



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**MODELADO 0D DEL CICLO Y DEL BUCLE  
DE AIRE EN UN MOTOR DE ENCENDIDO  
PROVOCADO DE 3 CILINDROS Y 1 LITRO  
PARA LA OPTIMIZACIÓN DE SU  
RENDIMIENTO**

AUTOR: Poveda Ruiz, Sergio

TUTOR: López Sánchez, Jose Javier

**Curso Académico: 2017-18**



# Resumen

El grupo *CMT-Motores Térmicos* en conjunto con el *Renault-Francia Automóviles*, se encuentra en estos momentos trabajando en un proyecto de futuro mediante el cual se desarrollarán motores de gasolina (MEP) que mediante un novedoso sistema de ignición, serán capaces de operar en mezclas pobres de otra manera inalcanzables. El objetivo de esta técnica es un por un lado, el reducir consumos, y por otro, y muy importante, el reducir las emisiones de contaminantes al medio ambiente.

El proyecto abarca numerosas áreas, cada una de ellas con su línea de desarrollo y sus progresos. De manera habitual, todo el estudio de estas nuevas técnicas, se realiza en bancos de ensayo con motores prototipo monocilíndricos. Estos presentan muchas ventajas, pero van acompañados también de diferentes inconvenientes.

Surge en estos momentos, una nueva rama del proyecto global, en la que se acondicionará en primer lugar un motor tricilíndrico comercial de la marca, para poder realizar las investigaciones que sean convenientes sobre el mismo. De esta manera, se trabajará directamente sobre el motor que, en un futuro, implementará sistema de ignición comentado. Sin embargo, el grupo *CMT-Motores Térmicos* no ha tratado con ese motor en concreto y, debido a los plazos existentes, la cantidad de *checkpoints* a cubrir y los acuerdos pertinentes a realizar; el motor no puede llegar a las instalaciones hasta inicios del año que viene.

El presente trabajo se embarca entonces en el desarrollo de una metodología que permita configurar el motor de manera óptima incluso antes de su llegada. Mediante modelados 0D del mismo, a través de información real enviada por el grupo *Renault-Francia Automóviles*, y mediante el uso de softwares adecuados, se crea una herramienta capaz de aportar resultados que, de manera última permiten la definición y combinación óptima de parámetros de funcionamiento del motor, resultando en una mejoría de la potencia y rendimiento efectivo del mismo. Es, como puede intuirse, una puesta a punto del motor, y el inicio de un nuevo objetivo conjunto entre los dos grupos implicados, con gran proyección del futuro.

**Palabras clave:** Modelado 0D, Optimización, Puesta a punto, Rendimiento efectivo, Potencia, MEP tricilíndrico.



# Resum

El grup *CMT-Motores Térmicos* en conjunt amb el *Renault-Francia Automóviles*, es troba en aquests moments treballant en un projecte de futur mitjançant el qual es desenvoluparan motors de gasolina (MEP) que mitjançant a nous sistemes d'ignició, seran capaces d'operar en mescles pobres d'una altra manera inassolibles. L'objectiu d'aquesta tècnica és d'una banda, el reduir consums, i per un altre, i molt important, el reduir les emissions de contaminants al medi ambient.

El projecte abasta nombroses àrees, cadascuna d'elles amb la seva línia de desenvolupament i els seus progressos. De manera habitual, tot l'estudi d'aquestes noves tècniques, es realitza en bancs d'assaig amb motors prototip monocilíndrics. Aquests presenten molts avantatges, però van acompanyats també de diferents inconvenients.

Apareix en aquests moments, una nova branca del projecte global, en la qual es condicionarà en primer lloc un motor tricilíndric comercial de la marca, per poder realitzar les recerques que siguin convenients sobre el mateix. D'aquesta manera, es treballarà directament sobre el motor que, en un futur, implementarà el sistema d'ignició previament comentat. No obstant això, el grup *CMT-Motores Térmicos* no ha tractat amb aquest motor en concret i, a causa dels terminis existents, la quantitat de *checkpoints* a cobrir i els acords pertinents a realitzar; el motor no pot arribar a les instal·lacions fins a inicis de l'any que ve.

El present treball s'embarca llavors en el desenvolupament d'una metodologia que permeti configurar el motor de manera òptima fins i tot abans de la seva arribada. Mitjançant modelatges 0D del mateix, a través d'informació real enviada pel grup *Renault-Francia Automóviles*, i mitjançant l'ús de programaris adequats, es crea una eina capaç d'aportar resultats que, de manera última permeten la definició i combinació òptima de paràmetres de funcionament del motor, resultant en una millorança de la potència i rendiment efectiu del mateix. És, com pot intuir-se, una posada a punt del motor, i l'inici d'un nou objectiu conjunt entre els dos grups implicats, amb gran projecció del futur.

**Paraules clau:** Modelatge 0D, Optimització, Posada a punt, Rendiment efectiu, Potència, MEP tricilíndric.



# Abstract

Group *CMT-Motores Térmicos* together with *Renault-Francia Automóviles*, is now working on a future project which aims to the development of a new ignition system to be used on Spark Ignition Gasoline Engines, allowing them to operate with poor dilutions, by any other way considered unreachable. The objective, is first, to reduce the consumption of fuel, and second, to reduce even more the pollutant emissions to the environment.

The complete project, surrounds lots of areas, every one of them with its developments and progresses. Normally, when studying new techniques, prototype engines are being used, which are monocylindre. These ones, present lots of advantages, but also have its handicaps.

A new path for the global project appears now, where a real commercial engine, a tricylindrical one, will be prepared, in order to carry out all the convenient future investigations. So, in that way, those investigations will be done directly on the engine that is conceived for implementing the ignition previously exposed. Nevertheless, the group *CMT-Motores Térmicos* has never treated with that specific engine, what means that the available information, is countless. Even more, due to the big timings and schedules that need to be considered on a project of this magnitude, it is not expected to receive the engine until the beginning of the following year.

This project aims the development of that engine, even before it is received. Using techniques of 0D modelling, and using real data sent by *Renault-Francia Automóviles* about the engine itself, a tool is created in order to pre-configure the needed parameters and optimize its performance once it is on the *CMT-Motores Térmicos* facilities. By doing so, efficiency and power will be improved, future necessary tests will be done faster, and the research period will short its time. As it can be told, the project is the beginning of a much more greater one, to be hold on the future.

**Keywords:** 0D modelling, Development, Optimization, Efficiency, Power, Tricylindric Spark Ignition Gasoline Engine.



# Agradecimientos

En un momento como éste, son muchas las personas que pasan por la cabeza para agradecer momentos, experiencias y lecciones. Todo aquél que no pueda nombrar en este pequeño espacio de expresión personal, y que haya tenido contacto conmigo, puede saber que, a pesar de no estar impreso en el papel, sí lo está en mi cabeza (y corazón).

Me gustaría agradecer en primer lugar a mi director de proyecto, *Jose Javier López Sanchez*, por confiar en mí desde nuestro primer encuentro para poder formar parte de la familia *CMT-Motores Térmicos*, en este periodo de tiempo que he pasado allí. Sin duda han sido muchos conocimientos adquiridos, no únicamente académicos sino también de desarrollo personal. Gracias por permitirme ser alumno de esas experiencias. Gracias también por tener la puerta abierta cada vez que lo he necesitado, por guiarme y prestarme la ayuda necesaria, escucharme, e intentar siempre favorecer mi aprendizaje y pensamiento crítico.

Gracias también a mi compañero de despacho *Jorge Valero-Marco*, por su trato siempre correcto y cercano, por ayudarme siempre que ha surgido la ocasión, y sin duda, por aguantar mi carácter serio todos estos meses. Espero que el futuro te depare grandes cosas después de la tesis, ya sea en Valencia o en cualquier otro lugar.

No puedo olvidarme del resto de la gente que ha estado acompañándome todos estos días. Gracias a *Jose María Bocos Valero*, por brindarme su experiencia adquirida el año pasado, cuando él estaba en el mismo sitio donde estoy yo hoy. Gracias a *Alba Montaner Calabuig*, compañera desde primero de carrera, y ahora compañera en el *CMT-Motores Térmicos* por presenciar mis momentos de alegría, tristeza o flaqueza; y por estar ahí siempre que he necesitado descanso. Gracias a todos los demás amigos que no he podido nombrar.

Por último, y más importante, gracias a mis padres y a mi hermano. A ti, *Óscar*, que has seguido mis pasos y ahora estás en segundo de carrera, no flaquees, pues queda camino que recorrer y no todo será fácil, ya lo sabes. Mi apoyo y consejos siempre estarán disponibles, para rodear cada obstáculo que te encuentres. Aprende todo lo que puedas, que el tiempo vuela y donde estoy yo hoy, estarás tú mañana. A *mamá y papá*, gracias por permitirme hacer lo que vuestros padres no os permitieron en su momento por unos motivos u otros: estudiar. Gracias por dejar que me desarrolle como persona, por impulsarme siempre a hacerlo, e incentivar me a escalar esta montaña tan complicada y a la vez tan satisfactoria. Porque juntos abordamos por primera vez el mundo de la universidad en la familia y volvería a repetir esa elección mil y una veces.



# Índice general

Resumen	III
Resum	V
Abstract	VII
Agradecimientos	IX
Índice general	XI
Lista de figuras	XV
Lista de tablas	XVII
Nomenclatura	XIX
I Memoria	1
I1 Introducción	3
I1.1 Motivación del proyecto . . . . .	3
I1.2 Objetivos generales. . . . .	4
I1.3 Alcance . . . . .	5
I2 Marco teórico	7
I2.1 Introducción a los MCIA . . . . .	7
I2.2 Clasificación de los MCIA . . . . .	8
I2.2.1 Encendido Provocado y Encendido por Compresión . . . . .	8
I2.2.2 Ciclos de trabajo. . . . .	9

I2.2.3 Según presión de admisión . . . . .	11
I2.3 Ciclos indicados de operación . . . . .	11
I2.3.1 Ciclos teóricos . . . . .	12
I2.3.2 Ciclos reales . . . . .	13
I2.4 Parámetros del motor . . . . .	13
I2.4.1 Parámetros geométricos . . . . .	14
I2.4.2 Parámetros de funcionamiento . . . . .	14
I2.4.3 Parámetros indicados . . . . .	16
I2.4.4 Parámetros efectivos . . . . .	17
I2.4.5 Otros parámetros asociados con el rendimiento . . . . .	18
I2.5 Conceptos básicos de mejora del rendimiento y potencia del motor . . . . .	19
I3 Metodología y herramientas . . . . .	21
I3.1 Introducción . . . . .	21
I3.2 Software SICICLO . . . . .	22
I3.3 Limitaciones de SICICLO . . . . .	23
I3.4 Software Matlab . . . . .	24
I3.5 Automatización de SICICLO . . . . .	24
I3.6 Puesta a punto de la rutina . . . . .	25
I3.6.1 Estructura básica de la rutina . . . . .	25
I3.6.2 Lectura de inputs desde Excel y creación de ensayos . . . . .	26
I3.6.3 Cálculo de inputs . . . . .	29
I3.6.4 Rutina de análisis de resultados . . . . .	39
I3.6.5 Implementación de la optimización . . . . .	41
I3.7 Rutina definitiva utilizada . . . . .	45
I3.7.1 Elección entre las posibles alternativas . . . . .	46
I3.7.2 Configuración del caso de referencia en SiCiclo . . . . .	47
I3.7.3 Configuración de la rutina de Matlab . . . . .	52
I4 Simulaciones y resultados obtenidos . . . . .	55
I4.1 Introducción . . . . .	55
I4.2 Consideraciones iniciales . . . . .	55
I4.2.1 Especificaciones y objetivos de <i>Renault-Francia Automóviles</i> . . . . .	56
I4.2.2 Caso base de <i>Renault-Francia Automóviles</i> . . . . .	56
I4.2.3 Plan de trabajo . . . . .	56
I4.3 Presión no limitada . . . . .	58
I4.3.1 Elección de dosado relativo . . . . .	58
I4.3.2 Elección de la relación de compresión . . . . .	61
I4.3.3 Elección de DOC . . . . .	63
I4.3.4 Simulaciones con EGR . . . . .	65
I4.3.5 Barrido en la apertura del escape . . . . .	71
I4.3.6 Simulaciones Ciclo Miller . . . . .	72
I4.4 Presión limitada a 100 bar . . . . .	74
I4.4.1 Elección de dosado relativo . . . . .	76
I4.4.2 Elección de RCO . . . . .	76

I4.4.3 Elección de DOC . . . . .	78
I5 Conclusiones finales . . . . .	81
I5.1 Elección de la mejor configuración en función de los resultados obtenidos. . . . .	81
I5.2 Trabajos futuros y vías de mejora . . . . .	85
I5.2.1 Vías de mejora del trabajo ya realizado. . . . .	85
I5.2.2 Trabajos futuros . . . . .	87
Bibliografía . . . . .	89
II Presupuesto . . . . .	91
III1 Consideraciones iniciales . . . . .	93
III1.1 Introducción . . . . .	93
III1.2 Recursos humanos que intervienen en el proyecto . . . . .	93
III1.3 Amortización de equipos y softwares informáticos . . . . .	94
II2 Cuadro de precios n <sup>o</sup> 1 . . . . .	95
II3 Cuadro de precios n <sup>o</sup> 2 . . . . .	97
II4 Cuadro de precios descompuestos (Cuadro de precios n <sup>o</sup> 3) . . . . .	99
II4.1 Capítulo 1. Unidades de Obra . . . . .	100
II4.1.1 Unidad de Obra 1. Definición del proyecto . . . . .	100
II4.1.2 Unidad de Obra 2. Metodología y programación . . . . .	100
II4.1.3 Unidad de Obra 3. Análisis e interpretación de los resultados . . . . .	100
II4.2 Capítulo 2. Amortización de equipos . . . . .	102
II5 Presupuestos unitarios . . . . .	103
II6 Presupuestos parciales . . . . .	105
II7 Presupuestos finales . . . . .	107
III Anexos . . . . .	109
III1 ANEXO I. Rutinas de Matlab . . . . .	111
III1.1 Rutinas desarrolladas por el autor del documento . . . . .	111
III1.1.1 Rutina SiCicloAuto_v07.m . . . . .	111
III1.1.2 Rutina Calculo_gm.m . . . . .	120
III1.1.3 Rutina Calcula_inputs.m . . . . .	120
III1.1.4 Rutina Write_config_cuas.m . . . . .	123

III1.1.5 Rutina Rendcalc_siciclo_cuas.m . . . . .	123
III1.2 Rutinas disponibles en el <i>CMT-Motores Térmicos</i> . . . . .	126
III1.2.1 Rutina Ejecutar_siciclo . . . . .	126
III1.2.2 Rutina lanza_SiCiclo.m . . . . .	126
III2 ANEXO II. Demostraciones teóricas de fórmulas . . . . .	129
III2.1 Expansión irreversible para relacionar variables en el escape y el EVO . . . . .	129
III2.2 Dosado relativo equivalente con EGR sustitutivo . . . . .	130
III3 Anexo III. Funcionamiento del ciclo Miller . . . . .	131

# Índice de figuras

I1.1	Aumento de temperaturas de la superficie terrestre [2] [ <a href="https://earthobservatory.nasa.gov/Features/GlobalWarming/printall.php">https://earthobservatory.nasa.gov/Features/GlobalWarming/printall.php</a> ]. . . . .	4
I2.1	Diagrama de distribución genérico del motor de 4T [1]. . . . .	10
I2.2	Ciclo teórico de Otto, para MEP 4T [1]. . . . .	12
I2.3	Ciclo Miller teórico, sobre ciclo de Otto. . . . .	13
I2.4	Ciclo resultado de una simulación con SiCiclo. . . . .	13
I3.1	Interfaz de SiCiclo. . . . .	22
I3.2	Flujo de información en la rutina global. . . . .	25
I3.3	Carpetas en el interior de SiCiclo. . . . .	27
I3.4	Proceso de creación de los nuevos ensayos en SiCiclo, mediante Matlab. . . . .	29
I3.5	Modelado del motor. . . . .	30
I3.6	Esquema general del cálculo de los inputs. Caso de variables al cierre impuestas. . . . .	35
I3.7	Lazos de bombeo con discontinuidad en el cierre de admisión. . . . .	37
I3.8	Esquema general del cálculo de los inputs. Caso de variables al cierre calculadas en SiCiclo. . . . .	38
I3.9	Pérdidas de fricción. . . . .	40
I3.10	Bondad del ajuste en el entorno de los regímenes de estudio. . . . .	40
I3.11	Flujo de información en el caso de aproximación mediante paso fijo. . . . .	42
I3.12	Esquema de comportamiento con paso fijo. . . . .	43
I3.13	Esquema de comportamiento con paso variable. . . . .	43
I3.14	Ejemplo: máximo avance con limitación de presión. . . . .	44
I3.15	Importancia de las tolerancias de salida de bucle. . . . .	46

I3.16	Leyes de levantamiento de válvulas. . . . .	48
I3.17	Resultado de las transformaciones y curvas para SiCiclo. . . . .	49
I3.18	Cruce de válvulas según las leyes de distribución actualmente impuestas. . . . .	50
I4.1	Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor. . . . .	60
I4.2	Evolución de la presión de admisión y escape con el cambio de dosado. . . . .	60
I4.3	Barrido RCO: Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor. . . . .	63
I4.4	Barrido de DOC: Evolución de la presión en tres casos de DOC diferentes. . . . .	64
I4.5	Barrido DOC: Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor. . . . .	65
I4.6	Rendimiento entre diluciones. . . . .	67
I4.7	Gastos máxicos y presiones cuando aumenta el porcentaje de EGR. . . . .	68
I4.8	EGR sustitutivo: Gráficos de interés. . . . .	70
I4.9	EGR sustitutivo: presiones medias. . . . .	70
I4.10	Barrido de AAE: gráficos. . . . .	73
I4.11	Ciclo Miller manteniendo potencia. Gráficos. . . . .	75
I4.12	Consecuencias de la limitación de presión a 100 bar. . . . .	77
I4.13	Presión limitada. Barrido de RCO: Efectos de la limitación de presión en el rendimiento. . . . .	78
I4.14	Presión limitada. Barrido de DOC: Efectos en el encendido y rendimiento óptimos. . . . .	79
I5.1	Margen de mejora con las diferentes optimizaciones. . . . .	86
III3.1	Gráficos del ciclo Miller correctamente realizado. . . . .	133
III3.2	Lazo de bombeo en el ciclo Miller correctamente realizado. . . . .	134

# Índice de tablas

I2.1	Parámetros geométricos más importantes. . . . .	14
I2.2	Parámetros de funcionamiento más relevantes. . . . .	15
I2.3	Parámetros indicados más relevantes. . . . .	16
I3.1	Ejemplo de configuración de casos, con barrido de Fr. . . . .	27
I3.2	Configuración básica del motor. . . . .	47
I3.3	Información de cotas de distribución. . . . .	49
I3.4	Cálculos de cotas relativas. . . . .	50
I3.5	Características del combustible escogido. . . . .	50
I3.6	Características del aire. . . . .	51
I3.7	Constantes implementadas en Matlab. . . . .	52
I3.8	Configuración de pérdidas estimadas. . . . .	53
I3.9	Corrección de las constantes de pérdida de carga. . . . .	53
I4.1	Configuración de parámetros de estudio en el caso actual. . . . .	56
I4.2	Gasto másico de combustible en diferentes unidades. . . . .	57
I4.3	Barrido de Fr: Configuraciones. . . . .	58
I4.4	Barrido de Fr: Resultados. . . . .	59
I4.5	Barrido de RCO: Configuraciones. . . . .	61
I4.6	Barrido de RCO: Resultados. . . . .	62
I4.7	Barrido de DOC: Configuraciones. . . . .	64
I4.8	Barrido de DOC: Resultados. . . . .	65
I4.9	Simulaciones EGR. Dilución con aire. . . . .	66

I4.10	Simulaciones EGR. Dilución con EGR. . . . .	67
I4.11	EGR sustitutivo: barrido. . . . .	69
I4.12	Barrido de AAE: configuraciones. . . . .	72
I4.13	Presión limitada. Barrido de dosado relativo: Resultados. . . . .	76
I4.14	Presión limitada. Barrido de RCO: Resultados. . . . .	77
I4.15	Presión limitada. Barrido de RCO: Resultados. . . . .	78
I4.16	Presión limitada. Barrido de DOC: Resultados. . . . .	79
I5.1	Conclusiones: conjunto de optimizaciones. . . . .	82
I5.2	Conclusiones: conjunto de optimizaciones. Presión limitada. . . . .	84
II1.1	Presupuesto. Amortización de los equipos y softwares. . . . .	94
II2.1	Presupuesto. Cuadro de precios n <sup>o</sup> 1. Mano de obra. . . . .	95
II3.1	Presupuesto. Cuadro de precios n <sup>o</sup> 2. Equipos y softwares. . . . .	97
II4.1	Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO1. . . . .	101
II4.2	Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO2. . . . .	101
II4.3	Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO3 . . . . .	101
II4.4	Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. Amortización de los equipos . . .	102
II5.1	Presupuesto. Cuadro de precios unitarios. . . . .	103
II6.1	Presupuestos parciales. Capítulo 1. . . . .	106
II6.2	Presupuestos parciales. Capítulo 2. . . . .	106
II7.1	Presupuestos finales. . . . .	107
III3.1	Simulaciones para la comprobación del funcionamiento del Ciclo Miller. . . . .	132
III3.2	Resultados de las simulaciones del Miller. . . . .	132

# Nomenclatura

$2T$	2 Tiempos
$4T$	4 Tiempos
$\alpha$	Grado de carga. Ley de Wiebe: grado de completitud.
$\eta$	Rendimiento.
$\gamma$	Relación de calores específicos. Coeficiente adiabático.
$\rho_{ref}$	Densidad de referencia.
$AAA$	Avance a la Apertura de Admisión.
$AAE$	Avance al Cierre del Escape.
$ABDC$	Degrees After Bottom Dead Center.
$AF$	Air-Fuel Ratio.
$ATDC$	Degrees After Top Dead Center.
$BBDC$	Degrees Before Bottom Dead Center.
$BMEP$	Brake Mean Effective Pressure.
$BSFC$	Brake Specific Fuel Consumption.
$BTDC$	Degrees Before Top Dead Center.
$C_p$	Calor específico a presión constante.
$C_v$	Calor específico a volumen constante.
$D$	Diámetro de los cilindros del motor.
$DOC$	Duration Of Combustion.
$EGR$	Tasa de EGR.

<i>EVC</i>	Exhaust Valve Closing.
<i>EVO</i>	Exhaust Valve Opening.
<i>F</i>	Dosado absoluto.
<i>F<sub>e</sub></i>	Dosado estequiométrico.
<i>F<sub>r</sub></i>	Dosado relativo.
<i>i</i>	Número de ciclos por revolución.
<i>IMEP</i>	Indicated Mean Effective Pressure.
<i>ISFC</i>	Indicated Specific Fuel Consumption.
<i>IVC</i>	Intake Valve Closing.
<i>IVO</i>	Intake Valve Opening.
<i>K<sub>AF</sub></i>	Constante de pérdidas de carga en el filtro de aire.
<i>K<sub>EL</sub></i>	Constante de pérdidas de carga en la línea de escape.
<i>K<sub>INT</sub></i>	Constante de pérdidas de carga en el Intercooler.
<i>m</i>	Ley de Wiebe: parámetro de forma.
<i>MCIA</i>	Motores de Combustión Interna Alternativos
<i>MEC</i>	Motores de Encendido por Compresión.
<i>MEP</i>	Motor de Encendido Provocado.
<i>mg/cc</i>	Miligramos por cilindro y por ciclo.
<i>N</i>	Potencia.
<i>n</i>	Régimen del motor.
<i>p</i>	Presión.
<i>P*</i>	Presión de iteración.
<i>pm</i>	Presión media.
<i>PMI</i>	Punto Muerto Inferior.
<i>PMS</i>	Punto Muerto Superior.
<i>R</i>	Constante de los gases ideales.
<i>RC</i>	Relación de compresión. También aparece como RCO.
<i>RCA</i>	Retraso al Cierre de Admisión.
<i>RCE</i>	Retraso al Cierre del Escape.

$S$	Carrera del pistón.
$SOC$	Start Of Combustion.
$T$	Temperatura.
$T^*$	Temperatura de iteración.
$V$	Volumen.
$V_d$	Volumen Unitario Desplazado.
$V_T$	Volumen Total desplazado.
$V_{cc}$	Volumen de la Cámara de Combustión.
$W$	Trabajo.
$z$	Número de cilindros del motor.



**Parte I**

**Memoria**



## Capítulo I1

# Introducción

### I1.1 Motivación del proyecto

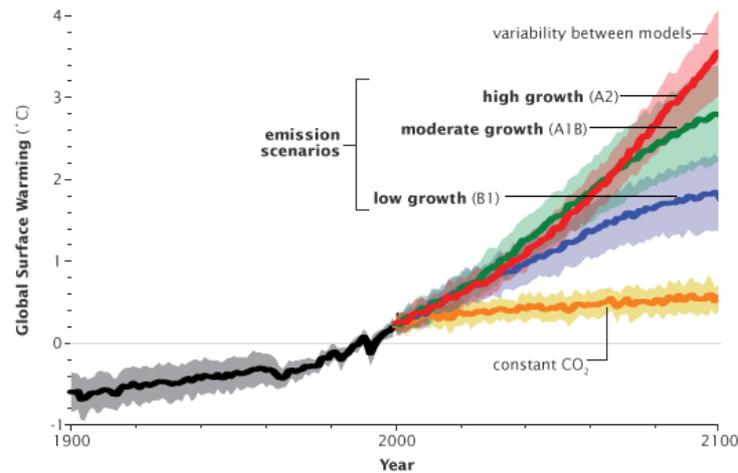
En los últimos años, el mundo de los Motores de Combustión Interna Alternativos<sup>1</sup>, está sufriendo grandes cambios. En un momento de flaqueza para los mismos, donde cada vez se ven más restringidos, y su visión global empeorada; es cuando aparecen las verdaderas revoluciones en el seno de esta tecnología, para tratar de demostrar su capacidad para solventar esas debilidades, y mostrar sus bondades.

En estos momentos, debe de lidiarse con dos conceptos básicos, que hacen a todo motor apto, e indicado para circular por nuestras calles. Estos son, el balance entre consumo y potencia; y las emisiones de contaminantes. Históricamente, el problema fundamental era el primero, en el que, el consumidor, con sus preferencias, o bien elegía un consumo mayor a cambio de una mayor potencia, o bien lo contrario. Desde hace unas décadas, el segundo de los conceptos ha abrumado el mundo de los motores de combustión. Ya no bastaba simplemente con conseguir una potencia y un consumo adecuados, sino que, además, se debía de minimizar los contaminantes. Una variable más en el juego, con un peso cada vez más grande. A diferencia del primero de los conceptos, en el que el consumidor jugaba un papel principal, en este caso, los límites, vienen impuestos de manera legislativa. Era un cambio obligado. Obligado sin embargo, hacia lo correcto.

En la Figura I1.1, podemos apreciar el aumento de la temperatura terrestre representado en el eje de ordenadas, respecto del paso de los años. En la misma imagen, pueden verse predicciones realizadas en relación a la tasa de crecimiento de las emisiones de  $CO_2$ . Es fácil visualizar cómo, incluso en el caso de mantenerse constantes, la Tierra seguiría calentándose. Mucho más lentamente, eso sí, que en el caso de que éstas aumentasen. Este efecto, consecuencia del conocido *efecto invernadero*, es catastrófico para el planeta. Al ser los motores de combustión interna partícipes del aumento del mismo, es evidente que el camino de unos motores con menos emisiones, es el camino correcto.

---

<sup>1</sup>*MCIA* en adelante.



**Figura I1.1:** Aumento de temperaturas de la superficie terrestre [2] [<https://earthobservatory.nasa.gov/Features/GlobalWarming/printall.php>].

En un intento por seguir ese camino, el grupo *CMT-Motores Térmicos* y el grupo *Renault-Francia Automóviles*, se embarcan en un futuro proyecto para tratar de cubrir estas necesidades.

## I1.2 Objetivos generales

El proyecto global, conjunto entre *CMT-Motores Térmicos* y *Renault-Francia Automóviles*, pretende conseguir el desarrollo de un MCIA de Encendido Provocado<sup>2</sup>, en ciclo de 4T, que sea capaz de trabajar en mezclas con proporciones de fuel/aire pobres. De esta manera, si se consigue trabajar con un motor que requiera menor cantidad de combustible para su funcionamiento, de manera directa, se reducirán las emisiones globales de las que éstos son causantes. Sin embargo, no son pocas las complicaciones que aparecen al tratar de operar los motores en esta configuración, por lo que es un reto, sin ningún lugar a dudas, mayúsculo.

El proyecto se encuentra en marcha, abarcando muchas áreas e incluso diversos motores y configuraciones. Hasta ahora, todas las investigaciones realizadas, se basaban en motores prototipo. Los motores prototipo suelen ser monocilíndricos, por diversas razones. Algunas de ellas son, la sencillez, la reducción de volumen, y sobre todo, la minimización de capital invertido en el caso del no cumplimiento de los objetivos marcados, y posible retirada del proyecto.

Sin embargo, en paralelo con los ensayos con motores prototipo, surge la opción de realizar ensayos también con un motor MEP comercial, de tres cilindros (tricilíndrico) y 1l de cilindrada total. Esto plantea a su vez, otro tipo de ventajas. Las más importantes, tienen que ver con el hecho evidente de que, trabajando sobre el motor real que piensa desarrollarse, los resultados obtenidos, serán más fiables. Esto es debido a que, en ningún caso serán necesarias extrapolaciones, como sí lo serían en el caso de haber realizado los estudios en un monocilíndrico, y se quisieran calcular resultados en un motor que integre un número mayor de los mismos.

El desarrollo de este motor tricilíndrico, es entonces una de las ramas abiertas del proyecto global encomendado al *CMT-Motores Térmicos*, por parte de *Renault-Francia Automóviles*, y

<sup>2</sup>MEP en adelante.

es en el que se centra el presente documento. Este motor, planea utilizarse en concepto de Range Extender. Conceptualmente, un Range Extender, es una unidad de potencia auxiliar utilizada en vehículos eléctricos. En este caso se hablaría, en cierta manera, de una unidad de potencia híbrida. El motor eléctrico sería el encargado de otorgar potencia en todo momento, mientras que el MEP tan sólo serviría de apoyo al anterior, conectándose en algunos puntos de funcionamiento.

Es un ejemplo de lo comentado en el apartado I1.1, en el que puede verse la tendencia de los motores de combustión a buscar nuevas maneras de encajarse en el mercado, con el objetivo de minimizar los contaminantes emitidos.

### I1.3 Alcance

Como punto de partida del desarrollo, el presente documento<sup>3</sup> se propone unos objetivos muy específicos. Todos ellos, enfocados a la puesta a punto del motor comentado, incluso previamente a la recepción del mismo. Como tal, el motor físico no se encuentra en el seno de las instalaciones del grupo *CMT-Motores Térmicos*, ya que, en un proyecto de esta envergadura, son muchos los plazos que deben cumplirse, y los puntos que deben acordarse. La reciente comunicación del grupo *Renault-Francia Automóviles*, imposibilita este hecho. Sin embargo, esto no implica, en ningún caso, que no puedan realizarse cálculos previos que desarrollen y optimicen el desempeño inicial del mismo una vez sea recibido. Este trabajo es, sin lugar a dudas, importante, pues a la suma, permite acortar los plazos y la duración total del proyecto, consiguiendo obtener resultados de una manera más rápida a la que se tendría en el caso de operar *a ciegas*, las primeras veces tras la recepción del mismo.

Como parte adicional, existe el interés de auditar al grupo *Renault-Francia Automóviles* en relación a sus propósitos y expectativas generales. La información que ha recibido el grupo *CMT-Motores Térmicos* sobre sus objetivos con el proyecto, son los siguientes:

- Conseguir una potencia de, al menos 50 kW.
- Conseguir un rendimiento efectivo, del 45 %.

El objetivo del proyecto es pues, realizar las simulaciones de optimización para saber si, en primera instancia esos resultados esperados, son (o no) alcanzables. Para ello se hará uso de un software de simulación de ciclo cerrado de motor (SiCiclo) y de Matlab. A partir de los resultados obtenidos, se deberán tomar decisiones sobre el futuro del proyecto del motor tricilíndrico, para continuar o reorientar el futuro del mismo.

Una vez este proyecto sea finalizado, podrá conocerse el valor de parámetros de operación del motor, que garantizan en conjunto, un óptimo desempeño del mismo, en diversos puntos de funcionamiento. Dichos parámetros, serán vistos y explicados en su totalidad en el grueso del documento.

Habiendo pues, asentado los objetivos generales del proyecto global, los objetivos particulares de la rama de Range Extender, y más concretamente, qué alcance tiene el presente documento en su interior, se está preparado para comenzar con el mismo.

---

<sup>3</sup>Referido como *proyecto*, en adelante.



## Capítulo I2

# Marco teórico

### I2.1 Introducción a los MCIA

Los MCIA han constituido el estandarte de los motores térmicos. Especialmente, en el mundo de la automoción. En el presente capítulo, se tratará de exponer los conceptos principales, teóricos, que son indispensables conocer. Tanto así, debido a que, sin la comprensión de los mismos, es especialmente dificultosa la exposición de las ideas en las que se basa el desarrollo del proyecto.

A modo de introducción, es realmente útil, asentar los MCIA en el mundo de las máquinas térmicas, pues, a pesar de parecer un concepto sencillo, causa en muchas ocasiones, confusión.

Es importante diferenciar el concepto de *máquina* térmica y *motor* térmico. Según Payri, Desantes y col.[1], se entiende por máquina térmica, aquella que es capaz de intercambiar energía mecánica con el exterior, a partir de la variación de la energía térmica del fluido que recorre la misma. Dentro de las máquinas térmicas, se les considera *motoras*, si se extrae energía mecánica; y *generadoras*, si ésta se introduce para producir incremento de la energía térmica del fluido.

Por motor térmico se entiende, sin embargo, un conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener energía mecánica a partir del estado térmico del fluido compresible que atraviesa la máquina. Dicho estado térmico se genera en el interior del motor, mediante un proceso de combustión tradicional o por una reacción nuclear.

Puede decirse entonces que el término motor térmico, incluye en su interior, a la máquina térmica y además, se encarga de generar el estado térmico.

Dentro de todas las tecnologías de motor térmico desarrolladas, el MCIA es de *combustión interna* (la reacción que libera calor, se realiza en el seno del fluido de trabajo, dentro de la cámara de combustión); tipo *volumétrico* (el flujo es discontinuo y una parte del mismo queda confinado en el cilindro por cada ciclo); *alternativo* (un desplazamiento lineal se transforma en movimiento rotativo en el eje); y trabaja con un *fluido compresible*.

En los siguientes apartados, podrá verse todo aquello que caracteriza a un MCIA.

## I2.2 Clasificación de los MCIA

Dentro del grupo de los MCIA, pueden realizarse diferentes subdivisiones, que permiten clasificar los diferentes tipos de éstos, para así poder estudiar sus peculiaridades por separado, poder comparar, y tomar decisiones sobre la idoneidad y ventajas de cada tipo de motor.

Diversas son las clasificaciones que pueden realizarse, pues existen diferentes en función de qué se estudie del motor. Así, por ejemplo, las clasificaciones más usuales, y las que se presentarán a continuación, son las que se centran en:

- Cómo realiza el encendido el motor.
- Qué tipo de ciclo de trabajo realiza.
- Qué tipo de admisión de aire presenta.

Conocidas estas diferentes características, es sencillo clasificar todo el rango de MCIA presentes en el mercado. De esta manera, se podrá comprender mejor todos aquellos conceptos que se desarrollen en adelante. Todas las clasificaciones presentadas en el anterior listado, marcan de manera importante, el tipo de motor con el que se está tratando, por lo que la elección de un tipo, o de otro, será de alta importancia si se quiere desarrollar un motor desde cero.

Se presentan a continuación las clasificaciones expuestas, junto con una breve explicación de las mismas, con el objetivo de asentar al lector en el mundo de los MCIA.

