subida de presión.

Una vez se alcanza la presión máxima, en ambas dFQL se puede observar como se produce un descenso brusco de la tasa de liberación de calor, con el objetivo de que la presión no siga aumentando. La segunda pendiente trata de mantener el valor de la presión constante, valiéndose de una pendiente ligeramente ascendente para lograrlo. Este progresivo aumento de la inclinación se debe a que el proceso de expansión ha comenzado, lo que implica que el pistón se encuentre cada vez más alejado y que cada vez sea más difícil mantener la citada presión.

Es fácil observar como la forma que adquiere la Ley de Liberación de Calor para el punto de bajo régimen, es mucho más picuda y corta de lo que lo es para el punto de máxima potencia. Esto se debe a que, las restricciones termo-mecánicas, pese a ser las mismas en ambos casos, son en este segundo punto mucho más exigentes. Esto implica que el proceso de combustión se tenga que alejar más de un proceso casi instantáneo, cuya dFQL se representa por una función estrecha y picuda. Además, como ya se ha visto en apartados anteriores, la energía disponible en el punto de máxima potencia es mayor por lo que, para poder liberarla toda sin sobrepasar los límites impuestos, es necesario que la duración de la combustión sea mucho mayor.

En las gráficas de presiones mostradas a continuación, *Figura 5.33* y *Figura 5.34*, el primer tramo que se observa se corresponde con la primera pendiente de la dFQL. Como ya se ha mencionado, esta primera pendiente mantiene el gradiente de presiones por debajo del límite impuesto. En ambos puntos de operación la presión sube de manera uniforme y constante hasta que alcanza su valor máximo.

Es fácil ver como, en ambos puntos, la primera pendiente de la gráfica de presión para el caso en el que se han impuesto las dos limitaciones es la misma que para el caso en el que solo se ha limitado el gradiente de presiones. Una vez se alcanza la presión máxima, ambos puntos de funcionamiento mantienen el valor hasta el inicio de la expansión. Ambas gráficas muestran claramente, tal y como se había supuesto, que la aplicación de las dos restricciones consiste en la superposición de éstas. La forma final se define en función de cuál de las dos limitaciones es más restrictiva para cada punto del ciclo.

