



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

MODELADO DE CICLOS DE HOMOLOGACIÓN MEDIANTE UN MOTOR VIRTUAL

AUTORA: BONDIA ROMERO, LAURA

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

Curso Académico: 2018-19

Agradecimientos

Me gustaría agradecer la ayuda de:

*Jaime Martín Díaz, tutor de este trabajo,
por darme la oportunidad de seguir un año más en
el departamento del Centro de Motores Térmicos.*

*A mi familia y amigos,
por la paciencia y los ánimos durante
todos estos años de Universidad.*

Resumen

Actualmente, la industria automotriz se enfrenta a numerosos desafíos con el objetivo de cumplir con la normativa anticontaminación vigente cada vez más estricta para homologación de sus vehículos. Para ello las herramientas de modelado tienen un gran valor ya que permiten simular el comportamiento de un motor real bajo una serie de condiciones de trabajo específicas. En el marco de un proyecto europeo se va a colaborar en la mejorar un motor virtual (*VEMOD*) capaz de reproducir condiciones de operación estacionarias y transitorias de un motor Diésel de inyección directa. Para ello se presenta, en primer lugar, un procedimiento de ajuste de una serie de parámetros del motor inciertos que son la relación de compresión, la constante de ajuste del modelo de transferencia de calor a las paredes de cámara, el coeficiente de deformaciones y la posición del punto muerto del motor. El método de ajuste se basará en el análisis termodinámico en la cámara del motor en condiciones de arrastre, teniendo en cuenta tanto la presión como el residuo de la liberación de calor. La comparación de los dos enfoques permitirá evaluar la robustez del método. Además se presentarán una serie de mejoras del modelo de pérdidas mecánicas que está implementado en el modelo de motor virtual mediante el ajuste de sus constantes de calibración y de la viscosidad del fluido lubricante del motor.

Palabras Clave: Motor virtual, incertidumbres, análisis paramétrico, pérdidas mecánicas.

Resum

Actualment, la indústria automotriu s'enfronta a nombrosos reptes amb l'objectiu de complir amb la normativa anticontaminació vigent cada vegada més estricta per homologació dels seus vehicles. Per a això les eines de modelatge tenen un gran valor ja que permeten simular el comportament d'un motor real sota una sèrie de condicions de treball específiques. En el marc d'un projecte europeu es va a col·laborar en la millorar un motor virtual (*VEMOD*) capaç de reproduir condicions d'operació estacionàries i transitòries d'un motor dièsel d'injecció directa. Per a això es presenta, en primer lloc, un procediment d'ajust d'una sèrie de paràmetres del motor incerts que són la relació de compressió, la constant d'ajust del model de transferència de calor a les parets de cambra, el coeficient de deformacions i la posició del punt mort del motor. El mètode d'ajust es basarà en l'anàlisi termodinàmic a la cambra del motor en condicions d'arrossegament, tenint en compte tant la pressió com el residu de l'alliberament de calor. La comparació dels dos enfocaments permetrà avaluar la robustesa del mètode. A més es presentaran una sèrie de millores del model de pèrdues mecàniques que està implementat en el model de motor virtual amb la configuració de les seves constants de calibratge i de la viscositat del fluid lubricant del motor.

Paraules Clau: Motor virtual, incerteses, anàlisi paramètric, pèrdues mecàniques.

Abstract

Nowadays, the automotive industry faces numerous challenges with the aim of complying with the increasingly stricter anti-pollution current regulations for the homologation of its vehicles. With this purpose, the modeling tools have a great value since they allow to simulate the behavior of a real engine under a series of specific working conditions. Within the framework of an European project, a collaboration will be performed in the improvement of a virtual engine (*VEMOD*) capable of reproducing stationary and transitory operating conditions of a direct injection diesel engine. In order to do this, firstly a procedure is performed consisting on adjusting a series of uncertain motor parameters that are the compression ratio, the adjustment constant of the heat transfer model to the chamber walls, the deformation coefficient and the position of the engine dead center. The adjustment method will be based on the thermodynamic analysis in the engine chamber under trailing conditions, taking into account both the pressure and the residue of the heat release. The comparison of the two approaches will allow to evaluate the robustness of the method. In addition, a series of improvements to the mechanical loss model that is implemented in the virtual engine model will be presented through the adjustment of its calibration constants and the viscosity of the lubricating fluid of the engine.

Keywords: Virtual Engine, uncertainties, parametric analysis, mechanical losses.

Índice general

Resumen	III
Índice general	XI
Lista de figuras	XV
Lista de tablas	XXI
I Memoria	1
1 Introducción	3
1.1 Motivación del trabajo	3
1.2 Antecedentes	4
1.3 Objetivos	5
1.4 Emplazamiento	5
1.5 Estructura del trabajo	6
2 Fundamentos teóricos	7
2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos	7
2.2 Características fundamentales de un MEC	9
2.2.1 Proceso de inyección-combustión en MEC	10
2.3 Modelado del motor de combustión	11
2.3.1 Diferencias entre modelado y simulación	12
2.3.2 Clasificación de los modelos	12
2.3.3 Modelo de diagnóstico de la combustión a partir de la presión	13
2.4 Incertidumbres del motor	14
2.5 Pérdidas mecánicas y lubricación del motor	17

3	Herramientas teóricas	23
3.1	Introducción	23
3.2	VEMOD - Virtual Engine Model	23
3.3	CALMEC - Diagnóstico de la combustión	27
4	Desarrollo del trabajo	31
4.1	Ajuste de los parámetros de caracterización del motor	31
4.1.1	Ajuste actual de los parámetros en CALMEC	31
4.1.2	Algoritmo de ajuste propuesto en CALMEC	34
4.1.3	Algoritmo de ajuste propuesto en VEMOD	40
4.2	Ajuste de la curva de viscosidad del aceite y coeficientes de ajuste de pérdidas mecánicas	43
4.2.1	Introducción	43
4.2.2	Ajuste de la curva de viscosidad del aceite	45
4.2.3	Coefficientes de ajuste de pérdidas mecánicas	47
5	Resultados y conclusiones	61
5.1	Ajuste de los parámetros de caracterización del motor	61
5.1.1	Resultados obtenidos	62
5.1.2	Análisis de los resultados obtenidos	66
5.1.3	Discusión de los resultados	78
5.1.4	Resultados de CALMEC con la presión simulada de VEMOD	80
5.2	Ajuste de la curva de viscosidad y coeficientes de pérdidas mecánicas	82
5.2.1	Resultados tras la modificación de la curva de viscosidad del aceite	82
5.2.2	Constantes de ajuste del modelo de pérdidas para el Motor 2	84
5.2.3	Reducción de las constantes de ajuste	89
5.3	Conclusiones	90
	Bibliografía	91
	Apéndice de Figuras	95
A	Figuras de resultados	97
A.1	Punto óptimo de CALMEC	97
A.2	Punto óptimo de VEMOD	99
	Apéndice de Programación	101
B	Código de programación	103
B.1	Función Parameter_variation.m	103
B.2	Función P_sim_po_files.m	108

II Presupuesto	113
1 Presupuesto	115
1.1 Introducción	115
1.2 Coste de la mano de obra	115
1.3 Coste y amortización de los equipos y herramientas	116
1.4 Presupuesto total	117

Índice de figuras

1.1. Foto tomada al edificio 6D del Centro de Motores Térmicos. [Fuente propia] . . .	6
2.1. Transformaciones termodinámicas del ciclo Diésel [6]	8
2.2. Fases de un motor de 4 tiempos. [7]	9
2.3. Arriba: Tasa de inyección de combustible. Abajo: Ley de liberación de calor (HRL) y tasa de liberación de calor (RoHR) [9]	10
2.4. Izquierda: Instrumentación para la obtención de medidas experimentales. Derecha: Herramienta computacional basada en el análisis de procesos físicos complejos . .	11
2.5. Esquema de un proceso de modelado de un mecanismo real [10]	12
2.6. Esquema de un modelo de diagnóstico de un motor [10]	13
2.7. Esquema de los desfases para hallar el PMS	17
2.8. Diagrama P-V de un motor Diésel [14]	18
2.9. Diagrama de Stribeck [15]	20
3.1. Diagrama de flujo del funcionamiento general de <i>VEMOD</i> [20]	24
3.2. Diagrama de flujo de funcionamiento general de <i>CALMEC</i> [Imagen cedida por el CMT]	27
3.3. Captura a la pestaña <i>Launcher</i> del fichero <i>Excel</i>	28
4.1. Caracterización del motor en <i>CALMEC</i> [Imagen cedida por el CMT]	32
4.2. Parte de la pestaña <i>Adjustment</i> del fichero <i>Excel</i> con los valores de ajuste	32
4.3. Líneas añadidas a la pestaña de ajuste del fichero <i>Excel</i>	35
4.4. Implementación de la función de variación de parámetros en el código principal .	36
4.5. Creación de una matriz con todos los SOP posibles	37

4.6. Bucle implementado en el código principal de <i>CALMEC</i>	38
4.7. Líneas de cálculo del valor medio de RoHR para cada ensayo	38
4.8. Creación del fichero con los resultados a analizar	39
4.9. Líneas del código correspondientes a la creación del fichero <i>Excel</i> con los resultados del estudio	40
4.10. Definición de las condiciones de ajuste en <i>VEMOD</i>	41
4.11. Cálculo del error entre la presión simulada y experimental	41
4.12. Definición de la combinación de parámetros para el próximo cálculo	42
4.13. Líneas del código correspondientes a la creación del fichero <i>Excel</i> con los resultados del estudio	43
4.14. Curva de viscosidad dinámica en el modelo original de <i>VEMOD</i>	44
4.15. Información proporcionada de la viscosidad dinámica del aceite en Pa/s	45
4.16. Ajustes de la curva de viscosidad dinámica del aceite en Pa/s	46
4.17. Introducción de las constantes de Vogel en el código	46
4.18. Comparación entre la curva de viscosidad actual y la propuesta	47
4.19. Esquema de fuerzas en el pistón [14]	47
4.20. Geometría de los segmentos y ranuras del pistón [14]	48
4.21. Geometría de los segmentos y ranuras del pistón [14]	49
4.22. Izquierda: Esquema de fuerzas sobre los cojinetes del cigüeñal. Derecha: Geometría y fuerzas de un cojinete [14]	51
4.23. Análisis dinámico del mecanismo [14]	51
4.24. (a) Esquema cinemático leva-taqué. (b) Balance de fuerzas. (c) Superficie de Hertz [14]	53
4.25. Datos de presión y caudal de la bomba de refrigerante	54
4.26. Relación caudal-régimen de giro extraído de la bomba de refrigerante	55
4.27. Información de la bomba de lubricante	57
4.28. Características de operación de la bomba de aceite	57
4.29. Ajuste del caudal de la bomba de aceite en función de la presión y la temperatura	58
4.30. Gasto teórico y real de la bomba de combustible	59
4.31. Gasto teórico corregido y real de la bomba de combustible	60
5.1. Evolución del error en función del parámetro C_{W1}	63
5.2. Evolución del error en función del parámetro RCO	63
5.3. Evolución del error en función del parámetro Kdef	64

5.4. Evolución del error en <i>CALMEC</i> y <i>VEMOD</i> , respectivamente, para todas las combinaciones	64
5.5. Error de <i>VEMOD</i> frente el error de <i>CALMEC</i>	65
5.6. Función objetivo	66
5.7. Influencia de C_{W1} sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante RCO . . .	67
5.8. Influencia de $CW1$ sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante RCO	68
5.9. Influencia de $CW1$ sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante KDEF . .	69
5.10. Influencia de $CW1$ sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante KDEF . . .	70
5.11. Influencia de KDEF sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante $CW1$. .	71
5.12. Influencia de KDEF sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante $CW1$. . .	72
5.13. Influencia de KDEF sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante RCO . .	73
5.14. Influencia de KDEF sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante RCO . . .	74
5.15. Influencia de RCO sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante $CW1$. . .	75
5.16. Influencia de RCO sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante $CW1$	76
5.17. Influencia de $CW1$ sobre el error en <i>CALMEC</i> manteniendo constante KDEF . .	77
5.18. Influencia de $CW1$ sobre el error en <i>VEMOD</i> manteniendo constante KDEF . . .	78
5.19. Parámetros impuestos en <i>CALMEC</i>	81
5.20. Error RoHR con la presión simulada por <i>VEMOD</i>	81
5.21. Simulación del ciclo de homologación WLTC a temperatura ambiente	82
5.22. Simulación del ciclo de homologación WLTC en frío	82
5.23. Fichero <i>Excel</i> con los datos del modelo de pérdidas mecánicas	84
5.24. Fichero <i>Excel</i> con los pesos de cada elemento en el modelo de pérdidas mecánicas	85
5.25. Ajuste del modelo de pérdidas para el motor de estudio	85
5.26. Presión media de pérdidas de cada elemento	86
5.27. Nuevo ajuste del modelo de pérdidas para el motor de estudio	87
5.28. Error del ajuste del modelo de pérdidas propuesto	88
5.29. Presión media de pérdidas de cada elemento tras el cambio en el modelo de <i>Blow</i> <i>By</i>	88
5.30. Simulación del ciclo de homologación WLTC a temperatura ambiente	89
5.31. Simulación del ciclo de homologación WLTC en frío	89
A.1. RoHR del ensayo 1000a-ta-1	97
A.2. RoHR del ensayo 1000a-tc-1	97

A.3. RoHR del ensayo 1500a-ta-1	98
A.4. RoHR del ensayo 1500a-tc-1	98
A.5. RoHR del ensayo 2000a-ta-1	98
A.6. RoHR del ensayo 2000a-tc-1	98
A.7. RoHR del ensayo 2500a-ta-1	98
A.8. RoHR del ensayo 2500a-tc-1	98
A.9. RoHR del ensayo 3000a-ta-2	98
A.10. RoHR del ensayo 3000a-tc-2	98
A.11. RoHR del ensayo 3500a-ta-1	99
A.12. RoHR del ensayo 3500a-tc-1	99
A.13. Error de presión del ensayo 1000a-ta-1	99
A.14. Error de presión del ensayo 1000a-tc-1	99
A.15. Error de la presión del ensayo 1500a-ta-1	99
A.16. Error de presión del ensayo 1500a-tc-1	99
A.17. Error de presión del ensayo 2000a-ta-1	100
A.18. Error de presión del ensayo 2000a-tc-1	100
A.19. Error de presión del ensayo 2500a-ta-1	100
A.20. Error de presión del ensayo 2500a-tc-1	100
A.21. Error de presión del ensayo 3000a-ta-2	100
A.22. Error de presión del ensayo 3000a-tc-2	100
A.23. Error de presión del ensayo 3500a-ta-1	100
A.24. Error de presión del ensayo 3500a-tc-1	100
B.1. Primeras líneas del código de la función del ajuste paramétrico	104
B.2. Guardado de los resultados según el tipo de ensayo	105
B.3. Creación de la matriz con todas las combinaciones posibles (parte 1)	105
B.4. Creación de la matriz con todas las combinaciones posibles (parte 2)	106
B.5. Introducción de los parámetros de caracterización escogidos	106
B.6. Preparación de la combinación del próximo cálculo	107
B.7. Directorio de la herramienta <i>CALMEC</i>	108
B.8. Ficheros con las presiones instantáneas experimentales	108
B.9. Información introducida por el usuario en el fichero <i>PsimuladasPO.xlsx</i>	109
B.10. Directorio de Resultados de <i>VEMOD</i> para una combinación dada	109

B.11. Izquierda, presión simulada de dos ciclos. Derecha, presión simulada de un ciclo cerrado	110
B.12. Líneas de código de la función <i>p_sim_po_files.m</i> (parte 1)	110
B.13. Nuevos ficheros de entrada para <i>CALMEC</i> con la presión simulada por <i>VEMOD</i>	111
B.14. Líneas de código de la función <i>p_sim_po_files.m</i> (parte 2)	112

Índice de tablas

4.1. Ejemplo de la automatización de la variación del SOP	37
4.2. Viscosidad dinámica del aceite en cP	45
4.3. Características geométricas del cojinete de un cigüeñal [24]	52
5.1. Constantes de Vogel y de ajuste del modelo de pérdidas mecánicas	89
5.2. Reducción de las constantes de ajuste del modelo de pérdidas mecánicas	90
1.1. Metodología de cálculo del coste de la mano de obra	116
1.2. Coste de la mano de obra	116
1.3. Coste y amortización de los equipos y herramientas	117
1.4. Presupuesto total del trabajo	117

Parte I

Memoria

Capítulo 1

Introducción

En el presente documento se recoge el trabajo llevado a cabo para la mejora y ajuste de un modelo de motor virtual para la simulación de ciclos de trabajo en condiciones de operación transitorias. Con este Trabajo de Final de Máster (TFM) se busca concluir los estudios del Máster Universitario de Ingeniería Industrial (MUII) en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales (ETSII) de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

En este primer capítulo se presenta la temática del trabajo, la razón por la cual se ha llevado a cabo, los objetivos a alcanzar y el lugar donde se ha realizado.

1.1 Motivación del trabajo

La gestión térmica supone una importante mejora en el funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), debido a que permite aumentar su rendimiento, así como reducir las emisiones contaminantes (HC, NO_x, CO y CO₂), asunto que preocupa cada día más y cuya regulación se está volviendo más estricta.

Un nuevo protocolo de emisiones contaminantes denominado WLTP (*Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedures*) entró en vigor el 1 de Septiembre de 2017 con el fin de implantar mundialmente un nuevo procedimiento de prueba de conducción armonizada para vehículos ligeros y en rangos de temperatura ambiente que engloba condiciones de frío y altitud, sustituyendo al ciclo NEDC (*New European Driving Cycle*) [1]

Con el propósito de disminuir las emisiones contaminantes de los motores, así como del consumo de combustible, se está investigando la técnica del acortamiento del calentamiento. Mediante la recuperación de calor en el escape, mejora de transmisión de calor en los circuitos hidráulicos de refrigeración y lubricación, optimización de las trayectorias de los fluidos, etc., se pretende alcanzar temperaturas nominales antes para controlar las emisiones de hidrocarburos sin quemar, monóxido de carbono, reducir la fricción de los elementos mecánicos y provocar un encendido de los catalizadores más rápido [2].

Por lo tanto, el modelado mediante modelos de sistema cero-dimensionales y uno-dimensionales es crucial para valorar las mejores técnicas de optimización de la gestión térmica. Estos modelos

computacionales son herramientas muy útiles en el diseño y calibración de los motores, los cuales deben ser capaces de integrar todos los procesos que tienen lugar y que interaccionan entre sí, dando lugar a un enfoque global.

Con el fin de reproducir el comportamiento de un motor térmico, el Centro de Motores Térmicos (CMT) ha desarrollado la herramienta *VEMOD*, la cual predice el consumo de contaminantes para lograr satisfacer las normativas anticontaminantes, así como de simular los ciclos de prueba oficiales como el mencionado WLTC (*Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle*), entre otros. Siendo, por tanto, una solución a los requisitos tan estrictos de los nuevos estándares de emisiones implantados.

Además, esta herramienta computacional es capaz de satisfacer las necesidades específicas del cliente y reduce el gasto de los costosos ciclos de prueba.

Con este trabajo se busca seguir con la línea de investigación del CMT y mejorar el modelo de motor virtual, *VEMOD*, para simular condiciones de operación estacionarias y transitorias de los MCIA.

1.2 Antecedentes

Tal y como se ha desarrollado en el apartado previo, para poder hacer frente a los presentes desafíos de la industria automotriz, son necesarios los modelos computacionales capaces de simular los comportamientos que tienen lugar en el interior de un motor en condiciones de baja presión y temperatura. En especial, los MCIA son máquinas complejas en los que existen sistemas interconectados que dan lugar a la presencia de una gran cantidad de procesos que influyen entre sí.

Actualmente, el CMT emplea diversos códigos diferentes para realizar sus estudios acerca del comportamiento del motor térmico. En concreto para este trabajo, se emplea una herramienta de diagnóstico de la combustión (*CALMEC*), que se trata de un código empleado para calcular la liberación de calor durante el proceso de combustión a partir de la presión experimental existente en el cilindro del motor. Y, por otro lado, se trabaja con un Motor Virtual (*VEMOD*), capaz de simular el motor completo incluyendo los circuitos hidráulicos.

Cada una de estas herramientas dispone de un enfoque opuesto, de modo que si a *VEMOD* se le introducen unas condiciones de contorno, es decir, unas variables de operación del motor, este es capaz de reproducir la presión en cámara, las prestaciones, la ley de liberación de calor, emisiones, etc. Mientras que la herramienta *CALMEC* funciona exactamente a la inversa, pues a partir de la señal de presión experimental obtenida en la sala de ensayos y a partir de una serie de condiciones de contorno, es capaz de calcular la liberación de calor que está teniendo lugar en la cámara de combustión del motor.

1.3 Objetivos

El problema que se presenta en la utilización de estas herramientas es que para poder modelar correctamente en *VEMOD* y calcular adecuadamente la liberación de calor en *CALMEC* es preciso determinar una serie de parámetros del motor que no son directamente medibles.

Este conjunto de parámetros, considerados como incertidumbres del motor, son: la relación de compresión (RCO), el coeficiente de deformaciones de los materiales (KDEF), la constante de Woschni (parámetro relacionado con el cálculo de la transmisión de calor) (CW) y la posición del punto muerto superior (PMS), es decir, el ángulo desde la primera muestra de presión hasta el PMS.

Adicionalmente, también existen otras incertidumbres relacionadas con las condiciones termodinámicas en el interior de la cámara de combustión, que son: la masa, la presión y la temperatura. Sin embargo, debido a que se encuentran ligadas por la ecuación de los gases perfectos ($PV=nRT$), realmente solo se consideran inciertas dos de ellas, ya que a partir de estas es posible calcular la tercera (siempre y cuando la composición del combustible empleado sea conocida).

Este trabajo está enfocado a la mejora de una herramienta de modelado 0D-1D para reproducir el comportamiento global de un motor Diésel en condiciones transitorias. Por lo que, el propósito del proyecto es, en primer lugar, determinar un conjunto de parámetros considerados como incertidumbres del motor que sea compatible con ambas herramientas (*CALMEC* y *VEMOD*) y, en segundo lugar, mejorar el modelo de pérdidas mecánicas del Motor Virtual imprescindible para modelar correctamente el par en el mencionado WLTC.

1.4 Emplazamiento

El estudio de este trabajo ha tenido lugar en el Instituto CMT-Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Este centro tiene su edificio principal localizado en el Edificio 6D del Campus de Vera.

El CMT es un centro de investigación reconocido mundialmente por su participación en el desarrollo de los MCIA. Desde su creación en 1979, se han llevado a cabo alrededor de 140 tesis y 600 proyectos de investigación, gracias a sus infraestructuras y la gran capacidad para formar estudiantes [3].

Actualmente, grandes empresas nacionales como *RENFE* y *EMT Valencia* o internacionales como *Ford*, *Fiat* o *Renault*, entre otras, confían en este centro para llevar a cabo sus proyectos. Además, estas investigaciones se estructuran según los diferentes campos de estudios del motor: inyección/combustión, gestión del aire, control del ruido, gestión térmica y mantenimiento. En concreto, la realización del presente trabajo tuvo lugar en la línea de combustión.



Figura 1.1: Foto tomada al edificio 6D del Centro de Motores Térmicos. [Fuente propia]

1.5 Estructura del trabajo

El trabajo está constituido por dos documentos principales: Memoria y Presupuesto.

La Memoria contiene 5 capítulos, estructurados de la siguiente forma:

- **Capítulo 1. Introducción.** Introducción breve con el propósito de contextualizar el trabajo realizado. Presentación de estudios y/o investigaciones previas. Objetivos que se desean conseguir con este trabajo.
- **Capítulo 2. Fundamentos teóricos.** Marco teórico para aportar una referencia conceptual al lector con el objetivo de facilitar la interpretación y el entendimiento.
- **Capítulo 3. Herramientas teóricas.** Presentación de las herramientas de modelado empleadas para obtener los resultados.
- **Capítulo 4. Desarrollo del trabajo.** Explicación detallada del trabajo realizado.
- **Capítulo 5. Resultados y conclusiones.** Presentación y análisis de los resultados extraídos, así como las principales conclusiones a las que se ha llegado tras la finalización del trabajo.

Para ampliar la información al lector, se han incluido dos apéndices a la Memoria. Un Apéndice de Figuras, con los resultados representados mediante gráficas, y un Apéndice de Programación donde se presenta el código de *Matlab* de las funciones empleadas para extraer los resultados.

En el Presupuesto se presenta la estimación económica que ha supuesto el desarrollo de este Trabajo de Final de Máster.

Fundamentos teóricos

A lo largo de este capítulo se van a presentar los conocimientos teóricos básicos sobre los MCIA y su modelado, con el objetivo de mostrar un compendio sobre estos motores y proporcionar al lector una mayor visión global para facilitar la comprensión sobre los aspectos que se desarrollarán más adelante.

2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos

Un motor de combustión interna alternativo (MCIA) es una máquina térmica capaz de generar energía calorífica a través de la reacción exotérmica producida durante la combustión. Durante este proceso, se produce la liberación de gases quemados que desplazan un pistón, el cual se encuentra unido a un cigüeñal para alcanzar un movimiento rotativo y obtener trabajo útil. [4]

El fluido de trabajo de estos motores está constituido por una mezcla aire-combustible. El aire actúa de comburente, se extrae directamente del aire ambiente y es el responsable de aportar la suficiente cantidad de oxígeno para provocar el encendido de la mezcla. Por otro lado, los combustibles pueden ser líquidos o gases. Los más comunes son la gasolina, el gasoil y el gas natural.

Los MCIA pueden clasificarse en dos grupos claramente diferenciados atendiendo la forma en la que se genera el proceso de encendido de la mezcla aire-combustible:

- **Motores de encendido por compresión (MEC):** la combustión se produce como consecuencia de una elevada presión y temperatura en el interior del cilindro hasta que se alcanza el autoencendido.
- **Motores de encendido provocado (MEP):** el proceso de combustión es provocado a través de un aporte de energía externo, generalmente, una chispa.

Estos motores también pueden clasificarse en función del ciclo termodinámico. Estos pueden ser de dos y cuatro tiempos:

- **Motores de dos tiempos (2T):** el ciclo de trabajo se realiza en una vuelta del cigüeñal, es decir, dos carreras.

- **Motores de cuatro tiempos (4T):** necesita dos vueltas del cigüeñal, es decir, cuatro carreras para completar las cuatro etapas del ciclo termodinámico.

Se considera ciclo termodinámico al conjunto de procesos termodinámicos a los que se ve sometido un fluido y tras los cuales este retorna a las condiciones termodinámicas iniciales del ciclo.

Los ciclos termodinámicos de referencia de los MCIA son los *Ciclo Otto* para los motores de encendido provocado y los *Ciclos Diésel* para los motores de autoencendido. Puesto que en este trabajo el motor de referencia es un diésel, solo explicaremos este último. [5]

Ciclo Diésel

En un ciclo Diésel el proceso de combustión se supone idealmente a presión constante. Las transformaciones que tienen lugar durante el ciclo son:

- **Expansión adiabática (1-2).** Se genera trabajo útil sin intercambio de calor. La entropía del fluido se mantiene constante.
- **Expansión isócara (2-3).** Puesto que es a volumen constante el trabajo es nulo y se cede calor (Q_2) al foco frío. La entropía se reduce.
- **Compresión adiabática (3-4).** Para alcanzar la temperatura de autoinflamación del combustible es necesario absorber trabajo. El proceso se realiza a entropía constante.
- **Compresión isóbara (4-1).** Existe un aporte de calor (Q_1) con trabajo nulo y aumenta la entropía del fluido.

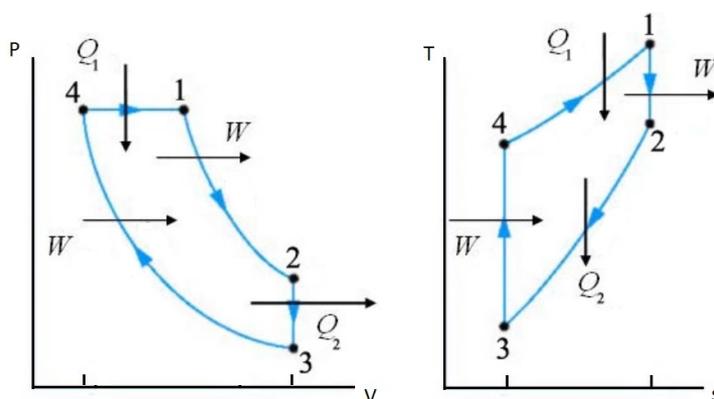


Figura 2.1: Transformaciones termodinámicas del ciclo Diésel [6]

Por otro lado, los motores de cuatro tiempos disponen de válvulas que controlan la entrada y salida de gases del cilindro mientras que los motores dos tiempos controlan el flujo de gases con el propio pistón. Puesto que el trabajo se ha realizado para un motor de cuatro tiempos se entrará en detalle solo en este último.

Los motores de cuatro tiempos realizan las siguientes etapas: [5]

- **Admisión. Primera carrera del pistón.** Se abren las válvulas de admisión y se cierran las de escape. Durante esta fase el pistón desciende desde su punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI) creando una depresión en el interior del cilindro, lo que permite la aspiración de de aire (en el caso de los MEC) o aire-combustible (en los MEP).

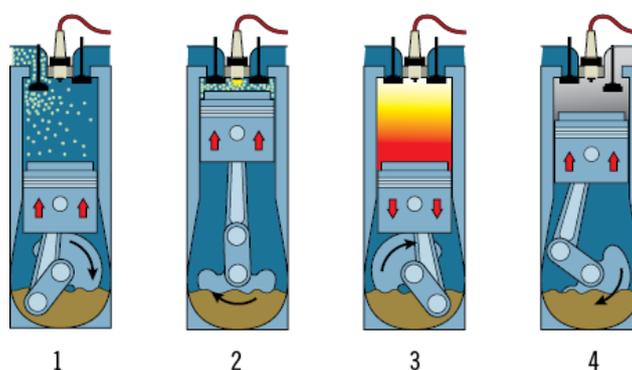


Figura 2.2: Fases de un motor de 4 tiempos. [7]

- **Compresión. Segunda carrera del pistón.** Cuando se alcanza la posición del PMI se cierran todas las válvulas y comienza la carrera de ascenso del pistón, comprimiendo la mezcla que se encuentra en su interior. Para los motores de combustión por compresión, puesto que solo existe aire en el cilindro, se procede a la inyección del combustible al final de esta etapa, cerca del PMS.
- **Combustión-Expansión. Tercera carrera del pistón.** La mezcla combustiona y provoca el descenso brusco del pistón generando trabajo. El gas en el interior disminuye su temperatura como consecuencia de la expansión.
- **Escape. Cuarta carrera del pistón.** Tras alcanzar el PMI las válvulas de escape se abren, de modo que al ascender de nuevo el pistón se expulsan los gases quemados. Al alcanzar el PMS el ciclo termina y comienza uno nuevo.

En una situación real la apertura y cierre de las válvulas se gestiona de forma más compleja, llegando a existir incluso cruce de válvulas. Estos dependen del régimen de giro, la disposición de los cilindros y el tamaño de los colectores. Los ángulos que definen el adelanto o retraso de las válvulas en función del momento teórico son: AAA (Avance de la Apertura de Admisión), RCA (Retraso en el Cierre de la Admisión), AAE (Avance de Apertura en el Escape) y RCE (Retraso en el Cierre de Escape).

2.2 Características fundamentales de un MEC

La característica principal que distingue estos motores es la forma en la que se realiza el proceso de encendido de la mezcla aire-combustible y el progreso de la combustión. A partir de esta característica se derivan todas las demás.

El autoencendido de la mezcla se produce como consecuencia de unas condiciones de presión y temperatura en el cilindro muy elevadas. Con el fin de evitar que el combustible se autoencienda en un momento no deseado, este se inyecta al final de la etapa de compresión, lo que implica un menor tiempo para realizar la mezcla aire-combustible. Puesto que la combustión en este tipo de motores debe ser más rápida que en los de gasolina, el régimen de giro del motor es menor. Por otro lado, el proceso de formación de la mezcla aire-combustible se realiza, generalmente, en el interior del cilindro, por lo que la mezcla es heterogénea. Asimismo, la regulación de la carga

se realiza variando únicamente la cantidad de combustible inyectado en función de la potencia demanda por el usuario.

2.2.1 Proceso de inyección-combustión en MEC

El proceso de combustión está condicionado por la ley de inyección, la calidad de los chorros, el movimiento del aire en el interior del cilindro y las condiciones de presión y temperatura alcanzadas. La mezcla es heterogénea y su autoencendido se produce por la elevada relación de compresión [8]

A continuación, se describen las cuatro fases que tienen lugar:

- **1º Fase. Tiempo de retraso.** Tiempo que transcurre entre el inicio de la inyección y el comienzo de la combustión. Durante este periodo se mezcla el combustible con el aire que se encuentra ya en la cámara.
- **2º Fase. Combustión premezclada.** Autoencendido del combustible mezclado durante la primera fase. La cantidad de masa quemada durante esta fase depende de la tasa de combustible inyectado en la primera fase y que, además, se encuentra en condiciones de autoencenderse. La velocidad de combustión es muy elevada y debido al incremento repentino de la presión se genera ruido y vibraciones en el motor.
- **3º Fase. Combustión por difusión sostenida por el chorro de combustible.** La combustión sucede conforme el dosado alcanza condiciones estequiométricas, quemándose el combustible restante de la segunda fase y el inyectado después de esta. Al tratarse de una combustión controlada, la velocidad de combustión es más moderada y se ralentiza a medida que avanza, pues la presencia de oxígeno disminuye.
- **4º Fase. Combustión por difusión tras finalizar la inyección.** Etapa final muy lenta donde se quema el resto de combustible que ha quedado sin quemar durante las fases anteriores.

Estas fases aparecen coloreadas en la Figura 2.3.

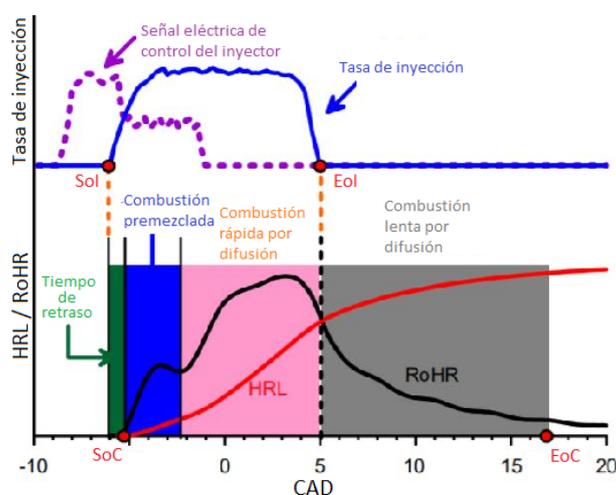


Figura 2.3: Arriba: Tasa de inyección de combustible. Abajo: Ley de liberación de calor (HRL) y tasa de liberación de calor (RoHR) [9]

2.3 Modelado del motor de combustión

Hoy en día, la técnica de modelado asistido por ordenador es una herramienta clave para la investigación y el desarrollo en el campo de los motores. Gran parte del proceso de diseño y puesta a punto de un motor nuevo se realiza gracias al modelado.

Durante las fases de diseño, optimización y análisis de los MCIA, la generación de la información necesaria se puede obtener mediante una aproximación teórica (con modelos) o experimental (en la sala de ensayos). Sin embargo, con el fin de obtener resultados relevantes técnicos y científicos es necesario llevar a cabo un proceso interactivo entre ambos métodos.

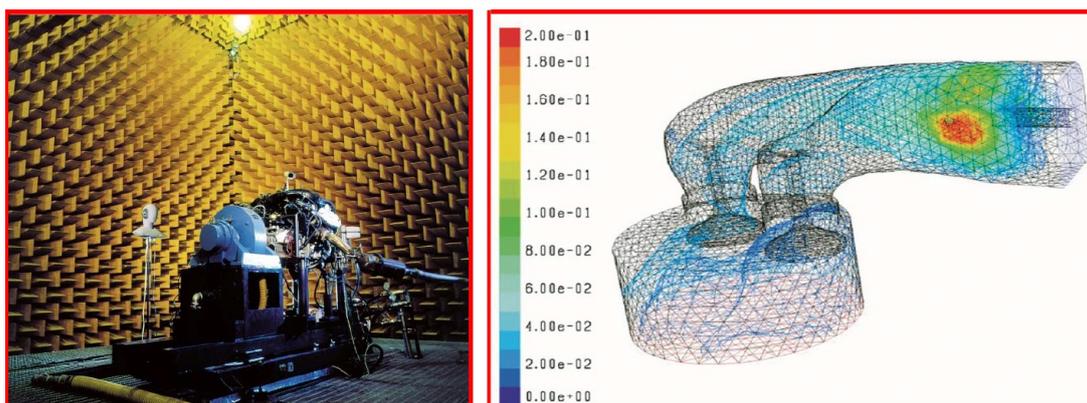


Figura 2.4: Izquierda: Instrumentación para la obtención de medidas experimentales. Derecha: Herramienta computacional basada en el análisis de procesos físicos complejos

Los modelos son una implementación de los estudios teóricos y, en muchos casos, suponen una simplificación de los fenómenos observados en los procesos que tienen lugar en los motores. Además, sirven como complemento a la experimentación y permiten la extrapolación de resultados.

Los modelos son técnicas de investigación más rápidas y económicas que las experimentales, puesto que es posible obtener resultados de manera casi inmediata (dependiendo del modelo empleado) no siendo necesario invertir una gran cantidad de dinero en montar una sala de ensayos con una gran cantidad de equipos y recursos. No obstante, la información proporcionada es cualitativa y simplificada, por lo que es preciso la validación experimental.

Por otro lado, aunque la información proporcionada mediante técnicas experimentales es más precisa, ya que se ajusta mejor a la realidad, es más laboriosa de obtener y pueden no proporcionar información de algunas variables internas fundamentales, siendo preciso recurrir a los modelos.

Los modelos se definen mediante ecuaciones físicas y se caracterizan porque emplean hipótesis simplificadoras (la precisión del modelo depende de la hipótesis más frágil) y por la robustez numérica y matemática que poseen. [10]

En la Figura 2.5 se representa el esquema de un proceso de modelado. En primer lugar, se tiene un sistema real con unas entradas y salidas (condiciones de contorno), tras la aplicación de una serie de hipótesis simplificadoras para facilitar los cálculos se diseña un mecanismo que simula el sistema real, el cual está caracterizado por unas entradas y salidas limitadas. Tras el diseño del sistema simplificado se debe obtener sus correspondientes modelos físico y matemático, que simulen el mecanismo real idealizado y el sistema de ecuaciones que lo define. Posteriormente,

se formulan unos algoritmos para su resolución matemática y posterior desarrollo del programa informático.

El modelado de los MCIA se emplea con el objetivo de proporcionar criterios de diseño, predecir el comportamiento global y obtener un diagnóstico a partir de variables experimentales.

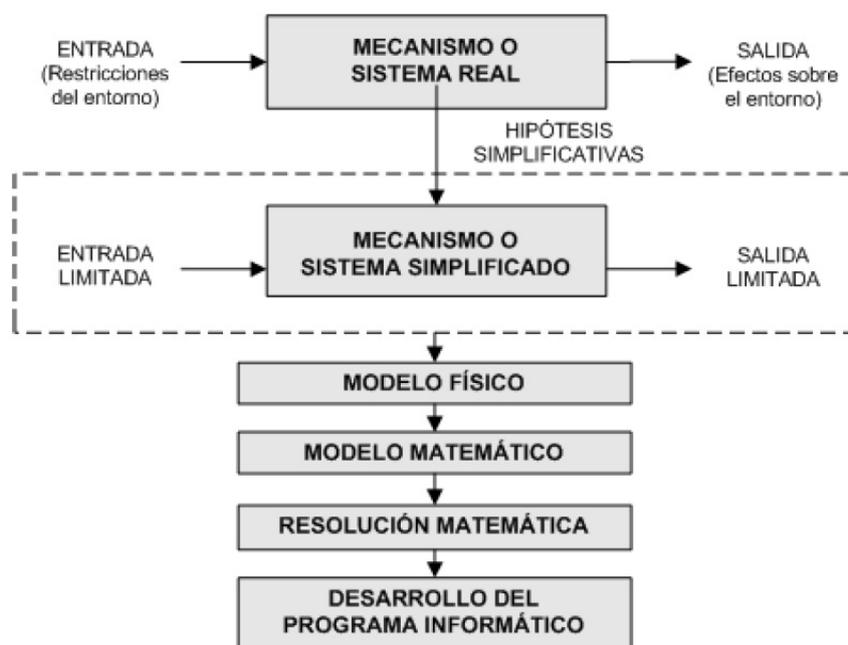


Figura 2.5: Esquema de un proceso de modelado de un mecanismo real [10]

2.3.1 Diferencias entre modelado y simulación

Como se ha visto en los párrafos previos, el modelado se caracteriza por realizar hipótesis simplificativas basadas en ecuaciones conservativas. Mientras que la simulación se basa en ecuaciones semiempíricas y únicamente es aplicable a los fenómenos ya estudiados con anterioridad.

2.3.2 Clasificación de los modelos

Los modelos pueden clasificarse atendiendo varios criterios [10]:

- Según su **objetivo**. Estos pueden ser predictivos o de diagnóstico. Los primeros son capaces de calcular la respuesta de un mecanismo frente a un estímulo y los segundos se basan en la información experimental de una señal instantánea (presión en el cilindro, velocidad del turbo, vibración...) para caracterizar el proceso. El estudio de este trabajo se basa en este último.
- Según la **resolución espacial**. Pueden ser no-dimensionales si no existe evolución espacial, cuasi-dimensionales si de forma libre se incorpora una dimensión, unidimensionales si poseen una única dirección o multidireccionales si son dos o más.
- Según la **dependencia temporal**. Son estacionarios si no dependen del tiempo, cuasi-estacionarios si se resuelven como si se tratase de estacionario y no-estacionario si se considera la variación temporal en todas las variables del proceso.

- Según el **proceso**. Existen multitud de procesos en un MCIA, como la compresión y/o expansión del gas, la transmisión de calor a las paredes, las pérdidas por *blow-by*, la deformación de los materiales, la transformación de las especies, la liberación de energía, etc.
- Según las **zonas**. Pueden estar involucradas una, dos o más zonas.

2.3.3 Modelo de diagnóstico de la combustión a partir de la presión

Las técnicas de diagnóstico son ampliamente utilizadas para interpretar de forma directa los fenómenos que tienen lugar en el motor. En concreto, el proceso de inyección-combustión de los MEC (explicado en el apartado 2.2.1) tiene una importancia muy significativa sobre todos los parámetros que definen el funcionamiento de operación del motor.

Aunque existen varios métodos de diagnóstico de la combustión, solo se va a hacer referencia a los basados en la señal de presión instantánea en el cilindro, puesto que es el más reconocido y el que se emplea en este trabajo. En estos modelos es posible obtener la ley de liberación de calor (dFQL en español o RoHR en inglés) a partir de la señal instantánea de presión en el interior del cilindro.

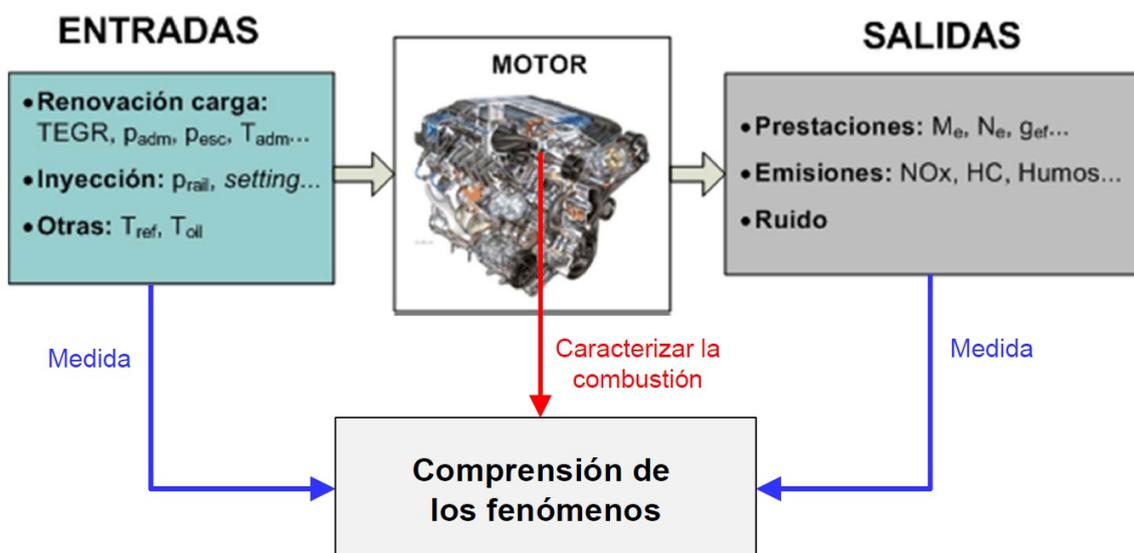


Figura 2.6: Esquema de un modelo de diagnóstico de un motor [10]

Sin embargo, existen puntos débiles en los modelos de diagnóstico. En primer lugar existen incertidumbres experimentales tanto de las variables medias (EGR, gasto de aire, gasto de combustible, etc.) como instantáneas (filtrado/promediado de la presión, referencia de nivel, etc.). Esto se debe a que los equipos de medida son limitados. También existen incertidumbres en los submodelos de cálculo pues son simplificados y precisan del ajuste de parámetros (este es el caso del modelo de transmisión de calor y de deformaciones). Y por último, hay parámetros inciertos en el propio motor como es la relación real de compresión y la posición del punto muerto superior.