### *I2.2.1 Encendido Provocado y Encendido por Compresión*

En función de cómo se realiza el detonante de la combustión, los motores pueden clasificarse en encendidos provocados, o por compresión. Siendo fieles a sus propios nombres, el motor de encendido provocado, necesita de un elemento externo para provocar el inicio de la combustión; mientras que el de encendido por compresión, presenta autoignición cuando la mezcla llega a unas condiciones de presión y temperatura dadas.

El MEP, utiliza una bujía que en el momento indicado, hace saltar una chispa, provocando la ignición de la mezcla de aire y combustible. Esto presenta ciertas implicaciones en la propia geometría del motor. Como es evidente, será necesaria la inclusión de éstas en cada uno de los cilindros que conforman el mismo. La posición de las bujías es motivo de estudio, debido al interés que se tiene en estudiar cómo avanza la combustión a lo largo del cilindro. Otra de las características principales de este tipo de motores, se debe a la necesidad de tener una premezcla de aire y combustible en el momento de la combustión. Como lo anterior indica, este tipo de motores, desarrolla el tipo de combustión premezclada. Debido a este hecho, de manera tradicional, la inyección de combustible en el comburente (aire), se realizaba en un carburador. Este elemento, con el avance de los motores, se ha sustituido bien por inyecciones de combustible en el colector de admisión<sup>1</sup>, o bien por la inyección directa en cilindro durante la carrera de admisión del pistón. Con esta última tecnología, se consigue jugar con la estratificación de la mezcla en función del instante en el que se inicie la inyección. Si se realiza a lo largo de la carrera de admisión, se consiguen mezclas muy homogéneas mientras que, inyectando en la carrera de

---

<sup>1</sup>PFI de sus siglas en inglés *Port Fuel Injection*.

compresión, se tendrán mezclas más heterogéneas. Esto aporta un parámetro de control más. El motor MEP más importante, es el *motor de gasolina*.

El motor de encendido por compresión (en adelante MEC), en cambio, no necesita de este elemento externo para iniciar la combustión. Realizando otro tipo de combustión, la de llama de difusión, se provoca la ignición de la mezcla mediante la obtención de condiciones de presión y temperatura dadas, en el interior de la cámara del cilindro. En la carrera de compresión, se provoca que el aire que se encuentra en el interior del cilindro, vaya adquiriendo las ya comentadas condiciones. Cuando las alcanza, es cuando se inyecta el combustible. Inyectándose de manera directa en el cilindro al final de la carrera de compresión, se tiene, de manera espacial, una mezcla claramente heterogénea, dándose la combustión en aquellos puntos dónde existen las condiciones ideales de mezcla. Debido al tipo de condiciones que se deben alcanzar, los motores MEC se caracterizan por ser más robustos, y por lo general, más ruidosos. El motor MEC, por excelencia, es el conocido como *diésel*, nombre que recibe en honor del ingeniero alemán de mismo nombre, que lo inventó.

### ***I2.2.2 Ciclos de trabajo***

Independientemente del tipo de combustión que realicen, y de la manera que se inicien éstas; los MCIAs pueden clasificarse en función de cómo realizan el ciclo de trabajo. Según éste, aparecen como motores cuatro tiempos (4T) y motores dos tiempos (2T). En inglés *4-Stroke Engines* y *2-Stroke Engines*. La diferencia entre ambos motores, se debe fundamentalmente a cómo se realiza el proceso de renovación de la carga (admisión y escape). En esta ocasión, el nombre en inglés, se presenta muy ilustrativo para la comprensión. Siendo carrera, la traducción de Stroke, es sencillo comprender el modo de operación de cada motor.

#### ***I2.2.2.1 Motores de 4T***

Los motores 4-Stroke (4T), realizan un ciclo de trabajo en cuatro carreras del pistón. Esto, teniendo en cuenta el mecanismo presente de pistón-biela-manivela, implica de manera directa, que un ciclo de operación se realiza en dos revoluciones de cigüeñal. Con media vuelta del mismo, el pistón realiza una carrera por el cilindro. Que se necesiten cuatro carreras para completar el ciclo, se debe a la necesidad de tener una carrera para cada una de las fases del ciclo que a continuación se exponen.

- Fase 1<sup>a</sup>. Admisión. El pistón se desliza desde el PMS<sup>2</sup>, con válvula de admisión abierta y válvula de escape cerrada. Mediante este proceso, se succiona el aire (o la mezcla) desde el puerto de admisión hacia el cilindro, comenzando un proceso de llenado del mismo. Una vez alcanzado el PMI, se cierra la válvula de admisión, y comienza la carrera de compresión.
- Fase 2<sup>a</sup>. Compresión. Con ambas válvulas cerradas, el pistón avanza desde PMI hasta PMS, realizando en proceso de reducción de volumen, y aumento de presión y temperatura.

---

<sup>2</sup>Parámetro muy utilizado en el documento. Se refiere a la posición del pistón. *PMS* (Punto Muerto Superior) y *PMI* (Punto Muerto Inferior).

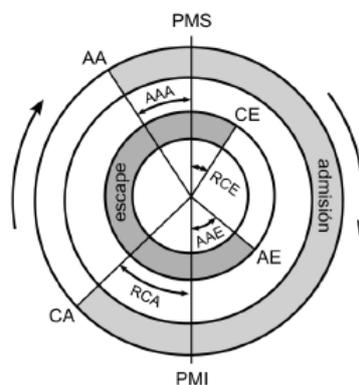
- Fase 3ª. Combustión + Expansión. Una vez se llega a PMS, se produce la combustión. Debido a este proceso de liberación de energía, se tiene un aumento de la presión de los gases, que empuja al émbolo hacia abajo.
- Fase 4ª. Escape. Llegados al PMI, los gases se han expandido lo máximo posible, descendiendo su presión, y comienza el proceso de escape. El pistón sube de nuevo hacia el PMS, pero esta vez con la válvula de escape abierta, evacuando los gases quemados del interior del cilindro.

En un motor real, el ciclo no se realiza de una manera tan perfecta. Se tienen modificaciones en las cotas angulares de apertura y cierre de las válvulas, así como en el momento del encendido. Esto se realiza para acercarse lo máximo posible al ciclo teórico, aumentar rendimientos, e implementar diversas técnicas para mejorar el llenado de aire del motor. Se tiene, pues:

- RCA. Retraso del cierre de la admisión.
- AAA. Avance de apertura de admisión.
- RCE. Retraso de cierre del escape.
- AAE. Avance de apertura de escape.

En el presente documento, cuando se hable de la apertura o cierre de válvulas, se hará con la terminología inglesa. Esto es debido a que es más ilustrativa, y que muchas de las fórmulas que aparecen en bibliografía sobre el tema, tienen adoptada la misma. Se puede, para aclarar lo dicho, exponer esta nomenclatura:

- *IVC*. Intake Valve Closing.
- *IVO*. Intake Valve Opening.
- *EVC*. Exhaust Valve Closing.
- *EVO*. Exhaust Valve Opening.



**Figura I2.1:** Diagrama de distribución genérico del motor de 4T [1].

En la Figura I2.1 puede verse el diagrama de distribución de un motor de 4T, así como la manera en la que se miden los diferentes avances y retrasos de válvulas en el ciclo.

### *I2.2.2 Motores de 2T*

A diferencia de los motores de 4T, los motores de 2T, realizan todo el ciclo de trabajo en únicamente, dos carreras del pistón (una vuelta del cigüeñal). Esto es debido a que aúnan diversas de las fases expuestas en el 4T. En concreto, la admisión se complementa con el escape. Este fenómeno es una de las características principales del motor 2T, y es conocido como barrido. Esto es así porque es el aire fresco, el que se encarga de extraer (o "barrer") los gases quemados.

De manera resumida, cuando el motor se encuentra en fase de expansión, cercanamente al PMI, se tienen unas lumbreras labradas, que destapa el pistón al bajar, provocando la entrada de aire y salida de gases quemados. En su nuevo ascenso, el pistón tapa de nuevo las lumbreras y el cilindro queda estanco, comenzando a comprimir los gases.

Esta reducción de etapas, presenta como es obvio gran cantidad de implicaciones geométricas, y de funcionamiento, pues entre otras cosas, se debe tener en cuenta que para barrer, es necesario que la presión en admisión sea superior a la de los gases quemados. De manera natural, este suceso no suele pasar, por lo que en motores 2T, es necesario contar con una compresión del aire, una máquina externa que aumente la presión en la admisión<sup>3</sup>.

### *I2.2.3 Según presión de admisión*

En el mundo de los MCIA, es muy común escuchar el término de motores *sobrealimentados*. El término sobrealimentar se debe al aumento de la presión en admisión que aumenta el llenado de aire en el cilindro, introduciendo más cantidad por cilindro y por ciclo de trabajo. Esto presenta diversas mejoras en la entrega de potencia y rendimiento del motor que en capítulos posteriores serán comentadas. Según pues, este tipo de clasificación, podremos encontrarnos con:

- Motores de aspiración natural. No tienen ningún tipo de aumento de presión en admisión.
- Motores sobrealimentados. En el bucle de aire se incluye un compresor mecánico, o un turbocompresor, para aumentar la presión de admisión.

## **I2.3 Ciclos indicados de operación**

Los motores de combustión interna alternativos, en su proceso de trabajo, someten al fluido que se aloja en su interior a variaciones de propiedades termodinámicas que son dignas de estudio. Los ciclos termodinámicos son definidos pues, como la serie de procesos que experimenta un fluido desde un estado inicial, hasta un estado final que coincide con el primero. Existen diversos ciclos termodinámicos teóricos, que deben ser expuestos. Los ciclos reales, no son idénticos a los teóricos, pero éstos sirven para extraer muchas conclusiones. Puesto que el motor del presente documento se caracteriza por ser del tipo MEP 4T, se expondrán dos de los ciclos posibles a realizar con este tipo de motor, por su implicación en el propio proyecto.

---

<sup>3</sup>Llamada comúnmente *bomba de barrido*.

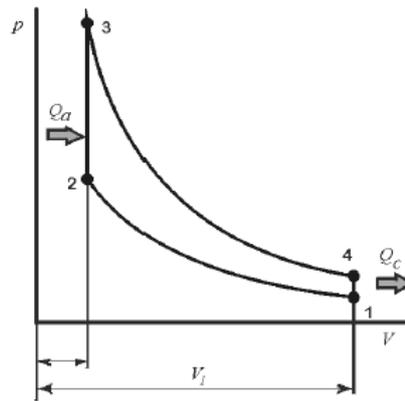


Figura I2.2: Ciclo teórico de Otto, para MEP 4T [1].

### I2.3.1 Ciclos teóricos

#### I2.3.1.1 Ciclo de Otto. Combustión a $V=cte$ .

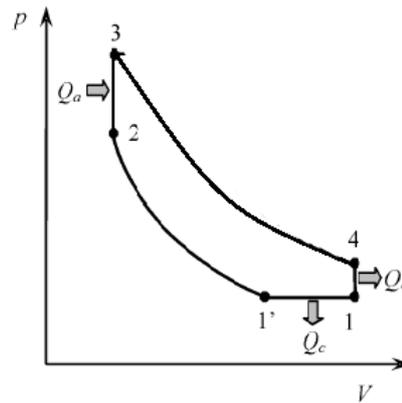
El ciclo de Otto es el ciclo teórico clásico de los motores de gasolina. En el mismo, pueden verse las cuatro fases comentadas anteriormente. La peculiaridad de éste, se halla en el proceso de combustión, que se realiza de manera ideal a  $V=cte$ . Esto es debido a que se considera que en el momento la bujía hace saltar la chispa, al ser la mezcla perfectamente homogénea, ésta enciende de manera muy rápida, dándose un incremento de presión sin aumentar el volumen de la cámara que deja el pistón. En la Figura I2.2, puede verse el lazo de alta del nombrado ciclo. El lazo de alta, recibe su nombre, debido a que es el lazo de alta presión. En un ciclo de 4T, existen dos lazos, el de baja y el de alta. El de alta, aporta trabajo (fruto de las carreras de compresión y expansión), y el de baja (llamado comúnmente lazo de bombeo), *usualmente*<sup>4</sup> absorbe trabajo (carreras de escape y admisión). Es muy frecuente que el lazo de baja no se represente.

#### I2.3.1.2 Ciclo Miller

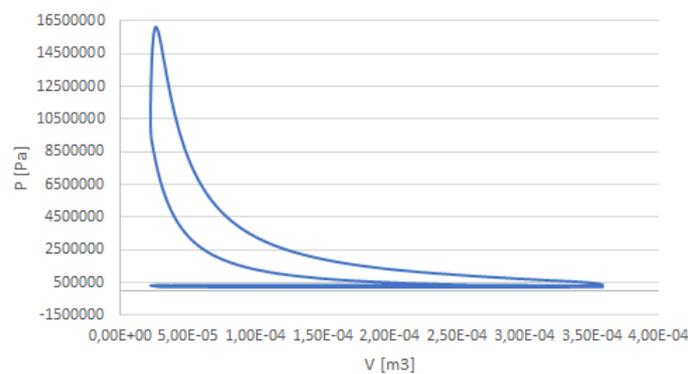
El ciclo Miller, surge de la idea de querer reducir la carrera de compresión efectiva, manteniendo la de expansión. De esta manera, el ciclo seguirá aportando el mismo trabajo en la carrera de expansión, pero consumiendo menos a la hora de comprimir. Con esta técnica, se busca aumentar el desempeño del motor.

En la Figura I2.3 puede verse un ciclo teórico de Miller, en el que se comienza la compresión en un volumen inferior, minimizándose la ya nombrada carrera de compresión. Para conseguir este hecho, se supone una cesión de calor a  $p=cte$ . En un motor real, es difícil implementar este tipo de ideas, aunque puede aproximarse al teórico utilizando un decalaje de válvulas, mediante juego con el *IVC*.

<sup>4</sup>Existen casos en los que puede conseguirse tener una presión de admisión mayor que la de escape, aportándose trabajo al ciclo.



**Figura I2.3:** Ciclo Miller teórico, sobre ciclo de Otto.



**Figura I2.4:** Ciclo resultado de una simulación con SiCiclo.

### I2.3.2 Ciclos reales

El aspecto de un ciclo real, como se ha comentado previamente, no es idéntico al teórico. Muchos son los factores que influyen a que esto suceda. Algunos de ellos se deben a la turbulencia interna del fluido en el cilindro, la imposibilidad de realizar una combustión a perfecto volumen constante, o el juego con las aperturas y cierres de válvulas. En la Figura I2.4 puede verse el resultado de una de las simulaciones de ciclo con el programa que se utilizará en el presente documento.

## I2.4 Parámetros del motor

El motor se caracteriza con una serie de parámetros para poder conocer la información del mismo. Existen parámetros de diversos tipos, en función de qué refleje su valor. Existen parámetros geométricos, que definen la arquitectura del motor; parámetros de funcionamiento que definen el punto de operación del motor; parámetros indicados, que derivan directamente del ciclo indicado de trabajo; y los parámetros efectivos, que son aquellos que nos aportan información sobre lo realmente *aprovechable* del motor.

Es altamente necesario la comprensión de éstos para poder adentrarse en el presente documento, pues aparecerán multitud de ellos, y algunos, presentan efectos muy importantes en el desempeño del motor, o bien serán modificados en el proceso de optimización.

### I2.4.1 Parámetros geométricos

Definen la geometría básica del MCIA. Los más importantes, o los que podrán encontrarse en la extensión del documento, aparecen listados en la Tabla I2.1.

Parámetro	Nombre
$D$	Diámetro del pistón
$S$	Carrera del pistón
$V_d$	Cilindrada unitaria
$z$	Número de cilindros
$V_t$	Cilindrada total
$V_{cc}$	Volumen de la cámara de combustión
$RC$	Relación de compresión
$i$	Número de ciclos por revolución

**Tabla I2.1:** Parámetros geométricos más importantes.

Algunos de los parámetros listados, se definen en función de otros.

Así por ejemplo, la *cilindrada unitaria*,  $V_d$ , puede calcularse como:

$$V_d = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \quad (I2.1)$$

mientras que la cilindrada total  $V_T$ , puede calcularse multiplicando esta última por el número total de cilindros del motor  $z$ .

La relación de compresión,  $RC$  se define como:

$$RC = \frac{V_d + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (I2.2)$$

En el caso del número de ciclos por revolución  $i$ , éste toma el valor de 0,5 en caso de motores de 4T y de 1 en el caso de motores de 2T.

### I2.4.2 Parámetros de funcionamiento

Los parámetros de funcionamiento definen el estado de operación del motor. De nuevo, se listan los parámetros de funcionamiento que tendrán relevancia en el desarrollo del texto (Tabla I2.2).

El punto de funcionamiento, esto es, el punto en el que se encuentra en un determinado momento operando el motor, se define de manera típica mediante régimen ( $n$ ) y grado de carga ( $\alpha$ ). El grado de carga nos aporta información de cuánto nos proporciona el motor, con respecto del máximo que puede dar. Existen varias maneras de definir el grado de carga, que son equivalentes.

Parámetro	Nombre
$n$	Régimen de giro
$\dot{m}_a$	Gasto másico de aire
$\dot{m}_f$	Gasto másico de combustible
$\alpha$	Grado de carga
$\eta_{vol}$	Rendimiento volumétrico
$F$	Dosado absoluto
$F_r$	Dosado relativo
$F_e$	Dosado estequiométrico
$EGR$	Tasa de EGR

**Tabla I2.2:** Parámetros de funcionamiento más relevantes.

De manera general en un motor MEP, puede definirse el grado de carga, para cada régimen, como:

$$\alpha = \frac{N_E}{N_{E_{max}}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f_{max}}} \quad (I2.3)$$

por lo que en el presente documento, se referirá a la *carga* del punto de funcionamiento, directamente con la cantidad de combustible inyectado,  $\dot{m}_f$ .

El rendimiento volumétrico es un parámetro muy importante para evaluar cómo de bueno es el llenado del cilindro. La mejora del llenado, permite aumentar el rendimiento y la potencia del motor. Puede definirse de la manera siguiente:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} \quad (I2.4)$$

siendo  $\dot{m}_{ref}$  la máxima cantidad de aire que puede introducirse en el cilindro respecto a unas condiciones de referencia dada. Esta masa de referencia se calculará como:

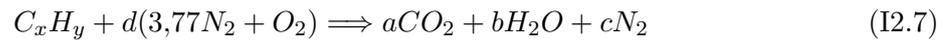
$$\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} \cdot V_T \cdot n \cdot i \quad (I2.5)$$

Es importante matizar el hecho de que el punto de referencia (que nos proporciona la  $\rho_{ref}$ ), puede colocarse en cualquier lugar de la admisión. Así, si se calcula el rendimiento volumétrico con respecto de las condiciones del fluido justo antes de las pipas de admisión, éste proporcionará información de cómo de bueno o malo es el llenado por el efecto de estas pipas. En cambio, si se coge antes de la válvula de mariposa en un MEP, evaluará también cómo de eficiente es ésta. Una vez decidido con respecto a qué se quiere definir el rendimiento volumétrico, puede calcularse la densidad de referencia conociendo las propiedades del fluido en ese punto mediante:

$$\rho_{ref} = \frac{P}{R \cdot T} \quad (I2.6)$$

Otro conjunto de variables de funcionamiento, que son altamente importantes, son todos aquellos que se refieren al dosado. Se define el dosado como la relación existente de aire y combustible en la mezcla. De esta manera, puede conocerse qué proporción de ambos hay, y extraer conclusiones al respecto.

La mezcla ideal de combustible y comburente (aire), será aquella que resulte de la estequiometría de reacción de combustión en un paso. Además, para calcular la proporción estequiométrica, debe suponerse la condición en la que no hay inquemados, o productos debidos a combustiones incompletas. La reacción estequiométrica típica de combustión es la siguiente:



En función del hidrocarburo utilizado, se resuelve la reacción estequiométrica y, se calcula la proporción de aire y combustible, quedando:

$$F_e = \left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)_{est} \quad (I2.8)$$

La proporción real que se tiene en el punto de operación dado, es el dosado absoluto  $F$ :

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (I2.9)$$

Y la relación entre el dosado absoluto y el estequiométrico, denominada dosado relativo, se calcula para tener una referencia de cómo está operando el motor con respecto a la mezcla ideal.

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad (I2.10)$$

### ***I2.4.3 Parámetros indicados***

Los parámetros indicados hacen referencia a lo que sucede en el interior del cilindro. Surgen de la interpretación del diagrama del ciclo indicado. Analizando éste, pueden obtenerse parámetros de trabajo, potencia y rendimiento que son importantes para el análisis del desempeño del motor. En la tabla I2.3 de nuevo se listan los más importantes.

Parámetro	Nombre
$W_i$	Trabajo indicado
$N_i$	Potencia indicada
$p_{mi}$	Presión media indicada
$\eta_i$	Rendimiento indicado

**Tabla I2.3:** Parámetros indicados más relevantes.

Del ciclo indicado, puede calcularse el trabajo que se obtiene tras el proceso de combustión en el interior del cilindro. Como se comentó en secciones anteriores, en el ciclo indicado de un MCI4 4T se tienen dos lazos. Uno de ellos - el de alta-, aporta trabajo; mientras que el otro de manera

usual, lo absorbe. Por este motivo pueden encontrarse dos tipos de trabajo indicado, el trabajo indicado bruto<sup>5</sup>, y el trabajo indicado neto (que incluye el efecto del lazo de bombeo). En ambos casos, y operando como corresponda, puede calcularse como:

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad (I2.11)$$

Nótese que éste trabajo se referirá únicamente al desarrollado por un único cilindro. Para calcular el trabajo global, puede multiplicarse por el número de cilindros.

A partir del trabajo indicado, puede calcularse un parámetro que será de alta utilidad: la presión media indicada ( $p_{mi}$ )<sup>6</sup>. Este parámetro nos da información sobre la presión constante que, durante una carrera del pistón, produciría el mismo trabajo que el ciclo indicado. A *grosso modo*, podría decirse que es, convertir en rectangular el ciclo indicado manteniendo su área y su desplazamiento en volumen. Como deriva del trabajo indicado, también existen dos tipos de  $p_{mi}$ , la bruta, considerando solo el lazo de alta presión, y la neta, considerando también el de baja. En ambos casos, se calcula considerando el trabajo indicado correspondiente y mediante:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_d} \quad (I2.12)$$

La  $p_{mi}$  es frecuentemente utilizada para calcular la potencia indicada del motor. Para tener en cuenta todos los cilindros, se opera según:

$$N_i = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_d \cdot z \quad (I2.13)$$

Finalmente, el último parámetro indicado de interés es aquel que nos aporta información sobre cuánta potencia hemos obtenido en relación con la introducida por medio del combustible. Es el denominado rendimiento indicado:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (I2.14)$$

donde el  $PCI$  es el poder calorífico inferior del combustible.

#### ***I2.4.4 Parámetros efectivos***

Los parámetros efectivos se refieren al eje del motor. Se descuentan las pérdidas mecánicas existentes desde los parámetros indicados hasta el propio eje. Entre estas pérdidas encontramos las de fricción y las de accionamiento de auxiliares (también las de bombeo, pero pueden venir contabilizadas desde los indicados si tenemos en cuenta el lazo de baja). Igual que se ha hecho con los parámetros indicados, pueden definirse presiones medias de fricción, y de auxiliares, a partir del trabajo que restan este tipo de pérdidas al indicado. Una vez en este punto, y englobando todas las pérdidas en mecánicas, se tiene:

$$p_{mpm} = p_{mf} + p_{mb} + p_{ma} \quad (I2.15)$$

<sup>5</sup>En inglés, *gross indicated work*.

<sup>6</sup>En inglés IMEP, de *Indicated Mean Effective Pressure*.

siendo:

- $pmpm$ . Presión media indicada de pérdidas mecánicas.
- $pmf$ . Presión media indicada de pérdidas de fricción.
- $pmb$ . Presión media indicada de pérdidas por bombeo (si procede).
- $pma$ . Presión media indicada de pérdidas por accionamiento de auxiliares.

Y lo mismo se tiene con trabajo y potencia. Se obtienen los parámetros efectivos, mediante la resta de las pérdidas.

La presión media efectiva se tiene como:

$$pme = pmi - pmpm \quad (I2.16)$$

Con ésta es posible calcular la potencia efectiva como:

$$N_E = i \cdot n \cdot pme \cdot V_T \quad (I2.17)$$

Y análogamente a lo definido en los parámetros indicados, se puede definir el rendimiento efectivo del motor, que es el objetivo de optimización del presente documento:

$$\eta_E = \frac{N_E}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (I2.18)$$

#### ***I2.4.5 Otros parámetros asociados con el rendimiento***

Presentado el rendimiento, aparecen otros parámetros que, si bien no son tan ampliamente conocidos, arrojan una gran cantidad de información, útil para el desarrollo de la mejora del desempeño del motor. Entre ellos, podemos encontrar el consumo específico, tanto indicado como efectivo.

Ambos parámetros reflejan la cantidad de combustible, por unidad de energía obtenida en el motor. Así, cuando se habla de consumo específico indicado, éste irá referido a la energía desarrollada en el ciclo indicado. En cuanto al consumo específico efectivo, totalmente análogo, referido a la energía en el eje del motor.

Las maneras más comunes de encontrar estos términos, son:

- **Consumo específico efectivo.**  $g_{ef}$  símbolo en español. BSFC del inglés *Brake Specific Fuel Consumption*. CSE del francés *Consommation Spécifique Effective*.
- **Consumo específico indicado.** ISFC del inglés *Internal Specific Fuel Consumption*. CSI del francés *Consommation spécifique Indiquée*.

A continuación se muestra la manera de realizar el cálculo de los mismos.

Para el cálculo del BSFC, puede realizarse lo siguiente:

$$BSFC = g_{ef} = CSE = \frac{\dot{m}_f \left[ \frac{g}{h} \right]}{N_E [kW]} \quad (I2.19)$$

Nótese que se ha mostrado en la ecuación la manera más usual de presentar las unidades. Sin embargo, utilizando cualquiera de las unidades correctas de cada parámetro se obtendrán dimensiones de masa/energía.

Para el cálculo del ISFC, operando de manera análoga:

$$ISFC = CSI = \frac{\dot{m}_f}{N_i} \quad (I2.20)$$

Estos parámetros, nos servirán para tener una idea de cuánto consume el motor. Están íntimamente ligados con el concepto de rendimiento. De hecho, hablando del propio rendimiento efectivo, puede verse que:

$$\eta_E = \frac{N_E}{\dot{m}_f \cdot PCI} = \frac{1}{\frac{\dot{m}_f}{N_E} \cdot PCI} = \frac{1}{BSFC \cdot PCI} \quad (I2.21)$$

De dónde, fácilmente se extrae la idea de que, a mayor masa de fuel, para conseguir una unidad de energía ( $\uparrow g_{ef}$ ), peor es el desempeño del motor, y por ende, peor es su rendimiento efectivo ( $\downarrow \eta_E$ ).

## I2.5 Conceptos básicos de mejora del rendimiento y potencia del motor

Vistos los parámetros que ocuparán el centro de la atención en el desarrollo de la optimización de la que versa el presente documento, se busca, en este capítulo, el relacionar los mismos, con otros de los vistos, para poder ver, de esta manera, diferentes interacciones. Así se conocerán los conceptos básicos de mejora. No se pretende, en este capítulo, el tratar todo aquello que afecta de manera indirecta a éstos términos, pues existe gran cantidad de ciencia detrás de lo buscado. Así, puede verse que, en el seno de motor, incluso lo menos relevante a priori, afecta de manera importante al rendimiento. Se busca en éste capítulo sin embargo, el tener una visión genérica de mejora de potencia y rendimiento para entablar las bases del camino que se seguirá a la hora de iniciar el proceso futuro de optimización.

Para conseguir este objetivo, es realmente útil el plantear relaciones entre algunos de los parámetros vistos en secciones anteriores.

De la potencia, y su relación con el rendimiento efectivo, puede decirse que:

$$N_E = \eta_E \cdot \dot{m}_f \cdot PCI \quad (I2.22)$$

de dónde, en primera instancia puede verse que subir el gasto de combustible, o subir el poder calorífico del mismo, nos incrementaría la potencia, para un mismo rendimiento. Siguiendo con

las relaciones, puede asociarse el gasto másico de aire, con el gasto de combustible, mediante el dosado.

$$N_E = \eta_E \cdot \dot{m}_a \cdot F \cdot PCI \implies N_E = \eta_E \cdot \dot{m}_a \cdot F_{est} \cdot F_r \cdot PCI \quad (I2.23)$$

De la anterior ecuación, puede asociarse el gasto de aire, con el rendimiento volumétrico.

$$N_E = \eta_E \cdot \eta_{vol} \cdot i \cdot n \cdot V_T \cdot \rho_{ref} \cdot F_{est} \cdot F_r \cdot PCI \quad (I2.24)$$

Estando esta ecuación, lo máximo de desarrollada posible, pueden verse la importancia sobre la potencia y el rendimiento de:

- Dosado relativo. Si se consigue la misma potencia, con un dosado relativo inferior, implica el menor gasto de combustible, bajada del consumo, y aumento del rendimiento efectivo. El trabajo con dosados pobres en gasolina, si bien es complejo, existen tecnologías que pretenden adoptar ese modo de operación.
- Incremento del rendimiento volumétrico. Cuanto mayor sea el llenado del cilindro, más combustible es posible inyectar, para tener la misma mezcla. Una mayor inyección de combustible, implica una mayor potencia.
- Control de las condiciones de referencia en admisión. Mediante la obtención de alta densidad de referencia, mayor es la masa teórica de aire que puede introducirse.

Para llevar a cabo la optimización, podrá verse más adelante, cómo estos parámetros se han tenido en cuenta. Para el incremento del llenado del cilindro ( $\uparrow \eta_{vol}$  y  $\uparrow \rho_{ref}$ ), se utilizará un turbogruppo (el motor es sobrealimentado) y un intercooler, cuyo propósito es enfriar el aire después del compresor, para aumentar la densidad del mismo.

El dosado sin embargo, será barrido para encontrar su mejor combinación de potencia/rendimiento.

Además de estos parámetros, serán modificados otros no mostrados aquí, con el objetivo de conocer la influencia sobre la potencia y rendimiento. Estos son, la relación de compresión geométrica del motor, y la duración y el inicio de la combustión. Ésta, tendrá forma fija, la de una Ley de Wiebe (explicada en el capítulo siguiente) pero podrá ser variada en posición y duración.

# Metodología y herramientas

### I3.1 Introducción

Una vez asentados los fundamentos teóricos que aparecerán en el desarrollo del proyecto, puede comenzarse con el desarrollo de la herramienta. Ésta, no es otra que aquella que servirá de puente entre los objetivos planteados en el alcance del proyecto, y los propios resultados. Es en este apartado en el que se pone mayor esfuerzo, y se hace mayor hincapié, puesto que un mal funcionamiento de lo que sigue, o una falta de consideración en la técnica, puede llevar a resultados imposibles, o erróneos, siendo estos aún más dañinos al existir la posibilidad de considerarlos como correctos.

El objetivo final es, como se ha comentado en diversas ocasiones, la puesta a punto de un motor tricilíndrico mejorando su desempeño en términos de potencia y rendimiento, así como la auditoría al grupo *Renault-Francia Automóviles*, respecto a sus objetivos marcados. De esta manera, se debe determinar, con la mayor precisión y exactitud posible, si el motor acordado, es capaz en primera instancia, de llegar a cumplimentar las especificaciones. Para realizar el análisis 0D del motor, se utilizan de manera conjunta dos softwares que, funcionando juntos, proporcionan los resultados esperados para su análisis y toma de decisiones. Ya habiéndose comentado también anteriormente, se recuerda que estos son:

1. SiCiclo. Software disponible y desarrollado en el seno del grupo *CMT-Motores Térmicos*.
2. Matlab.

Como se verá en adelante, SiCiclo será el encargado de realizar los cálculos del ciclo de combustión en el motor, mientras que Matlab, actuará como intermediario, proporcionando a SiCiclo lo necesario para su funcionamiento, leyendo datos de los nuevos casos a simular, y calculando nuevos resultados.

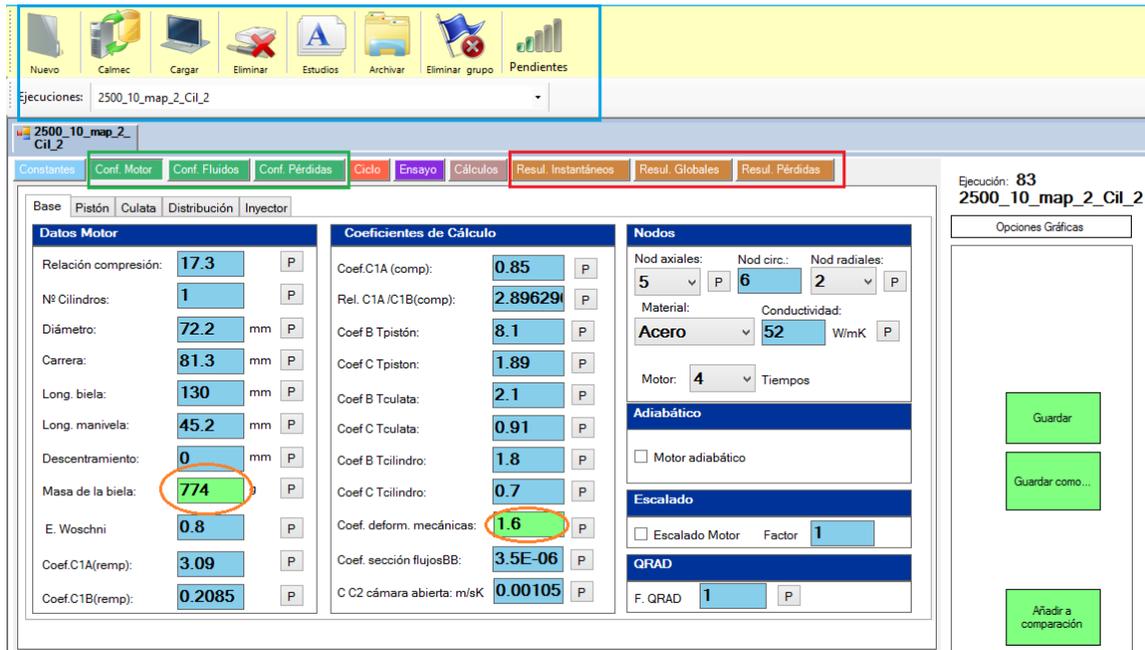


Figura I3.1: Interfaz de SiCiclo.

## I3.2 Software SICICLO

SiCiclo es un software de simulación de ciclos cerrados de combustión en MCIA. Pensado en su origen para el cálculo de motores MEC, éste es capaz de realizar cálculos de los parámetros de combustión, temperaturas, presiones, y flujos que se dan en el interior del cilindro.

La interfaz que presenta, es sencilla. Consta de un menú de diferentes pestañas, bien para rellenar con inputs, para calcular, o para leer resultados de configuraciones ya calculadas.

En la Figura I3.1<sup>1</sup> puede verse la interfaz que se ha comentado en los párrafos anteriores. La imagen, que representa una captura de pantalla de la misma, ha sido modificada para poder facilitar la explicación.

En la parte superior, encuadrada en azul, pueden verse los comandos para la gestión de los ensayos. Estos, una vez generados, deberán cargarse en el comando *Pendientes*, para transferirlos a la propia base de datos del programa y que aparezcan en el desplegable *Ejecuciones*. Seleccionando en el mismo el ensayo transferido, y pulsando en el botón *Cargar*, tendremos acceso a éste.

Una vez obtenido el acceso, y ya sobre el ensayo a evaluar, se debe, en primer lugar, configurar las pestañas que en la figura se encuentran encuadradas en color verde<sup>2</sup>. Son todas las pestañas que actúan en la configuración del motor, esto es, sobre algunos de los inputs, que de manera general, son invariables en los ensayos que se realicen. Entre ellos, podemos encontrar geometrías, cotas de distribución, leyes de levantamiento de válvulas, configuración de inyectores, etc.