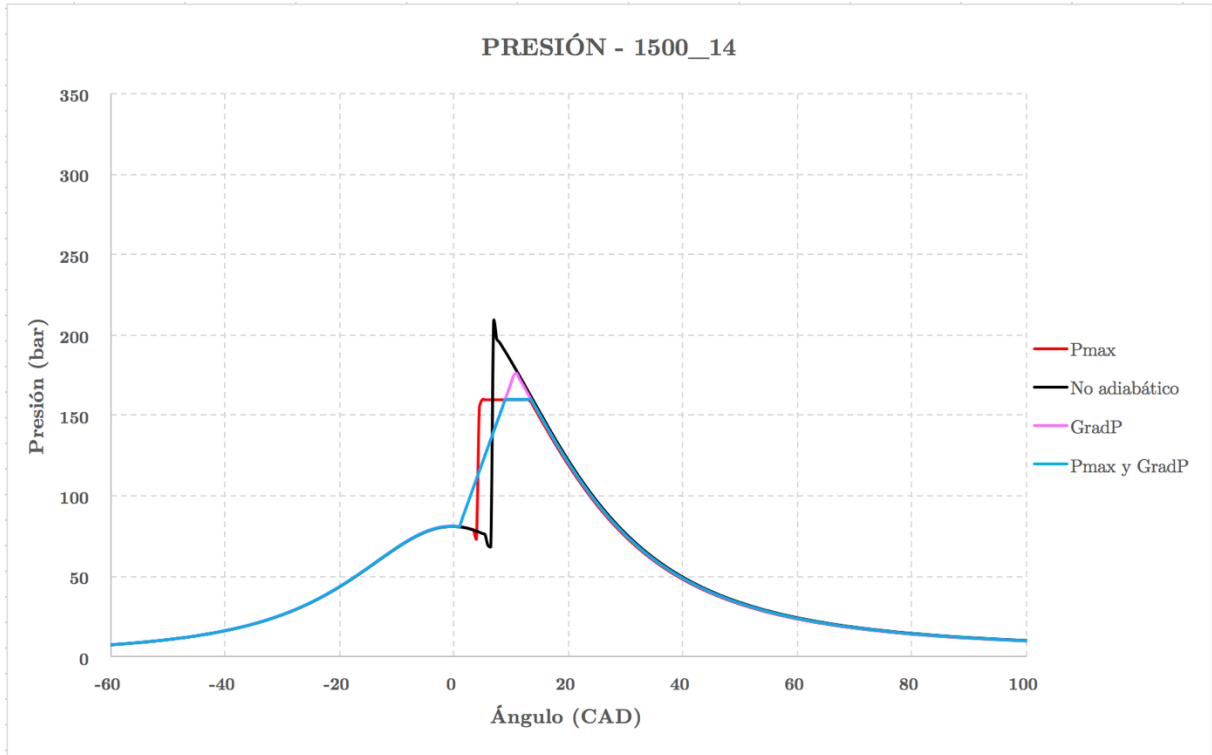


Figura 5.33: Gráfica de la presión, ensayo Pmax y GradP 1500_14

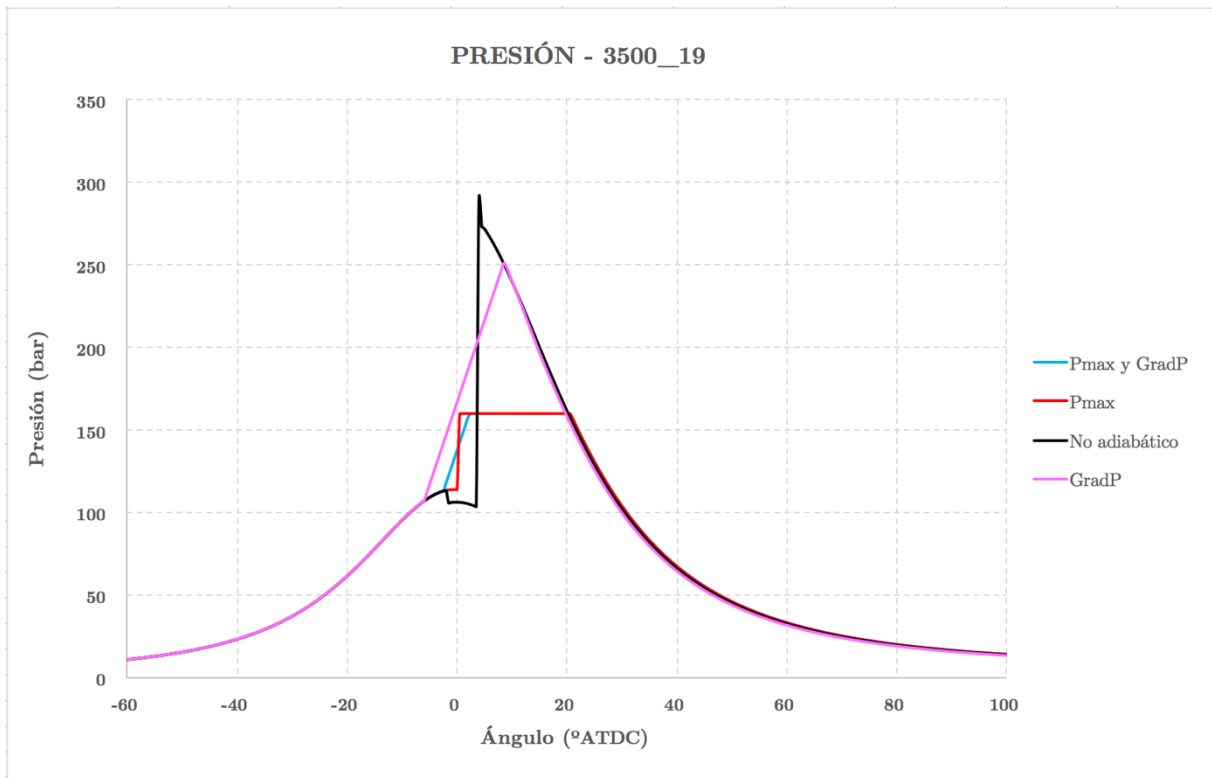


Figura 5.34: Gráfica de la presión, ensayo Pmax y GradP 3500_19

Como cabía esperar, en el diagrama P-V, *Figura 5.35* y *Figura 5.36* mostradas a continuación, se puede observar que el ciclo de trabajo cuya área es menor es el que corresponde con el ciclo en el que se han aplicado las dos restricciones.