2.4 Incertidumbres del motor

Para poder trabajar con las herramientas computacionales que se explicarán más adelante, es preciso definir previamente una serie de parámetros que son considerados como incertidumbres del motor.

Existen parámetros del motor que son perfectamente conocidos, tales como la cilindrada unitaria, el diámetro del cilindro, la carrera del pistón, la geometría de determinados elementos, etc. Sin embargo, existen una serie de parámetros que no son directamente medibles y que por tanto se desconoce su valor con exactitud, siendo necesario la utilización de métodos para determinarlos. Por lo tanto, a la hora de definir estos parámetros en los cálculos, estos deben estimarse pudiendo, de este modo, llegar a cometer fallos en los resultados obtenidos.

En concreto, se trata de cuatro parámetros significativos del motor: la constante del modelo del coeficiente de película de Woschni (CW), la relación de compresión (RCO), el coeficiente de deformación (KDEF) y el desfase entre el punto muerto superior y la presión experimental (GAP). Especialmente, tienen una gran importancia en el cálculo de la presión y de la tasa de liberación de calor ($RoHR$ - *Rate of Heat Release*) [11].

- **Constantes de Woschni - CW_1, CW_2**

El cálculo de la transmisión de calor entre el gas y las paredes internas del cilindro es complejo, por lo que existen numerosos planteamientos para su resolución.

Existen modelos que son descritos a través de la ley de convección de Newton, la cual asegura que el flujo de calor por unidad de superficie es proporcional a la diferencia de temperatura que existe entre la pared del cilindro y el gas, donde a través de correlaciones experimentales se adquiere un coeficiente de película.

En función de este coeficiente de película es posible expresar el flujo de calor instantáneo como:

$$\dot{Q} = S \cdot h \cdot \Delta T = S \cdot h \cdot (T_{gas} - T_{pared}) \quad (2.1)$$

Donde:

S: Superficie de intercambio.

h: Coeficiente de película (el cual puede variar tanto espacial como temporalmente).

T_{gas} : Temperatura del gas más próximo a la pared.

T_{pared} : Temperatura de la pared.

En el modelo de transmisión de calor que fue presentado por Woschni en 1967 [12], las correlaciones experimentales muestran unas constantes que deben ser ajustadas en el modelo termodinámico del motor.

Estas constantes, CW_1, CW_2 , permiten realizar el cálculo del coeficiente de película, el cual se define según la siguiente ecuación:

$$h = C \cdot D^{b-1} \cdot P^b \cdot T_g^{0,75-1,62 \cdot b} \cdot v_g^b \quad (2.2)$$

Donde:

C,b: Constantes de valor 0.012 y 0.8, respectivamente.

D: Diámetro del cilindro.

P: Presión instantánea del cilindro.

T_g : Temperatura del gas más próximo a la pared.

v_g : Velocidad del gas.

Este valor se considera como un valor medio para todas las superficies donde existe transferencia de calor, sin embargo, la variación espacial de este coeficiente no puede tenerse en cuenta.

A su vez, la velocidad del gas se puede expresar en función de la velocidad lineal del pistón, la velocidad tangencial del movimiento del gas en el interior del cilindro, del volumen desplazado y de las condiciones al cierre de la válvula de admisión. Aquí es donde toman importancia las constantes de Woschni.

$$v_g = C_{W1} \cdot c_m + C_{W2} \cdot c_u + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{V_{IVC} \cdot P_{IVC}} \cdot (P - P_0) \quad (2.3)$$

Donde:

C_{W1}, C_{W2}, C_2 : Constantes.

c_m : Velocidad lineal promedio del pistón.

c_u : Velocidad tangencial del gas en el interior del cilindro.

V_d : Volumen total desplazado.

T, V, P_{IVC} : Temperatura, volumen y presión al cierre de la válvula de admisión (Intake Valve Close).

P: Presión instantánea en el interior del cilindro.

P_0 : Presión instantánea en condiciones de arrastre del motor.

Finalmente, el coeficiente de película puede ser expresado de forma completamente desarrollada como:

$$h = C \cdot D^{0,2} \cdot P^{0,2} \cdot T_g^{0,53} \cdot \left[C_{W1} \cdot c_m + C_{W2} \cdot c_u + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{V_{IVC} \cdot P_{IVC}} \cdot (P - P_0) \right]_g^{0,8} \quad (2.4)$$

Este coeficiente de película es empleado por la herramienta *CALMEC* para el cálculo de los flujos térmicos.

Cabe destacar, que solo se considera como parámetro incierto el valor de la primera constante de Woschni (C_{W1}) debido a que estas son directamente proporcionales y están relacionadas mediante el movimiento del aire en el interior del cilindro ($c_u(\alpha)$):

$$c_u(\alpha) = c_{u,max} \cdot x(\alpha) \quad (2.5)$$

El ajuste se ha realizado mediante cálculo *CFD-3D* de la evolución instantánea del torbellino en cuatro motores distintos, obteniéndose la siguiente relación:

$$r_w = \frac{C_{W1}}{C_{W2}} = 1,7 \quad (2.6)$$

■ **Relación de compresión - RCO**

La relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo se define como la relación que existe entre el volumen total desplazado y el volumen mínimo correspondiente a la cámara de combustión. Con este parámetro es posible definir la cantidad de mezcla aire-combustible que se ha comprimido durante la carrera de compresión del pistón.

Se expresa de la siguiente forma:

$$RCO = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.7)$$

Donde:

V_d : Volumen desplazado.

V_c : Volumen de la cámara de combustión.

A su vez, el volumen desplazado puede expresarse como:

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} \quad (2.8)$$

Siendo:

D : Diámetro del pistón. S : Carrera del pistón.

Con este parámetro se puede obtener el grado de aprovechamiento de la energía que contiene el combustible. Su incertidumbre perjudica al cálculo del volumen instantáneo y a la temperatura de los gases de escape.

■ **Constante de deformación de los materiales - KDEF**

Las deformaciones se calculan mediante un modelo simplificado que considera las deformaciones del mecanismo pistón-biela-manivela mediante una barra de diámetro igual al bulón. Dicho modelo incorpora una constante de ajuste K_{def} que puede definirse de forma simplificada como la relación que existe entre el módulo de elasticidad longitudinal del material empleado y el general del mecanismo del motor.

Puede expresarse como:

$$k_{def} = \frac{E_{mat}}{E} \quad (2.9)$$

Donde:

E_{mat} : Módulo de Young del material. E : Módulo de Young del elemento.

Del mismo modo que ocurre con la relación de compresión, el coeficiente de deformaciones tiene una gran importancia en el cálculo del volumen instantáneo, especialmente, cerca del punto muerto superior, debido a que las presiones en este punto son máximas y se generan tensiones significativas en el material.

■ Posición del punto muerto superior - GAP

Por último, nos encontramos con la dificultad de hallar la posición exacta del ángulo de giro del cigüeñal en el momento en el que se tiene la máxima presión experimental.

Si dispusiéramos de un motor ideal, es decir, sin ningún tipo de pérdidas, durante un ensayo de arrastre (sin combustión) la presión máxima se puede localizar en torno a la posición del punto muerto superior (PMS), que coincide con el mínimo volumen de la cámara. Sin embargo, en un caso real, el ángulo de presión máxima no coincide con el PMS debido a las pérdidas de transferencia de calor y las pérdidas de *Blow-By*.

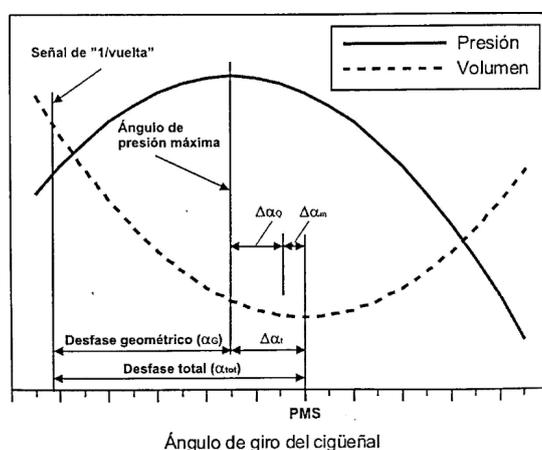


Figura 2.7: Esquema de los desfases para hallar el PMS

Por lo tanto, se considera como incertidumbre el error cometido a la hora de estimar la posición de este punto de máxima presión. Este desfase termodinámico ($\Delta\alpha_t$) se puede calcular mediante el método de *Hohengerg*, el cual se desarrolla más detalladamente en el apartado 4.1 de este documento.

En este trabajo se va a tratar de encontrar la mejor combinación de estos parámetros, de aquí en adelante SOP (Set Of Parameters) para optimizar la configuración de un MCIA y que sea compatible con las dos herramientas teóricas presentadas.

2.5 Pérdidas mecánicas y lubricación del motor

Durante el desarrollo de los MCIA se ha buscado constantemente aumentar su rendimiento efectivo. Para lograrlo se han mejorado los procesos termodinámicos para aumentar el trabajo indicado (W_i) y reducido las pérdidas existentes entre el trabajo indicado proporcionado por los gases y el trabajo efectivo disponible en el eje de salida. Estas pérdidas son causadas por los elementos mecánicos que componen el motor y están asociadas generalmente al flujo de calor transmitido al aceite y refrigerante. [13]

Suelen expresarse en términos de potencia como:

$$N_{pm} = N_i - N_e = N_{fr} + N_a - N_b \quad (2.10)$$

Donde:

N_m : Potencia de pérdidas mecánicas totales.

N_i : Potencia indicada.

N_e : Potencia efectiva.

N_{fr} : Potencia de pérdidas por fricción.

N_a : Potencia de pérdidas por accionamiento de equipos auxiliares.

N_b : Potencia de pérdidas por bombeo.

Por lo tanto, estas pérdidas son las responsables de que la potencia efectiva del motor sea menor que su potencia indicada. Suponen una disminución de la potencia efectiva de entre un 20% y 30% y la principal causa es la existencia de fricción entre los elementos mecánicos, siendo necesario un sistema de lubricación de alta eficiencia.

En los análisis de pérdidas, se suelen cuantificar según el rendimiento mecánico, expresado como:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_{pm}}{N_i} \quad (2.11)$$

La razón por la que el término N_b aparece con signo negativo en la ecuación 2.10 puede explicarse a través del diagrama P-V de la Figura 2.8. El trabajo indicado neto (N_{i-neto}) es la diferencia entre el trabajo indicado "bruto" (N_i) y el trabajo de bombeo (N_b), es decir, $N_{i-neto} = N_i - N_b$. Observando el gráfico, el trabajo indicado se obtiene durante las carreras de compresión y expansión y el trabajo por bombeo durante las carreras de admisión y escape de gases. De esta forma, el trabajo indicado es positivo cuando el trabajo de bombeo es negativo.

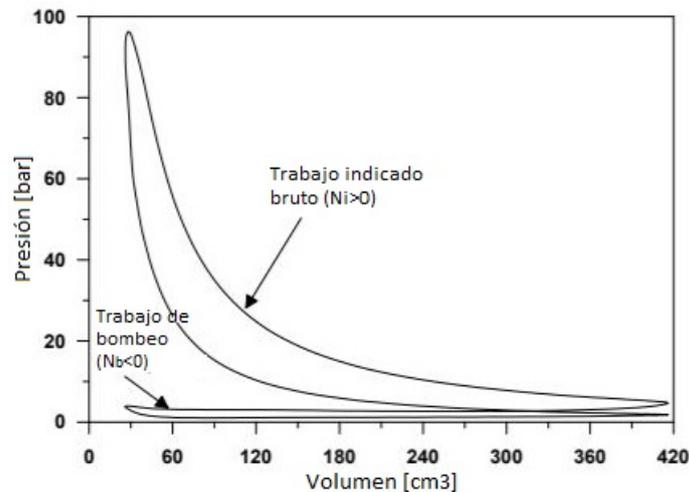


Figura 2.8: Diagrama P-V de un motor Diésel [14]

Por lo tanto, la suma de las pérdidas por fricción y elementos auxiliares pueden expresarse como:

$$N_{fr} + N_a = N_i + N_b - N_e \quad (2.12)$$

A su vez, ambos términos pueden descomponerse atendiendo los siguientes términos:

$$N_{fr} = N_{fr,pis} + N_{fr,coj} + N_{fr,valu} \quad (2.13)$$

$$N_a = N_{refrig} + N_{aceite} + N_f \quad (2.14)$$

Donde:

$N_{fr,pis}$: Potencia de pérdidas por fricción en el pistón (anillos y falda).

$N_{fr,coj}$: Potencia de pérdidas por fricción en los cojinetes.

$N_{fr,valu}$: Potencia de pérdidas por fricción en el tren de válvulas.

N_{refrig} : Potencia de pérdidas por bombeo de refrigerante.

N_{aceite} : Potencia de pérdidas por bombeo de aceite.

N_f : Potencia de pérdidas por bombeo de fuel.

Como se ha comentado, las pérdidas por fricción son las más importantes. Estas pérdidas dependen del coeficiente de fricción y del grado de carga. El coeficiente de fricción se expresa como:

$$f = \alpha \cdot f_S + (1 - \alpha) \cdot f_L \quad (2.15)$$

Donde:

α : Relación de contacto metal-metal (entre 0 y 1).

f_S : Coeficiente de fricción seca metal-metal.

f_L : Coeficiente de fricción hidrodinámica.

Además existen distintos regímenes de lubricación, los cuales se representan en el Diagrama de Stribeck (Figura 2.9) donde se distinguen tres zonas:

- **Lubricación límite.** La capa de lubricación no separa completamente las superficies en contacto. En este caso, las pérdidas dependen de las características físicas de estas superficies (rugosidad, material, etc.).
- **Lubricación mixta.** Las asperezas de las superficies mecánicas sobresalen a través de la capa de aceite, generando contacto.
- **Lubricación hidrodinámica.** El lubricante evita completamente el contacto entre superficies. Generalmente, se trabaja en este régimen.

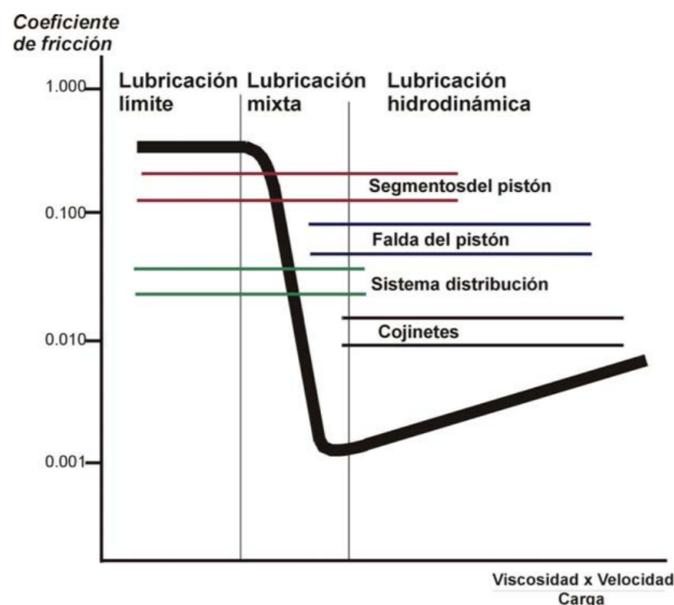


Figura 2.9: Diagrama de Stribeck [15]

Aunque no se representa en el diagrama, existe la lubricación elastohidrodinámica. Esta tiene lugar entre superficies que están sometidas a cargas tan altas que pueden deformar elásticamente estas superficies durante el acto hidrodinámico.

El líquido empleado para la lubricación del motor suele ser el aceite y juega un papel muy importante dentro de la gestión térmica. Gracias a los fluidos lubricantes se alarga la vida útil del motor y de todas las piezas mecánicas que lo conforman, ya que disminuye la fricción y previene su desgaste. Además, evita la exposición de los componentes metálicos con el oxígeno impidiendo la corrosión y ayuda a disminuir la temperatura debido a su buena conductividad térmica.

Los aceites empleados en los MCIAs están formados por hidrocarburos y derivados del petróleo, aunque actualmente se está abriendo paso a los aceites sintéticos. Se clasifican mediante un código numérico en función de la viscosidad cinemática que posean. Esta clasificación, introducida por la SAE (*Society of Automotive Engineers*), divide los grados de viscosidad en: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 y 60. Y existen dos tipos de aceite: multigrados y monogrados.

Los aceites multigrado ofrecen dos grados de viscosidad, uno para condiciones de arranque en frío y otro para condiciones de funcionamiento normal del motor. En este caso, por ejemplo, la numeración sería la siguiente: 5W50. El primer valor se corresponde con un grado de viscosidad cinemática a temperatura ambiente, la W hace referencia a *winter* y un grado de 50 cuando el motor se encuentra caliente. Es importante destacar que el valor no representa la viscosidad cinemática como tal, sino al tiempo que tarda en fluir una cantidad específica de aceite a una temperatura estándar a través de un orificio. A mayor tiempo, mayor grado SAE [16].

Para realizar un aproximación de la viscosidad de los líquidos se suele recurrir a la ecuación de Vogel [17]. En esta expresión, se asume un comportamiento de la viscosidad dependiente de las condiciones térmicas:

$$v = \exp\left(A + \frac{B}{T + C}\right) \quad (2.16)$$

Siendo:

v : Viscosidad cinemática del aceite en cSt.

A, B y C: Constantes dependientes de la composición química.

T: Temperatura en grados Kelvin.

En esta expresión se refleja como la viscosidad es inversamente proporcional a la temperatura. Para mayores temperaturas, el aceite se vuelve menos viscoso. Los valores de las constantes se pueden encontrar en publicaciones como *Reid et al.* 1987 [18].

Elegir el tipo de aceite para un motor determina sus condiciones de operación. Generalmente, durante los primeros años de vida del motor suele emplearse aceites con menor grado SAE. Esto es debido a que las piezas tienen poco desgaste y mantienen su tamaño original, por lo que una fina película de aceite suele ser suficiente. Con el tiempo, las piezas mecánicas tienden a desgastarse, aumentando la holgura que existe entre ellas y a formarse orificios, donde un lubricante demasiado líquido puede quedarse retenido. Por lo que se suele aumentar el grado de viscosidad según el desgaste.

Herramientas teóricas

El objetivo del presente capítulo es presentar en mayor detalle las herramientas teóricas empleadas durante la realización de este trabajo. Se hace referencia, en primer lugar, al motor del cual se obtuvieron los datos para realizar el estudio y seguidamente se presenta el modelo de Motor Virtual implementado por el CMT para la simulación de ciclos transitorios así como de la herramienta de diagnóstico de la combustión empleada.

3.1 Introducción

Para la elaboración de este trabajo no se ha participado en las medidas experimentales en una sala de ensayos, por lo que no se describirán en los apartados siguientes. Esto es debido a que las medidas experimentales estaban disponibles al haberse medido previamente en el marco de un proyecto europeo. Por lo tanto, en aquellos casos en los que se precisa introducir valores experimentales en las herramientas para validar los resultados obtenidos serán extraídos de esta base de datos.

En concreto, los datos empleados para el ajuste paramétrico pertenecen a un motor Diésel de 1.6 litros de cuatro cilindros. Se poseen tanto ensayos en condiciones estacionarias como transitorias y en diferentes puntos de operación del motor (arrastre y en carga). Estos datos son almacenados en ficheros *.dat*.

3.2 VEMOD - Virtual Engine Model

Como se ha mencionado en los primeros apartados de este documento, las regulaciones de emisiones contaminantes y de dióxido de carbono se han vuelto cada vez más estrictas y la aparición de nuevos ciclos de prueba, los cuales abarcan una gama más amplia de condiciones transitorias, han hecho que el desarrollo de nuevas herramientas predictivas para el diseño y para la calibración previa de los motores sea muy atractivo.

Con la finalidad de estudiar de una forma más apropiada el rendimiento completo del motor, se ha desarrollado una herramienta independiente capaz de simular nuevos ciclos de prueba a partir de un novedoso modelo de motor virtual integrado. Se trata de un modelo cero dimensional capaz

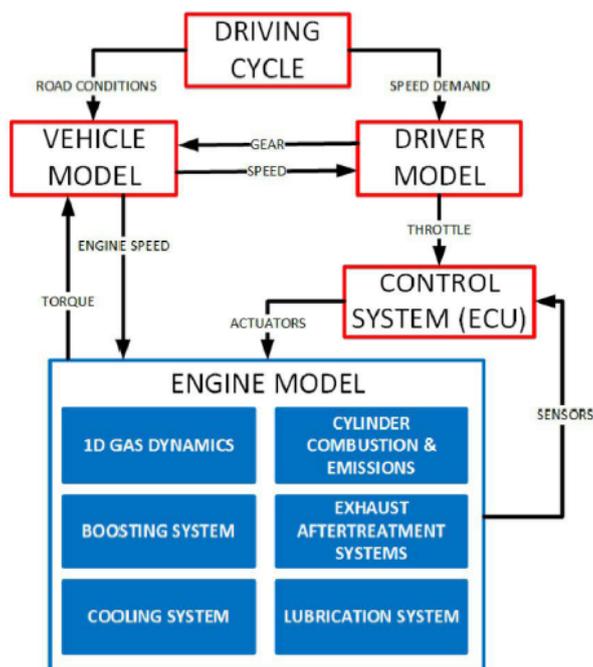


Figura 3.1: Diagrama de flujo del funcionamiento general de *VEMOD* [20]

de simular circuitos hidráulicos (como es el caso de circuitos de combustibles líquidos, lubricación o refrigeración) en un modelo de motor global.

El funcionamiento de cálculo de esta herramienta está basado en un modelo de acción de ondas capaz de reproducir distribuciones tanto de presión como de flujos y de calcular los procesos de transmisión de calor en cada zona significativa del motor. [19] [20]

Con todo esto, para simular el comportamiento de un motor térmico es preciso reproducir, lo más fielmente posible a la realidad, el comportamiento del vehículo así como su entorno conforme a unas condiciones predeterminadas de conducción.

En la figura 3.1 se muestra los modelos y submodelos en los que se basa *VEMOD*, los cuales son capaces de cubrir el cálculo de los diversos procesos físicos del motor.

En primer lugar, se emplea un modelo de dinámica de gas uno dimensional para el cálculo de la gestión de aire. Este modelo es capaz de calcular las trayectorias de recirculación de gases de escape (EGR) tanto de alta como de baja presión y de ejecutar los cálculos de las propiedades de flujo a través de los sistemas de admisión y escape.

El comportamiento general del motor térmico se reproduce mediante un modelo de dinámica de fluidos el cual se encuentra conectado a un modelo de cilindro. Con esto se pretende realizar un pronóstico de las condiciones de operación en el interior del cilindro fundamentadas en el proceso de combustión.

Es preciso que este modelo tenga una dependencia temporal con el objetivo de reproducir los flujos en el interior de los conductos del motor. También se consideran los fenómenos físicos, como la transferencia de calor entre las paredes y el gas y como la fricción. Sin embargo, fue necesario hacer una selección respecto a las direcciones espaciales tenidas en consideración para los elementos empleados. La razón por la que *VEMOD* emplea modelos uno dimensionales, es

decir, con resolución espacial en una sola dirección, se debe a que modelos tri-dimensionales consumirían demasiado tiempo en el cálculo mientras que los modelos bi-dimensionales no serían relevantes para la simulación de los conductos.

Por otro lado, los submodelos utilizados para simular los elementos del motor y las leyes físicas correspondientes son los que se describen a continuación y que aparecen enmarcados en un recuadro de color azul en el diagrama de la Figura 3.1.

- **Turbogrupo.** Se basa en un modelo cero dimensional del turbogrupo, el cual está formado por un compresor y una turbina, y se emplea para calcular el flujo a través de estos elementos y la eficiencia de la turbomáquina en su conjunto.
- **Inyección, combustión y emisiones.** Empleado para reproducir el proceso de combustión en el cilindro y la previsión de emisiones contaminantes.
- **Transferencia de calor en el interior del cilindro.** Modelo detallado que tiene en cuenta todas las posibles fuentes térmicas (como el proceso de combustión o la fricción de los elementos mecánicos). Se emplea para calcular la transmisión de calor del gas a las paredes internas de la cámara de combustión, el fluido lubricante y refrigerante.

La transferencia de calor es útil para calcular el balance energético en la cámara de combustión y el balance térmico del bloque completo del motor. Este último representa el foco caliente más significativo del modelo hidráulico.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la convección se emplea la ecuación de Woschni [12], la cual ha sido explicada en el capítulo de fundamento teórico (Ecuación 2.2).

- **Circuitos hidráulicos.** Gestionan el sistema de enfriamiento y de lubricación del motor. Este submodelo es empleado para calcular las temperaturas y los caudales máxicos del aceite y del refrigerante en cualquier parte del motor.
- **Pérdidas mecánicas.** Se consideran pérdidas mecánicas a las pérdidas por bombeo, fricción y accionamiento de equipos auxiliares. Con el conocimiento de estas se puede predecir la potencia del motor según la expresión:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (3.1)$$

El cálculo e importancia de estas pérdidas se ha explicado en el apartado 2.5 del capítulo de fundamentos teóricos.

La potencia indicada y las pérdidas por bombeo se calculan teniendo en cuenta la evolución de la presión en el cilindro durante el ciclo cerrado y abierto, respectivamente, a través de un modelo cero dimensional (0D) incorporado en el submodelo uno-dimensional (1D) del gas. Esto quiere decir que quedan por determinarse las pérdidas de los elementos auxiliares y las de fricción entre elementos mecánicos.

Por otro lado, para realizar el ajuste del submodelo de pérdidas mecánicas, se establece una comparación entre las pérdidas experimentales extraídas de una sala de ensayos y las modeladas:

$$(N_{fr} + N_a)_{\text{experiment}} = (N_{fr} + N_a)_{\text{model}} \quad (3.2)$$

Es importante destacar el hecho de que en los ensayos experimentales, los datos extraídos de las pérdidas correspondientes a la fricción no suelen estar disponibles, por lo tanto, se realiza simultáneamente al cálculo anterior la calibración de las constantes del pistón, cojinetes y distribución de gases.

$$(N_{fr} + N_a)_{\text{experiment}} = (N_{fr} + N_a)_{\text{model}} = k_{\text{piston}} \cdot N_{fr,pis} + k_{\text{coj}} \cdot N_{fr,coj} + k_{\text{valv}} \cdot N_{fr,distr} + N_a \quad (3.3)$$

- **Sistemas de post-tratamiento.** Este submodelo se encuentra acoplado con el proceso de combustión y con los sistemas de post-tratamiento de gases de escape. Predice la emisiones de hidrocarburos sin quemar, monóxido de carbono, hollín y óxidos de nitrógeno mediante la dinámica y termodinámica de fluidos junto con modelos químicos.

Los submodelos de transferencia de calor y pérdidas mecánicas se han desarrollado más detalladamente puesto que en este trabajo se han llevado a cabo propuestas de mejora sobre ellos. En el capítulo 4 se desarrollan estas propuestas de optimización y mejora.

Del mismo modo que se ha simulado el motor, el vehículo también debe ser simulado. Se emplean ciclos de conducción (formados por diversos puntos de operación del motor en diferentes regímenes de giro y grados de carga) para reproducir las condiciones de conducción de un vehículo.

Por lo tanto, para reproducir estos ciclos de conducción se emplean tres submodelos de control, los cuales han sido desarrollados en *Matlab*. Estos submodelos aparecen representados en los recuadros rojos de la Figura 3.1.

- **Control System (ECU).** La ECU es la unidad de control electrónico del motor, formada por sensores y actuadores. Los sensores recogen la información de diversos parámetros, como el régimen de giro, la posición del acelerador, la posición de las válvulas, etc., y la envían a la ECU para que esta accione los actuadores. Este submodelo se emplea para optimizar el rendimiento del motor, principalmente del consumo de combustible y de la liberación de emisiones contaminantes.
- **Vehicle Model.** Emula las condiciones externas que puede experimentar el vehículo en la carretera. Por lo tanto, debe tener en cuenta factores como: la masa del vehículo, la velocidad, la superficie frontal, la aerodinámica, la inclinación y condiciones de la carretera, etc.
- **Driver Model.** Simula las posibles reacciones o conductas de la persona que maneja el vehículo. De esta forma, controla la posición de los pedales y/o la posición de la caja de cambios.

En concreto, para poder simular correctamente el ciclo de conducción se debe imponer la demanda de aceleración. Mediante el modelo del vehículo se gestiona la respuesta del mismo determinando de este modo la velocidad que posee el motor. Esta velocidad se considera como una entrada para modelo del motor.

Es importante destacar el hecho de que *VEMOD* emplea diferentes escalas temporales para simular los diversos procesos del motor. En primer lugar, para la dinámica de los gases y la

termodinámica del cilindro se emplea en el cálculo un paso de tiempo no constante con el fin de asegurar la estabilidad numérica. Por otro lado, los procesos de inyección-combustión y formación de contaminantes emplean pasos de tiempo menores a 0.01 milisegundos. El progreso termodinámico del bloque motor y los fluidos refrigerantes y lubricantes se realizan una única vez por ciclo, dependiendo así de las revoluciones de giro del motor. Por último, el sistema de control (ECU) y el modelo del vehículo se integran fijando un paso de 20 milisegundos.

3.3 CALMEC - Diagnóstico de la combustión

El equipo de investigación del CMT ha desarrollado una herramienta computacional empleada para realizar la optimización del diagnóstico del proceso de combustión de un motor térmico. Como se ha comentado en capítulos anteriores, es un instrumento útil para extraer la liberación de calor a partir de las señales de presión experimentales medidas en el cilindro.

Se trata de una herramienta implementada en *Matlab* (aunque también se dispone de una versión independiente programada en C). Lo habitual es alimentar *CALMEC* con la presión experimental, no obstante es posible ejecutarla a partir de los resultados de presión simulada que *VEMOD* ha calculado bajo las mismas condiciones de operación del motor. Más adelante, en la explicación del desarrollo del estudio, se describirá qué ocurre cuando se introducen los valores simulados por el modelo de Motor Virtual en esta herramienta de diagnóstico.

En la Figura 3.2 se representa el diagrama de funcionamiento general de la herramienta *CALMEC*.

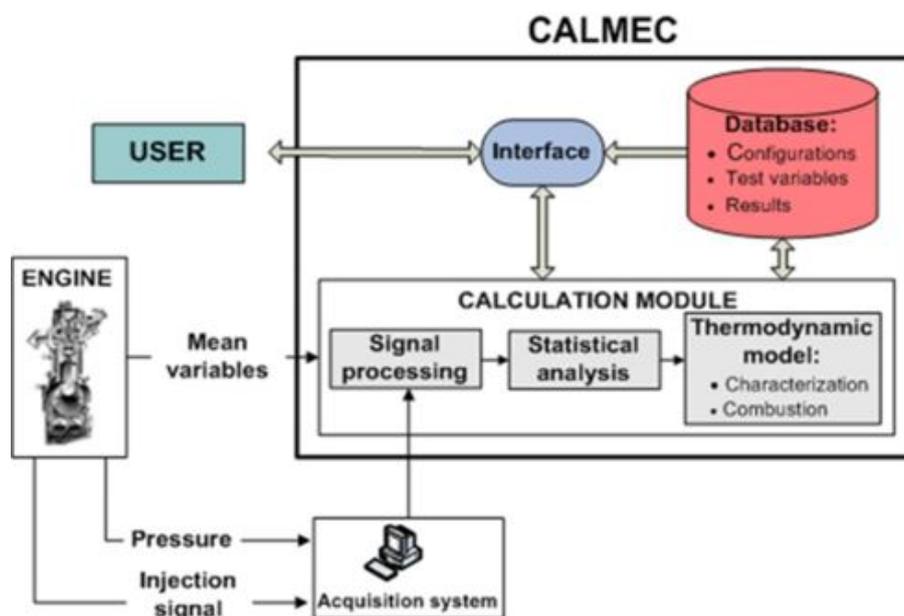


Figura 3.2: Diagrama de flujo de funcionamiento general de *CALMEC* [Imagen cedida por el CMT]

Para el funcionamiento de la herramienta, es preciso aportar como datos de entrada la presión instantánea en los cilindros, un conjunto de variables medias, la geometría del motor, las características de los fluidos, los métodos de cálculo a emplear y la instrumentación utilizada. Estos *inputs* son introducidos mediante un fichero de *Excel*.

	A	B	C	D	E	F	G	
1	TEST TYPE							
2	ST	0	0 Stationary, 1 Transient					
3	MCP	0	0 Motoring, 1 Combustion, 2 Pseudomotoring					
4	TPC	0	0 Average cycle, 1 Average cycle + Test per cycle					
5	CHARACTERIZATION OPTIONS							
6	Adjuster	0	Enable characterization of the engine parameters					
7	Grapher	0	Graph the characterization results					
8	PATHS							
9	Data file Path for Stationary	C:\Users\laura\CALMEC\Inputs\Inputs1\Mean variables\201801.xlsx						
10	Data file Path for Transient	C:\Users\laura\CALMEC\Inputs\Inputs1\Mean variables\20170911_CicloWLTP_at3_Full_data_flow_corr.xlsx						
11	TRANSIENT							
12	Initial_instant (seg)	Final_instant (seg)	Enable Test_averages	Frequency (Hz)	Enabled	Transient_intervals	Total_intervals	
13	1200	1210	0	0.2	1	0.1	1	
14				0.2	0			
15				0.2	0			
16				0.2	0			
17								
18	STATIONARY							
19	Running_tests							
20	1000a_ta_1	1000a_ta_1						
21	1000a_tc_1	1000a_ta_2						
22	1500a_ta_1	1000a_ta_3						
23	1500a_tc_1	1000a_tc_2						
24	2000a_ta_1	1000a_tc_3						
25	2000a_tc_1	1000a_tc_1						
26	2500a_ta_1	1500a_tc_1						
27	2500a_tc_1	1500a_tc_2						
28	3000a_ta_2	1500a_tc_3						
29	3000a_tc_2	1500a_ta_1						
30	3500a_ta_1	1500a_ta_3						
31	3500a_tc_1	2000a_ta_1						
32		2000a_ta_2						
33		2000a_ta_3						
34		2000a_tc_1						
35		2000a_tc_2						
36		2000a_tc_3						
37		2500a_ta_1						

Figura 3.3: Captura a la pestaña *Launcher* del fichero *Excel*

En la Figura 3.3 se muestra la pestaña principal ("*Launcher*") de este fichero, en la que se determina: el tipo de ensayo a realizar (estacionario o transitorio, arrastre o combustión y posibilidad de test por ciclo), las opciones de caracterización, la localización de los ficheros de datos, y el nombre de los ensayos que se va a lanzar.

En primer lugar, es posible trabajar en diferentes regímenes: en estacionario, donde se simula un punto de operación específico para un régimen de giro y una carga constante; y en transitorio, donde se simula durante un tiempo prolongado el funcionamiento del motor para un ciclo y tiempo predefinido.

Por otro lado, es posible operar el motor en condiciones de arrastre (*motoring* en inglés), es decir, en vacío, o en condiciones de combustión. Otra tercera posibilidad, un poco más compleja, permite realizar ciclos alternos de arrastre y combustión (*pseudomotoring* en inglés).

En el resto de pestañas se recoge la siguiente información:

- Engine.** Variables del motor. Se especifican las variables principales del motor (número de cilindros, sistema de encendido, diámetro del cilindro y carrera del pistón, etc.), las variables relacionadas con la masa (*blow-by*, masa en el pistón, etc.), las variables de los trenes de válvulas (AAA - Avance de Apertura de la Admisión, RCA - Retraso en el Cierre de Admisión, AAE - Avance de Apertura en Escape, RCE - Retraso de Cierre en Escape, etc.), variables del sistema de inyección (tipo de inyección, número y diámetro de orificios), variables relacionadas con las pérdidas mecánicas (coeficiente de fuga por *blow-by*, coeficientes de fricción de los materiales, juego entre pistón y cilindro, etc.) y otras variables (módulo de Young de los materiales, constantes de ajuste de temperaturas, etc.).

- **Fluid.** Variables relacionadas con los fluidos involucrados (constante universal de los gases, tipo de combustible, poder calorífico, temperaturas del combustible, refrigerante y lubricante, composiciones de los fluidos, etc.).
- **Instrumentation.** Tales como número de cilindros en combustión y/o arrastre, número de puntos por ciclo, número de cilindros, presiones en los cilindros, líneas de distribución de gases, inyección, etc.
- **Constants.** Constantes empleadas en los cálculos de transferencia de calor y pérdidas mecánicas.
- **Adjustment.** Variables de ajuste y calibración de los cálculos (constante de Woschni, relación de compresión, desfase total, coeficiente de deformación, mínimo número de iteraciones, ajuste de los cilindros, número de combinaciones, etc.). Esta pestaña será explicada con mayor detalle en capítulos posteriores, pues es donde recae la mayor parte del peso de el estudio realizado en este trabajo.
- **Options.** Se establecen las opciones de cálculo del *Blow-by*, la temperatura de las paredes del cilindro, las condiciones al cierre de la válvula de admisión, las pérdidas mecánicas y la forma de guardado de los resultados.
- **Mean variables.** Conjunto de variables medias medidas en la sala de ensayo (presiones, temperaturas, humedad, régimen de giro del motor, emisiones, número de inyecciones, EGR, masas, volúmenes, etc.).
- **Auxiliar.** Ajustes auxiliares (elección de diferentes métodos de cálculo para los diferentes modelos y submodelos que conforman el código).

A la hora de ejecutarse la herramienta, el orden de cálculo es el siguiente:

- Definición de la instalación, el motor y los fluidos.
- Caracterización del motor mediante unos ensayos de arrastre, es decir, sin combustión.
- Determinación de los parámetros óptimos, explicados en el apartado 2.4.
- Cálculo de los ensayos de combustión predefinidos.

En general, el objetivo principal de la herramienta *CALMEC* es determinar el valor de *RoHR* (Rate of Heat Release), es decir, la tasa de calor liberada bajo unas condiciones de operación. Este calor liberado se corresponde con la cantidad de energía que ha sido liberada por un combustible durante la combustión. También es posible conocer la transmisión de calor a las paredes del motor mediante un modelo nodal, el balance de masas en la cámara, las condiciones termodinámicas del gas, los parámetros indicados, etc.

Cabe destacar que *CALMEC* es capaz de obtener los resultados de forma muy rápida, ya que comparado con otros *softwares*, la cantidad de cálculos llevados a cabo es baja.

Desarrollo del trabajo

El desarrollo del trabajo se ha dividido en dos partes. En primer lugar, se ha realizado el ajuste de los parámetros del motor considerados como incertidumbres mediante un algoritmo, cuyos resultados se presentan más adelante. En segundo lugar, se ha mejorado el modelo de Motor Virtual modificando la curva de viscosidad del aceite y los coeficientes de ajuste del modelo de las pérdidas mecánicas.

4.1 Ajuste de los parámetros de caracterización del motor

El principal objetivo de este trabajo es desarrollar un algoritmo de ajuste para los parámetros de caracterización del motor. Este algoritmo se va a implementar en las dos herramientas y se va a comparar los resultados obtenidos entre ambas con la finalidad de analizar la robustez del modelo de Motor Virtual.

En la herramienta *CALMEC* existe un modo de ajuste para estos parámetros, sin embargo, en *VEMOD* deben ser directamente impuestos.

4.1.1 Ajuste actual de los parámetros en CALMEC

Se va a presentar, en primer lugar, el proceso de ajuste implantado actualmente en la herramienta *CALMEC*, cuyo esquema se representa en la Figura 4.1.

Inicialmente, el usuario introduce manualmente los valores de la constante de Woschni, la relación de compresión, del desfase angular y el coeficiente de deformaciones. Asimismo, estos valores pueden introducirse para todos aquellos cilindros que se desea ensayar.

Además de introducir estos valores (los cuales hemos de recordar que son orientativos, pues no se conocen ciertamente) debe indicarse con un 0 ó 1 si se desea ajustar estos valores o bien serán impuestos sin más.

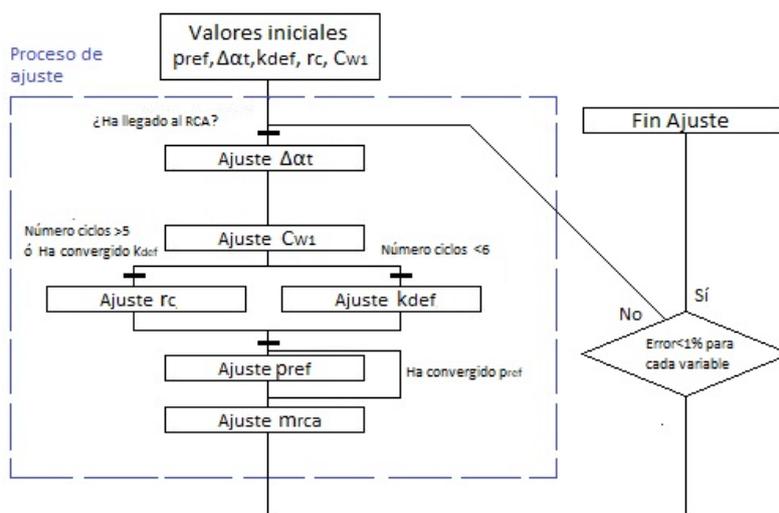


Figura 4.1: Caracterización del motor en CALMEC [Imagen cedida por el CMT]

Otro parámetro importante que debe indicarse es la presión de referencia. En la Figura 4.2 se muestra el modo de introducción de estos parámetros.

	A	B	C	D	E	F	G
1	Variable	Value (cil1)	Value (cil2)	Value (cil3)	Value (cil4)	Unit	Comment
2	CW1	2	2	2	2	[-]	Woschni Coefficient 1
3	rcoffset	15.97973	15.97973	15.97973	15.97973	[-]	Compression Ratio
4	desfasetot	95.4943	635.4943	275.4943	455.4943	[-]	Total Delay
5	CDM	1.30	1.30	1.30	1.30	[-]	Mean Deformation Coefficient
6	RPC	0.0	0.0	0.0	0.0	[mbar]	Reference Pressure Correction
7	Iterations	3				[-]	Min. Iterations
8	Ponderation	1				[-]	DFQL weighting with respect to ΔP
9	Debug	yes				[-]	Save test data
10	conv	3				[%]	Minimum convergence variation between previous and adjusted
11	Variable	Value				Unit	Comment
12	CW1	0				[-]	1 Adjust, 0 Impose
13	rcoffset	0				[-]	1 Adjust, 0 Impose
14	desfasetot	1				[-]	1 Adjust, 0 Impose
15	CDM	0				[-]	1 Adjust, 0 Impose
16	Pref0	0				[-]	1 Adjust, 0 Impose initial
17	Pref	0				[-]	1 Adjust, 0 Impose initial

Figura 4.2: Parte de la pestaña Adjustment del fichero Excel con los valores de ajuste

Si el modo de ajuste está activado, primeramente, con el método de *Hogenberg* [21] se ajusta el desfase atendiendo la siguiente expresión:

$$\Delta \alpha_t = \left[\frac{\dot{Q}}{(c_p/R) \cdot p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L_m}{4} \cdot \left(1 + \frac{L_m}{L_b}\right)} + \frac{m_{bb} \cdot R \cdot T_c}{2\pi \cdot N \cdot p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L_m}{4} \cdot \left(1 + \frac{L_m}{L_b}\right)} \right] \cdot \frac{180}{\pi} \quad (4.1)$$

Donde:

$\Delta \alpha_t$: Desfase entre el punto muerto superior y la presión máxima.

\dot{Q} : Flujo de calor transmitido a las paredes en el momento de presión máxima.

c_p : Calor específico del gas a presión constante.

R: Constante universal de un gas ideal.

D: Diámetro del pistón.

L_m, L_b : Longitud de la manivela y biela, respectivamente.

m_{bb} : Gasto másico de *Blow-by* en el momento de presión máxima.

T_c : Temperatura de la cámara.

N: Régimen de giro del motor.

La masa de *Blow-by* hace referencia a la cantidad de gas perdida a través de la base del motor. Esta transferencia de masa entre la cámara y el cárter se debe a la elevada presión que existe, especialmente cerca del PMS ya que alcanza su valor máximo, y al imperfecto ajuste entre los segmentos del pistón. El cárter no dispone de un conducto de respiración comunicado con el ambiente por lo que esos gases filtrados se mezclan con los vapores que desprende el aceite y pueden generar sobrepresiones al ser comprimidos por el pistón, dando lugar a pérdidas de aceite a través de las juntas.

