



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Desarrollo y validación de un nuevo modelo de combustión para motores de encendido provocado basado en el cálculo de un patrón representativo de la evolución del área del frente de llama. Aplicación a un motor monocilíndrico de 454cc.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

AUTOR/A: Monserrat Díaz, Miguel

Tutor/a: López Sánchez, José Javier

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023

Resumen

El mundo del desarrollo de unidades de potencia que usan motores de combustión interna alternativos está en constante evolución, especialmente en el sector de la automoción en que, por lo general, se buscan unidades cada vez más eficientes y con menos emisiones. Son muchas las variables de las que dependen estos dos parámetros, y es por ello que urge desarrollar modelos 1D (simuladores) capaces de predecir el comportamiento del motor ante cualquier configuración de dichas variables.

Si bien es cierto que existen modelos 3D CFD capaces de predecir el comportamiento del motor con más precisión, su desventaja es el gran tiempo de cálculo que requieren. El interés en los modelos 1D radica en su mayor velocidad de cálculo y son factibles cuando se tienen cantidades generosas de datos de ensayos.

El Dr. J. Javier López Sánchez me propuso trabajar en el modelado de la combustión del simulador para motores de encendido provocado, que está actualmente en desarrollo en el departamento CMT (Centro de Motores Térmicos). El objetivo es desarrollar y validar un modelo de combustión capaz de predecir la ley de liberación de calor y la evolución de la presión en el cilindro durante la combustión para cualquier punto de operación. Estos puntos quedan definidos por las masas iniciales de aire, combustible y residuales, y por el régimen de giro.

Muchos modelos ya desarrollados asumen la esfericidad del frente de llama (con el consecuente error de cálculo que eso supone), pero el nuevo modelo que se ha desarrollado en este proyecto hace los cálculos a partir de un patrón representativo de la evolución del área efectiva del frente de llama. Éste se obtiene a partir de datos de ensayos con el motor de estudio de modo que, para que el modelo funcione con un motor dado, primero se deberán hacer algunos ensayos con él. Se trata por tanto de un modelo semi-empírico.

Este estudio parte de los datos de 240 ensayos, y se calcula el área del frente de llama del ciclo medio de cada uno. En el proceso se elimina el efecto de la cantidad de combustible, el grado de carga y la densidad de la mezcla. Después se calcula el mencionado patrón eliminando los efectos de la turbulencia y el avance de encendido en esta área.

El cálculo de la presión en el cilindro a partir de la ley de liberación de calor ya ha sido desarrollado por el CMT. Sin embargo, con objeto de comprobar los resultados obtenidos con nuestro modelo de combustión, se ha hecho una simplificación de este cálculo. Así pues, hallaremos una presión de referencia y la compararemos con la presión predicha por el modelo para evaluar su error.

Finalmente, se ha puesto a punto el modelo, determinando el paso de cálculo óptimo y la mejor distribución de los puntos de la curva patrón. Además, se han ajustado las HRL obtenidas de los datos procesados de los ensayos a una función de Wiebe para corregir ciertas imprecisiones. Se ha implementado el algoritmo Simplex para minimizar el error de este ajuste.



Resum

El món del desenvolupament d'unitats de potència que usen motors de combustió interna alternatius està en constant evolució, especialment en el sector de l'automoció en què, en general, es busquen unitats cada vegada més eficients i amb menys emissions. Són moltes les variables de les quals depenen aquests dos paràmetres, i és per això que urgeix desenvolupar models 1D (simuladors) capaços de predir el comportament del motor davant qualsevol configuració d'aquestes variables.

Si bé és cert que existeixen models 3D CFD capaços de predir el comportament del motor amb més precisió, el seu desavantatge és el gran temps de càlcul que requereixen. L'interès en els models 1D radica en la seua major velocitat de càlcul i són factibles quan es tenen quantitats generoses de dades de proves.

El Dr. J. Javier López Sánchez em va proposar treballar en el modelatge de la combustió del simulador per a motors d'encesa provocada, que està actualment en desenvolupament en el departament CMT (Centre de Motors Tèrmics). L'objectiu és desenvolupar i validar un model de combustió capaç de predir la llei d'alliberament de calor i l'evolució de la pressió en el cilindre durant la combustió per a qualsevol punt d'operació. Aquests punts queden definits per les masses inicials d'aire, combustible i residuals, i pel règim de gir.

Molts models ja desenvolupats assumeixen l'esfericitat del front de flama (amb el conseqüent error de càlcul que això suposa), però el nou model que s'ha desenvolupat en aquest projecte fa els càlculs a partir d'un patró representatiu de l'evolució de l'àrea efectiva del front de flama. Aquest s'obté a partir de dades d'assajos amb el motor d'estudi de manera que, per a que el model funcione amb un motor donat, primer s'hauran de fer alguns assajos amb ell. Es tracta per tant d'un model semi-empíric.

Aquest estudi parteix de les dades de 240 proves, i es calcula l'àrea del front de flama del cicle mitjà de cadascun. En el procés s'elimina l'efecte de la quantitat de combustible, el grau de càrrega i la densitat de la mescla. Després es calcula l'esmentat patró eliminant els efectes de la turbulència i l'avanç d'encesa en aquesta àrea.

El càlcul de la pressió en el cilindre a partir de la llei d'alliberament de calor ja ha sigut desenvolupat pel CMT. No obstant això, a fi de comprovar els resultats obtinguts amb el nostre model de combustió, s'ha fet una simplificació d'aquest càlcul. Així doncs, trobarem una pressió de referència i la compararem amb la pressió predita pel model per a avaluar el seu error.

Finalment, s'ha posat a punt el model, determinant el pas de càlcul òptim i la millor distribució dels punts de la corba patró. A més, s'han ajustat les HRL obtingudes de les dades processades dels assajos a una funció de Wiebe per a corregir unes certes imprecisions. S'ha implementat l'algorisme Simplex per a minimitzar l'error d'aquest ajust.

Abstract

The world of developing power units which use reciprocating internal combustion engines is constantly evolving, especially in the automotive sector where increasingly more efficient units with fewer emissions are generally demanded. There are many variables on which these two parameters depend, and that is why it is urgent to develop 1D models (simulators) capable of predicting the behaviour of the engine in any configuration of these variables.

Although there are 3D CFD models capable of predicting the behaviour of the engine with more precision, their disadvantage is the long calculation time they require. The interest in 1D models lies in their higher computational speed and they are feasible when there are generous amounts of test data available.

Dr. J. Javier López Sánchez suggested that I work on the combustion modelling of the simulator for spark ignited engines, which is currently under development at the CMT (Thermal Engine Centre) department. The objective is to develop and validate a combustion model capable of predicting the heat release law and the evolution of the pressure in the cylinder during combustion for any operating point. These points are defined by the initial masses of air, fuel, and residuals, and by the engine speed.

Many models already developed assume the sphericity of the flame front (with the consequent calculation error that this entails), but the new model that has been developed in this project makes the calculations based on a representative pattern of the evolution of the effective area of the flame front. This is obtained from test data with the studied engine; therefore, some tests must be performed with it before using the model. This is why the model is semi-empirical.

This study is based on the data of 240 tests, and the area of the flame front of the average cycle of each test is calculated. In the process, the effect of the amount of fuel, the degree of charge and the density of the mixture is eliminated. The mentioned pattern is then calculated by removing the effects of turbulence and spark timing in this area.

The calculation of the pressure in the cylinder from the law of heat release has already been developed by the CMT. However, to verify the results obtained with our combustion model, a simplification of this calculation has been made. This way, we will find a reference pressure and compare it with the pressure predicted by the model to evaluate its error.

Finally, the model has been fine-tuned, determining the optimal calculation step and the best distribution of the points of the standard curve. In addition, the HRL obtained from the processed trial data have been fitted to a Wiebe function to correct for certain inaccuracies. The Simplex algorithm has been implemented to minimize the error of this fit.



Agradecimientos

Agradecer a todo aquel que en algún momento de mi vida me ha ayudado, directa o indirectamente, a llegar hasta aquí.

En primer lugar, agradecer a mi tutor del TFG Dr. J. Javier López Sánchez por haberme dado la oportunidad de colaborar en un proyecto de investigación tan interesante como éste, y de poder formar parte de uno de los centros de investigación sobre motores más importantes a nivel internacional: el CMT-Motores Térmicos. Javier ha respondido a todas las dudas que he tenido y me ha guiado con una actitud muy positiva para lograr el objetivo a tiempo. Su experiencia, conocimiento y habilidades docentes han sido fundamentales para lograr este proyecto.

En segundo lugar, agradecer al Dr. Josep Gómez Soriano por las simulaciones realizadas en Converge y al Dr. Jaime Martín Díaz por resolverme dudas sobre el funcionamiento de la herramienta CALMEC y por facilitarme las funciones que utiliza.

En tercer lugar, agradecer al equipo y grupo de generación espontánea FSUPV Team por todo lo que aprendí trabajando en él durante tres años en el departamento de motor y transmisión, pues gracias a esto despertó todo mi interés en el desarrollo y simulación de unidades de potencia. Por último, agradecer a mis padres por su constante apoyo en todas mis decisiones a lo largo de estos cinco años de formación universitaria.



Palabras clave

Motor de combustión interna alternativo, motor de encendido provocado, combustión turbulenta, HRL, HRR, ley de liberación de calor, tasa de calor liberado, deflagración turbulenta, área del frente de llama, velocidad de combustión turbulenta, velocidad de combustión laminar, Matlab, modelo de combustión, fracción de masa quemada.

Paraules Claus

Motor de combustió interna alternatiu, motor d'encesa provocada, combustió turbulenta, HRL, HRR, llei d'alliberament de calor, taxa de calor alliberada, deflagració turbulenta, àrea del front de flama, velocitat de combustió turbulenta, velocitat de combustió laminar, Matlab, model de combustió, fracció de massa cremada.

Key words

Alternative internal combustion engine, spark ignited engine, turbulent combustion, HRL, HRR, heat release law, heat release rate, turbulent deflagration, flame front area, turbulent combustion speed, laminar combustion speed, Matlab, combustion model, burned mass fraction.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

I Memoria

1	Introducción	14
1.1	Marco de desarrollo del proyecto.....	14
1.2	Objeto del proyecto	14
1.3	Contexto	14
2	Marco teórico.....	15
2.1	El motor de encendido provocado (MEP) de cuatro tiempos (4T).....	15
2.2	Combustión en MEP	16
2.2.1	Parámetros básicos y fases de la combustión.....	17
2.2.2	Velocidad de combustión y superficie del frente de llama	18
2.2.3	Parámetros que afectan a la velocidad de combustión	20
2.2.4	Dispersión cíclica	22
3	Herramientas experimentales y de cálculo	23
3.1	Datos técnicos del motor.....	23
3.2	Esquema de la unidad de potencia y subsistemas	24
3.2.1	Admisión.....	25
3.2.2	Escape.....	25
3.2.3	Refrigeración	26
3.2.4	Lubricación	27
3.2.5	Inyección.....	27
3.2.6	Circuito de EGR.....	28
3.3	Equipos de medida	29
3.4	Procedimiento de ensayos experimentales	30
3.5	Modelo CALMEC.....	30
4	Desarrollo del modelo de combustión.....	32
4.1	Metodología.....	32
4.2	Puntos de operación.....	32
4.3	Estudio de ciclos	33
4.4	Ajuste de HRL por Wiebe.....	34



4.5	<i>Análisis termodinámico</i>	36
4.6	<i>Área del frente de llama turbulento</i>	40
4.7	<i>Velocidad de combustión laminar</i>	42
5	Resultados	45
5.1	<i>Problemas con el procesado de los datos de los ensayos</i>	45
5.2	<i>Puesta a punto del modelo</i>	49
5.3	<i>Evaluación del modelo</i>	51
6	Conclusiones.....	54
7	Trabajos futuros	54
8	Bibliografía.....	55

II Presupuesto

1.	Objetivo del presupuesto	59
2.	Presupuesto de los ensayos experimentales	59
2.1.	<i>Mantenimiento y calibración de la instalación</i>	59
2.2.	<i>Realización de los ensayos</i>	60
3.	Presupuesto del desarrollo del programa de software.....	60
3.1.	<i>Desarrollo del código</i>	60
3.2.	<i>Reuniones de seguimiento del proyecto</i>	61
4.	Resumen del presupuesto.....	62
4.1.	<i>Presupuesto parcial del capítulo 1</i>	62
4.2.	<i>Presupuesto parcial del capítulo 2</i>	62
4.3.	<i>Presupuesto total del proyecto</i>	62
4.4.	<i>Cuadro de precios descompuestos</i>	63

III Anexos

1.	Simplificación de la herramienta CALMEC	67
2.	Ajuste de Wiebe con el algoritmo simplex de Nelder-Mead	68
3.	Script de matlab para el cálculo del patrón	70
4.	Script de matlab para predecir la presión a partir del patrón.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

I Memoria

Figura 2.1. Elementos y funcionamiento básico de MCIA. Fuente [2].	15
Figura 2.2. Fases de ciclo en cuatro tiempos. Fuente [2].	15
Figura 2.3. Diagrama PV de un motor 4T. Fuente [1].	16
Figura 2.4. Fases de la combustión, marcadas en curvas de HRL (Heat Released Law) y HRR (Heat Released Rate).	17
Figura 2.5. A la izquierda frente de llama ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ , a la derecha frente de llama arrugado por torbellinos de escala espacial mayor que δ . Fuente [3]	18
<i>Figura 2.6. Imagen del frente de llama en el interior de la cámara de combustión de un MEP. Fuente [4]</i>	19
<i>Figura 2.7. Variación del ángulo (duración) de la combustión en un MEP al variar el dosado de la mezcla. Fuente [4].</i>	20
<i>Figura 2.8. Esquema simplificado para explicar el efecto de la carga del motor en la cantidad existente de gases residuales. Fuente [4].</i>	20
Figura 2.9. Evolución de HRL en función del ángulo de cigüeñal de varios ciclos con avances de encendido distintos. Fuente [6].	21
Figura 2.10. Evolución del área del frente de llama como función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL). Fuente [6].	21
Figura 2.11. Curvas de presión en función de los grados de avance del cigüeñal de ciclos instantáneos de un ensayo.	22
Figura 2.12. A la izquierda curvas de HRL en función de los grados de avance del cigüeñal de ciclos instantáneos de un ensayo, a la derecha sus derivadas en función de la HRL en tanto por uno.	22
Figura 3.1. Motor de AVL. Fuente [8].	24
Figura 3.2. Esquema completo de la sala de ensayos. Fuente [8].	24
Figura 3.3. Esquema del sistema de admisión. Fuente [8].	25
Figura 3.4. Esquema del sistema de escape. Fuente [8].	26
Figura 3.5. Esquema del sistema de refrigeración. Fuente [8].	26
Figura 3.6. Esquema del sistema de lubricación. Fuente [8].	27
Figura 3.7. Esquema del sistema de inyección. Fuente [8].	27
Figura 3.8. Esquema del sistema de EGR. Fuente [8].	28

Figura 3.9. A la izquierda esquema del funcionamiento de un codificador angular, a la derecha montaje del codificador en el motor de estudio. Fuente [8].	29
Figura 4.1. Puntos de operación elegidos para el estudio.	32
Figura 4.2. Parámetro Calmec de todos los ciclos instantáneos con respecto a PMI.	33
Figura 4.3. A la izquierda la comparación de ciclos instantáneos, su media y el ciclo medio. A la derecha el cociente entre la HRR de la media de ciclos instantáneos y el ciclo medio.	34
Figura 4.4. HRL de un ciclo medio.	34
Figura 4.5. A la izquierda ajuste Wiebe de la HRL de un ciclo medio, a la derecha su consecuente HRR.	36
Figura 4.6. Evolución de FQM durante la combustión de un ciclo.	38
Figura 4.7. Evolución de la temperatura media en el cilindro y de las zonas de gases quemados y sin quemar durante la combustión de un ciclo medio.	38
Figura 4.8. Evolución del volumen encerrado en el cilindro durante la combustión de un ciclo.	39
Figura 4.9. Evolución de la presión en el cilindro durante la combustión de un ciclo.	40
Figura 4.10. Evolución de la uCL durante la combustión de un ciclo, calculada con (4.18).	43
Figura 4.11. Puntos de la función (4.14).	44
Figura 5.1. Patrón de área efectiva de cada punto de operación y la media de todos.	45
Figura 5.2. Gráfico bisector del error en la predicción de la presión a partir de un patrón calculado con y sin la corrección para eliminar el efecto del avance de encendido (Av/Ao).	46
Figura 5.3. Fracción másica de fuel con respecto al avance del cigüeñal de un ciclo medio, a la izquierda un ensayo bien procesado y a la derecha uno mal.	46
Figura 5.4. Temperaturas de la mezcla en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de todos los ensayos.	47
Figura 5.5. Ensayos usados para construir el modelo.	48
Figura 5.6. Curvas patrón de cada ensayo y curva media (patrón del modelo).	49
Figura 5.7. Comparación de la distribución uniforme de puntos de la curva HRR-HRL con la no uniforme lograda con una progresión geométrica.	50
Figura 5.8. Presión calculada con el modelo y presión de referencia de cada ensayo.	53

III Anexos

Figura 2.1. Operaciones de simplex para trazar nuevos triángulos en orden de prioridad. Fuente [9].	68
---	----



ÍNDICE DE TABLAS

I Memoria

Tabla 3.1. Datos técnicos del motor.....	23
Tabla 4.1. Combinaciones de parámetros de simulaciones en Converge para calcular uCL	42
Tabla 5.1. Temperaturas medias (en K) en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de cada ensayo. Eje y régimen de giro en rpm y eje x PMI en bares.	48
Tabla 5.2. Masas de gases residuales ajustadas (en mg) en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de cada ensayo. Eje y régimen de giro en rpm y eje x PMI en bares.	49

II Presupuesto

Tabla 2.1. Costes de mantenimiento y calibración de la instalación.	59
Tabla 2.2. Costes de la realización de los ensayos.	60
Tabla 3.1. Costes de desarrollo del código de software.....	61
Tabla 3.2. Costes del seguimiento del proyecto.	61
Tabla 4.1. Presupuesto parcial de los ensayos experimentales.	62
Tabla 4.2. Presupuesto parcial del desarrollo del software del modelo.....	62
Tabla 4.3. Presupuesto total del proyecto.	62
Tabla 4.4. Cuadro de precios descompuestos.....	64



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA

DOCUMENTO I

MEMORIA



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



1 INTRODUCCIÓN

1.1 MARCO DE DESARROLLO DEL PROYECTO

En la industria de la automoción, los modelos 0D y 1D de unidades de potencia basadas en MCIA (Motores de Combustión Interna Alternativos) se desarrollan para hallar la combinación de los múltiples parámetros de entrada del motor que, para cualquier punto de operación, dan lugar a las prestaciones buscadas en términos de emisiones, potencia y eficiencia.

Estos modelos tienen la ventaja de permitir simular más rápido, pero con menos precisión que los 3D. Esto los hace ideales para cuando se quieren simular muchos casos, siempre y cuando se tengan datos de ensayos suficientes para poner a punto y validar el modelo.

1.2 OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del presente trabajo es crear y validar un modelo de combustión capaz de predecir la ley de liberación de calor y la evolución de la presión en el cilindro para cualquier punto de operación del motor durante la combustión. Esto se pretende lograr mediante el cálculo previo de un patrón representativo de la evolución del área del frente de llama turbulento, al cual se llegará partiendo de los datos de ensayos con un motor monocilíndrico de 454cc destinado a la investigación. Por tanto, se trata de un modelo de combustión semi-empírico.

1.3 CONTEXTO

El CMT (Centro de Motores Térmicos) ya ha desarrollado uno de estos modelos para MEC (Motores de Encendido por Compresión), y busca hacer otro para MEP (Motores de Encendido Provocado), lo que permitirá al departamento encontrar las mejores configuraciones también para este otro tipo de motores.

2 MARCO TEÓRICO

Antes de proceder con el desarrollo del modelo de combustión conviene explicar los fundamentos de los MEP 4T: elementos constructivos básicos, fases del ciclo Otto, diagrama presión-volumen, control de la carga, etc. También es necesario explicar las bases de la combustión en estos motores: cálculo y evolución de la velocidad y el área del frente de llama, fases de la combustión, la influencia de factores como el régimen de giro del cigüeñal, el grado de carga, el dosado y el avance de encendido en la velocidad de combustión laminar, y el problema de la dispersión cíclica.

2.1 EL MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) DE CUATRO TIEMPOS (4T)

Los MCIAs queman una mezcla de aire y combustible en el interior de un cilindro, y parte de la energía liberada en esta combustión se aprovecha para empujar el pistón. Su movimiento lineal, mediante el mecanismo biela-manivela, se transforma en movimiento rotacional del cigüeñal. Cuando el volumen encerrado en el cilindro es mínimo decimos que el pistón está en el PMS (Punto Muerto Superior), y cuando este volumen es máximo el pistón está en el PMI (Punto Muerto Inferior). Para la entrada de carga y la salida de gases quemados están las válvulas de admisión y escape respectivamente. Véase la *Figura 2.1*.

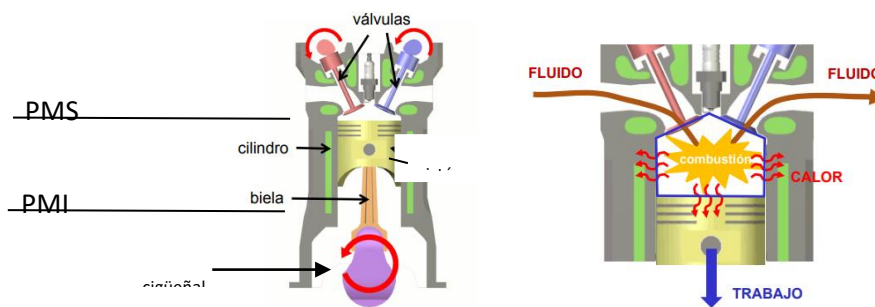


Figura 2.1. Elementos y funcionamiento básico de MCIAs. Fuente [2].

Los motores 4T completan un ciclo cada dos revoluciones del cigüeñal: cada ciclo produce trabajo y la sucesión continua de éstos da lugar a potencia. Un ciclo se divide en cuatro fases o carreras, y cada una corresponde con media vuelta del cigüeñal: admisión, compresión, expansión y escape. Véase la *Figura 2.2*.

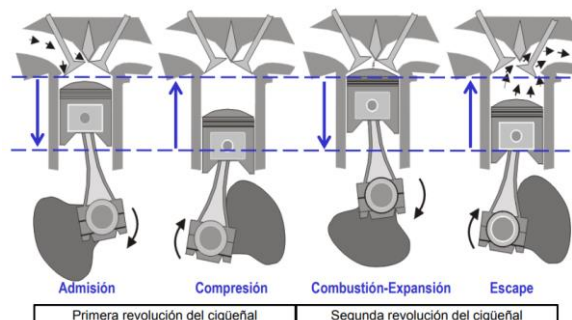


Figura 2.2. Fases de ciclo en cuatro tiempos. Fuente [2].

Las fases de admisión y escape constituyen la renovación de la carga, esto es, la salida de gases quemados y la entrada de mezcla fresca¹. Estas carreras, por lo general, consumen energía (trabajo de bombeo) porque el pistón ha de barrer y empujar los gases quemados por las válvulas de escape (desplazándose del PMI al PMS) y ha de succionar el aire por las de admisión (del PMS al PMI). Estas dos carreras del ciclo componen el bucle de bombeo del diagrama PV (Presión-Volumen) (Figura 2.3), y el área que encierra es el trabajo de bombeo que supone.

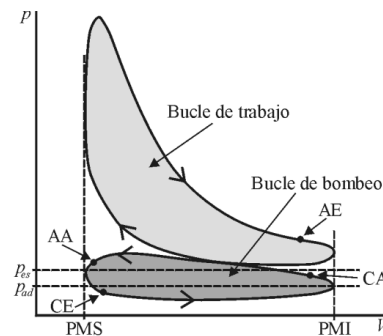


Figura 2.3. Diagrama PV de un motor 4T. Fuente [1].