En ambos casos, la primera pendiente para alcanzar el pico de presión deja de ser vertical, para tener la inclinación que le impone el gradiente de presiones. Del mismo modo ocurre con la restricción de la presión máxima, donde una vez alcanzado el valor máximo de 160 bar, la pendiente se anula para mantener dicho valor constante.

En la *Figura 5.36* se puede ver como, en el ciclo de máxima potencia, las pérdidas de trabajo indicado son considerablemente mayores que las que se dan en el ciclo de bajo régimen. Esto se debe a que, en aquellos puntos donde las sollicitaciones termo-mecánicas sean mayores, imponer ciclos con limitaciones supone pérdidas de rendimiento más acusadas.

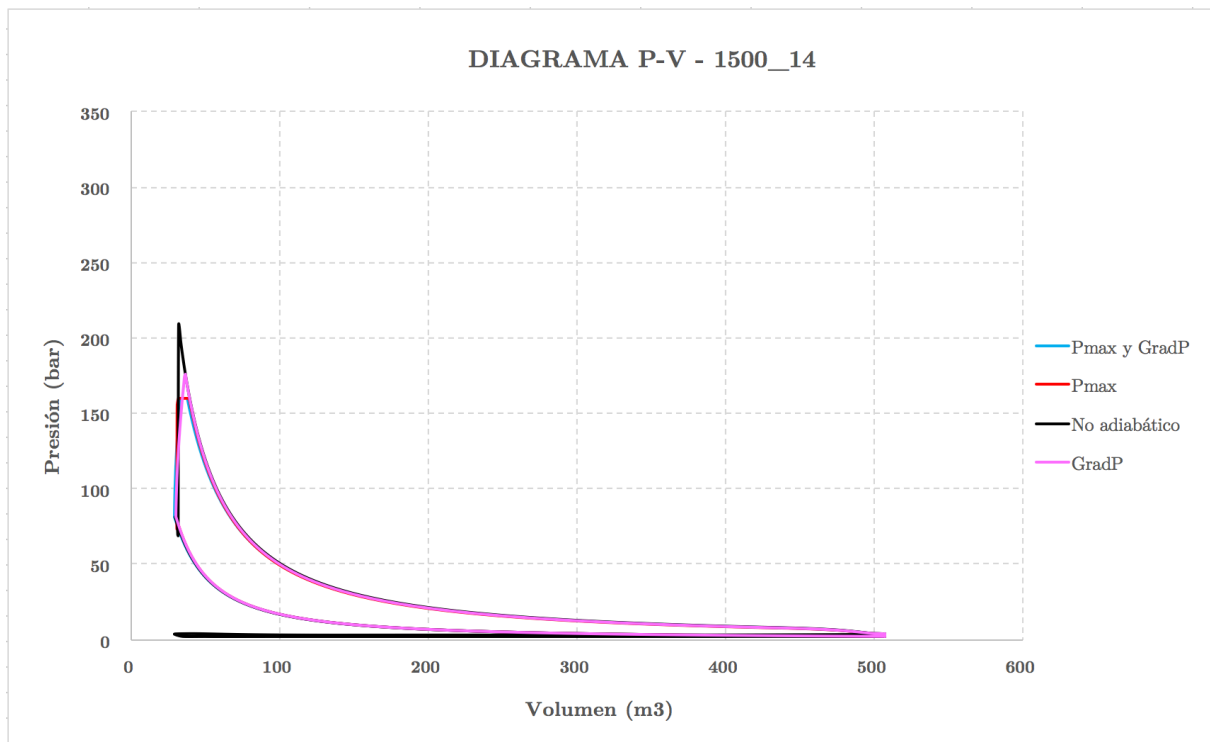


Figura 5.35: Diagrama P-V, ensayo Pmax y GradP 1500_14

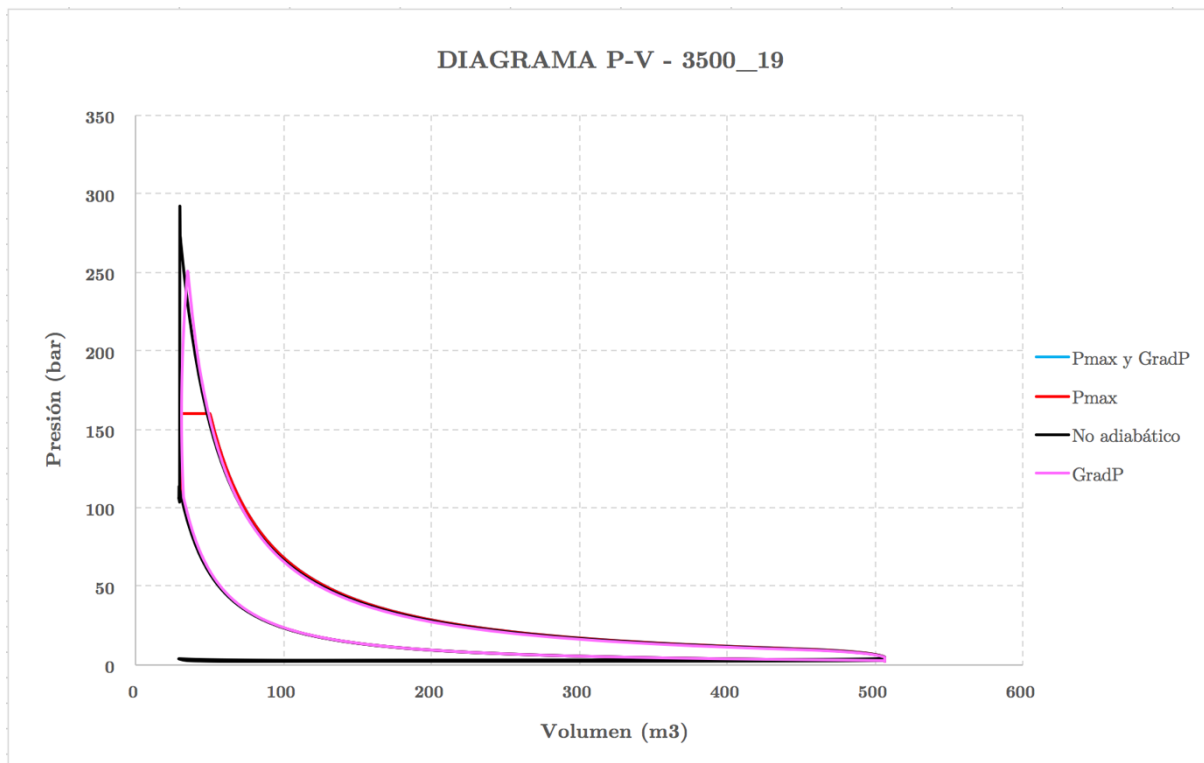


Figura 5.36: Diagrama P-V, ensayo Pmax y GradP 3500_19

En las tablas resumen mostradas a continuación permiten ver ciertas similitudes y diferencias entre ambos puntos de operación tales que:

- En ambos puntos de operación, el inicio del proceso de combustión se ha adelantado respecto del ensayo sin restricciones. En el caso de bajo régimen este inicio se ha situado en el mismo punto que en el ensayo con la restricción única del gradiente de presiones. En cambio, para el caso de máxima potencia, el inicio de la combustión se ha situado entre el propuesto para el ciclo con la única restricción del gradiente de presiones y el de presión máxima.
- La duración de ambos puntos de funcionamiento ha aumentado, respecto el resto de ensayos realizados.
- Para aplicar las restricciones en el punto de máxima potencia, ha sido necesario que la duración de la combustión aumente más que en el caso de bajo régimen. Dado el mayor aumento de la duración del proceso de combustión, el inicio de éste también se ha adelantado en mayor medida en el punto de máxima potencia que en el de bajo régimen.

- Pese a las grandes diferencias existentes entre la dFQL de los ciclos sin restricciones frente a los ciclos con restricciones, el modelo ha sido capaz de optimizar el ciclo y alcanzar un rendimiento considerable. En el punto de bajo régimen la pérdida ha sido de un 1.8% frente al 3.1% del punto de máxima potencia.
- En el punto de máxima potencia, las restricciones termo-mecánicas suponen unas pérdidas mayores que en el punto de bajo régimen.