<sup>1</sup>Cabe resaltar, que la configuración mostrada en la imagen, no se corresponde con el caso de estudio.

<sup>2</sup>En posición izquierda, en caso de no estar impreso en color.

Muy recurridos serán, todos aquellos inputs que se introducen en las pestañas centrales, (*Ciclo* y *Ensayo*). Estos, definirán el caso de estudio. Datos, como gastos máxicos de combustible, aire, presiones/temperaturas en el contorno (admisión y escape), leyes de combustión, etc.

En la pestaña de *Cálculos*, se realiza la simulación de ciclo cerrado del ensayo configurado en las pestañas anteriores.

Ubicadas a la derecha y encuadradas en rojo, se encuentran las pestañas de resultados. En ellas, pueden leerse directamente los resultados generados y realizarse gráficos de utilidad.

Como comentario adicional, acentuar la existencia de algunos inputs que, en caso de dejarse en blanco, SiCiclo realiza suposiciones de los mismos, o calcula para obtenerlos. Es el caso de los inputs que presentan fondo color verde, y que se han rodeado en la Figura I3.1 con una elipse anaranjada.

Conocido el funcionamiento básico del programa, y con una ligera idea de lo que éste proporciona, es necesario enlazar pues, con todo aquello que resulta una limitación para el mismo.

### **I3.3 Limitaciones de SICICLO**

Como cualquier software, éste presenta ciertas desventajas que lo limitan para el caso de estudio que se quiere realizar. Se pretende en este apartado, el dar a conocer sus debilidades, para después tratar de solucionarlas, y poder cumplir con el objetivo propuesto.

Si se esquematiza la problemática, las carencias y dificultades básicas de SiCiclo son:

1. Su diseño para el cálculo de Motores de Encendido por Compresión (MEC).
2. Su carácter no automático.
3. Su dominio de operación

A continuación, se pasa a describir cada una de las problemáticas.

#### ***Diseñado para MEC***

Tradicionalmente, el instituto de investigación *CMT-Motores Térmicos*, se había focalizado en el estudio de este tipo de motores, debido a su gran auge en las pasadas décadas. Con la decadencia del diésel en los años venideros, los proyectos de gasolina, como el actual, comienzan a crecer. Sin embargo, lo que queda en el software, podría ser considerado como un vestigio de años pasados.

A pesar de que ésta es la problemática menor de las tres presentadas, son diversos los aspectos que deben tenerse en cuenta a la hora de modelar con un software que cree que el motor es MEC, y no MEP. La más importante, sin duda, es la obligación de trabajar con inyección en cilindro, siendo esto no estrictamente necesario en un MEP. Sin embargo, a efectos de la combustión, y del modelado del ciclo, es sencillo solventar el problema, siendo entonces una mera anécdota.

### ***El carácter no automático***

A diferencia del caso anterior, éste sí presenta un problema mayúsculo. Con unos objetivos como los propuestos, es estrictamente necesario el lanzamiento de multitud de casos para la optimización del desempeño del motor. Muchos parámetros serán barridos para encontrar la mejor combinación. El lanzamiento de ensayos de manera manual, debido al gran gasto de tiempo, y amplias posibilidades de error que se darían, debe evitarse. Existe entonces, una imposición a la hora de encontrar una metodología que permita realizar los ensayos de manera automática, facilitando entre otras cosas, la comparación de casos.

### ***El dominio de operación***

Como se ha comentado anteriormente, cuando se presentaba SiCiclo, éste sólo se centra en lo que sucede en el interior del cilindro. Todo lo que queda fuera del mismo, es ajeno. Esto, en un motor que pretende la incorporación de un turbogrupo, así como la máxima precisión posible en términos de pérdidas de carga; debe ser solventado de manera externa.

Siendo la primera de las problemáticas, solventable en el entorno de SiCiclo, el resto queda completamente fuera de su control, por lo que es necesario un software externo al mismo, que solucione estas carencias, y cuya simbiosis, proporcione los resultados deseados. Tal y como se comentó en la introducción del capítulo, el software escogido es Matlab.

## **I3.4 Software Matlab**

Matlab, abreviatura de *MATrix LABORatory* es un software de programación especializado en el tratamiento y representación de datos, manipulación de vectores y matrices, así como realización de interfaces y algoritmos. Su gran versatilidad, y su propio lenguaje de programación (archivos con extensión *.m*), han conseguido que sea uno de los referentes mundiales a nivel de la ingeniería.

Presenta una alta compatibilidad con otros softwares, como es el caso de Microsoft Office. Existen funciones internas para el tratamiento de datos, la lectura y escritura en Excel, por ejemplo. La gran cantidad de algoritmos almacenados en sus librerías, lo convierten en el software idóneo para el objetivo marcado. Este simbolizará pues, el enlace del entorno exterior, con lo que ocurra en el interior del cilindro. Además, será utilizado también para el lanzamiento automático de SiCiclo, solventando de manera certera las dos problemáticas presentadas.

En las páginas siguientes, se profundizará en el desarrollo de la herramienta que nos permita conseguir de una manera eficiente y consistente los resultados esperados.

## **I3.5 Automatización de SICICLO**

Con el objetivo de modificar el carácter no automático de SiCiclo, se tratará de definir y crear un procedimiento, que consiga el lanzamiento de casos de ensayo de manera automática. De esta manera, el usuario, tan sólo deberá configurar cada uno de los casos, y de analizarlos finalmente.

Para poder realizar lo dicho, es necesario la utilización de una herramienta basada en código de programación Matlab, que fuerza el lanzamiento de SiCiclo. Esta herramienta, es una rutina

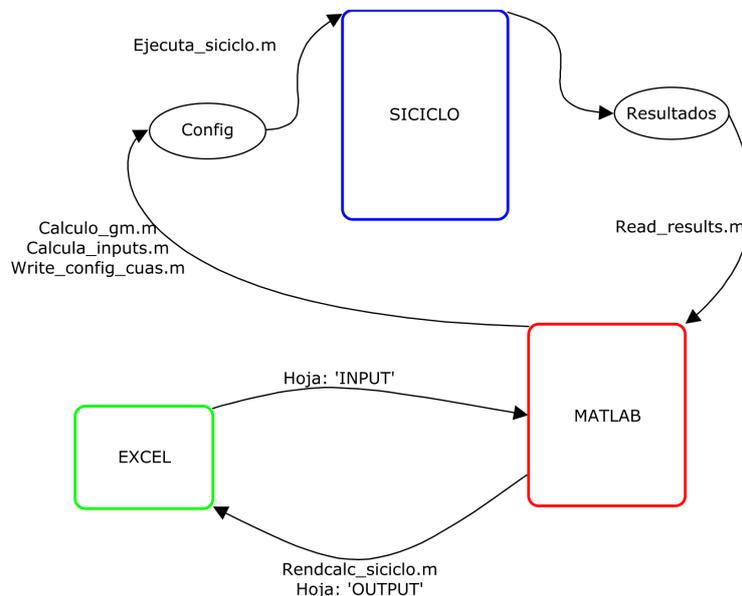
desarrollada en el *CMT-Motores Térmicos*. Creada para solventar el mismo tipo de problemática, consta de dos scripts Matlab, que provocan el lanzamiento de un ejecutable llamado *lanzadorSiciclo.exe*, actuando éste como si el usuario, de manera manual, pulsase el botón de *Calcular*, en SiCiclo.

Este conjunto de rutinas, al no ser elaboradas por el autor del proyecto, serán presentadas en los Anexos (*Anexo III.2*), en caso de interés de consulta del lector.

Teniendo presente la existencia de esta herramienta, se deberá realizar una rutina global que implemente la misma. En adelante, se describe el proceso de desarrollo de ésta, desde el inicio del proceso de lectura, hasta la obtención del resultado optimizado.

## I3.6 Puesta a punto de la rutina

### I3.6.1 Estructura básica de la rutina



**Figura I3.2:** Flujo de información en la rutina global.

Diversas son las ideas que han sido valoradas, con distintas combinaciones de softwares. De manera definitiva, se decide realizar la configuración que puede verse en la Figura I3.2. En ella, se esquematizan de manera simple las interacciones existentes entre los diversos programas. Las flechas simbolizan el flujo de información. El nombre de las subrutinas presentadas bajo las flechas<sup>3</sup>, representan a la solución final considerada, como se verá más adelante.

La figura puede esquematizarse de la manera siguiente:

1. Matlab realiza la lectura de los casos a ensayar de Excel.
2. Matlab, mediante el desarrollo de un script, calcula todos los inputs necesarios para la configuración de un nuevo caso en SiCiclo.

<sup>3</sup>Reconocibles por su extensión *.m*.

3. Se fuerza el lanzamiento de SiCiclo.
4. SiCiclo opera.
5. Matlab realiza la lectura de los resultados deseados, y calcula parámetros de utilidad.
6. Se realiza un proceso de escritura en Excel de resultados.

Con la esquemática general presentada en la anterior enumeración, el lector puede hacerse una rápida idea del procedimiento que se tratará de conseguir. En ésta, puede verse reflejada la solución de las problemáticas de SiCiclo presentadas anteriormente. Éste, tendrá el rol de centro de cálculo, que será controlado y asistido por Matlab. Matlab a su vez, tendrá a Microsoft Office Excel, como entrada y salida de datos. La unión de los tres programas, presenta una solución efectiva y rápida a la situación considerada.

En páginas siguientes, el desarrollo de la idea presentada en la Figura I3.2, es expuesto.

### ***I3.6.2 Lectura de inputs desde Excel y creación de ensayos***

Tal y como podía verse en su momento en la Figura I3.2, el primer paso en la elaboración de la rutina, es el de la lectura de los diferentes datos de entrada que el usuario quiere modificar por cada caso de ensayo. Estos inputs, deben de ser recogidos por Matlab, interpretados como tal, y continuar con el tratamiento de los mismos como corresponda. Es un paso primordial en el inicio.

También lo es, sin embargo, el crear un ensayo en SiCiclo para cada uno de los diferentes casos que el usuario quiera estudiar. Para ello, de manera previa, es necesario comprender qué subyace bajo la interfaz de SiCiclo, que fue presentada en la sección *Software SiCiclo*. Entonces, pudo verse la apariencia cara al usuario del programa. La interfaz, enmascara la información para hacerla más visual, de fácil comprensión e interacción. Sin embargo, cuando se quiere trabajar vía automática, es necesario conocer dónde se ubica esa información. De esa manera, podremos dirigir el algoritmo hacia dicha ubicación para reescribir datos de entrada, o leer datos de salida.

#### ***I3.6.2.1 Preparación del Excel***

La decisión de realizar el listado de casos a ensayar en Excel, es sencilla debido a la gran compatibilidad de éste con Matlab. Así, resulta muy sencillo la ordenación y creación de barridos en parámetros. Para la creación del Excel de lectura se tienen diferentes aspectos en cuenta. El más importante, la decisión de qué parámetros de entrada estarán sujetos a posibles modificaciones. Una vez decidido, la organización del Libro de Excel es sencilla. Todos los parámetros que puedan ser modificados, gozan de una columna editable. Estos, entre otros, serán aquellos que definan la geometría básica del motor, y especialmente, la de los parámetros de funcionamiento que son caso de estudio en el presente documento.

Aspecto importante, es el de la primera columna, pues queda especialmente reservada para el nombre del ensayo correspondiente. Esto, tomará mayor relevancia en páginas siguientes, cuando se especifique la manera de creación de los nuevos casos en SiCiclo.

La tabla I3.1, recoge un ejemplo de dos líneas de configuración de nuevos datos de entrada<sup>4</sup>, para la mayor compresión de lo recientemente expuesto. Como puede notarse, el hecho de que exista esta ordenación para todos los casos que se estudiarán, facilita el trabajo enormemente, pues, además, el Libro de Excel se prepara para recibir actualizaciones de sus celdas cuando las especificaciones buscadas (potencia y rendimiento) quieran ser variadas.

Case	mf	Fr	DOC	RC	EGR
-	mg/cc	-	$\omega$	-	[percent]
Caso1	23	0.6	25	11	0
Caso2	23	0.7	25	11	0

**Tabla I3.1:** Ejemplo de configuración de casos, con barrido de Fr.

### I3.6.2.2 El interior de SiCiclo. Ubicación de la información.

Nombre	Fecha de modifica...	Tipo	Tamaño
basedatos	19/05/2018 15:28	Carpeta de archivos	
Configuraciones	01/05/2018 12:20	Carpeta de archivos	
DLLS	04/04/2018 10:06	Carpeta de archivos	
LeyesWiebe	04/04/2018 11:29	Carpeta de archivos	
Parametricos	04/04/2018 10:06	Carpeta de archivos	
Practicas	04/04/2018 10:07	Carpeta de archivos	
Resultados	01/05/2018 12:20	Carpeta de archivos	

**Figura I3.3:** Carpetas en el interior de SiCiclo.

SiCiclo presenta una distribución de archivos sencilla de comprender. En la ubicación del mismo en la memoria secundaria del ordenador, puede encontrarse el juego de carpetas mostrado en la Figura I3.3. Remarcadas, se tienen las dos carpetas principales. Éstas requieren de atención especial. En ellas, se aloja para cada ensayo cargado en SiCiclo, la información pertinente que les da nombre. La información está almacenada en ficheros de texto (con extensión *.txt*).

En el caso de la carpeta de *Configuraciones*, se tiene un archivo de texto, para cada una de las configuraciones del motor. Así por ejemplo, existe uno para las constantes de pérdidas en el motor, otro para describir toda la geometría y peculiaridades del ensayo; para definir la ley de liberación de calor, etc. De la misma manera, en la carpeta *Resultados*, se tienen, en archivos separados, los resultados instantáneos, los medios, los de pérdidas en el motor, etc.

El resto de carpetas que aparecen en la Figura I3.3, son de importancia, pues garantizan el funcionamiento de SiCiclo, al ser parte de su base de cálculo, pero no requieren de atención prioritaria, pues no serán modificadas en el transcurso del proyecto.

<sup>4</sup>No se muestran todos los parámetros tenidos en cuenta en el proyecto.

### *I3.6.2.3 Creación de nuevos ensayos en SiCiclo de manera automática*

Después de acondicionar la entrada de datos, y conocer cómo SiCiclo almacena la información, es de alta importancia, la creación de un nuevo ensayo en SiCiclo, para cada línea del Excel. Cada una de las filas de éste, representará una combinación distinta de datos de entrada, que a la suma, deberá ser considerado como un nuevo caso. Así pues, en el interior de las carpetas mostradas en la Figura I3.3, se tendrá un conjunto de archivos de texto para cada una de estas filas. Cuando la rutina de optimización termine, bastará recurrir a la nueva información almacenada en ellas, para el análisis de los resultados.

Aparece entonces, la incertidumbre de cómo realizar la creación de carpetas asociadas a cada nuevo ensayo, de manera automática.

La metodología ideada, se muestra en la Figura I3.4. Es muy relevante, el denominado **ensayo de referencia**. Éste, es el origen de todo nuevo ensayo. El proceso de creación, es el siguiente:

1. Se lee la primera columna correspondiente del Excel.
2. Se identifica el ensayo de referencia especificado.
3. Se crean dos carpetas, una para la configuración y otra para los resultados. El nombre de éstas será, en ambos casos, la concatenación del nombre del ensayo de referencia, y el nombre de la primera columna de cada fila del Excel.
4. En las nuevas carpetas, se copian todos los archivos de texto del ensayo de referencia, también con el mismo nombre modificado.

De esta manera, se habrá duplicado la información, pero en carpetas globales de distinto nombre. Bastará entonces, para cada ensayo, con editar los ficheros de texto con los datos de entrada, lanzar a SiCiclo y obtener los nuevos resultados, que se almacenarán también en la nueva carpeta de resultados creada para éste.

Al finalizar los casos que se deseen lanzar, dentro de las carpetas de Configuraciones y de Resultados, que se presentan en la Figura I3.3, existirán tantas subcarpetas, como casos lanzados, más la del ensayo de referencia. Tendremos pues, toda la información disponible para comenzar con el análisis de resultados.

La primera configuración del ensayo de referencia, debe de ser manual. De lo contrario, la rutina que se desarrolla en Matlab, no tendría de dónde clonar las carpetas. Para la óptima definición del mismo, se deberá de configurar en éste, un caso completo de estudio. Así, todos aquellos parámetros que no reciban cambios con los nuevos lanzamientos de casos, al ser copiados del fichero de referencia, ya estarán definidos, y la rutina tan sólo deberá entrar, y modificar aquellos sujetos a variaciones. Esto, optimiza en primer lugar la definición del Libro de Excel de datos de entrada, pues sólo deberemos darle aquellos parámetros que queramos estudiar; y por supuesto, también la velocidad de computación, al reducirse el tiempo de definición del nuevo caso. En el caso de que fuesen muy elevados los cambios que debiesen hacerse con respecto al fichero de referencia, en situaciones especiales -por ejemplo, el cambio de motor de estudio-, convendría realizar un nuevo ensayo madre.

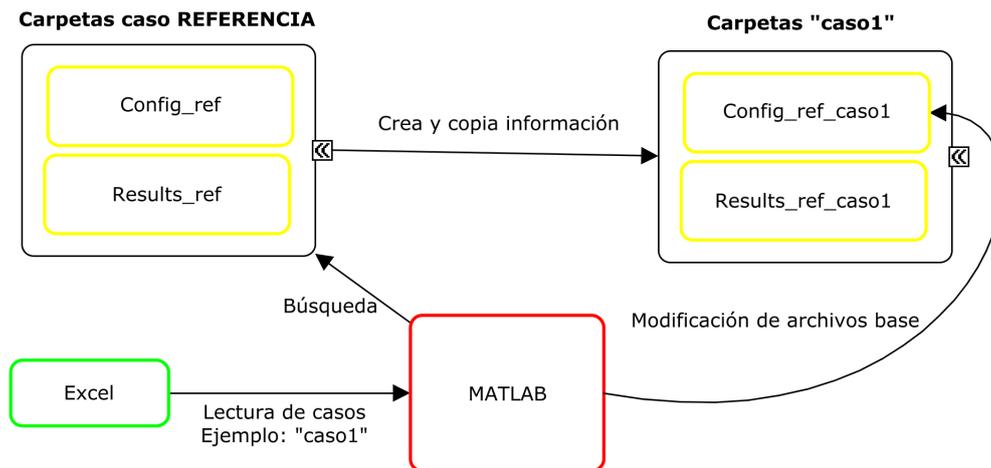


Figura I3.4: Proceso de creación de los nuevos ensayos en SiCiclo, mediante Matlab.

### I3.6.3 Cálculo de inputs

Estando los datos de entrada almacenados en Matlab, y conociendo cómo se crea un ensayo en SiCiclo, debe centrarse la atención en el procedimiento de cálculo. Éste es sin duda el paso más importante, ya que hay que tener en cuenta que la optimización de los resultados se basa en encontrar la combinación correcta de datos de entrada. Un mal cálculo de estos a SiCiclo, puede llevar a tomar conclusiones erróneas. En la presente sección, se mostrará, el procedimiento de cálculo que se sigue, desde el momento que se recibe una fila de datos por Excel, hasta que se escribe la configuración en SiCiclo, y se está listo para el lanzamiento del ensayo.

En páginas anteriores, se describió como una de las problemáticas de SiCiclo, el hecho de que éste, tan sólo es capaz de computar aquello que sucede en el interior del cilindro. Para conseguir pues, la tarea propuesta en este capítulo, debemos de hacer uso de Matlab. Con éste, podremos calcular todas las condiciones de contorno que SiCiclo necesita para funcionar.

Conocer estas condiciones de contorno, no es, ni mucho menos, tarea sencilla. Para poder comprender las operaciones que se realizan en la rutina de Matlab elaborada, es necesaria una presentación previa de la manera en que se piensa modelar el motor. En la Figura I3.5 puede verse lo comentado. Para poder dotar a SiCiclo de toda la información necesaria, y a su vez, poder cumplir con el objetivo propuesto, es necesario realizar este esquema de cálculo. Puede notarse, de manera previa, que con un programa como SiCiclo, es imposible implementar un filtro de aire, un turbogrupo, o una línea de escape. De todo esto, se encargará Matlab. SiCiclo será ciego ante este hecho, pero recibirá los parámetros de entrada con la magnitud correcta.

Son múltiples las variables que no se conocerán en el modelado, y será necesario la asunción de hipótesis de cálculo, y de algunas variables. Esto lleva al hecho de que, no existe una manera única e inequívoca de proceder. Tanto así, que en el documento, se exponen dos maneras equivalentes de proceder, en función de cómo se configura SiCiclo. En el último capítulo de este bloque, se explicará sin embargo, cuál ha sido la manera escogida de calcular, y los motivos de esta elección.

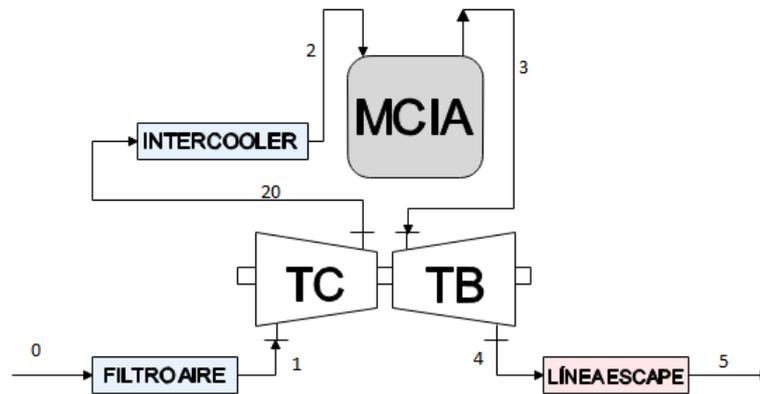


Figura I3.5: Modelado del motor.

### I3.6.3.1 Esquema del modelado realizado.

La manera que en que se decide ejecutar el modelado, se expresa en la Figura I3.5.

Se incluyen efectos de pérdidas de carga en elementos como el filtro de aire, intercambiador, y línea de escape. Para poder realizar dichos cálculos, será necesario el conocimiento de las constantes de pérdidas de carga en elementos. Éstas, son conocidas, y se mostrarán, en el apartado de configuración de la rutina, que podrá verse al final del capítulo de puesta a punto.

Por otro lado, debido a los requerimientos de potencia y rendimiento objetivo que se buscan, es necesaria la inclusión de un turbogrupo. Necesario, por otro lado, debido a su naturaleza final de motor tricilíndrico, de baja cilindrada.

Para poder llegar a lo que sucede en el cilindro, y proporcionar a SiCiclo de la información necesaria para hacerlo funcionar; hay que resolver el bucle de aire expuesto en la Figura I3.5. Se requiere entonces, realizar un algoritmo en Matlab que resuelva éste, para todos los ensayos que se quieran realizar.

### I3.6.3.2 Cálculo de la línea de admisión

Haciendo uso de la Figura I3.5, puede verse el problema a resolver. En primer lugar ha de plantearse qué se conoce. Después, deben asumirse diferentes hipótesis para obtener las suficientes variables como para resolver esta línea.

Un buen punto de partida, es saber lo que SiCiclo espera recibir de parte del usuario. A continuación, a modo de lista, se muestran los parámetros que deben ser modificados en el archivo de configuración del ensayo, debidos a cambios en la línea de admisión<sup>5</sup>.

1. Presión en admisión ( $P_2$ ).
2. Temperatura en admisión ( $T_2$ ).

<sup>5</sup>La numeración de los puntos es la mostrada en la Figura I3.5.

3. Gasto de aire entrante ( $\dot{m}_{AIR}$ ).
4. Gasto de EGR ( $\dot{m}_{EGR}$ ).

Se tomarán como conocidos, las condiciones ambiente, la temperatura de salida del intercooler y el rendimiento volumétrico teórico del motor. Se lista ahora la manera de calcular lo restante.

Con el dosado de operación y el gasto de combustible (datos de entrada), se calcula el gasto de aire:

$$\dot{m}_{AIR} = \frac{\dot{m}_F}{F} \quad (I3.1)$$

Con el gasto de aire, y la fracción de EGR, podrá calcularse la masa de residuales recirculada:

$$\dot{m}_{EGR} = \frac{\dot{m}_{AIR} \cdot EGR}{1 - EGR} \quad (I3.2)$$

El EGR se inyectará entre el filtro de aire, y el compresor (*punto 1*), por lo que, para mantener la coherencia en el cálculo, el gasto que pasa por el filtro, será solo el de aire, mientras que el que pasa por el compresor, e intercooler, será la suma de ambos. Esta configuración adoptada, es comúnmente reconocida por EGR de baja presión.

La presión en la admisión puede ser calculada junto con la definición del rendimiento volumétrico, puesto que conocemos el volumen desplazado del cilindro. Tenemos que:

$$\rho_{ref} = \frac{\dot{m}_{AIR}}{\eta_{vol} \cdot V_t \cdot n \cdot i} \quad \Rightarrow \quad P_2 = \rho_{ref} \cdot R_{air} \cdot T_2 \quad (I3.3)$$

De esta manera quedaría definido el estado 2, post-intercooler, con lo que tendríamos lo necesario para enviarle a SiCiclo la información de la admisión. No obstante, puesto que el turbogrupo relaciona directamente la admisión con el escape, al estar unidos, será útil el cálculo de toda la línea.

Es acertado entonces, centrarse en la resolución del punto 1, post-filtro. Conociendo las condiciones ambiente, en cuanto a la presión podría decirse que:

$$P1 = P0 - \Delta P_{AF} \quad (I3.4)$$

Las pérdidas de carga, se calcularán en todo el desarrollo del documento, de la manera siguiente, y teniendo en cuenta el concepto de *gasto corregido*<sup>7</sup>

$$\Delta P = K_{perd} \cdot \dot{m}_{corr}^2 \quad (I3.5)$$

Las constantes de pérdida de carga se conocen en todos los elementos, y han sido calibradas para obtener en determinado punto de funcionamiento una caída de presión objetivo<sup>8</sup>, por lo

<sup>6</sup>Se tiene que asumir sólo gasto de aire, para una mayor sencillez.

<sup>7</sup>Ecuación para ligar el gasto teórico, y el real por el elemento, al ser un flujo compresible.

<sup>8</sup>El desarrollo de esta calibración se presentará más adelante.

que no son una incógnita. Sin embargo, el hecho de hacer uso del *gasto corregido*, complica un poco las cosas pues por su definición, aplicada al filtro de aire:

$$\dot{m}_{corrAF} = \dot{m}_{AIR} \cdot \frac{P_0}{P_1} \cdot \sqrt{T_1/T_0} \quad (I3.6)$$

Puede verse cómo es necesario el uso de las propias incógnitas para el cálculo de éstas, por lo que se toman dos decisiones.

La primera de ellas, es asumir que el paso de aire por el filtro, apenas hace que la temperatura se modifique. Esta es una afirmación perfectamente asumible.

Para el cálculo de la presión, será necesario la implementación de un bucle iterativo en el que,  $P_1$  deba converger. Para esto, en la primera iteración, se elegirá un valor coherente, se calculará el gasto corregido mediante la ecuación I3.6, y con éste y la expresión I3.5 se calculará el valor de la pérdida de carga. Si la suposición fuese correcta, la aplicación de la ecuación I3.4 con lo calculado, debería de resultar en la  $P_1$  supuesta. En el caso de que no se cumpliera, se tomaría como nueva  $P_1$  la recientemente calculada y se reiniciaría con este valor la iteración. Cuando termine de converger, esto es, cuando la diferencia entre la supuesta y la calculada sea mínima, con una tolerancia especificada por el usuario, se tendrá el valor de la presión después del filtro de aire con una precisión del orden de dicha tolerancia.

El punto 1 está pues, definido. Esto hace que la lista de variables conocidas sea  $[P_0, T_0, P_1, T_1, P_2, T_2]$ , faltando por definir el punto pre-intercooler. La manera en que se plantea la resolución de este punto, sigue a continuación.

El proceso de cálculo puede ser perfectamente análogo al anterior, pero sin embargo, no puede asumirse la temperatura 20 como sí se hizo con la  $T_1$  en el caso del filtro de aire. Debe de buscarse una manera efectiva de calcularla. Es obligatorio pues recurrir a las ecuaciones del compresor. Teniendo en cuenta la expresión de una transformación isentrópica:

$$T_{20s} = T_1 \cdot \frac{P_1}{P_{20}}^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (I3.7)$$

Y junto con el rendimiento isentrópico del compresor, que es dato de entrada, puede calcularse la temperatura que buscamos como:

$$\eta_{isCOMPR} = \frac{T_{20s} - T_1}{T_{20} - T_1} \implies T_{20} = T_1 + \frac{T_{20s} - T_1}{\eta_{isCOMPR}} \quad (I3.8)$$

Después de la obtención de esta temperatura, el proceso sería análogo al anterior. Se calcularía un gasto másico corregido de aire, que en el caso de aplicación al intercooler se hace de la manera siguiente:

$$\dot{m}_{corrINT} = \dot{m}_{EGR+AIR} \cdot \frac{P_0}{P_{20}} \cdot \sqrt{T_{20}/T_0} \quad (I3.9)$$

Seguidamente, y teniendo en cuenta la constante de pérdida de carga del intercooler se calcularía según la expresión I3.5 la pérdida de presión en el mismo. Sumando esta pérdida de presión a

la  $P_2$  que es conocida, tendríamos una  $P_{20}$  con la que iterar de igual manera que en el caso del filtro de aire.

Para terminar con la línea de admisión, se realiza el cálculo de la potencia desarrollada por el compresor, que nos será de utilidad en el cálculo de parámetros en la línea de escape. Esta, según la formula queda:

$$N_{compr} = \dot{m}_{EGR+AIR} \cdot C_p \cdot \Delta T_{20-1} \implies N_{compr} = \dot{m}_{EGR+AIR} \cdot C_p \cdot (T_{20} - T_1) \quad (I3.10)$$

### I3.6.3.3 Cálculo de la línea de escape

La línea de escape, proporciona otros parámetros de contorno para SiCiclo, que se actualizarán con cada ensayo. Estos aparecen listados a continuación:

1. Presión de escape ( $P_3$ ).
2. Temperatura de escape ( $T_3$ ).

El cálculo de estos parámetros, requiere de ciertos pasos previos, pues el sentido de recorrido de la línea no es evidente, al no tener la gran cantidad de parámetros conocidos que sí se tenían en la línea de admisión. En primer lugar se recurre al acoplamiento del turbogruppo, para el cálculo de la potencia que debe de desarrollar la turbina. El rendimiento del acoplamiento, que es conocido, define que:

$$\eta_{acople} = \frac{N_{compr}}{N_{turb}} \implies N_{turb} = \frac{N_{compr}}{\eta_{acople}} \quad (I3.11)$$

Del resto de parámetros, todos son desconocidos, menos la presión en el punto 5, que será igual a la ambiente. Para poder proceder, se aplica una metodología de iteraciones más complejas que las anteriores. En primer lugar, es necesario exponer una ecuación que nos liga la temperatura y presión de escape, con la temperatura y la presión existente en la apertura de la válvula de escape<sup>9</sup>. A continuación se expone dicha ecuación. El fundamento de la misma, y el propio desarrollo, podrán encontrarse en los Anexos(Anexo III2.1). La ecuación se ha obtenido mediante el cálculo de una expansión irreversible desde el instante inmediatamente anterior a la apertura del escape, hasta el instante posterior donde los gases ya se han expandido ligeramente en la pipa de escape.

$$T_3 = \frac{T_{EVO}^* \cdot (Cv_{exh} + R_{exh} \cdot \frac{P_3}{P_{EVO}^*})}{R_{exh} + Cv_{exh}} \quad (I3.12)$$

Al inicio de cada iteración en la línea de escape se supondrán  $T_3^*$ ,  $T_{EVO}^*$  y  $P_{EVO}^*$ . En primer lugar se hará uso de la potencia que debe desarrollar la turbina, para calcular la temperatura en la salida de ésta, de la siguiente manera:

$$T_4 = T_3^* - \frac{N_{turb}}{Cp_{exh} \cdot \dot{m}_{esc}} \quad (I3.13)$$

<sup>9</sup>EVO. Exhaust Valve Opening.

donde el gasto másico que circula por el escape, es el de admisión (aire + EGR) más el del combustible inyectado.

También puede calcularse con todo esto, y el rendimiento isentrópico de la turbina, la temperatura 4 isentrópica.

$$T_{4s} = T_3^* - \frac{T_3^* - T_4}{\eta_{isTURB}} \quad (I3.14)$$

Por otro lado, se resuelve la pérdida de carga en el escape, iterando igual que hicimos en el caso anterior, solo que esta vez con  $P_4$ . Se supone éste, se calcula el gasto másico corregido por el escape, seguidamente la caída de presión tras la turbina, que sumándola a la presión ambiente, nos debería de dar la  $P_4$  supuesta originalmente.

Conocida la  $P_4$ , somos capaces de, mediante la ecuación isentrópica de la turbina, calcular la presión en el escape. Véase lo siguiente:

$$P_3 = P_4 \cdot \frac{T_4 - \frac{\gamma}{\gamma - 1}}{T_3^*} \quad (I3.15)$$

Con esta  $P_3$  que acabamos de calcular, y mediante la ecuación I3.12 planteada al inicio, podemos calcular una  $T_3$  que comparándola con el valor supuesto  $T_3^*$  deben de coincidir. En el caso de que no cumplan la tolerancia marcada, al estar demasiado alejadas la una de la otra, se toma la nueva temperatura como valor de iteración, esto es:

$$T_3^* = T_3 \quad (I3.16)$$

Con el cálculo de las líneas de admisión y escape acabado, los parámetros de entrada a SiCiclo básicos quedarían completos. Nótese sin embargo el hecho de que, la línea de escape, se ha calculado con un valor supuesto de  $P_{EVO}$  y  $T_{EVO}$ . Antes de pasar a la optimización, se deberá realizar un bucle de iteraciones con el propio SiCiclo. Puesto que éste, en sus ficheros de resultados, almacena información sobre estas variables.

La clave radica, en que las variables en el EVO antes nombradas, son variables de apoyo en el cálculo según la metodología planteada, pero no son datos de entrada en SiCiclo. Esto indica, que cuando éste, en sus resultados, proporcione dichas variables, éstas provendrán de sus propios cálculos internos. El proceso, es relanzar continuamente SiCiclo, y realizar la lectura de estos resultados en el EVO. Si la iteración es correcta,  $P_{EVO}^*$  y  $T_{EVO}^*$ , supuestas en el proceso de iteración, coincidirán con las que SiCiclo proporciona. En caso contrario, se reemplazarán estas variables, por las existentes en los ficheros de resultados, y se recalculará la línea de escape. Se continúa el proceso hasta la convergencia de ambos términos.

Como se planteó en la introducción del capítulo actual, existen diversas maneras de utilizar la conjunción de ambos softwares. Principalmente, puesto que SiCiclo permite imponer algunos parámetros, o bien realizar automáticamente algunos cálculos para hallarlos. En concreto, las dos opciones valoradas en el documento se diferencian en la manera que se calculan los parámetros en el momento del cierre de la válvula de admisión. Se presentan a continuación ambas posibilidades. Bien de imponerlos (y cómo calcularlos), o bien de dejar que sea SiCiclo quien los calcule. Según se utilice una o la otra, el proceder en el cálculo de inputs, varía.