Tras la carrera de admisión, se da la compresión: la carga se comprime con el desplazamiento del pistón del PMI al PMS hasta alcanzar la presión y temperaturas adecuadas para iniciar la combustión al final de esta carrera. Después se da la expansión, que es la única fase en que se produce trabajo, pues el pistón se ve empujado del PMS al PMI por el aumento de presión causado por la combustión.

Los MEP son aquellos MCIAs cuya combustión se inicia con una chispa eléctrica que, producida por una bujía, se da antes del final de la carrera de compresión con el objetivo de alcanzar la presión máxima en el cilindro después del PMS (ya en la carrera de expansión), maximizando así el trabajo producido. A los grados de giro de cigüeñal anteriores al PMS en que se inicia la chispa se le denomina avance de encendido.

Así mismo, el grado de carga se controla con el grado de apertura de una válvula mariposa, que estrangula el conducto por el que entra el aire. Al limitar la cantidad de aire que entra en el cilindro (eficiencia volumétrica), se limita también el combustible que se puede inyectar y quemar y, en consecuencia, también la potencia desarrollada.

2.2 COMBUSTIÓN EN MEP

Es una combustión premezcla, es decir, que se quema una mezcla de aire y combustible evaporado homogénea, pues sus procesos de formación y combustión están suficientemente separados en el ciclo. Además, esta combustión es una deflagración: consiste en un frente de llama (con origen en la chispa eléctrica de la bujía) que se desplaza a una velocidad u_c , que es mucho menor que la del sonido, hasta que se extingue en las proximidades de la pared del cilindro. A su paso se quema la mezcla, por eso esta combustión habitualmente se modela distinguiendo la zona de quemados de la de no quemados, separadas por este frente de llama.

¹ La mezcla fresca se compone de aire y, si se inyecta combustible en el puerto de admisión, también combustible. Además, puede incluir gases residuales recirculados por EGR.

2.2.1 Parámetros básicos y fases de la combustión

El proceso de combustión se estudia con la evolución de la ley de liberación de calor referida como HRL (Heat Release Law) y su derivada HRR (Heat Release Rate), y puede verse un ejemplo de su forma habitual para un ciclo cualquiera en la *Figura 2.4*. Nótese que la HRL se mide en Julios, pero en este gráfico se muestra en tanto por uno, de modo que cuando vale la unidad ya se ha liberado todo el calor. Para entender la combustión en MEP, conviene explicar sus fases:

Fase 1. Transcurre entre el salto de la chispa y el punto en que la curva de presión comienza a separarse de la evolución que tendría de no haber combustión. El frente de llama es pequeño y de características laminares, y su ángulo de duración constituye un 10% del total de la combustión.

Fase 2. Tiene lugar desde que la curva de presión se separa de su homóloga sin combustión hasta que el frente de llama alcanza las paredes de la cámara de combustión. El frente de llama es grande y de carácter turbulento, y su ángulo de duración suele representar el 85% del total de la duración de la combustión.

Fase 3. Alcanza desde el final de la fase anterior hasta el fin de la combustión. Tiene un carácter laminar porque cerca de las paredes la temperatura es menor y, en consecuencia, la velocidad del frente también. Constituye tan solo un 5% de la duración total y es difícil determinar cuándo acaba, especialmente para lambdas pobres.

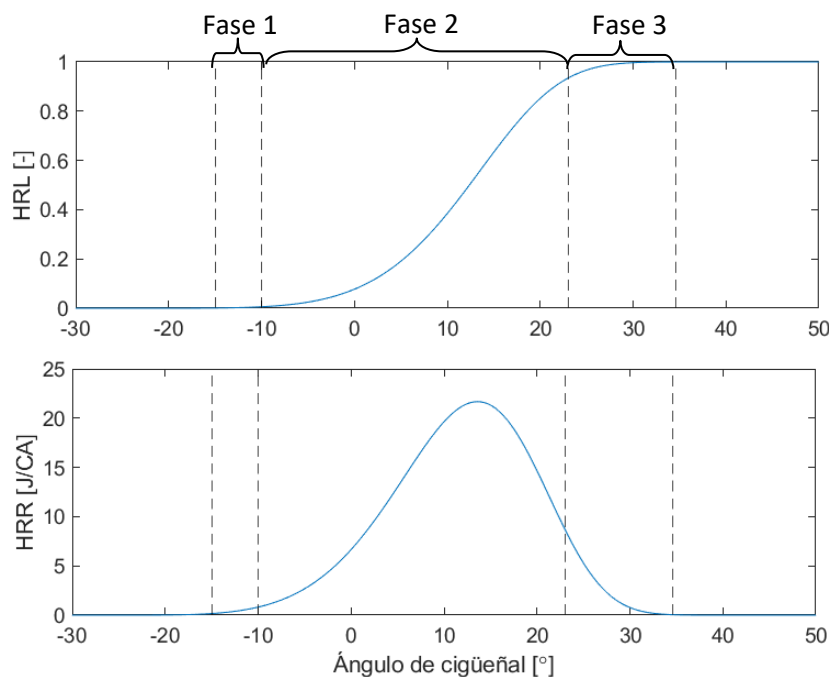


Figura 2.4. Fases de la combustión, marcadas en curvas de HRL (Heat Released Law) y HRR (Heat Released Rate).

2.2.2 Velocidad de combustión y superficie del frente de llama

En régimen laminar la velocidad de combustión es u_{CL} , y depende principalmente de la difusividad térmica, la presión, y la velocidad de reacción (temperatura final). Se puede estimar como hace Valero [5], siendo T_u temperatura de no quemados, p presión en el cilindro, Y_{dil} dilución de la mezcla, F_r dosado relativo, y los valores de referencia elegidos son 1 cm/s, 298 K y 1 bar. Sin embargo, esta ecuación requiere de un ajuste de los parámetros a , b , c , d y m mediante iteraciones hasta que los valores de u_{CL} tienen sentido; por lo que no es un método riguroso.

$$u_{CL} = u_{Lref} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^a \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^b \cdot \left(\frac{Y_{dil}}{0.231}\right)^c \cdot e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{F_r-m}{d}\right)^2} \quad \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (2.1)$$

Esta velocidad se corresponde con un frente de llama liso, sin arrugas. Sin embargo, el flujo en el cilindro del motor es turbulento y la velocidad en dicho régimen es u_{CT} que, por lo general, es un orden de magnitud mayor que u_{CL} . Estas velocidades se relacionan con el *FSR* (Flame Speed Ratio).

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (2.2)$$

Los MEP se diseñan para trabajar con llamas plisadas, que se caracterizan por tener un frente de llama arrugado por torbellinos con escala espacial² mayor al espesor del frente (δ), y por ser ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ al introducirse en él. En la *Figura 2.5* se pueden ver esquematizados ambos efectos por separado.

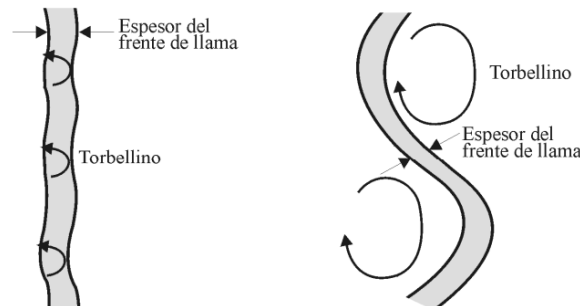


Figura 2.5. A la izquierda frente de llama ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ , a la derecha frente de llama arrugado por torbellinos de escala espacial mayor que δ . Fuente [3].

En la *Figura 2.6* se muestra una imagen del arrugado frente de llama en el interior de una cámara de combustión de un MEP, donde se pueden apreciar las dos zonas que separa: productos quemados y mezcla sin quemar.

² La escala espacial es un parámetro que caracteriza el flujo turbulento mediante el tamaño de los torbellinos.

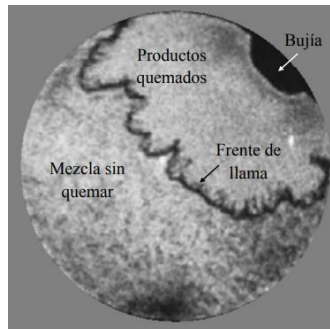


Figura 2.6. Imagen del frente de llama en el interior de la cámara de combustión de MEP. Fuente [4].

En las llamas plisadas el FSR se escala con Re (número de Reynolds), el cual se define para el caso de flujo en una tubería de sección circular como (2.3).

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot u}{\mu} \quad (2.3)$$

Siendo u la velocidad del fluido, D el diámetro de la sección, ρ la densidad y μ la viscosidad dinámica. La viscosidad dinámica se relaciona con la temperatura T con (2.4), donde μ_0 y T_0 son la viscosidad y la temperatura en condiciones de referencia. De acuerdo con [12], $n = 0.666$ para aire.

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^n \quad (2.4)$$

Como indica (2.3), Re guarda una relación lineal con u y, en el caso de un motor, esta velocidad es proporcional a la c_m (velocidad lineal media del pistón) y, en consecuencia, al régimen de giro del cigüeñal. De acuerdo con los estudios experimentales explicados en [4], la intensidad turbulenta (y por ende la velocidad de combustión turbulenta) es directamente proporcional al régimen.

Además, aplicando (2.3) al caso de una cámara de combustión, se concluye que el nivel de turbulencia en el cilindro también depende linealmente de la densidad de la mezcla sin quemar ρ_w y de la posición del pistón (que es la variable geométrica equivalente a D). Así mismo, sustituyendo (2.4) en (2.3) se observa que Re es inversamente proporcional a la temperatura de los no quemados $T^{0.666}$.

Existen dos hipótesis para analizar las llamas de premezcla turbulentas. La primera considera que el área del frente de llama es la efectiva A_{eff} (el área real del frente, con sus arrugas), y que se desplaza a velocidad laminar u_{CL} . El área efectiva es el resultado de un área teórica desarrollada en régimen laminar A_{geo} (sin arrugas, lisa) que posteriormente se ve distorsionada por la turbulencia en el cilindro, cuyo factor representativo es FSR .

$$A_{eff} \cdot u_{CL} = (A_{geo} \cdot FSR) \cdot u_{CL} \quad (2.5)$$

La segunda hipótesis considera que el área del frente es la teórica A_{geo} y que se desplaza a velocidad turbulenta u_{CT} . Esta velocidad es el resultado de la propia del régimen laminar u_{CL} , que posteriormente se ve acelerada por la turbulencia en el cilindro. Se toma de nuevo el factor FSR para escalar esta turbulencia.

$$A_{geo} \cdot u_{CT} = A_{geo} \cdot (FSR \cdot u_{CL}) \quad (2.6)$$

2.2.3 Parámetros que afectan a la velocidad de combustión

Como se ha explicado en el apartado anterior, el régimen de giro tiene una relación directamente proporcional con la turbulencia y, por ende, con la velocidad de combustión. Además, conviene explicar la influencia del dosado, el grado de carga, y el instante de encendido en esta velocidad para los MEP.

En cuanto a la mezcla inicial, en MEP la proporción de aire y combustible suele ser estequiométrica, esto es, con dosado relativo cercano a la unidad ($F_r = 1$). No obstante, conviene señalar que la u_{CT} se maximiza a dosados ligeramente ricos, siendo invariante a los dosados ricos habituales (1-1.2) y muy sensible fuera de este rango, donde se alcanzan velocidades menores. La *Figura 2.7* refleja este comportamiento, donde α_c es el ángulo de cigüeñal total que dura la combustión.

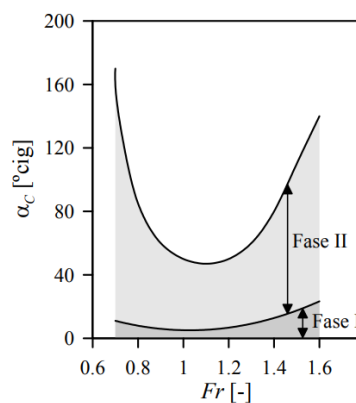


Figura 2.7. Variación del ángulo (duración) de la combustión en un MEP al variar el dosado de la mezcla. Fuente [4].

Además, hay una cierta cantidad de gases quemados que proceden del ciclo anterior, y es inversamente proporcional al grado de carga (ver *Figura 2.8*). También los hay procedentes de la recirculación de gases de escape (EGR). Es importante tener esto en cuenta porque un mayor contenido de inertes da lugar a una menor velocidad de combustión (tanto laminar como turbulenta).

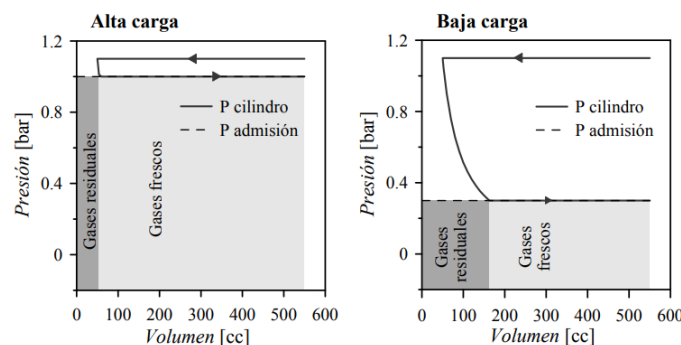


Figura 2.8. Esquema simplificado para explicar el efecto de la carga del motor en la cantidad existente de gases residuales en el cilindro antes de la combustión. Fuente [4].

Por último, la evolución del volumen en la cámara de combustión influye en el desarrollo del área del frente de llama, y las posiciones del pistón a lo largo de la combustión son distintas según el avance de encendido que se use. Esta influencia se puede ver en el trabajo de Ferri [6], pues calcula el área efectiva del frente de llama para varios ciclos con distinto avance.

En la *Figura 2.9* se pueden ver curvas de HRL con distinto avance de encendido. Se dividen dichas curvas en sectores con una cuadrícula y se calcula el área efectiva del frente de llama de cada uno. En la *Figura 2.10* se observa que para un mismo valor de HRL se alcanzan áreas de frente de llama distintas según el ángulo de cigüeñal, pues este determina la posición del pistón y por tanto el volumen encerrado en la cámara.

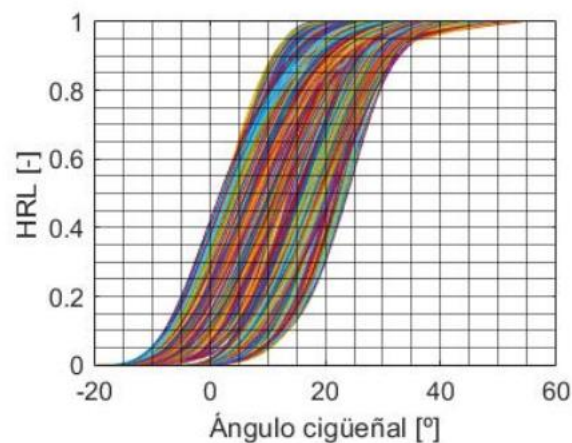


Figura 2.9. Evolución de HRL en función del ángulo de cigüeñal de varios ciclos con avances de encendido distintos. Fuente [6].

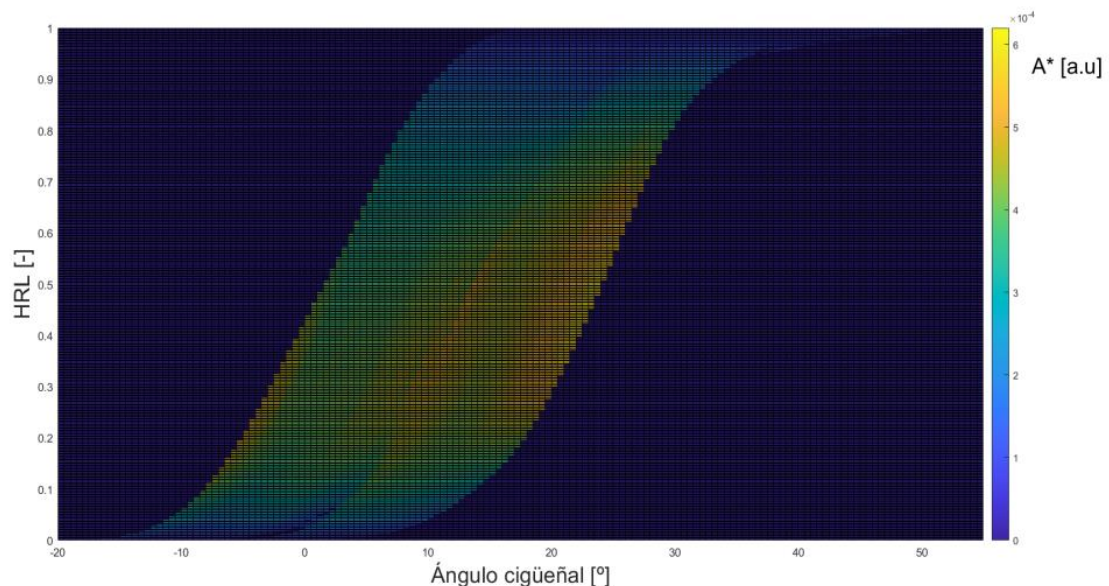


Figura 2.10. Evolución del área del frente de llama en función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL). Fuente [6].

2.2.4 Dispersión cíclica

Por último, cabe mencionar un problema característico de los MEP: la dispersión cíclica. Esto es la variación de la presión y la ley de liberación de calor (HRL) sin variar el punto de operación (ver *Figuras 2.11 y 2.12*). Su causa radica en la primera fase de la combustión, que se desarrolla de forma diferente según las condiciones de turbulencia y dosado en las proximidades de la bujía, que pueden variar de un ciclo a otro. Este fenómeno es inversamente proporcional a u_{CL} , de modo que es mayor cuanto más diluida está la mezcla, esto es, menor carga y/o mayor EGR.

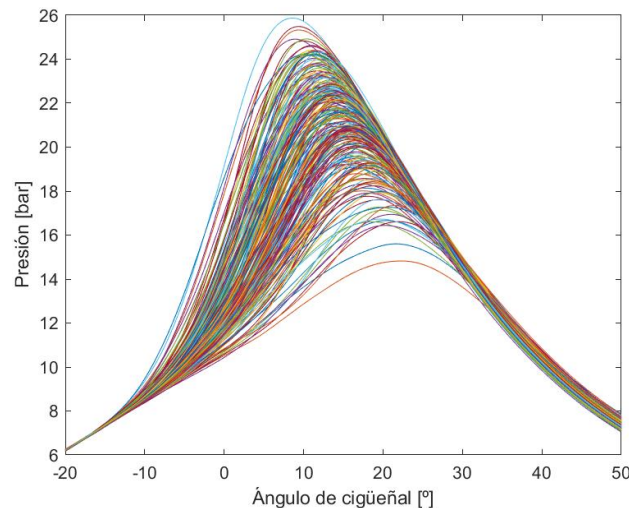


Figura 2.11. Curvas de presión en función de los grados de avance del cigüeñal de ciclos instantáneos de un ensayo.

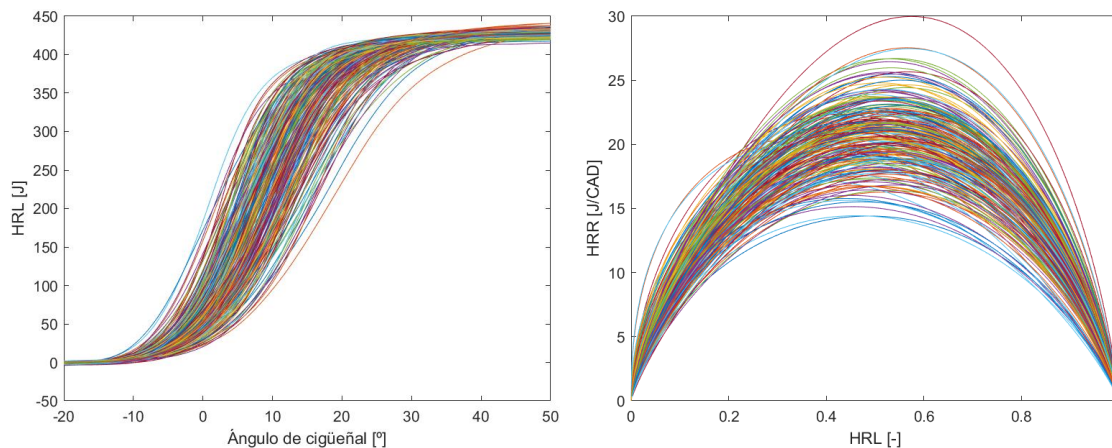


Figura 2.12. A la izquierda curvas de HRL en función de los grados de avance del cigüeñal de ciclos instantáneos de un ensayo, a la derecha sus derivadas en función de la HRL en tanto por uno.

3 HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y DE CÁLCULO

3.1 DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR

El motor del que se obtienen los datos necesarios para poner a punto el modelo de combustión es un MEP de 4 tiempos que funciona con gasolina, inyección dual (directa e indirecta), distribución variable (VVT), y sistemas de sobrealimentación y de recirculación de gases de escape (EGR). Fue creado por AVL por encargo del CMT para investigar los procesos de combustión y renovación de la carga de los MEP.

En la *Tabla 3.1* se presentan los datos técnicos más relevantes del motor.

Número de cilindros	1	
Diámetro del cilindro	82 mm	
Desfase del bulón	0.50 mm	
Carrera del pistón	86 mm	
Cilindrada	454 cm ³	
Longitud de biela	144 mm ± 0.02 mm	
Sistema de combustión	Cámara de combustión pent-roof	Ciclo de Otto
Combustible	Gasolina min 95 RON	Calidad: EN228
Sistema de inyección	Inyección directa Inyección indirecta (en puerto de admisión)	Solo 1 inyector
Sistema de encendido	Bobina y cable	
Régimen de giro al ralentí	700 rpm	
Régimen de giro máximo	6400 rpm	
Presión de sobrealimentación máxima	3 bar (abs.)	
Contrapresión de escape máxima	3.5 bar (abs.)	
Relación de compresión	11.5 : 1 ³	
Válvulas por cilindro	4	
Tipo de tren de válvulas	Dos árboles de levas sobre la culata	

Tabla 3.1. Datos técnicos del motor.

³ Se midió experimentalmente mediante ensayos de arrastre y resultó ser 10.9.



Figura 3.1. Motor de AVL. Fuente [8].

3.2 ESQUEMA DE LA UNIDAD DE POTENCIA Y SUBSISTEMAS

Este motor desarrolla relativamente poca potencia porque tan solo cuenta con un cilindro de poca cilindrada. Además, por el mismo motivo, el calor generado por este motor es bastante bajo. Para evitar pérdidas mecánicas excesivas que dificulten o imposibiliten el correcto funcionamiento del motor y lograr que las temperaturas de los fluidos usados puedan alcanzar los valores requeridos lo antes posible, se tienen sistemas de alimentación de combustible, refrigeración, lubricación y sobrealimentación independientes.

La Figura 3.2 es el esquema completo de la sala de ensayos.

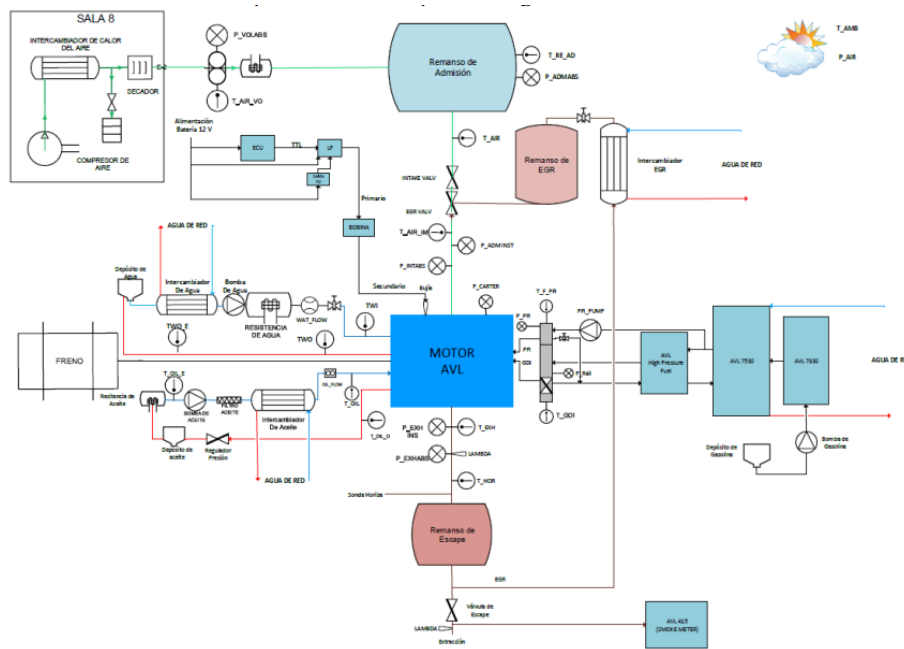


Figura 3.2. Esquema completo de la sala de ensayos. Fuente [8].