1500_14	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+6.5 °ATDC	1 CAD	208 Bar	2840 K	45.8%
Pmax y GradP	+1 °ATDC	13 CAD	160 Bar	2653 K	44%

Tabla 5.10: Resumen ensayo Pmax y GradP 1500_14

3500_19	INICIO	DURACIÓN	PMAX	TMAX	RENDIMIENTO
No adiabático	+3.5 °ATDC	1 CAD	291 Bar	2757 K	50.6%
Pmax y GradP	-2.5 °ATDC	23.5 CAD	160 Bar	2481 K	47.5%

Tabla 5.11: Resumen ensayo Pmax y GradP 3500_19

5.4 CONCLUSIONES

La *Tabla 5.12* mostrada a continuación recoge los rendimientos obtenidos para cada uno de los puntos de funcionamiento en los diferentes estudios realizados. A partir de ella se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Las combustiones instantáneas son las que mayores rendimientos obtienen, pero las solicitaciones termo-mecánicas a las que se ve sometido el motor también son mucho más elevadas.
- Los valores de presión máxima no se alcanzan en ninguno de los puntos de baja carga, por lo que no es necesario limitarlos. Esto indica que esta restricción va ligada principalmente a la cantidad de fuel que se introduce en la cámara y en menor medida al régimen de giro del motor.
- Debido a la tendencia a tener combustiones instantáneas, en todos los puntos de funcionamiento el gradiente de presiones máximo ha sido necesario limitarlo. En procesos de combustión instantáneos el aumento de presión es demasiado brusco, por lo que en todos los puntos de operación se sobrepasa el límite de 10 bar/cad.
- El gradiente de presiones limita la forma que adquiere la dFQL al inicio del proceso de combustión. De forma que al comienzo la subida de presión en cámara debe de ser gradual y todo lo uniforme que sea posible.
- Una vez se ha alcanzado el valor de la presión máxima, es esta restricción la que define la forma de la Ley de Liberación de Calor.
- Pese a que la forma de la Ley de Liberación de Calor varía, el rendimiento alcanzado al imponer la restricción más limitante en cada uno de los puntos de funcionamiento será prácticamente el mismo que al imponer las dos limitaciones.
- Aquellos puntos de funcionamiento cuyas solicitaciones termo-mecánicas son mayores en los procesos en los que no se ha aplicado ninguna restricción, sufren pérdidas mayores al imponer las restricciones termo-mecánicas. Estos puntos son los que combinan alto régimen con alta carga.
- En todos los casos, el rendimiento obtenido al aplicar ambas limitaciones, ha resultado mejor que el valor original del que se partía.

RENDIMIENTO	ORIGINAL	PMAX	GRADP	PMAX Y GRADP
1500_3	41%	43%*	42.5%	42.5%*
1500_14	42.1%	44%	44.5%	44%
2000_21	43%	44.9%	45.8%	44.9%
2500_10	44.1%	46.1%	45.6%	45.6%
3500_3	44%	47.6%*	46.5%	46.5%*
3500_16	45.9%	48.2%	48.8%	48.2%
3500_19	43.9%	47.8%	48.3%	47.5%

Tabla 5.12: Resumen todos los puntos ensayados

*En estos puntos no se alcanzaba alguna de las limitaciones por lo que el rendimiento no se veía afectado.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Conclusiones 100

6.2 Trabajos futuros 102

6.1 CONCLUSIONES

En el presente capítulo, sexto y último del trabajo final de master, se van a tratar de sintetizar todas las conclusiones y resultados extraídos de los diferentes capítulos expuestos con anterioridad, además de proponerse posibles trabajos futuros. De este modo se detallarán al lector con mayor claridad dichas conclusiones quedando cerrado el documento uno del presente estudio.

La parametrización libre de la Ley de Liberación del Calor actualmente no proporciona resultados del todo satisfactorios en problemas donde se apliquen ciertas limitaciones termo-mecánicas. Esto se debe a que es inviable el cálculo de ciclos con restricciones mediante el uso del modelo estadístico utilizado para la optimización de la combustión, debido a la discretización del problema.

Para la realización de este cálculo estadístico sería necesaria una discretización paso a paso, lo que aumentaría el número de variables y el tiempo de cálculo exponencialmente.