I3.6.3.4 SiCiclo configurado para la imposición de datos en el cierre de admisión

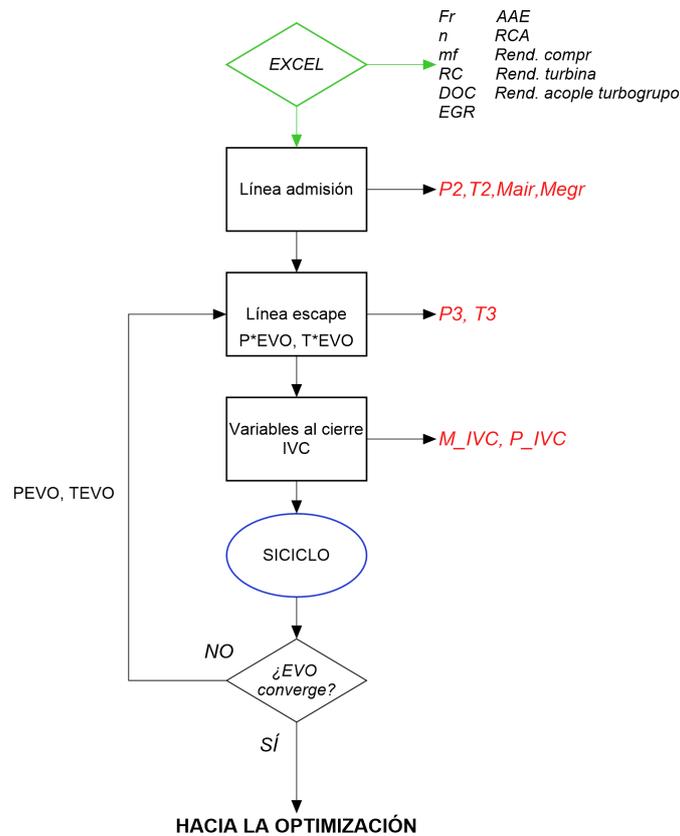


Figura I3.6: Esquema general del cálculo de los inputs. Caso de variables al cierre impuestas.

SiCiclo puede configurarse para tener un control sobre más variables. En este caso, se busca imponer las condiciones al cierre de admisión (IVC<sup>10</sup>). Con ello, se tienen múltiples ventajas. La principal, puesto que le damos mucha información a SiCiclo, éste no nos bloquea variables que vaya a necesitar para realizar cálculos, pudiendo pues tener un mayor dominio de variables por ejecución del mismo.

Para poder actuar de la manera expuesta, debe, sin embargo, de encontrarse una manera de realizar los cálculos de las variables en el IVC. Estas variables, tres en total, son:

1. Masa encerrada en el momento del cierre  $M_{IVC}$ .
2. Presión en el momento de cierre  $P_{IVC}$ .
3. Temperatura en el cierre  $T_{IVC}$ .

de las cuales, SiCiclo sólo deja introducir dos, ya que la restante se calcula con la combinación de éstas. Se elige pasar a SiCiclo la presión y la masa al cierre.

Puesto que estas variables deben estar actualizadas en cada relanzamiento de SiCiclo, el lugar en el que deben calcularse es justo después de los cálculos de la línea de escape, esto es, tras la aplicación de la ecuación I3.16. Cuando se sale de esa ecuación, se tiene la combinación correcta

<sup>10</sup>De sus siglas en inglés *Intake Valve Closing*.

de presión/temperatura en el escape para cada iteración del EVO anteriormente explicada. Con esta presión y temperatura (punto 3), se calcula, según el procedimiento siguiente, las condiciones en el cierre de admisión.

La masa encerrada en el IVC, puede calcularse teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{IVC} = (\dot{m}_{AIR} + \dot{m}_{EGR}) + \dot{m}_{res} \implies \dot{m}_{IVC} = \dot{m}_{adm} + \dot{m}_{res} \quad (I3.17)$$

Siendo  $\dot{m}_{res}$  la cantidad de residuales que quedan en el cilindro tras la carrera de escape. Para poder resolver I3.17, se necesita conocer precisamente estos. Para ello, se recurre a la ecuación de los gases ideales.

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (I3.18)$$

Aplicando esta ecuación al cilindro en el momento del cierre del escape<sup>11</sup> (momento en el que los gases que quedan, ya no podrán salir), podemos asumir que:

- La presión y temperatura que habrá en ese momento, no distarán en cuantía de las existentes en el punto 3, ya que estamos al final de la carrera de escape.
- El volumen se asume como el volumen de la cámara de combustión ( $V_{cc}$ ), esto es, cuando el pistón se ubica en el PMS.

Con presión, volumen, y temperatura definidos, es posible el cálculo de la masa, según I3.18. Aplicando entonces la ecuación I3.17, se conoce la masa total existente en el cilindro en el momento en que este cerrado.

Para conocer la presión en este momento, se utiliza de nuevo la ecuación I3.18. Esta vez, el volumen y la temperatura son desconocidos. Sin embargo, son a su vez, calculables. En primer lugar puede calcularse el volumen de una manera sencilla.

Si no existiese un retraso en el cierre de la admisión, este volumen sería el del cilindro en el PMI, por lo que el volumen sería simplemente:

$$V_{IVC} = V_d + V_{cc} \quad (I3.19)$$

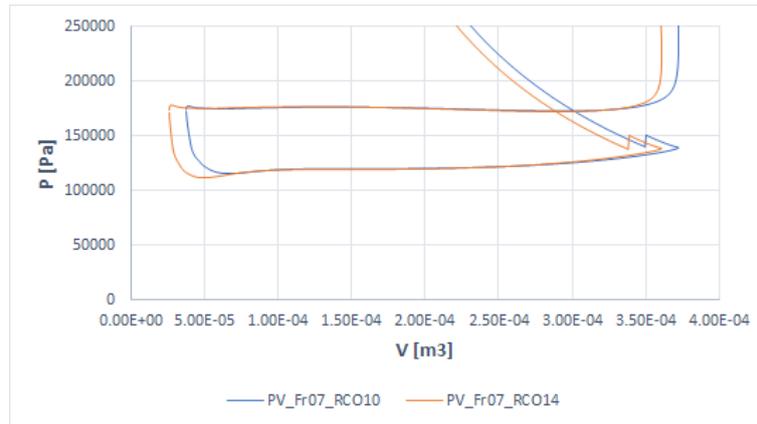
Sin embargo, como precisamente, el juego con las cotas de distribución es uno de los objetivos del presente documento, al tratar de optimizar también los mismos, sería un error la consideración del volumen fijo para todo ángulo de IVC que se use. En el *CMT-Motores Térmicos* se realizó el análisis cinemático del mecanismo pistón-biela-manivela-cigüeñal, llegándose a una ecuación que determina el volumen del cilindro en cualquier posición del pistón:

$$V_{IVC} = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot (x + x_0) \quad (I3.20)$$

donde:

- $x$  es la posición del pistón con respecto del PMI.

<sup>11</sup>En este documento como EVC de *Exhaust Valve Closing*.



**Figura I3.7:** Lazos de bombeo con discontinuidad en el cierre de admisión.

- $x_0$  es la altura de la cámara de combustión.

Esta ecuación puede encontrarse en *Payri, Desantes y col.* [1].

Queda así definido el volumen del cilindro en el momento que cierra la admisión, y sólo queda el cálculo de la temperatura en ese punto para poder hallar la presión. Para poder calcular ésta, se decide realizar un balance entálpico entre la entrada de aire y los residuales de la manera siguiente:

$$\dot{m}_{IVC} \cdot C_{p_{air}} \cdot T_{IVC} = \dot{m}_{adm} \cdot C_{p_{air}} \cdot T_2 + \dot{m}_{res} \cdot C_{p_{exh}} \cdot T_3 \quad (I3.21)$$

donde todo es conocido excepto la propia incógnita.

De esta manera finaliza el cálculo de inputs hacia SiCiclo por el método de la imposición de los cálculos al cierre. En la Figura I3.6 se realiza un resumen de esta metodología, para reafirmar las ideas.

Esta metodología, fue la primera tenida en cuenta. Sus amplias posibilidades de control de variables, así como su sencillez, la convertían en idónea tanto en velocidad de computación, como en regulación. Sin embargo, una vez terminada, los resultados que se obtenían, tenían diversas peculiaridades.

No puede olvidarse, que en el cálculo de las variables en el IVC, se han asumido hipótesis y simplificaciones. Esto conducía a que, en el cierre, las variables no encajaran a la perfección con lo que SiCiclo podría esperar. El resultado de la anterior afirmación eran diversos saltos en el diagrama de presión, masa o temperatura, justo en ese momento. En la Figura I3.7 pueden verse dos lazos de bombeo, en el que en el momento del cierre de admisión, existe un salto. Esto es debido a que SiCiclo está realizando sus cálculos, y cuando espera el valor de la presión en el cierre, ésta no coincide con la que debiese haber.

Si bien los saltos discontinuos no eran grandes, y los resultados finales obtenidos eran coherentes, esto alejaba esta manera de cálculo del rigor y la exactitud buscada, por lo que se decide implementar un nuevo método.

13.6.3.5 SiCiclo configurado para el cálculo cuasiestacionario de cierre de admisión

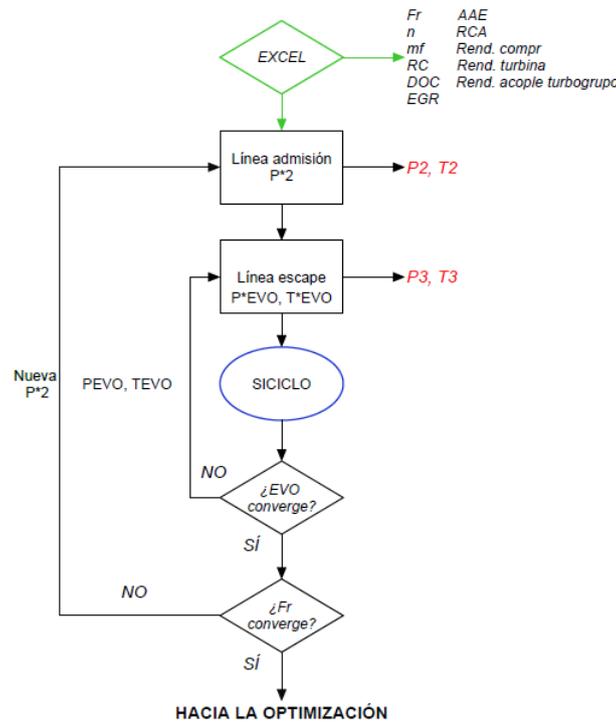


Figura I3.8: Esquema general del cálculo de los inputs. Caso de variables al cierre calculadas en SiCiclo.

De manera alternativa a lo presentado anteriormente, existe la posibilidad de que SiCiclo calcule de manera cuasiestacionaria estas variables, es decir, que plantee cómo tiene lugar el proceso de renovación de la carga, en función de las presiones de admisión y escape, así como de las secciones de las válvulas. Trabajar de esta manera presenta multitud de ventajas, como la reducción de cálculos de variables de entrada necesarias, o la mayor coherencia y consistencia entre variables, pues no olvidemos que algunos de los métodos de cálculo anteriormente expuestos, se basan en hipótesis y simplificaciones.

No obstante, es también cierto el hecho de que, para otorgar a SiCiclo la potestad de cálculo de estas variables, éste necesita bloquear alguno de nuestros grados de libertad. Con estos, realizará cálculos, y podrá obtener todas las variables. Lamentablemente, una de las casillas que bloquea, para el cálculo de la masa encerrada en el cilindro tras el cierre de la válvula admisión, es la del gasto másico de aire. Esta casilla, es sumamente importante, pues definiendo la misma y el gasto másico de combustible, controlamos el dosado de la mezcla. Puesto que el dosado es de alta importancia en el análisis de optimización, es necesario encontrar una metodología que sea capaz de implementar cálculos cuasiestacionarios, y de esa manera, gozar de las ventajas ya dichas; pero también, controlar el dosado de operación en cada ensayo.

La metodología adoptada en este caso, se basa en la modificación de la presión de admisión. Ésta, controla también el gasto másico de aire entrante y, modificándola, podrá por ende, adaptarse el dosado.

La fase de cálculo de inputs, es entonces igual, excepto por el hecho de que ya no es necesaria la etapa de cálculo de variables al cierre. El cambio radica pues, en que existirá un bucle global, que

encierre a todo el cálculo de inputs, de manera que, cuando éste ya esté listo para la supuesta optimización, se compruebe si el dosado relativo de la mezcla, está en un rango de tolerancia dado, igual al especificado en el Excel. En caso contrario, se modificará la presión de admisión de la manera adecuada, y se recalculará hasta la convergencia del mismo. En la Figura I3.8 puede verse el nuevo proceso de manera gráfica.

Cabe también comentar el hecho de que, los cálculos en admisión se realizaban por defecto según el gasto másico resultado de I3.1. Para mantener una mayor coherencia en el método, esto sólo será utilizado en una primera iteración. A partir de las siguientes, cuando la presión de admisión se vaya modificando, se tomará como gasto másico para el cálculo de pérdidas de carga en elementos, el que proporciona SiCiclo en la iteración  $t_{i-1}$ .

#### ***I3.6.4 Rutina de análisis de resultados***

Puesto que SiCiclo es un software de simulación de ciclos de combustión, presenta la carencia, como ya se ha comentado, de no conocer qué sucede a su alrededor. Por lo tanto, los resultados que éste proporciona, serán únicamente parámetros indicados. Esto indica, que no tendrá en cuenta las pérdidas por fricción en los elementos, tampoco pérdidas en la bomba de lubricante, etc. Puesto que la intención de la optimización que se intenta llevar a cabo, es de mayor entidad, deben pues de calcularse los parámetros efectivos del motor.

Las pérdidas mecánicas del motor se calculan a partir de datos experimentales que el grupo *Renault-Francia Automóviles* envía. Al provenir de las pérdidas del motor original, en funcionamiento, ya vienen contemplados los efectos de bombas de aceite, rozamientos con árboles de levas, por fricción, etc. Esto significa que es el único término que separa la presión media indicada neta ( $pmi$ ), de la presión media efectiva ( $pme$ ) buscada. Puesto que las pérdidas observadas de manera experimental, corresponden a puntos discretos, cobra mucho sentido el realizar una correlación para poder predecir las mismas, en el caso de trabajar a diferente punto de funcionamiento. Siguiendo la teoría, las pérdidas por fricción, son función principal del régimen de giro del motor, y del grado de carga del mismo.

En la Figura I3.9 puede verse graficada la información experimental recibida. Nótese que en el eje de abscisas, no se ha colocado como tal, la propia  $pmi$ , para no confundir. Sin embargo, avanzar en este eje, representa aumentar ésta. En diferentes colores, están representados los puntos discretos obtenidos de cada régimen. Puede verse directamente, la mayor influencia del cambio del régimen, que de la  $pmi$ . Cambiando sólo de régimen, esto es, avanzando en vertical por la nube de puntos, puede verse cómo las pérdidas por fricción llegan casi a cuadruplicarse, mientras que avanzando sólo en horizontal, no logran tan siquiera a duplicarse.

Se realiza una correlación entre sendas entradas ( $pmi$  y  $n$ ) y la salida ( $pmf$ ) y se obtiene la siguiente ecuación mediante técnicas de regresión no lineal.

$$pmf = 0,615003 - 0,000077674 \cdot n + 0,0000000389469 \cdot n^2 + 0,0238135 \cdot pmi + 0,000429503 \cdot pmi^2 \quad (I3.22)$$

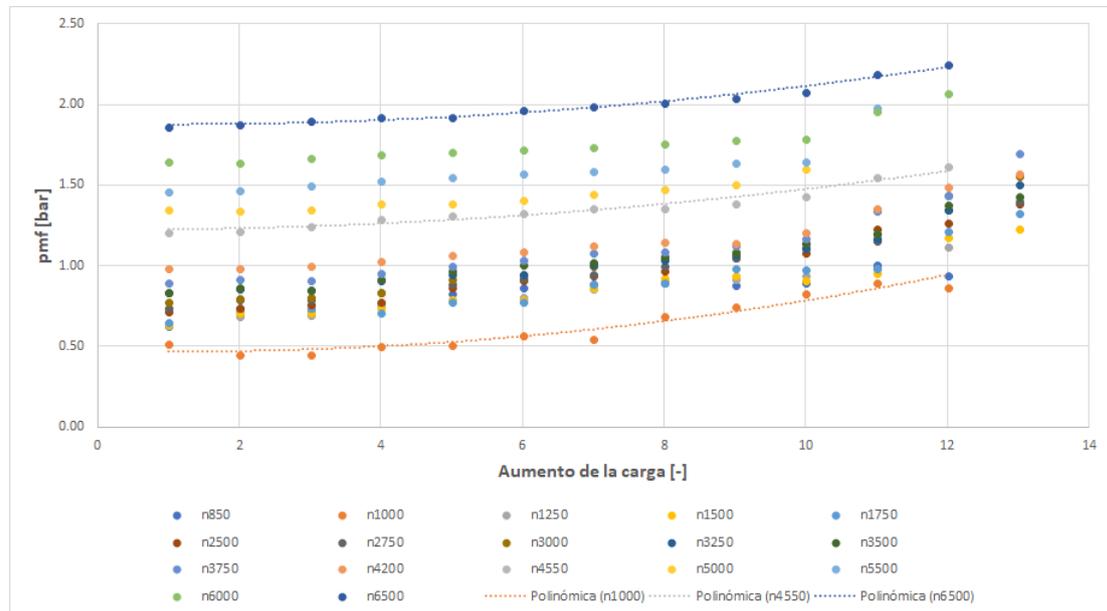


Figura I3.9: Pérdidas de fricción.

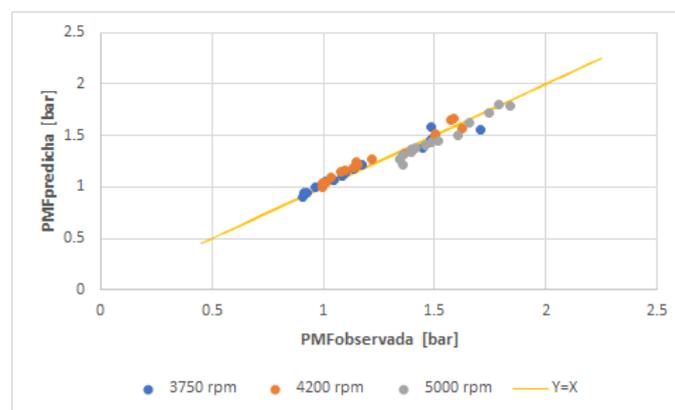


Figura I3.10: Bondad del ajuste en el entorno de los regímenes de estudio.

Para validar la bondad del ajuste, se realiza un análisis de pérdidas observadas, respecto de pérdidas predichas. Éste puede observarse en la Figura I3.10. El valor de  $R^2$  que presenta el ajuste es del 97.34%. Estos resultados se toman como aceptables para el caso de estudio.

Con las pérdidas mecánicas conocidas, ya puede realizarse toda la rutina de cálculo de nuevos resultados de parámetros efectivos a partir de los indicados, resultado de SiCiclo. El proceso, sigue las ecuaciones expuestas en el capítulo de *Marco Teórico*, concretamente en la sección 2.4.4 *Parámetros efectivos*.

### ***I3.6.5 Implementación de la optimización***

En el siguiente capítulo se expondrá el desarrollo del método de optimización del rendimiento efectivo calculado según la ecuación I2.18. Para optimizarlo, se utilizará un parámetro de los posibles, que se tenga como grado de libertad. Existen diversos candidatos, por lo que en las páginas siguientes se definirá cuál es el escogido, los motivos, y la manera de proceder con el mismo.

#### *I3.6.5.1 Ideas básicas del proceso de optimización.*

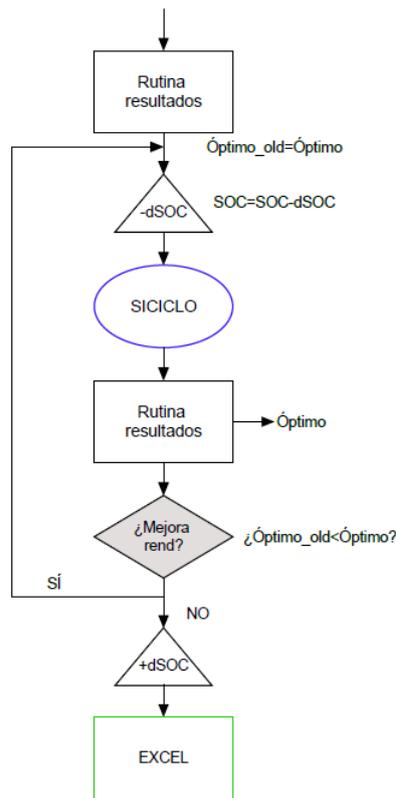
Se escoge uno de los grados de libertad del motor, para que Matlab, de manera implícita en la rutina, lo optimice, mejorando el rendimiento efectivo. Se entiende como grado de libertad del motor, todo aquel parámetro, que su variación esté considerada o permitida. Así, por ejemplo, no sería interesante tomar como grado de libertad a optimizar, el diámetro de los pistones del motor. Debido principalmente a que, el motor, será el mismo para todo caso estudiado. Contrariamente a lo que sucede con el diámetro, sí sería interesante optimizar de manera automática, cualquiera de los parámetros que el usuario introduce desde Excel. La relación de compresión por ejemplo, sería un buen ejemplo. Para cada configuración de caso, resultado de Matlab, se tendría la RC que consigue el mejor rendimiento alcanzable mediante la variación de ésta, únicamente.

Cobra sentido escoger, sin embargo, como parámetro a optimizar, el encendido de la mezcla. Controlado por la bujía, variando el inicio de la combustión, podemos variar el rendimiento de la misma, resultando también en una variación del rendimiento efectivo. Además, es un parámetro fácilmente variable de manera electrónica desde la ECU<sup>12</sup> del motor. Otros parámetros, no permitirán en un futuro, su cambio de una manera tan sencilla. Así, el SOC, controlado por la bujía, será el parámetro que optimice Matlab.

De manera general, el avance del encendido mejora el rendimiento. Por esto, como idea básica, será necesario crear una variación de SOC en avance, y ejecutar SiCiclo hasta hallar el óptimo valor del mismo. En el proceso de desarrollo de la metodología de optimización del SOC, se han seguido diversos caminos que se presentan en las páginas siguientes.

---

<sup>12</sup>Engine Cental Unit.



**Figura I3.11:** Flujo de información en el caso de aproximación mediante paso fijo.

### I3.6.5.2 Aproximación al óptimo con paso fijo

En primera instancia, se propone una aproximación al encendido que garantiza mayor rendimiento mediante paso fijo. Para ello, el funcionamiento de la optimización en la rutina es el siguiente.

De los pasos anteriores de la rutina, llegan los inputs correctos para cada caso. Estos quedan fijos. Se da entonces un valor inicial de SOC, y se ejecuta SiCiclo. Se pasa de nuevo por la rutina de cálculo de parámetros efectivos y se obtiene el rendimiento efectivo. Una vez ahí, se archivan estos datos, y se avanza el encendido en una cantidad que se denominará  $dSOC$ . Se realiza de nuevo todo el proceso, y entonces se comparan el rendimiento de la iteración  $i_n$  y el de la iteración  $i_{n-1}$ . En el caso de que el nuevo rendimiento sea mayor al anterior, se vuelve a avanzar el encendido. En el momento en que esto no suceda, se sale del bucle de iteración de avance, y se retrasa la combustión esa cantidad fijada<sup>13</sup>. En estos momentos, la rutina finalizaría, y los datos de interés se escriben en un Excel para poder realizar el análisis de resultados. La Figura I3.11 presenta el flujo de información que se sigue en el proceder de la rutina, mientras que la Figura I3.12 muestra cómo se comportaría sobre una curva de rendimiento.

<sup>13</sup>Nótese que la salida del bucle se debe a que la nueva iteración presenta rendimiento inferior a la anterior, por lo que hay que volver a ésta.

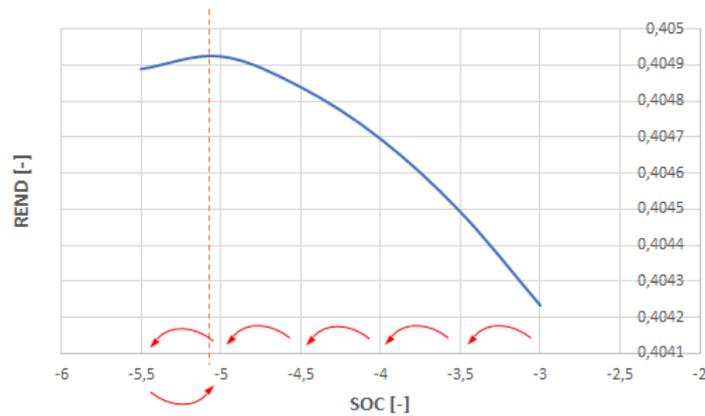


Figura I3.12: Esquema de comportamiento con paso fijo.

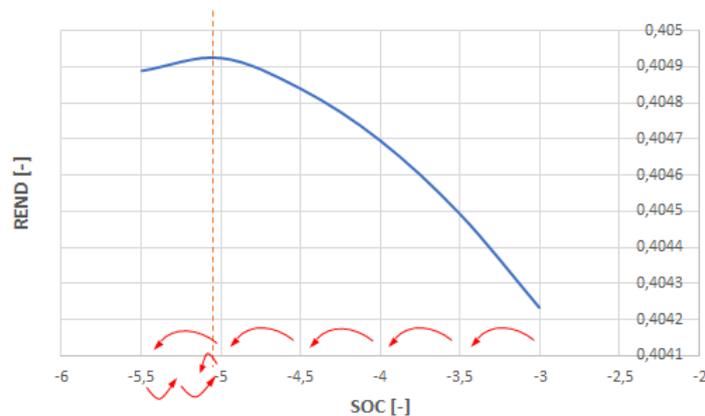


Figura I3.13: Esquema de comportamiento con paso variable.

### I3.6.5.3 Aproximación al óptimo con paso variable

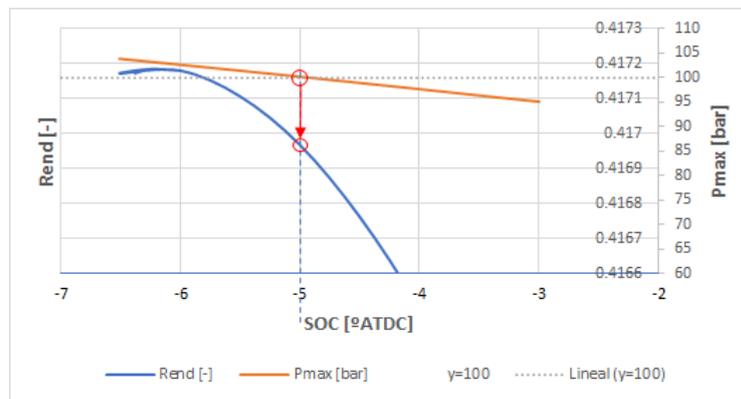
Con el objetivo de afinar el cálculo del óptimo de encendido, se desarrolla otra vía de aproximación. Este método busca *encerrar* este máximo y aproximarse a él lo máximo posible. Para ello, se configuran los dSOC de manera que, cuando sea necesario, éste cambie de dirección y además, reduzca su tamaño. Es por esto que estamos ante un paso de aproximación al óptimo de una función discreta mediante paso variable. La forma parabólica de la curva de rendimiento permite que este método sea realizable, manteniéndose sencillo.

El proceder se basa, como se ha comentado, en encerrar este óptimo. La figura I3.13 muestra este hecho, donde puede apreciarse la diferencia con respecto al comportamiento que se tenía con paso fijo. Este comportamiento se materializa cambiando el signo del paso del avance del encendido cada vez que el rendimiento disminuye, además de -en este caso-, dividir el valor de dicho paso por dos. De esta manera, siempre que el rendimiento nuevo sea superior al anterior, el dSOC avanzará con un paso de valor fijo. Cuando suceda el caso contrario, será debido a un paso por el máximo de la curva, por lo que, se cambiará el signo del paso del avance y se seguirá la dirección de dicho máximo, en todo momento. La manera de salir de la iteración, es determinar un mínimo de dSOC. Cuando éste sea lo suficientemente pequeño, significará que el óptimo está cerca, por lo que, podrá considerarse como el máximo de la curva.

#### I3.6.5.4 Aplicación del efecto de la limitación de presión

El avance de la combustión, aumenta la presión máxima en cilindro, en los rangos que se está estudiando. A pesar de que se está tratando con una modelización de la realidad, no pueden olvidarse los problemas de ésta. Los materiales no pueden soportar presiones infinitas, y estos se ven limitados a un valor de seguridad concreto. Es útil entonces, modificar el proceso de optimización para poder asegurar que la presión máxima alcanzada en cilindro, no aumenta por encima de un límite dado, marcado por el usuario.

La limitación de presión, conlleva limitaciones en el óptimo alcanzable. En la Figura I3.14 se muestra una gráfica con evolución de presión máxima en cilindro, y rendimiento. Esta gráfica proviene de un caso en el que la presión no está limitada. En cambio, si suponemos que la presión limitante, son 100 bares, y trazamos una horizontal por ese valor, sucede lo visible en la imagen. El máximo valor de rendimiento efectivo alcanzable, es menor que el óptimo en el caso de presión no limitada. Esto se debe al hecho de que, el avance de la combustión queda limitado a un valor más retrasado que en el caso del SOC óptimo. La manera de afrontar la



**Figura I3.14:** Máximo avance posible debido al efecto de la limitación de presión.

limitación de presión es similar al caso de la optimización del rendimiento. Puesto que ambas situaciones deben realizarse a la vez, la rutina deberá de ser capaz de reconocer cuándo el óptimo está limitado por la presión, y proceder de la manera adecuada. Mientras la presión máxima no supere el límite establecido, la rutina se comporta como en el caso anterior. Así, si el usuario decide hacer un estudio sin límite de presión, no habrá ningún tipo de cambio. En el caso de que, llegado el momento, y en aproximación al máximo de la curva, suceda lo mostrado en la Figura I3.14, la rutina cambia su manera de proceder. En este cambio, existen dos maneras equivalentes a las explicadas respecto a la búsqueda del máximo de rendimiento. O bien, una vez se sobrepasa la presión máxima, se vuelve al paso anterior, y se toma éste como óptimo alcanzable; o bien se busca encerrar la presión máxima para acercarse lo máximo a la misma.

Intentar acorralar la presión máxima no es tan sencillo debido al hecho de que la curva no es de tipo parabólico con un máximo en el límite de presión. Al tratarse de una función cuasi lineal, la condición de cambiar el sentido y paso de avance cuando se supere el límite, sólo funciona bien en un sentido. Esto es debido a que, una vez se vuelva a la situación de presión máxima menor al límite, no está considerado el cambio de sentido y paso de nuevo, favoreciendo al avance esta vez. Para que dicho efecto sí se considere, debemos de definir una variable que nos indique

cuándo se ha cruzado el límite, bien sea en sentido ascendente en la recta, bien sea en sentido descendente. Esta variable puede definirse como:

$$signo = (Pmax_{new} - Plim) \cdot (Pmax_{old} - Plim) \quad (I3.23)$$

Por lo que también es necesario almacenar la información de la iteración anterior en términos de presión máxima en cilindro, como se hacía con el rendimiento. De esta manera, cuando las dos estén por debajo o por arriba del límite, el signo será positivo, y no será necesario la alteración del dSOC. Cuando *signo*, se convierta en negativo, será debido a la existencia de cruce por el límite, y deberemos invertir el sentido del paso.

En el caso de presentar limitación de presión, debido a la forma de la curva de rendimiento, puede decirse que el óptimo alcanzable, siempre estará justo en el valor de la presión máxima asumible, esto es, la limitante. Es por esto, que presenta mucha utilidad el realizar este tipo de acercamiento, a pesar del obvio incremento existente en el tiempo de computación.

Con este proceso, queda definido por completo la rutina de automatización. Se busca, sin embargo, en la sección siguiente, el aumento de coherencia y consistencia del método de optimización, para poner, ahora sí, el broche final al mismo.

#### *I3.6.5.5 Inclusión del efecto del cambio del SOC sobre los inputs.*

Tal y como se comentó al inicio del capítulo del desarrollo de la automatización, una vez llegado al punto de optimizar, los inputs calculados en pasos anteriores quedaban fijados. De esa manera, únicamente quedaba el variar la posición angular de encendido, para la búsqueda de el óptimo alcanzable. No obstante, el cambio de la posición del inicio de la combustión afecta a diversos parámetros, como la temperatura y presión de escape, temperaturas y presiones en el EVO, etc. Obviamente, proceder de la manera anterior, no tendría el máximo rigor posible, por lo que debe añadirse lo siguiente.

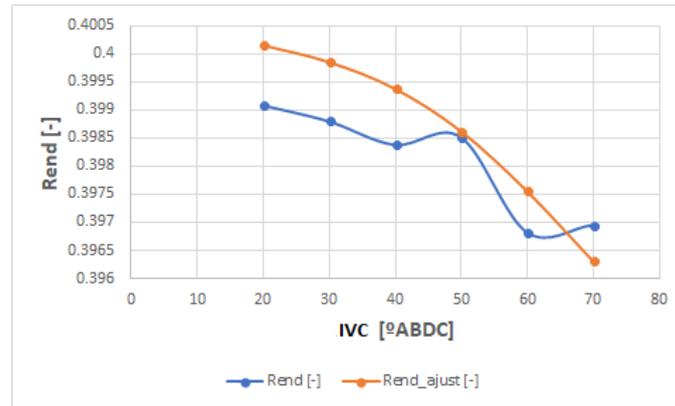
Para aumentar la consistencia del método, quedarán como fijos para toda iteración, las variables que dependen de la línea de admisión. Las que dependen de la línea de escape, si se recuerda, para la convergencia de las mismas se realizaba la iteración con SiCiclo y comparación de presión/temperatura en el EVO<sup>14</sup>. De igual manera se realizará ahora. Se incluirá este bucle iterativo para cada cambio de SOC. Así se tendrá la certeza de que el cálculo con el nuevo encendido se ha realizado con los inputs correctos, y por ende, dará los outputs de igual manera.

## **I3.7 Rutina definitiva utilizada**

En este apartado se mostrará la rutina que finalmente se decide utilizar como herramienta para la obtención de resultados. Para ello, se debe elegir entre la opción de habilitar cálculos cuasiestacionarios, o bien imponerlos. También, en los apartados de optimización, se dilucidará si es mejor opción alargar el tiempo de computación avanzando con pasos variables y tolerancias de salidas de bucle exigentes; o bien si los resultados son aceptables con tolerancias grandes, y aproximaciones con paso fijo.

---

<sup>14</sup>Veáse la Figura I3.8.



**Figura I3.15:** En azul, tendencia con tolerancia poco rígida. En naranja, tolerancias exigentes.

### I3.7.1 Elección entre las posibles alternativas

De manera definitiva, como ya se dijo, se usará y se configurará SiCiclo, para que realice cálculos cuasiestacionarios. Esto implica, que deberá implementarse el bucle de iterativo con la presión de admisión, para poder tener control del gasto de aire que circula, y por ende el dosado de la mezcla. Con esta configuración se incrementa el tiempo de computación al necesitar mayor número de iteraciones, pues ahora se añaden las anteriormente comentadas.

Teniendo en cuenta los inconvenientes de esta metodología de cálculo, debía tomarse una decisión de compromiso. Puesto que, es importante que el método se mantenga consistente, la existencia de escalones en el ciclo indicado, con el método de imposición de variables al cierre, no era buen síntoma. Por este motivo, se decide permitir a SiCiclo el cálculo de estas variables, a pesar de ganar dificultad en términos de rutina de Matlab (son necesarios un mayor número de bucles) y perder velocidad de computación.

En términos de tolerancias de salidas de bucle, se opta por rigidizarlas en alta cantidad. Así, por ejemplo, la condición de salida de iteración con la temperatura del EVO, exige que entre la nueva, y la anterior, no exista una diferencia mayor de 0.15K. A pesar de ser condiciones muy estrictas, ha de tenerse en cuenta que, en el proceso de optimización van a realizarse barridos de variables que no afectan de manera tan significativa sobre el rendimiento como sí pueden hacerlo el cambio de dosado o de relación de compresión. Cuando se juega con las cotas de distribución, o se hace un barrido con diferentes tasas de dilución con EGR, el rendimiento cambiará, pero no de una manera brusca. Para poder entonces vislumbrar los cambios, y definir las tendencias de manera correcta, es necesario exigir alta precisión en las iteraciones con SiCiclo. En la Figura I3.15 puede verse un ejemplo. Éste se da cuando se realiza un barrido de retraso en el cierre de admisión. De manera clara, se nota un desajuste en las tendencias, las tolerancias no son lo suficientemente pequeñas. La tendencia en azul se debía, en concreto, a la tolerancia en el bucle iterativo con el EVO, que exigía una diferencia como máximo de 50K.