A continuación, se ajusta la constante de *Woschni* mediante ensayos de arrastre. Como se ha comentado en capítulos anteriores, el objetivo principal de *CALMEC* es calcular la transmisión de calor que se expresa como:

$$dFQL = m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT + dQ + p \cdot dV - (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} + R \cdot T_c \cdot dm_{bb} \quad (4.2)$$

Estos términos se corresponden respectivamente con la energía interna sensible ($m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT$), el calor transmitido a las paredes (dQ), el trabajo útil ($p \cdot dV$), el trabajo de flujo, calentamiento y evaporación del combustible ($(h_{f,iny} - u_{f,g})$) y las pérdidas debidas al *Blow-by* ($R \cdot T_c \cdot dm_{bb}$).

Donde:

$dFQL$: Calor liberado durante el proceso de combustión.

m_c : Masa total en el interior de la cámara (aire, combustible e inquemados).

$C_{v,c}$: Calor específico del gas a volumen constante dentro de la cámara.

dT : Variación de temperatura en la cámara.

dQ : Variación de calor del gas.

$p \cdot dV$: Variación del trabajo producido por los gases.

$h_{f,iny}$: Entalpía del combustible inyectado.

$u_{f,g}$: Entalpía del combustible en fase gaseosa.

$dm_{f,ev}$: Variación de la masa de combustible evaporado.

dm_{bb} : Variación de la masa de *Blow-by*.

Esta transmisión de calor se debe a dos fenómenos. El primero de estos fenómenos se da cuando el pistón comienza su carrera de ascenso desde el PMI hasta el PMS, durante esta fase el gas es comprimido por lo que su presión y temperatura aumentan calentando la cámara. El segundo fenómeno se produce cuando ocurre la combustión, ya que se libera una gran cantidad de energía que aumenta la presión y temperatura de la cámara significativamente. Sin embargo, si empleamos un ensayo de arrastre el aumento de presión y temperatura en la cámara es debido únicamente a la compresión del gas y varios términos del balance energético son nulos (el calor

liberado por la combustión, dFQL, y la variación de la masa de combustible evaporado, $dm_{f,ev}$, pues no se introduce combustible en la cámara en los ensayos de arrastre). De esta forma, la ley de liberación de calor para un ensayo en condiciones de arrastre es:

$$dFQL = m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT + dQ + p \cdot dV + R \cdot T_c \cdot dm_{bb} = 0 \quad (4.3)$$

Si sustituimos el valor de la variación de calor del gas por el propuesto por *Woschni* [12], al no existir combustión, el calor liberado durante la combustión debería ser estrictamente cero. Sin embargo, esto no es cierto, pues el modelo de transmisión de calor en el motor ensayado se basa en el método del exponente politrópico existiendo una pequeña diferencia en la dFQL. Más adelante, en la presentación de los resultados obtenidos se puede observar como el valor de esta dFQL (en nomenclatura inglesa RoHR) no alcanza en ninguno de los casos el valor estrictamente de cero. De esta forma, se ajusta el valor de C_{w1} comparando para cada ciclo el calor de ambos métodos, hasta conseguir un valor igual o próximo entre ellos.

Seguidamente, se realiza el ajuste del coeficiente de deformaciones durante los primeros ciclos, y tras su convergencia o unos ciclos después se ajusta el valor de la relación de compresión. Esto es así debido a que ambos parámetros se encuentran correlacionados.

Finalmente, se realiza el ajuste de la presión de referencia debido a que la presión medida experimentalmente no se corresponde con la presión absoluta. Para su ajuste se tomarán dos presiones y se calculará el valor de la dFQL para ambas, concluyendo el ajuste cuando ambos valores no difieran significativamente.

4.1.2 Algoritmo de ajuste propuesto en CALMEC

Planteamiento

Para hallar un conjunto de parámetros óptimos (SOP, *Set Of Parameters*) de los parámetros de caracterización del motor mencionados (constante de *Woschni*, relación de compresión, coeficiente de deformaciones y desfase) se va a emplear *CALMEC* en condiciones de arrastre, de este modo el valor de RoHR teórico será lo más próximo a cero.

$$RoHR = 0 \quad J/CAD \quad (4.4)$$

Se van a escoger 12 puntos de ensayo comprendidos entre bajo y alto régimen de giro (1000 - 3500 rpm) y con diferentes valores de presión en la admisión. Los ensayos van a ser bajo condiciones estables del motor y cada ciclo cuenta con un total de 1440 puntos. El nombre de estos ensayos puede observarse en la Figura 3.3 en el intervalo A20:A31.

El algoritmo de ajuste se va a incorporar al código de la herramienta de modo que el usuario tenga decisión sobre el ajuste de estos parámetros o no. Esto quiere decir, que el programa tendrá la opción de seguir funcionando como lo hace actualmente o bien realizar la variación del SOP de modo automático si así se desea.

Si este nuevo ajuste de parámetros estuviese activado, los valores introducidos manualmente en las filas anteriores del Excel (Figura 4.2) no se tendrán en cuenta a no ser que sean impuestos.

Este es el caso, por ejemplo, del desfase total. Pues con motivo de reducir el tiempo de cálculo durante este trabajo se ha decidido imponer el valor del GAP y variar el resto de parámetros para buscar la combinación óptima para el motor de estudio.

El tiempo de cálculo normal de la herramienta es de aproximadamente 90 segundos. Como se mostrará más adelante, se van a llevar a cabo un gran número de combinaciones con el objetivo de barrer todas las posibilidades de ajuste, de modo que si variásemos los cuatro parámetros el tiempo de cálculo total supondría aproximadamente 520 horas, pues el cálculo se va a realizar tantas veces como combinaciones existan. Como no se dispone de tanto tiempo, ni de ordenadores más potentes, se ha decidido variar solo tres de los cuatro parámetros reduciéndose el tiempo de cálculo a unas 44 horas.

Independientemente de la imposición del GAP, se ha implementado el código con la posibilidad de variar también este parámetro, pues en un futuro podría resultar interesante.

Para esto se va a modificar la pestaña *Adjustment* del fichero *Excel* presentado en el apartado 3.3. Se van a agregar líneas de información de entrada que recibirá *CALMEC*, correspondientes a la variación del SOP. En estas líneas se debe especificar el rango de valores escogidos para cada parámetro (valores máximo y mínimo) en cada cilindro, así como el paso de cada uno (ver Figura 4.3). Siendo:

C_{W1} : Constante de Woschni.

$rcoffset$: Relación de compresión.

$desfasetot$: Localización del PMS.

CDM : Coeficiente de deformaciones del material.

Para este estudio solo se va a considerar el cilindro número 1. Esto debe indicarse en la pestaña de Instrumentación para que *CALMEC* realice los cálculos únicamente para las condiciones que se desea.

43	Variable	Value (cil1)	Value (cil2)	Value (cil3)	Value (cil4)	Unit	Comment
44	CW1 max	1.9	1.9	1.9	1.9	[-]	Woschni Coefficient 1
45	CW1 min	0.8	0.8	0.8	0.8	[-]	
46	CW1 level	12				[-]	
47	rcoffset max	16.2	16.2	16.2	16.2	[-]	Compression Ratio
48	rcoffset min	15.65	15.65	15.65	15.65	[-]	
49	rcoffset level	12				[-]	
50	desfasetot max	95.5	645.4943	285.4943	465.4943	[-]	Total Delay
51	desfasetot min	95.5	635.5	275.5	455.5	[-]	
52	desfasetot level	1				[-]	
53	CDM max	2.70	2.70	2.70	2.70	[-]	Mean Deformation Coefficient
54	CDM min	0.50	0.50	0.50	0.50	[-]	
55	level	12				[-]	
56	Number total of SOP	1728				[-]	Total number of Set Of Parameter
57	Parameter change	1				[-]	1 Activate parameter change, 0 Sets the parameter
58							

Figura 4.3: Líneas añadidas a la pestaña de ajuste del fichero *Excel*.

Para definir el paso es necesario definir un nivel (*level*) que indique el número de puntos equidistantes en el rango escogido. Para aclarar mejor el concepto de *level* pondremos un ejemplo. Queremos definir un rango de valores entre 5 y 8 con un paso de 0.5. Esto quiere decir que los puntos a tener en cuenta son: 5, 5.5, 6, 6.5, 7, 7.5, 8. El nivel en este caso es de 7, pues son los puntos que definen el rango.

De esta forma, la herramienta calculará automáticamente el número de combinaciones posibles según los datos introducidos por el usuario, y lanzará tantas simulaciones como combinaciones posibles (*Number total of SOP*).

También se ha incorporado la opción para activar la variación del SOP con el parámetro "*Parameter change*", cuyo valor debe ser 0 para desactivarlo y 1 para activarlo. Si se desactivase esta opción, la herramienta funcionaría tomando los valores de estos parámetros introducidos por el usuario en líneas más arriba de este fichero.

Finalmente, los resultados obtenidos para cada uno de los 12 ensayos se guardarán para cada SOP. Adicionalmente, tras la simulación de todos los ensayos para todas las combinaciones se creará automáticamente un fichero de *Excel* con el resultado del RoHR medio extraído de todos los ensayos.

Modificaciones en el código

Para llevar a cabo la variación de los parámetros se va a crear una nueva función ("*Parameter variation*") que será implementada posteriormente dentro del código principal de la herramienta.

La razón de esto se debe a que dentro del equipo que forma el Departamento de Combustión existe una gran cantidad de gente trabajando con el mismo código. Esto quiere decir que para conseguir una herramienta unificada y eficiente cada usuario debe trabajar con funciones independientes al código principal e importándose después a este.

En el Apéndice de Programación se recogen todas las líneas de esta nueva función, así como de una explicación detallada de cada una de las líneas del código por si el lector está interesado en una mayor profundización. A continuación, se detallan únicamente las partes más importantes.

Esta nueva función se va a encargar de crear una matriz que recoja todas las posibles combinaciones de los parámetros en función de los valores introducidos por el usuario. Además, va a preparar la combinación del SOP que debe realizar el cálculo cada vez (*folder_SOP*).

En la Figura 4.4 se muestra como se ha introducido la función en el código principal de la herramienta (líneas 32-43). En el caso de que la combinación de parámetros propuesta no haya sido calculada todavía (línea 43) comenzaría el cálculo (líneas 46 en adelante), de no ser así se plantearía una nueva combinación. Esto se ha hecho así con el objetivo de poder parar la variación de parámetros y reanudarla desde donde se quedó la próxima vez que se lance el código.

```

32  %Parameter variation (if activated)
33-  if Adjustment.VarActivate == 1
34-      [folder_SOP,Adjustment,out,exist_SOP] = Parameter_variation(Adjustment,Engine,test_type,main_di;
35-          if out == 1
36-              rep = questdlg('SOP calculation terminate. Do you want to launch it one more time?','Question');
37-              if not(strcmp(rep,'Yes'))
38-                  break
39-              end
40-          end
41-      end
42-
43-  if exist_SOP == 0
44-
45-      % FOR EACH STUDYING INTERVAL (if activated in transient)
46-  for int = 1 : Test info.total intervals

```

Figura 4.4: Implementación de la función de variación de parámetros en el código principal

Dentro del código de la función *Parameter_variation* se crean cuatro matrices independientes, una para cada parámetro (C_{W1} , RCO, K_{def} , GAP) con todos sus valores según el rango definido previamente por el usuario. La matriz con todas las combinaciones posibles se forma a partir de estas, teniendo en cuenta además todos los cilindros del motor (si estos estuviesen activados por el usuario en el fichero de entrada).

En la Figura 4.5 se muestra como se ha creado la matriz a partir de las matrices independientes. Si se desea profundizar en el código y conocer cómo se han creado estas últimas consultar el Apéndice de Programación.

```

86 % Creation of the matrix with all the combinaison
87 for i = 1:Engine.Main.Z
88     [W X Y] = ndgrid(CW1(:,i),rcoffset(:,i),CDM(:,i));
89     Combinaison(:,i) = W(:); % CW1
90     Combinaison(:,Engine.Main.Z+i) = X(:); % CR
91     Combinaison(:,2*Engine.Main.Z+i) = Y(:); % KDEF
92     Combinaison(:,3*Engine.Main.Z+i) = Z(:); % GAP
93 end

```

Figura 4.5: Creación de una matriz con todos los SOP posibles

Esta matriz se forma comenzando por los valores mínimos de cada parámetro. A continuación, se varía uno de los parámetros incrementando su valor según el paso definido hasta alcanzar su valor máximo. Este retorna a su valor mínimo y se lleva a cabo el mismo procedimiento para el siguiente parámetro, así hasta finalizar con los valores máximos de todos los parámetros.

En la Tabla 4.1 se muestra un ejemplo para tres parámetros de nivel 2.

CR	C_{W1}	KDEF
15.95	1.4	0.5
15.95	1.4	0.6
15.95	1.5	0.5
15.95	1.5	0.6
16	1.4	0.5
16	1.4	0.6
16	1.5	0.5
16	1.5	0.6

Tabla 4.1: Ejemplo de la automatización de la variación del SOP

Por lo tanto, antes de realizar los cálculos pertinentes en *CALMEC* se han calculado todos los posibles SOP y se han guardado en una matriz. Además de incluir en el código principal la función como se ha mostrado en la Figura 4.4, se ha incluido también un bucle *for* para que la herramienta sepa las veces que debe realizar el cálculo (Figura 4.6).

De esta forma si la variación de parámetros está desactivada, las variables *Adjustment.option* y *Adjustment.total_SOP* tomarán el valor de 1, realizándose el bucle *for* solo una vez y para los valores que haya introducido manualmente el usuario. En el caso de activarse la variación de los parámetros, la herramienta realizará el cálculo para todas las combinaciones posibles del

SOP y las guardará en carpetas independientes, pues *Adjustment.option* tomará el valor de 1 y *Adjustment.total_SOP* del número total de combinaciones.

```

20 - for SOP = 1 : Adjustment.option : Adjustment.total_SOP
21
22     % Global Variables & Results Arrays Initialization
23     [test_array,cyl_array,global_results,mresi_array,Knocking,Resultados_cue
24
25     % Motoring characterization/combustion adjustment
26     if Characterization.Adjuster == 1
27
28         [Results,medios,Knocking,Adjustment,Constants.HT] = characterization
29     elseif Characterization.Adjuster == 0
30
31         %Parameter variation (if activated)
32         if Adjustment.VarActivate == 1
33             [folder_SOP,Adjustment,out,exist_SOP] = Parameter_variation (Ad
34             if out == 1
35                 rep = questdlg('SOP calculation terminate. Do you want to l
36                 if not(strcmp(rep,'Yes'))
37                     break
38             end
    
```

Figura 4.6: Bucle implementado en el código principal de *CALMEC*

Tras finalizar todos los cálculos se generará un fichero *Excel* únicamente con los resultados del RoHR para cada combinación. Este fichero nos será útil para estudiar la combinación de parámetros con el que se consigue el RoHR más cercano a cero y comprobar así su consistencia con el Modelo Virtual *VEMOD*.

Para obtener este cálculo debe modificarse también el código de la función de resultados implementada en *CALMEC*. En este caso, solo se han introducido un par de líneas al final de dicho *script*, no siendo necesario realizar ninguna modificación importante como ha sido el caso de la función *Parameter_variation*. En la Figura 4.7 se muestra una imagen con las líneas introducidas en el código de la herramienta.

```

40 - if Adjustment_option==1
41 -     mean_RoHR= sum(sqrt(Results(:,15).^2))/size(Results(:,15),1);
42 -     res_globl(1,25)=mean_RoHR;
43 - end
    
```

Figura 4.7: Líneas de cálculo del valor medio de RoHR para cada ensayo

La herramienta crea una matriz de resultados globales, a la cual se le ha añadido una nueva columna correspondiente al valor medio de RoHR de todos los puntos del ciclo (existen 1440 puntos por ciclo) para cada uno de los 12 ensayos, cuyo cálculo se corresponde con la expresión:

$$mean_RoHR = \frac{\sum_{i=1}^N \sqrt{RoHR_i^2}}{N} \quad (4.5)$$

Siendo:

- i: un punto del ciclo ensayado.
- N: número total del puntos en el ciclo.

The screenshot shows a file explorer window with the following structure:

- Root: Calmec_Matlab_20190124 > Results > R9M_Comb.xlsx > Stationary > Motoring
- Sub-directory: Stationary > Motoring > CW1=0.8_CR=15.7_KDEF=0.5

The sub-directory contains several Excel files (e.g., 1000a_ta_1_Cyl1.xlsx) and a file named 'Resultados_Globales.xlsx'. A table of results is shown, with a red box highlighting the 'AA' column containing meanRoHR values.

	A	Y	Z	AA
1	Ensayo	Pmax (bar)	IMEP (bar)	meanRoHR
2	1000a_ta_1	38.34153946	-0.58796463	0.008979116
3	1000a_tc_1	40.40799888	-0.61232591	0.008012361
4	1500a_ta_1	39.91220909	-0.53591352	0.006604291
5	1500a_tc_1	44.73753574	-0.59405391	0.0071577
6	2000a_ta_1	41.74558302	-0.50333116	0.006514693
7	2000a_tc_1	52.22225324	-0.60898395	0.00707968
8	2500a_ta_1	41.85059646	-0.52842526	0.00766506
9	2500a_tc_1	59.2303271	-0.67055158	0.009697493
10	3000a_ta_2	41.80027203	-0.47646496	0.007263924
11	3000a_tc_2	65.12404835	-0.55318324	0.007612416
12	3500a_ta_1	41.29033835	-0.46241807	0.006167269
13	3500a_tc_1	75.71300821	-0.75070962	0.007334471

Figura 4.8: Creación del fichero con los resultados a analizar

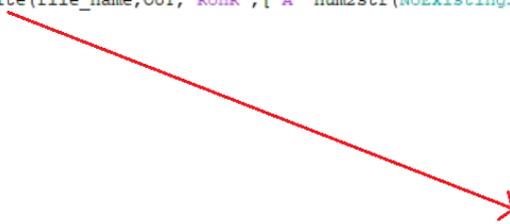
En la Figura 4.8 se puede observar como, para cada combinación de parámetros, se crea un fichero de resultados globales al cual se le ha añadido la columna correspondiente a los valores medios de la liberación de calor para cada ensayo. A partir de estos valores de RoHR se va a generar un fichero con el resultado medio de la combinación. Es decir, para el ejemplo mostrado en la Figura anterior, el valor de RoHR correspondiente a la combinación de $C_{W1}=0.8$, $CR=15.7$ y $K_{def}=0.5$ es la media de la columna AA, que se corresponde con un valor de 0.00728243.

Por último, para generar el fichero *Excel* con los valores de RoHR de cada combinación de parámetros se añaden las líneas que aparecen representadas en la Figura 4.9 al código de *CALMEC*.

En el siguiente capítulo se analizan los resultados obtenidos, profundizando en la influencia de cada uno de estos parámetros sobre el error cometido (pues recordemos que idealmente este valor debe ser nulo, por lo que los valores obtenidos pueden considerarse como error de la herramienta) y el conjunto óptimo que proporciona el menor error.

```

36 - if Adjustment.option == 1
37 -     file_name='RoHR.xlsx';
38 -     mean_RoHR=mean(results_globales(:,25));
39 -     Heading={'RoHR' 'CW1' 'CR' 'GAP' 'KDEF'};
40 -     xlswrite(file_name,Heading,'RoHR','A1');
41 -     OUT=[mean_RoHR Adjustment.CW1(1,1) Adjustment.rcoffset(1,1) Adjustment.desfasetot(1,1) Adjustment.CDM(1,1)];
42 -     xlswrite(file_name,OUT,'RoHR',['A' num2str(NoExistingSOP+1)]);
43 - end
    
```



	A	B	C	D	E
1	RoHR	CW1	CR	GAP	KDEF
2	0.00750737	0.8	15.65	95.3683758	0.5
3	0.00703275	0.9	15.65	95.398305	0.5
4	0.00662833	1	15.65	95.4275724	0.5
5	0.00625999	1.1	15.65	95.4562646	0.5
6	0.00593014	1.2	15.65	95.484441	0.5
7	0.00564055	1.3	15.65	95.5121531	0.5
8	0.00539443	1.4	15.65	95.5394438	0.5
9	0.00519015	1.5	15.65	95.5663493	0.5
10	0.00503007	1.6	15.65	95.5929004	0.5
11	0.00491385	1.7	15.65	95.6191239	0.5
12	0.00484311	1.8	15.65	95.6450429	0.5
13	0.00481944	1.9	15.65	95.6706748	0.5
14	0.00728243	0.8	15.7	95.3672891	0.5
15	0.00674675	0.9	15.7	95.3971307	0.5
16	0.00632543	1	15.7	95.4263124	0.5
17	0.00594039	1.1	15.7	95.4549206	0.5
18	0.00559486	1.2	15.7	95.4830145	0.5
19	0.00529122	1.3	15.7	95.5106456	0.5
20	0.00503309	1.4	15.7	95.5378564	0.5
21	0.0048197	1.5	15.7	95.5646822	0.5

Figura 4.9: Líneas del código correspondientes a la creación del fichero *Excel* con los resultados del estudio

4.1.3 Algoritmo de ajuste propuesto en VEMOD

Planteamiento

El ajuste de los parámetros en el Motor Virtual se va a llevar a cabo a través de la diferencia de presión existente entre los valores experimentales medidos en la sala de ensayos para el motor estudiado y la presión simulada por la herramienta. De esta manera, la combinación de parámetros óptima será aquella que minimice dicha diferencia.

$$|P_{simulada} - P_{experimental}| \approx 0 \quad (4.6)$$

Siguiendo el mismo procedimiento llevado a cabo en *CALMEC*, se va a escoger un rango de valores para los parámetros C_{W1} , RCO, desfase total (GAP en código) y K_{def} (CDM en el código). Sin embargo, esta vez la herramienta realizará primero la simulación del SOP correspondiente, guardará los resultados y calculará la siguiente combinación, es decir, no existe una matriz previa con todas las combinaciones posibles del SOP. En cualquier caso, la automatización del SOP sigue el mismo criterio que para la herramienta *CALMEC* y cuyo ejemplo de formulación se mostró en la Tabla 4.1

Para poder utilizar el modelo de Motor Virtual es necesario introducir previamente unas entradas, que se corresponden con: la masa y la temperatura en el cierre de la admisión, la temperatura de las paredes de cámara (culata, cilindro y pistón), la presión ambiente de la sala de ensayos y la temperatura y masa de *Blow-by*. Estas condiciones de entrada en el Motor Virtual deben ser idénticas a las que se impusieron en los procedimientos experimentales.

El propósito del Motor Virtual es extraer las presiones en cámara del mismo modo que en una sala de ensayos experimental, pero sin la necesidad de emplear un motor físico real. Para comprobar la robustez de *VEMOD* se va a calcular el error entre las presiones simuladas y experimentales, por lo que también debe introducirse como entrada estas últimas.

Modificaciones del código

El código en *Matlab* de *VEMOD* no se emplea para calcular las simulaciones como tal. La herramienta *VEMOD* se trata de un fichero ejecutable *.exe* el cual debe abrirse mediante ficheros *.XML* donde se almacena toda la información relevante para ejecutar el *software*. *Matlab* en este caso solo se emplea para realizar modificaciones en el ejecutable y para obtener ciertos resultados.

Por lo tanto, para realizar la variación de parámetros se va a trabajar directamente con el código *Matlab*. Para ello el usuario deberá indicar dentro del código el número de variables a emplear (NVAR), su nivel (level) y los valores mínimo y máximo del rango de cada uno de los parámetros.

```

24  % Info for optimization process
25
26  - NVAR=3; <----- Parámetros empleados en el ajuste
27  - level=12; <----- Nivel empleado en todos los parámetros
28  - ZERO=1e-2;
29  - iter=1;
30  - limit_iteration=15;
31
32  - dx_ini=zeros(NVAR,1);
33  - punto=zeros(NVAR,1); <----- Inicialización
34  - dx=zeros(NVAR,1); <----- de variables
35
36  % Definition of the range of each parameter
37  - min_value=zeros(NVAR,1);
38  - max_value=min_value;
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97  % Definition of the range of each parameter
98  % RCO
99  - min_value(1)=15.65;
100 - max_value(1)=16.2;
101 % CW1
102 - min_value(2)=0.8;
103 - max_value(2)=1.9;
104 % KDEF
105 - min_value(3)=0.5;
106 - max_value(3)=2.7;
107 % GAP
108 - min_value(4)=-1;
109 - max_value(4)=1;
    
```

Figura 4.10: Definición de las condiciones de ajuste en *VEMOD*

Al igual que en el ajuste de parámetros realizado en *CALMEC*, en *VEMOD* tampoco vamos a emplear la variación del desfase. Esto se ha decidido así con el objetivo de optimizar la herramienta y reducir su tiempo de cálculo, además de porque se ha comprobado que si las curvas de presión presentan un buen ajuste, la posición de sus presiones máximas coincide. De este modo, se va a ajustar el ángulo del cigüeñal de la presión experimental para que coincida con la simulada, siendo la diferencia entre estas presiones máximas el GAP.

Para este ajuste se va a emplear la función *poly_raf*, la cual no se entrará en detalle pues no es crucial para comprender el estudio.

```

287 - [alpha_exp]=poly_raf(x_exp,y_exp);
288 - [alpha_sim]=poly_raf(x_exp,y_sim);
289 - GAP=alpha_sim-alpha_exp;
    
```

Figura 4.11: Cálculo del error entre la presión simulada y experimental

Antes de realizar la variación del SOP, se crea el punto de inicio de la variación (que se corresponde con los valores mínimos de los rangos definidos) y el valor del paso para cada parámetro (líneas 108-111 de la Figura 4.12). Tras esto se programa el cálculo a través de un bucle *while*, el cual permite detectar si se ha alcanzado la combinación final.

Primeramente, se comprueba si el parámetro ha alcanzado su valor máximo. Si es así, este retorna a su valor mínimo y se pasa al siguiente parámetro aumentándolo según su paso hasta de nuevo alcanzar su valor máximo. Esto se repite con todos los parámetros hasta alcanzar los valores máximos de los rangos definidos.

```

108 for i=1:NVAR
109     punto(i)=min_value(i);
110     dx(i)=(max_value(i)-min_value(i))/(level-1);
111 end
112
113 punto_actual=punto;
114
115 max_value_test=max_value;
116 file_error=0;
117
118 while isequal(round(punto_actual,4),max_value_test)==0
119     for i = 1:NVAR-1
120         if round(punto_actual(i),4) > max_value(i)
121             punto_actual(i+1) = punto_actual(i+1) + dx(i+1);
122             punto_actual(i) = min_value(i);
123         end
124     end
125
126     % The first parameter is calculated for each step
127     for j=0:level-1
128         punto_actual(1)=punto(1)+j*dx(1);
129         if punto_actual(1)>max_value(1)
130             punto_actual(1)=max_value(1);
131         end
132     end
133     Combinaison_name=['CR=' num2str(punto_actual(1)) '_CW1='...
134                     num2str(punto_actual(2))'_KDEF=' num2str(punto_actual(3))];
135     Directory_name=['Results\' Combinaison_name];
136     Result_name=[Directory_name '\' Combinaison_name '.xls'];
137
138     if exist(Result_name, 'file')==0
    
```

Punto de inicio de la variación de parámetros y definición del paso de cada uno de ellos

Se indica el SOP con el que se va a realizar el cálculo

Figura 4.12: Definición de la combinación de parámetros para el próximo cálculo

Otra optimización importante ha sido el uso de un bucle *parfor* (cálculo en paralelo), con el objetivo de simular varios ensayos al mismo tiempo para un mismo SOP y reducir de este modo el tiempo de cálculo. Sin embargo, eventualmente se presentaban errores durante el lanzamiento de los ficheros ejecutables. Se pensó que podía deberse a que los ficheros *XML* se estaban sobrescribiendo los unos a los otros, por lo que se decidió guardar una copia de aquellos ficheros que estaban fallando para poder comprobarlos posteriormente. Tras completarse las 1728 combinaciones de los parámetros se comprobó que solo habían fallado 22 ficheros *XML* de un total de 20640, por lo que no se ha dado importancia a este error. Y se han aceptado todos los cálculos extraídos por *Matlab*.

Tras la finalización de todos los cálculos se almacena en un fichero *Excel* el resultado del error de presión (Ecuación 4.6) obtenido para cada combinación de parámetros (Figura 4.13).

192 -	FileName='error.txt'; % save error of each test			
193 -	PID=fopen(FileName,'a');			
194 -	formatSpecs=[repmat('%16.12f ',1,size(RES_err,2)) '\n'];			
195 -	fprintf(PID,formatSpecs,RES_err);			
196 -	fclose(PID);			
212 -	Results_err=load('error.txt');			
213 -	xlswrite(IName,Results_err,Sheet,'A2');			

	A	B	C	D
1	Error	RCO	CW1	KDEF
2	0.00023068	15.65	0.8	0.5
3	0.00022728	15.7	0.8	0.5
4	0.00022493	15.75	0.8	0.5
5	0.00021305	15.8	0.8	0.5
6	0.00021111	15.85	0.8	0.5
7	0.00020738	15.9	0.8	0.5
8	0.00020355	15.95	0.8	0.5
9	0.00021467	16	0.8	0.5
10	0.00021297	16.05	0.8	0.5
11	0.00021775	16.1	0.8	0.5
12	0.0002242	16.15	0.8	0.5
13	0.0002367	16.2	0.8	0.5
14	0.00022251	15.65	0.9	0.5
15	0.0001988	15.7	0.9	0.5
16	0.00019582	15.75	0.9	0.5
17	0.00019485	15.8	0.9	0.5
18	0.00018401	15.85	0.9	0.5
19	0.00018215	15.9	0.9	0.5
20	0.00018795	15.95	0.9	0.5
21	0.00019373	16	0.9	0.5

Figura 4.13: Líneas del código correspondientes a la creación del fichero *Excel* con los resultados del estudio

En el Apéndice de Figuras se puede apreciar la discrepancia que existe entre la presión que ha simulado el motor virtual *VEMOD* (para el SOP óptimo proporcionado) con los valores reales extraídos experimentalmente.

4.2 Ajuste de la curva de viscosidad del aceite y coeficientes de ajuste de pérdidas mecánicas

4.2.1 Introducción

El submodelo de pérdidas mecánicas del Motor Virtual determina las pérdidas debidas al accionamiento de los equipos auxiliares y a las pérdidas por fricción o rozamiento de los elementos mecánicos en contacto con otros. Estas últimas suponen una mayor pérdida de calor por lo que es importante intentar reducirlas.

La herramienta *VEMOD* se basa en la ecuación de Vogel (Ecuación 2.16) para simular la viscosidad del aceite, el cual está directamente relacionado con las pérdidas por fricción.

La ecuación de Vogel ha sido adaptada según la siguiente expresión:

$$\mu = K_1 \cdot \exp\left(\frac{K_2}{T - K_3}\right) \quad (4.7)$$

Donde:

μ : Viscosidad dinámica del aceite [Pa/s]

K_1, K_2 y K_3 : Constantes.

T: Temperatura del aceite [K]

Actualmente, los valores de las constantes que se están empleando en *VEMOD* son los siguientes:

$$K_1 = 0,000437441629$$

$$K_2 = 541,990581$$

$$K_3 = 198,581854$$

La representación gráfica de la viscosidad queda, según estos valores, representada en la Figura 4.14.

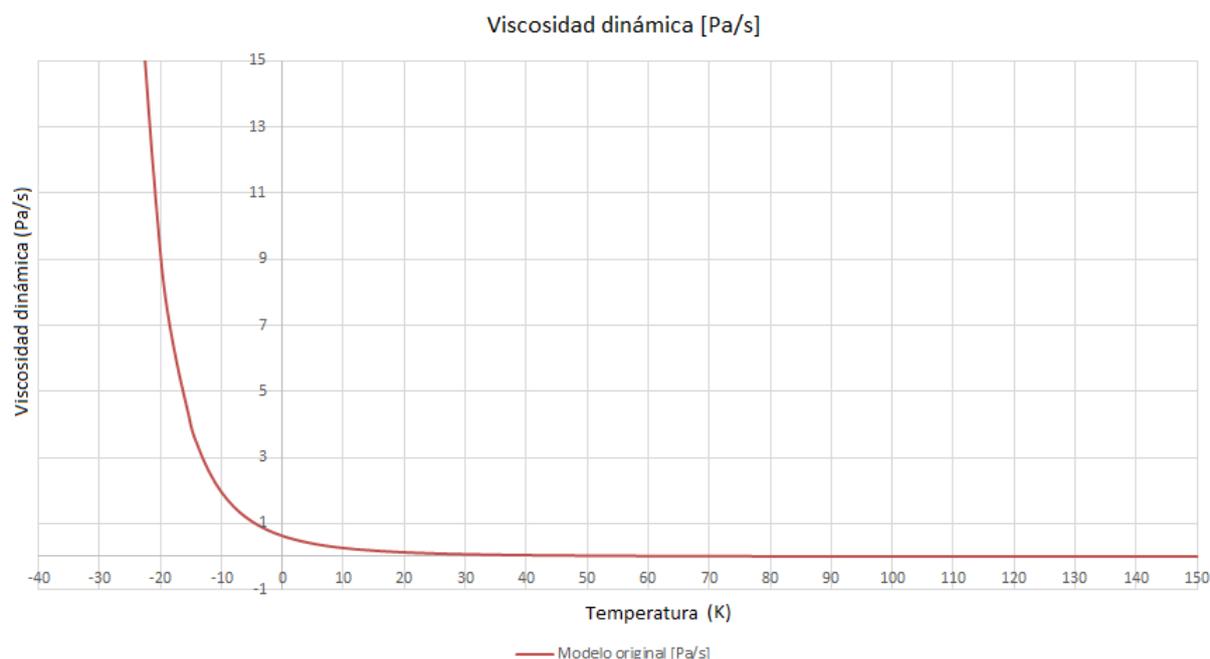


Figura 4.14: Curva de viscosidad dinámica en el modelo original de *VEMOD*

Tras la simulación de las pruebas de los ciclos de conducción real (WLTC), se llevó a cabo la validación del modelo mediante la comparación de los ensayos experimentales de un motor Diésel de 1.6 litros de cuatro cilindros (Motor 1), tal y como se ha explicado en el apartado 3.2 del capítulo de *Herramientas teóricas*.

Durante las simulaciones en condiciones estacionarias y transitorias, se obtuvieron resultados bastante precisos sobre los fenómenos de dinámica de fluidos en el motor. En condiciones ambientales muchas variables durante el ciclo WLTC se predijeron correctamente, sin embargo, en condiciones de arranque en frío se encontraron más problemas, siendo las pérdidas mecánicas al inicio del ciclo uno de los problemas detectados.

Por lo tanto, con el objetivo de obtener una predicción más precisa en las simulaciones estacionarias y transitorias y especialmente en condiciones de arranque en frío, se va a mejorar el submodelo de pérdidas mecánicas de *VEMOD*. Para ello se va a emplear los datos experimentales de un motor Diésel de 2.2 litros de cuatro cilindros (Motor 2) y se van a ajustar unos nuevos valores para las constantes de Vogel y los coeficientes de ajuste de las pérdidas mecánicas.

4.2.2 Ajuste de la curva de viscosidad del aceite

El aceite que emplea el motor del estudio es un aceite 5W30, que se corresponde con los de tipo multigrado. En los aceites la viscosidad depende de la temperatura, siendo menos viscosos en condiciones de alta temperatura. En un estado de temperatura ambiente durante el invierno, el grado de viscosidad del aceite es de 5 según la SAE. Mientras que cuando el motor se encuentra ya caliente se corresponde con un grado de 30.

Para mejorar el ajuste de la curva de viscosidad se han tenido en cuenta los datos proporcionados por Repsol y los de la base de datos del CMT para este tipo de aceite. Por un lado, los datos proporcionados por Repsol son muy limitados, ya que apenas se nos proporcionan unos pocos valores. Mientras que, por otro lado, los datos obtenidos durante los ensayos experimentales del CMT solo se corresponden para temperaturas superiores a 0°C y no para condiciones de arranque en frío. Por lo tanto, el ajuste de la curva de viscosidad del Motor Virtual se va a realizar combinando ambas informaciones del aceite.

Los datos proporcionados por Repsol se recogen en la siguiente tabla:

SAE 5W-30	
CCS @ 40°C	57.36195
CCS @ 50°C	40.18581
CCS @ 80°C	16.16874
CCS @ 100°C	10.15815
CCS @ -15°C	725
CCS @ -20°C	1230
CCS @ -25°C	2164
CCS @ -30°C	3614
CCS @ -35°C	6809

Tabla 4.2: Viscosidad dinámica del aceite en cP

La información almacenada en la base de datos del CMT de este tipo de aceite proporciona la viscosidad dinámica desde 0°C hasta 150°C con una escala de 1°C, por lo que la representación de estos datos se ha recogido en la Figura 4.15, en la cual se ha aprovechado también para dibujar los datos proporcionados por Repsol. Además, la viscosidad se ha representado en Pa/s en lugar de cP, para facilitar su visualización.

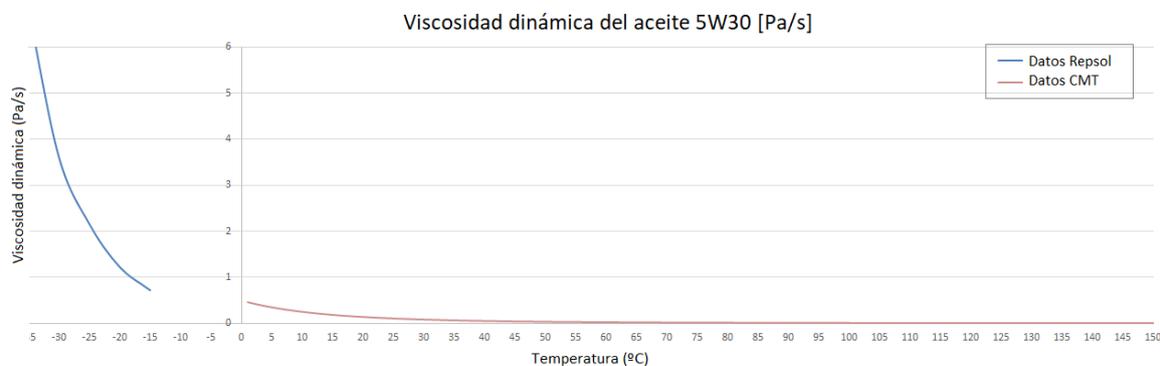


Figura 4.15: Información proporcionada de la viscosidad dinámica del aceite en Pa/s

Con estos datos se van a definir unas nuevas constantes de Vogel para obtener una curva de viscosidad que mejor se adapte a ambas curvas.

Puesto que los resultados que queremos obtener deben ser lo más precisos posible, se realizaron varios ajustes diferentes. Estos ajustes se recogen en la Figura 4.16. El primero de ellos se ajusta casi a la perfección con los valores de viscosidad en frío, mientras que el segundo ajuste lo hace para los datos a mayor temperatura. Tras analizar los resultados obtenidos con ambos ajustes, finalmente se decidió por el primer ajuste. En el siguiente capítulo de *Resultados* se explica por qué.

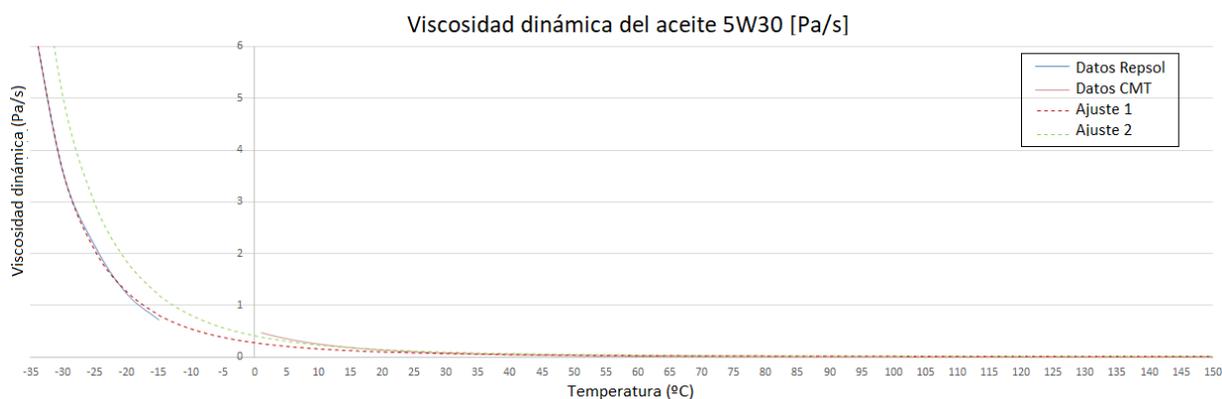


Figura 4.16: Ajustes de la curva de viscosidad dinámica del aceite en Pa/s

Este primer ajuste se corresponde con las constantes de Vogel:

$$K_1 = 0,000248004 \qquad K_2 = 778,23358 \qquad K_3 = 161,855331$$

Estos valores son introducidos en el código mediante la función *viscosidad_dinamica.m* como se muestra en la siguiente Figura:

```

35 | %Viscosidad dinámica correlación Vemod aceite 5W30
36 - if tipo_aceite == 5
37 -     VoeguelK1 = 0.000248004;
38 -     VoeguelK2 = 778.23358;
39 -     VoeguelK3 = 161.855331;
40 -     visc_din = VoeguelK1 * exp(VoeguelK2 / (Toil + 273.15 - VoeguelK3));
41 - end
    
```

Figura 4.17: Introducción de las constantes de Vogel en el código

Si comparamos la nueva curva con la original (Figura 4.18), se puede observar un gran cambio, especialmente en la parte de baja temperatura. Por lo que el modelo adquirirá una mayor precisión y se corregirán los problemas encontrados en los ensayos de arranque en frío. De nuevo, en la segunda parte del capítulo de *Resultados* se representarán los cambios observados tras la implementación de la nueva curva de viscosidad.

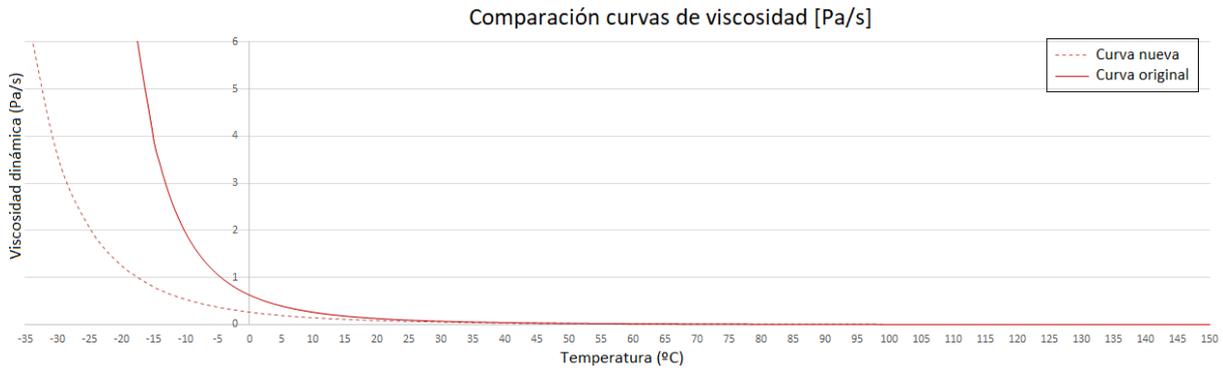


Figura 4.18: Comparación entre la curva de viscosidad actual y la propuesta

4.2.3 Coeficientes de ajuste de pérdidas mecánicas

En el capítulo de fundamentos teóricos se ha explicado qué son y cómo afectan las pérdidas mecánicas en los motores de combustión. Partiendo de esa base, se va a proceder a explicar el funcionamiento del modelo de pérdidas mecánicas empleado para modelar las pérdidas debidas a la fricción y a los elementos auxiliares en el Motor Virtual.

Como simplificación del modelo se va a suponer que la película de lubricante es de espesor constante e incompresible, que los segmentos del pistón permanecen inmóviles, no experimentan ni deformaciones ni torsiones y que la cara inferior de estos permanece en todo momento en contacto con la cara inferior de su ranura, tal y como se observa en la Figura 4.19. [22]

Pérdidas por fricción entre el pistón y el cilindro

Las pérdidas por fricción del pistón representan una gran cantidad de las pérdidas mecánicas totales. El conjunto pistón, segmentos y falda en contacto con el cilindro pueden llegar a suponer hasta un 70% del total de pérdidas mecánicas.