La conclusión más general e importante que puede extraerse del presente estudio es que los ciclos de trabajo obtenidos en procesos de combustión casi instantáneos proporcionan los mayores rendimientos. Esta conclusión es aplicable tanto a los ciclos de trabajo sin transmisión de calor como a los ciclos de trabajo con transmisión de calor. Del mismo modo se ha observado que, al imponer las limitaciones termo-mecánicas, realizar combustiones todo lo rápidas que las restricciones permitan también proporciona mayores rendimientos.

Pese a que la herramienta de cálculo no ha aportado resultados lo suficientemente satisfactorios a la hora de evaluar el impacto de las limitaciones termo-mecánicas, si que ha mostrado las tendencias que deberían seguir los procesos de combustión a la hora de maximizar el rendimiento. Estas tendencias indicaban que la forma óptima de quemar consiste en llevar tanto la presión máxima como el gradiente de presiones máximo al valor límite.

El hecho de considerar la transmisión de calor en un ciclo de combustión tiene un impacto de entre un 8% y un 4% de pérdidas en el rendimiento, en función del punto de operación.

Se ha observado que a medida que el régimen de giro aumenta, el motor se caracteriza por tener un comportamiento más adiabático, lo que provoca que el impacto de las pérdidas por transmisión de calor sea menor.

De igual modo, a medida que el grado de carga aumenta para un mismo régimen de giro, las pérdidas por transmisión de calor también se reducen. Esto se debe a que el aumento de potencia indicada es mayor que el aumento de la transmisión de calor.

La diferencia existente entre los ciclos de combustión óptimos con y sin transmisión de calor radica en el inicio de la misma, al considerar las pérdidas caloríficas el proceso de combustión comienza después. Sin embargo, el proceso sigue siendo instantáneo.

Imponer la restricción de la presión máxima reduce el rendimiento aproximadamente entre un 1% y un 3%. Esta restricción depende totalmente del grado de carga del punto de operación.

La presión máxima alcanzada en el ciclo de combustión depende únicamente de la energía disponible en el combustible, a medida que esa energía aumenta también lo hace la presión máxima. Por ello, cuanto mayor sea el grado de carga del punto de operación, más impacto sobre el rendimiento tendrá la limitación de esta variable. Dada la dependencia de esta limitación con el grado de carga, no ha sido necesaria imponerla en todos los puntos de operación estudiados.

La forma que adquieren las combustiones al imponer esta restricción, queda representada por una liberación de energía inicial acusada, que permita aumentar la presión en cámara hasta el límite fijado. Esta cantidad de energía liberada al inicio de la combustión dependerá de la presión en cámara que haya en ese instante.

Una vez alcanzado dicho límite, la tasa de liberación de calor cae bruscamente y se libera una cantidad de energía menor para cada incremento angular. Esta energía se libera de manera progresiva, con el objetivo de mantener la presión constante. Esto provoca que, a medida que el grado de carga del punto de operación sea mayor y por lo tanto se disponga de más energía, la duración de la combustión se verá incrementada.

Imponer la restricción del gradiente de presiones máximo reduce el rendimiento aproximadamente entre un 1% y un 2%. Esta pérdida energética es mayor a alta carga debido a que, tal y como se acaba de comentar, la energía disponible en el ciclo de trabajo es mayor. Pese a que dicha restricción tiene un mayor impacto sobre los puntos de alta carga, en este caso sí que ha sido necesario imponerla en todos los puntos de operación estudiados.

La forma que adquieren las combustiones al imponer esta restricción queda representada por una liberación de energía suave y progresiva a lo largo de todo el ciclo. Se caracteriza por tener una pendiente ligeramente ascendente debido a que, a medida que el pistón se aleja del PMS, es necesario liberar una energía mayor para mantener el gradiente de presiones constante.

La duración del proceso de combustión depende de la energía disponible en cada punto de operación. De esta forma, a medida que el grado de carga aumenta, también lo hace la duración de la combustión tras imponer esta restricción.

La combinación de ambas limitaciones no supone más impacto sobre el rendimiento que el que supone la más restrictiva de ellas. La forma que adquieren las combustiones en este caso se define como la superposición de las Leyes de Liberación de Calor obtenidas al imponer cada una de las limitaciones por separado.