La rutina definitiva utilizada, separada en varios *scripts*, puede encontrarse en el Anexo III.1.1.

### 13.7.2 Configuración del caso de referencia en SiCiclo

Como se comentó en páginas anteriores, el caso de referencia es el ensayo en SiCiclo que Matlab toma, clona, y copia en las nuevas carpetas creada para cada ensayo nuevo a realizar. Se especificó en ese momento el hecho de que, puesto que éste estaba presente en todos los ensayos, convenía, que todos aquellos parámetros que no se fuesen a variar entre ensayos, estuviesen bien configurados en éste. De esa manera, al copiar sus archivos a las nuevas carpetas, la rutina de Matlab tan sólo modifica los parámetros que deben ser modificados, y no se preocupa de aquellos invariables, pues al ser copiados del ensayo de referencia, ya estarán bien configurados. Entre algunos de estos parámetros se tienen, la geometría, el material del motor, las leyes de levantamiento de válvulas y la masa de diferentes partes del motor, por ejemplo. En esta sección se configurarán estos mismos, para que el caso de referencia quede perfectamente configurado.

#### 13.7.2.1 Configuración general del motor

CARACTERÍSTICA	VALOR	UNIDADES
Diámetro	72.2	mm
Carrera	81.2	mm
Long. Biela	128.0	mm
Masa Biela	469.0	g
Long. Manivela	41.0	mm
Masa pistón+segmentos+eje del pistón	275.0	g
Válvulas admisión	2	unidades
Válvulas escape	2	unidades

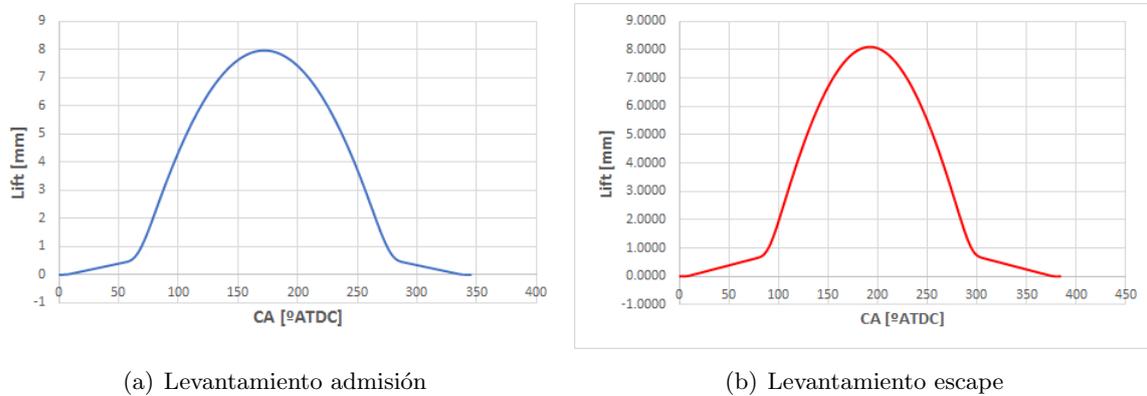
**Tabla I3.2:** Configuración básica del motor.

El motor, en SiCiclo, queda configurado según la Tabla I3.2. Los datos expuestos en la misma son datos aportados por el grupo *Renault-Francia Automóviles* sobre el motor tricilíndrico real. Todos, son incluidos en el ensayo de referencia.

#### 13.7.2.2 Leyes de levantamiento de válvulas.

Información adicional que llega del motor real, es la ley de levantamiento de válvulas de admisión y escape. Con el conocimiento de éstas, se tienen datos del perfil de levantamiento que tienen las válvulas con respecto a los grados de cigüeñal. El grupo *CMT-Motores Térmicos*, recibe un archivo Excel con discretizaciones del ciclo, dando valores de incremento de ángulo de cigüeñal, y de levantamiento en mm de las válvulas. SiCiclo, presenta una manera particular de introducir los valores para definir la ley de levantamiento de válvulas, pues ésta debe definirse con tan sólo veinte valores. A diferencia de esto, el Excel enviado, tiene un valor de discretización mucho más alta, por lo que deberá de definirse la misma curva con tan sólo veinte puntos. En la Figura I3.16, pueden verse los perfiles de levantamiento. Además de esa información, se reciben las cotas de distribución que se utilizan en el motor actualmente. Éstas, serán objeto de estudio en el proceso de optimización, pero ahora, son de utilidad para cuadrar las leyes de levantamiento. Como puede verse en la figura, el eje de abscisas, no presenta en estos momentos un eje común,

ya que éste está particularizado para el momento en el que las válvulas comienzan a abrirse. Con la información de las cotas de distribución, podremos situar estas curvas en la posición del ángulo de cigüeñal correspondiente. Cabe comentar, sin embargo, que la válvula se considera abierta en un punto dado de las pendientes lineales que ambas válvulas presentan en su perfil de levantamiento. Estas pendientes, son realizadas a propósito para tratar de disminuir diferencias de apertura cuando el motor trabaja en frío, o en caliente. Las diferencias de temperatura, hacen dilatarse o contraerse a la válvula, presentando ésta un juego con respecto del empujador. Se trabaja habitualmente en un punto nominal, donde se dice que la válvula se considera abierta. Toda la información se presenta en la Tabla I3.3. Se considera un juego de válvula nominal, por ejemplo, de 0.3 mm. Entonces, el IVO y el IVC ocurren cuando se tiene ese valor en la gráfica. La misma situación con el escape, pero con un juego de 0.2mm<sup>15</sup>. Con esta información es posible el interpolar la curva para la introducción de datos en SiCiclo.

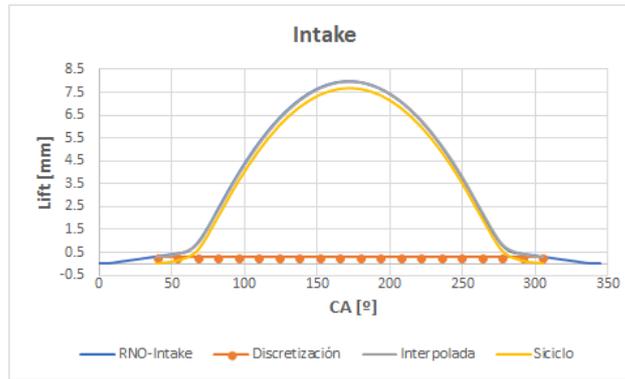


**Figura I3.16:** Leyes de levantamiento de válvulas.

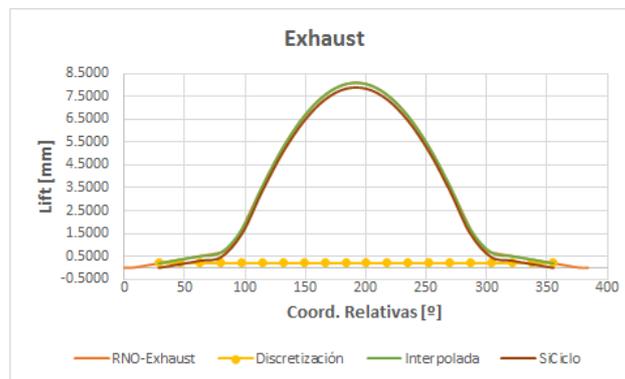
En primer lugar, se pasa la información disponible en coordenadas angulares globales, a las relativas de cada levantamiento. Para ello, se calcula en cada discretización relativa el máximo punto de levantamiento. Para obtener el punto de apertura y cierre en coordenadas relativas, se calcula con los datos de la tabla I3.3 el intervalo angular en el que las válvulas están abiertas. La apertura se encontrará en el máximo de la curva, menos la mitad de ese intervalo. El cierre, el máximo más la mitad del mismo. Si la información es correcta, para el valor angular de apertura y cierre, nos debe de dar el levantamiento nominal. Estos cálculos quedan recogidos en la Tabla I3.4, con los que, teniendo los valores relativos, se puede realizar una discretización angular en veinte unidades entre ese intervalo de Admisión y Cierre. Una vez se tiene esta discretización, no queda más que interpolar los datos originales, para conocer la apertura el nuevos ángulos discretizados. Una vez se obtiene la curva interpolada, como ésta empieza siempre en el valor de la apertura nominal, esto es el valor del juego, se realiza una traslación del eje de ordenadas, para que la apertura comience en cero milímetros de desplazamiento, como debe de hacerlo.

El resultado de las anteriores operaciones se ve plasmado en la Figura I3.17. En ella, pueden observarse las curvas originales, la interpolación entre apertura y cierre y el desplazamiento de la curva para eliminar el efecto del juego. Por otro lado, si se deshace el cambio de eje de abscisas (ahora mismo en relativas a cada curva), y se lleva a un ciclo global de cigüeñal, estando los

<sup>15</sup>Es posible que la información enviada contenga algún error, pues habitualmente en el escape existe un juego mayor debido a sus mayores temperaturas.



(a) Curvas en admisión



(b) Curvas en escape

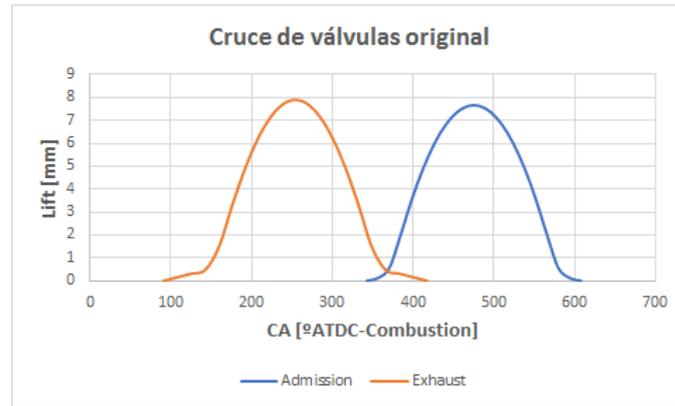
**Figura I3.17:** Resultado de las transformaciones y curvas para SiCiclo.

cero grados en el PMS de combustión, puede verse el cruce de válvulas actual del motor. Esto, está plasmado en la Figura I3.18.

Queda definida de esta manera la distribución en SiCiclo. Se han conseguido los veinte puntos discretizados, que definen las curvas originales de levantamiento, enviadas por el grupo *Renault-Francia Automóviles*. Como se ha comentado, algunos de estos parámetros (el retraso en el cierre de la admisión, y el avance en la apertura de escape), pueden estar sujetos a cambios en el proceso de optimización del rendimiento.

SITUACIÓN	POSICIÓN	UNIDADES	JUEGO
IVO	342.6	<sup>o</sup> global	0.3 mm
IVC	608.0	<sup>o</sup> global	0.3 mm
EVO	90.9	<sup>o</sup> global	0.2 mm
EVC	417.5	<sup>o</sup> global	0.2 mm

**Tabla I3.3:** Información de cotas de distribución.



**Figura I3.18:** Cruce de válvulas según las leyes de distribución actualmente impuestas.

SITUACIÓN	$\Delta L$	$\frac{\Delta L}{2}$	APERTURA	MÁXIMO	CIERRE
-	$^{\circ}$	$^{\circ}$	$^{\circ}$ relativo	$^{\circ}$ relativo	$^{\circ}$ relativo
ADMISIÓN	265.4	132.7	39.3	172	304.7
ESCAPE	326.6	163.3	28.7	192	355.3

**Tabla I3.4:** Cálculos de cotas relativas.

### I3.7.2.3 Combustible considerado y características básicas del aire.

El combustible que se considera, y por ende se suministra a SiCiclo, es la Gasolina RON 95. Una gasolina estándar y que es frecuentemente utilizada en el *CMT-Motores Térmicos*. Las características que SiCiclo demanda, y los valores introducidos a éste, son expresados en la Tabla I3.5.

Combustible	Relación H/C	Relación O/C	Densidad	Peso molec.
-	-	-	$kg/m^3$	$kJ/mol$
Gasolina RON 95	1.7843	0	820	210.7

**Tabla I3.5:** Características del combustible escogido.

Por parte del aire, las características que se especifican son más simples y de menor número, pues SiCiclo no requiere gran cantidad de datos de éste. Sin embargo, los requerimientos quedan también recogidos en la Tabla I3.6.

-	<b>Peso molec.</b>	<b>Fracción másica de <math>O_2</math></b>
-	$kJ/kmol$	p.u.
Aire	28.97	0.21

**Tabla I3.6:** Características del aire.

#### I3.7.2.4 Ley de combustión impuesta.

Para la definición de la ley de combustión que se dará en el interior de cilindro en cada ciclo simulado, se elige una Ley de Wiebe. La Ley de Wiebe, es una ecuación empírica que define, la manera en que el calor es liberado a lo largo del proceso de combustión. El resultado de dicha ecuación proporciona, entonces, la FQL (fracción de calor liberado), en el intervalo angular de duración de combustión. La expresión de la Ley es la siguiente:

$$FQL_{Wiebe} = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\alpha - SOC}{DOC} \right)^m \right] \quad (I3.24)$$

donde:

- $a$ , grado de completitud. Se tomará constante e igual a 6.908.
- $m$ , parámetro de forma de la Ley de Wiebe. Se toma constante de valor a 2.6 (en base a resultados experimentales disponibles).

La ecuación I3.24 puede encontrarse en *Payri, Desantes y col.* [1].

Con los valores especificados en el anterior párrafo se configura la Ley de Wiebe. También, según la ecuación I3.24, es necesario información del SOC y de la DOC. Ambos son parámetros sujetos a cambios en el proceso de optimización, por lo que los valores no se fijan aquí. Para la configuración del caso de referencia, sin embargo, se dan dos valores usuales, como son un inicio de la combustión localizada en  $-3^\circ$ [ATDC] y una duración de la combustión de valor  $25^\circ$  de cigüeñal.

Queda de esta manera, configurado SiCiclo. Todas las variables que impliquen nuevos datos de entrada por cada nuevo ensayo, no se han especificado, al no tener relevancia, pues estos se verán modificados con respecto al caso de referencia.

### 13.7.3 Configuración de la rutina de Matlab.

Para continuar con el proceso de configuración de la herramienta, se debe dar valores a todas las constantes que aparecen en la sección de *Cálculo de inputs*. Se busca entonces otorgar de valor numérico tanto a constantes de pérdidas de carga en elementos, como a las propias variables termodinámicas que hacen aparición a lo largo de la rutina.

#### 13.7.3.1 Valor de constantes

En la Tabla I3.7 aparecen todas aquellas constantes, necesarias en Matlab. Con el conocimiento de éstas, sumadas a los datos de entrada de Excel, es posible realizar los cálculos para enviar a SiCiclo la información necesaria de configuración del nuevo caso.

Constante	Valor	Unidades	Especificación
$i$	0.5	ciclos/revolución	-
$z$	3	cilindros	-
$AF_{st}$	14.6	-	Aire/Fuel estequiométrico
$PCI$	42800	kJ/(kg*K)	Poder Calorífico Inferior
$R$	287	J/(kg*K)	Constante gases ideales
$\gamma_{air}$	1.4	-	Coefficiente adiabático
$\gamma_{exh}$	1.35	-	Coefficiente adiabático
$Cp_{air}$	1004.5	J/(kg*K)	-
$Cv_{air}$	717.5	J/(kg*K)	-
$Cp_{exh}$	1107.0	J/(kg*K)	-
$Cv_{exh}$	820.0	J/(kg*K)	-
$P_{amb}$	1.0	bar	Presión ambiente
$T_{amb}$	298	K	Temperatura ambiente
$Y_{O_2}$	0.21	por unidad	Fracción másica de oxígeno

**Tabla I3.7:** Constantes implementadas en Matlab.

#### 13.7.3.2 Calibración de las pérdidas de carga en elementos.

Puesto que las pérdidas de carga no son constantes en toda la cartografía del motor, sino que dependen del punto de funcionamiento, es necesario el calibrado de éstas en uno de ellos.

El grupo *Renault-Francia Automóviles*, informa de la estimación de pérdidas en el punto de funcionamiento especificado en la Tabla I3.8. Como puede verse, es un punto de bajo dosado relativo, con lo que, teniendo en cuenta que los puntos de funcionamiento se definen con  $\dot{m}_f$  y  $n$ , éste es un caso de mucha entrada de aire. Además, es un punto de alta carga, y alto régimen. Haciendo uso de esta información, se extraerán los valores estimados de constantes de pérdidas de carga en elementos, para poder comenzar con el cálculo del bucle de aire. Cabe comentar, que este procedimiento es externo a la rutina que se quiere elaborar, y tan sólo se realiza una vez, a modo de calibración del modelo.

Se imponen unas constantes de pérdidas de carga, de valor igual a estimaciones realizadas en otros motores, y se simula el punto de funcionamiento expresado en la Tabla I3.8. Las pérdidas de

$\dot{m}_f$	n	$F_r$	$\Delta P_{AF}$	$\Delta P_{INT}$	$\Delta P_{EL}$
mg/cc	rpm	-	mbar	mbar	mbar
23.365	4000	0.5	40	30	200

**Tabla I3.8:** Configuración de pérdidas estimadas.

CASO	$K_{AF}$	$\Delta P_{AF}$	$K_{INT}$	$\Delta P_{INT}$	$K_{EL}$	$\Delta P_{EL}$
-	$bar \cdot (\frac{h}{kg})^2$	mbar	$bar \cdot (\frac{h}{kg})^2$	mbar	$bar \cdot (\frac{h}{kg})^2$	mbar
Estimadas	$6,06945 \times 10^{-7}$	39.703	$2,01748 \times 10^{-6}$	40.935	$1,0 \times 10^{-6}$	122.302
Calculadas	$6,11492 \times 10^{-7}$	40.027	$1,45851 \times 10^{-6}$	29.867	$1,83530 \times 10^{-6}$	188.986

**Tabla I3.9:** Corrección de las constantes de pérdida de carga.

carga, resultarán diferentes a las esperadas. En base a las condiciones de presión y temperatura resultantes en la simulación para el contorno de cada elemento, se realiza el cálculo de las constantes, que, estando aplicadas, darían la caída de presión buscada. En la tabla I3.9 puede verse la mejoría y la aproximación al objetivo en simulación de dicho punto de funcionamiento con las nuevas constantes.



# Simulaciones y resultados obtenidos

### I4.1 Introducción

Una vez definida la metodología a seguir, y elaborada la herramienta que permite alcanzar los objetivos propuestos del proyecto, se está en condiciones de abordar el último escalón. Éste, no es más que la obtención de los resultados finales, que nos permitirán tomar decisiones, así como informar al grupo *Renault-Francia Automóviles* para, en un futuro, definir el transcurso del presente trabajo.

En el bloque de este capítulo final, se recordarán los requerimientos buscados, se definirá un plan de trabajo para la optimización de los parámetros, se especificarán las simulaciones llevadas a cabo con todo detalle; y se mostrarán los resultados que marcan la elección de la mejor configuración de los parámetros.

Cabe recordar que este trabajo, es un inicio del proyecto global especificado en la introducción de la Memoria. Así, el objetivo actual del Grupo *CMT-Motores Térmicos*, es el de proporcionar a *Renault-Francia Automóviles* la configuración que presenta óptimo desempeño. De esta manera, será finalmente *Renault-Francia Automóviles* el que decidirá si esta configuración es alcanzable, o si bien se debe realizar una rebaja de los requerimientos.

### I4.2 Consideraciones iniciales

Es esta sección la que da pie a los propios resultados. Sin embargo, es prudente el asentar de nuevo los requerimientos y objetivos buscados, pues será necesario tenerlos presentes en el transcurso de la exposición de simulaciones. Asimismo, en este capítulo se explica el caso de partida elegido y se explora la elaboración del plan de obtención de simulaciones.

Fr	n	RCO	DOC	IVC	EVO
-	rpm	-	°	°ABDC	°BBDC
1.0	4000	9.5	40	68	89.1

**Tabla I4.1:** Configuración de parámetros de estudio en el caso actual.

### ***I4.2.1 Especificaciones y objetivos de Renault-Francia Automóviles***

Los resultados que se obtengan en el devenir del capítulo, no tan sólo servirán para la operación del motor en sus mejores condiciones a su llegada en el seno del *CMT-Motores Térmicos*, sino que servirá, como se ha comentado antes, para concretar los requerimientos iniciales, y dar forma al transcurso del mismo, que otros continuarán tras el final del presente documento.

Así, se recuerda, se pretende realizar una optimización de los parámetros más importantes del motor para, entre otras cosas, comprobar si los requerimientos siguientes son (o no) alcanzables:

- Potencia máxima objetivo de 50 kW.
- Rendimiento efectivo del 45 %.

Todas las simulaciones que se realizarán en adelante, se enfocan hacia el cumplimiento de los anteriores requerimientos.

### ***I4.2.2 Caso base de Renault-Francia Automóviles***

Todo inicio, debe de tener un punto de partida, y este caso no es la excepción. Es necesario la definición de un caso desde el cual, iniciar la exploración de parámetros para así, de manera final, obtener las combinaciones de estos más correctas.

Para la definición de este caso, se toma información disponible del grupo *Renault-Francia Automóviles*. En la tabla I4.1 se presenta la combinación de parámetros que se tienen actualmente en el motor real. Obviamente cabe destacar que ni mucho menos es la configuración total del motor. Tan sólo se muestran los parámetros que serán objeto de variación en el transcurso de las simulaciones. El resto, al ser invariables, se mantienen tal y como se han especificado en el capítulo I3.7.2.

A partir de estos, se elabora un proceso de optimización de manera independiente y acumulable, esto es, una vez mejorado uno, se fija para la siguiente simulación en la que se optimizará otro de ellos.

### ***I4.2.3 Plan de trabajo***

Como se ha comentado anteriormente, es necesario la elaboración de una hoja de ruta para la mejora de la configuración del motor. De esta manera, se fija un procedimiento al que es fácil de recurrir a la hora de búsqueda de resultados, o de repetir en caso de omisión de algunas simulaciones de manera errónea.

Pues que los parámetros que más influencia tienen sobre el rendimiento final del motor, son en sí mismos, bastante independientes, pueden estudiarse por cualquier orden. Se habla en concreto del Fr, la RCO y la DOC. En cambio, lo que suceda con las válvulas, puede ser

$\dot{m}_f$	$\dot{m}_f$	$m_f$	$\dot{m}_f$
kg/h	g/s	g/s·c	mg/cc
9.346	2.596	0.865	25.961

**Tabla I4.2:** Gasto másico de combustible en diferentes unidades.

altamente influenciado por las condiciones en el interior del cilindro. Puesto que los parámetros antes comentados, actúan fuertemente sobre éstas, es necesario el estudio de válvulas con la configuración de estos idónea, para así calibrarlas en el mejor de los puntos.

Se elige el siguiente plan de estudio:

1. Fase 1. A partir del caso base de la Tabla I4.1, se realiza un barrido de DOSADO RELATIVO, para encontrar el óptimo entre estos.
2. Fase 2. Una vez hallado lo anterior, queda éste fijado para la realización de un barrido de RCO, en el que se encontrará también, la más idónea de éstas.
3. Fase 3. Con Fr y RCO óptimos, se realiza un barrido de duraciones de combustión (DOC).

Este proceso se lleva a cabo con las condiciones de presión no limitada, y limitada a 100 bares.

Además, para completar, en los casos de presión no limitada (son más genéricos), se llevan a cabo simulaciones de dilución con EGR, así como las simulaciones con las válvulas (solamente la de admisión) para intentar realizar una "Millerización" del ciclo.

El proceso concreto que se sigue en cuanto a la anterior, es el siguiente:

1. EGR:
  - Caso de EGR aditivo, en el que la admisión de aire se mantiene.
  - Caso de EGR sustitutivo, en el que el aire va sustituyéndose por gases quemados, manteniendo la masa total admitida constante.
2. El ciclo Miller se evalúa de forma independiente al EGR, y se toma como punto de partida el Fr, la RCO y DOC optimizados.

De esta manera queda perfectamente definido el plan de estudio que se llevará a cabo. Sin embargo, es necesario la definición previa de uno de los parámetros más importantes. Este es el gasto másico de combustible. Junto con el régimen definen el punto de operación del motor. Para la definición del mismo, se hace uso de la fórmula que liga potencia efectiva, rendimiento efectivo y gasto de combustible. Esta es la ecuación presentada en el apartado I2.4.4 y que se recuerda aquí:

$$\eta_E = \frac{N_E}{\dot{m}_f \cdot PCI} \implies \dot{m}_f = \frac{N_E}{\eta_E \cdot PCI} \quad (\text{I4.1})$$

que teniendo en cuenta las especificaciones de potencia y rendimiento, resulta en lo expuesto en la tabla I4.2 en diversas unidades.

La expresión I4.1 es teórica y no implica que con esa masa de combustible, se tengan obligatoriamente esa potencia y rendimiento, pues sino, todos los requerimientos serían alcanzables

de esta manera tan sencilla. No puede obviarse el hecho de que la potencia y el rendimiento están ligados, por lo que si el motor desempeña con un rendimiento inferior, no tendremos la potencia que le corresponde, y viceversa. Es objetivo de la optimización es intentar aproximarse lo máximo posible a los dos requerimientos.

Sin más, se procede al análisis de resultados y simulaciones.

### I4.3 Presión no limitada

Trabajando sin límite de presión, se obtienen resultados genéricos, pues no estamos limitados por ninguna presión. De alguna manera, podremos conocer el desempeño máximo del motor, sin tener en cuenta las imposiciones físicas que obviamente aparecerán en un futuro. Sin embargo, como uno de los objetivos principales del proyecto es el conocer si es posible llegar a unos determinados requerimientos, es muy interesante el analizar *idealmente* el motor. Si de esta manera no consigue llegar a éstos, es porque es imposible alcanzarlos.

Tal y como se ha establecido en el plan de trabajo, en primer lugar, deberemos determinar el dosado relativo óptimo.

#### I4.3.1 Elección de dosado relativo

Partiendo desde el caso base presentado en la Tabla I4.1, se realiza un barrido de parámetros, con el objetivo de encontrar la mezcla de aire/combustible óptima en términos de rendimiento. El nombrado barrido, puede verse en la Tabla I4.3.

Case	mf	n	Fr	DOC	RCO	EGR	IVC
-	mg/cc	rpm	-	°	-	%	°ABDC
Fr1	25.961	4000	0.5	40	9.5	0	68
Fr2	25.961	4000	0.6	40	9.5	0	68
Fr3	25.961	4000	0.7	40	9.5	0	68
Fr4	25.961	4000	0.8	40	9.5	0	68
Fr5	25.961	4000	0.9	40	9.5	0	68
Fr6	25.961	4000	1.0	40	9.5	0	68

**Tabla I4.3:** Barrido de Fr: Configuraciones.

Realizando la simulación completa de todos los casos expuestos en la Tabla I4.3, se procede a mostrar los resultados obtenidos. Los resultados mostrados reflejan, no todos y cada uno de los parámetros calculados en el proceso, sino únicamente aquellos que muestran una información relevante en el proceso de elección.

En la Tabla I4.4 pueden verse los resultados previamente comentados. En ésta se muestran los parámetros que tienen que ver directamente con el rendimiento, y la potencia desarrollada por el motor, así como el SOC<sup>1</sup>, la presión máxima alcanzada en cilindro y la bondad del ajuste de dosado.

<sup>1</sup>Se recuerda que ésta se optimizaba siempre en el interior de la rutina de Matlab.

Case	Fr_sic	SOC	Rend	Ne	pmi	pme	ISFC	BSFC	Pmax
[-]	[-]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[g/kWh]	[bar]
Fr1	0.504	-13.13	0.3887	43.19	14.333	12.976	195.893	216.379	101.885
Fr2	<b>0.603</b>	-13.25	<b>0.3937</b>	43.75	14.507	13.144	193.547	213.622	92.257
Fr3	0.703	-13.38	0.3887	43.19	14.334	12.977	195.886	216.371	85.285
Fr4	0.802	-13.50	0.3806	42.29	14.051	12.705	199.820	221.004	79.809
Fr5	0.902	-13.63	0.3712	41.25	13.728	12.393	204.530	226.568	75.269
Frcb	1.000	-13.13	0.3614	40.16	13.388	12.064	209.727	232.730	70.554

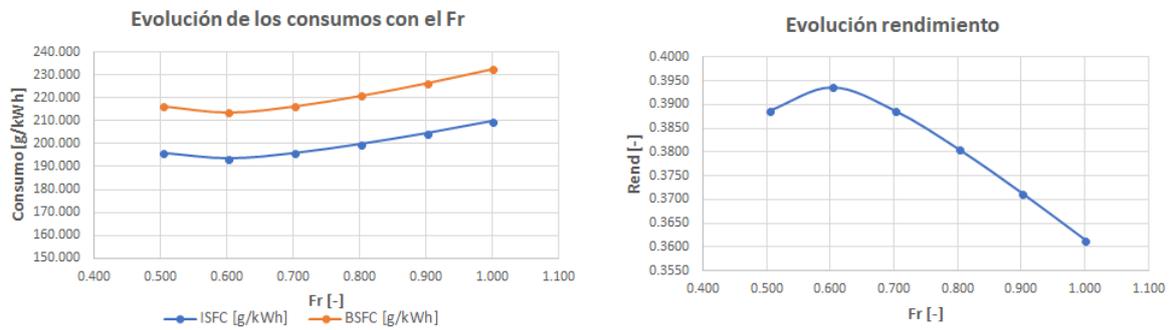
**Tabla I4.4:** Barrido de Fr: Resultados.

Es interesante comentar, en primer lugar, el buen funcionamiento de la rutina en cuanto a ajuste de dosado relativo. Tal y como se explicó en el apartado I3.6.3.5, la masa de aire entrante se regulaba con la presión de admisión de manera que, junto con la masa de combustible, siempre constante, se tuviese la mezcla correcta. Puede apreciarse que la bondad del ajuste que realiza la rutina es muy correcta, teniéndose como máximo un error relativo del 0,51 % en el caso  $Fr_2$ . Este es un resultado que se repite de manera general, por lo que puede decirse que la herramienta creada en Matlab funciona correctamente.

En términos de rendimiento, se halla un máximo en el caso de dosado relativo 0,6. Existen diversas razones que explican este hecho. En mezclas pobres, el consumo indicado del combustible, tiende a reducirse. Esto es debido a que, con este tipo de mezclas, la relación entre calores específicos ( $\gamma$ ), aumenta. Con la variación de esta relación, el ciclo teórico desarrollado por la mezcla en el interior del cilindro, cambia su forma de manera que el rendimiento se ve favorecido.

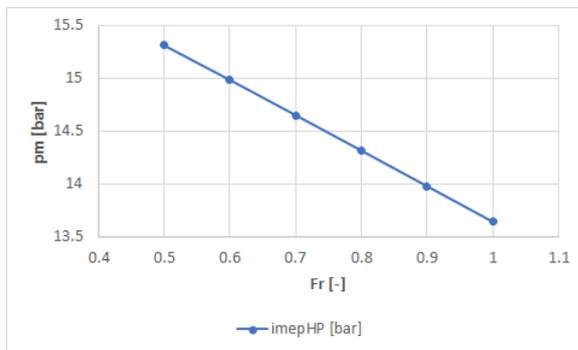
Sin embargo, cuando se empobrece aumenta el trabajo de bombeo. Para poder introducir mayor cantidad de aire en el cilindro, con el objetivo de empobrecer la mezcla, será necesaria una mayor presión en admisión. Esto implica directamente un trabajo ascendente del compresor y por ende, de la turbina. Todo el turbogrupo deberá de trabajar más, para poder alimentar al motor. La presión de escape aumentará también al ser necesaria una mayor recuperación de energía en el turbina mediante la expansión de los gases quemados. Así puede verse en el gráfico de la Figura I4.2. Es interesante notar el hecho de que ambas líneas divergen a medida que se empobrece la mezcla. Esto es debido a que, a medida que crece el salto de presiones necesario en el compresor, lo mismo debe de suceder en escape, y entra en juego el rendimiento del turbogrupo, además de (principalmente) el aumento de caídas de presión que se deben vencer en la línea de escape (al aumentar el gasto másico). Se llega entonces a un óptimo, compromiso entre estos dos fenómenos, lo que puede verse en la Figura I4.1, parte inferior. El aumento del  $\gamma$  hace que la  $pmi_{HP}$  aumente casi linealmente, pero el bombeo reflejado en la  $pmi_{LP}$  aumenta en valor absoluto de manera casi exponencial. Fruto de ese compromiso, aparece el óptimo de rendimiento indicado.

Tal y como sucede con los parámetros indicados, sucede con los efectivos, una vez se añaden las pérdidas mecánicas del motor. Así pues, pueden comprobarse estos hechos en los resultados reflejados en la Tabla I4.4. El consumo efectivo (expresado en sus siglas inglesas  $BSFC$ ) y el consumo indicado ( $ISFC$ ), bajan al empobrece la mezcla. Esto se ve traducido de manera inversa al rendimiento efectivo del motor. En la Figura I4.1 pueden verse graficados los parámetros comentados.

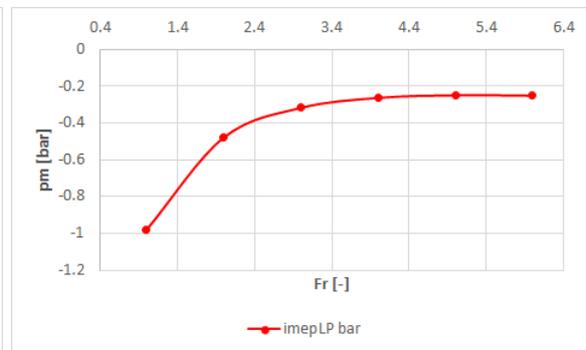


(a) ISFC y BSFC.

(b) Rendimiento.

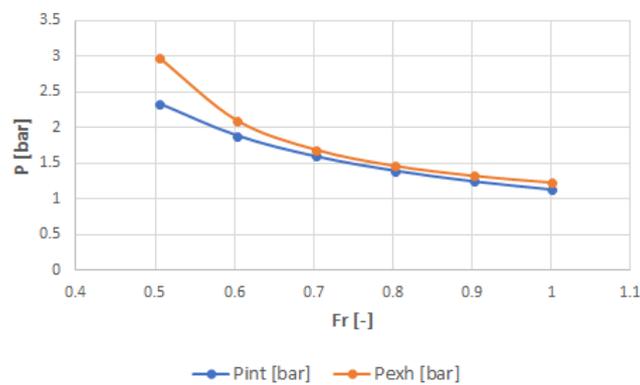


(c) Presión media lazo de alta.



(d) Presión media lazo de bombeo.

**Figura I4.1:** Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor.



**Figura I4.2:** Evolución de la presión de admisión y escape con el cambio de dosado.

La dificultad principal que radica en el óptimo hallado, es la facilidad que tenga la mezcla de realizar el encendido. La mezcla de carácter pobre es, como se ha comentado antes, más difícil de encender. Sin embargo, se recuerda de nuevo el hecho que, el objetivo del proyecto global del grupo *Renault-Francia Automóviles* en conjunto con el *CMT-Motores Térmicos*, es el de desarrollar un motor MEP que sea capaz de operar precisamente en este tipo de condiciones. Es ahora cuando se ven, -además de sus ventajas en emisiones, comentadas en la Introducción de la memoria-, los beneficios en términos de rendimiento que aporta el operar de esta manera.

Así pues, queda para las siguientes simulaciones, el dosado relativo  $Fr = 0,6$ , como el óptimo de operación. Siguiendo el plan de trabajo expuesto anteriormente, es hora de plantearse la optimización de la relación de compresión del motor.

### I4.3.2 Elección de la relación de compresión

Análogamente a lo realizado en el caso del dosado relativo, y con el valor de éste fijado por los ensayos anteriores, se dispone a realizar simulaciones de casos barriendo la *RCO* del motor. Estos casos pueden verse en la Tabla I4.5.