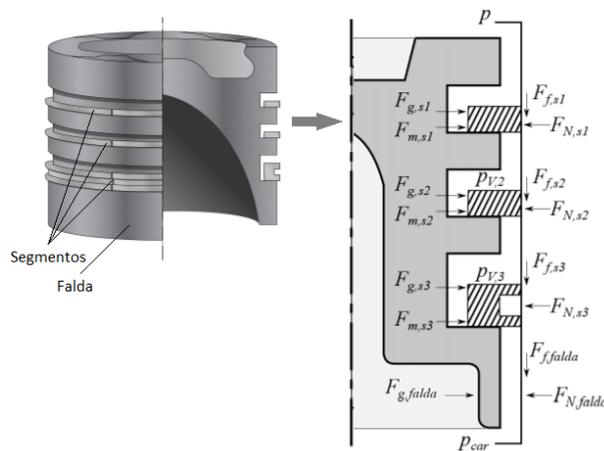


Figura 4.19: Esquema de fuerzas en el pistón [14]

El modelo de pérdidas mecánicas separa las pérdidas asociadas al pistón en:

- Pérdidas en los segmentos.** Los segmentos o anillos se ubican en las ranuras del pistón y su función es evitar fugas de gas y de aceite desde la cámara de combustión hacia el cárter.

Para ello existen tres anillos distintos: el de fuego, evita el paso de los gases quemados hacia el cárter; el de estanqueidad, retiene el gas que haya podido pasar a través del primer anillo; y el de rascado, distribuye el aceite a lo largo de la camisa.

La fuerza normal de cada segmento se puede expresar como la suma que ejerce el gas sobre este y la fuerza del montaje, es decir:

$$F_{N,s_i} = F_{g,s_i} + F_{m,s_i} \quad (4.8)$$

A su vez estas fuerzas pueden descomponerse como:

$$F_{g,s_i} = p_{g,s_i} \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s_i}) \cdot h_{s_i} \quad (4.9)$$

$$F_{m,s_i} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t,s_i} \quad (4.10)$$

Donde:

p_{g,s_i} : Presión del gas en el segmento.

D : Diámetro de la camisa del cilindro.

x_{s_i}, h_{s_i} : Anchura y altura del segmento en contacto con el gas.

F_{t,s_i} : Fuerza tangencial del segmento.

Esta última expresión supone más bien una aproximación, ya que el método correcto de calcularlo sería mediante las presiones de contacto de los anillos. Sin embargo, su determinación es complicada.

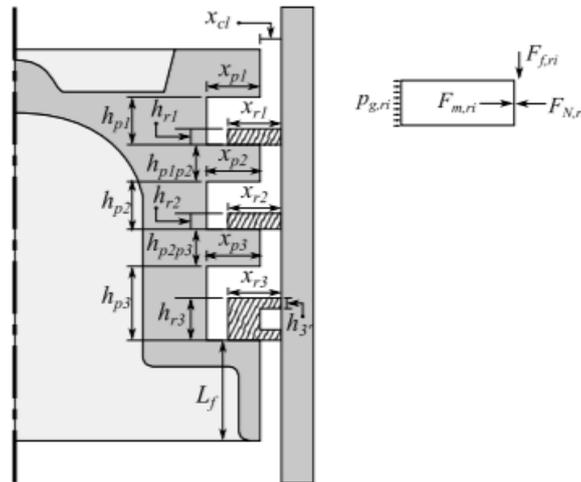


Figura 4.20: Geometría de los segmentos y ranuras del pistón [14]

- Pérdidas en la faldita del pistón.** Los cálculos se simplifican asumiendo que la fuerza normal sobre el pistón es la que se aplica a la faldita, esto es:

$$F_{N,faldita} = F_{N,piston} \quad (4.11)$$

En el desarrollo de este trabajo, con los datos experimentales proporcionados por el CMT para el motor estudiado, durante el análisis de las pérdidas mecánicas se observó que el modelo era demasiado sensible. (Ver Figura 5.26 del capítulo de *Resultados*). Con el objetivo de reducir esta sensibilidad y aproximar el modelo a los datos experimentales, se ha decidido plantear una nueva hipótesis para calcular la fuerza normal que ejerce el gas sobre el pistón, es decir, la ecuación 4.9.

En esta expresión, la fuerza se calcula como el producto de la presión ejercida por el gas y el área del segmento en contacto con el gas. La presión del gas es distinta para cada segmento y viene determinada en función de un volumen. El modelo simplifica la geometría del pistón como cuatro volúmenes unidos mediante tres toberas, tal y como se muestra en la siguiente Figura:

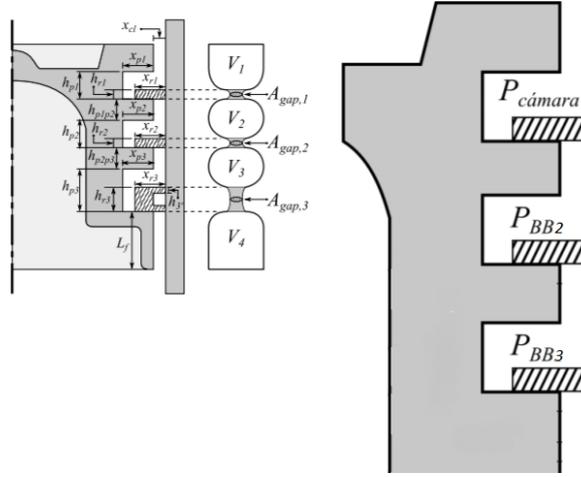


Figura 4.21: Geometría de los segmentos y ranuras del pistón [14]

El primero de los volúmenes hace referencia a la cámara de combustión y a la hendidura entre esta y el primer segmento. El segundo volumen se corresponde con la hendidura del segundo segmento y lo mismo para el tercer volumen. Finalmente, el cuarto volumen es el espacio entre cilindro y falda y el cárter. Por otro lado, las toberas hacen referencia a los huecos entre cada volumen.

Actualmente, el modelo calcula las fuerzas del gas considerando la suma de las presiones aguas arriba y abajo de cada uno de los segmentos. Estas expresiones son las siguientes:

$$F_{g,s_1} = peso \cdot (P_{BB2} + P_{camara} - 2 \cdot P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s1}) \cdot h_{s1} \quad (4.12)$$

$$F_{g,s_2} = peso \cdot (P_{BB3} + P_{BB2} - 2 \cdot P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s2}) \cdot h_{s2} \quad (4.13)$$

$$F_{g,s_3} = peso \cdot (P_{BB3} + P_{carter} - 2 \cdot P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s3}) \cdot h_{s3}/2 \quad (4.14)$$

La nueva hipótesis de cálculo consiste en suponer únicamente la presión aguas abajo para ajustar el modelo a los datos obtenidos experimentalmente. Las nuevas expresiones son entonces:

$$F_{g,s_1} = peso \cdot (P_{BB2} - P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s1}) \cdot h_{s1} \quad (4.15)$$

$$F_{g,s_2} = peso \cdot (P_{BB3} - P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s2}) \cdot h_{s2} \quad (4.16)$$

$$F_{g,s_3} = peso \cdot (P_{carter} - P_{atm}) \cdot \pi \cdot (D - 2 \cdot x_{s3}) \cdot h_{s3}/2 \quad (4.17)$$

El peso hace referencia a la importancia de estas fuerzas sobre el cálculo de las pérdidas. Es posible definir un peso distinto en función del régimen, cuyo valor será ajustado más adelante. También se destaca la importancia de trabajar en presiones relativas, razón por la cual se ha restado la presión atmosférica en todas las expresiones.

Tras el cálculo de las fuerzas normales, debe calcularse los coeficientes de fricción de cada elemento. Para ello es preciso definir el régimen de lubricación, que viene definido por el número de Sommerfeld como:

Para los segmentos:

$$S_{s_i} = \frac{\pi \cdot D \cdot \mu \cdot v_{pis}}{F_{N,s_i}} \quad (4.18)$$

Para la falda del pistón:

$$S_{falda} = \frac{\pi \cdot D \cdot \mu \cdot v_{pis}}{F_{N,falda}} \quad (4.19)$$

Siendo D el diámetro del cilindro, v_{pis} la velocidad instantánea del pistón, μ la viscosidad dinámica, F_{N,s_i} y $F_{N,falda}$ las fuerzas normales del gas sobre cada segmento y sobre la falda, respectivamente.

Puesto que no es objeto de este trabajo, no se va a entrar en mayor profundidad en estas ecuaciones. En caso de que el lector estuviese interesado en ampliar el conocimiento sobre estas, se recomienda la lectura de *Carreño R. A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines* [22] y *Taraza D. & Henein N. Friction losses in multicylinder Diesel engines.* [23]

Si el régimen de lubricación obtenido se encuentra en la zona de lubricación mixta (recordemos la Figura 2.9) el coeficiente de fricción se calcula como:

$$f_{s_i} = f_0 \cdot \left(1 - \frac{S_{s_i}}{10^{-4}}\right) + f_{cr} \cdot \frac{S_{s_i}}{10^{-4}} \quad (4.20)$$

Siendo f_0 y f_{cr} los coeficientes de fricción seca y crítica, respectivamente. Esta última viene determinada por el límite del régimen hidrodinámico. Los valores de ambos coeficientes se consideran en $f_0 = 0,14$ y $f_{cr} = 0,0225$. Su magnitud se ha obtenido de [22].

Si, por el contrario, el régimen de lubricación es hidrodinámico entonces, el coeficiente de fricción se expresa como:

$$f_{s_i} = \exp(m \cdot \ln(S_{s_i}) + \ln(B)) \quad (4.21)$$

Siendo m y B dos parámetros dependientes de la geometría de los segmentos. De nuevo se van a tomar los valores que aparecen en [22], es decir, $m = 0,625$ y $B = \exp(1,962)$.

Para la falda del pistón, el cálculo se simplifica a una única ecuación:

$$f_{falda} = 2,5 \cdot \sqrt{S_{falda}} \quad (4.22)$$

Finalmente, las pérdidas por fricción del pistón (entendiéndose este como la suma de los segmentos y la falda) expresadas en términos de potencia se pueden calcular como:

$$N_{fri,piston} = \sum_{s_i=1}^3 \left[\int f_{s_i}(\alpha) \cdot F_{N,s_i}(\alpha) \cdot v_{piston} d\alpha \right] + \left[\int f_{falda}(\alpha) \cdot F_{N,falda}(\alpha) \cdot v_{piston} d\alpha \right] \quad (4.23)$$

Pérdidas por fricción de los cojinetes del cigüeñal

Las pérdidas por fricción asociadas a los cojinetes suele estar entre el 25 % y el 40 % del total de las pérdidas mecánicas. El cigüeñal es un eje que transforma el movimiento alternativo en movimiento circular y sobre este se pueden encontrar los cojinetes, que se trata de elementos metálicos que sirven de apoyo entre partes que friccionan. Por lo tanto, estos deben estar correctamente lubricados.

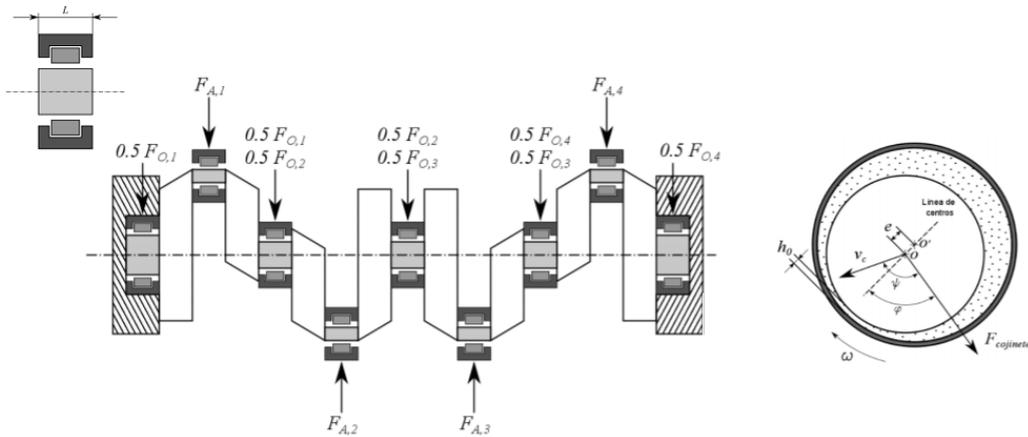


Figura 4.22: Izquierda: Esquema de fuerzas sobre los cojinetes del cigüeñal. Derecha: Geometría y fuerzas de un cojinete [14]

En la Figura 4.22 se muestra el esquema de fuerzas que se aplican a cada cojinete para un motor de cuatro cilindros ($F_{A,1}$, $F_{A,2}$, $F_{A,3}$ y $F_{A,4}$) y la fuerza ejercida por cada cilindro sobre el cigüeñal ($F_{O,1}$, $F_{O,2}$, $F_{O,3}$ y $F_{O,4}$). Todas estas fuerzas pueden determinarse de forma sencilla mediante un análisis dinámico del mecanismo.

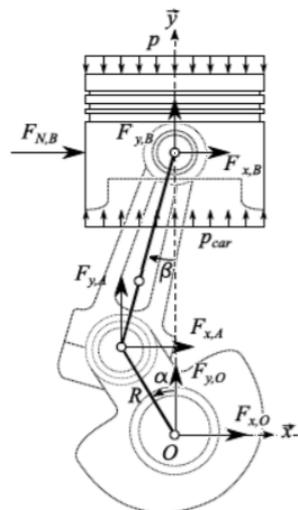


Figura 4.23: Análisis dinámico del mecanismo [14]

Retornando a la Figura 4.22, en esta aparece representado a la derecha un esquema simplificado de la geometría de un cojinete donde $F_{cojinete}$ es la fuerza ejercida sobre el cojinete, v_c la velocidad lineal, w la velocidad angular, h_0 el mínimo espesor de película del aceite y e la excentricidad entre los ejes. Además, se define el radio de excentricidad como:

$$\epsilon = \frac{e}{c} \quad (4.24)$$

Siendo c el juego o la holgura diametral que existe entre el eje y el cojinete. Este valor debe estar comprendido entre 40 y 80 micras.

Resolviendo el análisis dinámico y combinando expresiones, se pueden calcular las pérdidas por fricción de los cojinetes expresadas en términos de potencia como:

$$N_{fri,cojinete} = \sum_{C=1}^{NC} \left[\int \left[\frac{\pi \cdot \mu \cdot D_{coj}^3 \cdot w^2 \cdot L_{coj}}{c \cdot \sqrt{1 - \epsilon^2}} + \frac{w \cdot c \cdot \epsilon \cdot F_{coj} \cdot \text{sen}\phi}{2} \right] (\alpha) d\alpha \right] \quad (4.25)$$

Para resolver esta ecuación se debe conocer la geometría característica del cojinete (longitud y diámetro) y los parámetros característicos como la excentricidad y la holgura. Sin embargo, estos son complejos de obtener y se suelen estimar como:

Relación L/D	Holgura diametral
0.25 - 0.36	(0.001 - 0.005) D_{coj}

Tabla 4.3: Características geométricas del cojinete de un cigüeñal [24]

De nuevo, se ha presentado la expresión completamente desarrollada para el cálculo de la potencia de pérdidas. Si el lector desea profundizar en estos cálculos y conocer de donde se extrae esta expresión, así como la resolución paso a paso del análisis dinámico de fuerzas, se recomienda la lectura de *Carreño R. A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines* [22].

Pérdidas por fricción en el sistema de distribución de gases

El sistema de distribución es el mecanismo con menor influencia sobre las pérdidas mecánicas, aunque en el peor de los casos puede suponer hasta un 30 % de las pérdidas mecánicas totales.

El sistema de distribución de un motor es el encargado de abrir y cerrar las válvulas del sistema. A continuación, se detalla cómo se obtienen las pérdidas de fricción causadas por el contacto entre la leva y el taqué.

En el motor de estudio (Motor 2), el taqué es un balancín encargado de empujar las válvulas. Entre la leva y el balancín existe una delgada capa de aceite, la cual está expuesta a una gran carga que provoca una deformación elástica.

Para obtener la potencia de pérdidas por fricción en la distribución es necesario calcular previamente la fuerza de fricción en todas las válvulas. Esta fuerza viene expresada según la ecuación (4.26). En esta expresión el primer término hace referencia a la aspereza del contacto y el segundo término a la tensión de corte del aceite.

$$F_{fri,distribucin} = [\tau_0 \cdot A_a + k_m \cdot P_a] + \tau \cdot (A - A_a) \quad (4.26)$$

Donde τ es el esfuerzo cortante, k_m el coeficiente de presión en el límite del esfuerzo, A_a la superficie de contacto de las asperezas, A la superficie de Hertz y P_a la presión de las asperezas. Estas tres últimas pueden descomponerse como:

$$A_a = \pi^2 \cdot (\rho \cdot \zeta \cdot \sigma)^2 \cdot A \cdot F_2 \cdot \left(\frac{h_0}{\sigma}\right) \quad (4.27)$$

$$P_a = \frac{16 \cdot \sqrt{2}}{15} \cdot \pi \cdot (\rho \cdot \zeta \cdot \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\epsilon}} \cdot E_{leva} \cdot A \cdot F_{5/2} \cdot \left(\frac{h_0}{\sigma}\right) \quad (4.28)$$

$$A = 2 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot F_{n, valv} \cdot R_{leva}}{\pi \cdot E_{leva}}} \cdot L_{leva} \quad (4.29)$$

Siendo ρ y ζ la densidad y el radio de curvatura de las asperezas, σ la rugosidad, h_0 el mínimo espesor de película del aceite, E_{leva} el módulo de elasticidad de la leva y F_2 y $F_{5/2}$ son funciones estadísticas que más adelante se detallan.

Con el objetivo de aclarar de dónde proceden muchos de los parámetros que se han presentado en las ecuaciones anteriores, se representa en la siguiente Figura un esquema cinemático entre leva y taqué (a), un esquema del balance de fuerzas entre la leva y la válvula (b) y la superficie de contacto de Hertz (c).

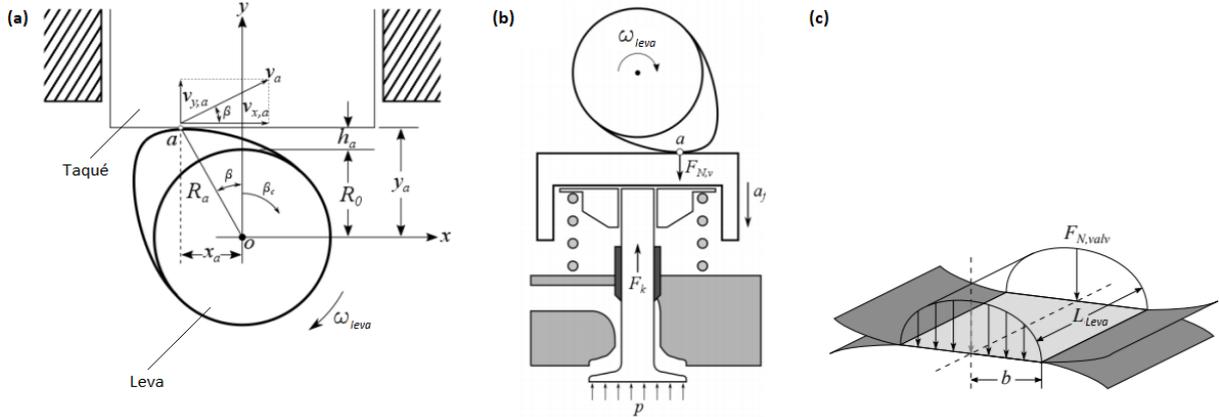


Figura 4.24: (a) Esquema cinemático leva-taqué. (b) Balance de fuerzas. (c) Superficie de Hertz [14]

En cuanto a las funciones estadísticas, estas se han simplificado para facilitar su aplicación en el modelo. Estas mismas expresiones pueden encontrarse en los trabajos [25,26] y se representan en función del parámetro de separación $\lambda = h_0/\sigma$.

$$F_2 = 1,47 \cdot e^{-\lambda} + 0,0117\lambda^3 - 0,143\lambda^2 + 0,61\lambda - 0,93 \quad (4.30)$$

$$F_{5/2} = 2,26 \cdot e^{-\lambda} + 0,03\lambda^3 - 0,31\lambda^2 + 1,172\lambda - 1,64 \quad (4.31)$$

Tras todos estos cálculos previos, se puede calcular las pérdidas de fricción del sistema de distribución de gases en términos de potencia como:

$$N_{fric,distr} = N_{adm} \cdot \left[\oint F_{fri,distr}(\alpha) \cdot v_c(\alpha) d\alpha \right]_{adm} + N_{esc} \cdot \left[\oint F_{fri,distr}(\alpha) \cdot v_c(\alpha) d\alpha \right]_{esc} \quad (4.32)$$

Siendo N_{adm} y N_{esc} el número de válvulas de admisión y escape y v_c la velocidad de contacto de la leva, la cual puede extraerse mediante un análisis dinámico cuyo esquema se ha representado en la Figura 4.24 (a).

Se vuelve a recomendar la lectura de *Carreño R. A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines* [22] para profundizar en los cálculos y ampliar la información proporcionada en este documento.

Pérdidas por accionamiento de la bomba de refrigerante

Generalmente, el refrigerante empleado en los vehículos es agua, la cual es bombeada mediante una bomba centrífuga. Por lo tanto, en este tipo de bombas la potencia consumida se obtiene directamente aplicando la siguiente ecuación:

$$N_{aux,refrig} = \left[\frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \right]_{refrig} \quad (4.33)$$

Donde Δp es el salto de presión de la bomba, \dot{V} el flujo de refrigerante y η el rendimiento del elemento.

Para este estudio es necesario calcular el caudal impulsado por la bomba y su salto de presión, por lo que se recurrió a una correlación experimental. Para ello se disponía de los datos de la bomba y que se muestran en la gráfica de la siguiente Figura:

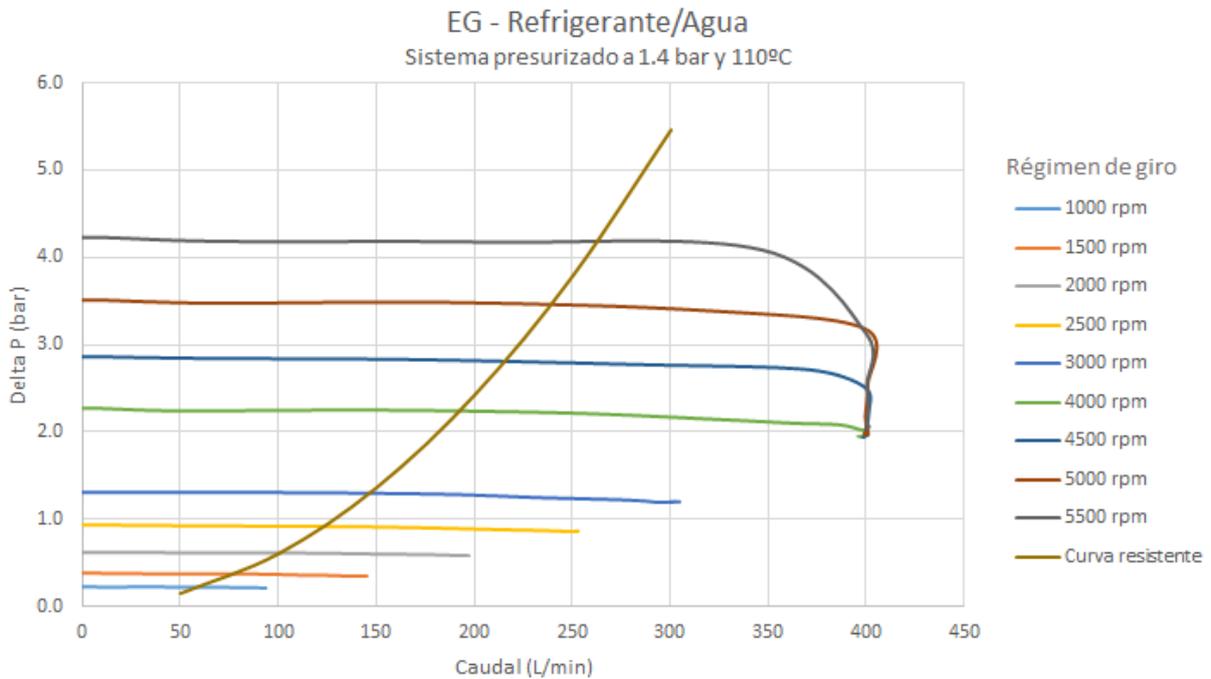


Figura 4.25: Datos de presión y caudal de la bomba de refrigerante

Para cada punto de corte entre la curva resistente y la curva de motriz para cada régimen de giro de la bomba centrífuga es posible conocer el caudal proporcionado. La gráfica que se obtiene se representa en la Figura 4.26.

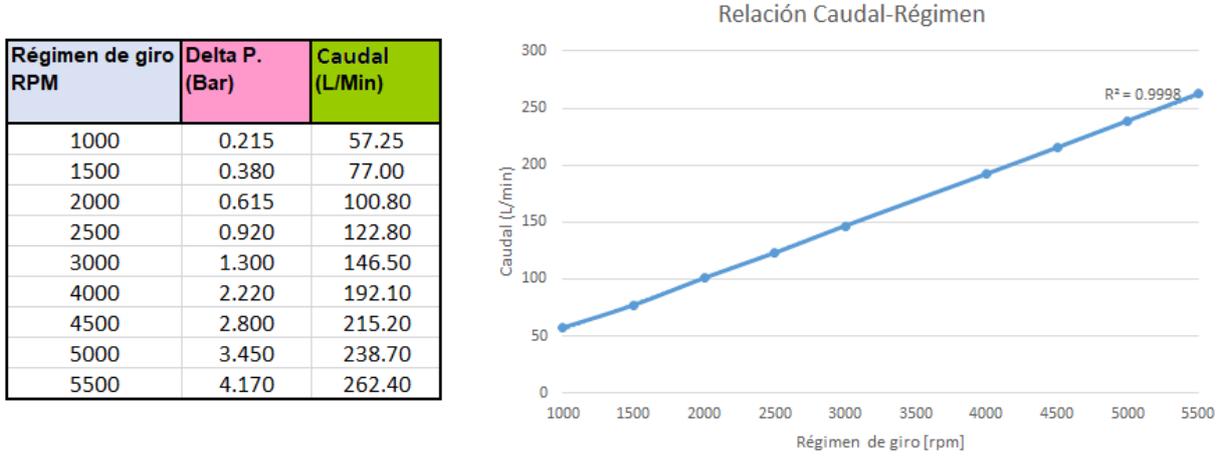


Figura 4.26: Relación caudal-régimen de giro extraído de la bomba de refrigerante

Observando las dos gráficas anteriores es razonable asumir una relación lineal entre el régimen y el caudal, mientras que para la caída de presión se tomó una dependencia cuadrática, como suele ser habitual:

$$\Delta p_{refrig} = k_{1,refrig} \cdot \dot{V}_{refrig}^2 \quad (4.34)$$

$$\dot{V}_{refrig} = k_{2,refrig} \cdot n \quad (4.35)$$

Tras el ajuste de los datos experimentales se ha obtenido un valor de 0,0488 para la primera de las constantes ($k_{1,refrig}$) y un valor de $6,056E - 05$ para la segunda ($k_{2,refrig}$). Estos valores se introducen en el modelo de pérdidas para ajustar los caudales y el salto de presión de la bomba de agua.

Si combinamos todas estas expresiones es posible obtener la potencia perdida por el accionamiento de la bomba de refrigerante únicamente con su régimen de giro (n) como:

$$N_{aux,refrig} = \left[\frac{k_1 \cdot k_2^3 \cdot n^3}{\eta} \right]_{refrig} \quad (4.36)$$

Pérdidas por accionamiento de la bomba de lubricante

Tampoco se dispone de los datos geométricos de la bomba de aceite, sin embargo, el método de cálculo para la potencia de accionamiento es análogo al de la bomba de agua. Por lo que:

$$N_{aux,lubr} = \left[\frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \right]_{lubr} \quad (4.37)$$

En este caso, la bomba de aceite es volumétrica, por lo que el caudal debe ser directamente proporcional al régimen de giro.

$$\dot{V}_{lubr} = k_{1,lubr} \cdot n \quad (4.38)$$

El cálculo del salto de presión es más complejo debido la existencia de una válvula de alivio. A partir de un cierto régimen de giro (2500 rpm para nuestra bomba) el salto de presión alcanza su valor máximo y se abre por cuestiones de seguridad la válvula, reduciéndose la presión.

De este modo, cuando el régimen de giro esté por debajo del régimen de máxima presión, la pérdida hidráulica de la bomba se relaciona con la fricción como consecuencia de la velocidad del flujo. En dinámica de fluidos esta relación viene determinada por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p_{lubr} = \left[\frac{8 \cdot f \cdot L}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} \right]_{valv} \cdot \dot{V}_{lubr}^2 \quad (4.39)$$

Normalmente, suele emplearse la expresión de Moody para calcular el factor de fricción de la válvula. Puesto que para este trabajo no se conocía la rugosidad de las superficies ni sus dimensiones geométricas, se ha adaptado la ecuación a:

$$f_{valv} = \left(\frac{k' \cdot \mu}{\dot{V}} \right)_{lubr}^{k_{3,lubr}} \quad (4.40)$$

De este modo la expresión 4.39 queda como:

$$\Delta p_{lubr} = \left[\frac{8 \cdot L}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} \right]_{valv} \cdot \left(\frac{k' \cdot \mu}{\dot{V}} \right)_{lubr}^{k_{3,lubr}} \cdot \dot{V}_{lubr}^2 = k_{2,lubr} \left(\frac{\mu}{\dot{V}} \right)_{lubr}^{k_{3,lubr}} \cdot \dot{V}_{lubr}^2 \quad (4.41)$$

Por otro lado, cuando se supere el régimen de máxima presión, el salto de presión se corresponde con el valor máximo que puede proporcionar la bomba, es decir, $\Delta p = \Delta p_{max}$.

Combinando las expresiones anteriores se puede calcular la pérdida de potencia por el accionamiento de la bomba de lubricante como:

$$N_{aux,lubr} = k_{2,lubr} \left(\frac{\mu}{k_1 \cdot n} \right)_{lubr}^{k_{3,lubr}} \cdot \frac{(k_{1,lubr} \cdot n)^3}{\eta_{lubr}} \quad ; \quad si \quad n < n_{\Delta p,max} \quad (4.42)$$

$$N_{aux,lubr} = \frac{k_{1,lubr} \cdot n \cdot \Delta p_{max}}{\eta_{lubr}} \quad ; \quad si \quad n < n_{\Delta p,max} \quad (4.43)$$

Para obtener el valor de las tres constantes que se presentan en las ecuaciones se han facilitado las curvas de bombas de motores similares al de estudio (Figura 4.27). Entre estas curvas, se ha considerado que la que más se ajusta en este caso es la bomba del DW12 con una temperatura del aceite de 80°C.

Para obtener la potencia de accionamiento de esta bomba solo es necesario multiplicar el par por el régimen de giro ($P = M \cdot w$).

Por otro lado, la válvula de alivio se abre al alcanzar las 2500 rpm alcanzando 5 bar de presión. Con estos datos se obtienen unos valores de $k_{1,lubr} = 0,018 \text{ L/rev}$ y $k_{2,lubr} = 1,73 \text{ bar}/(\text{L/min})^2$.

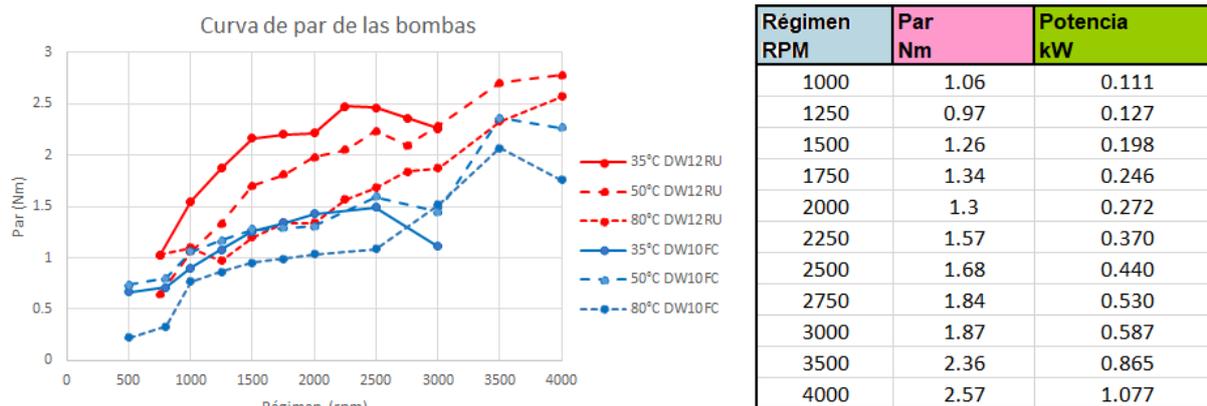


Figura 4.27: Información de la bomba de lubricante

La tercera constante viene del ajuste de datos experimentales del Motor 1 y se toma por defecto un valor de $k_{3,lubr} = 0,64$ según el trabajo [22].

El ajuste de estas tres constantes solo es necesario en caso de que se desconozca tanto la presión como el caudal del aceite. Sin embargo, puesto que en algunos casos es posible conocer la presión, también se ha implementado en el código la opción de ajustar únicamente el valor del caudal de lubricante a partir del valor de presión medida y la temperatura del aceite en determinado instante. Para este modelo de cálculo, los datos proporcionados por el fabricante fueron los siguientes:

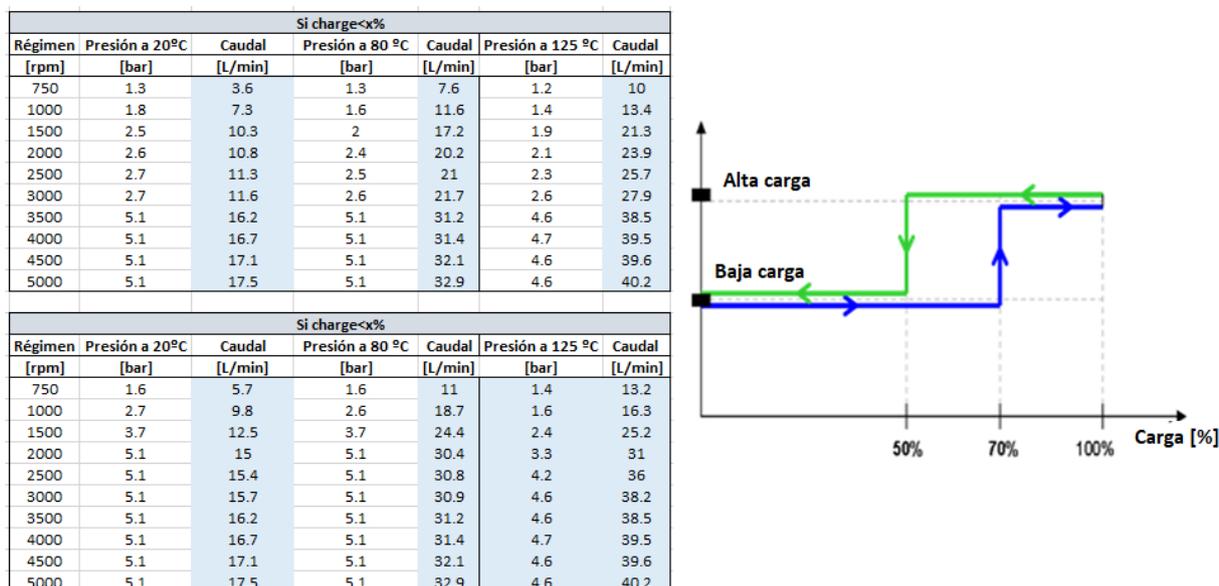


Figura 4.28: Características de operación de la bomba de aceite

Como se observa en la Figura 4.28, el sistema de control de la bomba presenta histéresis. Teniendo esto en cuenta se ha modelado el caudal en función de la presión y la temperatura como:

$$\dot{V}_{lubr} = [-1,2143 \cdot \Delta P_{lubr}^2 + 13,777 \cdot \Delta P_{lubr} - 7,1842] / K_t \quad (4.44)$$

Donde K_t es una constante dependiente de la temperatura expresada como:

$$K_t = 0,0081 \cdot T_{lubr} + 0,3419 \quad (4.45)$$

Aplicando esta ecuación se obtiene el siguiente ajuste para el Motor 2:

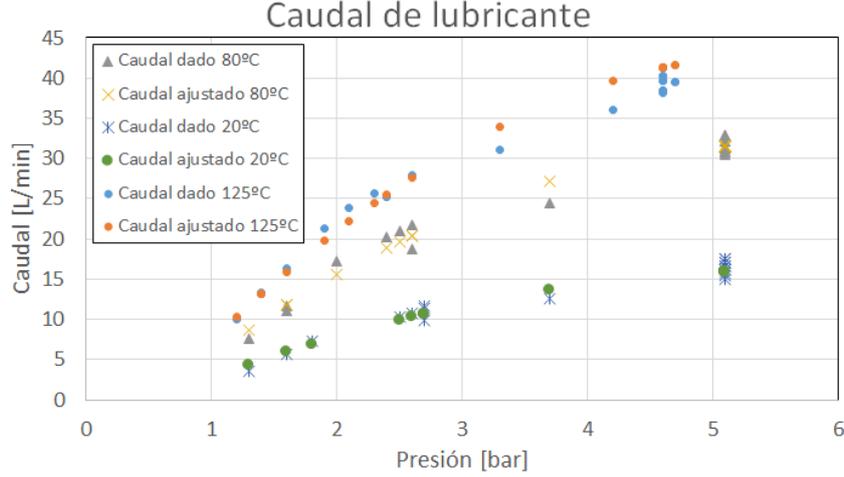


Figura 4.29: Ajuste del caudal de la bomba de aceite en función de la presión y la temperatura

Pérdidas por accionamiento de la bomba de combustible

Igual que en las bombas anteriores la potencia de accionamiento es proporcional al caudal trasegado y al aumento presión. En este caso, debido a que la presión de impulsión del combustible es muy elevada se considera que esta presión es igual que la del raíl (tanto el Motor 1 como el Motor 2 disponen de un sistema de inyección Common-Rail).

La expresión queda entonces como:

$$N_{aux,comb} = p_{rail} \cdot \left[\frac{\dot{V}}{\eta} \right]_{comb} \quad (4.46)$$

El modelo actual calcula el flujo de combustible bombeado a través del gasto másico de combustible y se ajustan unas constantes ($k_{1,comb}$ y $k_{2,comb}$) en función de los datos experimentales del Moto 1. Por defecto, los valores que emplea el modelo son de $(0,0041/60) m^3/Kg$ y 0,6, respectivamente.

La expresión queda entonces como:

$$\dot{V}_{comb} = \left[k_1 \cdot m^{k_2} \right]_{comb} \quad (4.47)$$

Sin embargo, los caudales obtenidos a través de esta expresión son superiores a los datos proporcionados por el fabricante. En la Figura 4.30 se representan en azul los valores obtenidos teóricamente con la expresión 4.48 y en amarillo los valores proporcionados por el fabricante.

Comparando ambos valores se puede concluir que los valores teóricos son significativamente superiores a los reales.

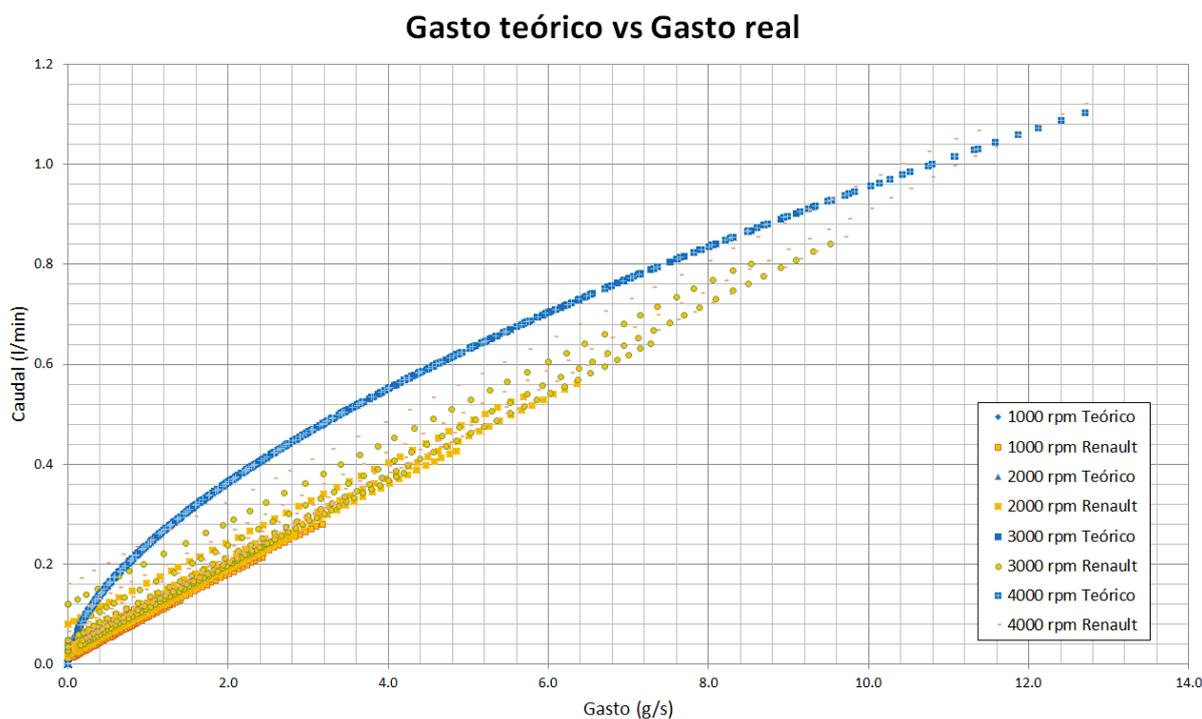


Figura 4.30: Gasto teórico y real de la bomba de combustible

Para solucionar esta discrepancia de datos, se ajustó la ecuación teniendo en cuenta la masa inyectada por ciclo y la presión en el raíl:

$$\dot{V}_{comb} = [k_{1,comb} \cdot m_{comb} + k_{2,comb} \cdot p_{rail}] \cdot n \cdot i \quad (4.48)$$

Donde n es el régimen de giro y i son los ciclos por revolución. Puesto que el motor es de cuatro tiempos necesita 2 giros del cigüeñal para completar un ciclo, entonces, $i = 0,5$.

Tras el ajuste, las constantes son: $k_{1,comb} = 0,0014m^3/Kg$ y $k_{2,comb} = 3,463E-16m^3/Pa$. Ahora, los datos teóricos y experimentales ya concuerdan, tal y como se muestra en la Figura 4.31. Puesto que el motor de estudio (Motor 2) se comporta igual que el Motor 1, tanto la expresión (4.48) como el valor de las constantes son válidas para el modelo de pérdidas mecánicas del Motor 2.

Cabe destacar que, como pérdidas relacionadas al accionamiento de equipos auxiliares, solo se ha hecho referencia a la bomba de agua, de aceite y de combustible, sin embargo, existen otros sistemas que también forman parte de estas pérdidas. El sistema de frenado o accionamiento del sistema acondicionado del vehículo también son algunos ejemplos, aunque su importancia sobre las pérdidas puede considerarse menor.

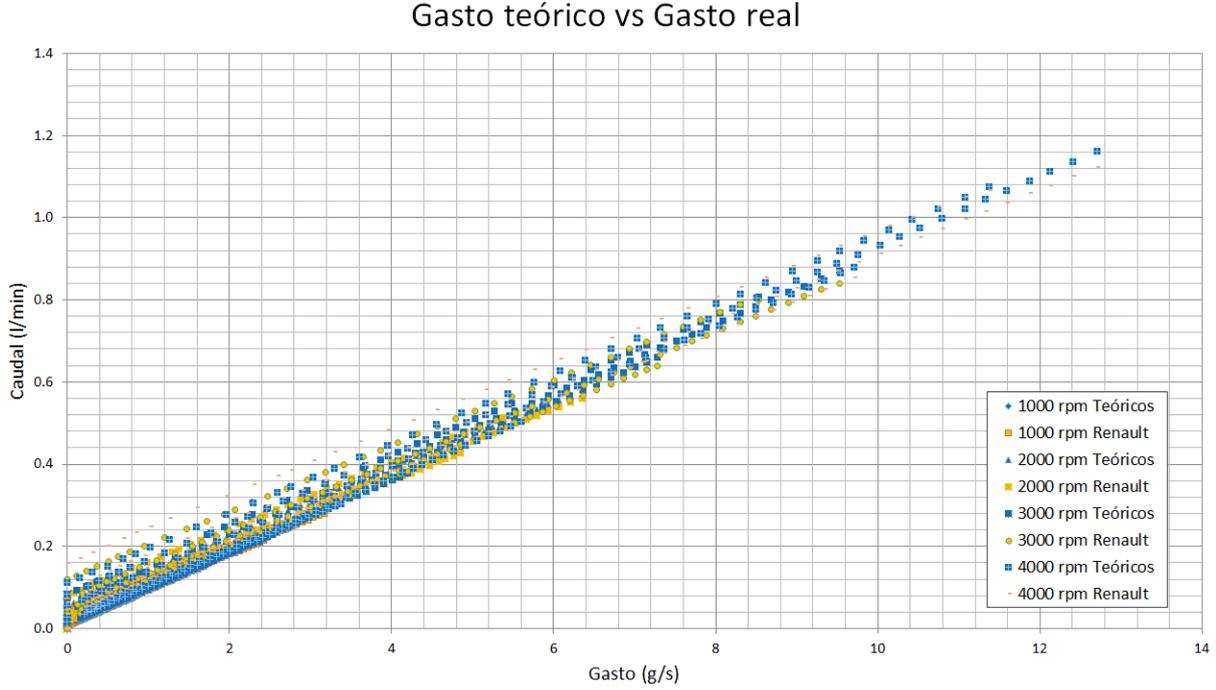


Figura 4.31: Gasto teórico corregido y real de la bomba de combustible

Ajuste de las pérdidas mecánicas

Tras el cálculo de todas las pérdidas mecánicas del modelo, estas son comparadas con los valores experimentales. De este modo es posible realizar un ajuste para conseguir la validación experimental.