El inicio de la combustión queda definido por la limitación del gradiente de presiones, de modo que se observa una liberación de calor suave y progresiva. A medida que la energía liberada aumenta también lo hace la presión, hasta que finalmente se alcanza el límite de presión máxima.

La forma que adquiere la Ley de Liberación de calor en esta segunda etapa queda definida por la limitación de presión máxima. En este caso la liberación de energía también se produce de manera suave y progresiva con el objetivo de mantener dicha presión máxima constante.

Tal y como ocurría al imponer las restricciones de manera individual, la duración del proceso de combustión depende de la energía disponible en cada punto de operación. De esta forma, cuanto mayor sea esta energía, mayor será la duración del proceso de combustión.

6.2 TRABAJOS FUTUROS

En primer lugar y en vista de los resultados más inmediatos en cuanto a rendimiento que se han obtenido en el capítulo anterior, se considera interesante que se realice un estudio que evalúe las emisiones contaminantes que se darían en ciclos de combustión como los propuestos. De este modo, se podrían evaluar los resultados que se obtendrían al aplicar los límites de emisiones contaminantes que exige la Norma EURO.

Otro posible trabajo futuro podría enfocarse hacia la optimización de ciclos de combustión teóricos mediante la variación de otras variables ajenas al proceso de combustión. Estas variables podrían ser referentes a las condiciones de la cámara antes del inicio de la combustión, como la temperatura de admisión o la presión de admisión. También podrían variarse algunos factores geométricos, tales como la relación de compresión.

Pese a que no tenía cabida en este trabajo, se ha observado que la forma y la duración en la que se inyecta el combustible tiene un fuerte impacto sobre el ciclo de combustión. Se propone tratar de valorar dicho impacto en estudios teóricos posteriores, a fin de observar si es posible una mejora de rendimiento a través de esta vía y seguir optimizando los procesos de combustión.

Finalmente, para la realización del presente trabajo, se ha realizado una mejora del modelo predictivo. Tal y como se explicó en el *capítulo 4*, esta mejora es capaz de obtener el máximo rendimiento indicado en ciclos en los que se aplican limitaciones termo-mecánicas. Se propone ampliar dicha mejora de forma que el modelo predictivo sea capaz de optimizar ciclos de combustión sin necesidad de imponer ninguna restricción. De este modo se podrían obtener ciclos de máximo rendimiento evaluados instante a instante

.

DOCUMENTO 2:
PRESUPUESTO

1. PRESUPUESTO GENERAL

1.1 Justificación	108
1.2 Presupuestos parciales	108
1.2.1 Coste de la mano de obra	108
1.2.2 Amortización de equipos.....	110
1.3 Presupuesto total.....	111

1.1 JUSTIFICACIÓN

En este apartado, se va a proceder con la valoración económica referente a la realización del presente trabajo final de master. Dado que la naturaleza del proyecto no es de tipo constructivo si no de simulación numérica, la elaboración del presupuesto se enfoca hacia la valoración económica de los recursos humanos empleados en el desarrollo del mismo.

En lo referente al presupuesto, el proyecto se puede dividir en dos etapas. Una primera, efectuada con anterioridad al desarrollo del trabajo final de master, referida a la toma las medidas experimentales, el desarrollo de parte del *software* empleado, etc. Una segunda, realizada en su totalidad por el autor, referida a las simulaciones, la mejora del modelo, el procesamiento de datos y la interpretación de resultados. Si bien es cierto que la primera etapa es necesaria para el desarrollo de la segunda, esta no se ha visto involucrada en la realización del presente trabajo por lo que no se ha tenido en cuenta en la elaboración del presupuesto.

Para la elaboración de los presupuestos parciales, se ha tenido en cuenta la mano de obra necesaria, la amortización de los equipos y el *software* utilizado.

1.2 PRESUPUESTOS PARCIALES

1.2.1 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 han incluido todas aquellas personas partícipes en el mismo y cuyo trabajo será valorado en tiempo, aplicándose el coste con un valor estandarizado en €/h.

Se considera que en la realización del proyecto han participado tres profesionales:

- Ingeniero Industrial: encargado de la mejora del modelo, la realización de las distintas simulaciones, de la interpretación de resultados y de la elaboración de informes. Se debe considerar que su dedicación es exclusiva en el completo desarrollo del proyecto.
- Doctorando Ingeniero Industrial y Doctor Ingeniero Industrial: encargados de la supervisión de la correcta realización del trabajo. Se ocupan de analizar y ayudar en la resolución de los problemas que surjan en el mismo. La dedicación de ambos es parcial.