El límite de variación superior escogido para la *RCO*, se debe a hechos físicos. Un aumento excesivo de la *RCO* en un motor de encendido provocado, puede causar la autoignición de la mezcla. Efecto claramente no deseado pues se pierde el control del encendido mediante la bujía y suele aparecer el fenómeno conocido como *picado de biela*<sup>2</sup>. De manera habitual, un motor operado por gasolina, no podría llegar a los límites superiores establecidos (en este caso  $RCO_{max} = 16,5$ ). Sin embargo, en un futuro se planea operar el mismo con gas<sup>3</sup>, con lo que estos límites son más fáciles de alcanzar. Como el objetivo es realizar una exploración general, para evaluar las tendencias del rendimiento cuando la *RCO* varía, se decide llegar hasta este límite superior.

Case	mf	n	Fr	DOC	RCO	EGR	IVC
-	mg/cc	rpm	-	°	-	%	°ABDC
RCO1	25.961	4000	0.6	40	9.5	0	68
RCO2	25.961	4000	0.6	40	10.5	0	68
RCO3	25.961	4000	0.6	40	11.5	0	68
RCO4	25.961	4000	0.6	40	12.5	0	68
RCO5	25.961	4000	0.6	40	13.5	0	68
RCO6	25.961	4000	0.6	40	14.5	0	68
RCO7	25.961	4000	0.6	40	15.5	0	68
RCO8	25.961	4000	0.6	40	16.5	0	68

**Tabla I4.5:** Barrido de *RCO*: Configuraciones.

En la Tabla I4.5 puede verse el número de barridos que se realizarán, así como las configuraciones de cada uno de ellos. Remarcado en color verde, se halla la columna del dosado relativo, pues es importante notar el hecho de que éste, es el óptimo encontrado anteriormente. De esta manera, acumularemos efectos. La masa de combustible, siempre es constante, pues estamos trabajando

<sup>2</sup>En inglés *Engine Knocking*.

<sup>3</sup>Tipo CNG. *Compressed Natural Gas*.

en un determinado punto de operación. Por este mismo motivo, lo es también el régimen del motor. En cuanto a la DOC, continúa con el valor del caso base, pues aún no es hora de optimizar la misma.

Una subida de la relación de compresión del motor viene, de manera general, acompañado por una subida de rendimiento. Esto se debe a que, si se comprime en mayor medida la mezcla de gases, se le aporta a ésta una mayor energía. Resultado de este hecho, se tendrá una mayor expansión en términos energéticos, maximizándose la *p<sub>mi</sub>* del ciclo. Salvando las pérdidas mecánicas y de transmisión de calor, si se consideran éstas como de segundo orden, es entonces evidente el hecho de que, si sube *p<sub>mi</sub>*, lo hará también la *p<sub>me</sub>*, y con esta los parámetros efectivos del motor.

Los resultados de las simulaciones están expuestos en la Tabla I4.6. Pueden comprobarse todos los efectos anteriores. La tendencia de crecimiento de rendimiento efectivo, es muy elevada como puede verse en la Figura I4.3. Sin embargo, no debe de perderse la noción de que el crecimiento de este rendimiento, viene precedido y provocado por un aumento de la presión máxima alcanzada en el ciclo, tras la combustión. Esto, no resulta un problema para un análisis de presión ilimitada, donde no existe ningún tipo de restricción para los materiales. Como se comentó en su momento, esto no es posible, y muchas de las presiones resultantes, serán inalcanzables para los elementos del motor. En el apartado de simulaciones con presión limitada, se verá este hecho con más profundidad.

Case	RCO	SOC	Rend	Ne	p <sub>mi</sub>	p <sub>me</sub>	BSFC	P <sub>max</sub>
[-]	[-]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
RCO1	9.5	-13.25	0.393743	43.749	14.50695	13.14364	213.6219	92.2574
RCO2	10.5	-13.125	0.403665	44.852	14.85069	13.47486	208.3709	101.778
RCO3	11.5	-12.75	0.412011	45.779	15.13988	13.75344	204.1504	110.352
RCO4	12.5	-12.375	0.419092	46.566	15.38531	13.98981	200.701	118.514
RCO5	13.5	-12.25	0.425174	47.242	15.59617	14.19284	197.8299	127.391
RCO6	14.5	-12.25	0.430408	47.823	15.77765	14.36755	195.4243	136.259
RCO7	15.5	-11.75	0.434946	48.327	15.93504	14.51905	193.3851	142.962
RCO8	<b>16.5</b>	-11.5	<b>0.438905</b>	48.767	16.07236	14.65121	191.6408	150.326

**Tabla I4.6:** Barrido de RCO: Resultados.

Los parámetros de consumo (ya sea el indicado o el específico), van ligados con el rendimiento, por lo que ofrecen tendencias inversas al mismo.

Se encuentra de nuevo un óptimo que, debido a las características de este análisis, coincide con el límite superior estudiado. Eligiendo un límite superior más elevado, guiándose por la tendencia visible en la Figura I4.3, sin duda sería el nuevo óptimo. No obstante, se considera que la *RCO<sub>max</sub>* considerada, ya es lo suficientemente alta como para cortar el barrido en ese punto.

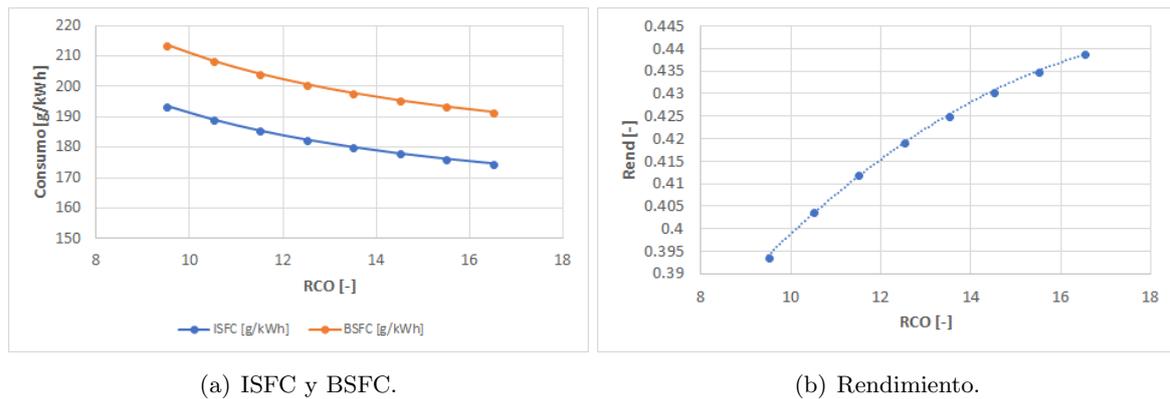


Figura I4.3: Barrido RCO: Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor.

### I4.3.3 Elección de DOC

Finalizados los análisis de dosado relativo óptimo, y de relación de compresión óptima, es momento de pensar en la duración de la combustión que resulta más favorable para el rendimiento de la misma.

La duración de combustión no es un parámetro que sea controlable en sí mismo, sino que dependerá de los factores que afecten a la mezcla. Por ejemplo, una mezcla pobre, presenta generalmente una DOC más larga, pues la propagación de la llama es más lenta. Lo mismo sucede cuando se realizan diluciones con gases de escape (*EGR*). También se ve afectado por el momento del encendido, entre otros. Como tal, en el modelo, es considerado un parámetro constante, que es controlable e independiente del resto, pues éste se introduce a la Ley de Wiebe, mediante el cuál toma forma el perfil de la curva de liberación de calor (*FQL*). A pesar de presentar estas características, no debe olvidarse que el SOC siempre está fasándose en el ángulo óptimo, mediante iteraciones en la rutina de Matlab, por lo que los resultados sí serán coherentes. De esta manera se obtendrá la DOC ideal que, junto con el SOC resultante, maximizan el rendimiento.

En la Tabla I4.7, pueden verse las configuraciones tenidas en cuenta para realizar el barrido de DOC comentado. Vuelve a remarcar de nuevo en color verde los parámetros que ya han sido optimizados previamente. Así, puede encontrarse una RCO de valor 16,5 y un  $F_r$  de valor 0,60.

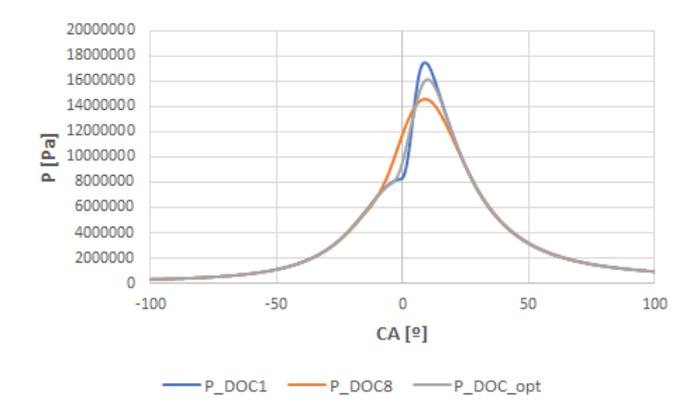
De manera general, es más favorable tender a DOC cortas. Así, el incremento de presión y temperatura de la mezcla, será más veloz y por ende, mayor. Esto afecta al rendimiento de la misma manera que con el aumento de la RCO. Podrá tenerse una mayor expansión, consiguiendo un mejor trabajo desarrollado por el ciclo térmico teórico. Este efecto, en DOC muy cortas se ve mitigado por el aumento de pérdidas por transmisión de calor, al aumentar la temperatura y el tiempo de contacto entre los gases quemados y las paredes (la combustión termina más rápido). Se encuentra así, un óptimo resultado de ambos fenómenos.

En la Figura I4.4 pueden verse tres casos. En color azul, se tiene la DOC más corta estudiada (15), en naranja la más larga (50), y en gris, una intermedia de valor 25. Puede verse como, cuando se tiene una DOC más corta, es necesario tener un SOC más cercano al PMS de combustión. A medida que la duración de la combustión se alarga, es necesario avanzar el encendido. Esto se

Case	mf	n	Fr	DOC	RCO	EGR	IVC
-	mg/cc	rpm	-	°	-	%	°ABDC
DOC1	25.96054	4000	0.6	15	16.5	0	68
DOC2	25.96054	4000	0.6	20	16.5	0	68
DOC3	25.96054	4000	0.6	25	16.5	0	68
DOC4	25.96054	4000	0.6	30	16.5	0	68
DOC5	25.96054	4000	0.6	35	16.5	0	68
DOC6	25.96054	4000	0.6	40	16.5	0	68
DOC7	25.96054	4000	0.6	45	16.5	0	68
DOC8	25.96054	4000	0.6	50	16.5	0	68

**Tabla I4.7:** Barrido de DOC: Configuraciones.

debe a que, se estima que una duración de combustión óptima es aquella que presenta el 50% de la masa quemada<sup>4</sup> en un entorno entre 10° y 20° después del PMS de combustión. Por este motivo, cuando más rápida es la combustión, más tarde se enciende, mientras que si es lenta, se le proporciona el tiempo suficiente para quemar hasta ese punto. Es reconocible también en la figura, el momento en el que se da el encendido de la combustión, pues es justamente el punto donde se tiene una subida de presión de manera rápida. Hasta ese punto, la mezcla en el cilindro se está comprimiendo, motivo por el cuál también se observa aumento de presión. Sin embargo cuando salta la chispa de la bujía, el aumento de presión es notablemente superior. Como se ha comentado anteriormente, con una DOC más corta, la subida es más rápida (mayor pendiente desde el SOC), y el máximo alcanzable también es más elevado (curva azul). En el caso de la curva naranja (DOC más larga), la subida instantánea de presión no es tan evidente, y la curva es mucho más suave, alcanzándose el menor de los máximos. La curva gris, perteneciente a una DOC de valor 25, es la que resulta finalmente óptima. En la Tabla I4.8, pueden verse los resultados completos. En dicha curva, se aprecia el hecho de que, si bien no llega a alcanzar un máximo tan elevado como la azul, se verá menos penalizada por el efecto de la transmisión de calor, resultando en un rendimiento superior, fruto del compromiso comentado.

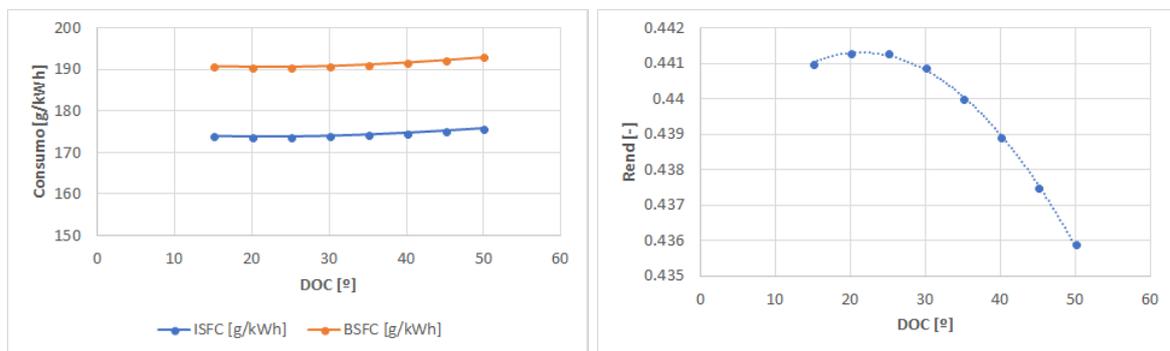


**Figura I4.4:** Barrido de DOC: Evolución de la presión en tres casos de DOC diferentes.

<sup>4</sup>Comúnmente expresado como *CA50*.

Case	DOC	SOC	Rend	Ne	p <sub>mi</sub>	p <sub>me</sub>	BSFC	P <sub>max</sub>
[-]	[°]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
RCO1	15	-1.125	0.44099	48.999	16.1447	14.7208	190.734	174.246
RCO2	20	-3.25	0.44128	49.031	16.1547	14.7305	190.61	167.829
RCO3	25	-5.125	0.44131	49.034	16.1557	14.7314	190.597	161.522
RCO4	30	-7.625	0.44087	48.986	16.1406	14.7169	190.785	158.701
RCO5	35	-9.625	0.44002	48.891	16.111	14.6884	191.156	154.611
RCO6	40	-11.5	0.43891	48.767	16.0724	14.6512	191.641	150.326
RCO7	45	-13.625	0.43749	48.610	16.0234	14.6041	192.259	148.08
RCO8	50	-15.625	0.43589	48.432	15.9678	14.5505	192.967	145.518

Tabla I4.8: Barrido de DOC: Resultados.



(a) ISFC y BSFC.

(b) Rendimiento.

Figura I4.5: Barrido DOC: Evolución de parámetros relacionados con el rendimiento del motor.

Es interesante plantear de nuevo las figuras de rendimiento y resultados. Puede verse en la Figura I4.5 como las variaciones de rendimiento y de consumos, son menos pronunciadas que en el caso de las otras optimizaciones. Tanto así que la variación máxima de rendimiento entre el peor, y el mejor caso, de manera porcentual es del 0,5%. Esto plantea la menor importancia de este parámetro con respecto al resto. Sin embargo, en el ámbito de los MCIA, todo porcentaje ganado en consumo y rendimiento, es sumamente agradecido, por lo que no podía obviarse la optimización de la DOC.

#### 14.3.4 Simulaciones con EGR

En el caso de presión no limitada, se realizan también ensayos con dilución de EGR, para poder comprobar los efectos que este hecho presenta.

Se abordarán dos tipos de simulaciones de dilución con gases residuales:

- Aditivo. Masa de aire admitida constante más la masa deseada de EGR.
- Sustitutivo. La masa de aire se reduce cuando la de EGR aumenta con el objetivo de mantener un trasiego de aire constante en la admisión.

Cada uno de ellos, se calcularán con unas condiciones distintas, que se explicarán en cada subapartado; pues persiguen diferentes objetivos de comprobación.

#### I4.3.4.1 EGR aditivo.

Para el EGR aditivo, no debe de realizarse ningún cambio en el método de introducción de datos a SiCiclo+Matlab. El gasto másico de aire se calcula para conseguir un determinado dosado relativo aparente<sup>5</sup>, por lo que a masa de combustible constante, el aire será constante. El gasto de EGR se calcula como un determinado porcentaje del gasto total de admisión por lo que, al final, se tendrá un gasto en ésta incremental, a medida que sube el porcentaje de residuales recirculados.

El objetivo principal de realizar estas simulaciones, es el de comparar la diferencia en rendimiento entre la dilución con aire, y la dilución con residuales. Para realizar este propósito, es necesario conocer bajo qué términos es posible esta comparación y cómo debe realizarse.

Se busca relacionar ambas posibilidades de dilución. Para ello, el punto de partida de ambas, será el que presenta la mezcla en estado estequiométrico. Este motivo principalmente se debe a que el grupo *Renault-Francia Automóviles* busca implementar un catalizador de 3 vías. Éste es un sistema de postratamiento que para su adecuado funcionamiento, requiere de dosado estequiométrico de operación. Así y mediante este sistema se asegura el cumplimiento de las normativas de emisiones contaminantes. Después, se busca diluir con EGR para aumentar el rendimiento. Desde este punto, se comienza a variar el gasto másico de entrada (ya sea el aumento, de aire puro o de EGR, en función del caso); y se comparan resultados.

Para el caso de la dilución con el aire, bastará con realizar un nuevo ensayo de barrido de dosado relativo, en un rango aproximado de  $F_r \in [0,5, 1,0]$ , pero bajo los mismos valores de DOC y RCO con los que se analice la dilución con EGR.

Para el caso de recirculación de gases de escape, se requiere de una equivalencia simple entre diluciones para poder relacionar casos con un determinado porcentaje de EGR, con casos de dosado relativo determinado. La equivalencia en este caso es bastante simple, y puede decirse que:

$$Fr(EGR) \approx (1 - EGR) \quad (I4.2)$$

así, una dilución con un 5 % de EGR, equivaldría aproximadamente a un Fr de valor 0,95.

Para la dilución con aire puro se realizan los casos expuestos en la Tabla I4.9, mientras que los de dilución con EGR se muestran en la Tabla I4.10. Puede verse como el punto de partida *Aire1* y *EGR1* (remarcados en azul), son exactamente el mismo caso.

<b>Caso</b>	<b>mf</b>	<b>n</b>	<b>Fr</b>	<b>DOC</b>	<b>RCO</b>	<b>EGR</b>
<b>[-]</b>	<b>[mg/cc]</b>	<b>[rpm]</b>	<b>[-]</b>	<b>[°]</b>	<b>[-]</b>	<b>[%]</b>
<b>Aire1</b>	25.961	4000	1	25	16.5	0
Aire2	25.961	4000	0.9	25	16.5	0
Aire3	25.961	4000	0.8	25	16.5	0
Aire4	25.961	4000	0.7	25	16.5	0
Aire5	25.961	4000	0.6	25	16.5	0
Aire6	25.961	4000	0.5	25	16.5	0

**Tabla I4.9:** Simulaciones EGR. Dilución con aire.

<sup>5</sup>El dosado relativo aparente no tiene en cuenta la composición y cantidad de residuales en cilindro.

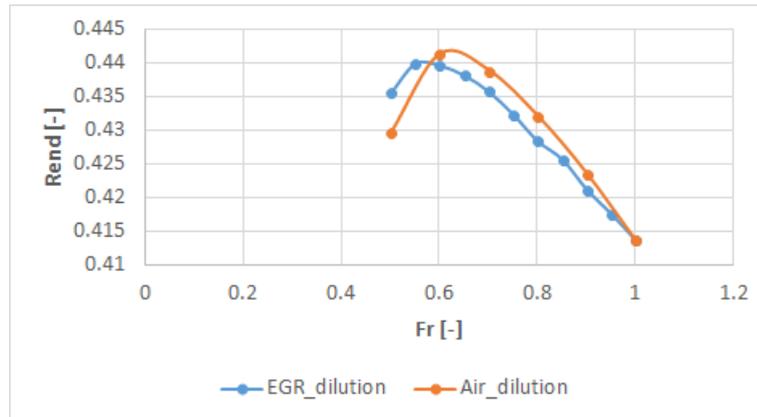


Figura I4.6: Rendimiento entre diluciones.

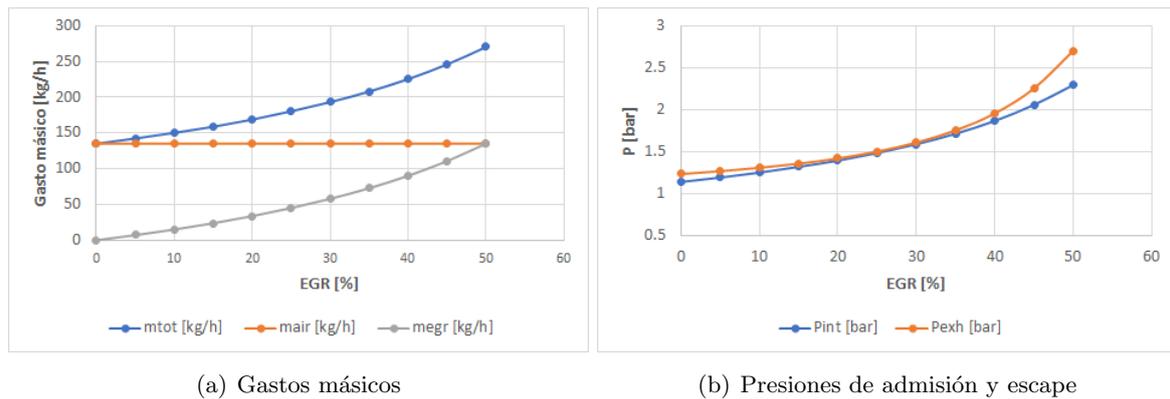
Caso	mf	n	Fr	Fr_eq	DOC	RCO	EGR
[-]	[mg/cc]	[rpm]	[-]	[-]	[°]	[-]	[%]
EGR1	25.961	4000	1	1	25	16.5	0
EGR2	25.961	4000	1	0.95	25	16.5	5
EGR3	25.961	4000	1	0.9	25	16.5	10
EGR4	25.961	4000	1	0.85	25	16.5	15
EGR5	25.961	4000	1	0.8	25	16.5	20
EGR6	25.961	4000	1	0.75	25	16.5	25
EGR7	25.961	4000	1	0.7	25	16.5	30
EGR8	25.961	4000	1	0.65	25	16.5	35
EGR9	25.961	4000	1	0.6	25	16.5	40
EGR10	25.961	4000	1	0.55	25	16.5	45
EGR11	25.961	4000	1	0.5	25	16.5	50

Tabla I4.10: Simulaciones EGR. Dilución con EGR.

Los resultados en términos de rendimiento, están graficados en la Figura I4.6. Puede verse como es más efectivo el diluir con aire puro. Esto es debido a que, agregando a la mezcla un mayor porcentaje de gases de escape recirculados, se disminuye la reactividad de la mezcla, por lo que se tienen condiciones menos favorables para la expansión. A pesar de ello, los resultados nos muestran que de manera preliminar, no existe una gran diferencia en cuanto a valores absolutos se refiere, pues los puntos de ambas curvas apenas difieren entre sí. Si a este hecho, se le suman todas las bondades que presenta el recircular gases de escape, como la reducción de emisiones de óxidos de nitrógeno ( $NO_X$ ), es más que evidente que es una opción muy rentable. De hecho, se han mantenido conversaciones con el Grupo *Renault-Francia Automóviles* donde comentan que efectivamente interesa instalar un EGR-LP<sup>6</sup>, tal y como se ha modelado en el presente documento.

Un método para comprobar que los resultados son, en primera instancia correctos, es realizar la lectura en SiCiclo de las masas de entrada al cilindro, y comprobar que cada caso es como

<sup>6</sup>LP de *Low Pressure*. Es decir, los gases de escape se cogen después de la turbina, y se introducen antes del compresor.



**Figura I4.7:** Gastos máxicos y presiones cuando aumenta el porcentaje de EGR.

se esperaba. En la Figura I4.7, puede verse la evolución de los gastos máxicos que se dan en la admisión. La curva azul, representa el gasto máxico de aire, que se mantiene constante, para garantizar un dosado aparente de valor estequiométrico. En color naranja, se aprecia el incremento progresivo de la masa de gases residuales recirculados. En gris, finalmente, el gasto total de aire que entra a los cilindros. Para poder introducir una mayor cantidad de aire se requiere un mayor trabajo del turbogrupo por lo que las presiones de entrada y de escape, se verán incrementadas. Esto puede verse también en la Figura I4.7, a la derecha.

#### I4.3.4.2 EGR sustitutivo.

El interés de realizar un EGR de tipo sustitutivo, es similar al del aditivo, pero presenta diferencias importantes. En primer lugar, el gasto máxico en la admisión es constante. Esto implica que a medida que crece la recirculación de gases quemados, el trasiego de aire limpio debe reducirse. El objetivo de realizar este tipo de simulación es el de comprobar, para un punto de dilución  $\text{fuel}/(\text{masas aire}+\text{EGR})$  el rendimiento del motor. A diferencia del anterior, en el que el turbogrupo se veía forzado a trabajar distintamente, y la masa encerrada en el cilindro era distinta, en este tipo de ensayo, sólo cambia la composición de la dilución. Para conseguir que esto pueda llevarse a cabo, se debe de introducir una modificación de los datos de entrada pues, de lo contrario, el gasto máxico de aire, que se calcula siempre a partir del dosado y de la masa de fuel; será también constante, y se necesita su disminución. Como la masa de combustible es invariable pues es uno de los parámetros que definen el punto de funcionamiento ensayado del motor, es obligatorio cambiar el dosado aparente objetivo. Como éste solo mide aire frente a combustible, el cambio consistirá en que el valor objetivo sea sensible al valor deseado de EGR. De esta manera, cuando el EGR demandado suba, y el aire puro deba bajar, simplemente el dosado aparente objetivo aumentará (pues la masa de fuel y la masa de aire puro se acercan en valor).

Para poder desarrollar con criterio el cambio de dosado nombrado, se usa la siguiente fórmula (cuyo desarrollo teórico está expuesto en el Anexo III2.2).

$$Fr_{EGR} = \frac{Fr}{1 - EGR} \quad (I4.3)$$

donde:

- $Fr_{EGR}$  es el dosado relativo aparente en un caso con EGR.
- $Fr$  es el dosado relativo aparente en el caso de estudio, sin EGR.

El grupo de simulaciones que se lanzará a SiCiclo, se muestra en la Tabla I4.11. En ella puede verse como el punto de partida es de  $Fr = 0,5$  con  $EGR = 0\%$  lo que implica la existencia en cilindro del doble de aire respecto al estequiométricamente necesario. El análisis se extiende hasta el caso de  $Fr = 1$  y  $EGR = 50\%$ , que implica la existencia del aire exacto y además, esa misma cantidad de gases recirculados. De esta manera, se mantiene la relación de fuel/(aire+egr) en cada uno de los términos, siendo igual la dilución, pero viajando desde dilución con aire puro, hasta dilución únicamente con EGR<sup>7</sup>.

Case	mf	n	EGR	Fr	RCO	DOC
[-]	[mg/cc]	[rpm]	[%]	[-]	[-]	[°]
EGRS1	25.961	4000	0	0.500	16.5	25
EGRS2	25.961	4000	5	0.526	16.5	25
EGRS3	25.961	4000	10	0.556	16.5	25
EGRS4	25.961	4000	15	0.588	16.5	25
EGRS5	25.961	4000	20	0.625	16.5	25
EGRS6	25.961	4000	25	0.667	16.5	25
EGRS7	25.961	4000	30	0.714	16.5	25
EGRS8	25.961	4000	35	0.769	16.5	25
EGRS9	25.961	4000	40	0.833	16.5	25
EGRS10	25.961	4000	45	0.909	16.5	25
EGRS11	25.961	4000	50	1.000	16.5	25

**Tabla I4.11:** EGR sustitutivo: barrido.

En la Figura I4.8 se muestran los resultados obtenidos más importantes, y que merecen atención especial. En primer lugar, puede verse la evolución de los gastos máxicos a medida que se avanza en los casos lanzados<sup>8</sup>. Como se buscaba, la masa total que entra al cilindro, se mantiene constante (*curva gris*), mientras que la de aire y egr varían, hasta el último de los casos es que la proporción de los mismos es 50:50.

Otra manera de comprobar que los análisis se han realizado de manera correcta, y no se han introducido de manera errónea los datos, es corroborar las presiones existentes en admisión y escape. Como es evidente, y se ha visto en anteriores ocasiones, la presión de admisión, aumenta o disminuye en función de la cantidad de aire o aire+EGR que deba de encerrarse en el cilindro. En esta ocasión, nótese que, a pesar de que el dosado relativo aparente aumenta (entra menos aire fresco) y que la Pint se regulaba con éste en la rutina de Matlab; SiCiclo, en las iteraciones converge en el valor de presión de admisión que permita introducir la cantidad requerida de aire, y además la de EGR especificada. De esta manera, asegura el dosado relativo *real* en el cilindro. Por este motivo, la presión de admisión, como el aire que entra totalmente, es constante; no varía

<sup>7</sup>Entendiéndose por dilución en esta ocasión como el *exceso* con respecto a la cantidad estequiométrica.

<sup>8</sup>El orden de los casos es el de la Tabla I4.11.

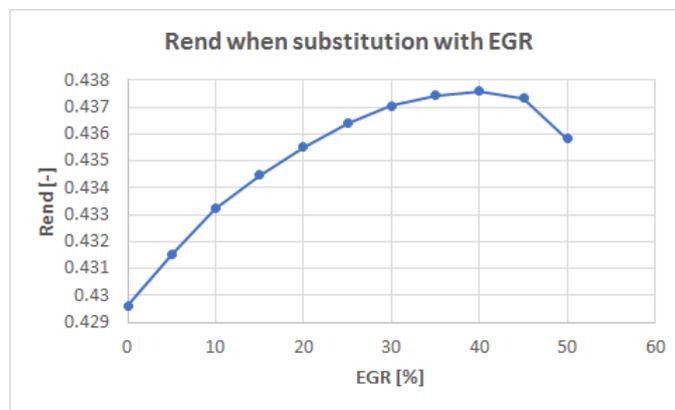
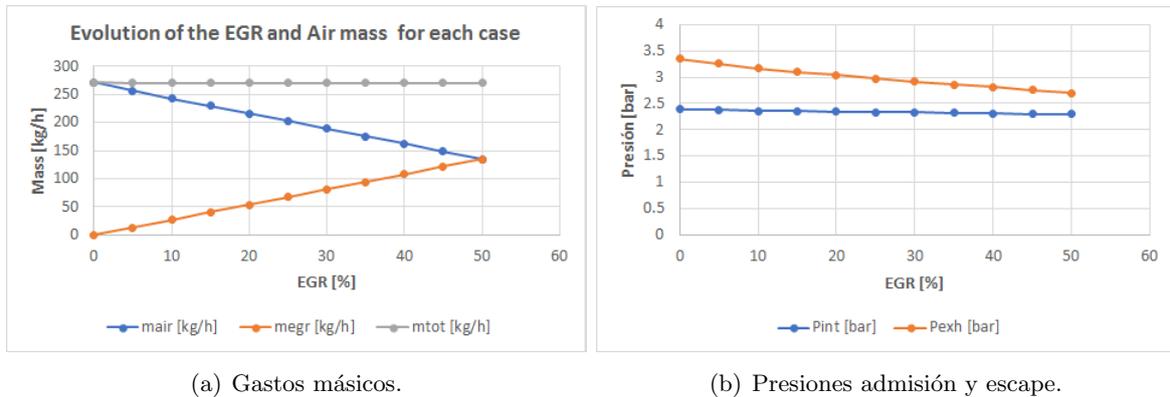


Figura I4.8: EGR sustitutivo: Gráficos de interés.

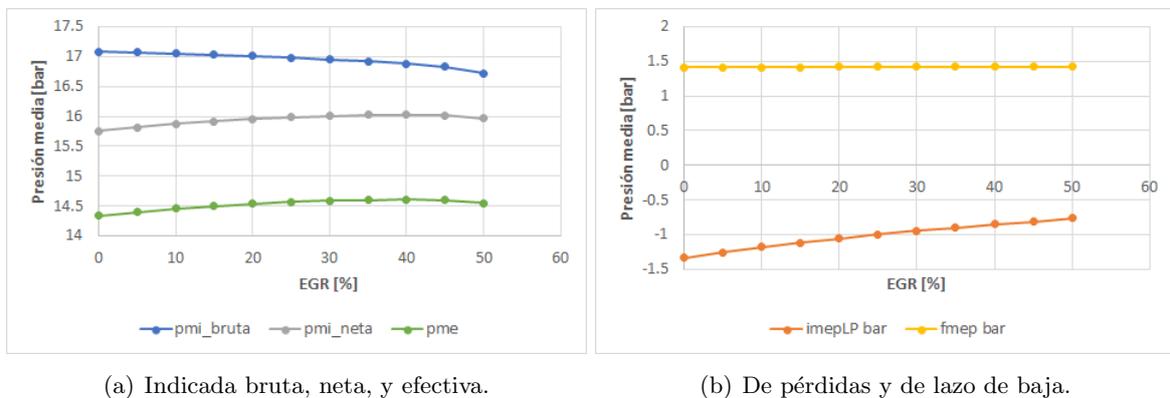


Figura I4.9: EGR sustitutivo: presiones medias.

en gran cantidad (*línea azul*). La presión de escape, por contra, varía ligeramente disminuyendo a medida que aumenta la cantidad de EGR encerrado en el cilindro. Esto puede explicarse debido a que, al introducir gases quemados en el interior del cilindro, en vez de aire fresco, se disminuye la reactividad de la mezcla, alcanzándose en el momento de la combustión menor presión y temperaturas máximas<sup>9</sup>. Además, deberá tenerse en cuenta que, al recircularse mayor cantidad de gases, entrará menor cantidad de aire, por lo que se tendrá una menor pérdida de carga en el filtro de aire, y en la línea de escape. Por este motivo, la presión en el punto post filtro, será mayor a medida que aumenta el EGR, debiendo realizar menor trabajo el compresor. Esto además, se ve incrementado pues la presión aguas abajo de la turbina, antes de la línea de escape, será menor. Esto implica que para tener el salto de presiones necesario en la turbina, se realiza desde una presión de escape menor. Por ambos lados, bajada de potencia necesaria en turbogruppo y, presión aguas abajo de turbina menor; se reduce la presión de escape.

Los efectos sobre presión y temperatura antes comentados, afectan al ciclo teórico que realiza la mezcla en el interior del cilindro. Lo hace además de dos maneras contrapuestas. En primer lugar, la reducción de la energía en la combustión debido a la bajada de reactividad de la mezcla, empeora la  $p_{mi_{HP}}$  correspondiente al lazo de alta, lo que implica que el ciclo aporta menor cantidad de trabajo *bruto*. Sin embargo, la reducción de la presión de escape debido a estas condiciones, tiende a aproximarse hacia la presión de admisión, reduciendo así el lazo de bombeo. Esto implica una disminución en la  $p_{mi_{LP}}$ . De esta manera, se tiene, como en otras ocasiones, un compromiso entre los dos fenómenos, y podrá encontrarse un óptimo de dilución, que maximice la el trabajo *neto* y por ende, el rendimiento. El rendimiento puede verse en la parte inferior de la Figura I4.8 y los cambios sobre las presiones medias del ciclo en la Figura I4.9.

### ***I4.3.5 Barrido en la apertura del escape***

Tratando de abordar la distribución del motor, se verá a continuación barridos sobre el ángulo de apertura del escape, y posteriormente, se buscará ensayar la posibilidad de realizar un ciclo Miller con el cierre de la admisión.

El avance en la apertura del escape es un momento muy importante, pues de éste dependen diferentes factores que modifican de manera importante el rendimiento y trabajo del ciclo teórico. Debe considerarse que, si la apertura en el avance es muy severa, se estaría perdiendo gran parte de la carrera de expansión, por lo que se aprovecharía menor cantidad de la energía liberada. Sin embargo, una apertura temprana del escape provoca un diferencial de presión elevado entre el cilindro y el escape, provocando que los gases quemados sean evacuados en primera instancia, sin necesidad de bombeo. Cerrando tarde el escape, se tendrá el efecto contrario. Un mayor aprovechamiento de la energía liberada, pero una evacuación más lenta y con menor ayuda para bombear los gases quemados al exterior. Vuelve de nuevo, a ser un *trade off* entre el trabajo desarrollado en el lazo de alta y el absorbido en el lazo de baja presión.