Este ajuste sigue la siguiente expresión:

$$[FMEP+AMEP]_{mod} = [FMEP_{pis} \cdot K_{pis} + FMEP_{coj} \cdot K_{coj} + FMEP_{distr} \cdot K_{distr} + AMEP \cdot K_{aux}]_{exp} \quad (4.49)$$

Donde $[FMEP + AMEP]_{mod}$ hace referencia a las pérdidas por fricción más auxiliares del modelo; $FMEP_{pis}$, $FMEP_{coj}$ y $FMEP_{distr}$ las pérdidas por fricción experimentales de pistón, cojinetes y distribución, respectivamente; $AMEP_{aux}$ las pérdidas auxiliares experimentales de las bombas; y K_{pis} , K_{coj} , K_{dis} y K_{aux} las constantes de ajuste del modelo de pérdidas para el pistón, los cojinetes, la distribución y los elementos auxiliares, respectivamente.

El cálculo de estas constantes se realiza mediante una herramienta de ajuste automático (la herramienta *Solver* de la hoja de cálculo del *Excel*). Para ello se calcula el mínimo error cuadrático entre los valores experimentales y los teóricos y se asignan unos pesos a cada tipo de pérdidas. En la segunda parte del capítulo de *Resultados* se muestra con mayor detalle.

Resultados y conclusiones

En el presente capítulo se muestran y analizan los resultados obtenidos, en primer lugar, del ajuste paramétrico realizado con el objetivo de obtener una caracterización óptima del motor. En segundo lugar, se presenta la mejora obtenida en el Motor Virtual tras el ajuste de la curva de viscosidad y los coeficientes de ajuste del modelo de pérdidas mecánicas para el motor de estudio.

5.1 Ajuste de los parámetros de caracterización del motor

La primera tarea que se ha realizado en el modelo virtual del motor es el ajuste de una serie de parámetros de caracterización del motor considerados como incertidumbres. Hasta ahora, ambas herramientas presentadas se encontraban trabajando suponiendo conocidos estos parámetros o realizando, en el caso de *CALMEC*, un pequeño ajuste.

Para realizar un ajuste refinado de estos parámetros en *VEMOD* se ha empleado la herramienta *CALMEC* como base de comparación. De esta forma, se van a analizar los resultados obtenidos para determinar el SOP óptimo que sea compatible con ambas herramientas, ya que ambas deben ser complementarias.

Recordemos que, aunque ambas herramientas se basan en el primer principio de la Termodinámica, el modo de operación es distinto. Esto quiere decir que en *CALMEC*, en el cálculo en condiciones de arrastre, tras imponer los parámetros que se obtuvieron durante el ajuste, la liberación de calor obtenida debe ser nula (pues no existe combustión). Sin embargo, si comparamos la presión simulada con la experimental no llegan a coincidir con exactitud. Esto es debido a las incertidumbres experimentales y la imperfección de los modelos. Esto quiere decir que, lo que debería ser unos parámetros universales válidos para cualquiera de los dos enfoques no llega a ser cierto. En los siguientes apartados se observa como el SOP óptimo proporcionado por *VEMOD* es distinto al de *CALMEC*, por lo que ha sido necesario llegar a una solución de compromiso.

5.1.1 Resultados obtenidos

El rango de valores escogido para estudiar la influencia de los parámetros ha sido el siguiente:

Coefficiente de Woschni: entre 0.8 y 1.9.

Relación de compresión: entre 15.65 y 16.2.

Coefficiente de deformaciones: entre 0.5 y 2.7.

Puesto que el motor de estudio es conocido, se ha decidido escoger estos rangos de acuerdo a los valores aproximados que presenta este motor Diésel de cuatro tiempos.

Por otro lado, para tener una mayor sensibilidad en los resultados se ha decidido emplear niveles de 12 en todos los parámetros. Recordemos que el desfase se ha supuesto como parámetro dependiente, no siendo importante en el análisis de los resultados obtenidos. Por lo tanto, se tiene un total de 1728 combinaciones posibles.

Tras realizar la simulación en ambos programas, se han obtenido los resultados del error de *VEMOD*, es decir, el error entre la presión simulada y la experimental, y el error de *CALMEC* que se corresponde con la liberación de calor, la cual en el caso ideal debería ser nula, pues todos los ensayos han sido en arrastre.

Los resultados obtenidos indican que:

- El SOP óptimo en *VEMOD* se corresponde con unos valores de:

$$C_{W1} = 1.5 \qquad RCO = 16.00 \qquad K_{def} = 0.9$$

Obteniéndose un error de 0.00011833

- El SOP óptimo en *CALMEC* se corresponde con unos valores de:

$$C_{W1} = 1.9 \qquad RCO = 16.00 \qquad K_{def} = 1.5$$

Obteniéndose un error de 0.00374432

Como puede observarse, el valor óptimo correspondiente a la relación de compresión es el mismo para ambas herramientas. Sin embargo, el resto de parámetros difiere significativamente, especialmente el coeficiente de deformaciones. Para analizar el motivo de esta discrepancia de resultados se va a analizar la influencia que tiene cada parámetro sobre el error en cada una de las herramientas así como la tendencia que presentan.

A continuación, se muestra la evolución del error en función de cada uno de los parámetros. Sin embargo, puesto que el error calculado en cada herramienta hace referencia a cosas distintas es necesario referirse a un error relativo. Es decir:

$$E(\%) = \frac{E - E_{min}}{E_{max} - E_{min}} \cdot 100 \qquad (5.1)$$

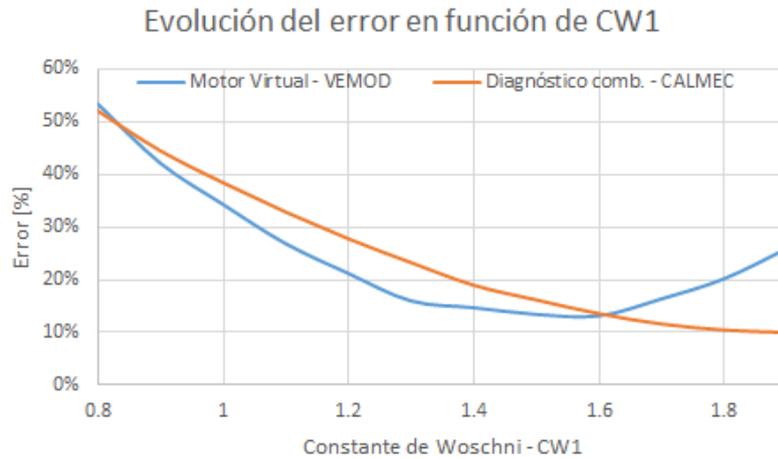


Figura 5.1: Evolución del error en función del parámetro C_{W1}

Como se observa en la Figura 5.1, el error tiende a disminuir cuando aumenta el valor de la constante de Woschni durante los primeros valores. Sin embargo, el error vuelve a aumentar a partir de 1.5 en caso de *VEMOD*, mientras que en *CALMEC* sigue la misma tendencia negativa. En proyectos futuros sería interesante ampliar el rango de valores en la herramienta de diagnóstico para comprobar si finalmente seguiría la misma tendencia que en el Motor Virtual.

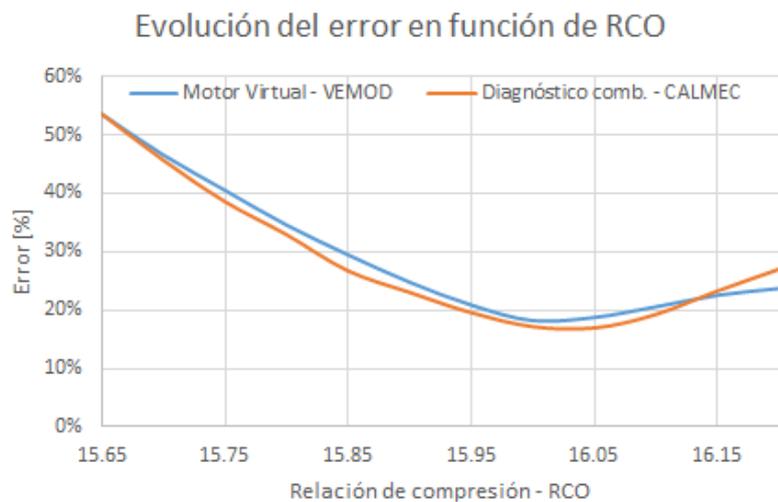


Figura 5.2: Evolución del error en función del parámetro RCO

En el caso de la relación de compresión (Figura 5.2), ambas herramientas presentan una tendencia significativamente parecida, exceptuando el último tramo del rango, donde el error en *CALMEC* se vuelve ligeramente más sensible ante el aumento de este parámetro.

Ocurre lo mismo con la evolución del error en función del coeficiente de deformaciones (Figura 5.3). Es interesante destacar en este caso, el hecho de que ambas herramientas son muy sensibles a este parámetro durante casi la primera mitad del rango de valores. Pues como se aprecia en las curvas, se observan unas pequeñas oscilaciones.

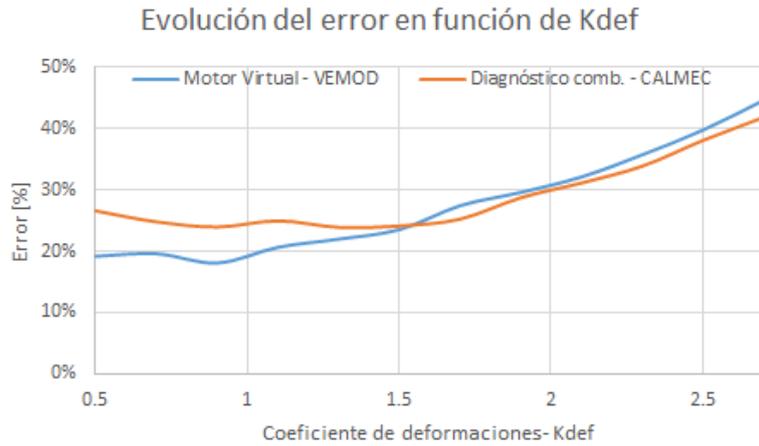


Figura 5.3: Evolución del error en función del parámetro Kdef

En la Figura 5.4 se muestran estas mismas gráficas pero para todos los puntos del ajuste realizado, es decir, para las 1728 combinaciones. En el eje izquierdo se ha representado el error en tanto por cien (error relativo), mientras que en el eje derecho se ha representado su valor absoluto.

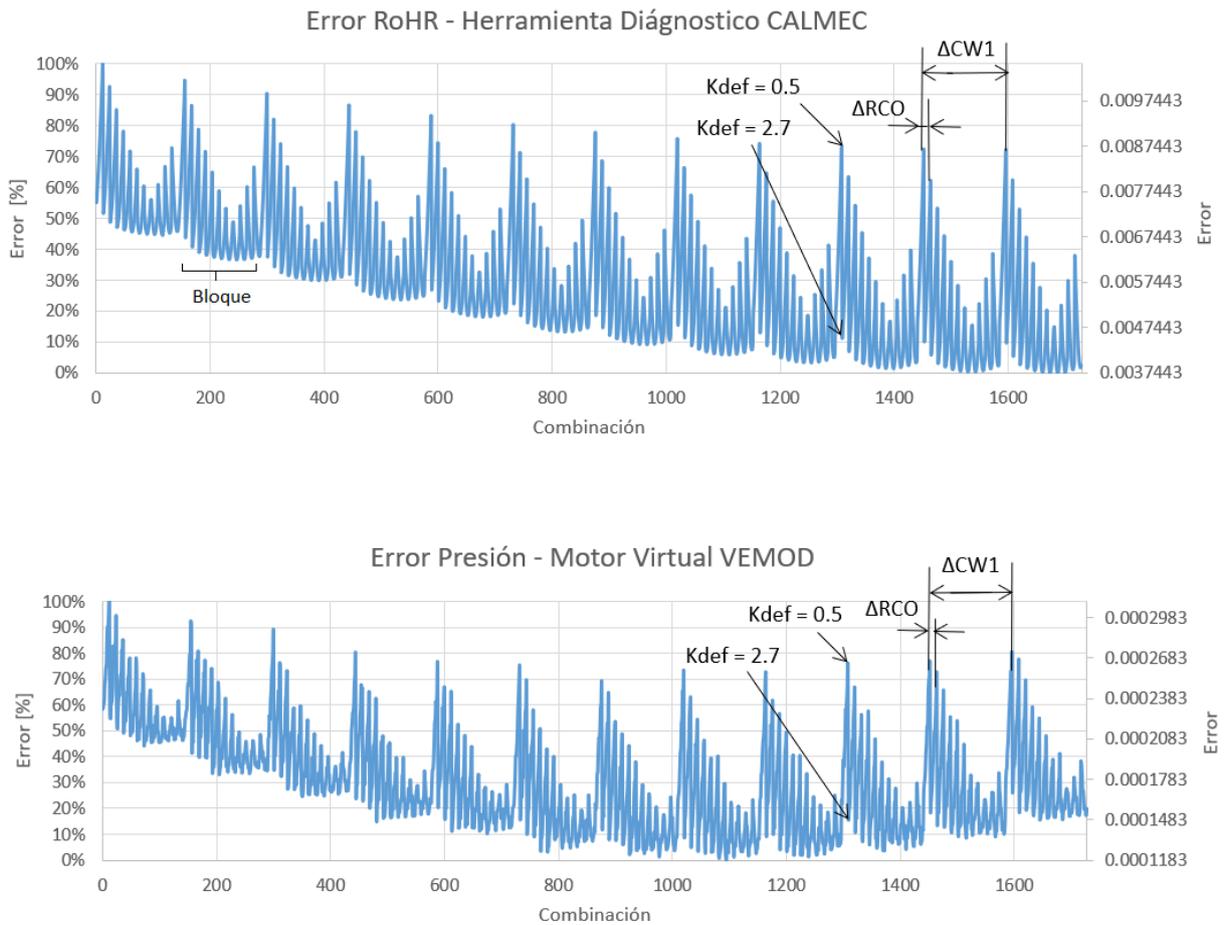


Figura 5.4: Evolución del error en CALMEC y VEMOD, respectivamente, para todas las combinaciones

Comparando ambas gráficas se puede llegar a la primera conclusión, y es que *CALMEC* es un *software* más robusto que *VEMOD* ya que todos los *bloques* presentan el mismo comportamiento, mientras que en *VEMOD* no es así.

Ambas herramientas deben ser consistentes, esto quiere decir que se debe escoger el mismo SOP para trabajar con ellas. Por lo tanto, se debe llegar a una solución de compromiso. Para decidir cuál es más fiable a la hora de obtener los resultados se ha graficado el error de una frente a la otra (Figura 5.6). Tras esto, observando la línea de tendencia se puede llegar a la conclusión de que existe una similitud del error en ambas herramientas, por lo que el peso que se le dará a cada una a la hora de decidir el SOP óptimo será el mismo, es decir, 50-50.

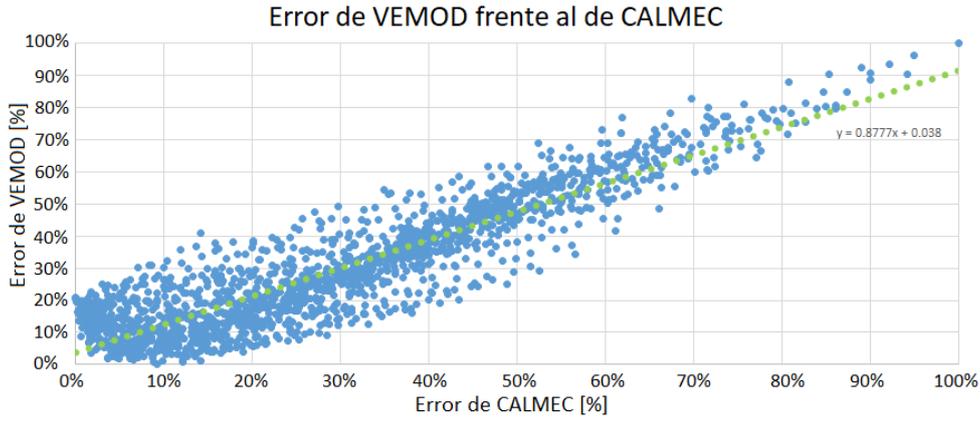


Figura 5.5: Error de *VEMOD* frente el error de *CALMEC*

Para escoger finalmente la combinación de parámetros óptimos para la caracterización del motor se ha decidido aplicar una función objetivo que halle una solución de compromiso válida. La expresión de esta función se ha extraído de [27], siendo:

$$FO = \frac{\alpha_v + \alpha_c}{\alpha_v \cdot \exp \frac{E_c - E_{v,obj}}{E_{v,obj}} + \alpha_c \cdot \exp \frac{E_c - E_{c,obj}}{E_{c,obj}}} \quad (5.2)$$

Donde:

α_v, α_c : peso de la herramienta *VEMOD* y *CALMEC*, respectivamente (entre 0 y 1).

E_v, E_c : error cometido en *VEMOD* y *CALMEC*, respectivamente.

$E_{v,obj}, E_{c,obj}$: error objetivo en *VEMOD* y *CALMEC*, respectivamente.

La mejor solución de compromiso será aquella que maximice el valor obtenido por dicha función. En primer lugar debe definirse unos valores objetivo para cada error. Como ya se presentado con anterioridad, el error proporcionado por *VEMOD* se corresponde con la diferencia de presión existente entre la presión que se ha simulado y los valores experimentales introducidos como datos de entrada. Si observamos la Figura 5.4, podemos observar que el error cometido oscila entre $3.10E-04$ y $1.18E-04$, por lo tanto como objetivo se ha establecido un valor de $1.00E-04$. Para *CALMEC* el error se corresponde con el valor RoHR nulo para condiciones de arrastre. Analizando la Figura 5.4 el error se encuentra entre $1.06E-02$ y $3.74E-03$, por lo que se toma como objetivo un valor de $4.00E-03$.

Si consideramos ambas herramientas igual de importantes, es decir, establecemos un peso a cada una del 50 % ($\alpha_v = \alpha_c = 0,5$), se obtiene la siguiente representación gráfica de la función objetivo.

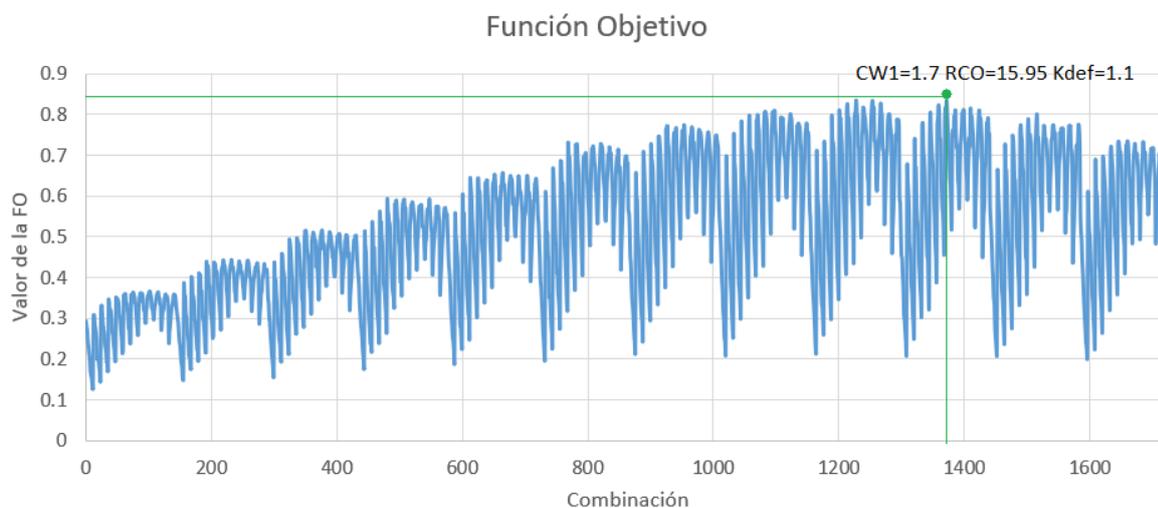


Figura 5.6: Función objetivo

El punto donde la FO alcanza su valor máximo se corresponde con el SOP:

$$C_{W1} = 1.7 \quad RCO = 15.95 \quad K_{def} = 1.1$$

Obteniéndose un error en *VEMOD* de 1.25E-04 (4 %) y en *CALMEC* de 3.86E-03 (2 %).

5.1.2 Análisis de los resultados obtenidos

También se ha estudiado el efecto cruzado que tienen el resto de parámetros sobre el error si mantenemos constante uno de ellos y variamos el resto.

Las gráficas que a continuación se presentan se establecen para el mínimo y máximo valor del rango de parámetros que permanecerá constante, con la finalidad de ampliar la visión del análisis. Asimismo, se mostrará la influencia tanto en *CALMEC* como en *VEMOD* en busca de similitudes o discrepancias entre ambas herramientas con el propósito de entender por qué cada una ha proporcionado un conjunto de parámetros óptimo distinto.

En caso de que el lector esté interesado en conocer el comportamiento de la tasa de liberación de calor para el punto óptimo de la herramienta de diagnóstico o la diferencia entre la presión simulada por el Motor Virtual y la medida en la sala de ensayos para el motor estudiado, se puede consultar el Apéndice de Figuras de este documento.

- Influencia de la constante de Woschni (C_{W1}) sobre el error

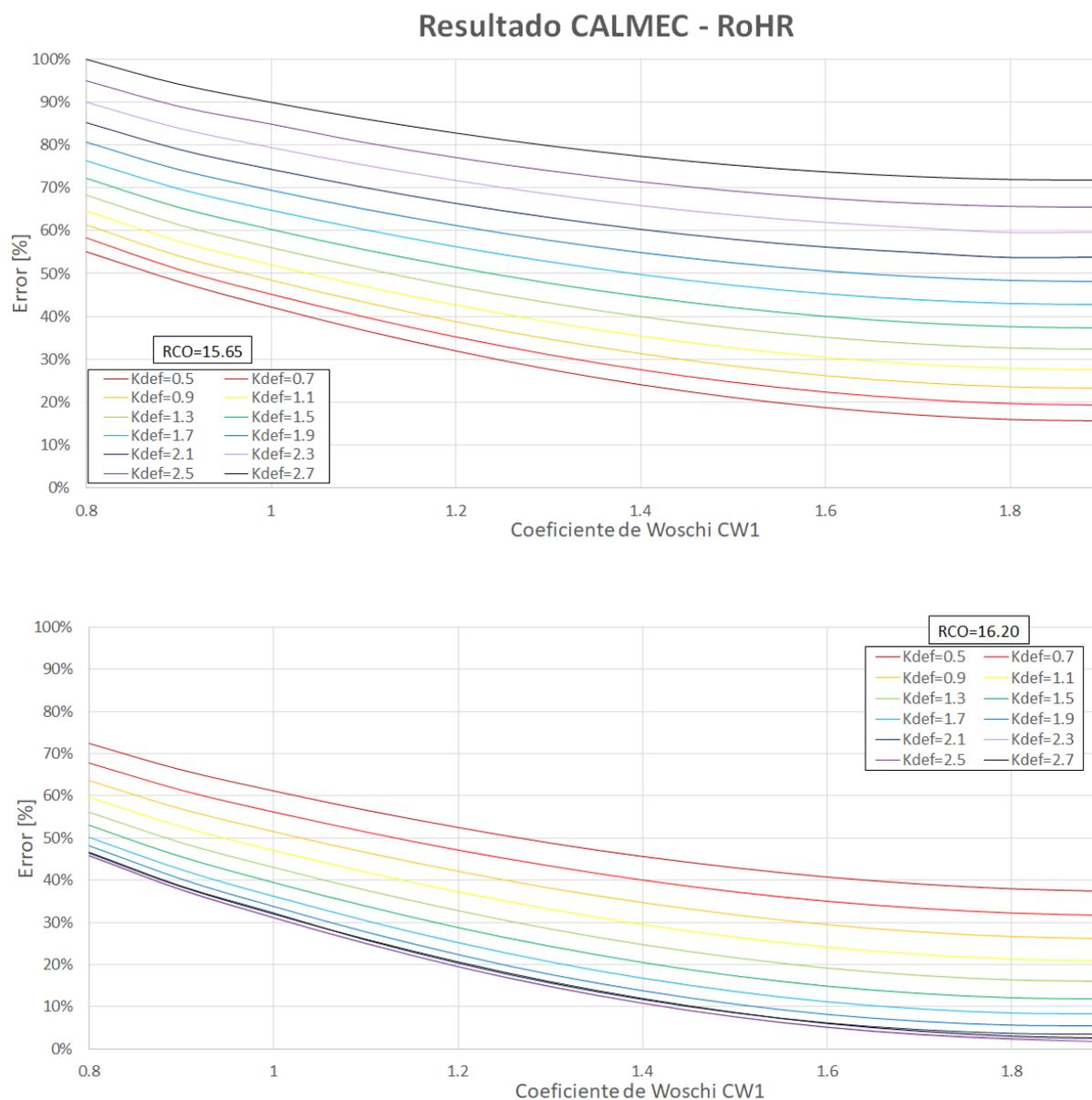


Figura 5.7: Influencia de C_{W1} sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante RCO

De estas gráficas puede extraerse varias conclusiones:

- 1) Para valores bajos de relación de compresión, el coeficiente de deformaciones aumenta el error a medida que crece este parámetro. Mientras que para una relación de compresión alta ocurre a la inversa. Esto es debido a que ambos parámetros afectan al cálculo del volumen y la incertidumbre de uno puede compensar la del otro.
- 2) Conforme aumenta el valor de la constante de Woschni, la influencia del coeficiente de deformaciones sobre el error es más importante. Pues para un valor de 0.8, el error oscila entre un 55 % y 100 % para el valor más pequeño de la relación de compresión y entre 45 % y 70 % para el valor más grande. Mientras que para un valor de 1.9 estos valores están entre 15 % y 70 % y entre 5 % y 40 %, respectivamente.

- 3) Para un valor alto de la relación de compresión, la influencia del coeficiente de deformaciones a partir de un valor de 2.1 hasta 2.7 es insignificante. Ya que estas cuatro curvas llegan incluso a solaparse.

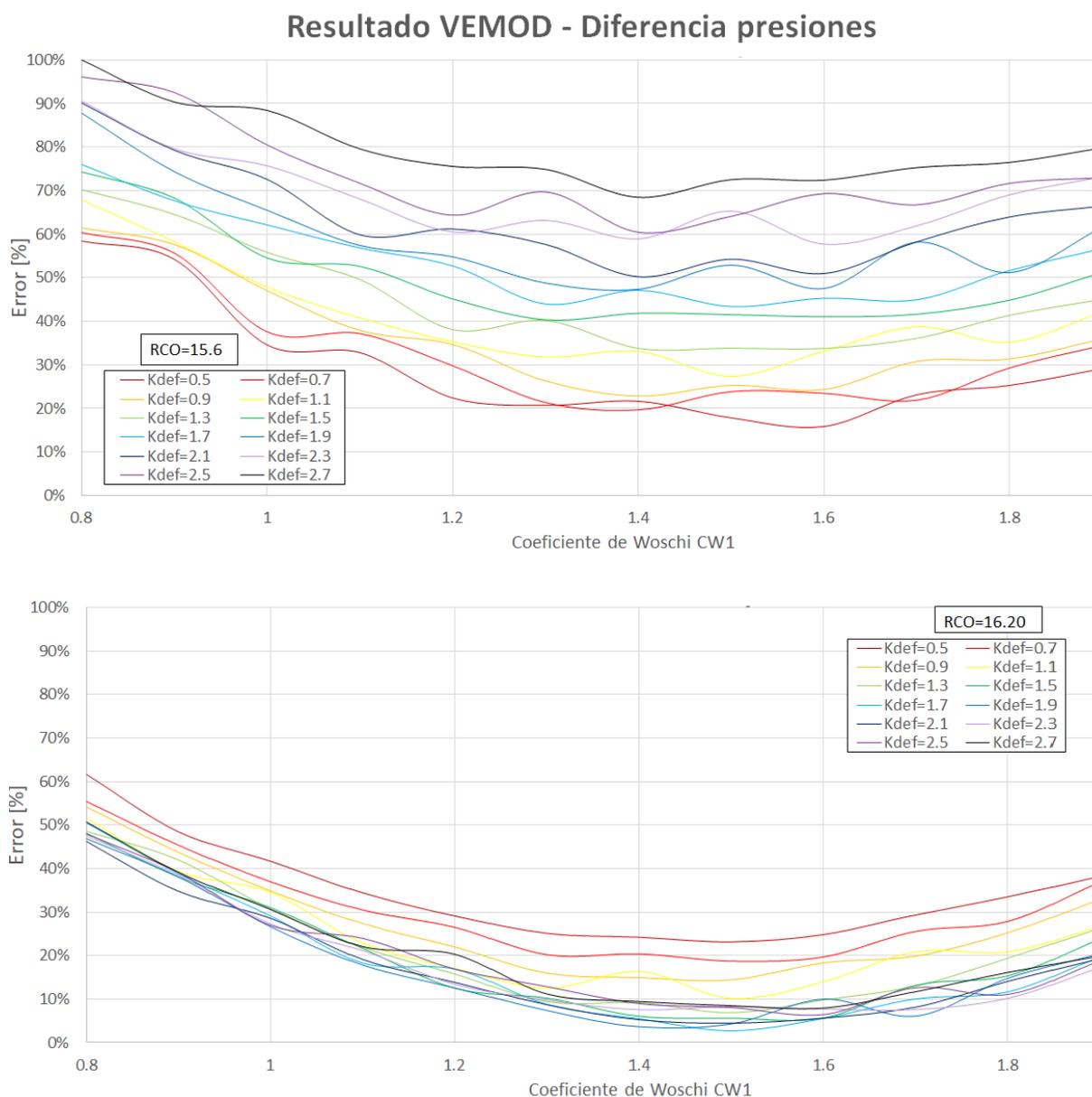


Figura 5.8: Influencia de CW1 sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante RCO

Los resultados obtenidos en *VEMOD* son muy parecidos, sin embargo existen pequeñas diferencias:

- 1) Observando las oscilaciones que presentan las curvas en *VEMOD* se puede mantener la hipótesis de que *CALMEC* es una herramienta más robusta.
- 2) Las curvas se asemejan más a una parábola mientras que en *CALMEC* son curvas con pendiente negativa. Aunque al final del rango de valores éstas tienden a mantener la pendiente constante, quizás para un estudio con un rango más amplio, estas curvas comienzan a crecer asemejándose entonces a una parábola igual que en el Motor Virtual.

De igual forma se ha analizado la evolución del error modificando la relación de compresión y manteniendo el coeficiente de deformaciones. En el caso de *CALMEC* se observa lo siguiente:

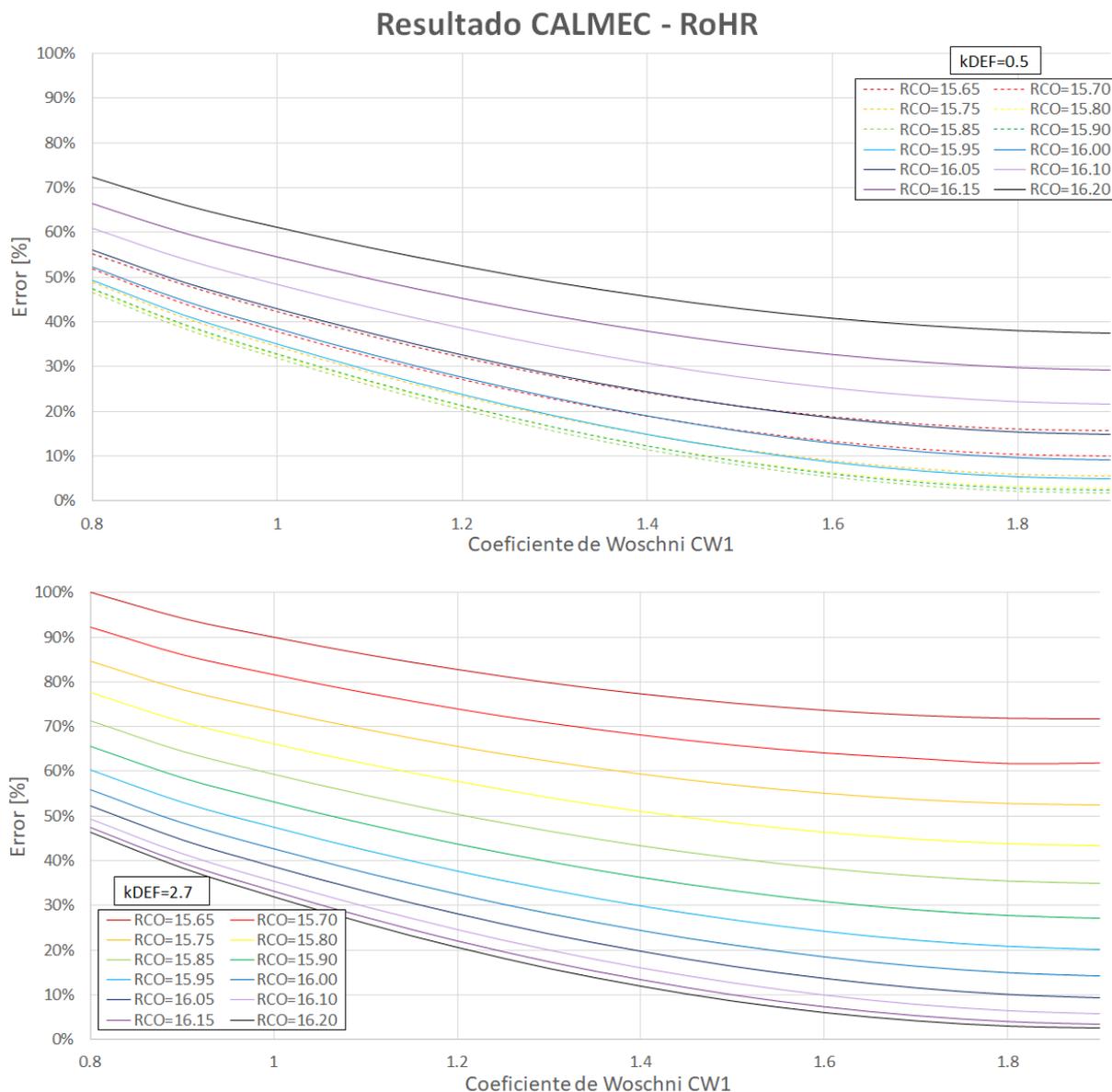


Figura 5.9: Influencia de CW1 sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante KDEF

Para visualizar mejor la primera gráfica, se ha decidido puntear las curvas correspondientes a la primera mitad del rango de valores del coeficiente de deformaciones.

- 1) Para el mínimo valor del rango del coeficiente de deformaciones, para una relación de compresión menor de 15.9, el error disminuye a medida que aumenta este parámetro. Sin embargo, a partir de 15.90 ocurre a la inversa, aumentando de nuevo el error. Mientras que para el máximo valor del rango, el error disminuye siempre cuando aumenta la relación de compresión.
- 2) Para el máximo valor del coeficiente de deformaciones, la relación de compresión tiene una mayor importancia, pues dependiendo de su valor el error puede estar entre 0% y 100%.

En *VEMOD* se observa un comportamiento prácticamente idéntico, salvo por la tendencia parabólica que presenta frente a la curva descendente de la herramienta de diagnóstico.

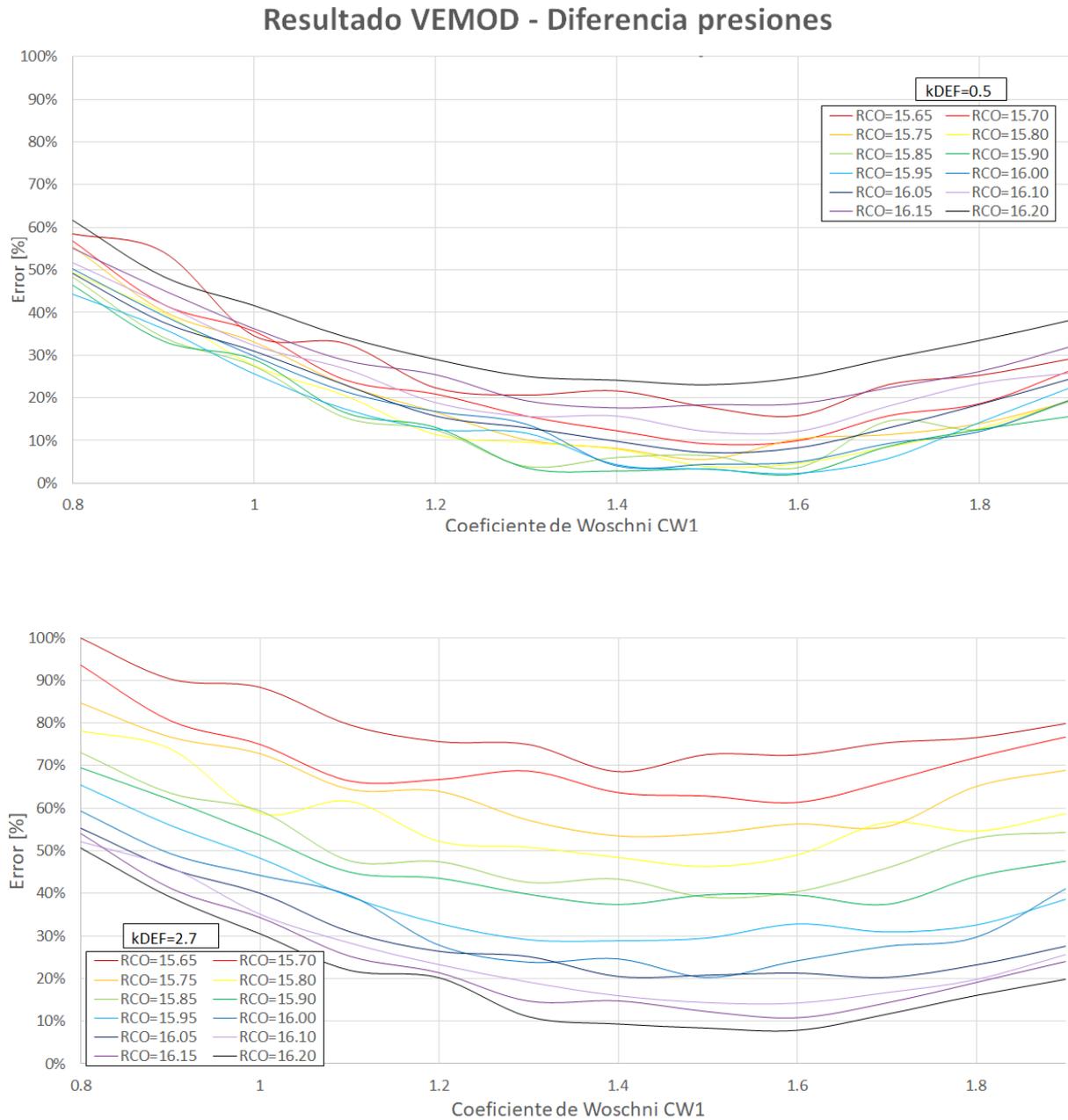


Figura 5.10: Influencia de CW1 sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante KDEF

- Influencia del coeficiente de deformaciones (Kdef) sobre el error

Si representamos el error en función del coeficiente de deformaciones variando la relación de compresión y para los valores mínimo y máximo de la constante de Woschni se obtienen las siguientes gráficas.

En el caso de *CALMEC*:

Resultado CALMEC - RoHR

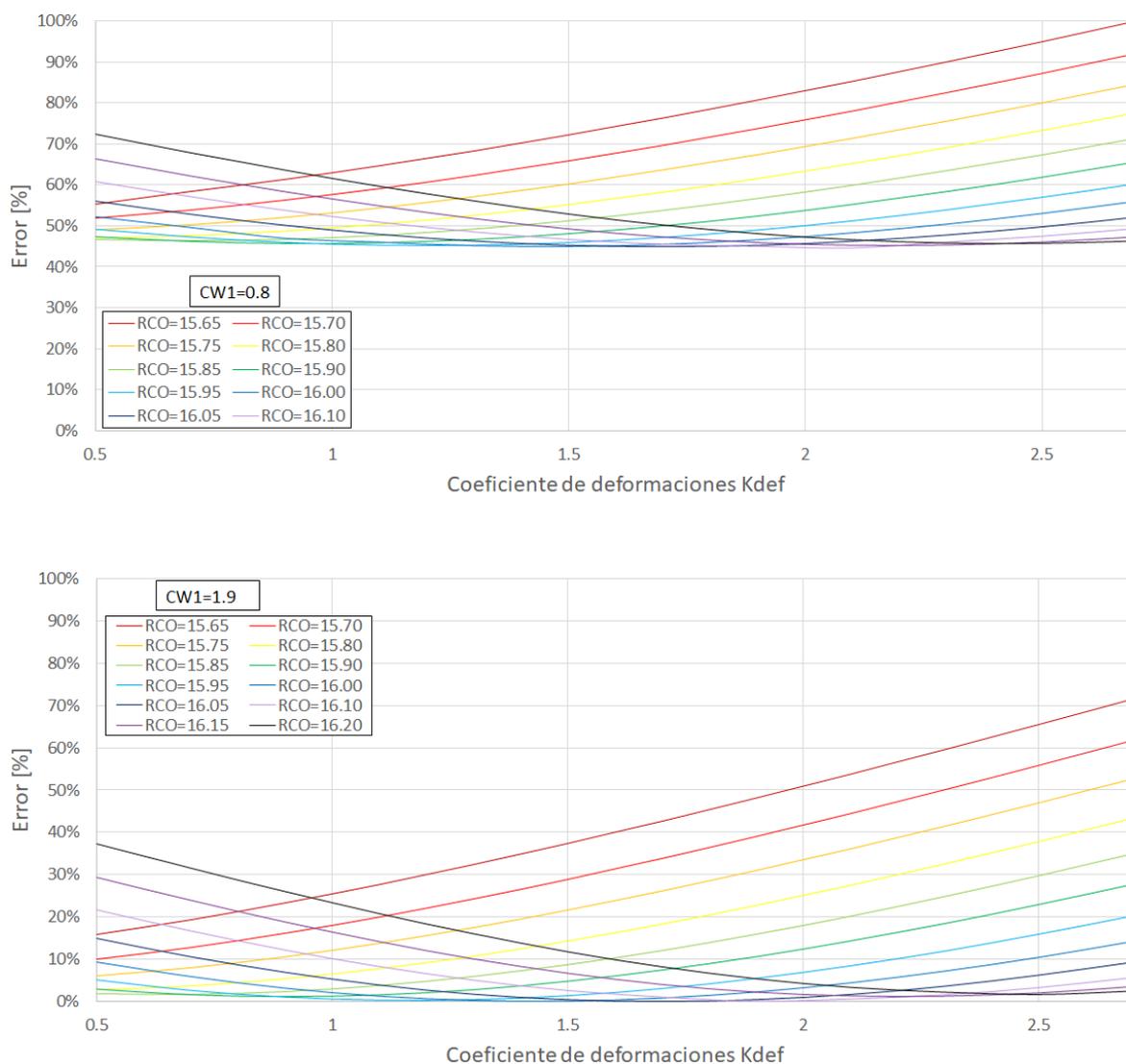


Figura 5.11: Influencia de KDEF sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante CW1

- 1) Como era de esperar, el valor de la constante de Woschni tiene una gran influencia sobre el error. El error supera el 45 % cuando el parámetro toma un valor bajo y presenta un error de hasta el 70 % cuando toma un valor alto. Esto corrobora el hecho de que en *CALMEC*, a valores más pequeños de la constante más grande es el error.
- 2) La evolución del error es distinta según el valor de la relación de compresión tomado. Para un valor entre 15.65 y 15.90, el error aumenta con el coeficiente de deformaciones, mientras que entre 15.95 y 16.20 primero disminuye para aumentar luego.

Si representamos esto mismo con los resultados de *VEMOD* podemos ver que, aunque el comportamiento es el mismo que en *CALMEC*, las oscilaciones producidas debido a la mayor variabilidad del modelo virtual se traducen en un desorden a la hora de identificar una tendencia clara del error.