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

Tabla 1.1: Bases de cotización

Para la realización de la tabla siguiente se considera:

- El trabajador percibe 14 pagas/año.
- El trabajador emplea 40h/semana * 46 semanas/año lo que hacen 1840 h/año.
- El coste para la empresa es un 29,9% más elevado que el salario bruto que percibe el trabajador.

Trabajador	Salario bruto (€/año)	Coste para la empresa (€/año)	Salario bruto (€/h)	Coste para la empresa (€/h)
Ingeniero Industrial	36.255	47.095,245	19,7	25,6
Doctorando Ingeniero Industrial	45.000	58.455	24,45	31,77
Doctor Ingeniero Industrial	68.000	88.332	36,95	48,0

Tabla 1.2: Coste de la mano de obra por hora para la empresa

Para el cálculo del coste de la mano de obra del proyecto se ha considerado:

- El tiempo de dedicación al desarrollo del proyecto por parte del Ingeniero Industrial (análisis de la información, programación, procesamiento de datos, redacción, etc), ha sido aproximadamente 400h.
- La dedicación del Doctorando Ingeniero Industrial ha sido de aproximadamente 100h.
- La dedicación del Doctor Ingeniero Industrial ha sido de aproximadamente 60h.

Trabajador	Coste para la empresa (€/h)	Duración (h)	Coste total (€)
Ingeniero Industrial	25,6	400	10.240
Doctorando Ingeniero Industrial	31,77	100	3.177
Doctor Ingeniero Industrial	48,0	60	2.880
TOTAL	-	-	16.297

Tabla 1.3: Coste de la mano de obra del proyecto para la empresa

Costes Directos	16.297 €
Costes Indirectos (7%)	1.140,8 €
Coste Total Mano de Obra	17.437,8 €

Tabla 1.4: Presupuesto parcial asociado a la mano de obra

1.2.1 Amortización de equipos

En la realización del proyecto los equipos y el *software* empleado son:

- Macbook Pro bajo entorno macOS Sierra y Windows 10.
- PC Windows.
- *Software* empleado para las simulaciones: siCiclo y CALMEC (de desarrollo interno), Matlab, ModeFrontier.
- Paquete Office de Microsoft 365.

Equipo	Coste adquisición (€)	Periodo de amortización	Coste amortización (€/h)	Tiempo de amortización (h)	Coste total (€)
Ordenador	1.250	4 años	0,17	400	68
PC	900	4 años	0,12	300	36
<i>Software interno</i>	1.500	4 años	0,2	350	70
Office	540	4 años	0,07	120	8,4
Matlab	5.000	4 años	0,68	350	238
ModeFrontier	6.000	4 años	0,81	350	283,5
TOTAL	-	-	-	-	703,9

Tabla 1.5: Coste de amortización de los equipos

1.3 PRESUPUESTO TOTAL

El presupuesto global se compone de la suma de los presupuestos parciales, quedando:

Coste de la mano de obra	17.437,8 €
Coste de amortización de los equipos	703,9 €
Presupuesto de ejecución material	18.141,7 €

Tabla 1.6: Presupuesto de ejecución material

El presupuesto de inversión inicial se compone del presupuesto de ejecución material más un 6% de gastos generales y un 10% de beneficio industrial.

Presupuesto de ejecución material	18.141,7 €
Gastos Generales (6%)	1.088,5 €
Beneficio Industrial (10%)	1.814,17 €
Presupuesto de inversión	21.044,4 €

Tabla 1.7: Presupuesto de inversión

Por último, para el cálculo del presupuesto total o en base de licitación, se añade al presupuesto de inversión un 21% de IVA.

Presupuesto de inversión	21.044,4 €
IVA (21%)	4.419,3 €
Presupuesto base de licitación	25.463,7 €

Tabla 1.8: Presupuesto total

Por lo tanto el presupuesto total asociado al análisis del efecto de la ley de combustión en el rendimiento de un motor diésel de inyección directa asciende a:

Veinticinco mil cuatrocientos sesenta y tres euros con siete céntimos.