Como puede desprenderse del análisis anterior, la optimización de un determinado ángulo de apertura será únicamente para un determinado punto de funcionamiento. El régimen afecta de manera importante a la respiración del motor por lo que cuando éste varíe, el ángulo óptimo de apertura, que mejora la evacuación de gases y el aprovechamiento de energía, variará. Es

<sup>9</sup>Este efecto es el que contribuye precisamente a la reducción de  $NO_x$ .

por este motivo, por el que se tomó de manera original e invariable el ángulo de apertura aportado en la información inicial por parte de *Renault-Francia Automóviles*, pues este valor se considera optimizado para todo el mapa de motor (es un compromiso para todos los puntos de funcionamiento<sup>10</sup>). Sin embargo, las simulaciones siguientes son interesantes para caer en cuenta de cómo de cerca está el valor tomado del óptimo para el punto de funcionamiento que se está estudiando, y de esta manera poder intuir también si se está cerca del punto de funcionamiento sintonizado por *Renault-Francia Automóviles*.

Las simulaciones variando el ángulo de apertura de escape (*AAE*) serán las expuestas en la Tabla I4.12. Se ha partido desde el caso óptimo obtenido finalmente con la simulación del barrido del DOC. Puede verse que se han barrido ángulos de apertura de escape en ambas direcciones, para poder ver en qué dirección era más favorable.

Case	mf	n	Fr	DOC	RCO	AAE	RCA
[-]	[mg/cc]	[rpm]	[-]	[°]	[-]	[°]	[°]
AAE1	25.961	4000	0.6	25	16.5	59.1	68
AAE2	25.961	4000	0.6	25	16.5	69.1	68
AAE3	25.961	4000	0.6	25	16.5	79.1	68
AAE4	25.961	4000	0.6	25	16.5	89.1	68
AAE5	25.961	4000	0.6	25	16.5	99.1	68
AAE6	25.961	4000	0.6	25	16.5	109.1	68

**Tabla I4.12:** Barrido de AAE: configuraciones.

En la Figura I4.10 pueden verse multitud de gráficos que reflejan aspectos que se han comentado previamente. En primer lugar, los dos gráficos superiores, son las condiciones de presión y temperatura máxima que se alcanzan en el ciclo. Como era de esperar, se mantienen prácticamente constantes, pues no se ha barrido ningún parámetro que afecte a éstas. En segundo lugar, se tienen los gráficos de presión y temperatura de escape. Como se ha comentado anteriormente, la presión de escape baja a medida que se avanza la apertura del escape, mientras que la temperatura de escape sube. Esto se debe a que cuando la válvula se abre, existen condiciones de presión y temperatura elevadas en el cilindro. La temperatura no sufre excesivos cambios, pero la presión disminuye al verse los gases forzados a salir con alta velocidad al existir el nombrado *delta* de presión entre cilindro y pipa de escape. Este efecto se aprecia tanto en rendimiento, como en presiones medias indicadas y efectivas, mostrados en la parte inferior.

### I4.3.6 Simulaciones Ciclo Miller

Las últimas simulaciones que se llevan a cabo en este tipo de análisis sin presión limitada, son las de Ciclo Miller. En la búsqueda de aumentar el rendimiento máximo extraíble del motor modelado, quedaba la posibilidad de jugar con las válvulas de cierre de admisión para "Millerizar". Tal y como se comentó en el *Marco teórico* (apartado I2.3.1 el objetivo final, es conseguir una carrera de expansión más larga que la de compresión. Es decir, reducir la relación de compresión efectiva en carrera de compresión, manteniendo la misma expansión. De esta manera, se maximizaría el ciclo de alta presión aumentando el área del mismo, para un mismo

<sup>10</sup>El motor no está considerado para tener distribución variable.

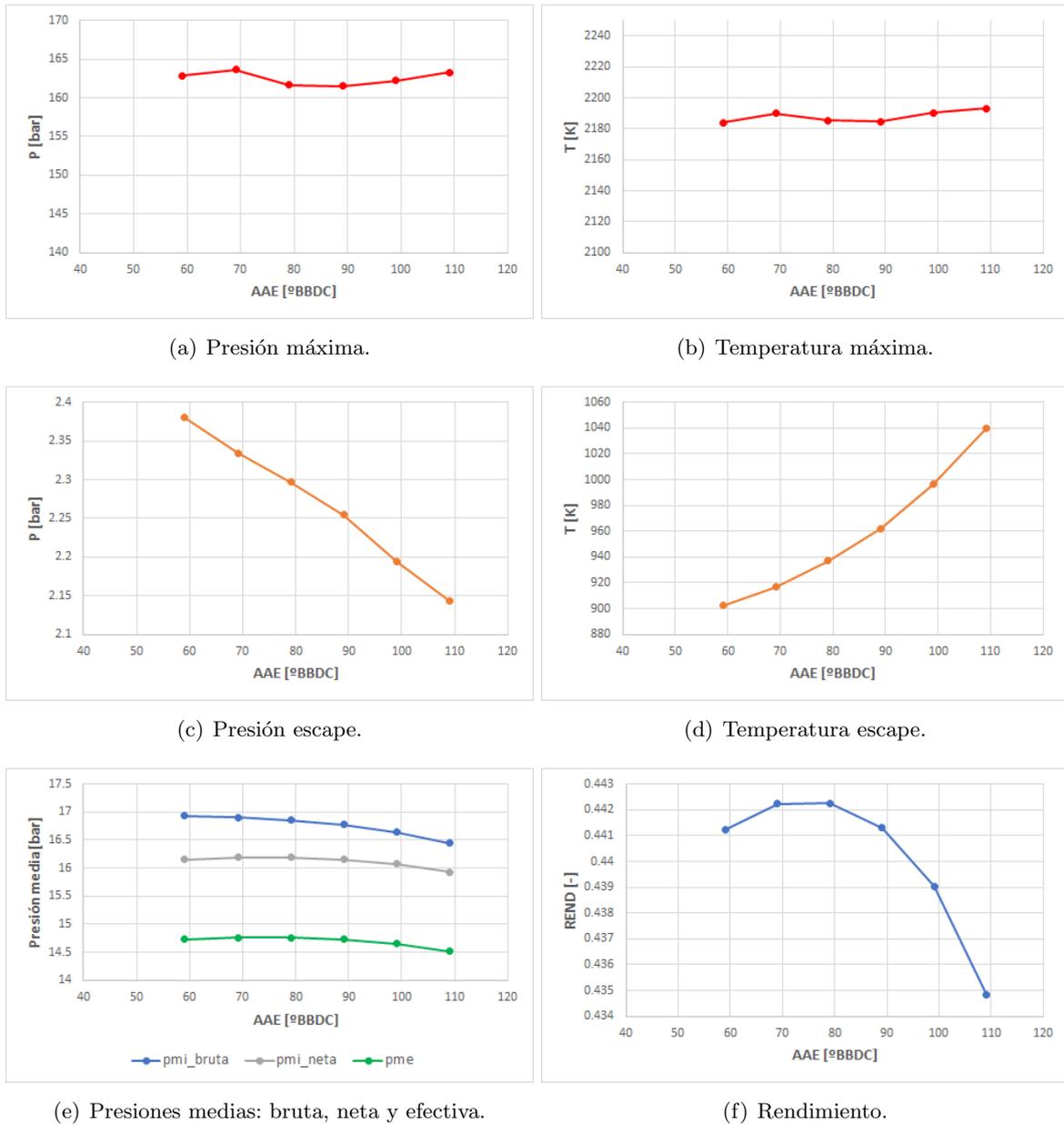


Figura I4.10: Barrido de AAE: gráficos.

punto de funcionamiento. Además, puesto que la relación de compresión efectiva es menor, se alcanzan menores valores de presión máxima, lo que permitiría en tal caso, subir la relación de compresión geométrica ( $RCO$ ), aumentando más el rendimiento. Es cuestión de este apartado el resolver la posibilidad de aplicarlo a nuestras condiciones, o descubrir la idoneidad del proceso.

La manera elegida de ejecutar la "Millerización" del ciclo es la siguiente. Se busca retardar el cierre de la admisión ( $RCA$ ) de manera que exista una zona de la carrera de compresión, donde la válvula de admisión está abierta y por ende, no existe una compresión como tal. Esto repercute en un bombeo de aire fresco de nuevo hacia el colector de admisión en esa zona. La rutina de Matlab se verá forzada a aumentar la presión de admisión de manera que en el cilindro siempre quede la misma masa y el dosado relativo sea el mismo. Además se le incluye un método de cambio de  $RCO$  para cada caso, de manera que todos lleguen hasta la misma presión máxima y poder comparar diferencias en el rendimiento.

Se lanzan cinco casos, desde el caso base de *Renault-Francia Automóviles* pero con  $RCA = \{-5, 5, 25, 85, 105\}$  [°ABDC]. Se buscó explorar zonas en las que la apertura se daba antes del  $PMI$  (es decir, no era un retraso, era un avance, y por ello el signo negativo del  $-5$ ); y el resto con diferentes valores de  $RCA$ . Los resultados obtenidos fueron sorprendentes. No se conseguía en absoluto el objetivo propuesto.

El motivo de los resultados negativos, era simple. Miller no es efectivo cuando se quiere mantener potencia para un mismo punto de funcionamiento. Cuando se fuerza a tener la misma masa encerrada en cilindro, se obliga al compresor a trabajar más, por lo que presiones de admisión y escape suben, resultando, según los cálculos, en un aumento del área del lazo de bombeo. Además, no puede jugarse con el cambio de la  $RCO$  puesto que, al imponerse una misma masa en el cilindro, una vez está éste cerrado, se partirá siempre desde la misma curva de compresión, y todos los casos presentan la misma presión máxima. Esto es fácil de ver si se piensa en la ecuación de los gases ideales. Cuando el pistón llega físicamente al  $PMS$ , el volumen existente para todos los casos es el mismo (el de la cámara de combustión) y también la masa (se ha forzado así para mantener potencia objetivo). La temperatura en ese momento resulta ser muy constante, resultando en una presión y temperaturas máximas iguales para todos los casos.

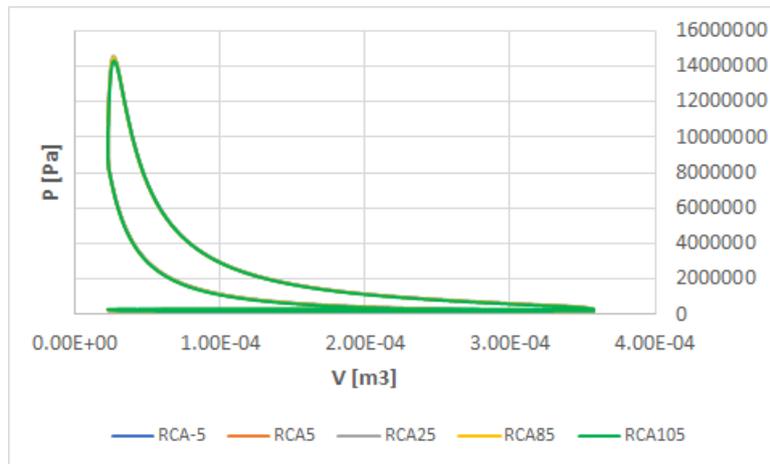
Lo anteriormente expuesto puede entenderse según la siguiente afirmación: *el trabajo de compresión que se ahorraría el motor, debido al  $RCA$  retrasado, debe de invertirse en el turbogrupo para conseguir introducir la misma masa de aire, resultando en un efecto negativo.*

En la figura I4.11 pueden verse los aspectos comentados como el lazo de bombeo convergente en la misma politrópica de compresión, o los cambios de masa en el cilindro para mantener el mismo dosado de la mezcla.

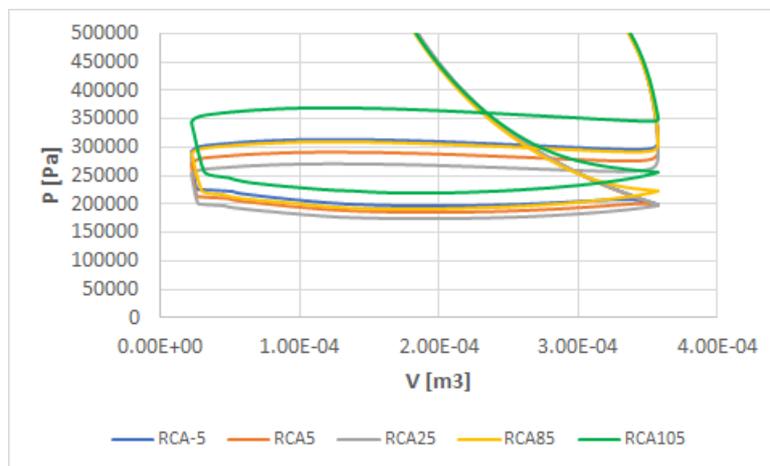
## I4.4 Presión limitada a 100 bar

De igual manera que se han realizado los ensayos previamente mostrados, se tiene alto interés en conocer cómo se afectan los mismos en el caso de impedir que se desarrollen hasta su óptimo natural en el caso de que éste se ubique en una zona de presión elevada.

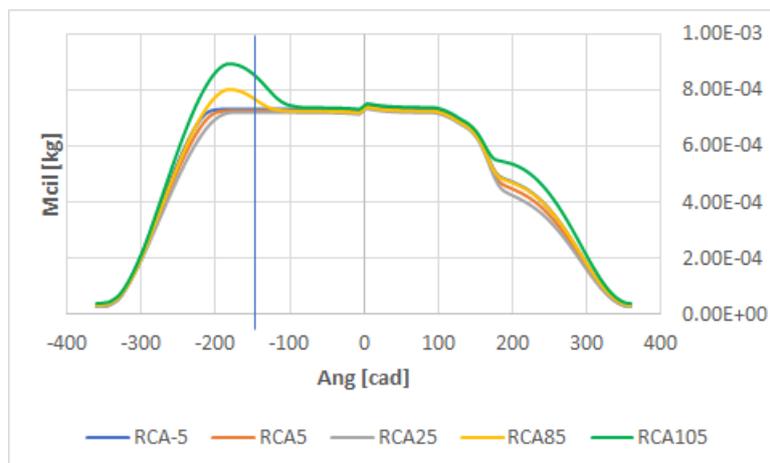
Los requerimientos estructurales y mecánicos del motor, exigen que las presiones que se den en el interior del cilindro -que pueden llegar a ser muy elevadas-, estén limitadas a un cierto



(a) Diagrama PV.



(b) Lazo de bombeo.



(c) Flujo de masa en cilindro.

Figura I4.11: Ciclo Miller manteniendo potencia. Gráficos.

valor. Este valor depende de los materiales de los propios elementos. El hecho de que exista, efectivamente, esta barrera física, es lo que en muchas ocasiones, impide el que los motores desarrollen una potencia máxima mayor, o presenten un mejor rendimiento. Sin ir muy lejos de lo visto en el propio documento, si se cambia el combustible de trabajo por uno con mayor índice de octano<sup>11</sup>(mayor resistencia a la autodetonación), podría subirse en mayor medida la RCO y poder llegar a valores de rendimiento mayores. Sin embargo, si bien esto no deja de ser cierto, no podrá dejarse pasar el estudio de presiones máximas localizadas en el cilindro, por peligro a dañar mecánicamente el motor.

De esta manera, se plantea el realizar los mismos ensayos principales (Fr, RCO y DOC) con un límite de presión de 100 bar, que es un límite de presión habitualmente aceptable. En algunos de estos ensayos, apenas se notarán diferencias, por lo que serán comentados rápidamente.

#### ***I4.4.1 Elección de dosado relativo***

Se realiza exactamente el mismo barrido que el expuesto en la Tabla I4.3, partiendo desde el caso base de *Renault-Francia Automóviles*.

Simplemente visualizando la tabla de resultados que aparecieron en su momento (Tabla I4.4), puede notarse que el único caso que se ve afectado por el límite, es el primero. En la Tabla I4.13 puede verse reflejada esa ligera disminución. El resto de casos se mantienen exactamente igual, lo que también puede ayudar para corroborar que el método no está dando resultados incoherentes.

Case	Fr_sic	SOC	Rend	Ne	pmi	pme	BSFC	Pmax
[-]	[-]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
Fr1	0.504	-12.19	0.3886	43.18	14.330	12.973	216.430	99.908
Fr2	0.603	-13.25	0.3937	43.75	14.507	13.144	213.622	92.257
Fr3	0.703	-13.38	0.3887	43.19	14.334	12.977	216.371	85.285
Fr4	0.802	-13.50	0.3806	42.29	14.051	12.705	221.004	79.809
Fr5	0.902	-13.63	0.3712	41.25	13.728	12.393	226.568	75.269
FrCb	1.000	-13.13	0.3614	40.16	13.388	12.064	232.730	70.554

**Tabla I4.13:** Presión limitada. Barrido de dosado relativo: Resultados.

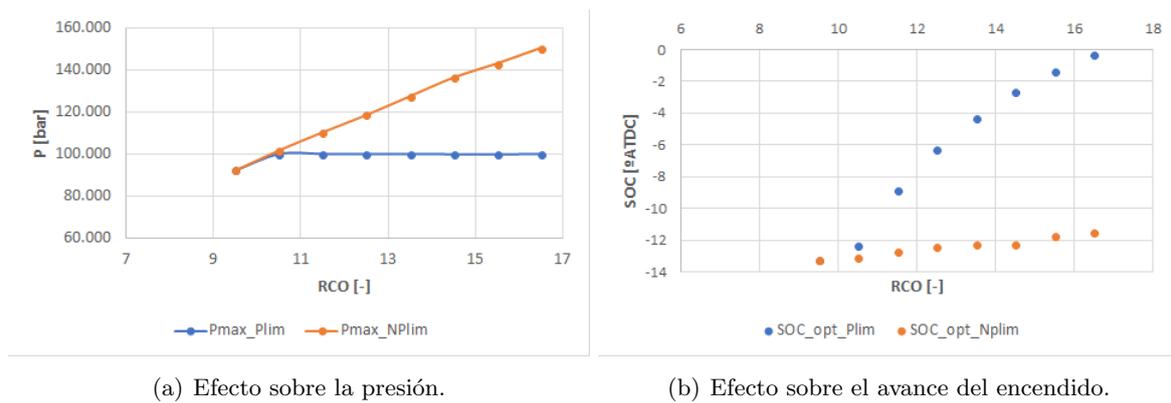
Se tiene entonces como óptimo, de nuevo, el dosado relativo de valor 0,6.

#### ***I4.4.2 Elección de RCO***

Como se vio en el análisis sin presión limitada, el crecimiento del rendimiento con el aumento de la relación de compresión del motor, era sin duda, la que mayor tasa de aumento tenía. No obstante, este hecho se debía principalmente al aumento para cada caso de sus presiones medias efectivas, que resultaban en un mayor desarrollo de potencia, para el mismo punto de funcionamiento.

Es interesante pues el abordar este análisis impidiendo el aumento de la presión por encima de los 100 bar. Puede darse el caso que, para una RCO dada, supongámosla alta; se deba de

<sup>11</sup>En inglés comúnmente expresado como *RON*, siglas de *Research Octane Number*.



**Figura I4.12:** Consecuencias de la limitación de presión a 100 bar.

encender la mezcla demasiado tarde, para no llegar a esa presión máxima y, de esa manera, empeorar el rendimiento con respecto de algún caso con RCO menor.

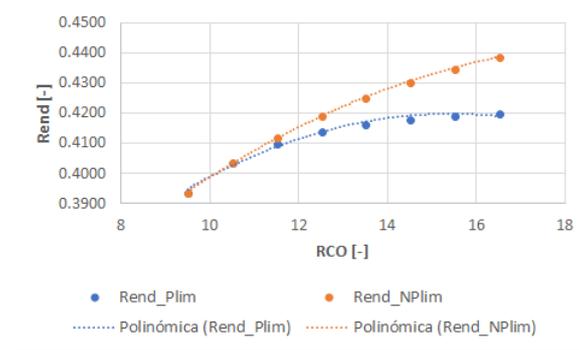
Los casos que se lanzarán a SiCiclo son exactamente los mismos a los de la Tabla I4.5. Los resultados obtenidos se expresan en la Tabla I4.14.

Case	RCO	SOC	Rend	Ne	p <sub>mi</sub>	p <sub>me</sub>	BSFC	P <sub>max</sub>
[-]	[-]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
RCO1	9.5	-13.25	0.3937	43.749	14.507	13.144	213.622	92.257
RCO2	10.5	-12.3125	0.4036	44.846	14.849	13.473	208.398	99.939
RCO3	11.5	-8.875	0.4101	45.570	15.075	13.691	205.087	99.970
RCO4	12.5	-6.3125	0.4141	46.010	15.212	13.823	203.125	99.881
RCO5	13.5	-4.3125	0.4166	46.292	15.300	13.908	201.889	99.965
RCO6	14.5	-2.6875	0.4182	46.467	15.355	13.960	201.126	99.803
RCO7	15.5	-1.375	0.4193	46.585	15.391	13.996	200.618	99.767
RCO8	16.5	-0.3125	0.4201	46.674	15.419	14.022	200.235	99.918

**Tabla I4.14:** Presión limitada. Barrido de RCO: Resultados.

Surge tras la obtención de estos resultados, el interés por comparar los casos de presión ilimitada y limitada. De esta manera, puede verse fácilmente el efecto negativo que introduce el limitar presión en cilindro.

En la Figura I4.12 puede verse como, el hecho de introducir una limitación de presión nos fuerza a que el encendido de la mezcla se retrase. En esta misma figura se busca comparar el óptimo de encendido en el caso de presión ilimitada, con el de caso limitada. Tal y como se ha visto en situaciones anteriores, independientemente de la DOC elegida, el retrasar el encendido de la combustión hasta un cierto punto, mejora el rendimiento de la misma, resultando en un mejor desempeño del motor. Sin embargo esto acarrea consigo un aumento generalizado de la presión. El limitar ésta, impide que lleguemos al óptimo teóricamente alcanzable, para cada caso de RCO. Sólo es necesario reparar la atención en las presiones máximas que se daban en los diferentes puntos resultantes, cuando no existía límite de presión (curva naranja de la primera gráfica). Es claro el hecho de que, a medida que sube la RCO, el punto limitado, se aleja más de su óptimo teórico, pues la presión máxima en el óptimo y la limitante, divergen cada vez



**Figura I4.13:** Presión limitada. Barrido de RCO: Efectos de la limitación de presión en el rendimiento.

más. Esto implicará que para una RCO determinada, la tendencia de crecimiento terminará y se invertirá.

En la Figura I4.13 se aprecia el cambio de la curva de rendimiento en ambos casos. Mientras que en el caso de la presión ilimitada, era monótona creciente; el efecto de la limitación de presión, reduce la tasa de crecimiento, hasta hacerla prácticamente nula. En este caso, al elegirse un límite superior de relación de compresión de 16.5:1, no se llega a ver el cambio de tendencia, pero sí puede intuirse su existencia.

Los nuevos resultados, se muestran en la Tabla I4.15, donde pueden verse todos los cambios. Se obtiene de nuevo, para el rango de exploración elegido un máximo en el límite superior simulado.

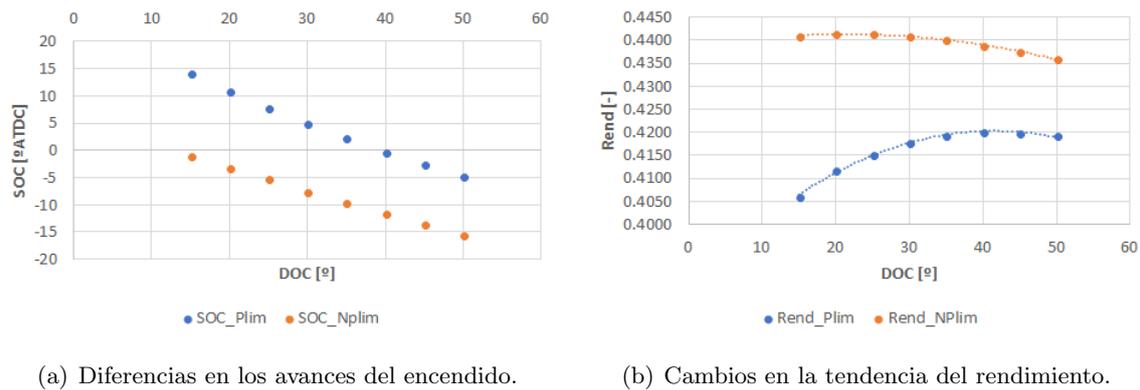
Case	RCO	SOC	Rend	Ne	p <sub>mi</sub>	p <sub>me</sub>	BSFC	P <sub>max</sub>
[-]	[-]	[°ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
RCO1	9.5	-13.25	0.3937	43.749	14.507	13.144	213.622	92.257
RCO2	10.5	-12.3125	0.4036	44.846	14.849	13.473	208.398	99.939
RCO3	11.5	-8.875	0.4101	45.570	15.075	13.691	205.087	99.970
RCO4	12.5	-6.3125	0.4141	46.010	15.212	13.823	203.125	99.881
RCO5	13.5	-4.3125	0.4166	46.292	15.300	13.908	201.889	99.965
RCO6	14.5	-2.6875	0.4182	46.467	15.355	13.960	201.126	99.803
RCO7	15.5	-1.375	0.4193	46.585	15.391	13.996	200.618	99.767
RCO8	16.5	-0.3125	0.4201	46.674	15.419	14.022	200.235	99.918

**Tabla I4.15:** Presión limitada. Barrido de RCO: Resultados.

### I4.4.3 Elección de DOC

Optimizados Fr y RCO, se llega al punto de afinar la optimización con la DOC. La limitación de presión, en el caso anterior, ya dejaba poco margen de mejora, pues se estaba al límite. Sin embargo merece la pena comprobar si todavía puede afinarse un poco más el rendimiento.

Se recuerda que, recortar la duración de combustión, generalmente era beneficioso en términos de rendimiento, pero incrementaba la presión máxima debido a su rápida liberación de energía. Este efecto, puede compensarse mediante el encendido, por lo que la rutina de Matlab, al notar que se excede la presión máxima, intentará retrasar el mismo buscando el mayor óptimo alcanzable contando con la limitación.



**Figura I4.14:** Presión limitada. Barrido de DOC: Efectos en el encendido y rendimiento óptimos.

Es interesante entonces, el comprobar, si la tendencia vista en el caso de presión ilimitada se mantiene en cuanto a optimalidad de la DOC, mediante cambios en el SOC; o si bien, se altera y resulta una tendencia distinta, encontrándose el óptimo en una DOC más larga que permita avanzar más el encendido.

De nuevo, las simulaciones que se realizan son, exactamente las mismas a las de la Tabla I4.7.

Los resultados obtenidos pueden verse a continuación (Tabla I4.16).

Case	DOC	SOC	Rend	Ne	p <sub>mi</sub>	p <sub>me</sub>	BSFC	P <sub>max</sub>
[-]	[°]	[° ATDC]	[-]	[kW]	[bar]	[bar]	[g/kWh]	[bar]
RCO1	15	14.25	0.4061	45.120	14.934	13.555	207.134	99.945
RCO2	20	10.8125	0.4117	45.739	15.128	13.742	204.327	99.922
RCO3	25	7.8125	0.4152	46.134	15.251	13.860	202.579	99.831
RCO4	30	4.9375	0.4178	46.421	15.340	13.946	201.328	99.768
RCO5	35	2.25	0.4193	46.587	15.392	13.996	200.611	99.866
RCO6	40	-0.3125	0.4201	46.674	15.419	14.022	200.235	99.918
RCO7	45	-2.625	0.4198	46.646	15.410	14.014	200.357	99.791
RCO8	50	-4.875	0.4192	46.575	15.388	13.993	200.661	99.792

**Tabla I4.16:** Presión limitada. Barrido de DOC: Resultados.

En la Figura I4.14 se encuentran graficados algunos de los parámetros de la Tabla anterior.

A la izquierda, puede verse la diferencia existente en valores de avance de encendido entre presión limitada e ilimitada. El motivo de este suceso, se ha comentado previamente. La tendencia existente es idéntica, avanzándose más a mayor duración de combustión, como estaba previsto. La limitación, sin embargo, impide que para cada caso, se alcance el SOC óptima (la curva azul se acerque a la naranja). Nótese incluso que, para la curva de encendidos con la presión limitada, existen muchas simulaciones cuyo encendido resulta posterior al momento en que el cilindro llega al PMS de combustión. Esto obviamente implica pérdida energética, pues la energía se libera demasiado tarde, y en condiciones de la mezcla no tan idóneas.

Resultado de todos los efectos comentados, es el gráfico del rendimiento. Puede encontrarse en la parte derecha de la Figura I4.14. Existe, en primer lugar, una disminución en términos

absolutos, esto es, los valores de rendimiento son de partida, inferiores (curva azul por debajo de la naranja). De nuevo es debido a lo comentado previamente respecto al encendido. En segundo y último lugar, existe un cambio apreciable de tendencia. En el caso de la curva naranja, el óptimo se hallaba en una duración de combustión corta (no la más corta de ellas, debido al efecto de pérdidas por transmisión de calor) combinado con su encendido más favorable. En esta ocasión, como el encendido está muy acotado para cada caso debido a la limitación se tienen resultados diferentes. Se aprecia como los valores de cálculo con DOC muy cortas, al liberarse la energía de manera tan súbita y alcanzarse mayores presiones, se ven forzados a encender en valores de SOC positivos. De esta manera, ya no entran solo en juego las pérdidas por transmisión de calor, sino que, como se ha comentado antes, se tiene un encendido en una posición poco favorable.

De los resultados expuestos en la Tabla I4.16, así como del gráfico de rendimiento comentado, puede verse que, en este caso, es imposible mejorar más el rendimiento. La limitación de presión, nos impide acortar la duración de combustión por debajo de los  $40^\circ$ , resultando en este caso el óptimo de esta simulación igual, al óptimo de la simulación anterior (de RCO y Plimitada). Esto implica que probablemente, se ha alcanzado el máximo del margen de mejora disponible, mediante cambios en los parámetros de estudio.

Es interesante hacer notar que, con la aplicación de la presión limitante, ya no es tan evidente la independencia entre los factores optimizados, especialmente entre RCO y DOC. Debe recordarse, que en el momento de elaborar el plan de trabajo, se dijo que entre sí, eran lo suficientemente independientes como para estudiar por separado cada uno de ellos, e ir acumulando optimizaciones. Es la manera en la que se ha procedido en todos los resultados expuestos. En cambio, es fácil recaer en que, si se elige otra RCO, por ejemplo, la de 15.5:1, que además, según la Tabla I4.15 presenta un valor de rendimiento muy similar al de la RCO escogida; podría tenerse unos SOC más cercanos a los óptimos, pues de seguro que bajando la RCO las presiones máximas disminuyen. Es posible que sumando ambos efectos (pérdida de rendimiento por bajada de RCO y ganancia por posibles SOC más avanzados) el resultado fuese favorable.

## Capítulo I5

# Conclusiones finales

Vistos todos los resultados, es hora de realizar la interpretación final de los mismos, para poder extraer diversas conclusiones. En este capítulo, se verá si se cumplen los objetivos propuestos al inicio del proyecto, y se definirán diversos trabajos futuros para el proyecto final entre el *CMT-Motores Térmicos* y el grupo *Renault-Francia Automóviles*.

El capítulo trata de subdividirse en diferentes secciones, para mayor claridad de interpretación. Así en primer lugar, definiremos la configuración óptima extraída de los resultados sin tener en cuenta la presión limitada. Después se comentarán las diferentes opciones a tomar en el motor físico real, donde sí existirá esa presión máxima limitada, por el límite de esfuerzos máximos que pueden soportar los elementos del mismo. Finalmente, se definirán algunas de las tareas que serían realmente interesantes de desarrollar al fin del presente documento; junto con algunas mejoras al mismo que se realizarán y no se han incluido en este trabajo por razones de tiempo y espacio.

### I5.1 Elección de la mejor configuración en función de los resultados obtenidos

Los parámetros que se han optimizado con la herramienta desarrollada se recuerda que son: Fr, RCO y DOC<sup>1</sup>. Se busca en este momento el recoger todos los resultados, y comprobar las sucesivas mejoras que se dan sobre el caso base tomado de la información inicial de *Renault-Francia Automóviles*.

Para mayor sencillez se elabora la Tabla I5.1 donde aparecen por orden las sucesivas optimizaciones de parámetros, esta vez en el caso de *presión ilimitada*. En cada una de las columnas aparece el caso óptimo encontrado en los diferentes barridos, y puede notarse como éste se acumula para la columna siguiente. De esta manera, puede verse el crecimiento del rendimiento en cada una de las iteraciones realizadas, así como la mejoría general en el desempeño del motor. Se pasa pues, a comentar brevemente de nuevo algunos de los aspectos más importantes de estos

---

<sup>1</sup>También el SOC para cada uno de los casos, pero éste lo hacía Matlab de manera automática.

cambios, por qué son óptimos, y qué aspectos hay que tener en cuenta a la hora de tomarlos como parámetros futuros en el motor.

NPLIM-Estados					
OPTIMIZACIONES		CB	Fr	RCO	DOC
Optimizado Fr?		-	X	X	X
Optimizado RCO?		-	-	X	X
Optimizado DOC?		-	-	-	X
<b>Fr</b>	[-]	1	0.6	0.6	0.6
<b>RCO</b>	[-]	9.5	9.5	16.5	16.5
<b>DOC</b>	[°]	40	40	40	25
<b>SOC</b>	[°ATDC]	-13.125	-13.25	-11.5	-5.125
<b>Rend</b>	[-]	0.3614	0.3937	0.4389	0.4413
<b>Ne</b>	[kW]	40.16	43.75	48.77	49.03
<b>p<sub>mi</sub></b>	[bar]	13.39	14.51	16.07	16.16
<b>p<sub>me</sub></b>	[bar]	12.06	13.14	14.65	14.73
<b>ISFC</b>	[g/kWh]	209.73	193.55	174.70	173.79
<b>BSFC</b>	[g/kWh]	232.73	213.62	191.64	190.60
<b>P<sub>max</sub></b>	[bar]	70.55	92.26	150.33	161.52

**Tabla I5.1:** Conclusiones: conjunto de optimizaciones.

Diversas son las cuestiones a discutir sobre la tabla y se procede a ello.

En primer lugar, la primera columna, precedida de las iniciales *CB*, muestra los resultados obtenidos al simular el caso base extraído de la información disponible desde *Renault-Francia Automóviles*. De los resultados se desprende directamente el que, para dicho punto de funcionamiento, no se obtienen la potencia y el rendimiento efectivo que se podrían esperar según los requerimientos<sup>2</sup>. Era totalmente previsible, y el objetivo del presente documento se recuerda, era acercarse al desempeño máximo del motor para así conocer si estos requerimientos eran alcanzables con las características del motor que se está tratando. Comienza así el proceso de optimización.

Puede verse en primer lugar la disminución del dosado relativo que se da al optimizar éste. Como se comentó en su momento, esto era debido a que con una mezcla empobrecida, la relación entre calores específicos ( $\gamma$ ) de la misma aumentaba, mejorando el rendimiento del ciclo. La presión media indicada del lazo de alta presión crecía prácticamente de manera lineal con este efecto. Sin embargo, el fenómeno del aumento del coeficiente adiabático, se veía atenuado debido al mayor bombeo necesario para introducir mayor cantidad de aire, creciendo la presión media indicada del lazo de bombeo casi de manera exponencial con el empobrecimiento. Como compromiso entre ambos fenómenos, se llegaba al óptimo en un dosado relativo de valor 0.6. Éste, es un valor increíblemente bajo para la operación de un motor MEP Gasolina, pero el objetivo del proyecto conjunto entre el grupo *Renault-Francia Automóviles* y el *CMT-Motores Térmicos* es el de conseguir motor de estas características que opere en estas condiciones, por lo que los resultados deben tenerse en cuenta para el futuro. Además cabe recordar que una mezcla pobre

<sup>2</sup>50kW y 45%.

alcanza temperaturas máximas en el interior del cilindro, por lo que se minimizan también emisiones de  $NO_x$ . Es el conjunto de estos hechos lo que hace tan especialmente interesante el desarrollo de este futuro tipo de motor, y por lo que se tienen tantas esperanzas puestas en él. Únicamente con la modificación y optimización de este parámetro, se tiene una ganancia en puntos de rendimiento con respecto del anterior (el del *caso base*) de un 3,23%<sup>3</sup>. Esta cantidad, en términos de rendimiento en un motor térmico, es muy elevada.