3.2.1 Admisión

Este subsistema está diseñado para controlar la presión, el caudal y la temperatura del aire admitido por el motor. Así mismo, proporciona las presiones que se tendrían con sobrealimentación en un motor policilíndrico equivalente.

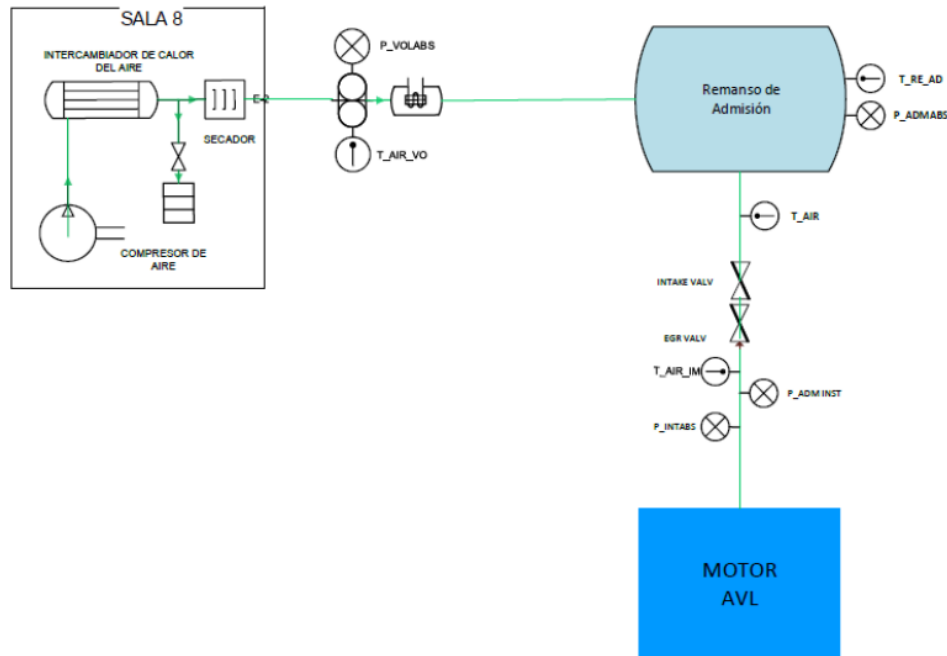


Figura 3.3. Esquema del sistema de admisión. Fuente [8].

Consta de un compresor de tornillo rotativo accionado por un motor eléctrico con el que se regula la presión del aire. A la salida de éste se dispone de un secador para eliminar la humedad del aire, consecuencia del enfriamiento de la compresión. Para atenuar las ondas de presión pulsantes se dispone de dos remansos de 250 y 500 L.

Por otra parte, la temperatura se regula con termorresistencias que calientan el aire hasta la temperatura deseada. Tanto la regulación de la presión como la de temperatura se gestionan con controladores PID.

3.2.2 Escape

Este subsistema está diseñado para evacuar los gases quemados en el cilindro, al tiempo que proporciona la contrapresión que se tendría por el accionamiento del turbogrupo en un motor policilíndrico equivalente mediante una válvula.

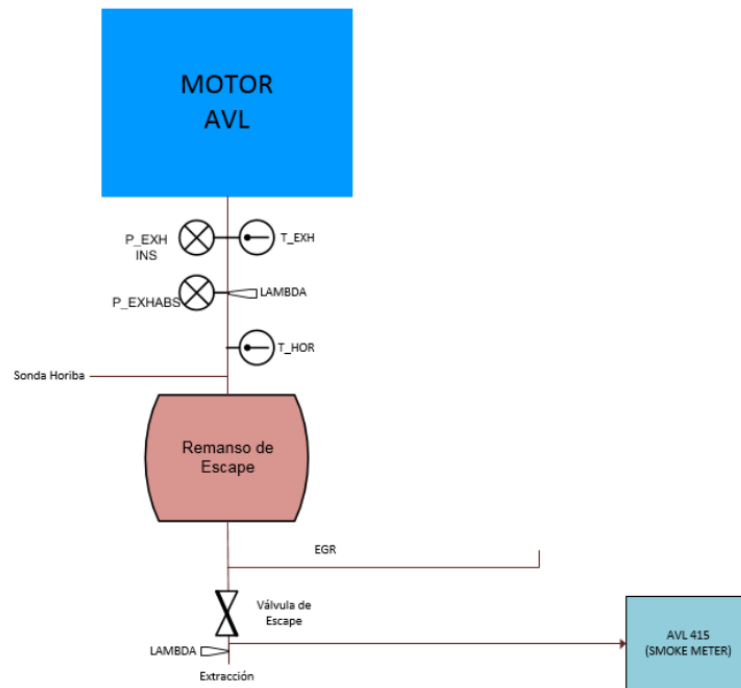


Figura 3.4. Esquema del sistema de escape. Fuente [8].

Este subsistema también dispone de un remanso para atenuar las ondas de presión pulsantes. En su interior se coloca un sensor de presión y a su entrada un termopar tipo K. Para controlar la presión del escape con precisión se usan una válvula de guillotina y una válvula de dos vías.

La primera es la principal y regula con histéresis mientras que la segunda es la secundaria y presenta un ajuste lineal. Antes del remanso, está la sonda lambda, que mide el contenido de O_2 , y la que mide contaminantes.

3.2.3 Refrigeración

Se diseñó para proporcionar un caudal de 1800 L/h que se monitoriza con un caudalímetro. La temperatura del refrigerante a la entrada del motor debe ser de $90\text{ }^\circ\text{C}$, y para ello se disponen de termorresistencias para calentar el refrigerante y de un intercambiador de tubos y carcasa con agua de red para enfriarlo.

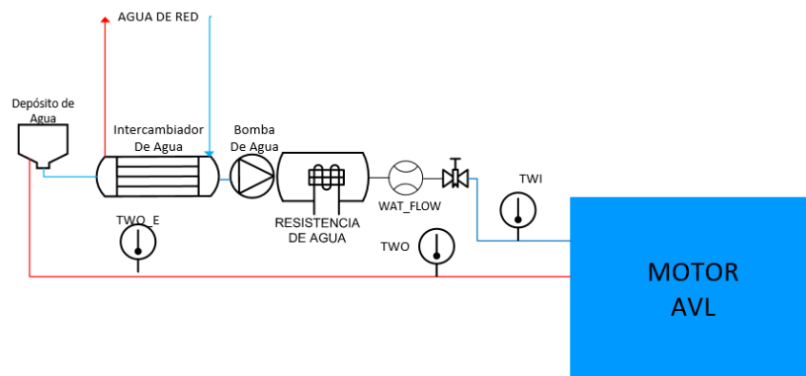


Figura 3.5. Esquema del sistema de refrigeración. Fuente [8].

Tiene también un vaso de expansión que sirve de depósito y una bomba cuyo accionamiento es eléctrico e independiente del motor.

3.2.4 Lubricación

Se diseñó para proporcionar un caudal de 300 L/h y también se mide con un caudalímetro. Además, la presión del lubricante a la entrada al motor debe estar entre 3.5 y 4.5 bares, y se monitoriza con un sensor de presión.

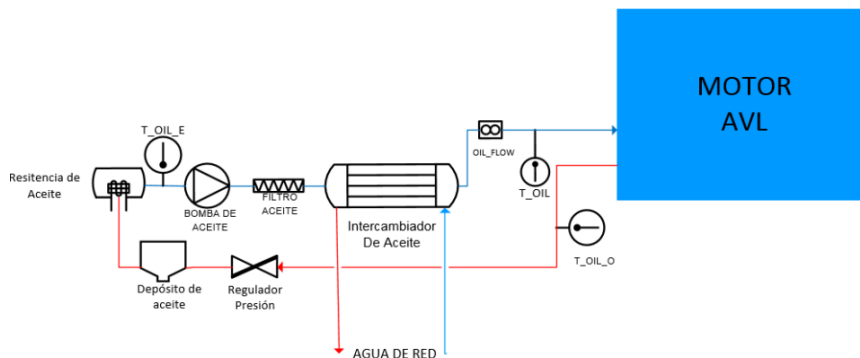


Figura 3.6. Esquema del sistema de lubricación. Fuente [8].

Este sistema es de cárter seco y, por tanto, necesita una segunda bomba para aspirar el aceite del cárter al depósito. Las dos bombas son de accionamiento eléctrico independiente del motor y el circuito cuenta con una válvula de regulación manual para mantener la presión del aceite en el circuito a 6 bar y la depresión del cárter en 800-900 mbar.

Asimismo, el sistema dispone de termorresistencias y de un intercambiador de calor con agua de red para mantener la temperatura del lubricante entre 85 y 95 °C.

3.2.5 Inyección

Se diseñó para poder inyectar combustible tanto en los puertos de admisión como directamente en el cilindro, teniendo dos líneas de inyección en el mismo circuito. Sin embargo, en este proyecto tan solo se va a usar inyección en el puerto.

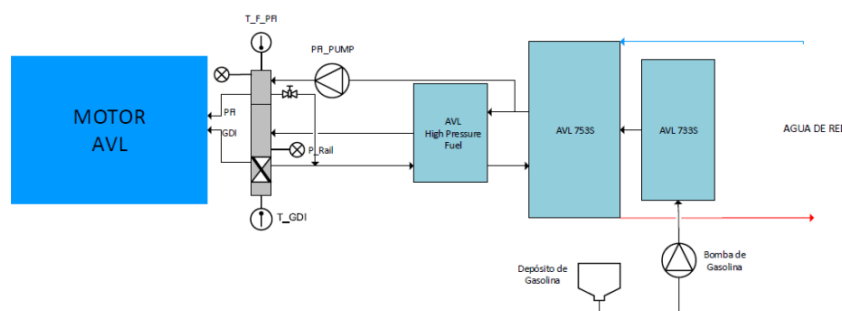


Figura 3.7. Esquema del sistema de inyección. Fuente [8].

Este subsistema cuenta con un acondicionador, que consiste en una termorresistencia y un intercambiador de calor para controlar la temperatura del combustible.

La unidad de alta presión está aguas abajo del acondicionador y sirve para aumentar la presión del combustible a valores aptos para ser inyectado directamente en el cilindro (de 15 a 200 bar). Después está el raíl, al que se conectan sensores de presión y temperatura, y a la entrada de éste hay una válvula de regulación para controlar la presión. A su salida, el sistema se divide en la línea de inyección en el puerto de admisión y la de inyección directa.

La línea de inyección en puerto consta de una bomba eléctrica y una válvula de regulación para mantener la presión entre 5 y 9 bar. Aguas abajo está el raíl al que se conectan los inyectores y sensores de temperatura y presión. Todos los raíles disponen de un retorno al circuito.

3.2.6 Circuito de EGR

Sirve para recircular los gases de escape al cilindro y reducir así las emisiones de NO_x . Su esquema es la *Figura 3.8*.

La válvula de contrapresión a la salida del remanso de escape genera una presión en su interior mayor que la atmosférica, y esto da lugar a una circulación de los gases al circuito de EGR. Un intercambiador de calor con agua de red reduce la temperatura de estos gases antes de introducirlos en la admisión. La temperatura a la entrada y a la salida de este se monitoriza.

Se dispone de un remanso en el circuito de EGR para atenuar las posibles ondas de presión del flujo de escape, y de una válvula para controlar el caudal de EGR suministrado a la admisión.

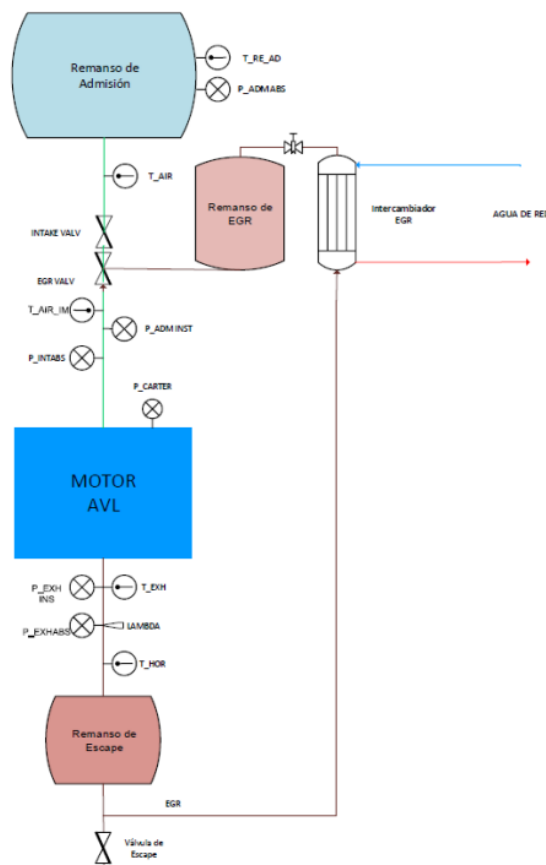


Figura 3.8. Esquema del sistema de EGR. Fuente [8].

3.3 EQUIPOS DE MEDIDA

Sensores de presión. Distinguimos transductores de presión, sensores piezorresistivos y sensores piezoeléctricos.

Se emplean transductores de presión en los puntos de la instalación en que se quiere medir la presión media, es decir, donde no hay altos requerimientos de resolución de adquisición. Estos son: remanso de admisión, colector de escape, salida del compresor de EGR, circuito de aceite, cárter, y raíles de inyección.

Los sensores piezorresistivos adquieren señales de presión con una frecuencia de adquisición muy elevada. Hay uno alojado en la camisa del cilindro a la altura del PMI, otro en el colector de admisión, y otro en el de escape.

Los piezoeléctricos tienen una frecuencia de adquisición altísima y se usan para medir la presión en la cámara de combustión.

Régimen de giro. Se mide con un sensor electromagnético ubicado en el freno. La función del freno es crear el par resistente para mantener el motor trabajando en el punto de operación deseado.

Temperatura. Se emplean termopares tipo K para medir la temperatura media de los líquidos de los sistemas de lubricación, refrigeración y alimentación de combustible. También se usan en la admisión y el escape.

Gasto de aire y combustible. El gasto de aire se mide con un caudalímetro de lóbulos rotativos ubicado aguas abajo del remanso de admisión, que incluye un termopar y un sensor de presión para poder convertir el caudal volumétrico en másico. Por otro lado, el gasto de combustible se mide con una balanza gravimétrica.

Porcentaje de EGR. Se usan sondas para medir la concentración molar de CO_2 en el aire de admisión y en los gases de escape, con esto se puede calcular el porcentaje de EGR.

Posición del cigüeñal. Se emplea un codificador angular con sistema óptico. Consiste en un sensor óptico capaz de captar señales de un disco marcado con una pista de 720 pulsos, más un pulso por vuelta para sincronizar la inyección y el encendido (cosa imprescindible en un motor 4T). La *Figura 3.9* muestra un esquema del funcionamiento del sensor y su montaje en el motor de estudio, donde se observa que el disco va encajado en el extremo del cigüeñal.

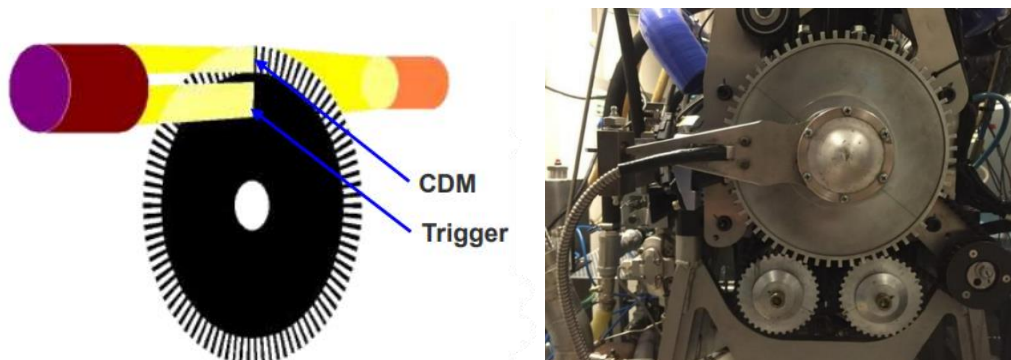


Figura 3.9. A la izquierda esquema del funcionamiento de un codificador angular, a la derecha montaje del codificador en el motor de estudio. Fuente [8].

Sonda lambda. Mide la concentración de O₂ en los gases de escape para determinar el lambda (λ), que es la inversa del dosado relativo. Un 0% de O₂ es $\lambda=1$ y a mayor lambda más pobre está la mezcla ($\lambda>1$). Por redundancia se colocan dos sondas: una a la salida del cilindro y otra a la salida del remanso de escape.

Software y ECU. Para el control y monitorizado se usa el software PUMA OPEN (de AVL) pues permite la interacción usuario-instalación estableciendo una red de comunicación entre el motor y el PC. Para la adquisición de variables instantáneas se usa el software INDICOM (de AVL también), que está integrado en PUMA. Por último, para el control completo de la ECU (Electronic Control Unit) se usa el software INCA. La ECU controla el hardware del motor: inyectores, bobinas, posición de la válvula de admisión y de EGR, etc.

3.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYOS EXPERIMENTALES

El protocolo para realizar los ensayos es el siguiente:

1. **Calentamiento y comprobación.** Se calienta el agua del sistema de refrigeración y el aceite del de lubricación hasta las temperaturas especificadas en el manual mediante termorresistencias. Después, se pone el motor en arrastre (revolucionar el cigüeñal sin combustión) hasta alcanzar las 2000rpm y, posteriormente, se ponen en marcha el sistema de inyección de combustible y el de encendido. El punto de operación alcanzado es la referencia, pues se toman siempre tres mediciones para comprobar el correcto funcionamiento de todos los sistemas.
2. **Ajuste del punto de operación objetivo.** Para alcanzar el punto de operación objetivo se ajusta el régimen de giro, la carga, la inyección y el avance de chispa; en ese orden. Primero se apaga la inyección, se cambia el régimen de giro al objetivo y se vuelve a encender. Después se ajusta el grado de carga (apertura de válvula mariposa y presión de sobrealimentación) al objetivo. Posteriormente, se ajusta la inyección de combustible para lograr el dosado relativo deseado y, finalmente, se ajusta el avance de encendido para tener el CA50 como indica el manual. Si éste no se especifica, se ajusta para desarrollar la máxima potencia. Nótese que el ajuste de inyección y el de avance es un proceso iterativo, pues el dosado puede alejarse del objetivo tras ajustar el avance y viceversa.
3. **Mediciones.** Una vez el motor se estabiliza en el punto de operación deseado, se realizan tres repeticiones del ensayo. Cada una registra 250 ciclos instantáneos y los promedios de varias variables medidas durante 30 segundos.

3.5 MODELO CALMEC

El modelo termodinámico de diagnóstico CALMEC [11] es una herramienta que permite obtener, como resultado fundamental, la ley de liberación de calor de la combustión de un motor diésel de inyección directa. Esta ley se obtiene de la señal de presión media dentro del cilindro, de una serie de datos del motor y su funcionamiento, de la instrumentación utilizada, y de las características de los fluidos empleados.

Los datos de ciclos medios e instantáneos que usaremos en este proyecto han sido filtrados y/o calculados por este modelo, pues también funciona con MEP. De entre su amplia formulación, conviene explicar el balance de energía que se hace en el cilindro del motor mediante la aplicación del primer principio de la termodinámica, que aplicado a un MEP de inyección indirecta es:

$$\delta Q = dU_s + \delta Q_w + \delta W \quad (3.1)$$

donde Q es el calor liberado por la combustión, U_s es la energía interna, Q_w es el calor perdido a través de la pared del cilindro y W es el trabajo producido. Podemos descomponer la variación de energía interna y el trabajo:

$$dU_s = m \cdot C_v \cdot dT + R \cdot T \cdot dm_{bb} \quad (3.2)$$

$$\delta W = p \cdot dV \quad (3.3)$$

donde m es la masa total encerrada, C_v es el calor específico medio a volumen constante, T es la temperatura media, dm_{bb} es la masa perdida por las fugas de blow-by⁴, p es la presión, y V el volumen.

El modelo CALMEC es una herramienta muy compleja y su uso no forma parte de este TFG, pero sí los resultados que se obtienen con ella. Hay que tener en cuenta que este modelo no considera los efectos de las oscilaciones de presión no estacionarias en los sistemas de admisión y escape. Por tanto, hay algo de error en la estimación de la masa atrapada y de residuales no evacuados en el proceso de renovación de la carga.

⁴ El término blow-by se refiere a las fugas de mezcla sin quemar de la cámara de combustión a la zona por debajo del pistón a través de los segmentos. Esto supone una pérdida de trabajo útil y un deterioro de las propiedades del aceite.

4 DESARROLLO DEL MODELO DE COMBUSTIÓN

4.1 METODOLOGÍA

Como se explicó en el apartado 1.2, hemos de hallar un patrón del área efectiva del frente de llama que sea característico del motor. A partir de éste se calculará la ley de liberación de calor para cualquier punto de operación, de modo que dicho patrón ha de ser independiente de la carga, régimen de giro, dosado y avance de encendido.

Para su cálculo, partiremos de algunos ensayos: primero seleccionaremos los puntos de operación y filtraremos los ciclos anómalos (apartado 4.2). Después ajustaremos la ley de liberación de calor (HRL) a una función de Wiebe para corregir errores y parametrizar la ley (apartado 4.3). Posteriormente, calcularemos el área del frente de llama turbulento (apartado 4.4), haciéndola independiente de la carga y el combustible en el proceso. Para lograrlo, será necesario estimar la velocidad de combustión laminar (apartado 4.5). Finalmente, hallaremos el patrón adimensional de esta área, haciéndolo independiente del nivel de turbulencia en el cilindro que, como vimos en el apartado 2.2.2, viene condicionado por el régimen de giro, el avance de encendido y la densidad y temperatura de la mezcla sin quemar.

Para verificar el buen funcionamiento del modelo, calcularemos la presión en el cilindro a partir del patrón para algunos ensayos. No obstante, lo haremos mediante una simplificación (apartado 4.6) del método que usa la herramienta CALMEC (mencionada en apartado 3.5).

4.2 PUNTOS DE OPERACIÓN

Los puntos de operación de los ensayos que usaremos de partida para hallar el patrón de área efectiva del frente de llama han sido elegidos para abarcar el mayor rango de combinaciones posibles. Los cinco grupos de puntos pueden verse en la *Figura 4.1*. Están nombrados como XXXX@YY, siendo XXXX el régimen de giro (rpm) e YY la presión media indicada (PMI) (bar).

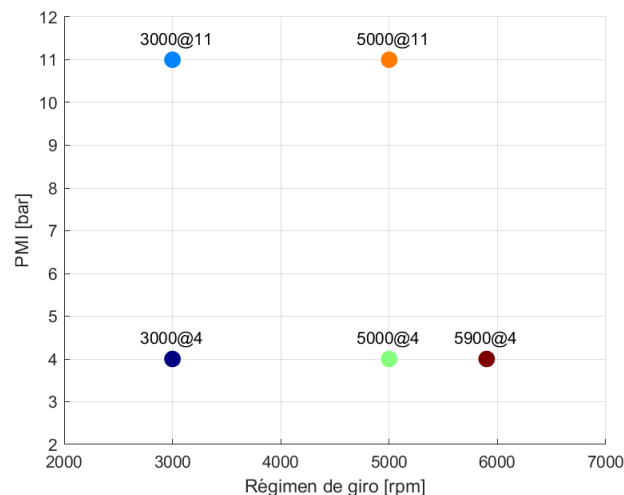


Figura 4.1. Puntos de operación elegidos para el estudio.