Esto se puede apreciar bastante bien en la primera de las gráficas (Figura 5.12). Para una relación de compresión de 15.70 y un coeficiente de deformaciones de 1.7, aparece una oscilación muy brusca que da como resultado un error mucho más alto de lo que cabría esperar (proporciona un error del 82% frente al 70% que cabría esperar).

Resultado VEMOD - Diferencia presiones

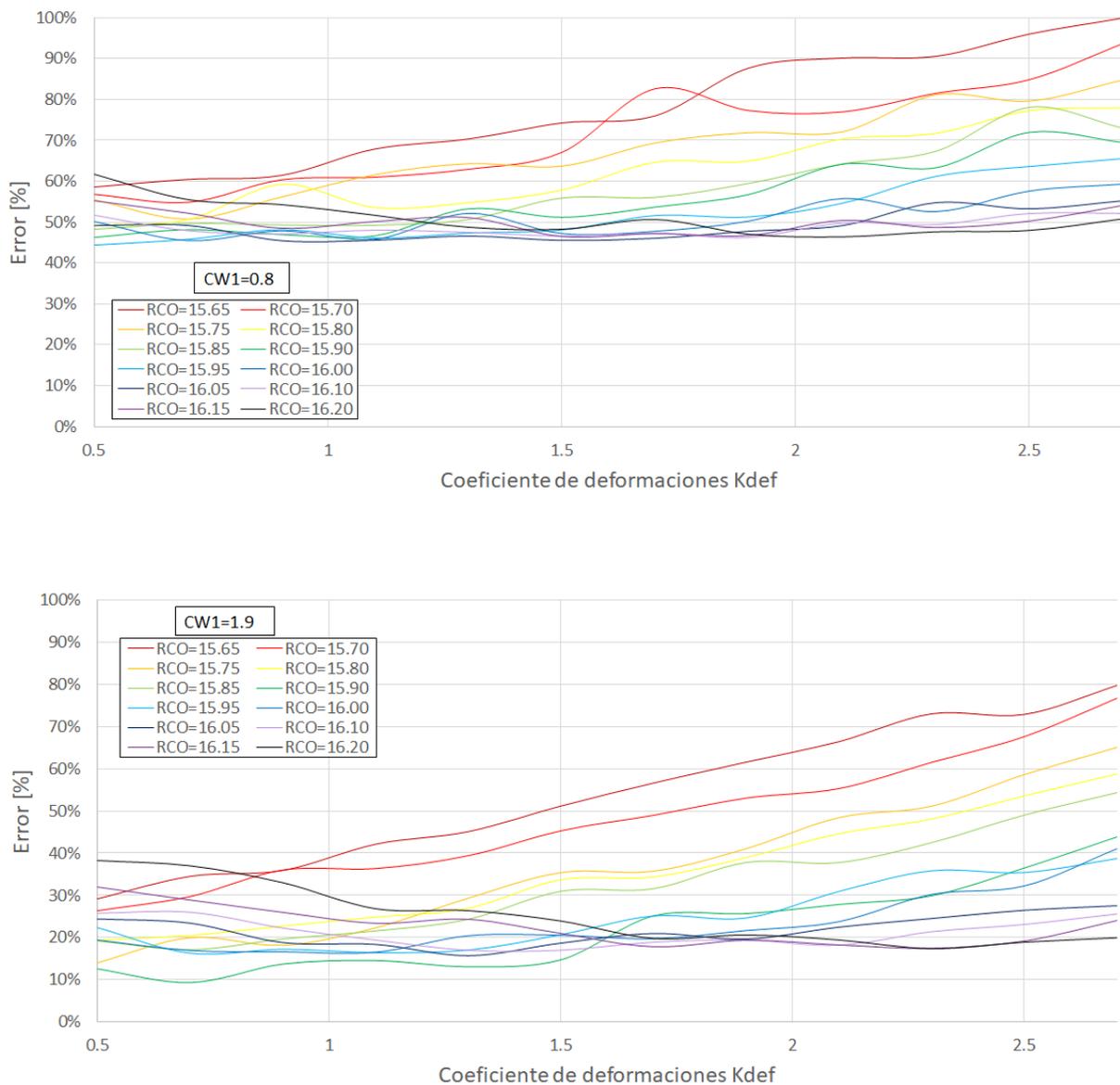


Figura 5.12: Influencia de KDEF sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante $CW1$

Manteniendo constante la relación de compresión y variando la constante de Woschni se tiene, en el caso de *CALMEC*, que:

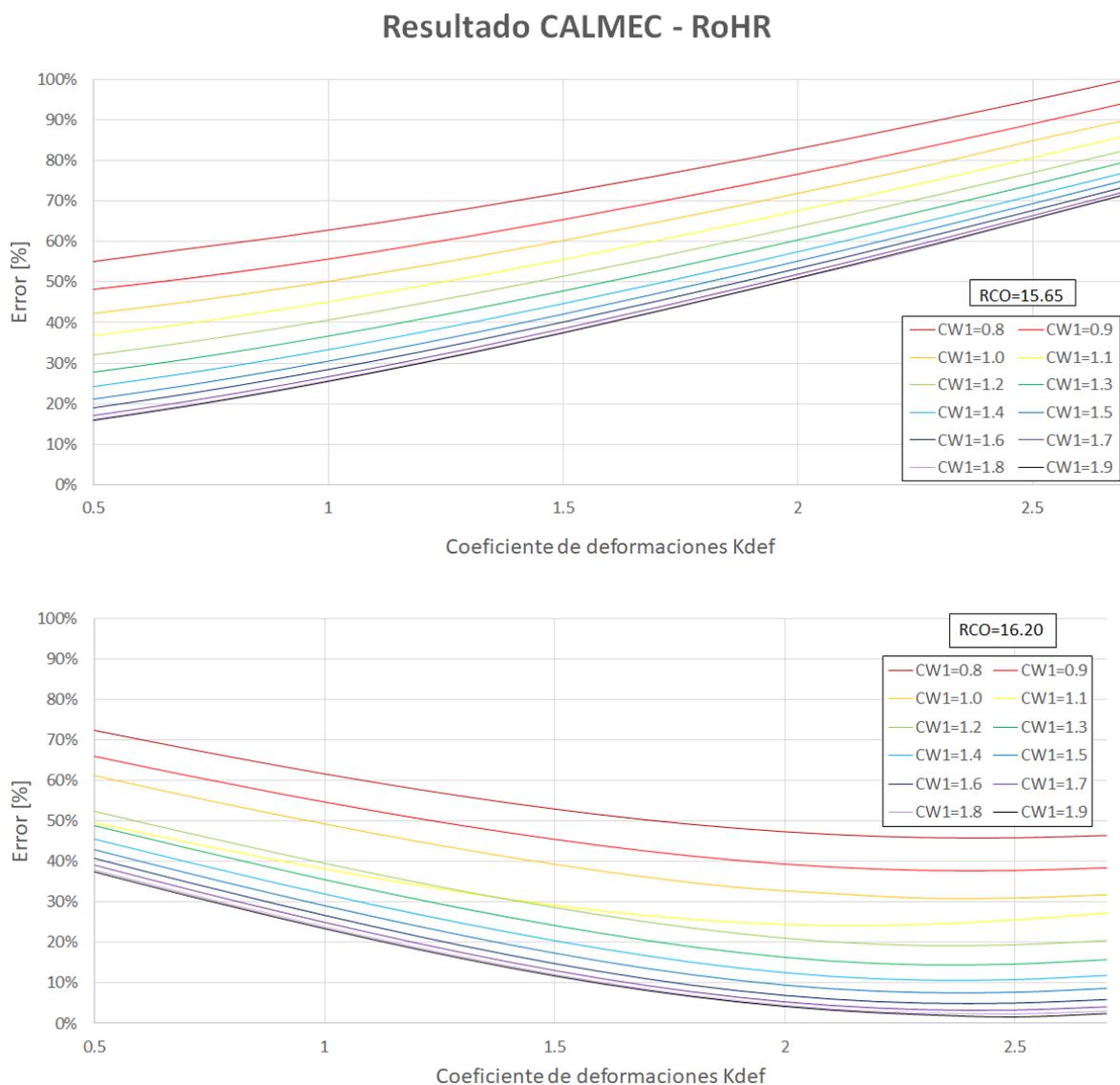


Figura 5.13: Influencia de KDEF sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante RCO

- 1) Para valores bajos de la relación de compresión, el error aumenta de forma constante con el coeficiente de deformaciones. Mientras que para valores altos el error disminuye y además con tendencia exponencial.
- 2) Independientemente del coeficiente de deformaciones, la influencia de la constante de Woschni sobre el error es cada vez menor a medida que este toma valores más grandes. Esto se puede apreciar en la separación entre una curva y otra.

En *VEMOD* el comportamiento es distinto:

Resultado VEMOD - Diferencia presiones

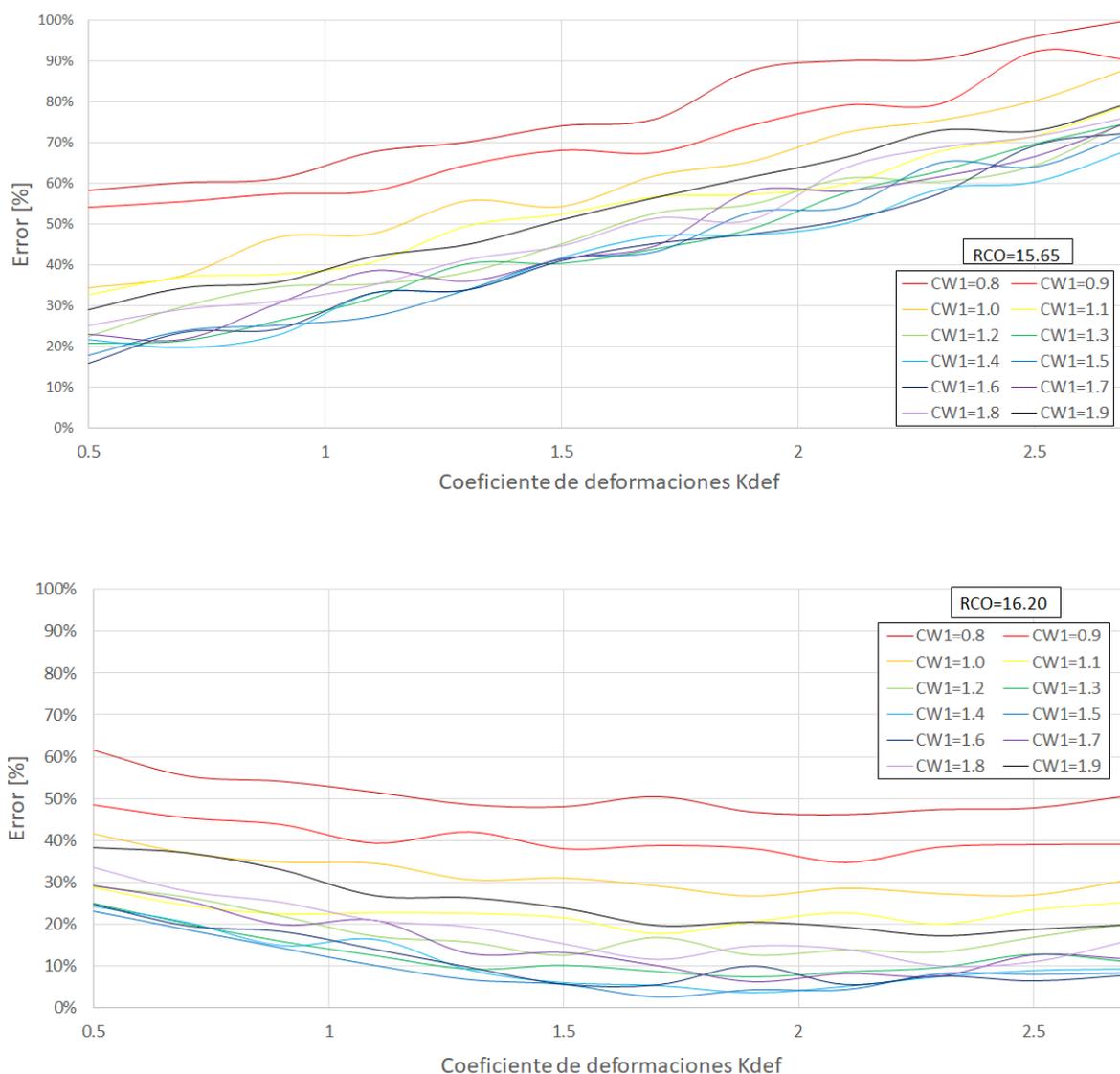


Figura 5.14: Influencia de KDEF sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante RCO

- 1) En la herramienta de diagnóstico, se observa claramente como el error disminuye a medida que lo hace la constante de Woschni. Sin embargo, en el Motor Virtual no ocurre lo mismo. A partir de $CW1=1.5$ el error comienza a aumentar de nuevo. Este comportamiento ya se mostró en la gráfica de la Figura 5.1.
- 2) Además, el error para una alta relación de compresión parece menos sensible en *VEMOD* que en *CALMEC*.

- Influencia de la relación de compresión (RCO) sobre el error

Por último, se analiza la influencia de la relación de compresión sobre el error en cada herramienta. Como se detalla a continuación, el comportamiento de este parámetro es muy parecido al que presenta el coeficiente de deformaciones.

Si representamos la evolución del error en función de este parámetro manteniendo el valor de la constante de Woschni y variando el coeficiente de deformaciones se obtienen las siguientes gráficas:

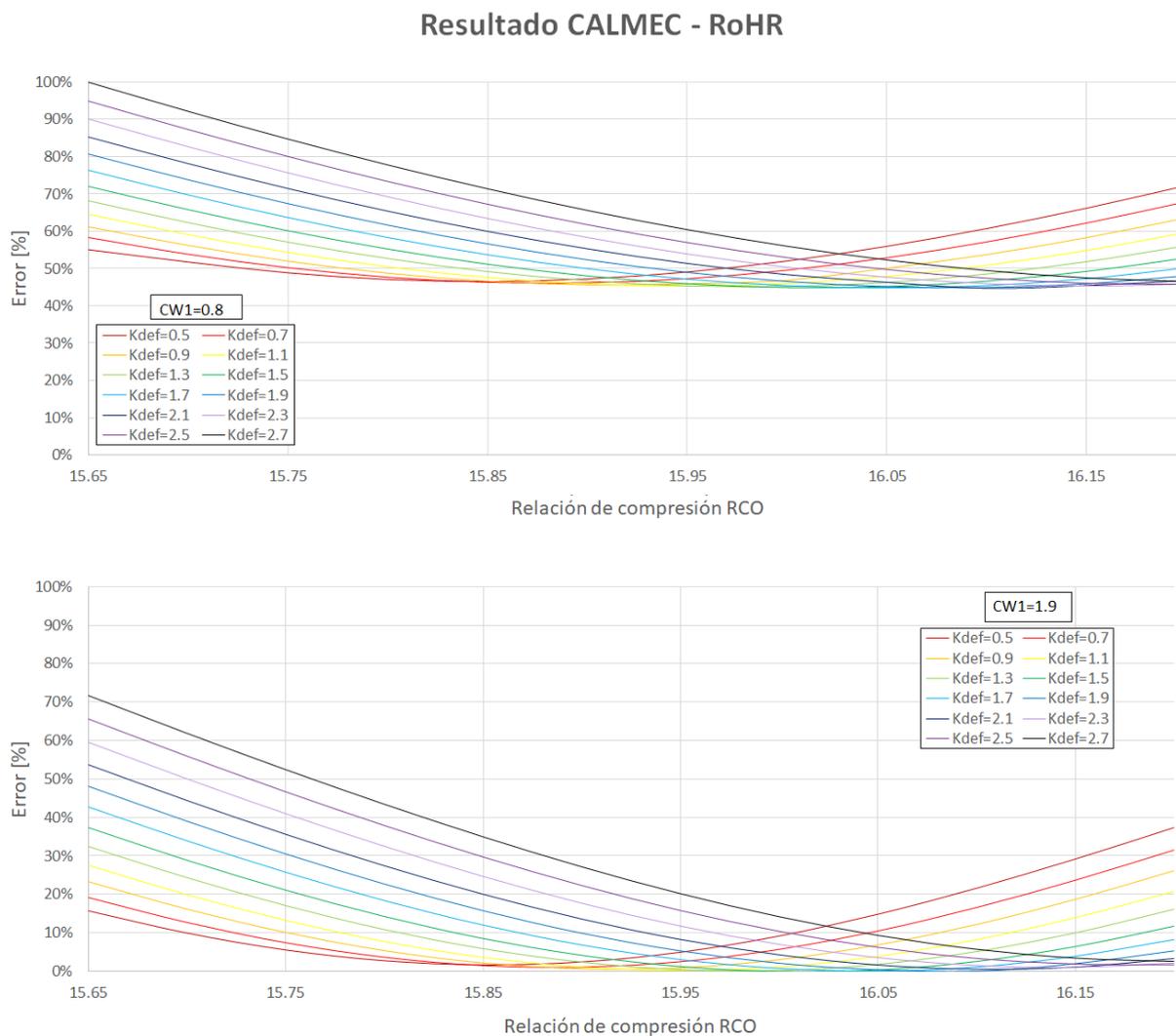


Figura 5.15: Influencia de RCO sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante CW1

Es interesante destacar, que el comportamiento observado en las gráficas de la Figura 5.13 es exactamente el mismo que el comportamiento del tramo final de las gráficas de la Figura 5.15.

Por lo tanto se demuestra que:

- 1) El comportamiento del coeficiente de deformaciones y la relación de compresión es análogo.
- 2) Si se ampliase el rango del coeficiente de deformaciones (estudiando valores más pequeños) se obtendría una representación gráfica idéntica a las de la relación de compresión.

Sin embargo, aunque el comportamiento es el mismo, la relación de compresión tiene mayor influencia sobre el error.

Lo mismo ocurre con *VEMOD*. El análisis es análogo para las Figuras 5.14 y 5.16, por lo que no se extraen nuevas conclusiones de estas.

Resultado VEMOD - Diferencia de presiones

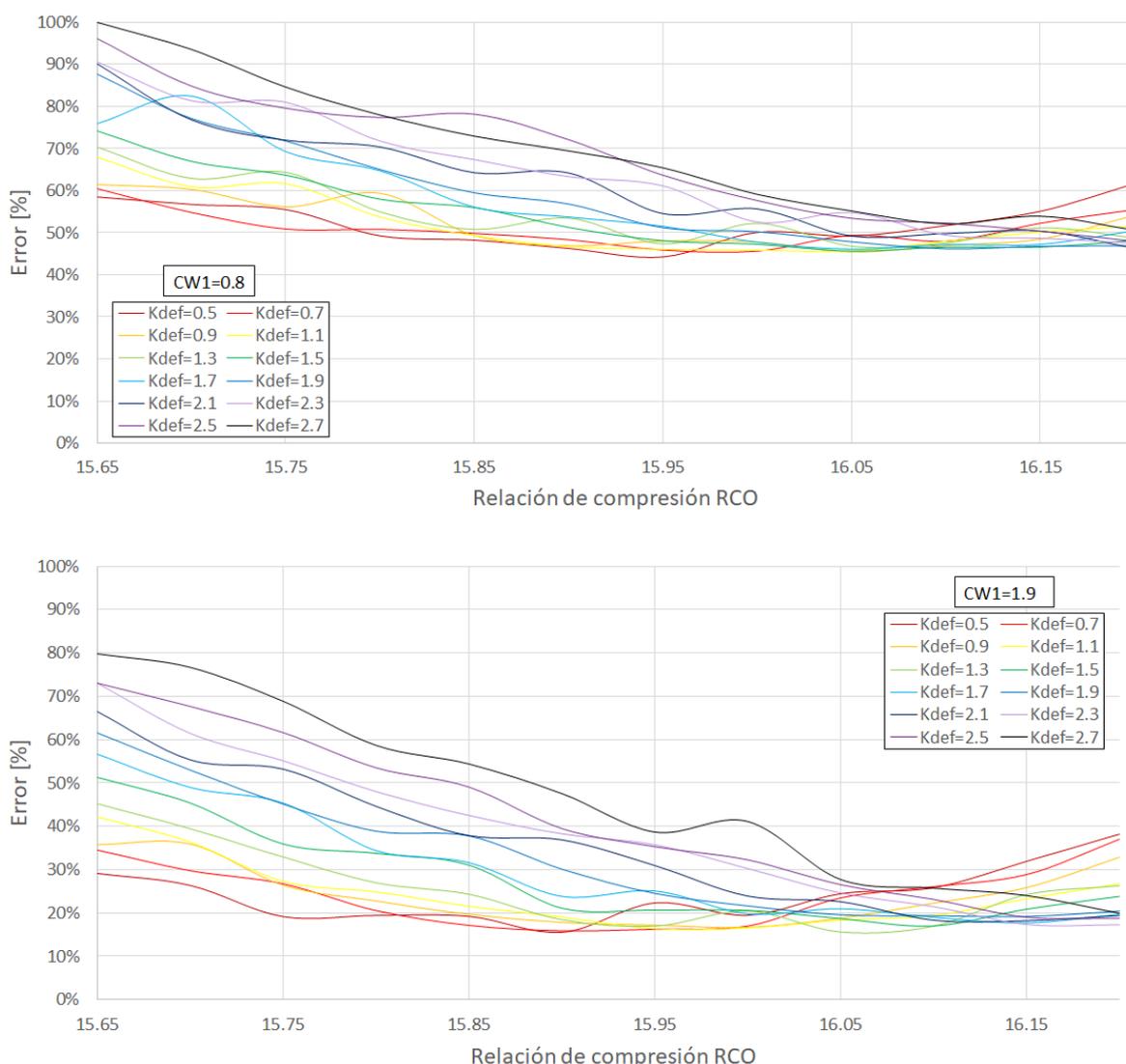


Figura 5.16: Influencia de RCO sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante $CW1$

Para finalizar con el análisis del efecto cruzado de cada uno de los parámetros, se analiza la influencia de la relación de compresión sobre el error manteniendo constante el coeficiente de deformaciones y variando la constante de Woschni.

Los resultados en *CALMEC* se representan en la Figura 5.17. Una vez más se observa que el comportamiento de la relación de compresión y del coeficiente de deformaciones es el mismo. La tendencia observada en las gráficas de la Figura 5.15 es la misma que la tendencia del tramo final de las gráficas de la Figura 5.17.

En el caso de *VEMOD* estas analogías se corresponden con las Figuras 5.16 y 5.18.

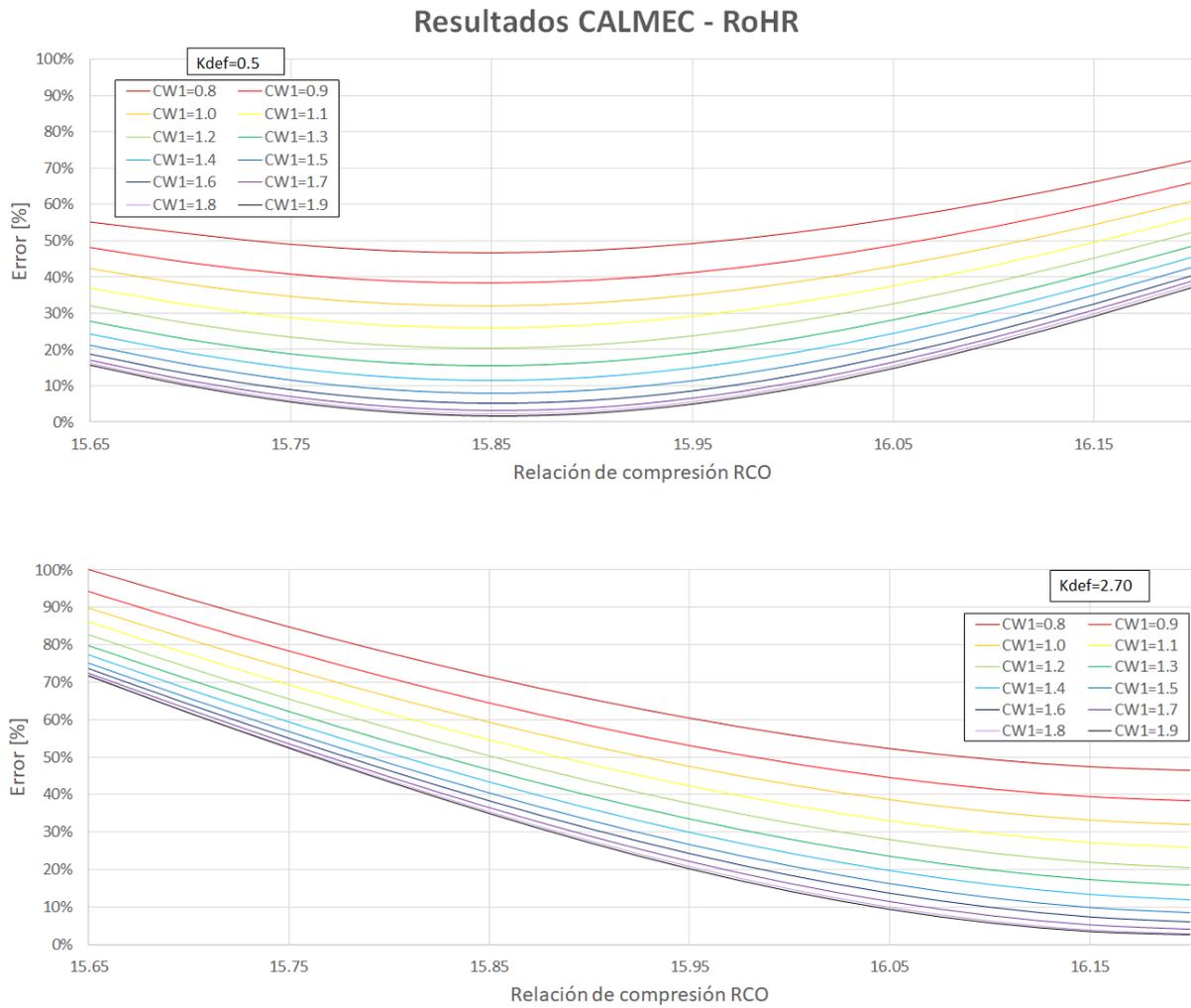


Figura 5.17: Influencia de CW1 sobre el error en *CALMEC* manteniendo constante KDEF

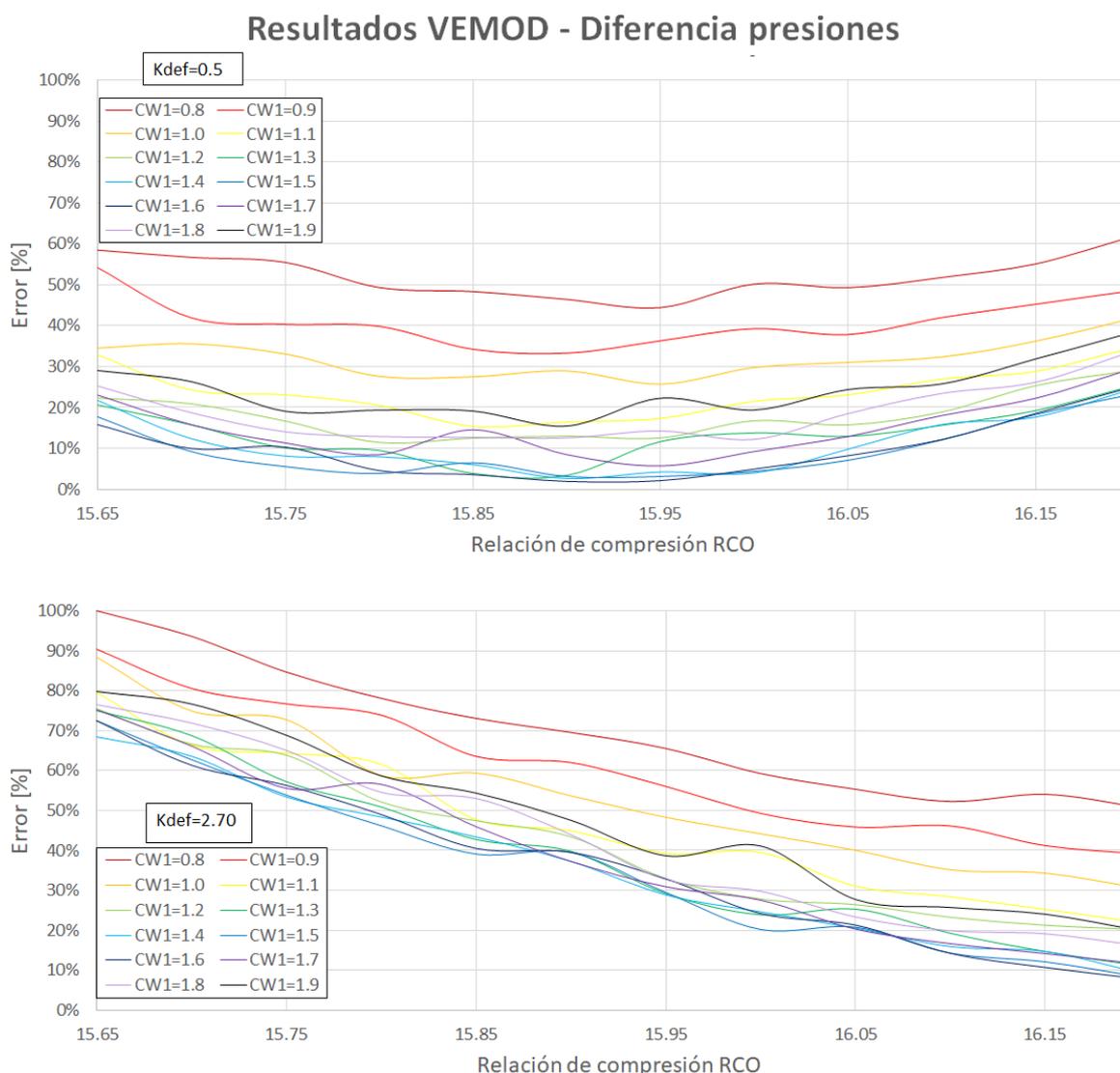


Figura 5.18: Influencia de CW1 sobre el error en *VEMOD* manteniendo constante KDEF

5.1.3 Discusión de los resultados

El objetivo principal de este trabajo es el de mejorar una herramienta de modelado de un motor de combustión interna alternativo (es decir, *VEMOD*) mediante la comparación de resultados de una herramienta de diagnóstico (*CALMEC*). Ambas herramientas aplican el primer principio de la termodinámica por lo que los resultados que se espera obtener de ambas deben ser muy parecidos.

Existe un conjunto de parámetros considerados como incertidumbres, los cuales deberían ser universales para cualquiera de los dos enfoques. Actualmente, se dispone de un método de ajuste basado en el desbalance del primer principio en la cámara. Durante el desarrollo de este trabajo se ha intentado buscar un conjunto de parámetros óptimos que consigan mejorar la predicción tanto del cálculo de la ley de combustión (con *CALMEC*) como la predicción de la presión en cámara (con *VEMOD*). Puesto que los resultados obtenidos por ambas herramientas han sido distintos, ha sido necesario presentar una solución de compromiso considerando que el peso del Motor Virtual es el mismo que el de la herramienta de diagnóstico *CALMEC*.

Por otro lado, tras el análisis de los resultados podemos concluir cuál es el impacto de cada parámetro sobre el cálculo del error en la liberación de calor (RoHR) en *CALMEC* y sobre el error de la presión simulada en la cámara de combustión en *VEMOD*.

- El parámetro con mayor influencia sobre el error, en ambas herramientas, es la constante de Woschni. La variación de este parámetro puede suponer una variación del error relativo de hasta un 80% en *CALMEC* y un 77% en *VEMOD*.

Para el rango de valores escogido, el comportamiento de este parámetro es ligeramente distinto en ambos *softwares*. En *CALMEC*, el error disminuye con el aumento de la constante, mientras que en *VEMOD* disminuye hasta alcanzar un mínimo y vuelve a aumentar.

La herramienta de diagnóstico propone un valor de 1.9 (el más grande del rango considerado) como parámetro óptimo y el modelo de motor virtual propone un valor de 1.5. Examinando estos resultados, un valor de 1.7 es un compromiso que permite equilibrar los errores de ambas herramientas, siendo además el valor propuesto por la función objetivo.

- La relación de compresión también influye significativamente sobre el error. La variación de este parámetro puede suponer una variación del error relativo del 67% tanto en *CALMEC* como en *VEMOD*.

El comportamiento en ambas herramientas es prácticamente el mismo, exceptuando el último tramo del rango, donde el error en *CALMEC* se vuelve sutilmente más sensible ante el aumento de este parámetro.

Tanto la herramienta de diagnóstico como el Motor Virtual proponen un valor de 16.00. Sin embargo, la solución de compromiso adoptada se propone un valor ligeramente inferior, 15.95. Esto se debe al efecto cruzado que tienen entre sí los parámetros.

- Para ambas herramientas, el parámetro con menor influencia sobre el error es el coeficiente de deformaciones, especialmente en la herramienta de diagnóstico. Puede existir una variación del error relativo 35% de para *CALMEC* y un 55% para *VEMOD*, dependiendo del valor que tome este parámetro.

Igual que ocurre con la relación de compresión, el comportamiento en ambas herramientas es prácticamente el mismo, exceptuando el primer tramo del rango, donde el error en *VEMOD* se vuelve más sensible ante el aumento de este parámetro. En este caso, la diferencia entre herramientas es más notable.

El valor óptimo según la herramienta de diagnóstico es de 1.5 frente al 0.9 propuesto por el Motor Virtual. Del mismo modo que ocurría con la constante de Woschni, un valor intermedio puede equilibrar los errores de ambas herramientas. Tal es así, que la función objetivo propone un valor de 1.1 como solución de compromiso.

En cuanto a los efectos cruzados que tienen los parámetros entre ellos se puede concluir que:

- El coeficiente de deformaciones y la relación de compresión tienen mayor influencia sobre el error para valores altos de la constante de Woschni.
- Para valores altos de la relación de compresión, la influencia del coeficiente de deformaciones sobre el error es muy pequeña.

- Inversamente a lo anterior, para valores altos del coeficiente de deformaciones, la relación de compresión tiene mayor influencia sobre el error.

Además, observando las oscilaciones reflejadas en los resultados de *VEMOD*, se puede concluir que el método de ajuste con el Motor Virtual es un poco menos tan robusto que con *CALMEC*. Pues esta última sí presenta unas curvas 'monótonas', es decir, sin fluctuaciones ni oscilaciones.

Por lo tanto, **los valores que se escogerán para realizar la caracterización del motor de estudio en *VEMOD* para el modelado de los ciclos de homologación** se corresponde con **1.7, 15.95 y 1.1** para la constante de Woschni, la relación de compresión y el coeficiente de deformaciones, respectivamente. En cuanto al desfase se tomará el valor que se obtuvo mediante una caracterización previa con *CALMEC* [22].

Viendo la disparidad de estos resultados se ha reflexionado sobre qué puede estar ocurriendo internamente en ambas herramientas, especialmente en el Motor Virtual ya que es objeto de estudio de este trabajo. Para comprobar la consistencia de las herramientas se ha realizado un último estudio:

- **Los valores experimentales introducidos como datos de entrada en la herramienta de diagnóstico *CALMEC* han sido sustituidos por los valores de presión simulada extraídos por *VEMOD* y se ha procedido al mismo ajuste de los parámetros.**

Con esto cabe esperar que el resultado proporcionado por *CALMEC*, es decir, el SOP óptimo, debería ser el mismo que para la combinación de parámetros proporcionada por *VEMOD*. De lo contrario, significaría que el Motor Virtual no está realizando bien los cálculos o existen errores de programación en el código.

5.1.4 Resultados de *CALMEC* con la presión simulada de *VEMOD*

La combinación óptima de parámetros proporcionada por *VEMOD* fue la siguiente:

$$C_{W1}=1.5 \qquad RCO=16.00 \qquad K_{def}=0.9$$

Para este conjunto de parámetros, se obtiene la presión simulada. Para ello se implementó una nueva función de *Matlab* (*P_sim_files*) para preparar los ficheros de entrada para *CALMEC* con los valores de presión correspondientes. El código junto con explicación de las líneas que lo componen se recoge en el Apéndice de Programación.

Además de sustituir los ficheros con los valores de experimentales en *CALMEC* por los ficheros con la presión simulada, se deben imponer las mismas condiciones que se impusieron en *VEMOD* para realizar los cálculos. Es decir, la presión y la masa al cierre de la admisión y la temperatura de paredes (pistón, culata y cilindro). Está imposición se realiza mediante un fichero *.txt* (Figura 5.19) que el código principal de *Matlab* es capaz de leer a la vez que lee el resto de datos de entrada.

En la Figura 5.20 se verifica que el ajuste de los parámetros por la herramienta de diagnóstico es el mismo. Por lo tanto, todo es consistente y no existe discrepancias entre herramientas, sino que estas vienen producidas por la incertidumbre en las medidas experimentales y en los submodelos de ambas herramientas.

Test	PIVC[Pa]	mIVC[kg]	TPIS[K]	TCUL[K]	TCIL[K]
1000a_ta_1	122466	0.00045646	367.8015	356.8937	353.4858
1000a_tc_1	129090	0.00048703	366.0021	355.0813	351.6343
1500a_ta_1	125999	0.00046824	372.5061	359.4508	353.0862
1500a_tc_1	141525	0.00052701	373.2342	359.7108	352.8041
2000a_ta_1	133008	0.00045916	376.4781	362.6430	354.2818
2000a_tc_1	166381	0.00056997	380.6896	365.7552	355.8445
2500a_ta_1	132519	0.00045279	382.6038	367.0204	355.7054
2500a_tc_1	190233	0.00062229	390.9155	373.5186	358.7341
3000a_ta_2	132678	0.00044404	385.2172	369.4210	356.1967
3000a_tc_2	208893	0.00066084	399.1876	380.5590	361.6575
3500a_ta_1	133202	0.00042356	384.2683	369.3032	356.6315
3500a_tc_1	247153	0.00071767	410.9710	391.6661	367.7122

Figura 5.19: Parámetros impuestos en CALMEC

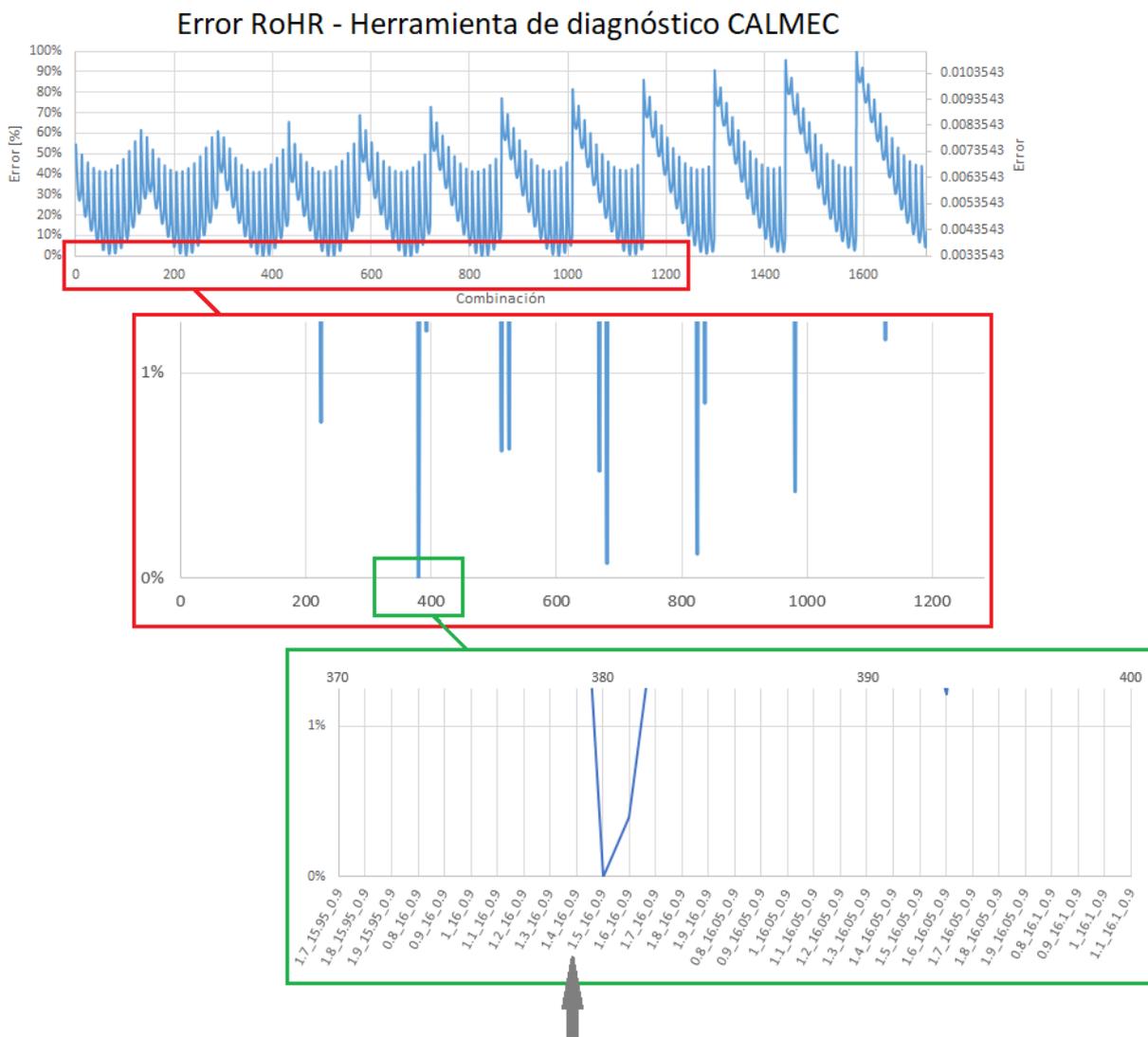


Figura 5.20: Error RoHR con la presión simulada por VEMOD

5.2 Ajuste de la curva de viscosidad y coeficientes de pérdidas mecánicas

La segunda parte de este trabajo ha consistido en mejorar el modelo de pérdidas y realizar un ajuste de este modelo sobre el Motor 2. Para ello se ha ajustado, en primer lugar, la curva de viscosidad del aceite empleada por el modelo. Este ajuste se ha realizado apoyándose en los datos disponibles del Motor 1, pues en condiciones de baja temperatura no se disponía de ninguna información pero el aceite empleado en ambos motores es el mismo.

En segundo lugar, se ha modificado el modelo de *Blow By* para el cálculo de pérdidas de gas de la cámara hacia el cárter (ecuaciones 4.15, 4.16 y 4.17) y se han ajustado los coeficientes de ajuste de pérdidas mecánicas para el Motor 2.

5.2.1 Resultados tras la modificación de la curva de viscosidad del aceite

A continuación, se presentan los resultados extraídos del Motor Virtual para la simulación de un ciclo de homologación WLTC para condiciones de arranque a temperatura ambiente (20°C) y a temperaturas por debajo de -7°C, es decir, arranque en frío.

Solo se han representado los primeros 400 segundos del ciclo para que pueda apreciarse las gráficas con los resultados obtenidos sin dificultad.

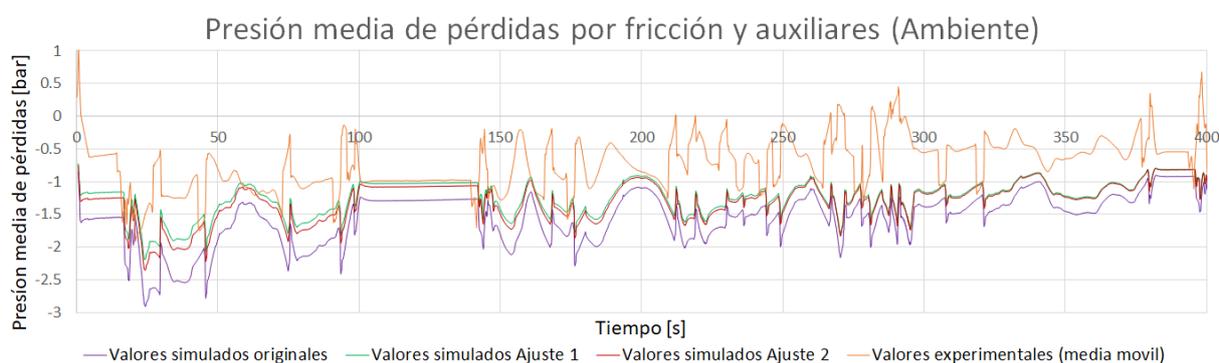


Figura 5.21: Simulación del ciclo de homologación WLTC a temperatura ambiente

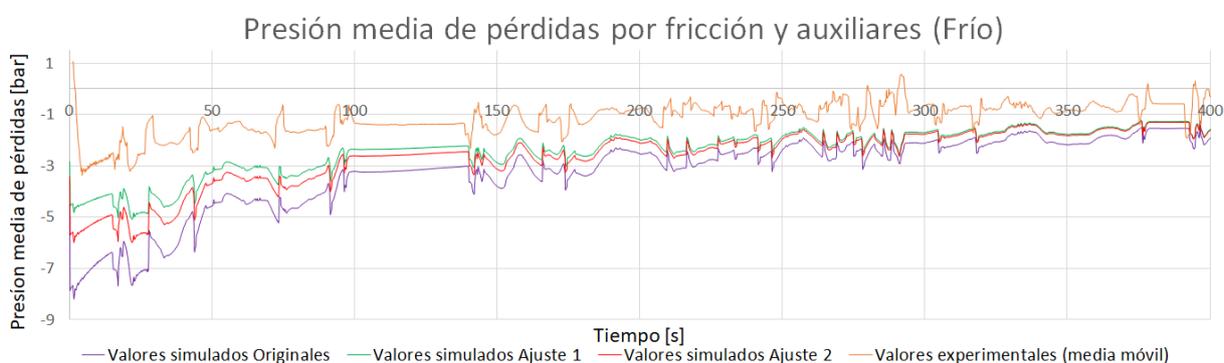


Figura 5.22: Simulación del ciclo de homologación WLTC en frío

En estas gráficas (Figuras 5.21 y 5.22) se puede observar que las presiones simuladas son muy altas comparadas con las experimentales. Además, se puede concluir que:

- En condiciones de temperatura ambiente, observando los valores experimentales, el motor necesita una presión media efectiva de aproximadamente 1.9 bar para que arranque. Mientras que, según el modelo de pérdidas del Motor Virtual anterior al propuesto en este trabajo, se indica que el motor necesita una presión media indicada de casi 3 bar.

Esto se puede apreciar con los picos más grandes durante los primeros segundos del ciclo de homologación.

Para los ajustes estudiados, la presión media indicada de arranque del modelo está entre los 2.2 bar y 2.4 bar, valores que se aproximan mejor a los ensayados.

- Para estas condiciones de arranque a temperatura ambiente, ambos ajustes de la curva de viscosidad del aceite planteados son muy parecidos, por lo que ambos son igual de válidos. Esta similitud se debe a que, como se observó en la gráfica de la Figura 4.16, tanto la curva del ajuste 1 como la del ajuste 2, se aproximan considerablemente a los valores de viscosidad reales a temperaturas por encima de los 0°C.
- En condiciones de arranque en frío la diferencia entre los ajustes es más significativa.

Observando los valores experimentales se puede ver que el motor necesita una presión media indicada de unos 3 bar para arrancar. Mientras que para el modelo de pérdidas original este valor se sitúa cerca de los 8 bar, es decir, un 270 % superior.

Por lo tanto, en este caso, existe una discrepancia importante entre el modelo y los valores reales, lo que originará resultados poco reales en otros estudios del motor.

En el segundo de los ajustes (curva roja), pese a que la curva de viscosidad modelada según la ecuación de Vogel no se aproxima a los valores disponibles del Motor 1 (ver de nuevo la Figura 4.16), ya se puede apreciar una mejora en el cálculo de pérdidas. Para este ajuste, la presión media indicada necesaria para arrancar el motor del vehículo es de unos 6 bar, un 25 % menos que el original. Aunque sigue suponiendo un 200 % respecto del ensayado.

Para el primero de los ajustes (curva verde), la viscosidad del modelo es idéntica a los datos reales, sin embargo sigue existiendo una diferencia importante entre los valores simulados y experimentales. En este caso, la presión media indicada para arrancar el motor es de unos 5 bar, un 37.5 % menos que el original. Aunque sigue suponiendo un 167 % respecto del ensayado.

- Tanto en condiciones de arranque normal como en frío, ambos ajustes estudiados tienen el mismo comportamiento pasado los 250-300 segundos, esto se debe a que el motor ya se encuentra caliente y funcionando en condiciones de operación que se consideran normales.

Pese a la mejora introducida con el ajuste de la curva de viscosidad del aceite, los valores simulados siguen siendo más grandes que los experimentales. Para solucionar este problema se ha decidido reducir los valores de las constante de ajuste del modelo de pérdidas obtenidos.

Antes de mostrar la mejora que supone esta reducción de los coeficientes, se va a presentar como se han obtenido y cuáles han sido sus valores.

5.2.2 Constantes de ajuste del modelo de pérdidas para el Motor 2

Para visualizar los resultados, el ajuste de las pérdidas mecánicas se ha llevado a cabo minimizando la raíz del error cuadrático (RECM) entre los valores experimentales y modelados, es decir:

$$RECM = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{NE} [(FMEP + AMEP)_{mod} - (FMEP + AMEP)_{exp}]^2}{NE}} \quad (5.3)$$

Donde NE es el número de ensayos, es decir, el número de puntos del mapa WLTC. Del motor de estudio, Motor 2, se dispone de 48 puntos de bajo y alto régimen de giro y alta y baja carga. De este modo, se cubre por completo el mapa del motor.

Tras lanzar el código *Matlab* del modelo, los resultados son exportados a un fichero de cálculo *Excel* (como el que se muestra en la Figura 5.23), donde las constantes presentadas en la ecuación (4.49) son ajustadas mediante la herramienta *Solver* con un método de resolución no lineal, imponiendo como condición que RECM sea mínimo.

Como se observa en esta Figura, los datos experimentales se representan en gris y son calculados como se ha explicado en el *Capítulo 4: Desarrollo del trabajo* en el apartado 4.2.3 *Coefficientes de ajuste de pérdidas mecánicas*. Por otro lado, los datos modelados aparecen representados en azul y se obtienen aplicando la ecuación (4.47).

MEDIA CILINDROS		Vol. Desplazado (m3)	0.00054475217	K1	K2	Kcojinete	Kdistribucion	Kauxiliares	Error cuadrático medio (RECM)		
		Nº Cilindros	4	6.5895651	-1.02E+03	3.888156782	30.80814169	1	[exp-mod]^2	RECM	
		Nº ensayos	48							0.11956648	
Régimen [rpm]	FMEP+AMEP experimentales [bar]	FMEP+AMEP experimentales [KW]	FMEP+AMEP modelados [bar]	FMEP+AMEP modelados [KW]	Kpiston	FMEP pistón [bar]	FMEP cojinetes [bar]	FMEP distribución [bar]	AMEP auxiliares [bar]	[exp-mod]^2	RECM
1000.2	1.07650	0.48835	0.72853	0.31222	5.57281	0.06527	0.04606	0.00368	0.04721	0.05849	
999.9	1.07430	0.48764	0.72853	0.31222	5.57307	0.06760	0.04713	0.00372	0.05521	0.05017	
1000.2	1.05572	0.47937	0.73102	0.35223	5.57271	0.07014	0.04837	0.00371	0.06419	0.04156	
1000.3	1.06272	0.48257	0.82805	0.37601	5.57265	0.07304	0.04890	0.00372	0.07573	0.03011	
1000.1	1.13167	0.51381	0.87732	0.39833	5.57282	0.07655	0.05198	0.00373	0.06601	0.02353	
1250.1	1.01590	0.57650	0.80219	0.45522	5.31876	0.08011	0.05335	0.00374	0.10806	0.02595	
1250.0	1.00908	0.57262	0.84149	0.47752	5.31877	0.07724	0.05627	0.00366	0.05364	0.02551	
1250.1	1.03457	0.59711	0.88806	0.50326	5.31872	0.08077	0.05779	0.00367	0.07396	0.01980	
1250.0	1.04888	0.59519	0.94971	0.53891	5.31881	0.08474	0.05952	0.00369	0.09071	0.01897	
1249.9	1.12509	0.63839	0.99973	0.56726	5.31889	0.08999	0.06238	0.00370	0.11461	0.00532	
1250.0	1.14195	0.64802	1.05671	0.59565	5.31878	0.09193	0.06379	0.00375	0.14708	0.00793	
1500.0	0.93483	0.67744	0.87549	0.59617	5.06463	0.09658	0.06641	0.00376	0.16988	0.00361	
						0.09042	0.06693	0.00365	0.04481	0.00975	

Figura 5.23: Fichero Excel con los datos del modelo de pérdidas mecánicas

Para el cálculo de las constantes (K_{piston} , $K_{cojinetes}$, $K_{distribucion}$ y $K_{auxiliares}$) se emplea la herramienta *Solver*. Como restricciones a su cálculo se impone unos valores límite (mínimo y máximo) de los pesos o importancia que tienen las pérdidas sobre cada uno de los elementos.

Los límites fijados para los pesos se han realizado teniendo en cuenta la literatura de [22] y con la experiencia previa con motores Diésel. Estos límites se han explicado en el modelo de pérdidas mecánicas y son:

- **Pistón-Segmentos-Falda:** entre 40 % y 70 % de las pérdidas totales excluyendo bombeo.
- **Cojinetes del cigueñal:** entre el 25 % y 40 % de las pérdidas totales excluyendo bombeo.
- **Sistema de distribución de gases:** entre el 6 % y 30 % de las pérdidas totales excluyendo bombeo.
- **Elementos auxiliares:** entre el 10 % y 25 % de las pérdidas totales excluyendo bombeo.

En la Figura 5.24 se muestra cómo se realiza el cálculo de estos pesos y los límites fijados.

Condiciónes límite de los pesos		Promedio de los pesos			
	Mínimo (%)	Máximo (%)			
Pistón	40	70	Pistón	46%	Auxiliares
Cojinete	25	40	Cojinete	30%	
Distribución	6	30	Distribución	10%	
Auxiliares	10	25			

Kpis · FMEPpis Kcoj · FMEPcoj Kdistr · FMEPdistr Kaux · AMEPaux				Calculo de pesos (%)			
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	Peso pistón	Peso cojinete	Peso distribución	Peso auxiliares
0.36372	0.17908	0.11336	0.04721	52%	25%	16%	7%
0.37675	0.18325	0.11448	0.05521	52%	25%	16%	8%
0.39087	0.18807	0.11445	0.06419	51%	24%	15%	8%
0.40703	0.19362	0.11474	0.07573	51%	24%	15%	10%
0.42658	0.20057	0.11490	0.08601	51%	24%	14%	10%
0.44646	0.20743	0.11535	0.10808	51%	24%	13%	12%
0.41085	0.21881	0.11290	0.05964	51%	27%	14%	7%
0.42962	0.22471	0.11319	0.07396	51%	27%	13%	9%
0.45069	0.23181	0.11365	0.09071	51%	26%	13%	10%
0.47863	0.24256	0.11391	0.11461	50%	26%	12%	12%
0.48899	0.24802	0.11564	0.14708	49%	25%	12%	15%
0.51368	0.25820	0.11595	0.16888	49%	24%	11%	16%

Figura 5.24: Fichero Excel con los pesos de cada elemento en el modelo de pérdidas mecánicas

Manteniendo la hipótesis del modelo de pérdidas de *Blow By* donde las fuerzas ejercidas por el gas sobre los segmentos se calculan como la suma de presiones aguas arriba y aguas abajo de cada uno de los segmentos, las constantes de ajuste obtenidas son las siguientes:

- $K_1 = 2,765$ $K_2 = -2,02E - 04$ $K_{piston} = K_1 + K_2 \cdot Regimen\ de\ giro\ [rpm]$
- $K_{cojinetes} = 3,797$
- $K_{distribucion} = 29,987$
- $K_{auxiliares} = 1$

Para estos valores, se consigue un valor de RECM de 0.158. Por lo tanto, se puede asumir que el modelo se aproxima significativamente a los datos experimentales. Sin embargo, se han representado para todos los puntos los valores experimentales frente a los obtenidos por el modelo, para comprobar si realmente el modelo es correcto.

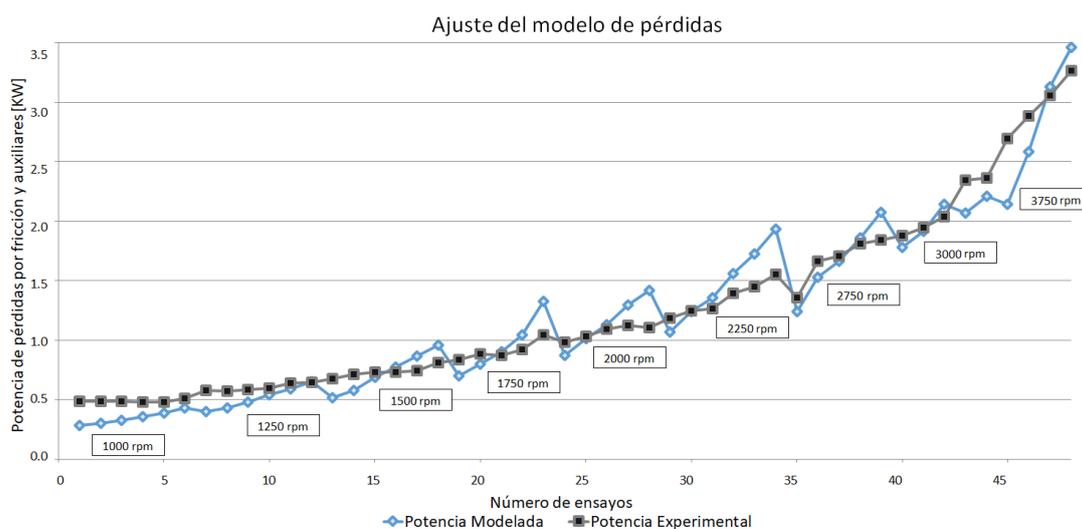


Figura 5.25: Ajuste del modelo de pérdidas para el motor de estudio

En la Figura 5.25 cada régimen de giro representa una 'rampa' y a mayor grado de carga (para ese régimen) más alto es la posición del punto de ensayo en dicha 'rampa'. Por lo tanto, de esta última gráfica se puede extraer la conclusión de que el modelo es más sensible frente a cambios de régimen y grados de carga.

Para conocer de donde proviene esta sensibilidad se han representado de forma separada las pérdidas de cada uno de los elementos, con el objetivo de intentar minimizar este error (Figura 5.26).

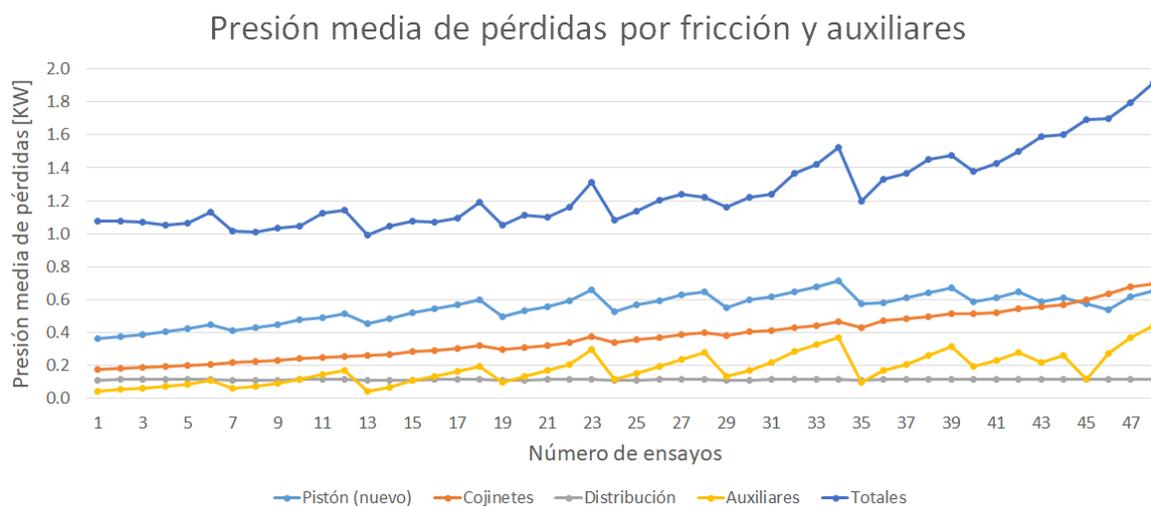


Figura 5.26: Presión media de pérdidas de cada elemento

Los pesos de cada elemento son:

Pistón: 46 % **Cojinetes:** 30 % **Distribución:** 10 % **Auxiliares:** 14 %

Como era de esperar, el pistón es el responsable de la mayoría de las pérdidas mecánicas. Además, tanto las pérdidas en el pistón como las auxiliares son muy sensibles, mientras que las relacionadas con los cojinetes y las de distribución son bastante constantes y no presentan ningún cambio brusco. Es por esta razón por la que se ha decidido atenuar el efecto de las pérdidas provocadas por la fricción del conjunto pistón-segmentos-falda.

Como se explica en el *Capítulo 4: Desarrollo del trabajo* en el apartado *4.2.3 Coeficientes de ajuste de pérdidas mecánicas*, para reducir esta sensibilidad y aproximar el modelo a los datos experimentales, se ha planteado un modelo de pérdidas de *Blow By* suponiendo que las fuerzas provocadas por el gas sobre los segmentos solo dependía de las presiones aguas abajo de cada uno de ellos.

Modificando las ecuaciones antiguas por las nuevas planteadas y volviendo a lanzar el código, las constantes de ajuste obtenidas son las siguientes:

- $K_1 = 6,589$ $K_2 = -1,02E - 03$ $K_{piston} = K_1 + K_2 \cdot R_{gimen\ de\ giro} [rpm]$
- $K_{cojinetes} = 3,888$
- $K_{distribucin} = 30,808$
- $K_{auxiliares} = 1$

Para estos valores, se consigue un valor de RECM de 0.111, que comparándolo con el anterior se ha mejorado ligeramente. De nuevo, se ha representado el ajuste del modelo obteniéndose la siguiente gráfica:

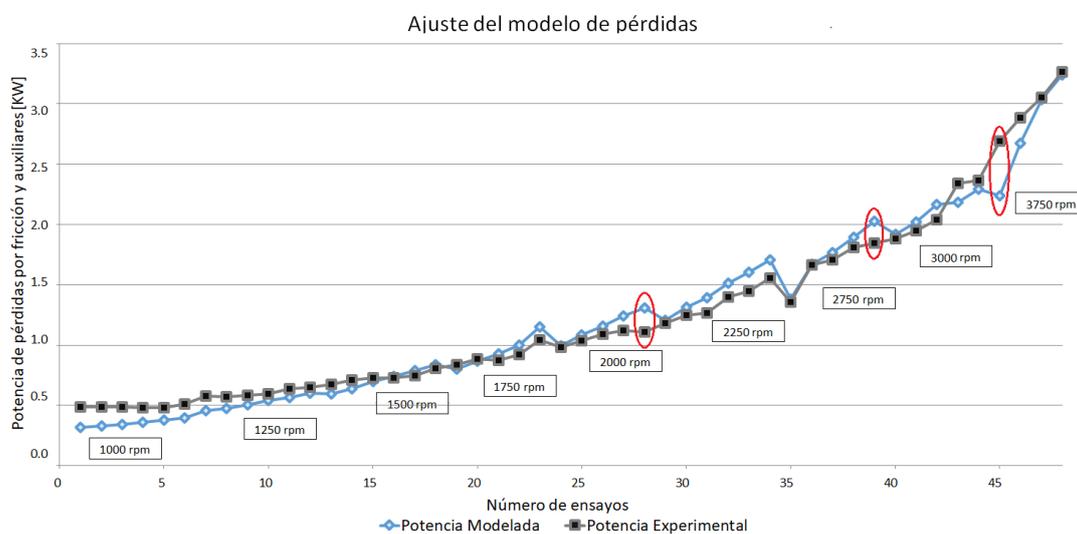


Figura 5.27: Nuevo ajuste del modelo de pérdidas para el motor de estudio

Con la hipótesis planteada la sensibilidad del modelo ha descendido significativamente, pese a que el error cuadrático mínimo es muy parecido. Aunque aún existen algunos puntos anómalos, los cuales se han señalado en rojo en la Figura anterior.

Estos puntos han sido analizados individualmente y se ha llegado a la conclusión de que experimentalmente no son correctos. Es posible que los técnicos que midieron estos puntos en la sala de ensayos no dejarán suficiente tiempo para que se estabilizarán, dando lugar a resultados incorrectos. Esto tiene sentido, pues las pérdidas en estos puntos deben ser mayores que las del punto anterior, puesto que están a mayor grado de carga, y mayores para el punto posterior ya que aunque el régimen de giro es menor el grado de carga es considerablemente mayor.

Se ha representado el error existente entre los valores extraídos del modelo y los reales con el objetivo de cuantificar el éxito del ajuste. Como se puede observar en la Figura 5.28 la totalidad de los valores correspondientes a 1000 rpm están por encima de lo que se consideraría aceptable.

Por lo tanto, el ajuste no puede considerarse completamente correcto. Aunque cabe destacar el hecho de que, a simple vista, parece extraño que los puntos experimentales de 1000 rpm mantengan las pérdidas constantes, e incluso disminuyen ligeramente, a medida que aumenta el grado de carga, pues carece de sentido lógico. Por lo tanto, estos puntos podrían incluso ser considerados como puntos anómalos igual que ocurría con los mencionados anteriormente. En este caso, el ajuste del modelo de pérdidas sí tiene validez.

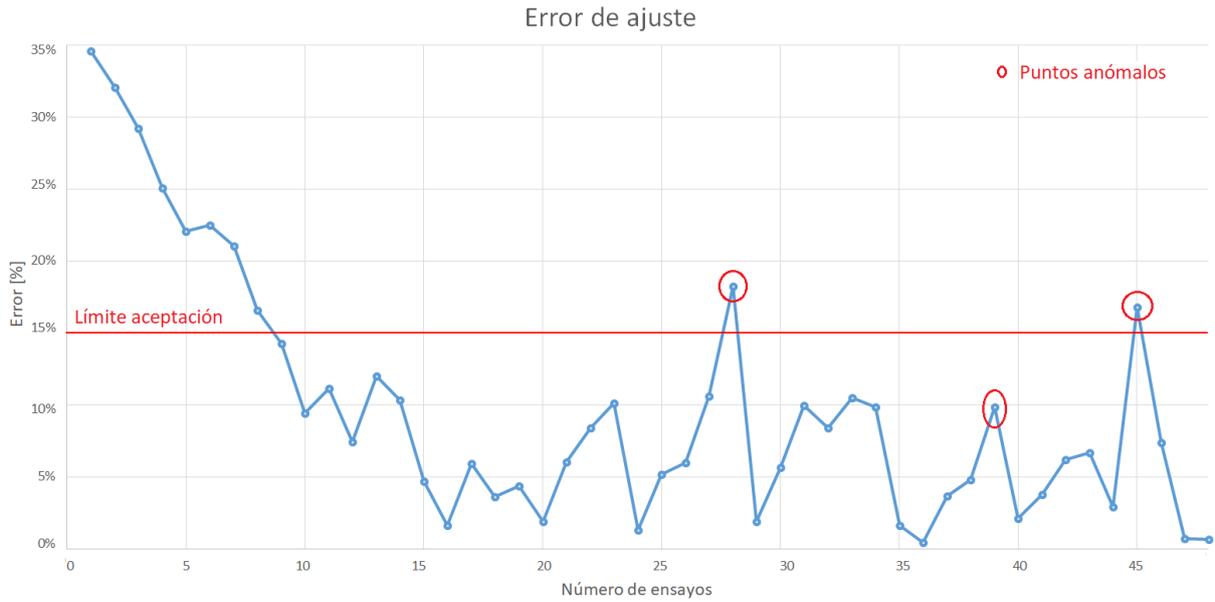


Figura 5.28: Error del ajuste del modelo de pérdidas propuesto

De nuevo se han representado las pérdidas de cada uno de los elementos por separado, para comparar el cambio que ha supuesto la hipótesis planteada. Se han reproducido las pérdidas por fricción del pistón con la hipótesis de cálculo original en azul claro y en un azul intenso y en línea continua las nuevas pérdidas. Como se observa en la Figura 5.29 las pérdidas se han atenuado significativamente, consiguiéndose de este modo los resultados esperados.

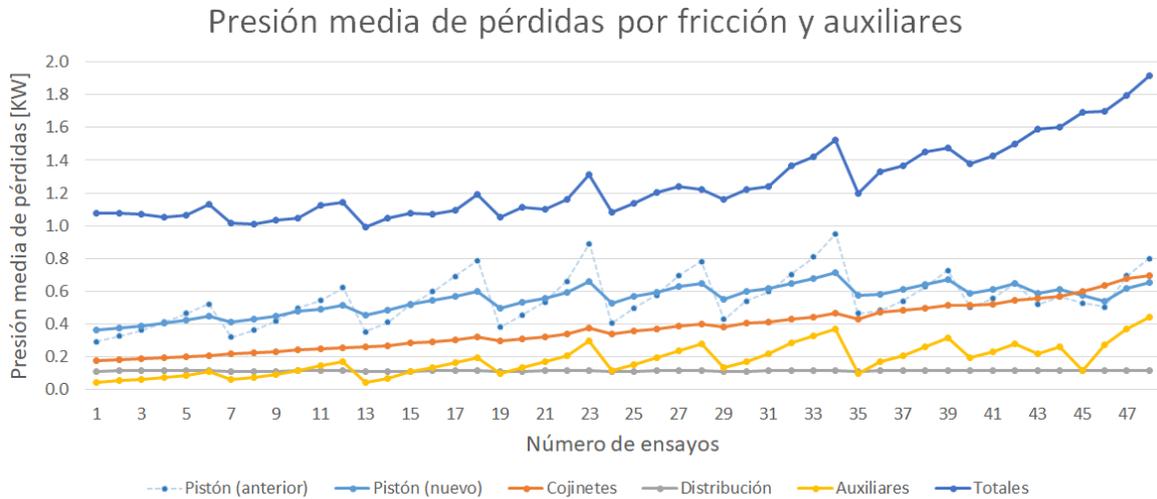


Figura 5.29: Presión media de pérdidas de cada elemento tras el cambio en el modelo de *Blow By*

5.2.3 Reducción de las constantes de ajuste

Las curvas representadas en las Figuras 5.21 y 5.22 se han extraído de *VEMOD* tras introducir los valores de las constantes de Vogel propuestos y las constantes de ajuste del modelo de pérdidas calculadas, es decir:

Constantes de Vogel	Constantes de ajuste
$K_1 = 0,000248004$	$K_1 = 6,589$
$K_2 = 778,23358$	$K_1 = -1,02E - 03$
$K_3 = 161,855331$	$K_{cojinetes} = 3,888$
	$K_{distribucion} = 30,808$
	$K_{auxiliares} = 1$

Tabla 5.1: Constantes de Vogel y de ajuste del modelo de pérdidas mecánicas

Como ya se ha comentado, el Motor Virtual sigue sobrestimando la presión media de pérdidas. Por lo que se ha decidido reducir las constantes de ajuste un 10%. Tras este nuevo cambio, los resultados obtenidos se presentan en las Figuras 5.30 y 5.31.

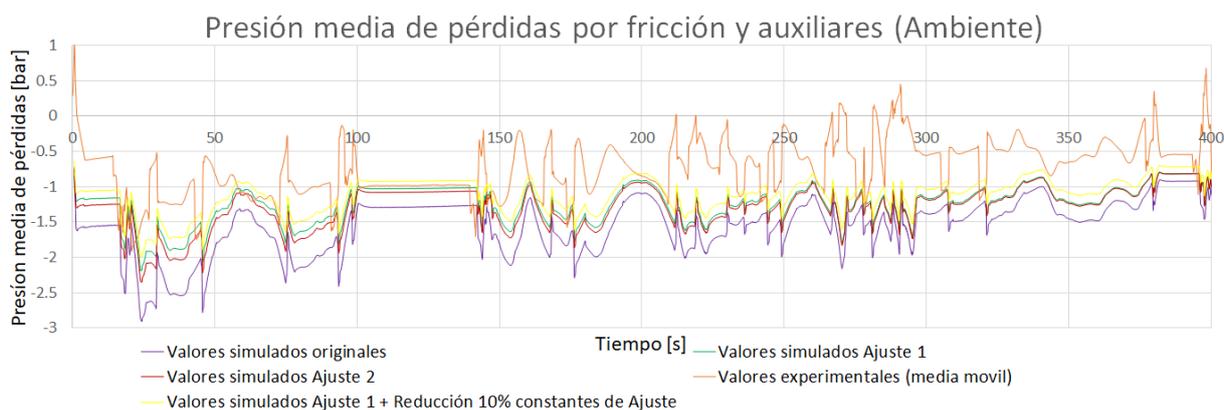


Figura 5.30: Simulación del ciclo de homologación WLTC a temperatura ambiente

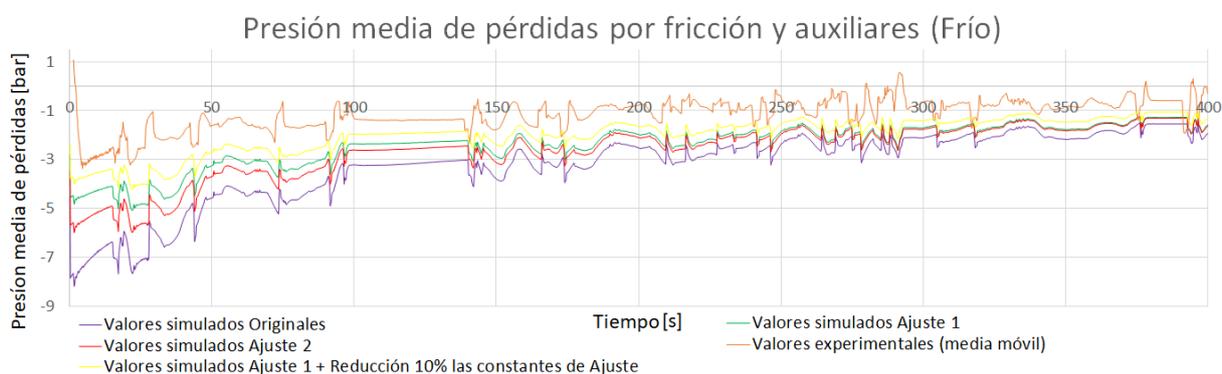


Figura 5.31: Simulación del ciclo de homologación WLTC en frío

La curva amarilla representa los resultados obtenidos modificando las constantes de ajuste anteriores por:

Constantes de ajuste
$K_1 = 5,930$
$K_1 = -9,18E - 04$
$K_{cojinetes} = 3,499$
$K_{distribucion} = 27,7272$
$K_{auxiliares} = 0,9$

Tabla 5.2: Reducción de las constantes de ajuste del modelo de pérdidas mecánicas

De esta forma, se consigue aproximarse un poco más a los valores experimentales.

5.3 Conclusiones

Durante la elaboración de este trabajo se ha buscado mejorar el modelo de Motor Virtual (*VE-MOD*) empleado para la simulación del ciclo de prueba oficial WLTC.

En primer lugar, se ha mejorado la herramienta de modelado añadiendo la posibilidad de que el usuario pueda ajustar las incertidumbres de forma óptima para caracterizar el motor. Este ajuste ha sido posible gracias a un algoritmo implementado en *Matlab*. Además, para comprobar la validez de los resultados obtenidos, se ha implementado también un algoritmo de ajuste en una herramienta de diagnóstico (*CALMEC*) la cual emplea valores experimentales para realizar los cálculos correspondientes.

Para encontrar el conjunto de parámetros óptimo del motor estudiado, se ha tenido en cuenta un rango amplio de valores para cada incertidumbre, con el objetivo de realizar un barrido lo más completo posible y analizar el comportamiento de estos parámetros sobre la caracterización del motor llevada a cabo por ambas herramientas. Tras la obtención de los resultados, se ha podido comprobar que lo que deberían ser unos parámetros universales tanto para *VEMOD* como para *CALMEC* no ha sido así, siendo necesario llegar a una solución de compromiso entre ambas herramientas.

Respecto a los resultados, se destaca la gran influencia que tiene la constante de Woschni frente al resto de parámetros. Además, como efectos cruzados se destaca que tanto el coeficiente de deformaciones como la relación de compresión tienen mayor influencia cuando la constante de Woschni toma valores altos; que para valores altos de la relación de compresión, la influencia del coeficiente de deformaciones es poco significativa; y que para valores altos del coeficiente de deformaciones, la relación de compresión tiene mayor influencia.

Para concluir con el ajuste paramétrico, se ha comprobado la consistencia del Motor Virtual introduciendo en *CALMEC* los valores de presión simulada por *VEMOD* para el punto óptimo que esta última herramienta propone e imponiendo las mismas condiciones de operación que en el Motor Virtual. Con esto se ha demostrado que todo es consistente y que no existen discrepancias entre herramientas. Por lo que la disparidad de resultados se debe a las incertidumbres experimentales y a la imperfección de los modelos.

En segundo lugar, se ha mejorado el modelo de pérdidas mecánicas del Motor Virtual mediante el ajuste de una nueva curva de viscosidad del aceite, la cual se ajusta mucho mejor a los valores de viscosidad real. Con este ajuste se ha conseguido solucionar parte de los problemas encontrados en las pérdidas mecánicas durante la simulación del ciclo WLTC, especialmente, en condiciones de arranque en frío.

Además, se ha ajustado el modelo de pérdidas mecánicas para un motor Diésel de 2.2 litros de cuatro cilindros. Para el ajuste de este motor ha sido necesario: modificar la hipótesis de cálculo de las pérdidas mecánicas en el conjunto de pistón, segmentos y falda; estimar el caudal impulsado por la bomba de refrigerante a través de relaciones entre el régimen de giro de la bomba y su caída de presión; modelar el caudal de la bomba de lubricante en función de la presión y temperatura del aceite; y corregir el gasto de la bomba de combustible. Con los valores de las constantes del ajuste del modelo de pérdidas obtenido se siguen sobreestimando las pérdidas mecánicas por lo que se ha decidido reducirlas un 10 %.

Bibliografía

- [1] Reglamento de Ejecución (UE) 2018/258 de la Comisión de 21 de febrero de 2018, por el que se modifica el Reglamento (UE) n725/2011 con el fin de adaptarla a la modificación del procedimiento de ensayo reglamentario y de simplificar los procedimientos administrativos de solicitud y certificación. Boletín oficial. Recuperado de <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2018-80289>
- [2] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Pérdidas de calor. Refrigeración. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 8-13). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [3] Página Web del Centro de Motores Térmicos. <https://www.cmt.upv.es/>
- [4] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Introducción histórica de los MCIA. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 116-122). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [5] D. González Calleja (2015). Ciclos de trabajo. *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares* (pp. 9-38). Editores Paraninfo S.A. Vizcaya (2014).
- [6] Imagen extraída de la página Web: <https://lp9778thoor.wordpress.com/tercer-corte-2/tercer-corte/ciclo-diesel/>
- [7] Imagen extraída de la página Web: <http://reader.digitalbooks.pro/book/preview/18793/C1.html>
- [8] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Combustión en MEC. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 6206-6652). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [9] Novella R. and Broatch A. (2017). *Asignatura de motores térmicos para automoción impartida en el Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales*. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [10] Martín, J. and Luján, J.M. (2017). *Asignatura de Motores Térmicos para automoción impartida en el Máster Universitario en Ingeniería Industrial*. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [11] Martín, J. (2007) *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [12] Woschni, G. (1967) *A universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. Maschinenfabrik Augsburg.

- [13] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Pérdidas mecánicas. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 152-171). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [14] Foto extraída de la Tesis Doctoral de Carreño, R. (2016) *A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines* (p 133).
- [15] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Lubricación y aceites. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 124-149). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [16] Página Web Oficial de *Society of Automotive Engineers*. Url: <https://www.sae.org/>
- [17] Marín, T.D. (2017). *Mathematical model for the prediction of the dead heavy crude oil viscosity produced in Monagas State, Venezuela*. Enfoque UTE, V.8-N.3 (pp 16-27).
- [18] Reid, B. L., Galaviz-Moreno, S. and Maiorino, P. M., 1987. *Evaluation of isopropanol-extracted cottonseed meal for laying hens*. Poult. Sci., 66 (pp 82-89).
- [19] Broatch A., Olmeda P., Martín, J. and Salvador-Iborra, J. (2018) *Development and Validation of a Submodel for Thermal Exchanges in the Hydraulic Circuits of a Global Engine Model*. Publicado en SAE INTERNATIONAL en Abril del 2018.
- [20] Martín, J., Arnau, F., Piqueras, P. and Auñon, Ángel (2018) *Development of Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles*. Publicado en SAE INTERNATIONAL en Abril del 2018.
- [21] Hogenberg G. (1976) *Definition and Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels con Kolbenmaschinen*. Automobil-Industrie, pp. 15-20.
- [22] Carreño, R. (2016) *A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines*. Tesis Doctoral. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [23] Taraza, D. and Henein, N. (2000) *Friction Losses in Multi-cylinder Diesel Engines*. SAE Technical Paper 2000-01-0922
- [24] F. Payri and J.M. Desantes (2014). Elementos constructivos. *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 856-911). Reverté Editorial. Barcelona (2011).
- [25] Greenwood, J.A and Tripp, J.H. (1970). *The contact of two nominally flat rough surfaces*. Engr, pp, 625-635.
- [26] Guo, J. and Zou, D. (2003). *Investigation of dynamic characteristics of a valve train system*. MM Theory, pp. 1950-1970.
- [27] Blanco, D. (2016) *Effect of swirl and EGR on the Global Energy Balance of a HSDI Diesel Engine*. Tesis Doctoral. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.

Apéndice de Figuras

Apéndice A

Figuras de resultados

Con el objetivo de ampliar los resultados expuestos en el Documento de la Memoria, se presenta en este capítulo el error calculado en la herramienta CALMEC (tasa de liberación de calor) y en el Motor Virtual (diferencia entre presión simulada y experimental) para los puntos óptimos proporcionados por cada una de ellas.

A.1 Punto óptimo de CALMEC

Recordemos que la herramienta de diagnóstico proporcionaba el siguiente conjunto de parámetros de caracterización del motor:

$$C_{W1} = 1.9$$

$$RCO = 16.00$$

$$K_{def} = 1.5$$

Para esta combinación el calculo de la tasa de liberación de calor (RoHR) es mínima y para cada ensayo se obtiene la siguiente representación gráfica:

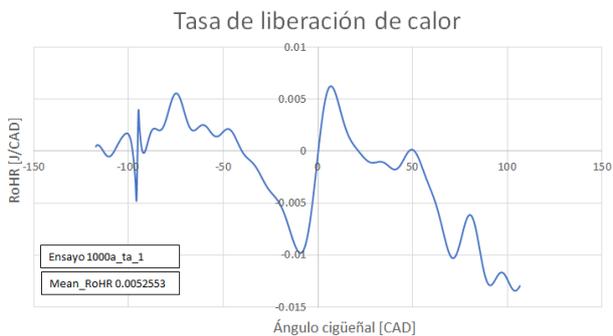


Figura A.1: RoHR del ensayo 1000a-ta-1

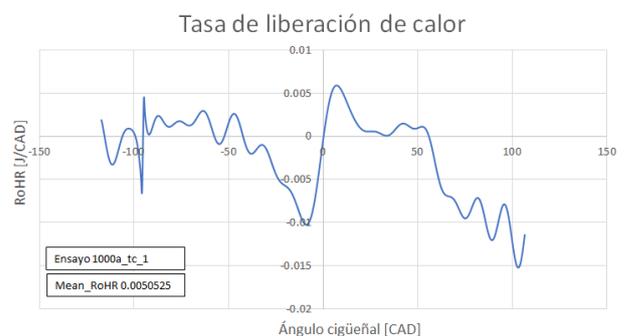


Figura A.2: RoHR del ensayo 1000a-tc-1

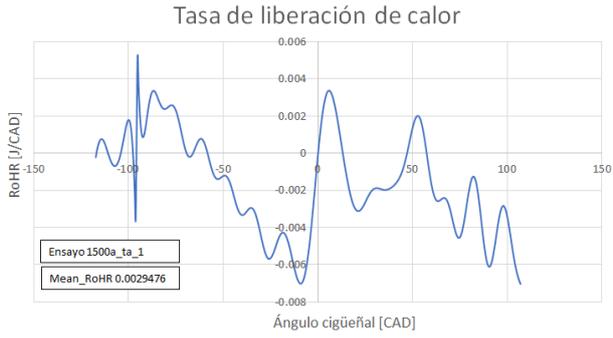


Figura A.3: RoHR del ensayo 1500a-ta-1

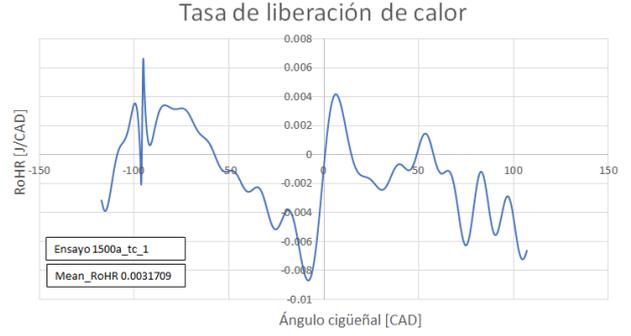


Figura A.4: RoHR del ensayo 1500a-tc-1

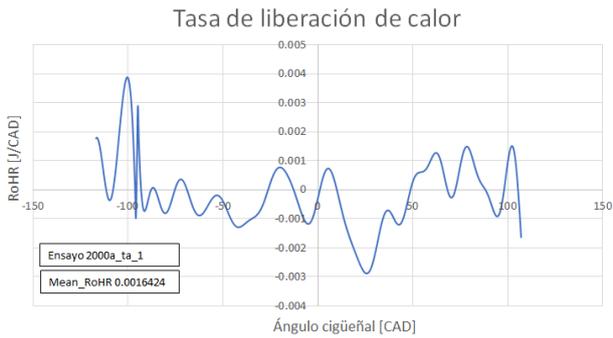


Figura A.5: RoHR del ensayo 2000a-ta-1

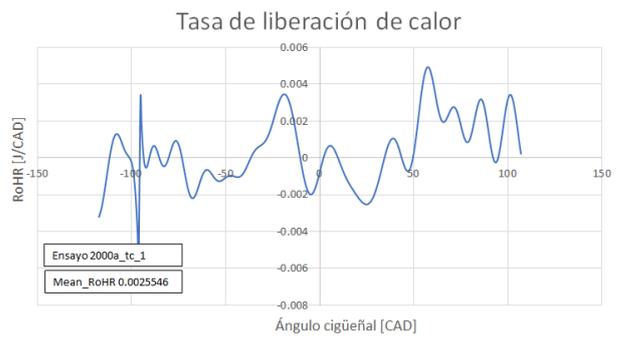


Figura A.6: RoHR del ensayo 2000a-tc-1

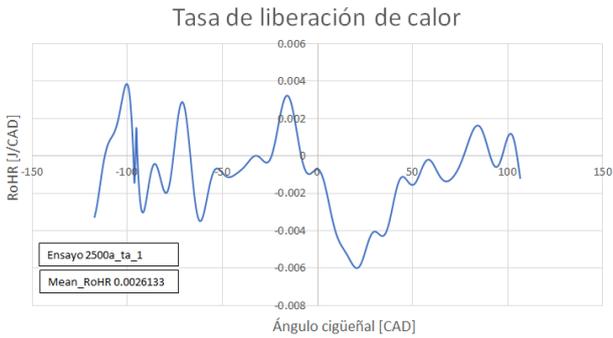


Figura A.7: RoHR del ensayo 2500a-ta-1



Figura A.8: RoHR del ensayo 2500a-tc-1



Figura A.9: RoHR del ensayo 3000a-ta-2

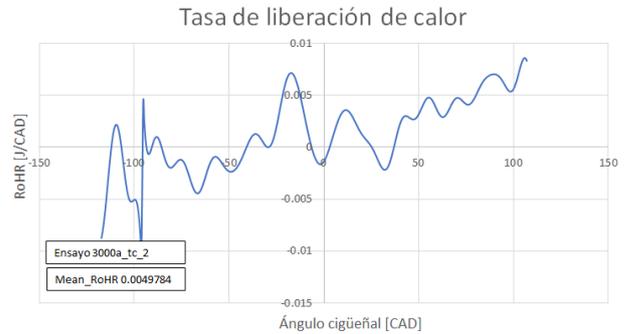


Figura A.10: RoHR del ensayo 3000a-tc-2

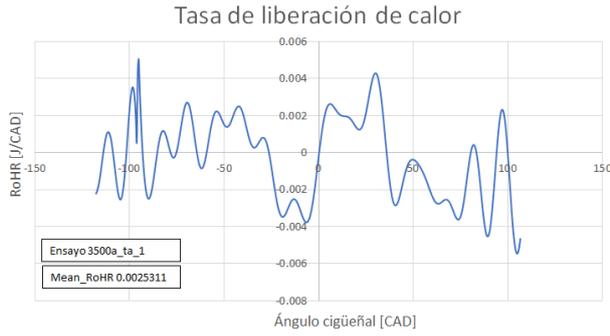


Figura A.11: RoHR del ensayo 3500a-ta-1

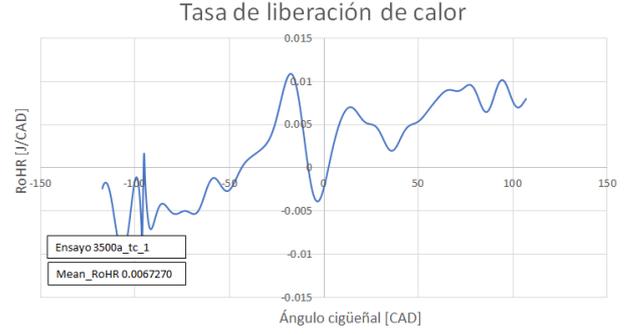


Figura A.12: RoHR del ensayo 3500a-tc-1

A.2 Punto óptimo de VEMOD

Recordemos que el Motor Virtual proporcionaba el siguiente conjunto de parámetros de caracterización del motor:

$$C_{W1} = 1.5$$

$$RCO = 16.00$$

$$K_{def} = 0.9$$

Para esta combinación el cálculo del error entre la presión experimental y la simulada es mínima y para cada ensayo se obtiene la siguiente representación gráfica:

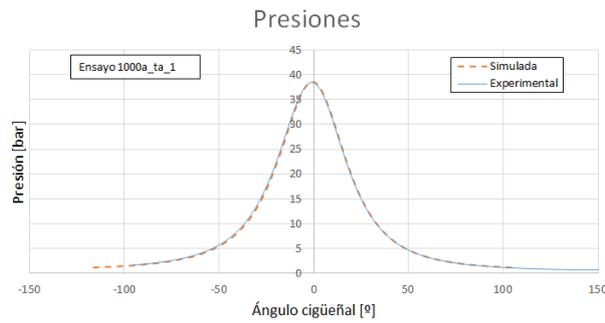


Figura A.13: Error de presión del ensayo 1000a-ta-1

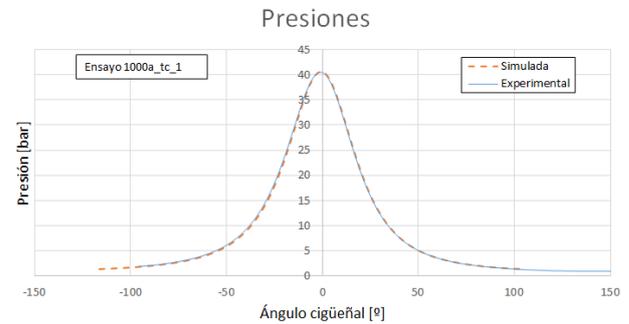


Figura A.14: Error de presión del ensayo 1000a-tc-1

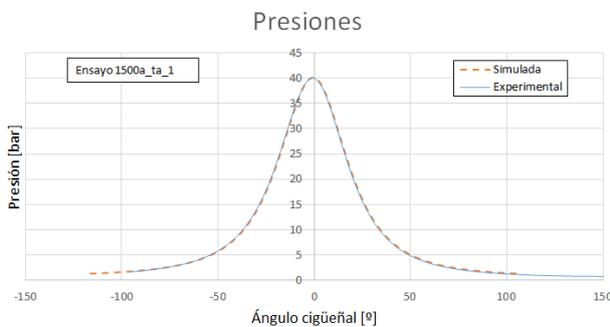


Figura A.15: Error de la presión del ensayo 1500a-ta-1

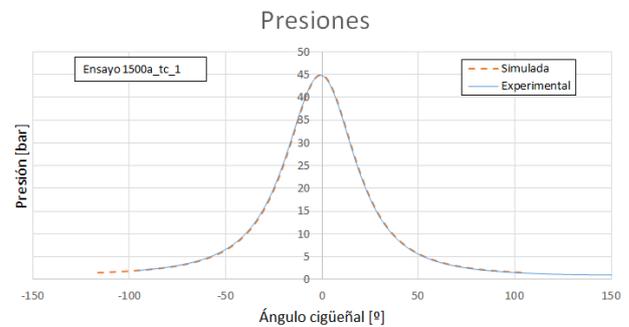


Figura A.16: Error de presión del ensayo 1500a-tc-1

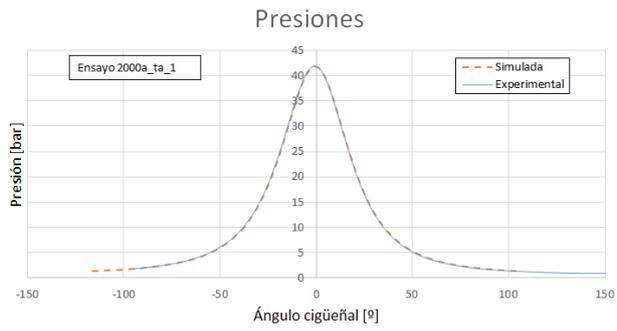


Figura A.17: Error de presión del ensayo 2000a-ta-1

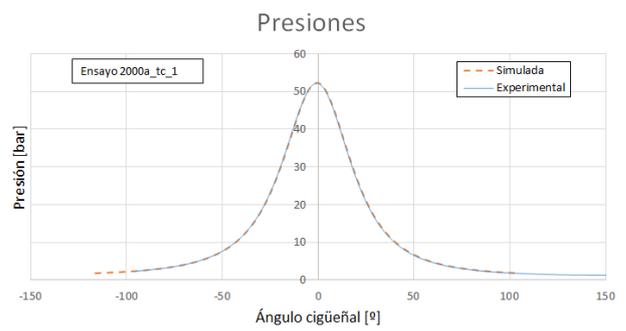


Figura A.18: Error de presión del ensayo 2000a-tc-1

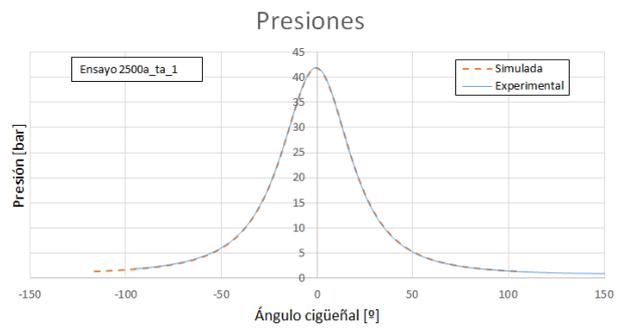


Figura A.19: Error de presión del ensayo 2500a-ta-1

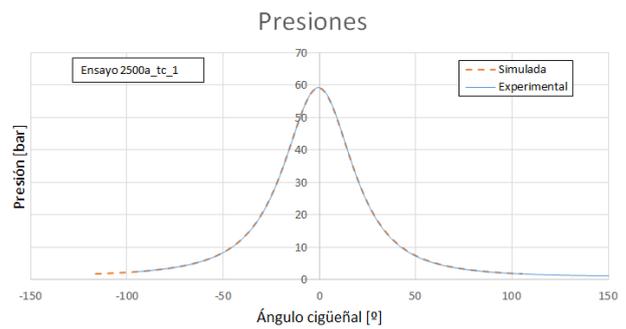


Figura A.20: Error de presión del ensayo 2500a-tc-1

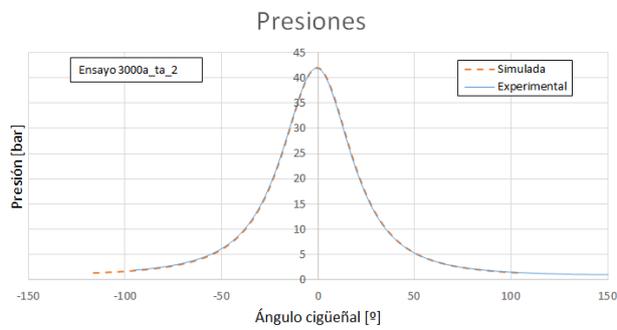


Figura A.21: Error de presión del ensayo 3000a-ta-2

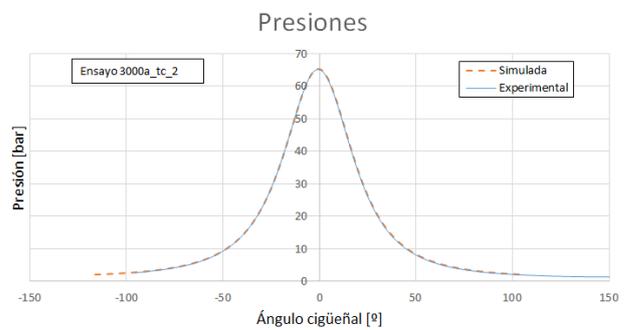


Figura A.22: Error de presión del ensayo 3000a-tc-2

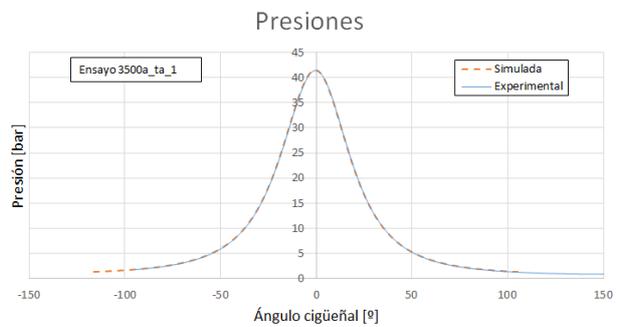


Figura A.23: Error de presión del ensayo 3500a-ta-1

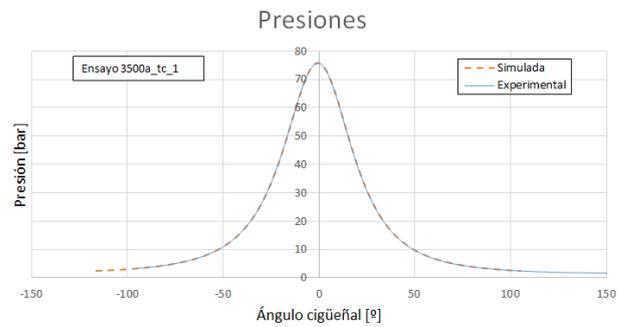


Figura A.24: Error de presión del ensayo 3500a-tc-1

Apéndice de Programación

Apéndice B

Código de programación

Este documento está pensado para que el lector pueda profundizar en los conceptos que se han desarrollado durante el documento de la memoria. Además, con este Apéndice se puede presentar con mayor detalle la parte informática desarrollada en el trabajo, la cual ha sido necesaria para obtener los resultados.

B.1 Función `Parameter_variation.m`

Esta función de *Matlab* es introducida en el código principal de la herramienta *CALMEC* con la finalidad de desarrollar un algoritmo de ajuste de los parámetros de caracterización del motor.

Para poder conocer el conjunto de parámetros que minimizan el error de la liberación de calor, la herramienta va a realizar el mismo cálculo en condiciones de arrastre para cada una de las posibles combinaciones. Además, este cálculo se realiza teniendo en cuenta 12 ensayos con un ciclo de 1440 puntos de operación cada uno.

Recordemos que estas combinaciones se forman a partir de los valores introducidos por el usuario. Esto quiere decir que, en función del nivel definido para cada parámetro, el número de combinaciones tendrá un tamaño u otro.

La función tiene como variables de entrada:

- **Adjustment**: estructura con los datos de entrada sobre el ajuste del motor, leído del fichero *Excel* de Configuración.
- **Engine**: estructura con los datos de entrada sobre las características geométricas del motor, leído del fichero *Excel* de Configuración.
- **test_type**: tipo de ensayo. Este puede ser estacionario o transitorio, en condiciones de arrastre, combustión o pseudoarrastre, y con posibilidad de realizar un test por ciclo o emplear los valores medios.
- **main_dir**: directorio principal de el *software*.
- **Configuration_name**: nombre del fichero de configuración donde se encuentras los datos de entrada.

- **Constants_HT_rt**: relación de velocidad de admisión promedio para realizar el ajuste de la transferencia de calor relacionada con la constante de Woschni.

Y como variables de salida proporciona:

- **folder_SOP**: el nombre de la carpeta correspondiente al conjunto de parámetros (*SOP - Set of Parameters*). Por ejemplo: *CW1=0.8_RC=15.65_KDEF=0.5*.
- **Adjustment**: estructura con los datos de entrada sobre el ajuste del motor modificada.
- **out**: variable que indica la finalización del cálculo para todas las combinaciones posibles, cuando toma el valor de 1.
- **exist_SOP**: variable que advierte si la combinación propuesta ya ha sido calculada. Si este valor toma el valor de 0 quiere decir que es la primera vez que se realiza esa combinación y por tanto procederá al cálculo. De lo contrario, el algoritmo propondrá una nueva combinación. Esto se realiza con el objetivo de poder parar y reanudar el cálculo en cualquier momento sin la necesidad de volver a comenzar desde el principio. Esto es muy útil puesto que el tiempo de cálculo puede ser muy grande.

```

1  function [folder_SOP,Adjustment,out,exist_SOP] = Parameter_variation (Adjustment...
2      Engine,test_type,main_dir,Configuration_name,Constants_HT_rt)
3
4
5  - clear exist_SOP
6  - global NoExistingSOP
7
8  - if isempty(NoExistingSOP) == 1
9  -     NoExistingSOP = 1;
10 - end
11
12 - if NoExistingSOP > Adjustment.total_SOP
13 -     folder_SOP=0;
14 -     out=1;
15 -     return
16 - else
17 -     out = 0;
18 - end
    
```

Si es la primera vez que se entra en la función se inicializa la variable global *NoExistingSOP*

Si se ha alcanzado la última combinación, se reinicia el código y se indica mediante la variable *out* para salir de la simulación

Figura B.1: Primeras líneas del código de la función del ajuste paramétrico

En las primeras líneas se comprueba, como se muestra en la Figura B.1, si el código es lanzado por primera vez o si se ha alcanzado su máximo, en caso de que esta última afirmación no sea cierta, se procede a desarrollar el algoritmo.

En primer lugar, en función de las características del tipo de ensayo, los resultados se van a organizar en carpetas distintas. Se va a distinguir entre estacionario y transitorio, y dentro de estas carpetas entre arrastre y combustión. Esta implementación se recoge en las líneas que aparecen en la Figura B.2.

```

20 - if test_type.MCP == 1 ← Combustión
21 -     if test_type.ST == 1
22 -         folder = 'Transient';
23 -     elseif test_type.ST == 0
24 -         folder = 'Stationary';
25 -     end
26 -     save_folder = [main_dir '\Results\' Configuration_name '\' folder '\Combustion'];
27 -
28 - elseif (test_type.MCP == 0 || test_type.MCP == 2) ← Arrastre o Pseudoarrastre
29 -     if test_type.ST == 1
30 -         folder = 'Transient';
31 -     elseif test_type.ST == 0
32 -         folder = 'Stationary';
33 -     end
34 -     save_folder = [main_dir '\Results\' Configuration_name '\' folder '\Motoring'];
35 -
36 - end
    
```

Figura B.2: Guardado de los resultados según el tipo de ensayo

A continuación, se establecen los valores máximo y mínimo de cada punto y se crean las matrices independientes de cada parámetro con todas las posibles combinaciones. A partir de estas matrices más pequeñas es posible crear la matriz con todas las combinaciones posibles para todos los cilindros que se desea ensayar.

```

38     %% Set the maximum and the minimum point
39
40 -     max_point (1,:) = Adjustment.CWlmax;
41 -     max_point (2,:) = Adjustment.rcoffsetmax;
42 -     max_point (3,:) = Adjustment.desfasetotmax;
43 -     max_point (4,:) = Adjustment.CDMmax;
44 -     min_point (1,:) = Adjustment.CWlmin;
45 -     min_point (2,:) = Adjustment.rcoffsetmin;
46 -     min_point (3,:) = Adjustment.desfasetotmin;
47 -     min_point (4,:) = Adjustment.CDMmin;
49     %% Creation of the matrix with all the possible combinaison
50
51     % All possible CWl
52 -     CWl_max = max_point(1,:);
53 -     CWl_min = min_point(1,:);
54 -     CWl_level = Adjustment.CWllevel;
55 -     dCWl = (CWl_max - CWl_min)/(CWl_level-1); ←
56 -     for j = 0: CWl_level-1
57 -         CWl (j+1,:) = CWl_min+j*dCWl; ← Crea una matriz con todos los valores
58 -     end                                     posibles de CWl en cada cilindro
59
60     % All possible compression ratio
61 -     rcoffset_max = max_point(2,:);
62 -     rcoffset_min = min_point(2,:);
63 -     rcoffset_level = Adjustment.rcoffsetlevel;
64 -     drcoffset = (rcoffset_max - rcoffset_min)/(rcoffset_level-1);
65 -     for j = 0:rcoffset_level-1
66 -         rcoffset (j+1,:) = rcoffset_min+j*drcoffset;
67 -     end
    
```

Figura B.3: Creación de la matriz con todas las combinaciones posibles (parte 1)

```

69     % All possible GAP
70 - totaldelay_max = max_point(3,:);
71 - totaldelay_min = min_point(3,:);
72 - totaldelay_level = Adjustment.desfasetotlevel;
73 - dtotaldelay = (totaldelay_max - totaldelay_min)/(totaldelay_level-1);
74 - for j = 0:totaldelay_level-1
75 -     totaldelav (j+1,:) = totaldelay_min+j*dtotaldelay;
76 - end
77 - %
78     % All possible deformation coefficient
79 - CDM_max = max_point(4,:);
80 - CDM_min = min_point(4,:);
81 - CDM_level = Adjustment.CDMlevel;
82 - dCDM = (CDM_max - CDM_min)/(CDM_level-1);
83 - for j = 0:CDM_level-1
84 -     CDM (j+1,:) = CDM_min+j*dCDM;
85 - end
86     % Creation of the matrix with all the combinaison
87 - for i = 1:Engine.Main.Z
88 -     [W X Y Z] = ndgrid(CW1(:,i),rcoffset(:,i),CDM(:,i),totaldelay(:,i));
89 -     Combinaison(:,i) = W(:); % CW1
90 -     Combinaison(:,Engine.Main.Z+i) = X(:); % CR
91 -     Combinaison(:,2*Engine.Main.Z+i) = Y(:); % KDEF
92 -     Combinaison(:,3*Engine.Main.Z+i) = Z(:); % GAP
93 - end
    
```

Figura B.4: Creación de la matriz con todas las combinaciones posibles (parte 2)

Para mayor comprensión se va a seguir el siguiente ejemplo. Supongamos que el usuario define los siguientes valores:

Variable	Value (cil1)	Value (cil2)	Value (cil3)	Value (cil4)
CW1 max	1.1	1.1	1.1	1.1
CW1 min	1	1	1	1
CW1 level	2			
rcoffset max	16.2	16.2	16.2	16.2
rcoffset min	16	16	16	16
rcoffset level	2			
desfasetot max	96	96	96	96
desfasetot min	95.5	95.5	95.5	95.5
desfasetot level	2			
CDM max	1.20	1.20	1.20	1.20
CDM min	1.00	1.00	1.00	1.00
level	2			
Number total of SOP	16			
Parameter change	1			

Figura B.5: Introducción de los parámetros de caracterización escogidos

Asignando un nivel de dos a todos los parámetros, el paso de cada parámetro es de 0.1, 0.2, 0.5 y 0.2, respectivamente e igual para cada cilindro. Siendo, de este modo, las matrices independientes:

$$\begin{aligned}
 \text{CW1} &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1.1 & 1.1 & 1.1 & 1.1 \end{bmatrix} & \text{rcoffset} &= \begin{bmatrix} 16 & 16 & 16 & 16 \\ 16.2 & 16.2 & 16.2 & 16.2 \end{bmatrix} \\
 \text{CDM} &= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1.2 & 1.2 & 1.2 & 1.2 \end{bmatrix} & \text{totaldelay} &= \begin{bmatrix} 95.5 & 95.5 & 95.5 & 95.5 \\ 96 & 96 & 96 & 96 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Con estas es posible crear la matriz con todas las combinaciones posibles, que en este caso es de 16 x 16.

Combinaison =

1	1	1	1	16	16	16	16	1	1	1	1	95.5	95.5	95.5	95.5
1.1	1.1	1.1	1.1	16	16	16	16	1	1	1	1	95.5	95.5	95.5	95.5
1	1	1	1	16.2	16.2	16.2	16.2	1	1	1	1	95.5	95.5	95.5	95.5
1.1	1.1	1.1	1.1	16.2	16.2	16.2	16.2	1	1	1	1	95.5	95.5	95.5	95.5
1	1	1	1	16	16	16	16	1.2	1.2	1.2	1.2	95.5	95.5	95.5	95.5
1.1	1.1	1.1	1.1	16	16	16	16	1.2	1.2	1.2	1.2	95.5	95.5	95.5	95.5
1	1	1	1	16.2	16.2	16.2	16.2	1.2	1.2	1.2	1.2	95.5	95.5	95.5	95.5
1.1	1.1	1.1	1.1	16.2	16.2	16.2	16.2	1.2	1.2	1.2	1.2	95.5	95.5	95.5	95.5
1	1	1	1	16	16	16	16	1	1	1	1	96	96	96	96
1.1	1.1	1.1	1.1	16	16	16	16	1	1	1	1	96	96	96	96
1	1	1	1	16.2	16.2	16.2	16.2	1	1	1	1	96	96	96	96
1.1	1.1	1.1	1.1	16.2	16.2	16.2	16.2	1	1	1	1	96	96	96	96
1	1	1	1	16	16	16	16	1.2	1.2	1.2	1.2	96	96	96	96
1.1	1.1	1.1	1.1	16	16	16	16	1.2	1.2	1.2	1.2	96	96	96	96
1	1	1	1	16.2	16.2	16.2	16.2	1.2	1.2	1.2	1.2	96	96	96	96
1.1	1.1	1.1	1.1	16.2	16.2	16.2	16.2	1.2	1.2	1.2	1.2	96	96	96	96

Con esta matriz creada solo falta asignar el punto con la combinación de parámetros que se le va a proporcionar al código principal de *CALMEC* para que realice los cálculos oportunos. Esto se consigue con las siguientes líneas de código:

```

94
95 for NoExistingSOP=NoExistingSOP:Adjustment.option:Adjustment.total_SOP
96 -
97 %% Set matlab variable with the new combinaison
98 -     if NoExistingSOP > Adjustment.total_SOP
99 -         actual_point = Combinaison(Adjustment.total_SOP, :);
100 -     else
101 -         actual_point = Combinaison(NoExistingSOP, :);
102 -     end
103
104 -     Adjustment.CW1      = actual_point(1,1:Engine.Main.Z);
105 -     Adjustment.roffset = actual_point(1,1+Engine.Main.Z:2*Engine.Main.Z);
106 -     Adjustment.desfasetot = Adjustment.desfasetotmin(z);
107 -     Adjustment.CDM      = actual_point(1,2*Engine.Main.Z+1:3*Engine.Main.Z);
108
109 -     if strcmp(Engine.Main.Model, 'S')
110 -         Adjustment.CW2 = Adjustment.CW1/1.7;
111 -     elseif strcmp(Engine.Main.Model, 'T')
112 -         Adjustment.CW2 = Adjustment.CW1*Constants_HT_rt;
113 -     end
114
115 -     folder_SOP = ['CW1=' num2str(Adjustment.CW1(1))'_CR=' num2str(Adjustment.roffset(1))...
116 -                 '_KDEF=' num2str(Adjustment.CDM(1))];
117 -     disp(folder_SOP);
118
119 -     if exist([save_folder '\' folder_SOP]) == 7
120 -         exist_SOP = 1;
121 -     else
122 -         exist_SOP = 0;
123 -         break
124 -     end
125
126 - end
127
128 - NoExistingSOP=NoExistingSOP+1;
129 - end

```

Figura B.6: Preparación de la combinación del próximo cálculo

En las líneas 109-113 se modifica el valor de la segunda constante de Woschni en función del modelo empleado en el cálculo. Para el modelo *Swirl* esta constante se calcula como el cociente entre la primera constante y el valor de 1.7. Para el modelo *Tumble* es proporcional a la constante de la relación de velocidad de admisión promedio.

B.2 Función P_sim_po_files.m

Recordemos que, tras realizar la variación de parámetros en *VEMOD* y comparar los resultados obtenidos con la herramienta de diagnóstico *CALMEC*, se ha observado que la solución óptima propuesta por ambos programas es distinta. Por lo tanto, para intentar comprender qué es lo que está ocurriendo se ha decidido relanzar el código de *CALMEC* y volver a buscar el conjunto de parámetros óptimos, pero esta vez se han sustituido los datos experimentales por los simulados por el motor virtual.

El directorio general de *CALMEC* consta de tres carpetas: *Functions*, donde se recogen todas las funciones y *scripts* empleados para el cálculo; *Inputs*, donde se almacenan todos los datos de entrada a la herramienta ordenados por salas de ensayo; y *Results*, donde se van almacenando los resultados obtenidos tras ejecutar el programa. Por otro lado, existe la función principal *LAUNCHER* para lanzar el código.

Name	Type	Size
Inputs	File folder	
Results	File folder	
Functions	File folder	
LAUNCHER_NEW3.m	MATLAB Code	11 KB

Figura B.7: Directorio de la herramienta *CALMEC*

Dentro de la carpeta *Inputs* existe otra subcarpeta donde se encuentra la presión experimental instantánea medida en cada cilindro. Aunque existe un gran número de ficheros, en nuestro caso solo se van a leer los ficheros correspondientes a los 12 puntos de ensayos seleccionados, ya que así es como se ha indicado en el *Excel* de configuración (Figura 3.3, columnas A20:A31).

Name	Type	Size
p0850_idle_c_2 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	27 KB
p0850_idle_c_2 Cil 2 (PCIL).dat	DAT File	28 KB
p0850_idle_c_2 Cil 3 (PCIL).dat	DAT File	27 KB
p0850_idle_c_2 Cil 4 (PCIL).dat	DAT File	28 KB
p1000a_ta_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p1000a_tc_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p1500a_ta_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p1500a_tc_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p2000a_ta_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p2000a_tc_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p2500a_ta_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p2500a_tc_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p3000a_ta_2 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p3000a_tc_2 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p3500a_ta_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p3500a_tc_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	32 KB
p0850_idle_c_egr0_1 Cil 1 (PCIL).dat	DAT File	28 KB

Figura B.8: Ficheros con las presiones instantáneas experimentales

Teniendo en cuenta esto, la función que a continuación se detalla se va a encargar de sustituir la información que contienen estos ficheros (datos experimentales) por los datos extraídos de *VEMOD*. Para ello, en primer lugar se va a crear un fichero *Excel* (*PsimuladasPO.xlsx*) donde el usuario debe introducir de manera manual en la primera de sus hojas los ensayos que desea sustituir (Figura B.9).

	A	B	C
1	Ref	Name	Folder
2	01	1000a_ta_1	Arrastres
3	02	1000a_tc_1	Arrastres
4	03	1500a_ta_1	Arrastres
5	04	1500a_tc_1	Arrastres
6	05	2000a_ta_1	Arrastres
7	06	2000a_tc_1	Arrastres
8	07	2500a_ta_1	Arrastres
9	08	2500a_tc_1	Arrastres
10	09	3000a_ta_2	Arrastres
11	10	3000a_tc_2	Arrastres
12	11	3500a_ta_1	Arrastres
13	12	3500a_tc_1	Arrastres

Figura B.9: Información introducida por el usuario en el fichero *PsimuladasPO.xlsx*

Este mismo fichero se empleará también para guardar los valores de las presiones simuladas.

Es importante destacar el hecho de que los ficheros originales deben permanecer almacenados en cualquier otro lugar, pues no olvidemos que pertenecen a la base de datos del Centro de Motores. Esto quiere decir que posteriormente deben restablecerse estos ficheros una vez finalizado el estudio.

Por otro lado, *VEMOD* guarda los resultados extraídos como se muestra en la Figura B.10. Es decir, para cada ensayo de arrastre (recordemos que disponemos de 12 puntos de ensayo) realiza 6 iteraciones, es decir, 6 ciclos completos, antes de aportar una solución válida.

Name	Type	Size
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots.dat	DAT File	7 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_001.dat	DAT File	586 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_002.dat	DAT File	601 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_003.dat	DAT File	602 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_004.dat	DAT File	601 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_005.dat	DAT File	600 KB
R9M_mono_ARR01_Case-1_plots_006.dat	DAT File	601 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_cycles.dat	DAT File	6 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots.dat	DAT File	7 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_001.dat	DAT File	586 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_002.dat	DAT File	598 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_003.dat	DAT File	599 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_004.dat	DAT File	598 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_005.dat	DAT File	596 KB
R9M_mono_ARR02_Case-1_plots_006.dat	DAT File	597 KB

Figura B.10: Directorio de Resultados de *VEMOD* para una combinación dada

Puesto que no necesitamos la información de todos los ciclos vamos a conservar únicamente los dos últimos ficheros de cada ensayo de arrastre y con estos se va a generar un único fichero de presiones simuladas para un ciclo cerrado (desde el cierre de la válvula de admisión hasta la apertura de la válvula de escape). En la Figura B.11 se muestra un ejemplo de lo que se busca extraer de estos ficheros, en concreto se corresponde con la presión simulada de los dos últimos ciclos del ensayo en arrastre para 1000a_ta_1.

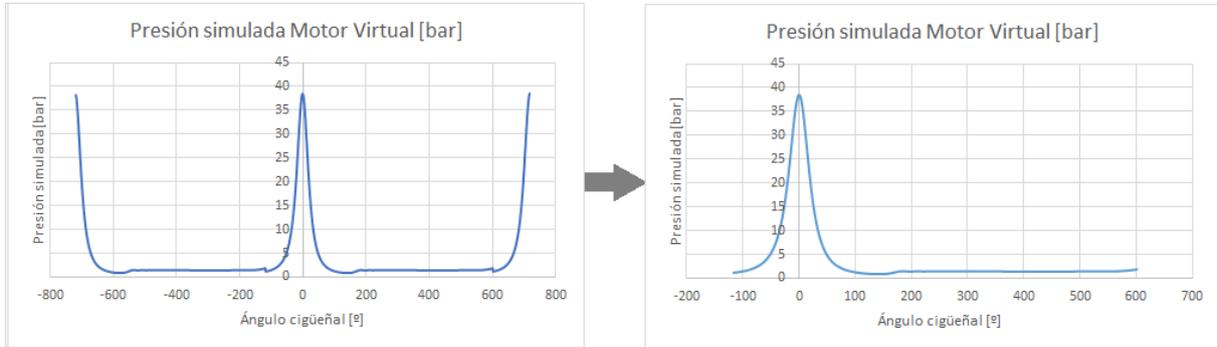


Figura B.11: Izquierda, presión simulada de dos ciclos. Derecha, presión simulada de un ciclo cerrado

Por lo tanto, en la nueva función *p_sim_po_files.m* se va a leer, en primer lugar, los valores correspondientes al ángulo y la presión simulada de los dos últimos ficheros de resultados de cada ensayo de arrastre (líneas 11-37, Figura B.12). En las líneas 17 y 31 se verifica que los datos leídos en *Matlab* contengan toda la información, para ello se comprueba que ángulo del cigüeñal sea mayor de 715° ya que sabemos que los resultados en *VEMOD* se escriben hasta un alcance de 720° del ángulo del cigüeñal.

```

1 - FileName='PsimuladasPO.xlsx';
2 - Sheet='Data';
3 - [num,txt,raw]=xlsread(FileName,Sheet);
4
5 - XML_ROOT_NAME = 'R9M_mono_ARR';
6
7 - for ipoint=1:size(txt,1)-1
8
9 -   Ref=txt{ipoint+1,1};
10
11 -   FileName = [XML_ROOT_NAME Ref '_Case-1_plots_005.dat'];
12
13 -   a=0;
14 -   while a==0
15 -     RawData1=importdata(FileName);
16 -     if isstruct(RawData1)==1
17 -       if RawData1.data(end-1,3) >= 715
18 -         a=1;
19 -       end
20 -     end
21 -   end
22
23 -   Data1=RawData1.data(:,1:154);
24
25 -   FileName = [XML_ROOT_NAME Ref '_Case-1_plots_006.dat'];
26
27 -   a=0;
28 -   while a==0
29 -     RawData2=importdata(FileName);
30 -     if isstruct(RawData2)==1
31 -       if RawData2.data(end-1,3) >= 715
32 -         a=1;
33 -       end
34 -     end
35 -   end
36
37 -   Data2=RawData2.data(:,1:154);

```

Figura B.12: Líneas de código de la función *p_sim_po_files.m* (parte 1)

Tras la lectura de los datos, se va a crear un vector de ángulo de giro del cigüeñal y para su valor de presión simulada correspondiente. Para ello se debe colocar en ángulo en unidades correctas. Por lo que los datos leídos del primer fichero se colocan entre -720 y 0 y los del segundo fichero entre 0 y 720. De este modo tenemos un ciclo completo de 1440 puntos como el que se muestra en la imagen de la izquierda de la Figura B.11.

A continuación, se va a extraer únicamente la parte correspondiente al ciclo cerrado (entre -117.5° y 602° ; Líneas 92-132, Figura B.14). Estos ficheros sustituirán a los correspondientes de la presión experimental en *CALMEC*.

Finalmente se guardan todos los resultados en ficheros independientes para cada ensayo, que se almacenarán en la carpeta *Estacionario* (Figura B.13).

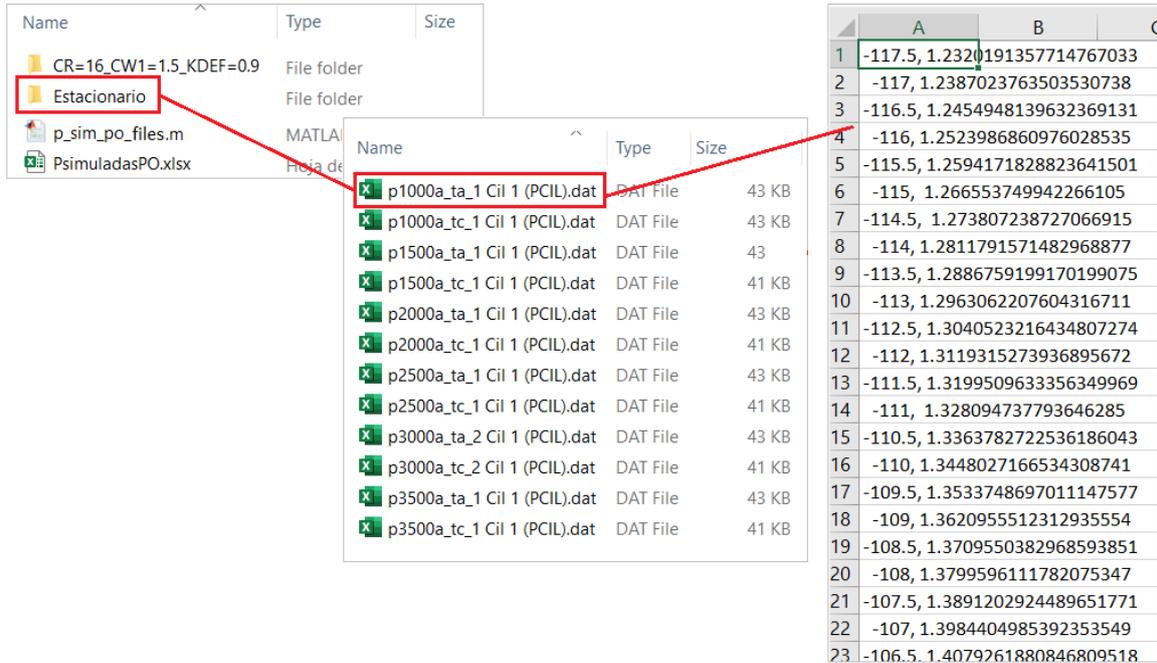


Figura B.13: Nuevos ficheros de entrada para *CALMEC* con la presión simulada por *VEMOD*

```

39 - iAng=3;
40 - iP=4;
41 - nl=size(Data1,1);
42 - il=size(Data2,1);
43 - Data=zeros(nl+il,size(Data1,2));
44 -
45 - Data(1:nl,:)=Data1;
46 -
47 - for i=1:nl-1
48 -     Data(i,iAng)=Data(i,iAng)-720.;
49 - end
50 -
51 - Data(nl+1:end,:)=Data2;
52 - if Data(end,iAng)<2
53 -     Data(end,iAng)=Data(end,iAng)+720.;
54 - end
55 -
56 - if ipoint==1
57 -     vAng_exp=zeros(size(Data,1)-1,size(txt,1)-1);
58 -     vPcyl_exp=vAng_exp;
59 -     base=nl+il-1;
60 - end
61 -
62 - if size(Data,1)==base
63 -     vAng_exp(:,ipoint)=Data(:,iAng);
64 -     vPcyl_exp(:,ipoint)=Data(:,iP)*10^5;
65 - else
66 -     for i=size(Data,1):base
67 -         Data(i,iAng)=0;
68 -         Data(i,iP)=0;
69 -     end
70 -     vAng_exp(1:base,ipoint)=Data(1:base,iAng);
71 -     vPcyl_exp(1:base,ipoint)=Data(1:base,iP)*10^5;
72 - end
73 -
74 - end
75 -
76 - i=1;
77 - if i<size(vAng_exp,2)+1
78 -     for j=1:size(txt,1)-1
79 -         output(:,i)=vAng_exp(:,j);
80 -         output(:,i+1)=vPcyl_exp(:,j);
81 -         i=i+2;
82 -     end
83 - end
84 -
85 - FileName='PsimuladasPO.xlsx';
86 - Sheet='ciclo';
87 - [num,txt,row]=xlsread(FileName,Sheet);
88 -
89 - [row,column]=find(num==0);
90 - num(row,:)=[];
91 -
92 - Ang_ini=-117.5;
93 - Ang_end=602;
94 - vAng=(Ang_ini:0.5:Ang_end)';
95 -
96 - x_exp=zeros(size(num,1),round(size(txt,2)/2));
97 - y_exp=x_exp;
98 - i=1;
99 - if i<round(size(txt,2)/2)
100 -     for j=0:1:round(size(txt,2)/2)-1
101 -         x_exp=[];
102 -         y_exp=[];
103 -         x_exp(:,i)=num(:,2.*j+1);
104 -         y_exp(:,i)=num(:,2.*i);
105 -         for m=2:610
106 -             if abs(y_exp(m,i)-y_exp(m-1,i))>17000
107 -                 x=m;
108 -             end
109 -         end
110 -         for m=610:1330
111 -             if abs(y_exp(m,i)-y_exp(m-1,i))>17000
112 -                 y=m-1;
113 -             end
114 -         end
115 -
116 -         x_exp=[];
117 -         y_exp=[];
118 -         if i==8 || i==10
119 -             x_exp(:,i)=num(:,2.*j+1);
120 -             y_exp(:,i)=num(:,2.*i);
121 -
122 -             y_sim(:,i)=interp(x_exp(:,i),y_exp(:,i),vAng,'pchip','extrap');
123 -         else
124 -             x_exp(:,i)=num(x:y,2.*j+1);
125 -             y_exp(:,i)=num(x:y,2.*i);
126 -
127 -             y_sim(:,i)=interp(x_exp(:,i),y_exp(:,i),vAng,'pchip','extrap');
128 -         end
129 -         y_sim(end,i)=y_sim(1,i);
130 -         i=i+1;
131 -     end
132 - end
133 -
134 - Sheet='Psim';
135 -
136 - xlswrite(FileName,Heading,Sheet,'A1');
137 - xlswrite(FileName,vAng,Sheet,'A2');
138 - xlswrite(FileName,y_sim,Sheet,'B2');
139 -
140 - FileName='PsimuladasPO.xlsx';
141 - Sheet='Psim';
142 - [num,txt,row]=xlsread(FileName,Sheet);
143 -
144 - vAng_sim=num(:,1);
145 - vAng_sim=num2str(vAng_sim);
146 -
147 - for i=1:size(num,2)-1
148 -     Ref=txt{1,i+1};
149 -     vPsim=num(:,i+1)/10^5;
150 -     vPsim=num2str(vPsim,20);
151 -     output= strcat(vAng_sim," ",vPsim);
152 -
153 -     mkdir('Estacionario');
154 -     FileName=['Estacionario/' 'p' Ref ' Cil 1 (PCIL).dat'];
155 -     fid=fopen(FileName,'w');
156 -     fprintf(fid,'%s\n',output);
157 - end
    
```

Inicialización

Para poner el ángulo en las unidades correctas

Inicialización

Creación de los vectores de salida de ángulo y presión simulada

Obtención del ciclo cerrado

Guardado de resultados

Figura B.14: Líneas de código de la función *p_sim_po_files.m* (parte 2)

Parte II

Presupuesto

Presupuesto

En este segundo documento se detalla la estimación económica que ha supuesto la elaboración de este trabajo.

1.1 Introducción

Para realizar el presupuesto se ha desglosado el cálculo en dos partes: coste de la mano de obra y coste de los equipos o medios empleados junto a su correspondiente amortización. Finalmente, se muestra el presupuesto global del trabajo.

1.2 Coste de la mano de obra

Se considera coste de la mano de obra el coste relacionado con la remuneración del personal que ha participado durante el desarrollo de este trabajo. Cabe destacar el hecho de que este trabajo se ha llevado a cabo principalmente por medio de la simulación por ordenador. Esto quiere decir que una gran parte del presupuesto global está asociado al personal.

Debido a que el Trabajo de Final de Máster implica la superación de 12 créditos ECTS, quiere decir que se han empleado al menos 300 horas por parte del alumno para su realización. En este caso, el personal involucrado ha sido:

- Un profesor de la Universidad, como tutor y director del proyecto.
- Una estudiante de máster de ingeniería industrial, que se considerará como ingeniera industrial.

Para conocer el salario bruto a adjudicar a la mano de obra, el departamento de RRHH del Centro de Motores Térmicos nos ha aportado la información que se recoge en la Tabla 1.1, la cual ha sido extraída del "*Manual para la contratación de recursos humanos del Instituto*". Las horas total trabajadas al año se han obtenido restando a los 365 días del año los fines de semana, festivos y días de vacaciones.

	Director del proyecto	Ingeniero Industrial
Horas trabajadas al año	1736	1736
Salario anual en euros	44678,90	27871,60
Seguridad social (33 %) €/año	14744,04	9197,62
Salario bruto medio anual en euros	59422,94	37069,22
Coste horario en euros	34,2	21,35

Tabla 1.1: Metodología de cálculo del coste de la mano de obra

La elaboración de este trabajo se ha realizado con la ayuda de una Beca de Colaboración de la Universidad, con un convenio de 300 horas por 315 € al mes, lo que supone un coste horario del alumno de 5,25 €/h. Sin embargo, se va a considerar al alumno como ingeniero industrial.

Durante la realización del trabajo se ha llevado a cabo las siguientes tareas:

- Modificación del código actual de la herramienta de diagnóstico y del modelo del Motor Virtual.
- Programación para la extracción de resultados específicos.
- Análisis de los resultados.
- Verificación de la consistencia de la simulación del Motor Virtual.

Tras esto se refleja en la Tabla 1.2 el coste individual y total de la mano de obra.

Ref.	Descripción	Uds.	Cantidad	Coste unitario (€/Uds.)	Importe (€)
1.1	Titular Universidad	h	30	34,2	1026
1.2	Ingeniera industrial	h	300	21,35	6405
Coste de la mano de obra total					7431 €

Tabla 1.2: Coste de la mano de obra

1.3 Coste y amortización de los equipos y herramientas

En este apartado se recogen los costes relacionados con el conjunto de programas necesarios y sus respectivas licencias para poder llevar a cabo el estudio, así como de los materiales tangibles empleados.

Hardware

- **Ordenador de sobremesa EVEN** provisto de Windows 10 Enterprise, un procesador Intel Core i5-4440 CPU 3.10 GHz y una memoria RAM de 12 GB mas 680GB de disco duro.

Software

- **MathWorks MATLAB 2018a.** Herramienta empleada para la obtención de resultados y realización de las simulaciones.
- **SolidWorks 2017.** Visualización y toma de medidas del modelo del Motor Virtual estudiado.

- **OpenWAM.** Herramienta informática libre desarrollada por la UPV para el modelado de flujo unidimensional.
- **Microsoft Office 2018.** Herramienta avanzada utilizada para el análisis y la visualización de datos.

Ref.	Descripción	Coste inicial (€)	Amortización	Importe (€)
2.1	Ordenador sobremesa	750	5 meses/ 4 años	78.13
2.2	Licencia MATLAB	1500	5 meses/ 1 año	300
2.3	Licencia SolidWorks	2000	5 meses/ 1 año	400
2.4	Licencia Microsoft Office 2018	80	5 meses/ 1 año	16
Coste y amortización de los equipos y herramientas				794.13 €

Tabla 1.3: Coste y amortización de los equipos y herramientas

1.4 Presupuesto total

En la siguiente tabla se muestra un resumen del presupuesto total del trabajo, donde además se han añadido los gastos generales, el beneficio industrial y el IVA.

Descripción	Importe (€)
Coste mano de obra	7431
Coste de los equipos y herramientas	794.13
	8225.13 €
Gastos generales (13%)	1069.26
Beneficio industrial (6%)	493.51
	9787.9 €
IVA (21%)	2055.46
TOTAL	11843.36 €

Tabla 1.4: Presupuesto total del trabajo

El coste total de este Trabajo de Final de Máster es de **ONCE MIL OCHOCIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS Y TREINTA Y SEIS CÉNTIMOS.**