Cada grupo se compone de puntos a diferentes dosados relativos que van de 1.12 a 0.59. Este es un rango bastante amplio teniendo en cuenta que es un MEP. En total hay 240 ensayos, y de cada uno tenemos 250 ciclos instantáneos y el ciclo medio de todos ellos.

Para filtrar los ciclos anómalos de cada ensayo se ha usado el parámetro Calmec:

$$PC_{calmec} = \frac{HRL_{end}}{mf \cdot PCI \cdot \eta} \quad (4.1)$$

Siendo HRL_{end} el máximo valor de HRL (alcanzado al final de la combustión), mf la masa de combustible inyectado, PCI el Poder Calorífico Inferior del combustible y η la eficiencia de la combustión. Teóricamente un ciclo bien medido debería tener $PC_{calmec} = 1$, luego se define el rango de aceptabilidad como:

$$PC_{calmec} = [\overline{PC_{calmec}} \pm SD(PC_{calmec})] \quad (4.2)$$

Donde $\overline{PC_{calmec}}$ es la media y $SD(PC_{calmec})$ es la desviación típica de todos los parámetros Calmec. Este rango es distinto para cada ensayo y varía al eliminar ciclos, por eso se hacen dos iteraciones de filtrado para cada uno, de modo que de entre los 250 ciclos registrados en cada ensayo se aceptan entre 202 y 247. En la *Figura 4.2* se ve el parámetro Calmec de cada ciclo instantáneo y las líneas horizontales indican el PC_{calmec} máximo y mínimo aceptados. El color indica el grupo de puntos al que pertenece cada ciclo (ver los 5 grupos en *Figura 4.1*).

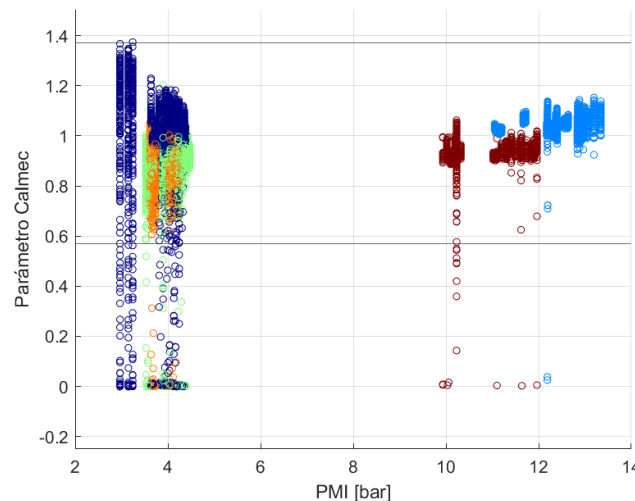


Figura 4.2. Parámetro Calmec de todos los ciclos instantáneos con respecto a PMI.

4.3 ESTUDIO DE CICLOS

Como se ha dicho en el apartado anterior, se dispone de ciclos instantáneos y medios de cada ensayo. Teóricamente es más correcto trabajar con los primeros debido a la dispersión cíclica que, como vimos en el apartado 2.2.4, es un problema característico de los MEP 4T. Al ser los valores de presión y liberación de calor tan distintos entre ciclos de un mismo ensayo (ver *Figura 2.11* y *2.12*), se perdería información al usar ciclos medios para calcular el patrón del área del frente de llama.

No obstante, es deseable que el modelo final prediga ciclos medios por la mayor simplicidad de cálculo que eso supone. Es mucho más sencillo simular un solo ciclo medio que varios instantáneos porque, para predecir estos últimos, habría que modelar los fenómenos que causan la dispersión cíclica, complicando muchísimo el cálculo. Además, al final lo que se necesita con este modelo es predecir el ciclo medio de un punto de operación cualquiera, pues de éste se obtiene la presión media indicada, que a fin de cuentas es el parámetro que define las prestaciones del motor.

Por otro lado, hay que analizar si para calcular el patrón podemos trabajar con ciclos medios, o si la pérdida de información que eso conlleva es inasumible y por tanto hay que usar los ciclos instantáneos. Para ello se compara la HRR del ciclo medio con la media de los ciclos instantáneos, y se observa que hay una diferencia variable que tiende a ser mayor en el centro de la combustión que al principio y al final de ésta. Se ve un ejemplo de esto a la izquierda de la *Figura 4.3*, y a su derecha está el cociente de las curvas verde y roja.

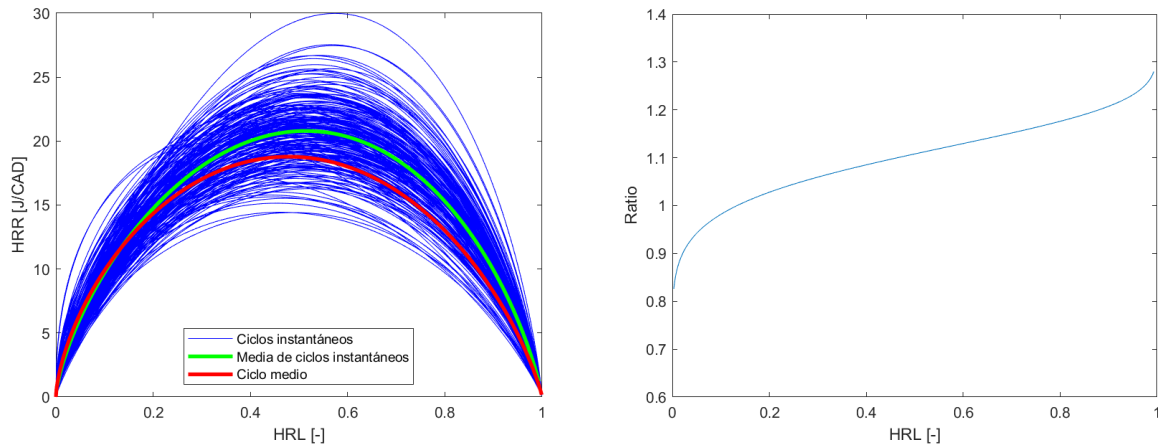


Figura 4.3. A la izquierda la comparación de ciclos instantáneos, su media y el ciclo medio. A la derecha el cociente entre la HRR de la media de ciclos instantáneos y del ciclo medio.

En todos los ensayos de los cinco puntos de operación se ve una diferencia similar, de modo que se decide usar los ciclos medios para calcular el patrón.

4.4 AJUSTE DE HRL POR WIEBE

Las curvas de HRL obtenidas de los ensayos tienen unas pendientes irreales antes y después de la combustión, como se ve en la *Figura 4.4*. Evidentemente no puede haber absorción de calor antes de la combustión ni liberación de éste una vez ha terminado.

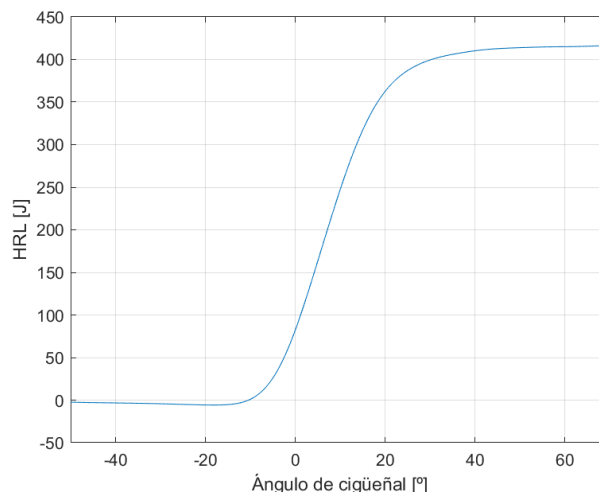


Figura 4.4. HRL de un ciclo medio.

Este error se debe a imprecisiones inevitables de la herramienta CALMEC en:

- La estimación de gases residuales no evacuados en el proceso de renovación de la carga y de fugas por blow-by. Es decir, error en el cálculo de la masa atrapada.
- La estimación de pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro.
- La referencia del sensor de presión piezoeléctrico en el cilindro, que es necesaria para pasar de presión relativa a absoluta.
- La RC (Relación de Compresión) usada debido a la deformación de la biela y al retraso de cierre de admisión.
- El calado del codificador angular.

Con el objetivo de corregir esas pendientes irreales, las curvas de HRL se van a ajustar a una función de Wiebe, compuesta por cuatro parámetros: α_0 (ángulo de cigüeñal en que se inicia la combustión), Δ_{comb} (duración angular de la combustión), m (parámetro de forma que define la pendiente del tramo central) y α es el ángulo del cigüeñal en cada instante. Esta función está en tanto por uno, de modo que añadimos los parámetros $scal$ (factor de escala), Q_{comb} (calor total que libera el combustible al quemarse) y η_{comb} (eficiencia de la combustión) para tener la ley en Julios.

$$HRL = \left[1 - \exp \left(-6.908 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}} \right)^m \right) \right] \cdot scal \cdot Q_{comb} \cdot \eta_{comb} \quad (4.3)$$

Q_{comb} se define como el producto de la masa de combustible inyectado por el poder calorífico inferior (PCI), y η_{comb} se obtiene a partir del caudal másico de combustible (\dot{m}_f), el de emisión de hidrocarburos (HCf) y el de emisión de CO_2 (CO_f). Se estima que un 25% de este producto es combustible sin quemar.

$$Q_{comb} = \dot{m}_f \cdot PCI$$

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{HCf + CO_f/4}{\dot{m}_f}$$

Al derivar (4.3) con respecto al ángulo del cigüeñal se obtiene HRR en J/CAD.

$$HRR = scal \cdot Q_{comb} \cdot \eta_{comb} \cdot 6.908 \cdot m \cdot \exp \left(-6.908 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}} \right)^m \right) \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}} \right)^{m-1} \cdot \frac{1}{\Delta_{comb}} \quad (4.4)$$

En la *Figura 4.5* se muestra un ejemplo del ajuste por Wiebe (4.3) de la HRL y la correspondiente HRR de un ciclo medio.

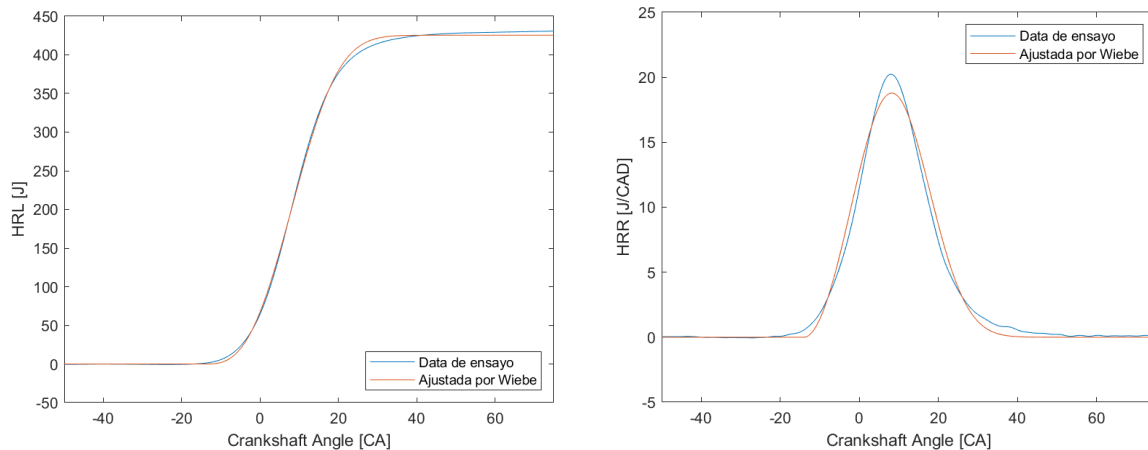


Figura 4.5. A la izquierda ajuste Wiebe de la HRL de un ciclo medio, a la derecha su correspondiente HRR.

Cada ciclo tiene una combinación de los parámetros α_0 , Δ_{comb} , m y $scal$ que minimizan el error entre la HRL ajustada y la obtenida del procesado de los datos de los ensayos. Para encontrarla se ha usado la versión del algoritmo Simplex propuesta por Nelder y Mead [9], a la que se ha añadido una restricción suave para evitar valores de α_0 anteriores al ángulo en el que se inicia la chispa. Se dan más detalles de este algoritmo y su uso en el Anexo 1.

4.5 ANÁLISIS TERMODINÁMICO

En este apartado se van a explicar los cálculos simplificados seguidos para calcular las temperaturas, la presión y el volumen (entre otros parámetros de interés) en la cámara de combustión. Estas simplificaciones son necesarias para poder comprobar el funcionamiento del modelo rápidamente, es decir, sin tener que replicar los complejos cálculos de la herramienta CALMEC.

Se calcula una presión de referencia a partir de la HRL, que es distinta a la presión medida con el sensor por estar sujeta a simplificaciones, pero es útil para compararla con la obtenida mediante el modelo aplicando las mismas asunciones. Estas premisas se listan a continuación:

- Todos los gases siguen la ley de gases ideales $pV = mRT$.
- El frente de llama tiene un espesor despreciable y se distinguen dos zonas: gases quemados y mezcla sin quemar.
- La presión en la cámara de combustión es uniforme, es decir, ambas zonas se encuentran a la misma presión.
- Cada estado termodinámico es un sistema homogéneo en composición, presión y temperatura.
- Hay conservación de la masa en el cilindro, es decir, no hay pérdidas por blow-by.
- La biela no se deforma, el volumen en cada instante solo depende de la posición del cigüeñal.
- Si el dosado relativo $Fr < 1$ se quema todo el combustible, y si $Fr > 1$ se quema todo el aire al final de la combustión.

La temperatura media en el cilindro se calcula aplicando la ley de gases ideales.

$$T_{av} = \frac{p_{cyl} \cdot V}{R \cdot m} \quad (4.5)$$

donde p_{cyl} es la presión dentro del cilindro, V es el volumen que encierra, R es la constante (particular, no universal, cuya determinación se detallará más adelante) de la carga encerrada en el cilindro, y m es la masa dicha carga. La temperatura de la zona sin quemar en cada instante es:

$$si \alpha < SOC \quad T_u = T_{av}$$

$$si \alpha > SOC \quad T_u(i) = T_u(i-1) \frac{p_{cyl(i)}^{\gamma_{cyl}-1}}{p_{cyl(i-1)}^{\gamma_{cyl}}} \quad (4.6)$$

donde α es el ángulo de cigüeñal en cada instante, γ_{cyl} es el cociente de los calores específicos a presión (C_p) y a volumen (C_v) constantes de la mezcla sin quemar, y SOC (Start Of Combustion), que es α_0 en la ecuación (4.3) del apartado anterior, es decir, el ángulo en que se inicia la combustión.

SOC se calcula ajustando la función de Wiebe (apartado 4.4) y γ_{cyl} se estima como:

$$\gamma_u = \frac{R_u}{Cv_u} + 1 \quad (4.7)$$

Siendo R_u la constante de gases ideales de la mezcla sin quemar y Cv_u el calor específico a volumen constante de la mezcla sin quemar. Se calculan como:

$$R_u = Ra \cdot \frac{Y_a}{Y_a+Y_f} + Rf \cdot \frac{Y_f}{Y_a+Y_f} \quad (4.8)$$

$$Cv_u = Cva \cdot \frac{Y_a}{Y_a+Y_f} + Cvf \cdot \frac{Y_f}{Y_a+Y_f} \quad (4.9)$$

Cv , Cvq , Cva y Cvf son los calores específicos a volumen constante medio, de los gases quemados, del aire y del combustible respectivamente; y su cálculo se hace con una función empírica copiada de la herramienta CALMEC. Podemos descomponer Cv como:

$$Cv = Cv_a \cdot Y_a + Cv_f \cdot Y_f + Cv_q \cdot Y_q \quad (4.10)$$

Los calores específicos de cada componente se obtienen a partir de correlaciones polinómicas experimentales con la temperatura del tipo:

$$Cv(T) = a_1 \cdot T^{0.5} + a_2 + a_3 \cdot T^{-0.5} + a_4 \cdot T^{-1} + a_5 \cdot T^{-1.5} \quad (4.11)$$

Por otro lado, R , Rq , Ra y Rf son las constantes de gas ideal media, de los gases quemados, del aire y del combustible respectivamente. Las tres últimas se calculan dividiendo la constante de gases ideales universal $R_{uni} = 8.314 J/(K mol)$ por su peso molecular, y la R media es:

$$R = Y_a \cdot R_a + Y_f \cdot R_f + Y_q \cdot R_q \quad (4.12)$$

donde Y_a , Y_f e Y_q son las fracciones másicas de aire, fuel y gases quemados respectivamente, que se calculan fácilmente a partir de las masas iniciales de cada parte y la fracción de masa quemada FMQ , calculada. Ésta se calcula conociendo la HRL en cada instante y su máximo valor, y se puede ver un ejemplo de cómo evoluciona en un ciclo en la *Figura 4.6*.

$$FMQ = \frac{HRL}{max(HRL)} \quad (4.13)$$

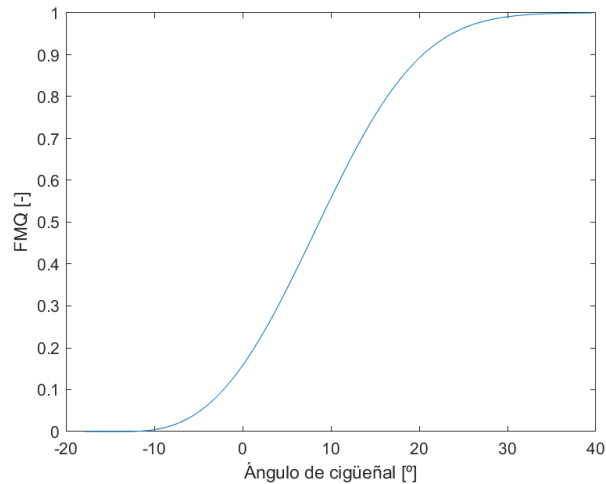


Figura 4.6. Evolución de FMQ durante la combustión de un ciclo.

Nótese que FMQ e Yq no son lo mismo, pues la primera variable cuenta solo lo que se quema durante un ciclo mientras que la segunda cuenta, además, los gases residuales presentes en la cámara antes de iniciarse la combustión (por una renovación de la carga imperfecta y/o por el uso de EGR).

En cuanto a los gases quemados, su temperatura se puede estimar con un balance de entalpía si conocemos T_{av} y T_u .

$$T_b = \frac{\left((C_{p_{cyl}} \cdot (1-HRL) + C_{p_{exh}} \cdot HRL) \cdot T_{av} \right) - \left((1-HRL) \cdot T_u \cdot C_{p_{cyl}} \right)}{C_{p_{exh}} \cdot HRL} \quad (4.14)$$

Si calculamos las tres temperaturas para un ciclo, se ve en la Figura 4.7 que tienen sentido.

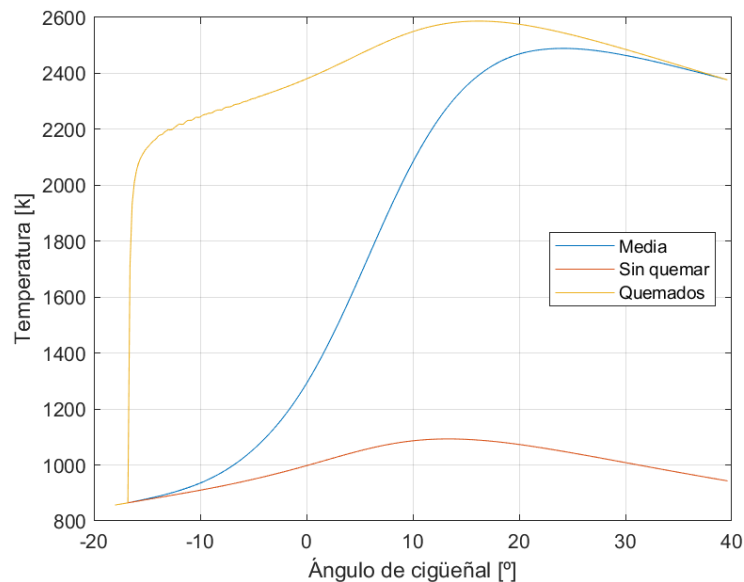


Figura 4.7. Evolución de la temperatura media en el cilindro y de las zonas de gases quemados y sin quemar durante la combustión de un ciclo medio.

En cuando a la densidad de la mezcla sin quemar ρ_u , se calcula también aplicando la ley de los gases ideales:

$$\rho_u = \frac{p}{R_u \cdot T_u} \quad (4.15)$$

Por su parte, el volumen V en el cilindro se calcula a partir de la geometría del mecanismo compuesto por el cigüeñal, la biela y el pistón sin tener en cuenta las deformaciones elásticas que sufre la biela.

$$s = \frac{stk}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha)) + Lb \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{stk^2}{2 \cdot Lb} \right) \cdot \text{sen}^2(\alpha) \right)^{0.5}$$

$$V = V_c + A_p \cdot s = \frac{A_p \cdot stk}{RC-1} + A_p \cdot s \quad (4.16)$$

donde s es la posición del pistón en el eje del cilindro, stk es la carrera, α es el ángulo del cigüeñal en cada instante, Lb es la longitud de la biela entre centros, V_c es el volumen en el cilindro cuando el pistón está en PMS, A_p es el área del pistón, y RC es la relación de compresión.

Si comparamos este volumen con el que calcula CALMEC, que sí tiene en cuenta las deformaciones de la biela, se ve que el error que supone esta simplificación es muy bajo (Figura 4.8). Esto seguramente sea porque no se alcanzan altas velocidades ni presiones [10] con este motor.

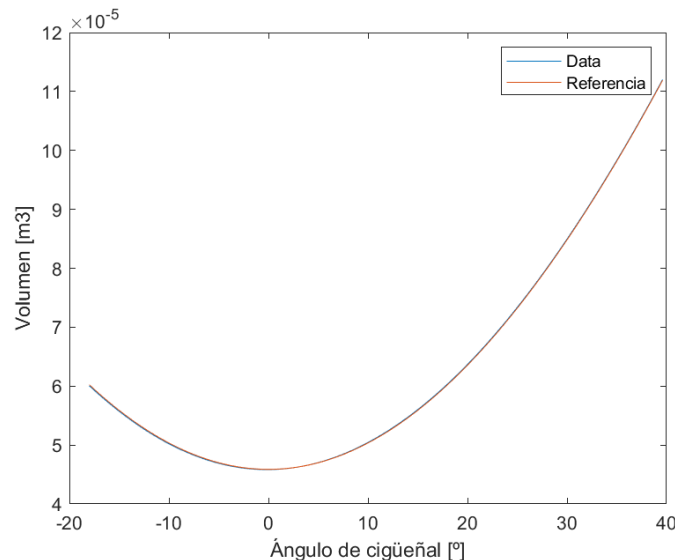


Figura 4.8. Evolución del volumen encerrado en el cilindro durante la combustión de un ciclo.
Leyenda: Data se refiere al volumen calculado con CALMEC y Reference al calculado con (4.16).

Por último, se va a simplificar el balance de energía en el cilindro del modelo CALMEC expuesto en el apartado 3.5. Sustituyendo (3.2) y (3.3) en (3.1) queda:

$$\delta Q = m \cdot C_v \cdot dT + R \cdot T \cdot dm_{bb} + \delta Q_w + p \cdot dV \quad (4.17)$$

Despreciamos las pérdidas por blow-by ($dm_{bb} = 0$) y asumimos que no hay transferencia de calor a través de las paredes $\delta Q_w = 0$. Si descomponemos la temperatura media como (4.5), la sustituimos en (4.17) y despejamos la presión de esta ecuación, nos queda la presión de referencia buscada.

$$p(i)_{ref} = \frac{\delta Q + \frac{p(i-1) \cdot C_v(i) \cdot V(i-1)}{R(i-1)}}{\frac{C_v(i) \cdot V(i)}{R(i)} + dV} \quad (4.18)$$

Nótese que el cálculo de $p(i)_{ref}$ es iterativo porque C_v depende de T , y ésta a su vez depende de la presión.

Así pues, al comparar la presión de referencia con la presión medida con el sensor piezoeléctrico en un ciclo cualquiera (Figura 4.9), se observa que p_{ref} es mayor. Esto tiene sentido, pues despreciar el blow-by y las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro, así como asumir que todo el aire o el fuel se queman, son asunciones que favorecen que la presión en el cilindro sea más alta.

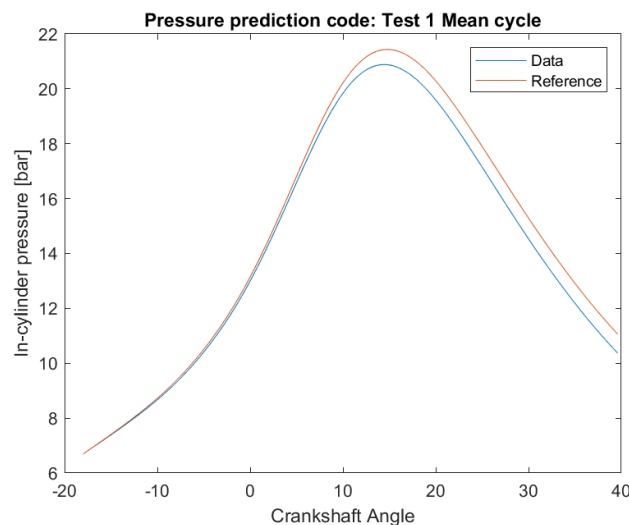


Figura 4.9. Evolución de la presión en el cilindro durante la combustión de un ciclo. Leyenda: Data se refiere a la presión filtrada con CALMEC y Reference a la calculada con (4.18).

4.6 ÁREA DEL FRENTE DE LLAMA TURBULENTO

El patrón de área efectiva del frente de llama se calcula partiendo de la curva de HRR obtenida de un ciclo, y en el proceso se descompone paso a paso eliminando los efectos que influyen en la liberación de calor. Este patrón podrá usarse con cualquier punto de operación del motor para predecir la HRL y, con ella, la presión en el cilindro. Los primeros cinco pasos son los mismos seguidos en [5], el sexto fue propuesto por [6], y el último se ha ideado en este proyecto.

Paso 1. Se elimina el efecto del combustible dividiendo la HRR entre el poder calorífico inferior. El resultado es el flujo másico de fuel quemándose en cada instante.

$$HRRmf[g/s] = \frac{HRR [J/s]}{PCI [kJ/kg]} \quad (4.19)$$

Paso 2. Se estima el flujo másico de mezcla sin quemar, esto es, el flujo másico de todos los gases que atraviesan el frente de llama. Para ello se tiene en cuenta la dilución de la mezcla YO_2 , el dosado relativo F_r y el oxígeno necesario para una combustión estequiométrica $F_{st}O_2$.

$$HRRmsq[kg/s] = HRRmf[kg/s] \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{F_{st}O_2 \cdot YO_2 \cdot F_r}\right)\right) = HRRmf \cdot \left(1 - \frac{1}{F}\right) \quad (4.20)$$

Donde $F_{st}O_2 = \frac{m_f}{m_{o_2}}|_{st}$ y $YO_2 = \frac{m_{o_2}}{m_a}$

Paso 3. Se obtiene el caudal volumétrico de los gases sin quemar AS que atraviesan el frente de llama con tan solo dividir entre la densidad de la mezcla sin quemar ρ_u , la cual se calcula con (4.15).

$$AS [m^3/s] = \frac{HRR_{msq} [kg/s]}{\rho_u [kg/m^3]} \quad (4.21)$$

Paso 4. Se usa la primera hipótesis para analizar el frente de llama expuesta en el apartado 2.2.1 (ecuación 2.5), que relaciona el área efectiva del frente de llama A_{eff} , su área geométrica A_{geo} , la relación entre las velocidades de combustión en régimen laminar y turbulento FSR , y la velocidad de combustión en régimen laminar u_{CL} .

$$A_{eff} [m^2] = \frac{(A_{geo} \cdot FSR) \cdot u_{CL}}{u_{CL}} = \frac{AS [m^3/s]}{u_{CL} [m/s]} \quad (4.22)$$

Al hacer esta división logramos que el área del frente de llama sea independiente del grado de carga del motor que, como se ha explicado en el apartado 2.2.3, influye en u_{CL} . El cálculo de u_{CL} se detalla en el apartado siguiente.

Llegados a este punto, si se busca un patrón representativo de la evolución del área del frente de llama que sirva para cualquier punto de operación, y para eso hay que eliminar los efectos de la turbulencia. Éstos se ven en la expresión del número de Reynolds, que surge de combinar las ecuaciones (2.3) y (2.4) del apartado 2.2.1.

$$Re = \frac{\rho_u \cdot D \cdot u}{\mu_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0.666}} \quad (4.23)$$

Paso 5. Para lograr eliminar el efecto en la turbulencia que tiene el régimen de giro N , dividimos A_{eff} entre N^f donde f representa la relación entre el nivel de turbulencia en el cilindro y el régimen, y su valor para llamas plisadas (características de la combustión en MEP) es 1. Como se vio en la ecuación (4.10), Re y u guardan una relación lineal, y u escala con la velocidad del pistón y, en consecuencia, con el régimen de giro.

$$A^* [a.u.] = \frac{A_{eff} [m^2]}{N^f [a.u]} \quad (4.24)$$

Paso 6. Para eliminar la influencia del instante de encendido en el patrón, se aplica este paso propuesto por Ferri [6]: se divide A^* por el cociente entre el área equivalente de pared de cilindro A_v para el volumen encerrado y dicha área en el PMS A_0 . El resultado es una curva patrón A^{**} que no depende de la posición del pistón en que se inicia la combustión. La relación entre la turbulencia (Re) y la geometría de la cámara también puede verse en la ecuación (4.10) con el parámetro D .

$$A_v = V \cdot 4/B$$

$$A_0 = \min(V) \cdot 4/B$$

$$A^{**} [a.u.] = \frac{A^*}{A_v/A_0} = \frac{A^*}{V/\min(V)} \quad (4.25)$$

Donde V es el volumen encerrado en el cilindro y B es el diámetro de éste.

Paso 7. Finalmente, para eliminar el efecto que tiene la densidad de los no quemados ρ_u en la turbulencia se divide A^{**} por ella, y para eliminar el de la viscosidad dinámica hay que multiplicar por $T^{0.666}$.

$$A^{***}[a.u] = \frac{A^{**} \cdot T^{0.666}}{\rho_u} \quad (4.26)$$

4.7 VELOCIDAD DE COMBUSTIÓN LAMINAR

Como se dijo en el apartado 2.2.1, la velocidad de combustión laminar u_{CL} se puede estimar con expresiones que dependen de la temperatura, la presión, la dilución de oxígeno y el dosado relativo con la ecuación (2.1) propuesta por Valero [5], cuyos exponentes a, b, c y d fueron definidos para este motor por Ferri [6], quedando:

$$u_{CL} = u_{Lref} \cdot \left(\frac{T_{ub}}{T_{ref}}\right)^{1.07} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{-0.1} \cdot \left(\frac{Y_{dil}}{0.231}\right)^{0.85} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{Fr-m}{0.9}\right)^2} \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (4.27)$$

El problema es que este método requiere del ajuste de esos exponentes en base a datos de ensayos para que los resultados salgan como se esperan, lo cual hace que este método sea poco riguroso. En [6] se ajustaron para reducir la dispersión entre curvas de área efectiva.

Así pues, se ha optado por usar un solver químico del software de simulación Converge para determinar u_{CL} a partir de la presión, la temperatura, el porcentaje de EGR y el dosado relativo. Se simularon todas las combinaciones posibles de la *Tabla 4.1*, que se eligieron para abarcar el rango de valores medidos en los ensayos con una resolución aceptable.

P	T	EGR	Fr
[bar]	[K]	[-]	[-]
2	550	0	0.55
5	600	0.05	0.6
10	650	0.1	0.65
20	700	0.15	0.7
30	750	0.175	0.8
40	800	0.2	0.9
50	900	0.25	1
60	1000	0.3	1.1
70	1100	0.325	1.15
80	1200	0.35	1.2

Tabla 4.1. Combinaciones de parámetros de simulaciones en Converge para calcular u_{CL} .

Nótese que el EGR cuenta todos los gases quemados, tanto los recirculados como los no evacuados en el proceso de renovación de la carga. Además, el combustible usado para esta simulación es Isooctano, que es una simplificación de la gasolina, porque esta última tiene una química demasiado compleja para una simulación. Estudios como [7] demuestran que la velocidad de combustión laminar es muy semejante entre ambos combustibles.

Estas simulaciones han sido realizadas por el CMT y el proceso de éstas no forma parte de este trabajo, tan solo la elección de los parámetros de entrada y el procesado de los de salida.

Se utiliza la función de Matlab *griddedInterlopant*, que proporciona la función (4.28) con la que se pueden interpolar valores de u_{CL} a partir de los puntos conocidos. Se usa el modo *spline* para que la evolución de u_{CL} sea lo más suave posible. Esto puede verse en la *Figura 4.10*, que es un ejemplo de u_{CL} para las p y T que se dan durante una combustión de un ciclo cualquiera con $EGR = 0$ y $Fr = 1$.

$$u_{CL} = f(p, T, EGR, Fr) \quad (4.28)$$

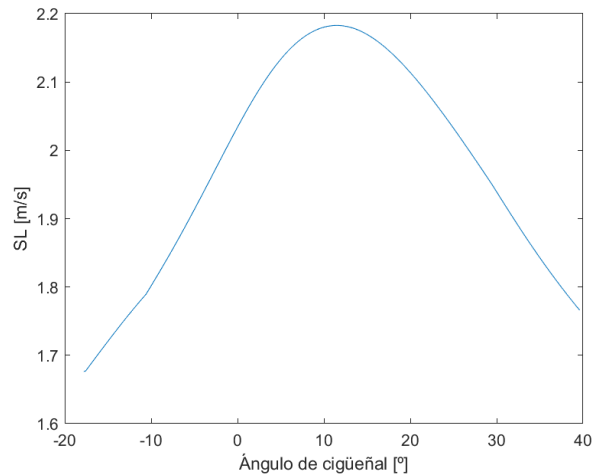
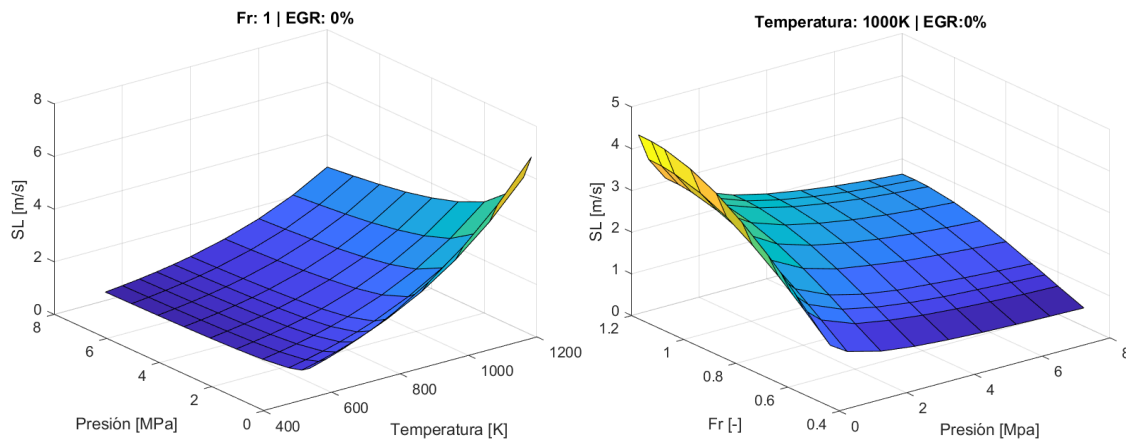


Figura 4.10. Evolución de la u_{CL} durante la combustión de un ciclo, calculada con (4.28).

En la *Figura 4.11* pueden verse ejemplos de cómo varía esta velocidad al variar los cuatro parámetros de los que depende, verificando así que (4.28) tiene sentido. Como se explicó en el apartado 2.2.3, u_{CL} tiende a ser mayor a dosados ligeramente ricos y es inversamente proporcional al porcentaje de EGR. Además, puede verse que u_{CL} es inversamente proporcional a la presión y directamente a la temperatura.



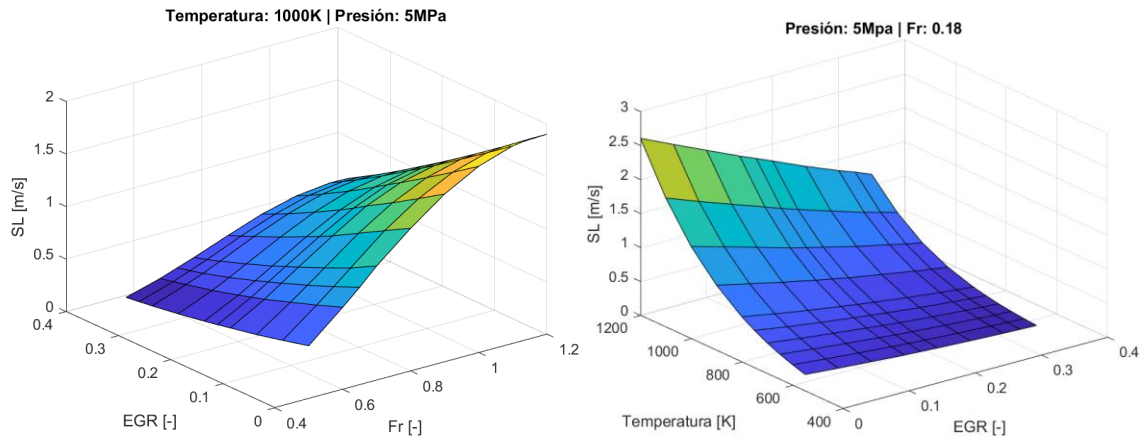


Figura 4.11. Puntos de la función (4.14).

5 RESULTADOS

5.1 PROBLEMAS CON EL PROCESADO DE LOS DATOS DE LOS ENSAYOS

Se ajusta la HRL de cada ciclo medio de cada ensayo a una función de Wiebe, tal y como se ha explicado en el apartado 4.4. Después, se sigue el procedimiento descrito en el apartado 4.6 para calcular el patrón representativo de la evolución del área del frente de llama, y el resultado es la *Figura 5.1*. Se ven representados el patrón de cada grupo de ensayos y la media de éstos, y se observa que hay dispersión entre los patrones de los ensayos de 11 y 4 PMI.

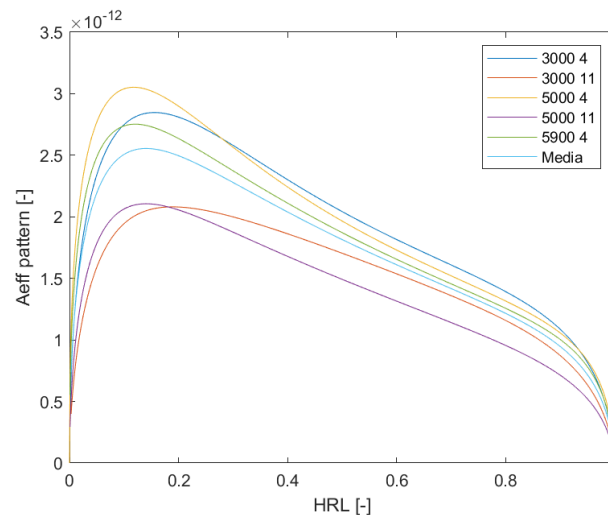


Figura 5.1. Patrón de área efectiva de cada grupo de puntos de operación y la media de todos.

Para poder evaluar eficazmente la funcionalidad del modelo en cada uno de los 240 ensayos, se define el error entre la presión predicha p con el modelo y la presión de referencia p_{ref} como:

$$Error = \frac{\sum \left| \frac{p - p_{ref}}{p_{ref}} \right|}{n} \quad (5.1)$$

Siendo n la cantidad de lecturas de presión. Comparando los errores de todos los ensayos y las curvas de presión se decide que no se ha de tolerar un error mayor de 0.035, pero esos casos tan solo constituyen un 17.24 % del total de ensayos disponibles. Por tanto, el modelo propuesto no es válido.

Como posible causa se ha evaluado que la corrección hecha para eliminar el efecto del avance de encendido no sea lo bastante precisa. Esto se ha hecho calculando el error de cada ensayo con y sin esta corrección (ver paso 6 del apartado 4.6). La *Figura 5.2* muestra ambos errores para cada ensayo, y puede verse que el efecto de dividir por el área equivalente de la pared del cilindro no tiene un efecto significativo en la calidad de la predicción, pues casi todos los puntos del gráfico están sobre la línea bisector. Se pone lambda en el eje de color para comprobar si hay dependencia entre esta variable y el error, pero a la vista del gráfico no se puede concluir tal cosa.

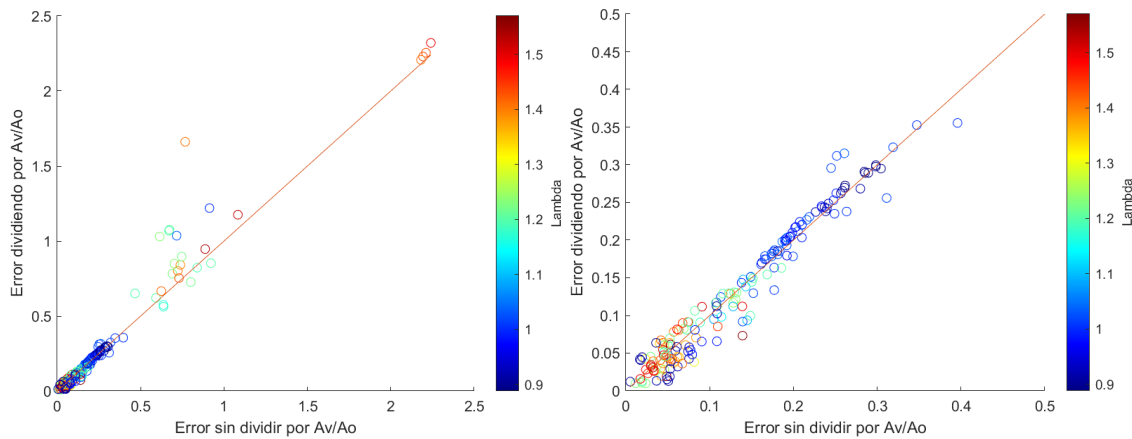


Figura 5.2. Gráfico bisector del error en la predicción de la presión a partir de un patrón calculado con y sin la corrección para eliminar el efecto del avance de encendido (Av/Ao). A la derecha se muestra un zoom de la región con menor error.

Debido a estos resultados, se sospecha que los datos de los ensayos puedan contener valores anómalos causados por un postproceso incorrecto con la herramienta CALMEC (explicada en el apartado 3.5). Al revisar los ensayos se descubre que la fracción másica de fuel Y_f presenta valores anormales y, en consecuencia, las de aire Y_a y gases quemados Y_q tampoco están correctas. Este problema se da en los ensayos a 5000 y 5900 rpm. En la Figura 5.3 puede verse una comparación entre una lectura de Y_f correcta (izquierda) y otra anómala (derecha).

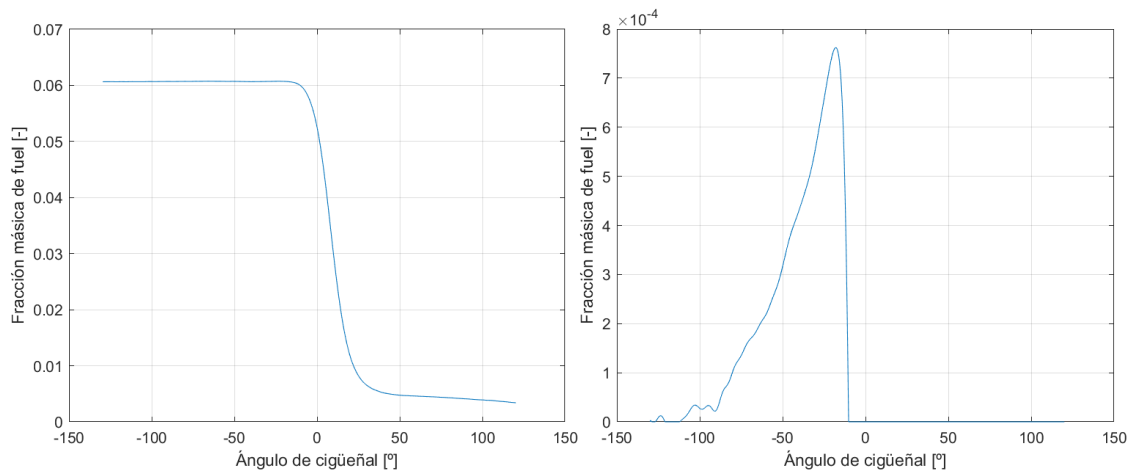


Figura 5.3. Fracción másica de fuel con respecto al avance del cigüeñal de un ciclo medio, a la izquierda un ensayo bien procesado y a la derecha uno mal.

Esto es un problema importante porque los valores iniciales de las fracciones másicas se usan para calcular el porcentaje de residuales presentes en la cámara antes de iniciarse la combustión, y este valor es una de las variables de las que depende la velocidad de combustión laminar y la fracción de masa quemada. La estimación incorrecta de estas fracciones también afecta al cálculo de la constante de gases ideales R y del calor específico a volumen constante C_v de modo que, en última instancia, altera el cálculo de la temperatura y la presión en el cilindro.

Además, se ha analizado la temperatura de la mezcla en el cilindro en el momento en que se cierra la válvula de admisión T_{ivc} . Se esperaba encontrar valores ligeramente inferiores para grados de carga mayores porque los residuales no evacuados son menores (ver apartado 2.2.3). No obstante, la gran dispersión de temperaturas entre ensayos de los mismos grupos de puntos de operación confirma que el postproceso con CALMEC no se ha hecho bien. En la *Figura 5.4* se ven las T_{ivc} de cada ensayo y el color distingue el grupo. Las diferencias de temperatura son enormes, por ejemplo, se aprecian diferencias de hasta 90 grados entre ensayos a 3000 rpm y 4 bar de PMI.

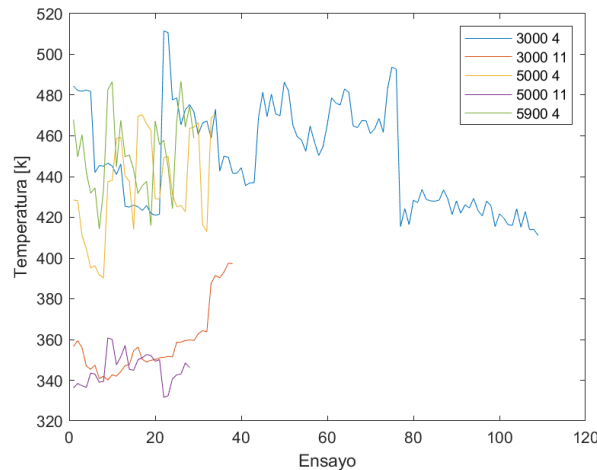


Figura 5.4. Temperaturas de la mezcla en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de todos los ensayos.

Como se explicó en el apartado 3.5, CALMEC es una herramienta compleja y por tanto su uso para corregir estos datos requiere un tiempo que excede del disponible para este proyecto. Por esta razón, se opta por usar los mismos ensayos que Ferri [6] con el mismo código que desarrolló para pasar de la lectura de presión a la HRL. Es una herramienta mucho más simple que CALMEC pero sirve al mismo propósito y, de este modo, se tiene un buen control de todos los pasos de cálculo. El análisis termodinámico que esta simplificación utiliza es como el expuesto en el apartado 4.5. Las diferencias se explican en el Anexo 2.

Estos nueve ensayos son los indicados en la *Figura 5.5* y también se eligieron para abarcar el rango completo de puntos de operación del motor.

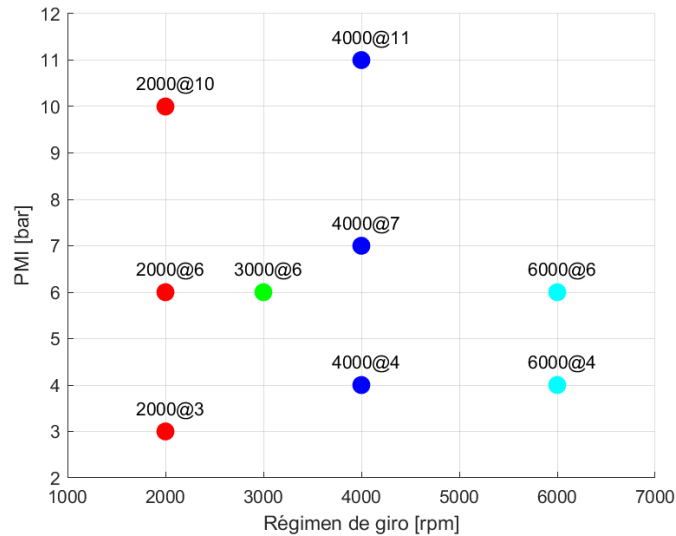


Figura 5.5. Ensayos usados para construir el modelo.

Se calcula la temperatura media en el cilindro al cierre de la válvula de admisión T_{ivc} haciendo un balance de entalpías (ecuación 5.2) para cada ensayo, siendo m_a , m_f y m_{egr} las masas, Cp_a , Cp_f y Cp_{esc} los calores específicos a presión constante, y T_a , T_f y T_{esc} las temperaturas medias de aire, combustible y gases residuales.

$$T_{ivc} = \frac{m_a \cdot Cp_a \cdot T_a + m_f \cdot Cp_f \cdot T_f + m_{egr} \cdot Cp_{esc} \cdot T_{esc}}{m_a \cdot Cp_a + m_f \cdot Cp_f + m_{egr} \cdot Cp_{esc}} \quad (5.2)$$

Como puede verse en la Tabla 5.1, las T_{ivc} (en grados Kelvin) son más lógicas porque presentan valores semejantes entre sí que tienden a crecer con el aumento del grado de carga.

	3	4	6	7	10	11
2000	320.2		326.6		326.4	
3000			326.1			
4000		330.7		333.1		336.1
6000		328.7	328.4			

Tabla 5.1. Temperaturas medias (en K) en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de cada ensayo. Eje y régimen de giro en rpm y eje x PMI en bar.

Para ser precisos, en la ecuación 5.2 deberían separarse los gases residuales que proceden de recirculación EGR de los gases no evacuados en el proceso de renovación de la carga, pues tienen temperaturas distintas. Sin embargo, en los datos de estos ensayos no se especifica el porcentaje de cada parte porque no se puede medir sino calcular. Tanto con esta simplificación como con CALMEC hay un error en la estimación de la masa de gases residuales presentes en el cilindro antes de iniciarse la combustión.

5.2 PUESTA A PUNTO DEL MODELO

Se opta por ajustar la masa de gases residuales para cada ensayo hasta que la dispersión de las curvas patrón de los ensayos se minimice. La *Tabla 5.2* tiene las masas de EGR tras el ajuste y la *Figura 5.6* muestra las curvas patrón de cada ensayo y la curva media, que es la que va a utilizar el modelo.

	3	4	6	7	10	11
2000	11.6		47.3		105.7	
3000			69.6			
4000		6.7		62.5		155.4
6000		41.1	84.8			

Tabla 5.2. Masas de gases residuales ajustadas (en mg) en el cilindro al cierre de la válvula de admisión de cada ensayo. Eje y régimen de giro en rpm y eje x PMI en bar.

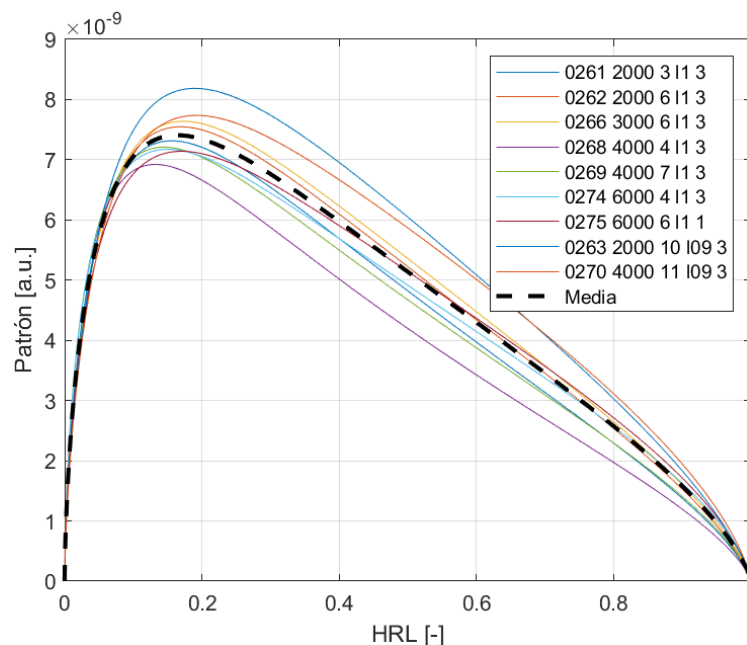


Figura 5.6. Curvas patrón de cada ensayo y curva media (patrón del modelo).

El modelo predice mejor la presión en el cilindro cuando la curva patrón del ensayo en cuestión es coincidente con el patrón del modelo desde el inicio de la combustión hasta que la curva alcanza su valor máximo. Por tanto, al ajustar la masa de residuales en cada ensayo, es prioritario que su curva patrón se aproxime a la media durante la liberación inicial del 15% del calor de la combustión.

Para lograr una predicción de calidad se debe hallar un patrón medio, expresado con un conjunto de puntos x e y, con una distribución de dichos puntos adecuada. Han de estar más concentrados en las fases inicial y final de la combustión para evitar que la predicción sea demasiado sensible al valor inicial de HRL. Este valor se elige arbitrariamente, ha de ser pequeño, y los resultados deben ser insensibles a su elección siempre y cuando esté por debajo de cierto límite.

Esta concentración irregular de puntos se ha hecho modificando la función de Wiebe, pues a partir de ella se calcula el área patrón. La función de Wiebe y su derivada proporcionan una curva con HRR (J/CAD) en el eje de ordenadas y HRL (en tanto por uno) en el eje de abscisas, y se busca tener más valores de HRR en los primeros y últimos valores de HRL. Para ello, se ha utilizado una progresión geométrica (5.3) con la que se obtiene un vector de HRL en tanto por uno con la concentración de puntos requerida. $npts$ es el número de puntos de la curva, a es el valor inicial y constante de la progresión, y r es el factor de progresión.

$$\sum_{n=0}^{npts} a \cdot r^n \quad (5.3)$$

$$a = 0.5 \cdot \left(\frac{1-r}{1-r^{npts}} \right) \quad (5.4)$$

Después se calculan los ángulos de posición del cigüeñal que se corresponden con estos nuevos valores de HRL en tanto por uno. Para eso se despeja el ángulo α de la función de Wiebe (ecuación 4.3), quedando:

$$\alpha = \exp\left(\frac{1}{m} \cdot \ln\left(-\frac{\ln(1-HRL)}{6.908}\right)\right) \cdot \Delta_{comb} + \alpha_0 \quad (5.5)$$

Por último, se calcula la HRR con la derivada de Wiebe (ecuación 4.4). El valor de $npts$ y r han de ajustarse para que la concentración de puntos buscada sea notable pero no excesiva. Para lograr esto se ha hecho un código simplificado que calcula la función de Wiebe y su derivada a partir de la presión de referencia de un ensayo usando esta progresión geométrica, y luego emplea dicha función para interpolar los valores de HRR y revertir así el proceso de cálculo hasta la predicción de la presión. De este modo, la presión predicha y la de referencia deberían ser iguales. Como resultado, se fijan los parámetros $npts = 500$ y $r = 1.05$ y en la *Figura 5.8* se aprecia la distribución obtenida para uno de los ensayos.

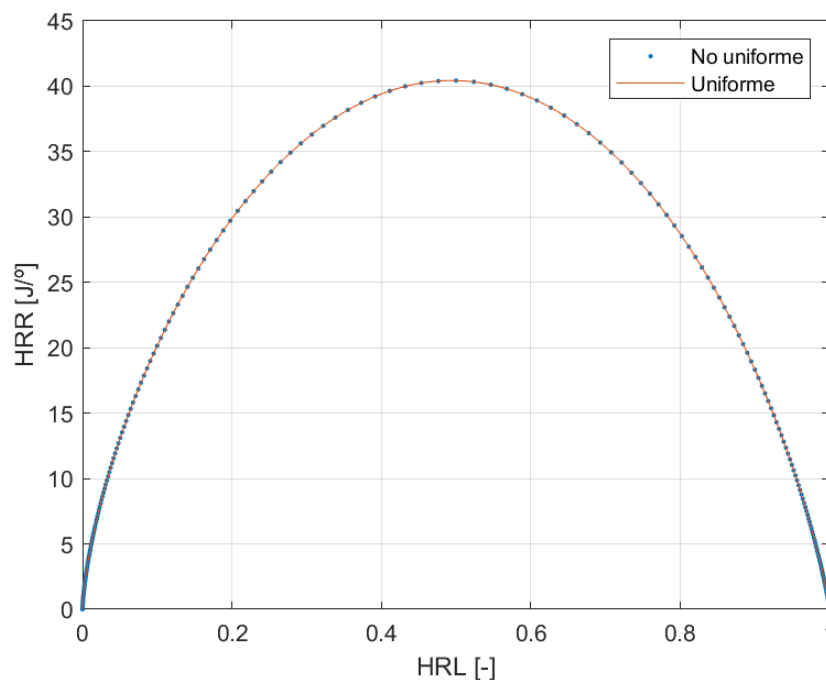


Figura 5.7. Comparación de la distribución uniforme de puntos de la curva HRR-HRL con la no uniforme lograda con una progresión geométrica.

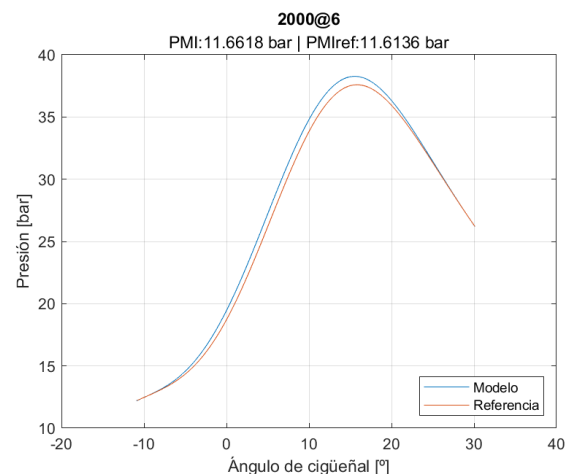
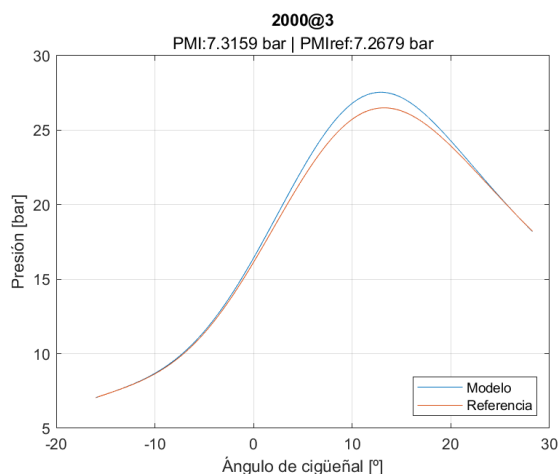
Cuando se llega al SOC (Start of Combustion), a fin de que el modelo “arranque” la combustión, es necesario dar artificialmente un valor inicial de HRL para que se inicie el cálculo predictivo de la presión, pues de lo contrario (si HRL es 0) la correspondiente HRR y área efectiva siempre serán 0 también y la combustión nunca empezará. Se elige $\max(\text{HRL}) \cdot 10^{-25}$ porque cualquier valor por debajo de $\max(\text{HRL}) \cdot 10^{-7}$ proporciona una curva de presión casi idéntica.

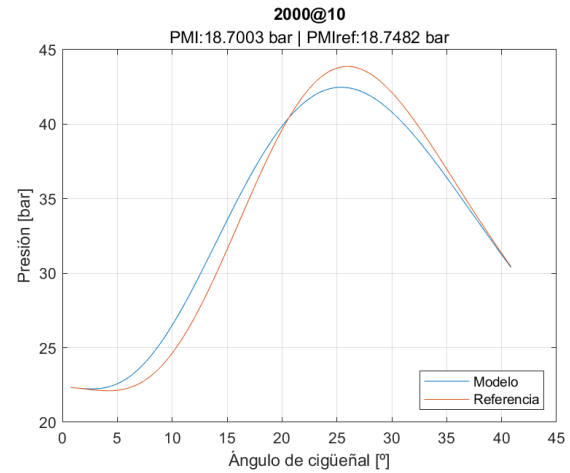
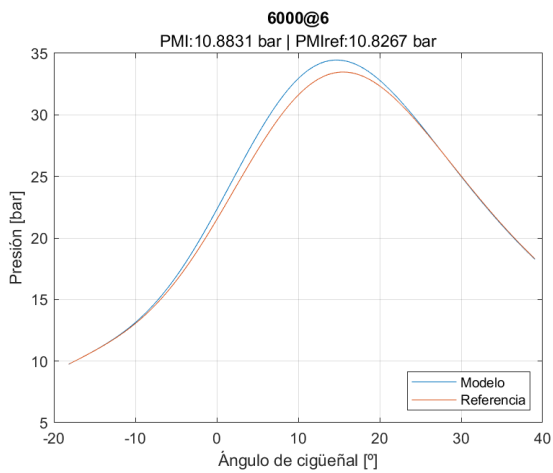
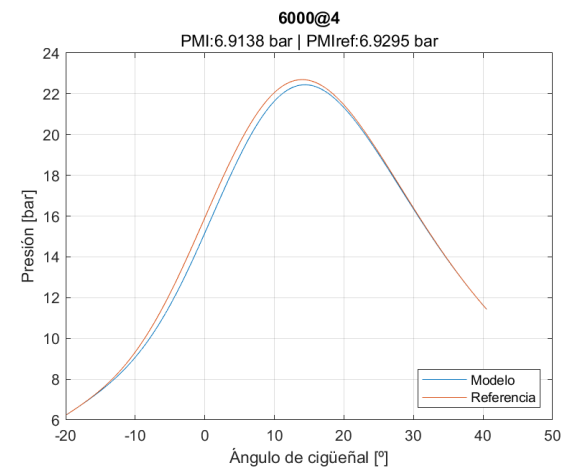
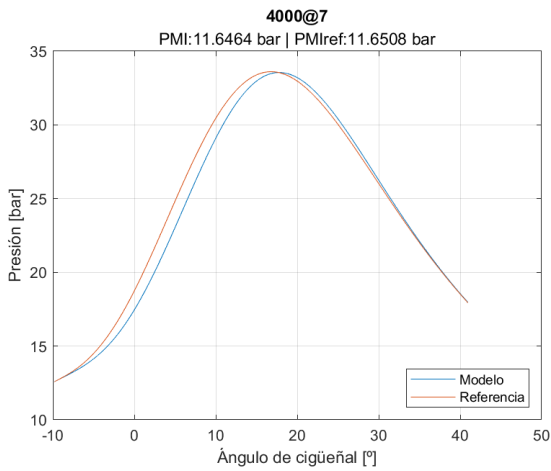
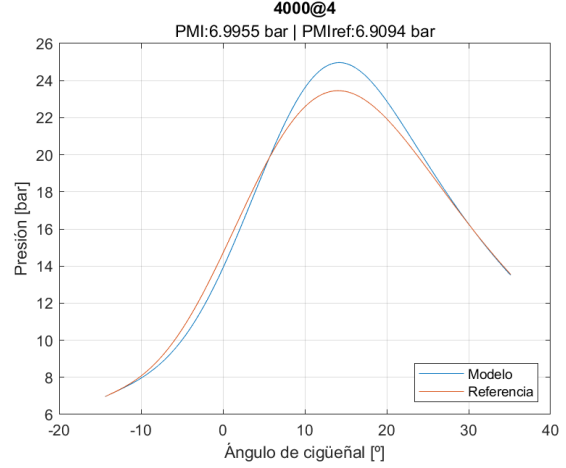
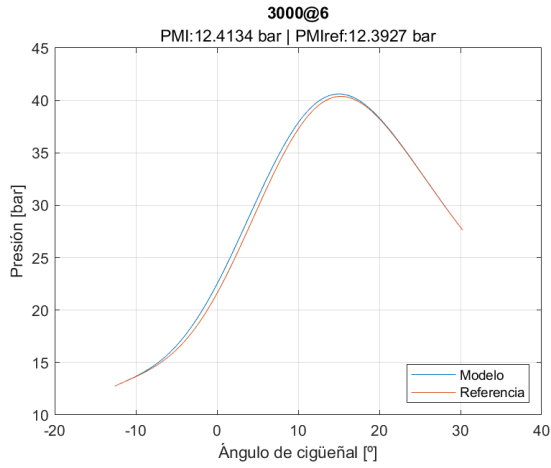
Por último, conviene recordar que el cálculo de la presión que hace el modelo sucede ángulo a ángulo, de modo que el valor de presión y HRL en cada instante dependen de los del instante anterior. En consecuencia, el paso de cálculo angular influye en la calidad de la predicción. Se han probado varios pasos y se ha concluido que 0.001 CAD es el óptimo para minimizar el error sin comprometer el tiempo de cálculo. Nótese que las lecturas de las variables instantáneas de los ensayos vienen con un paso de 0.2 CAD (Crank Angle Degree).

5.3 EVALUACIÓN DEL MODELO

A continuación, se comparan las curvas de presión calculadas con el modelo con las curvas de presión de referencia. En el título del gráfico se indican el régimen de giro en rpm y el grado de carga (PMI) en bares, y en el subtítulo se muestran las PMI calculadas de cada curva. Estas PMI son una aproximación que sirve para comparar la predicción y la referencia, pues cuanto más se parezcan mayor será la calidad del modelo. Conviene recordar que este modelo tan solo hace cálculos desde el principio hasta el final de la combustión, de modo que se usa la lectura de presión en el cilindro para poder hallar la PMI. Además, se usa el método de integración trapezoidal para resolver (5.6), siendo PMI_{es} y PMI_{ad} los puntos muertos inferiores de las carreras de admisión y escape, p la presión en el cilindro, dV el diferencial de volumen y V_d el volumen barrido por el pistón en una carrera.

$$PMI = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p \cdot dV \cdot \frac{1}{V_d} \quad (5.6)$$





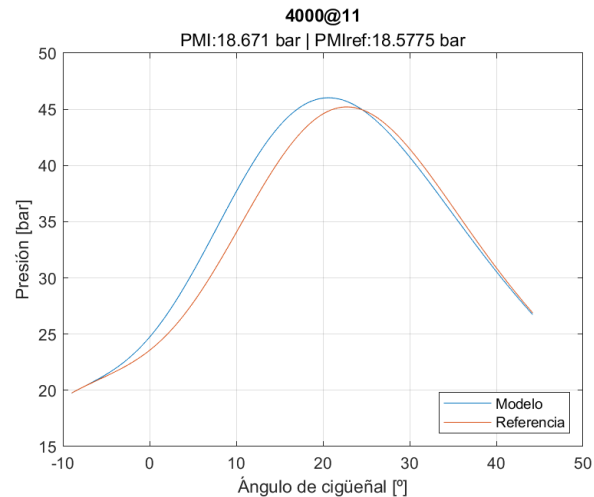


Figura 5.8. Presión calculada con el modelo y presión de referencia de cada ensayo.

Se observa que la diferencia de PMI más grande está en el ensayo 4000@11 y es de tan solo 0.09 bar (error del 0.48%). Además, a juzgar por la proximidad de las curvas, el modelo predice notablemente bien con errores de 3 bar de presión máxima en el peor de los casos. Estas imprecisiones se deben probablemente a una incorrecta estimación de la masa atrapada, porque se ha comprobado que al ajustar la masa de residuales manualmente el modelo funciona mucho mejor. Este problema existe al procesar los datos de los ensayos para obtener la HRL, ya que ni CALMEC ni la simplificación empleada tienen en cuenta los efectos pulsátiles de la presión en los sistemas de admisión y escape.

6 CONCLUSIONES

En conclusión, se ha desarrollado y validado un modelo de combustión 1D capaz de predecir la evolución de la presión en el cilindro de un MEP durante la combustión a partir de una curva patrón que representa la evolución del área efectiva del frente de llama para cualquier punto de operación. Este patrón es característico del motor y se ha calculado a partir de los datos de algunos ensayos.

Asimismo, se concluye que es importante calcular con precisión la masa atrapada en el cilindro tras el cierre de la válvula de admisión y la proporción de residuales que proceden de la recirculación por EGR y de gases no evacuados en el proceso de renovación de la carga. Actualmente no se dispone de una herramienta de cálculo para hacer esto, pero en el apartado siguiente se dan algunas ideas.

En cuanto al funcionamiento del modelo, se han añadido dos pasos al cálculo del patrón de área efectiva que han contribuido a independizar el efecto de la turbulencia sobre este patrón: dividir por la densidad de la mezcla sin quemar y multiplicar por la temperatura. Ambas ideas motivadas por la formulación del número de Reynolds. También se ha aplicado un método mucho más preciso para estimar la velocidad de combustión laminar a partir de los datos de simulaciones químicas y termodinámicas en Converge.

Además, se ha desarrollado un método automático y eficaz capaz de paliar las imprecisiones que tienen tanto la herramienta CALMEC como su simplificación a la hora de calcular la HRL, mediante el ajuste de Wiebe y su optimización por el algoritmo Simplex. Por último, se ha puesto a punto el modelo ajustando su paso de cálculo y hallando un patrón con una distribución de puntos centrada en el inicio y el final de la combustión.

7 TRABAJOS FUTUROS

El siguiente paso lógico sería dedicar tiempo a rectificar los fallos de la herramienta CALMEC que han dado lugar a los vectores erróneos de fracción másica de fuel (ver apartado 5.1). Después se debería calcular el patrón de área efectiva a partir de los datos de ensayos procesados con esta herramienta. Así se podría comprobar que el error en las predicciones del modelo se debe a imprecisiones en el cálculo de la masa atrapada.

Para rectificar esto se podría ampliar la formulación de CALMEC para considerar el efecto de la acústica en los sistemas de admisión y escape, o se podría usar el software GT-Power, pues dispone de herramientas para realizar estos cálculos con precisión.

También se podría mejorar el algoritmo Simplex con ayudas para garantizar la convergencia, así aumentaría la cantidad de datos disponibles.

8 BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Benajes y E. Navarro. Clasificación de los MCIA. En F. Payri y J.M. Desantes, *Motores de Combustión Interna alternativos*. Valencia: UPV, 2011.
- [2] Departamento de Máquinas Térmicas, TEMA 2: Características fundamentales de los M.C.I.A, UPV.
- [3] J.M. Desantes y S. Molina. Introducción a la combustión, *Motores de Combustión Interna alternativos*. Valencia: UPV, 2011.
- [4] F.V. Tinaut y J.J. López. Combustión en MEP, *Motores de Combustión Interna alternativos*. Valencia: UPV, 2011.
- [5] Vicente Macián; J. Javier López; Jaime Martín y Jorge Valero-Marco. Characterization of the turbulent flame front surface in spark ignition engines during spark ignition operation to identify controlled auto-ignition and abnormal combustion. *International Journal of ENGINE RESEARCH*.
- [6] Alex Ferri Sirvent. Desarrollo de una herramienta para determinar la superficie del frente de llama en un MEP a partir de la presión en el cilindro. TFG ETSII, Valencia: UPV, 2020.
- [7] L. Sileghem; V.A. Alekseev; J. Vancoillie; K.M. Van Geem; E.J.K. Nilsson; S. Verhelst y A.A. Konnov. Laminar burning velocity of gasolina and the gasolina surrogate components iso-octane, n-heptane and toluene. Ghent: Ghent University, 2013.
- [8] Iván Garijo Fernández. Definición del mantenimiento e instrumentación de una sala de ensayos de un motor monocilíndrico de investigación. Valencia: UPV, 2019.
- [9] Dr. Sasa Singer y Dr John Nelder. Nelder-Mead algorithm. *Scholarpedia. The peer-reviewed open-access encyclopedia. 2009. Obtenida de http://www.scholarpedia.org/article/Nelder-Mead_algorithm.*
- [10] Vincent Knop. Analysis of test bed results for spark-ignition engines. París: IFP School.
- [11] CMT-Motores Térmicos. CALMEC FT Manuel Scientifique. Valencia: UPV.
- [12] Francisco Javier Arregui de la Cruz; Enrique Cabrera Rochera; Ricardo Cobacho Jordán; Elena Gómez Sellés y Javier Soriano Olivares. Introducción a la mecánica de fluidos, *Apuntes de mecánica de fluidos*. Valencia: UPV, 2017.



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA

DOCUMENTO II

PRESUPUESTO



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

1. OBJETIVO DEL PRESUPUESTO

El objetivo de este apartado es detallar los costes de este proyecto, tanto los parciales como totales. Podemos dividirlos en dos: los correspondientes a los ensayos experimentales y los propios del desarrollo del software.

Este proyecto es un Trabajo de Fin de Grado (TFG), y su duración ha sido de 5 meses (20 semanas, de febrero a junio). Se ha hecho en colaboración con el departamento de investigación CMT-Motores Térmicos, por lo que casi todos los datos han sido proporcionados por éste.

2. PRESUPUESTO DE LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES

Los ensayos experimentales se llevaron a cabo antes de iniciar el TFG, pero los datos que se han obtenido de ellos han sido esenciales. Por tanto, forman parte del proyecto y deben ser incluidos en la evaluación del presupuesto. Podemos agrupar estos costes en los debidos al mantenimiento y la calibración de la instalación, y los que vienen de la realización de los ensayos en sí. La duración de los 240 ensayos ha sido de 1,5 meses (6 semanas).

2.1. MANTENIMIENTO Y CALIBRACIÓN DE LA INSTALACIÓN

El mantenimiento es fundamental para garantizar el correcto funcionamiento de los sistemas de la unidad de potencia y de los sensores. La calibración es también imprescindible para tener resultados correctos tras el postproceso de las mediciones de los ensayos.

Así pues, se necesita un técnico de laboratorio que revise la instalación una vez por semana durante la duración de los ensayos y cada revisión toma 8 horas. El salario del técnico es 22,80 €/h, de modo que su servicio cuesta 1.094,40 € para este proyecto. Además, se necesita material consumible para calibrar el equipo como por ejemplo los gases técnicos con que se calibran las sondas del escape que miden contaminantes. En total el gasto en material asciende a 375 €. Ambos factores se pueden observar en el cuadro de costes inferior.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Técnicos de laboratorio	48 h	22,80 €/h	1.094,40 €
Consumibles	1,5 meses	250,00 €/mes	375,00 €
Total:			1.469,40 €

Tabla 2.1. Costes de mantenimiento y calibración de la instalación.

2.2. REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

Para este trabajo se necesitan tres técnicos de laboratorio que trabajen tres veces por semana durante el período de ensayos. Además, hay que incluir el gasto en consumibles como agua de red, gasolina, aceites y gases varios. También hay que considerar el coste del uso la sala de ensayos en sí: el coste unitario asociado al laboratorio coincide con el coste de amortización estimado por el CMT, el cual tiene un valor anual de 37.200,00 €.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Técnico de laboratorio	432 h	22.80 €/h	9.849,60 €
Consumibles	1,5 meses	750,00 €/mes	1.125,00 €
Sala de ensayos	1,5 meses	3.100,00 €/mes	4.650,00 €
Total:			15.624,60 €

Tabla 2.2. Costes de la realización de los ensayos.

3. PRESUPUESTO DEL DESARROLLO DEL PROGRAMA DE SOFTWARE

El gasto que supone el desarrollo del código del modelo de combustión puede dividirse en el coste asociado a la parte de escribir las líneas de código en Matlab y en el asociado a los avances que se van produciendo, pues deben ser revisados por el director del proyecto (tutor del TFG). Se van a tener en cuenta los costes de recursos humanos, material e instalaciones del CMT usadas durante los 5 meses que ha durado el proyecto.

3.1. DESARROLLO DEL CÓDIGO

Ha requerido de un ingeniero junior, un ordenador, el programa con el que se hace el código, y un despacho. El ingeniero junior debería recibir un salario de 15€/h y ha trabajado 6 horas al día y 6 días a la semana, sumando así 10.800€. El ordenador que ha usado es de la marca HP Envy y cuenta con un procesador Intel Core i7, 8 GB de memoria RAM y 256 GB de memoria SSD. Si tenemos en cuenta que su precio inicial es de 750 €, que el coste unitario del portátil coincide con el de amortización, y que el período de amortización es de 5 años; entonces el portátil cuesta 150,00 € al año.

Por otro lado, el programa usado para hacer el código es Matlab, y una licencia de la versión R2023a vale 2.000,00 € al año. Además, se requiere de un despacho donde el ingeniero junior pueda trabajar y reunirse con el tutor. Se ha incluido este gasto en los costes de desarrollo del código porque el despacho se ha usado mayoritariamente por el ingeniero junior. El coste unitario de éste, al igual que en la sala de ensayos, coincide con el coste de amortización estimado por el CMT-Motores Térmicos, con un valor de 60.000,00 € para un período de 20 años.

También debe incluirse el coste de una licencia de Converge 3.370,00 € al año y un ingeniero para lanzar las simulaciones necesarias para obtener la función que calcula la velocidad de combustión laminar. Este ingeniero tan solo ha de trabajar 2 horas y su salario es de 50,70 €/h, sumando 101.4 €.

El ordenador que este ingeniero necesita no requiere características mejores que las del portátil del ingeniero júnior, de modo que se asume que tiene el mismo coste. En cuanto al despacho de trabajo, podría haber utilizado el despacho compartido del ingeniero júnior, de modo que no supone un coste adicional.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Ingeniero Junior	720 h	15,00 €/h	10.800,00 €
Ingeniero	2 horas	50,70 €/h	101,40 €
Ordenador HP 1	5 meses	12,50 €/mes	62,50 €
Ordenador HP 2	1 mes	12,50 €/mes	12,50 €
Licencia de Matlab	5 meses	167,00 €/mes	835,00 €
Licencia de Converge	1 mes	280,83 €/mes	280,83 €
Despacho	5 meses	250,00 €/mes	1.250,00 €
Total:			13.342,23 €

Tabla 3.1. Costes de desarrollo del código de software.

3.2. REUNIONES DE SEGUIMIENTO DEL PROYECTO

Es imprescindible realizar reuniones para hacer el seguimiento del proyecto, esto es, comentar los avances, asegurarse de que el trabajo que se va a hacer es correcto, y resolver dudas o corregir errores conforme surgen. Estas reuniones se dan una vez a la semana, duran 1 hora, y en ellas participan el ingeniero junior y el director del proyecto. También se ha hecho una al finalizar el proyecto con la misma duración para comentar los resultados y pensar en los futuros pasos de éste.

En este cuadro de presupuestos solo se cuentan los costes en recursos humanos porque no hay desplazamientos, pues el proyecto se lleva a cabo íntegramente en las instalaciones del CMT – Motores Térmicos.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Director del proyecto	21 h	50,70 €/h	1064,70 €
Ingeniero Junior	21 h	32,00 €/h	672,00 €
Total:			1.736,70 €

Tabla 3.2. Costes del seguimiento del proyecto.

4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Para finalizar, se agrupan los costes de cada parte del proyecto para resumirlo. A continuación, se van a mostrar los presupuestos parciales, el presupuesto total del proyecto, y el cuadro de precios descompuestos.

4.1. PRESUPUESTO PARCIAL DEL CAPÍTULO 1

Concepto	Importe
Mantenimiento y calibración de la instalación	1.469,40 €
Realización de ensayos	15.624,60 €
Total:	17.094,00 €

Tabla 4.1. Presupuesto parcial de los ensayos experimentales.

4.2. PRESUPUESTO PARCIAL DEL CAPÍTULO 2

Concepto	Importe
Desarrollo del código	13.342,23 €
Reuniones para el seguimiento del proyecto	1.736,70 €
Total:	15.078,93 €

Tabla 4.2. Presupuesto parcial del desarrollo del software del modelo.

4.3. PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

Concepto	Importe
Capítulo 1. Ensayos experimentales	17.094,00 €
Capítulo 2. Desarrollo del programa de software	15.078,93 €
Presupuesto de ejecución material (PEM):	32.172,93 €
IVA (21%):	6.756,32 €
Presupuesto total (PT):	38.929,25 €

Tabla 4.3. Presupuesto total del proyecto.

El coste total del proyecto asciende a la cantidad de **TREINTAIOCHO MIL NOVECIENTOS VEINTINUEVE EUROS CON VEINTICINCO CÉNTIMOS.**

4.4. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Capítulo 1. Ensayos experimentales			
Mantenimiento y calibración de la instalación			
Técnicos de laboratorio	48 h	22,80 €/h	1.094,40 €
Consumibles	1,5 meses	375,00 €/mes	375,00 €
Total:			1.469,40 €
Realización de ensayos			
Técnico de laboratorio	432 h	22.80 €	9.849,60 €
Consumibles	1,5 meses	750,00 €	1.125,00 €
Sala de ensayos	1,5 meses	3.100,00 €	4.650,00 €
Total:			15.624,60 €
Capítulo 2. Desarrollo del programa de software			
Desarrollo del código			
Ingeniero Junior	720 h	15,00 €/h	10.800,00 €
Ingeniero	2 horas	50,70 €/h	101,40 €
Ordenador HP 1	5 meses	12,50 €/mes	62,50 €
Ordenador HP 2	1 mes	12,50 €/mes	12,50 €
Licencia de Matlab	5 meses	167,00 €/mes	835,00 €
Licencia de Converge	1 mes	280,83 €/mes	280,83 €
Despacho	5 meses	250,00 €/mes	1250,00 €
Total:			13.342,23 €



Reuniones para el seguimiento del proyecto

Director del proyecto	21 h	50,70 €/h	1064,70 €
Ingeniero Junior	21 h	32,00 €/h	672,00 €
		Total:	1.736,70 €

Tabla 4.4. Cuadro de precios descompuestos.



ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA

DOCUMENTO III

ANEXOS



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

1. SIMPLIFICACIÓN DE LA HERRAMIENTA CALMEC

El desarrollo de esta simplificación no ha sido objetivo de este proyecto, pero se ha usado y por ello conviene mencionar sus principales diferencias con el análisis termodinámico expuesto en el apartado 4.5. Hay que explicar el cálculo de la fracción de masa quemada y el del calor transferido a través de las paredes del cilindro.

Lo primero se hace con (2.1), y la simplificación más grande es considerar un coeficiente politrópico n constante (e igual a 1.3) pero en realidad no lo es. Las variables p y V representan la presión y el volumen instantáneos en el cilindro, el subíndice “ o ” indica el punto de inicio de la combustión (asumiendo que corresponde con un 5% de masa quemada), y el subíndice “ f ” indica el punto final de la combustión (asumiendo que corresponde a un 95% de masa quemada).

$$X_b = \frac{p_o^{\frac{1}{n}} \cdot V - p_o^{\frac{1}{n}} \cdot V_0}{p_f^{\frac{1}{n}} \cdot V_f - p_o^{\frac{1}{n}} \cdot V_0} \quad (1.1)$$

En cuando a la transferencia de calor a través de la pared, se utiliza la ecuación de Woschni (2.2) para estimar el coeficiente de convección h_w . En esta ecuación, C_1 y C_2 son constantes de valor 2.28 y 0.00324 respectivamente, “bore” y “stroke” son el diámetro y la carrera del pistón (en m) respectivamente, p es la presión instantánea en el cilindro en bares, T es la temperatura media en el cilindro en K, n es el régimen de giro del motor en rpm, Δp es la diferencia entre la presión instantánea y la de arrastre en bares, y el término “swirl ratio” se considera nulo porque los MEP tienen tumble⁵. Esta es una de las simplificaciones que dan lugar a error porque el tumble también favorece la transferencia de calor, pero de manera diferente a como lo hace el swirl.

$$h_w = 3.26 \cdot bore^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.55} \cdot \left(\left(C_1 + \frac{0.154\pi \cdot bore \cdot swirl \ ratio}{stroke} \right) \cdot n + C_2 \cdot \Delta p \right)^{0.8} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.2)$$

⁵ El swirl es un macrovórtice de aire que se produce en el cilindro de los MEC cuyo eje de giro es paralelo al del cilindro. El tumble es un macrovórtice de aire que se produce en el cilindro de los MEP cuyo eje de giro es perpendicular al del cilindro. Ambos se provocan para aumentar la turbulencia y favorecer así la velocidad de combustión.

2. AJUSTE DE WIEBE CON EL ALGORITMO SIMPLEX DE NELDER-MEAD

Como se explica en el apartado 4.4, el ajuste de la curva HRL con la función de Wiebe depende de cuatro parámetros: SOC (Start Of Combustion), DUR (duración de la combustión), SCAL (factor de escala), y m (parámetro de forma). Conviene recordar que EOC (End Of Combustion) es la suma de SOC y DUR, SCAL determina el valor final de HRL, y m la pendiente del tramo central. La ecuación a ajustar es la (4.3):

$$\left[1 - \exp\left(-6.908 \cdot \left(\frac{\alpha - \text{SOC}}{\text{DUR}}\right)^m\right) \right] \cdot \text{scal} \cdot Q_{\text{comb}} \cdot \eta_{\text{comb}} \quad (4.3)$$

El problema consiste en determinar esos cuatro parámetros para que (4.3) sea lo más parecida posible a la HRL calculada por CALMEC a partir de las mediciones del ensayo. La diferencia entre estas curvas es el error, y para minimizarlo, se opta por el método Simplex en su variante propuesta por Nelder y Mead. Se trata de un método simple y rápido de minimización/optimización directa, es decir, que no requiere derivadas.

Se ha comprobado que, si un par de valores de m y SCAL son óptimos para un par de valores de SOC y DUR, entonces los mejores SOC y DUR para esos m y SCAL son esos mismos. Por tanto, se define la función de error a minimizar como dependiente de dos variables: SOC y DUR.

El algoritmo simplex propuesto comienza calculando el error para tres pares de valores de SOC y DUR, formando así un triángulo (es un problema de dos dimensiones). El método es iterativo y consiste en trazar nuevos triángulos cambiando siempre el vértice con mayor error por reflexión, expansión, contracción (interna o externa), o reducción (en este caso reformula dos vértices a la vez). Estas operaciones están controladas respectivamente por estos parámetros: $\alpha = 1$, $\beta = 0.5$, $\gamma = 2$ y $\delta = 0.5$, y los valores elegidos son los recomendados por la literatura [9]. La Figura 2.1 muestra ejemplos de estas cuatro operaciones.

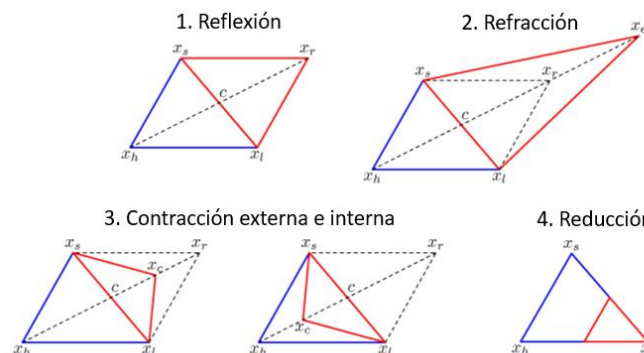


Figura 2.1. Operaciones de simplex para trazar nuevos triángulos en orden de prioridad. Fuente [9].

En la Figura 2.2 puede verse en los ejes x e y los parámetros SOC y DUR, y los errores están en color. El punto rojo señala el punto inicial, hallado con una aproximación, y el punto verde la solución final. Se van calculando triángulos hasta que se cumplen las dos condiciones de convergencia: máxima diferencia de error entre vértices y máximo perímetro del triángulo.

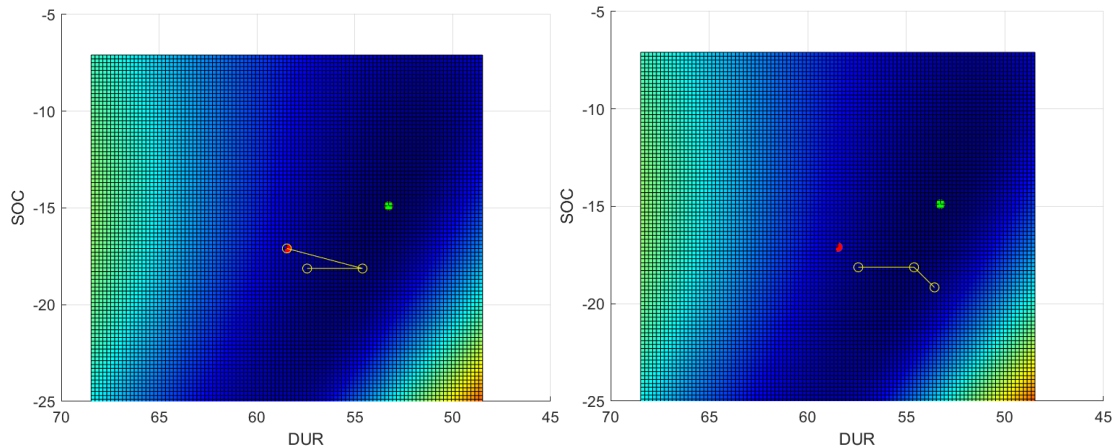


Figura 2.2. Ejemplo de una iteración del método simplex. A la izquierda el triángulo inicial, a la derecha la primera iteración.

En la Figura 2.3 se muestra cómo el algoritmo simplex minimiza el error del ajuste de Wiebe: el ajuste tras aplicar Simplex se aproxima más a los datos de ensayos procesados con CALMEC que el ajuste de Wiebe sin usar este algoritmo.

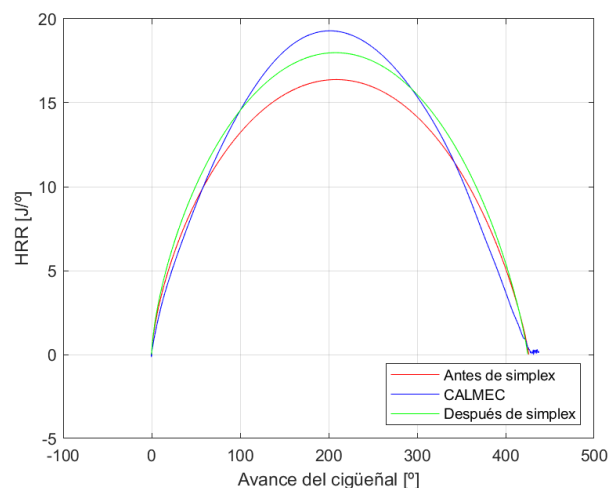


Figura 2.3. HRR resultado del procesado de CALMEC, de un ajuste de Wiebe inicial, y de un ajuste de Wiebe procesado con Simplex.

Si el número de iteraciones excede de 75, el algoritmo presenta divergencia y no puede hallarse la solución. Tan solo hay 23 casos de divergencia entre los 238 ciclos medios que se usan para este estudio. También se filtran los ensayos con lambda superior a 1.6 porque el ajuste Wiebe tiene demasiado error, pero solo hay dos ensayos así.

3. SCRIPT DE MATLAB PARA EL CÁLCULO DEL PATRÓN

A continuación, se muestra el código utilizado para calcular el patrón de área efectiva a partir de los datos de los ensayos de la *Figura 5.6*. La primera parte es la simplificación para pasar de la presión en el cilindro a la HRL, y la segunda es el cálculo del patrón de área efectiva a partir de esta HRL.

```
clear;
clc;
close all;

%% Import data
myFolder = 'F:\Miguel Universidad 2022-2023\TFG\Tarea 7\Pack CalcHRL\Ensayos';
Excel = 'AVL5405_A1_T1_out_miguel.xlsx';
Excelpath = fullfile(myFolder,Excel);
Sheet = 'Hoja1';
[num1,txt1,row1] = xlsread(Excelpath,Sheet);
filelist = cell2mat(txt1(3:11,1));

Excel2 = 'Pruebas_Tivc';
Excelpath2 = fullfile(myFolder,Excel2);
[num2,txt2,row2] = xlsread(Excelpath2,Sheet);
pivc0 = num2(2:10,8)*10^5; % [Pa]
pegr = [2;4;1.5;0.15;0.9;0.75;1;5.5;1.6];
Tivc =
[320.195895;326.608623;326.075222;330.656543;333.120914;328.656446;328.353141;326.
385447;336.1209];

load('Fus1.mat');

%% HRL calculus from measured in-cylinder pressure
for ensayo=1:9

kk=ensayo;
filename = filelist(kk,:);
fprintf('Ensayo %s\n',filename);
filename2 = strcat(filename, '.mat');
baseFileName = fullfile(myFolder,filename2);
load(baseFileName,'PCYL1_Corr','PCYL1_mean', 'Volum_inst', 'axis', 'N1',
'BUJIA_IGN','bore',...
```



```
'mair', 'mfuel', 'mEGR', 'EGR_frac', 'Fr', 'T_piston', 'T_head', 'T_liner');
```

```
row = find(string(txt1(:,1))==string(filename))-2;
```

```
Ta = num1(row,26)+273;
```

```
Tfu = num1(row,32)+273;
```

```
Texh = num1(row,28)+273;
```

```
CO = num1(row,49); % [ppm]
```

```
CO2 = num1(row,47); % [-]
```

```
HC = num1(row,53); % [ppm]
```

```
% Variables
```

```
C1=2.28;
```

```
C2=0.00324;
```

```
NCL=250;
```

```
rpm=N1.data; %en rpm
```

```
B=bore/1000; %pasarlo a m
```

```
% Masas en el cilindro en kg
```

```
mair=mair/1000;
```

```
mfuel=mfuel/1000;
```

```
mEGR=mEGR/1000*pegr(kk,1);
```

```
mEGRsave(kk,1)=mEGR;
```

```
mass=mair+mfuel+mEGR;
```

```
% fprintf('Masa total: %f mg\n',mass*10^6);
```

```
%Tºs de pared en ºK
```

```
T_piston=T_piston; %entre [430-465]
```

```
T_head=T_head; %entre [410,465]
```

```
T_liner=T_liner; %entre [405,420]
```

```
%Datos mezcla
```

```
Fest=0.06957; % stoichiometric equivalence ratio
```

```
fueltype='gasoline';
```

```
airscheme='Chemkin';
```

```
% Para estudiarlo ciclo a ciclo y presiones medias
```

```
cmin=find(axis >= -104,1,'first');
```



```
cmax=find(axis >= 140,1,'first');

IVCn=find(axis >= -133.9,1,'first');

long=length(cmin:cmax);

% Creación del filtro paso-bajo

Fs=(mean(rpm)/60)*360/0.2;           % Frecuencia de adquisición
fmin=3000;                          % Frecuencias de corte
Filt1=fmin/Fs;                      % Frecuencia de corte (low limit)
ordre=200; %round(Fs/500);          % Orden del filtro
Filtro=fdesign.lowpass('N,Fc',ordre,Filt1,1); %PASO BAJO
Hd=design(Filtro);

% Inicializar variables
Fq11=zeros(long,1);
Q=zeros(long,1);
dQ=zeros(long,1);
dQw=zeros(long,1);
dFq1_g=zeros(long,1);
perc_c=zeros(long,1);
SOC_i=zeros(1,1);
phi=Fr;                             %%es el dosado relativo
gamma=zeros(long,1);
gammau=zeros(long,1);               %%gamma gases sin quemar
gammab=zeros(long,1);              %%gamma gases quemados
cpu=zeros(long,1);                  %%cp gases sin quemar
cpb=zeros(long,1);                  %%cp gases quemados
Tu=zeros(long,1);                   %%Tª gases sin quemar
Tb=zeros(long,1);                   %%Tª gases quemados

warning('off');
for ciclo=1:NCL

    p=double(PCYL1_Corr.data(:,ciclo)*1e5); %pasarlo a pascales

    % Filtrado
```

```
pfi(:,ciclo)=filtfilt(Hd.Numerator,1,p);
end
pf=sum(pfi,2)./NCL;

for i=2:(3600-1)
    dpf(i,1)=(pf(i+1,1)-pf(i-1,1))/(2*0.2);
end

% Derivada de tercer orden centrada
V=Volum_inst.data/(1000^3); %pasarlo a m^3
for i=2:(3600-1)
    dV(i,1)=(V(i+1,1)-V(i-1,1))/(2*0.2);
end

% Cálculo de la Tivc
Ru = 8314.34; %[J/kmol K]
R_a=Ru/28.97; %[J/kg K]
R_q=Ru/28.97; %[J/kg K]
R_f=Ru/104.5; %[J/kg K]
Rivc=(R_a/mass)*mair+(R_f/mass)*mfuel+(R_q/mass)*mEGR;

Pivc=mass*Rivc*Tivc(kk,1)/V(IVCn,1);
Pivcsave(kk,1)=Pivc;
poff=Pivc-pivc0(kk,1);

% Selección de la parte de combustión
pf_c=pf(cmin:cmax)+poff;
pf_csave(1:length(pf_c),ensayo)=pf_c;
dpf_c=dpf(cmin:cmax);
V_c=V(cmin:cmax);
V_csave(1:length(V_c),ensayo)=V_c;
dV_c=dV(cmin:cmax);
crank_c=axis(cmin:cmax);

% Cálculo "cutre" de la liberación de calor (modificar desde aquí)
dFql_k(:,1)=(1.3*pf_c.*dV_c+dpf_c.*V_c)/0.3;
ssmax=max(BUJIA_IGN.data);
dFql_k(1:find(crank_c(:,1)>=ssmax,1,'first'),1)=0;
```

```
Fq1_k(1,1)=0;  
for i=2:long  
    Fq1_k(i,1)=((dFq1_k(i,1)+dFq1_k(i-1,1))/2)*(crank_c(i)-crank_c(i-1))+Fq1_k(i-1,1);  
end
```

% Cálculo del SOC y el EOC

```
[~,EOCdf_n,CA5df_n,CA95df_n]=SOC_def(dFq1_k(:,1),Fq1_k(:,1));
```

% Cálculo del porcentaje de masa quemada

```
knt=1/1.3;  
perc=(pf.^knt.*V-  
pf_c(CA5df_n)^knt*V_c(CA5df_n))/(pf_c(CA95df_n)^knt*V_c(CA95df_n)-  
pf_c(CA5df_n)^knt*V_c(CA5df_n));  
hola=max(perc);  
maxperc=find(perc>=hola,1,'first');  
perc=perc/perc(CA95df_n+cmin)*0.95;  
perc(maxperc:end)=1;  
perc(1:CA5df_n+cmin)=0;  
perc_c(:,1)=perc(cmin:cmax);
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

%%Cálculo de las temperaturas

```
ma_com=(-mfuel/Fest).*perc_c(:,1)+mair; % Evolution of air (only the intake)  
mf_com=(-mfuel).*perc_c(:,1)+mfuel;% Evolution of fuel  
ma_EGR=(mEGR)*(mair-mfuel/Fest)/(mair+mfuel);
```

```
ma=ma_com+ma_EGR; % Evolution of air (intake+GR)  
mf=mf_com;  
mb=mass-ma-mf;  
Ya=ma./mass;  
Yf=mf./mass;  
Yq=mb./mass;
```

```
Ru = 8314.34; %[J/kmol K]%Constante universal de los Gases  
R_a=Ru/28.97;%[J/kg K]
```

$R_q = R_u / 28.97; [J/kg \text{ K}]$

$R_f = R_u / 104.5; [J/kg \text{ K}]$

$R(:,1) = (R_a/mass) \cdot ma + (R_f/mass) \cdot mf + (R_q/mass) \cdot mb;$

$Tf(:,1) = (pf_c(:,1) \cdot V_c(:,1)) / (mass \cdot R(:,1));$

%%%

SOC_i = find(perc_c(:,1) > 0, 1, 'first');

Tu(1:SOC_i,1) = Tf(1:SOC_i,1);

for i=1:(long-1) %%Para gases sin quemar

[gammau(i,1), cpu(i,1), ~] = farg2(pf_c(i,1), Tu(i,1), phi, EGR_frac, fueltype, airscheme);
%%para sin quemados

if i >= SOC_i

Tu(i+1,1) = ((pf_c(i)/pf_c(i+1)) ^ ((1-gammau(i,1))/gammau(i,1))) * Tu(i,1);

end

end

[gammau(long,1), cpu(long,1), ~] = farg2(pf_c(long,1), Tu(long,1), phi, EGR_frac, fueltype, airscheme);

gamma(:,1) = gammau(:,1);

Tb(1:SOC_i,1) = Tf(1:SOC_i,1);

for i=SOC_i:long

[gammab(i,1), cpb(i,1)] = ecp2(pf_c(i,1), Tb(i-1,1), phi, fueltype, airscheme);

Tb(i,1) = (((Tf(i,1) * ((perc_c(i,1) * cpb(i,1)) + ((1-perc_c(i,1)) * cpu(i,1)))) ...
- ((1-perc_c(i,1)) * cpu(i,1) * Tu(i,1))) / (cpb(i,1) * perc_c(i,1)));

gamma(i,1) = (perc_c(i,1) * gammab(i,1)) + ((1-perc_c(i,1)) * gammau(i,1));

end



```
gamma=real(gamma);
% % [R,gamma,cp,cv,Tf]=Gases_jaime(perc_c,mair,mfuel,mass,pf,V);

% Cálculo del calor total (sin extraer calor transferido o pérdidas)
dFq1_g(:,1)=(gamma(:,1).*pf_c.*dV_c+dpf_c.*V_c)./(gamma(:,1)-1);

% Cálculo de la presion de arrastre
p0=pf(IVCn).*((V(IVCn)./V_c).^gammau(:,1));

n=rpm(1,1);
hw1=3.26*(B^(-0.2))*((pf_c./1e5).^0.8).*(Tf.^(-0.55)).*(((C1.*n)+C2.*((pf_c-
p0)./1e5)).^0.8);
hw=real(hw1);
% Cálculo del área instantánea de la pared
Abore=(pi/4)*(B^2);
Ap=1.125*Abore; % Área del pistón
Ac=1.319*Abore; % Área de la culata
Acil=(V_c-min(V))*4/B; % Área del cilindro
% Cálculo del calor transferido a las paredes

dt=1/6/n; % diferencial de tiempo

dQc=Ac.*hw.*(Tf-T_head)*dt; % calor a la culata
dQcil=Acil.*hw.*(Tf-T_liner)*dt;% calor al cilindro
dQp=Ap.*hw.*(Tf-T_piston)*dt; % calor al piston
dQw=dQp+dQc+dQcil; % calor total desprendido a las paredes

dQ(:,1)=dFq1_g(:,1)+dQw(:,1); % CALOR LIBERADO FINAL

Q(1,1)=0;
for i=2:long
    Q(i,1)=((dQ(i,1)+dQ(i-1,1))/2)*(crank_c(i)-crank_c(i-1))+Q(i-1,1);
end

Fq11(:,1)=real(Q(:,1)); %en [J/deg]

PCYL_filt(:,1)=pf_c;
% end del for original
```

```
% PCalmec Gasolina de 95 octanos RON 94.6
PCI=42399000; % [J/kg]
C_weight_basis=87.2; % (Poner el que toque)
H_weight_basis=12.8; % (Poner el que toque)
O_weight_basis=0; % (Poner el que toque)
Ccarb=C_weight_basis/12; % [mol/100gfuel]
H=H_weight_basis/1; % [mol/100gfuel]
O=O_weight_basis/16; % [mol/100gfuel]
H_C_ratio=H/Ccarb; % [-]
O_C_ratio=O/Ccarb; % [-]
Qfuel=mfuel/2*mean(rpm)*60; % [kg/h]
H2_CO_ratio=0.3;
Kb=200/(200+CO2*H_C_ratio+(CO/10000)*(H_C_ratio-
2*H2_CO_ratio)+(HC/10000)*(Ccarb*H_C_ratio-H));
HC_SEC=HC/Kb;
A=CO/10000+CO2+HC_SEC/10000; %[-]
COMGS=Qfuel*(1000/3.6)*(1/((12.0011+1.008*H_C_ratio+15.999*O_C_ratio)*A))*28.01*(C
O/10000) ; %[mg/s]
HCMGS=Qfuel*(1000/3.6)*(1/((12.011+1.008*H_C_ratio+15.999*O_C_ratio)*A))*(12.011+H
_C_ratio)*HC_SEC/10000 ; %[mg/s]
CombEff=1-HCMGS/(Qfuel*1000000/3600)-0.25*COMGS/(Qfuel*1000000/3600);
PC=max(Fq11)/(mfuel*PCI*CombEff);
PCsave(kk,1)=PC;

% HRR
salto=diff(crank_c);
salto=salto(1,1); %%todas las diferencias son iguales, vector equidistante
HRR_i=zeros(size(Fq11,1),1);
for r=2:(size(Fq11,1)-1)
    % HRR_i(r,1)=(Fq11(r+1,1)-Fq11(r-1,1))/(salto*2); %derivada centrada numérica
    de la HRL
    HRR_i(r,1)=(Fq11(r,1)-Fq11(r-1,1))/salto;
end

AngM(1:length(crank_c),kk)=crank_c;
HRLM(1:length(Fq11),kk)=Fq11;
PressM(1:length(pf_c),kk)=pf_c;
HRRM(1:length(HRR_i),kk)=HRR_i;
```



```
TmM(1:length(Tf),kk)=Tf;  
RmM(1:length(R),kk)=R;  
vrpm(kk,1)=n;  
vmfuel(kk,1)=mfuel;  
vmair(kk,1)=mair;  
vmEGR(kk,1)=mEGR;  
vmass(kk,1)=mass;  
vss(kk,1)=min(BUJIA_IGN.data);  
  
names=txt1(3:11,1);  
names=strrep(names, '_', ' ');  
  
%% Wiebe adjustment  
vM=[AngM,HRLM,PressM,HRRM,TmM,RmM];  
M=[vrpm,vmfuel,vmair,vmEGR,vmass,vss];  
PCI=42399000;  
long=size(M,1);  
  
i=kk;  
  
rpm=M(i,1);  
mf=M(i,2);  
ma=M(i,3);  
mres=M(i,4);  
mi=M(i,5);  
ss=M(i,6);  
  
HRLend_teo=mf*PCI;  
F=mf/ma;  
Fr=F/(1/14.6);  
afr=ma/mf;  
lambda=afr/14.6;  
egr=mres/mi;  
  
vAng=vM(:,i);  
vHRL=vM(:,i+long);  
for k=2:length(vHRL)
```



```
dHRL(k,1)=vHRL(k,1)-vHRL(k-1,1);  
end  
dHRL(1,1)=dHRL(2,1);  
pm=vM(:,i+long*2);  
vHRR=vM(:,i+long*3);  
Tm=vM(:,i+long*4);  
Rm=vM(:,i+long*5);  
vAng0=vAng;  
  
% Now the experimental curve is fitted to a Wiebe function  
[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,div,Length,Ang]=Fit_Wi  
ebe_V5(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);  
if div==1 && Length>1.4  
  
[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,Ang]=Fit_Wiebe_V4(vAng  
,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);  
    fprintf('Simplex diverge\n');  
end  
HRLmax=mf*PCI*CombEff*SCAL;  
vHRLmax(i,1)=HRLmax;  
  
%SOC and DUR calculus and vectors cutting  
EOC=DUR+SOC;  
imin1 = find(Ang>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con [SOC-EOC]  
imin2 = find(vHRLsim_normP==0,1,'last');  
imin=max([imin1,imin2]);  
imax = find(Ang<=EOC,1,'last');  
Ang=Ang(imin:imax,1);  
Angsave(1:length(Ang),i)=Ang;  
vHRRsim=vHRRsim(imin:imax,1);  
vHRRsim(1,1)=0;  
vHRLsim_norm=vHRLsim_norm(imin:imax,1);  
vHRLsim_norm(1,1)=0;  
vHRLsim_normP=vHRLsim_normP(imin:imax,1);  
vHRLsim_normP(1,1)=0;  
  
imin = find(vAng0>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con [SOC-EOC]  
imax = find(vAng0<=EOC,1,'last');  
vAng=vAng(imin:imax,1);
```

```
pm=pm(imin:imax,1);
pmsave(1:length(pm),i)=pm;
Tm=Tm(imin:imax,1);
Tmsave(1:length(Tm),i)=Tm;

%% Pattern calculus
xb=vHRLsim_normP;
if Fr<1
    mab = mf/F.*xb;
    mfb = mf.*xb;
else
    mab = ma.*xb;
    mfb = ma*F.*xb;
end
mau = ma-mab;    %Unburned air mass
mfu = mf-mfb;    %Unburned fuel mass
mb = mi-mau-mfu;    %Burned mass
Ya = mau./mi;
Yf = mfu./mi;
Yq = mb./mi;
Ru = 8314;
Ra = Ru/28.97;
Rf = Ru/104.5;
Rb = Ru/28.97;
Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf);
Rref = Ra.*Ya + Rb.*Yq + Rf.*Yf;
Rrefsave(1:length(Rref),i) = Rref;

st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9;
sref = st/2.*(1-cosd(Ang))+l.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(Ang).^2).^0.5); %Piston
displacement
Ap = 3.1416*bo^2/4;
Vc = Ap*st/(CR-1);
Vref = Vc+Ap.*sref;
Vrefsave(1:length(Vref),i) = Vref;
for j=2:length(Ang)
    dvref(j,1)=Vref(j,1)-Vref(j-1,1);
```

```
vdHRL(j,1)=(vHRRsim(j,1)+vHRRsim(j-1,1))/2*(Ang(j,1)-Ang(j-1,1));
end
dvref(1,1)=dvref(2,1);
vdHRL(1,1)=0;

[pref]=pressure_v7(pm,Vref,mi,Rref,Ang,Ya,Yf,Yq,vdHRL,dvref);
prefsave(1:length(pref),i)=pref;

T=pref.*Vref./(mi.*Rref);
cv=0; cva=0; cvf=0; cvq=0;
for k=1:length(T)
    [cv(k,1),cva(k,1),cvf(k,1),cvq(k,1)] =
    C_v(T(k,1),Ya(k,1),Yf(k,1),Yq(k,1),1,1,0);
end
cvu=(cva.*Ya + cvf.*Yf)./(Ya+Yf);
gammau=Rub./cvu+1;

% Calculate effective area and pattern
[Aeff,FSRA] =
Aeff_calc_v2(Ang,vHRRsim,Vref,rpm,Fr,F,SOC,gammau,T,pref,Rref,Rub,egr);

if ensayo==1
    vXmed=vHRLsim_normP;
    pattern(:,ensayo)=Aeff;
else
    pattern(:,ensayo)=interp1(vHRLsim_normP,Aeff,vXmed,'spline');
end

end
figure(1);
plot(vXmed,pattern);
ylabel('Patrón [a.u.]');
xlabel('HRL [-]');
grid on;
hold on;
med=sum(pattern,2)/ensayo;
plot(vXmed,med,'k--','LineWidth',2);
names=cell2mat(names);
```



```
names=char(names, 'Media');  
legend(names);  
  
% figure(2);  
% plot(vXmed,med,'k--','LineWidth',2);  
% hold on;  
% plot(vXmed,pattern(:,9));  
% grid on;  
  
save('pattern','vXmed','med','pattern','vrpm','vmfuel','vmair','vmass','vHRLmax','  
Rrefsave','pmsave','Tmsave','Angsave','vmEGR','prefsave','Vrefsave','pf_csave','V_  
csave');
```

4. SCRIPT DE MATLAB PARA PREDECIR LA PRESIÓN A PARTIR DEL PATRÓN

A continuación, se muestra el código desarrollado para calcular la presión de todos los ensayos. Los resultados están en la *Figura 5.9*.

```
%% Pressure calculus
clear all;
clc;
close all;
load('pattern');
load('Fus1.mat');
names2={'2000@3' '2000@6' '3000@6' '4000@4' '4000@7' '6000@4' '6000@6' '2000@10'
'4000@11'};

% Inputs
for ensayo=1:9
rpm=vrpm(ensayo,1);
mf=vmfuel(ensayo,1);
ma=vmair(ensayo,1);
megr=vmEGR(ensayo,1);
mi=vmass(ensayo,1);
HRLmax=vHRLmax(ensayo,1);

Rm=Rrefsave(:,ensayo);
Rm=nonzeros(Rm);
pm=pmsave(:,ensayo);
pm=nonzeros(pm);
Tm=Tmsave(:,ensayo);
Tm=nonzeros(Tm);

Ang=Angsave(:,ensayo);
Ang=nonzeros(Ang);
dAng=0.001; % Paso de cálculo [CAD]
r=1;
vAngd=0;
vAngd(r,1)=Ang(1,1);
while vAngd(r,1)<Ang(length(Ang),1)
    r=r+1;
    vAngd(r,1)=vAngd(r-1,1)+dAng;
```

end

```
st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9;
s = st/2.*(1-cosd(vAngd))+1.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(vAngd).^2).^0.5); % Piston
displacement
Ap = 3.1416*bo^2/4;
Vc = Ap*st/(CR-1);
V = Vc+Ap.*s; % In-cylinder calculated volume
for j=2:length(vAngd)
    dv(j,1)=V(j,1)-V(j-1,1);
end
dv(1,1)=dv(2,1);

F=mf/ma;
Fest=1/14.6;
Fr=F/Fest;
egr=megr/mi;
PCI=42399000;

p=0;
p=pm(1,1);
HRL=0; HRR=0;
HRL(1,1)=HRLmax*10^-25;
HRR(1,1)=0;
xb=HRL(1,1)/HRLmax;
Tu=Tm(1,1);
T=Tm(1,1);
R=Rm(1,1);
f=1;
Av = V.*4./bo; % Equivalent cylinder wall area [m2]
Ao = min(V)*4/bo; % Equivalent cylinder wall area in TDC [m2]

for i=2:length(vAngd)
    % fprintf('%d/%d \n',i,length(vAngd));
    dp=1000;
    pt(i,1)=p(i-1,1);
    % HRR(i,1)=interp1(vHRLsim_normP,vHRRsim,xb(i-1,1),'spline'); % Interpol
Wiebe
```

```
HRL(i,1)=HRL(i-1,1);
xb(i,1)=HRL(i,1)/HRLmax;
END=0;
errori=0;
while END==0
    errorold=errori;
    pt(i,1)=pt(i,1)+dp;
    if Fr<1
        mab = mf/F*xb(i,1);
        mfb = mf*xb(i,1);
    else
        mab = ma*xb(i,1);
        mfb = ma*F*xb(i,1);
    end
    mau = ma-mab; %Unburned air mass
    mfu = mf-mfb; %Unburned fuel mass
    mb = mi-mau-mfu; %Burned mass
    Ru = 8314; %[J/kmol K] Constante universal de los Gases
    Ra = Ru/28.97; %[J/kg K]
    Rb = Ru/28.97; %[J/kg K]
    Rf = Ru/104.5; %[J/kg K]
    Ya = mau/mi;
    vYa(i,1)=Ya;
    Yq = mb/mi;
    vYq(i,1)=Yq;
    Yf = mfu/mi;
    vYf(i,1)=Yf;
    Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf);
    R(i,1) = Ra*Ya + Rb*Yq + Rf*Yf; %[J/kg K]
    T(i,1)=pt(i,1)*V(i,1)/(mi*R(i,1));
    [cv,cva,cvq] = C_v(T(i,1),Ya,Yf,Yq,1,1,0);
    cvu=(cva*Ya + cvq*Yf)/(Ya+Yf);
    gammau=Rub/cvu+1;

    Tu(i,1)=Tu(i-1,1)*(pt(i,1)/p(i-1,1))^((gammau-1)/gammau);
    Frn=(Fr-(0.5+1.2)/2)/((1.2-0.5)/2);
    egrn=(egr-(0+0.35)/2)/((0.35-0)/2);
    Tun=(Tu(i,1)-(550+1200)/2)/((1200-550)/2);
```

```
Tun=single(Tun);
ptn=(pt(i,1)*10^-6-(0.2+8)/2)/((8-0.2)/2);
Frn=single(Frn);
egrn=single(egrn);
[sL]=Fusl(Tun,ptn,Frn,egrn);  %[m/s]
sLsave(i,1)=sL;

den(i,1)=pt(i,1)/(Rub*Tu(i,1));  %[kg/m3]
patternad(i,1)=interp1(vXmed,med,xb(i,1),'spline');

FSRA(i,1)=patternad(i,1)*(rpm^f)*(Av(i,1)/Ao)*((den(i,1)/1.225)^f)/((Tu(i,1)/273)^
0.666);
AS=FSRA(i,1)*sL;  %[m3/s]
HRRmub=AS*den(i,1);  %[kg/s]
HRRmf=HRRmub*(1+1/F);
HRR(i,1)=HRRmf*PCI;  %[J/s]
HRR(i,1)=HRR(i,1)/rpm/360*60;  %[J/CAD]
dHRL=(HRR(i,1)+HRR(i-1,1))/2*dAng;
HRL(i,1)=HRL(i-1,1)+dHRL;
p(i,1)=(dHRL+p(i-1,1)*cv*V(i-1,1)/R(i-1,1))/(cv*V(i,1)/R(i,1)+dv(i,1));
%[Pa]

errori=p(i,1)-pt(i,1);
if abs(errori-errorold)>0.01
    if abs(errori)>abs(errorold)
        dp=-dp/2;
    end
else
    END=1;
end
end
end

%% Comparision
figure(ensayo);
plot(vAngd,p*10^-5);
hold on;
pref=prefsave(:,ensayo);
```




```
pref=nonzeros(pref);  
plot(Ang,pref*10^-5);  
title(names2(ensayo));  
ylabel('Presión [bar]');  
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');  
grid on;  
legend('Modelo','Referencia','Location','southeast');  
  
Vref=Vrefsave(:,ensayo);  
Vref=nonzeros(Vref);  
V_c=V_csave(:,ensayo);  
V_c=nonzeros(V_c);  
cut=find(V_c>V_c(1,1),1,'first');  
V_c=V_c(1:cut);  
pf_c=pf_csave(:,ensayo);  
pf_c=nonzeros(pf_c);  
pf_c=pf_c(1:cut);  
join=find(V_c<V(length(V),1),1,'last');  
V=[V;V_c(join:length(V_c),1)];  
p=[p;pf_c(join:length(pf_c),1)];  
Vref=[Vref;V_c(join:length(V_c),1)];  
pref=[pref;pf_c(join:length(pf_c),1)];  
Vd=max(V_c)-min(V_c);  
pmi=trapz(V,p)/Vd*10^-5;  
pmiref=trapz(Vref,pref)/Vd*10^-5;  
sub=strcat('PMI: ',string(pmi),' bar | PMIref: ',string(pmiref),' bar');  
subtitle(sub);  
  
end
```