A continuación, de los ensayos de RCO, se desprende su gran relación con el incremento del rendimiento a la par que la potencia, para un determinado punto de funcionamiento. Esto es debido a la maximización de las condiciones energéticas de la mezcla en la combustión, teniendo más energía disponible en la expansión. No obstante, este efecto va ligado con el aumento de la presión máxima, lo que es de alta precaución en los ensayos con límite de ésta. En este caso, sin embargo, resulta que la mejor RCO es la de 16.5:1, que era el límite superior ensayado, para guardar un orden de magnitud, y no simular con RCO excesivamente altas. Queda claro pues la importante dependencia de potencia y rendimiento con respecto de la relación de compresión, y siempre y cuando sea seguro en el motor real, con respecto a los elementos mecánicos y estructurales del mismo, interesará maximizarla. En este paso, con respecto del rendimiento anterior, se mejora un 4,52% el mismo. Agrupando ambas optimizaciones se aumenta con respecto del caso base un 7,75%.

Finalmente se optimizaba la duración de la combustión (*DOC*). Pudo verse en su momento su amplia relación con el SOC, que se optimiza automáticamente en Matlab. De esa manera, se comentó el gran interés existente en combustiones de carácter corto, donde la energía almacenada en el combustible se liberaba de manera rápida, llegándose a condiciones en la mezcla de presión y temperatura superiores. Todas las combustiones, para ser lo más eficientes posibles, debían estar localizadas con un 50% de quemados en una zona entre 10° y 20° después del PMS de combustión, por lo que en las combustiones largas, el encendido se localizaba con un mayor avance y en cortas, más cercano al nombrado punto. Como en muchas ocasiones, aparecía en ese momento un *trade-off* entre liberación de energía y pérdidas de calor. Así, cuando con DOC cortas se tiene una rápida liberación, se maximizan las pérdidas por transmisión de calor al exterior; y contrariamente con las DOC largas. Fruto de este compromiso surge la DOC óptima, localizada en este caso en 25°. Con esta optimización se tiene una mejora con respecto al rendimiento del paso anterior del 0,24%. Respecto del caso base, acumulando todas las optimizaciones se consigue una mejoría del 7,99%.

Con las anteriores modificaciones de los parámetros fundamentales en su relación con el rendimiento, se consiguen las siguientes especificaciones según el modelo desarrollado:

- $N_E = 49,03$  kW.
- $\eta_E = 44,13$  %.

Los resultados parecen muy favorables, pero no debe olvidarse el hecho de que, en primer lugar, este análisis proviene sin límite de presión, lo cuál no es cierto fuera de las simulaciones. Las presiones máximas alcanzadas en la última optimización son muy elevadas, por lo que lo más posible es que no puedan llevarse a la realidad; y en segundo lugar, que este análisis se trata

<sup>3</sup>Todos los valores de mejora de rendimiento expuestos, se refieren a una mejora en puntos de rendimiento. Calculados como  $\Delta Rend = Rend_i - Rend_{i-1}$ .

de un modelado 0D, por lo que no se tienen en cuenta infinidad de factores que en un futuro sí deberán de ser tenidos en cuenta, y que muy posiblemente penalizarán estos resultados.

Para acercarse más al realismo, se simulan los ensayos vistos con la presión máxima limitada a 100 bares. En la Tabla I5.2 puede verse de nuevo una tabla similar a la anterior, pero con esta limitación tenida en cuenta.

PLIM-Estados					
OPTIMIZACIONES		CB	Fr	RCO	DOC
Optimizado Fr?		-	X	X	X
Optimizado RCO?		-	-	X	X
Optimizado DOC?		-	-	-	X
<b>Fr</b>	[-]	1	0.6	0.6	0.6
<b>RCO</b>	[-]	9.5	9.5	16.5	16.5
<b>DOC</b>	[°]	40	40	40	40
<b>SOC</b>	[°ATDC]	-13.125	-13.25	-0.3125	-0.3125
<b>Rend</b>	[-]	0.3614	0.3937	0.4201	0.4201
<b>Ne</b>	[kW]	40.16	43.75	46.67	46.67
<b>p<sub>mi</sub></b>	[bar]	13.39	14.51	15.42	15.42
<b>p<sub>me</sub></b>	[bar]	12.06	13.14	14.02	14.02
<b>ISFC</b>	[g/kWh]	209.73	193.55	182.10	182.10
<b>BSFC</b>	[g/kWh]	232.73	213.62	200.24	200.24
<b>P<sub>max</sub></b>	[bar]	70.55	92.26	99.92	99.92

**Tabla I5.2:** Conclusiones: conjunto de optimizaciones. Presión limitada.

De la Tabla anterior, puede verse que se llega un momento en las optimizaciones donde la limitación de presión impide que el rendimiento y la potencia aumenten más para ese punto de funcionamiento. Hay que tener en cuenta que todos y cada uno de los avances suponen un aumento de la presión, por lo que era de esperar un resultado de esta índole. No obstante, habría que tener en cuenta para proyecciones futuras del trabajo los comentarios realizados en el último párrafo del apartado I4.4.3.

Los resultados tras la aplicación de la limitación de presión bajan a:

- $N_E = 46,67$  kW.
- $\eta_E = 42,01$  %.

A pesar de que los requerimientos iniciales del grupo *Renault-Francia Automóviles* son cercanos a los obtenidos, y en absoluto son desproporcionados, quizás se deba de reajustar alguno de éstos, para asegurarse su cumplimiento, pues parecen difícil de alcanzar cuando se tengan más consideraciones en cuenta. Sin embargo, las configuraciones iniciales para el trabajo quedan definidas, y son las expuestas en las Tablas, en función de cómo corresponda seguir con el análisis en el futuro.

En la Figura I5.1 se muestran algunos de los gráficos extraídos de ambas tablas, para comprobar visualmente del margen de mejora adoptado, así como de la restricción que impone sobre los resultados la propia limitación de presión.

Con respecto al ángulo de apertura de las válvulas, respecto a los ensayos realizados, no pueden extraerse numerosas conclusiones.

Hablando del ángulo de apertura de la válvula de escape, se ha visto que, para el punto de funcionamiento dado, quizás se debería de retrasar unos  $10^\circ$  la apertura con respecto de la actual. De esta manera, se maximiza el rendimiento y potencia. Sin embargo, se comentó que es muy posible que *Renault-Francia Automóviles* esté utilizando este ángulo de apertura como solución de compromiso entre todos los puntos de funcionamiento a ensayar. No tiene sentido colocar un sistema de distribución variable en un motor, cuyo objetivo final es el de ser un Range Extender, que se conecta en un par de puntos de funcionamiento determinados. Así pues, puede decirse que el ángulo de apertura para este punto de funcionamiento que se ha simulado, no es el óptimo, pero que seguramente sea una buena solución para el motor final.

Respecto al ciclo Miller, las soluciones obtenidas no fueron prometedoras, pues se vio que no tenía especial sentido el realizar éste cuando se buscaba mantener una potencia en el punto de funcionamiento dado. Esto forzaba a trabajar más al compresor, y por ende más a la turbina, resultando en un trabajo mayor del lazo de bombeo. Puesto que no se han podido extraer grandes conclusiones de los resultados, y aún no se han comentado con *Renault-Francia Automóviles*, es conveniente no asegurar un valor óptimo. No obstante, el comportamiento del ciclo Miller ha sido probado con la herramienta desarrollada quitando la restricción de potencia equivalente en todos los ángulos de cierre de escape. Este desarrollo podrá encontrarse en el Anexo III3.

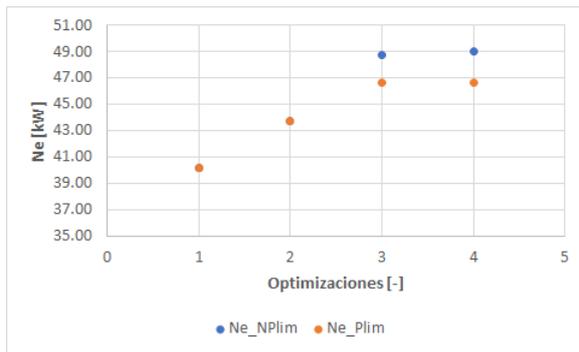
## I5.2 Trabajos futuros y vías de mejora

Se comentan ahora finalmente las posibilidades existentes para mejorar el trabajo desarrollado, así como el rango de posibilidades futuras para éste.

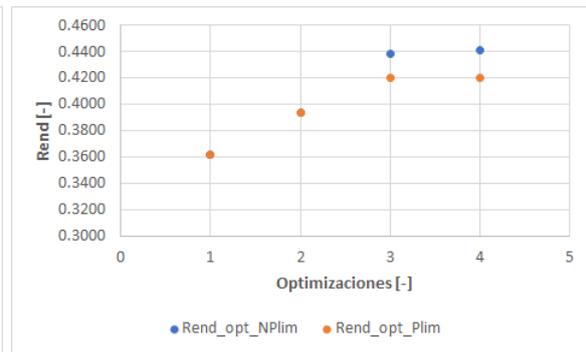
### I5.2.1 Vías de mejora del trabajo ya realizado

Existen múltiples maneras de mejorar el trabajo realizado hasta la fecha, pues cabe recordar que éste es parte del inicio del proyecto global entre el *CMT-Motores Térmicos* y *Renault-Francia Automóviles*.

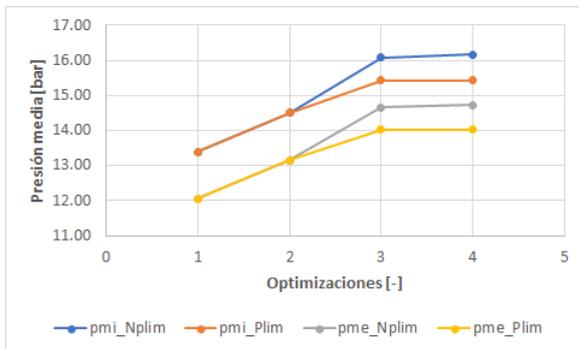
Las más evidentes, consisten en introducir cada vez más información real del motor a SiCiclo, pues no toda se ha podido localizar. La dificultad de contacto entre ambos grupos, y los obstáculos en diferencias de calendario y obligaciones, hacen que conseguir información concreta pueda ser muy complicado. Por ejemplo, sería extremadamente interesante el conocer el diámetro real de las válvulas, así como de los coeficientes de descarga en los orificios de las mismas para poder modelar de forma más realista el comportamiento del motor. En torno al modelado del aire en el cilindro, también es buen objetivo el conocer qué coeficiente de *blow-by* real presenta el motor. Con el *blow-by* puede cuantificarse la cantidad de aire o mezcla que se pierde a través de los segmentos del cilindro. Este fenómeno sucede en todos los motores, y permite afinar el cálculo realizado.



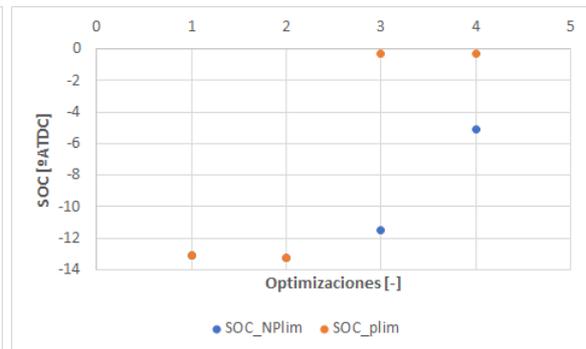
(a) Potencia.



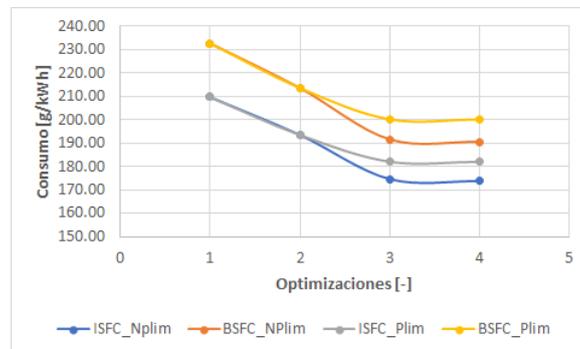
(b) Rendimiento.



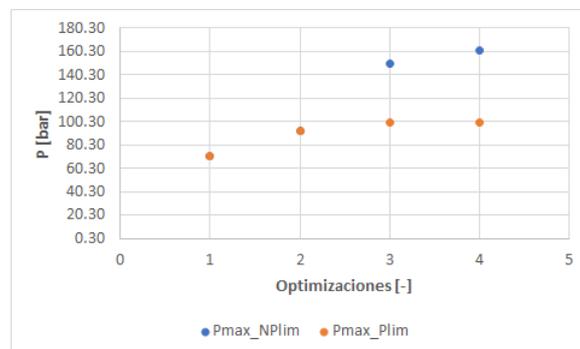
(c) Presiones medias: indicada neta y efectiva.



(d) Avance del encendido.



(e) Consumo.



(f) Presión máxima.

Figura I5.1: Margen de mejora con las diferentes optimizaciones.

Finalmente y una vez se haya introducido toda la información real del motor que quede por definir, se deberán de comparar estos datos con algunos experimentales que el grupo *Renault-Francia Automóviles* pueda enviar. De esa manera, se conocerá (a pesar de que ya se han comprobado con algunos datos actuales) el grado de bondad del modelado realizado.

### ***15.2.2 Trabajos futuros***

La mejor manera de concluir el presente documento, es dejando la puerta entreabierta a otros futuros proyectos que sin duda, continuarán con éste. Puesto que el modelado 0D presenta sus evidentes limitaciones, es obvio que deberán de abordarse modelados de mayor envergadura, para la mayor fiabilidad de los datos, especialmente cuando el grupo *Renault-Francia Automóviles* espere ciertos resultados concretos, o cuando en el *CMT-Motores Térmicos*, ya con el motor en sus instalaciones, pretenda mejorar su desempeño real.

Existen diversos softwares en el mercado que permiten un modelado 1D mucho más afinado de lo realizado en estas páginas. Especialmente es interesante cuando se interese modelar con mayor grado de precisión el ciclo de aire del motor, y la renovación de la carga del mismo. Existen gran cantidad de fenómenos acústicos debidos a las ondas de presión y depresión que se crean en un MCI que no han podido ser modelados aquí. De igual manera, este tipo de programas permiten simular con exactitud las pérdidas de carga en codos, pipas, válvulas, etc. en función de sus rugosidades y diámetros. De igual manera, permiten una mayor visualización de resultados. Algún ejemplo de estos softwares serían OpenWAM (desarrollado por el *CMT-Motores Térmicos*, de código abierto) y *GT-Suite*<sup>4</sup>.

---

<sup>4</sup>En concreto su rama de *GT-Power*.



# Bibliografía

- [1] F. Payri, J. M. Desantes y col. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Universitat Politècnica de València Editorial; Ed. Reverté, 2011 (vid. págs. 7, 10, 12, 37, 51).
- [2] Holli Riebeek. “Global Warming. How Much More Will Earth Warm?” En: *NASA* (2010) (vid. pág. 4).



Parte II

Presupuesto



## Capítulo II1

# Consideraciones iniciales

### II1.1 Introducción

En el presente documento se pasa a presupuestar las actividades realizadas en el *Documento I. Memoria*. Aquí, se expondrán los recursos humanos que han intervenido en el devenir del proyecto, se calcularán las amortizaciones de los equipos utilizados y se realizarán todos los cuadros de precios y presupuestos finales típicos de un proyecto como el realizado.

Es interesante recordar que el proyecto expuesto en estas páginas, es únicamente una rama de todo el trabajo conjunto realizándose en estos momentos entre el grupo *Renault-Francia Automóviles* y el *CMT-Motores Térmicos*. Por este preciso motivo, los costes que a continuación se mostrarán, serán mucho menores a los que representarían a todo el proyecto global. Esto es debido a que en las páginas siguientes, tan sólo se presupuestarán las actividades que han tenido relación con el desarrollo de este Trabajo Fin de Grado.

Sin más, se procede a comentar las consideraciones previas a la redacción de los propios presupuestos.

### II1.2 Recursos humanos que intervienen en el proyecto

Se especifican a continuación todos los interventores en el desarrollo del trabajo. Como era de esperar, la cuantía de estos, al tratarse de un proyecto cuya situación es de fase inicial, no es numerosa. No obstante, es necesario el especificar las labores que realiza cada uno de ellos, así como el rango y posición de los mismos dentro de las áreas de la ingeniería.

En este caso las personas que han desarrollado el trabajo han sido:

- Ingeniero Industrial Júnior. Es la persona que desarrolla el proyecto expuesto en este Trabajo Fin de Grado. Su tarea es alcanzar los objetivos propuestos al inicio del mismo, así como de proporcionar soluciones necesarias para conseguirlo

- Ingeniero Industrial Senior. Es el Director del Proyecto y se encarga de la supervisión de las tareas que desarrolla en Ingeniero Industrial Jr, así como del guiado del mismo hacia las soluciones, en caso necesario. Es además, el enlace con el grupo *Renault-Francia Automóviles*.

Nótese la existencia de un diferente escalón a nivel de experiencia entre ambos participantes, situación que después se verá repercutida en el coste de este recurso por unidad horaria<sup>1</sup>.

### III.3 Amortización de equipos y softwares informáticos

De igual manera que se han expuesto los recursos humanos, se procede ahora a detallar el listado de todos y cada uno de los bienes materiales utilizados en el proyecto.

- **PC Notebook HP Pavilion 15-n006ss.** Procesador Intel Core i3-3217U CPU @ 1.80 GHz. 4GB de memoria RAM (no dedicada).
- Licencia Standard Matlab.
- Microsoft Office 365.
- Software SiCiclo. Al ser un software disponible en el seno del *CMT-Motores Térmicos*, no se considerarán períodos de amortización, pues no es necesaria la compra de licencias.

En la Tabla III.1 puede verse la amortización de los equipos, en función del tiempo de vida útil esperado.

	Coste [€]	Periodo amortización [años]	Amort. Anual [€/año]	Amort. Mensual [€/mes]
<b>HP Pavilion</b>	495.00	5	99.00	8.25
<b>Matlab License</b>	2000.00	1	2000.00	166.67
<b>Office 365</b>	105.60	1	105.60	8.80

**Tabla III.1:** Presupuesto. Amortización de los equipos y softwares.

Cabe comentar el hecho de que todos los precios base de la Tabla III.1 se presentan sin su IVA correspondiente, ya que estará después añadido de manera global, al final del presupuesto.

<sup>1</sup>Veáse el Cuadro de Mano de Obra en páginas posteriores.

## Capítulo II2

# Cuadro de precios n<sup>o</sup>1

En el cuadro de precios n<sup>o</sup>1 se detalla la información relevante a la mano de obra utilizada en el proyecto. Como se ha especificado anteriormente, simplemente, se presenta en la Tabla II2.1

	Código	Rendimiento	
Ingeniero Industrial Júnior	IJR	24.40	[€/h]
Ingeniero Industrial Sénior	IISR	35.60	[€/h]

**Tabla II2.1:** Presupuesto. Cuadro de precios n<sup>o</sup>1. Mano de obra.

Los salarios por unidad horaria de cada RRHH participante, han sido estimados en función de su profesión y años de experiencia.



## Capítulo II3

# Cuadro de precios n<sup>o</sup>2

El cuadro de precios n<sup>o</sup>2 aporta la información del rendimiento horario de los materiales e instalaciones (bienes materiales) de los que se hace uso en el proyecto. Como se considerará la amortización de equipos como una unidad de obra, se presenta aquí (Tabla II3.1) de nuevo todo el equipamiento informático detallado recientemente.

	Código	Rendimiento	
<b>HP Pavilion</b>	HP	8.25	[€/mes]
<b>Matlab License</b>	ML	166.67	[€/mes]
<b>Office 365</b>	MO	8.80	[€/mes]

**Tabla II3.1:** Presupuesto. Cuadro de precios n<sup>o</sup>2. Equipos y softwares.



## Capítulo II4

# Cuadro de precios descompuestos (Cuadro de precios n<sup>o</sup>3)

Los cuadros de precios descompuestos se encargan de dividir el trabajo realizado en actividades más sencillas, denominadas *Unidades de Obra*. Dentro de cada unidad de obra se especifica todos aquellos RRHH o materiales que son necesarios para la elaboración de la misma. En esta ocasión, por motivos de sencillez, se decide introducir la amortización como si de una Unidad de Obra alternativa se tratase, por lo que no aparecerán (debido a la tipología de proyecto realizado) descomposiciones de materiales en el interior del resto de unidades de obra, pues éstos estarán contabilizados en la suya propia.

En el presupuesto se tienen en cuenta tres unidades de obra, más la amortización de los equipos. Éstos se definen de la siguiente manera:

### 1. Capítulo 1: Unidades de Obra.

- UO1. Definición y concreción del proyecto e ideas de abordar el mismo.
- UO2. Desarrollo de la metodología y programación de scripts.
- UO3. Análisis e interpretación de los resultados.

### 2. Capítulo 2: Amortización de equipos.

- CA1. Costes debidos a la amortización de los equipos y software informático.

Se procede entonces con la elaboración de los cuadros de precios descompuestos, subdivididos en los capítulos expuestos.

## II4.1 Capítulo 1. Unidades de Obra

### II4.1.1 Unidad de Obra 1. Definición del proyecto

En la definición del proyecto, únicamente aparece como recurso, el Ingeniero Industrial Senior, al tratarse de reuniones con cierto carácter de confidencialidad. Éste es el que se encarga de escuchar a los miembros de *Renault-Francia Automóviles* y de elaborar una planificación. Por cada hora de esta unidad de obra, el recurso con código *IISR* invierte la hora completa<sup>1</sup>, como es obvio.

El cuadro de precios descompuesto de esta Unidad de Obra puede verse en la Tabla II4.1

### II4.1.2 Unidad de Obra 2. Metodología y programación

Se define como unidad de obra la actividad dedicada al desarrollo del plan de trabajo, de abordamiento del problema y la solución de éste mediante el desarrollo de una herramienta de programación en código de Matlab. En esta tarea, se estima que, por cada hora de la misma, cada uno de los recursos destina:

- El IIJR dedica la hora completa.
- Se estima que por cada hora que le dedica el IIJR, el IISR, realiza un 16 % de ese tiempo a supervisar y reorientar el trabajo del IIJR en caso necesario.

El cuadro de precios descompuesto de esta Unidad de Obra puede verse en la Tabla II4.2

### II4.1.3 Unidad de Obra 3. Análisis e interpretación de los resultados

Se define como la última unidad de obra el análisis, la interpretación de los resultados, y englobado en ésta, la redacción del propio proyecto. Los rendimientos estimados para esta tarea, por hora de la misma, son los siguientes:

- El recurso con código IIJR realiza la hora completa de ésta.
- El recurso con código IISR adquiere una mayor importancia que en el caso anterior, pues debe de realizar comprobaciones en los resultados y garantizar que no existen posibles errores en éstos. Por este motivo se estima que por cada hora dedicada, éste participa en un 25 % de la misma.

El cuadro de precios descompuesto de esta Unidad de Obra puede verse en la Tabla II4.3

---

<sup>1</sup>Éste es su rendimiento.

Nº de orden	Uds		Descripción de la unidad de obra			
UO1	h		Definición del proyecto entre el CMT y Renault Francia Automóviles			
Código	Rendimiento	Uds	Descripción	Precio	Importe	
IISR	1	h	Ingeniero Industrial Sr	35.4	35.4	
					Costes directos	35.40 €
					Costes directos complementarios (2%)	0.71 €
					<b>Coste total</b>	<b>36.11 €</b>

Tabla II4.1: Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO1.

Nº de orden	Uds		Descripción de la unidad de obra			
UO2	h		Desarrollo de la metodología y herramientas necesarias para cumplimentar los objetivos			
Código	Rendimiento	Uds	Descripción	Precio	Importe	
IISR	0.16	h	Ingeniero Industrial Sr	35.40	5.66	
IJR	1	h	Ingeniero Industrial Jr	24.60	24.60	
					Costes directos	30.26 €
					Costes directos complementarios (2%)	0.61 €
					<b>Coste total</b>	<b>30.87 €</b>

Tabla II4.2: Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO2.

Nº de orden	Uds		Descripción de la unidad de obra			
UO3	h		Análisis de los resultados obtenidos e interpretación de los mismos.			
Código	Rendimiento	Uds	Descripción	Precio	Importe	
IISR	0.25	h	Ingeniero Industrial Sr	35.40	8.85	
IJR	1	h	Ingeniero Industrial Jr	24.60	24.60	
					Costes directos	33.45 €
					Costes directos complementarios (2%)	0.67 €
					<b>Coste total</b>	<b>34.12 €</b>

Tabla II4.3: Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. UO3

## II4.2 Capítulo 2. Amortización de equipos

Como se ha comentado anteriormente, la amortización de los equipos decide contabilizarse como una Unidad de Obra aparte, cuya unidad es el *mes*. El rendimiento de los materiales que forman parte del descompuesto, se considera del 100 % puesto que todos ellos han estado presentes a lo largo del desarrollo de la actividad.

El cuadro descompuesto de la Unidad de Obra de Amortización de los equipos, puede encontrarse en la Tabla II4.4.

Nº de orden	Uds		Descripción de la unidad de obra			
<b>CA1</b>	mes		Coste de amortización de los equipos y softwares informáticos utilizados en el proyecto			
Código	Rendimiento	Uds	Descripción	Precio	Importe	
PC	1	mes	Notebook HP Pavilion	8.25	8.25	
ML	1	mes	Matlab License	166.67	24.60	
MO	1	mes	Microsoft Office 365	8.80	8.80	
				Costes directos	41.65 €	
				Costes directos complementarios (2%)	0.83 €	
				<b>Coste total</b>	<b>42.48 €</b>	

**Tabla II4.4:** Presupuesto. Cuadro de precios descompuestos. Amortización de los equipos

## Capítulo II5

# Presupuestos unitarios

Los presupuestos unitarios se confeccionan a partir de los cuadros de precios descompuestos. Éstos muestran todas y cada una de las unidades de obra consideradas, así como su valoración. Por valoración se entiende el *importe por unidad correspondiente de la misma*. Éstos pueden verse en la Tabla II5.1.

<b>Nº de orden</b>	<b>Uds</b>	<b>Descripción de la unidad de obra</b>	<b>Importe</b>
<b>UO1</b>	h	Definición del proyecto entre el CMT y Renault Francia Automóviles	<b>36.11 €</b>
<b>UO2</b>	h	Desarrollo de la metodología y herramientas necesarias para cumplimentar los objetivos	<b>30.87 €</b>
<b>UO3</b>	h	Análisis de los resultados obtenidos e interpretación de los mismos.	<b>34.12 €</b>
<b>CA1</b>	mes	Coste de amortización de los equipos y softwares informáticos utilizados en el proyecto	<b>42.48 €</b>

**Tabla II5.1:** Presupuesto. Cuadro de precios unitarios.



## Capítulo II6

# Presupuestos parciales

En los presupuestos parciales, se calcula, a partir de los presupuestos unitarios y de las mediciones realizadas de cada unidad de obra, los importes separados en cada uno de los capítulos anteriormente expuestos. Así tendremos un presupuesto parcial para el capítulo de las unidades de obra, y otro que hará referencia a la amortización de los equipos.

Como se comenta, es necesario disponer de la medición para cada una de las unidades de obra desarrolladas. La medición en este caso puede entenderse cómo la cantidad necesaria de esa misma unidad de obra a la que hace referencia. Tendrá unidades por tanto, iguales a la misma.

Las mediciones estimadas para cada unidad de obra, son:

- 20h de reuniones con *Renault-Francia Automóviles* para el comienzo del proyecto. Medición para la UO1.
- 220h para el planteamiento de la metodología de resolución y programación de la misma. Medición para la UO2.
- 80h para el análisis de los resultados y toma de decisiones. Medición para la UO3.
- Se considerará como período de amortización los 4 meses de duración de la actividad. Medición para la CA1.

Nº de orden	Uds	Descripción de la unidad de obra	Precio Unit.	Medición	Importe
<b>UO1</b>	h	Definición del proyecto entre el CMT y Renault Francia Automóviles	36.11 [€/h]	20 h	722.16 €
<b>UO2</b>	h	Desarrollo de la metodología y herramientas necesarias para cumplir los objetivos	30.87 [€/h]	220 h	6,791.24 €
<b>UO3</b>	h	Análisis de los resultados obtenidos e interpretación de los mismos.	34.12 [€/h]	80 h	2,729.52 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 1</b>					<b>10,242.92 €</b>

**Tabla II6.1:** Presupuestos parciales. Capítulo 1.

Nº de orden	Uds	Descripción de la unidad de obra	Precio Unit.	Medición	Importe
<b>CA1</b>	mes	Coste de amortización de los equipos y softwares informáticos utilizados en el proyecto	42.48 [€/mes]	4 [mes]	169.93 €
<b>TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 2</b>					<b>169.93 €</b>

**Tabla II6.2:** Presupuestos parciales. Capítulo 2.

## Capítulo II7

# Presupuestos finales

Descripción		Importe
<b>Presupuesto Parcial 1: UO</b>		<b>10,242.92 €</b>
UO1	Definición del proyecto entre el CMT y Renault Francia Automóviles	722.16 €
UO2	Desarrollo de la metodología y herramientas necesarias para cumplimentar los objetivos	6,791.24 €
UO3	Análisis de los resultados obtenidos e interpretación de los mismos.	2,729.52 €
<b>Presupuesto parcial 2: CA</b>		<b>169.93 €</b>
CA1	Coste de amortización de los equipos y softwares informáticos utilizados en el proyecto	169.93 €
<b>Presupuesto de Ejecución Material</b>		<b>10,412.85 €</b>
Gastos generales (12 %)		1,249.54 €
Beneficio Industrial (6 %)		624.77 €
<b>Presupuesto de Ejecución por Contrata</b>		<b>12,287.17 €</b>
IVA (21 %)		2,580.31 €
<b>Presupuesto Base de Licitación</b>		<b>14,867.48 €</b>

Tabla II7.1: Presupuestos finales.

El presupuesto base de licitación asciende a los **CATORCE MIL OCHOCIENTOS SESENTA Y SIETE EUROS CON CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS**.



**Parte III**

**Anexos**



# ANEXO I. Rutinas de Matlab

## III1.1 Rutinas desarrolladas por el autor del documento

### III1.1.1 Rutina *SiCicloAuto\_v07.m*

```
%%%% AUTOMATIZACIÓN DE SICICLO %%%
%% Input file reading. Information of the inputs which are vble
%%

FileName= 'Fr_RC0165.xlsx'; %Excel a leer
sheet='INPUT'; %%Nombre de la hoja del excel de la que toma los
datos

[num, txt, raw]=xlsread(FileName, sheet);

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%----- Declaration of invariable constants
-----%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Presión limite
Plim=1e5; %bar

%Para las iteraciones
zero=1e-6; %% For the optimizations
zero2=0.5; %% Para la convergencia de la temperatura de escape (
    ¿Funciona?)
dSOC=0.5;
```

```
%Características del motor
cycperrev=0.5; %% Numero de ciclos que realiza por revolución 4T
z=3;
S=0.0813;
D=0.0722;
Lb=0.13;

nvol=0.97; %% Rendimiento volumétrico del motor, quizá haya que
    cambiarlo
SOC_ini=-3;

%Características del combustible
AFst=14.6;
PCI=42800; % kJ/kg

%Variables termodinámicas
Rair=287; % J/(kg·K)
Gamma_air=1.4;
cp_air=Gamma_air/(Gamma_air-1)*Rair;
cv_air=cp_air-Rair;
Rexh=Rair; % J/(kg·K). It is preferable not to make Rexh
    different from Rair
Gamma_exh=1.35;
cp_exh=Gamma_exh/(Gamma_exh-1)*Rexh;
cv_exh=cp_exh-Rexh;

% Reference conditions
Y02atm=0.23;
Patm=1; % bar
P0=Patm; % bar
T0=298; % K
T2=T0; %% Asumimos que la temperatura de enfriamiento el
    intercooler es la ambiente

%Pérdidas de carga para los cálculos de los input
KAF=6.114917470942547e-07; %Air Filter
KINT=1.458513583325872e-06; %Intercooler
KEL=1.835297092714400e-06; %Exhaust Line

%%
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%--Output format creation.--%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

OUTPUT_Gen=cell(1,39); %%Crea un vector con una fila y ese numero
    de columnas
OUTPUTi=OUTPUT_Gen; % Here, the results for each iteration will
    be saved
OUTPUT_Gen(1,:)={'mf' 'Fr_obj' 'Fr_sic' 'Pint' 'Tint' 'Pexh' '
    Texh' 'SOC' 'RCO' 'Rend' 'Ne' 'mair' 'megr' 'imepHP' 'imepLP'
    'imep_neta' 'fmep' 'pme' 'ISFC' 'BSFC' 'Pmax' 'Tmax' 'Tpiston
    ' 'P4-P1' 'P3-P4' 'P1' 'P2' 'P3' 'P4' 'T1' 'T2' 'T20' 'T3' 'T4
    ' 'Pamb' 'Tamb' 'DP_INT' 'DP_EL' 'DP_AF'};
% The units are added:
OUTPUTi(1,:)={'[mg/stk]' '[-]' '[-]' '[bar]' '[K]' '[bar]' '[K]'
    '[°ATDC]' '[-]' '[-]' 'kW' '[kg/h]' '[kg/h]' '[bar]' 'bar' '
    bar' 'bar' '[bar]' '[g/kWh]' '[g/kWh]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[
    bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[K]
    ' '[K]' '[K]' '[bar]' '[K]' 'bar' 'bar' 'bar'};
OUTPUT_Gen=[OUTPUT_Gen;OUTPUTi]; %%Junta en una variable los dos
    vectores. Tenemos entonces una tabla con los titulos y uds

%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%---COMIENZO DEL ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE CADA UNO DE LOS CASOS
    DEL EXCEL ABIERTO---%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

for icase=1:size(num, 1)
    %% Aquí se leen los datos de cada fila del excel.
    %    D=num(icase,1); S=num(icase, 2); % En mm

    Vd=(pi/4*D^2*S); %% En m^3
    Vt=z*Vd;

    mfMGSTK=num(icase, 3); % En mg/cc
    n=num(icase, 4); % En rpm
    Fr=num(icase, 5);
    DOC=num(icase, 6);
    RCO=num(icase, 7);
    EGR=num(icase, 8); % En valor porcentual con respecto al
        total megr/(megr+mair)
    Teff=num(icase, 9);
    Ceff=num(icase, 10);
    TCMechEff=num(icase, 11);

```

```

AAE=num(icase, 12);
RCA=-180+num(icase, 13); %Se referencia al PMS, para cálculos
    del IVC

OUTPUT=cell(1,39);
OUTPUTi=OUTPUT;
OUTPUT(1,:)={'mf' 'Fr_obj' 'Fr_sic' 'Pint' 'Tint' 'Pexh' '
    Texh' 'SOC' 'RCO' 'Rend' 'Ne' 'mair' 'megr' 'imepHP' '
    imepLP' 'imep_neta' 'fmep' 'pme' 'ISFC' 'BSFC' 'Pmax' '
    Tmax' 'Tpiston' 'P4-P1' 'P3-P4' 'P1' 'P2' 'P3' 'P4' 'T1' '
    T2' 'T20' 'T3' 'T4' 'Pamb' 'Tamb' 'DP_INT' 'DP_EL' 'DP_AF'
    };
    OUTPUTi(1,:)={'[mg/stk]' '[-]' '[-]' '[bar]' '[K]' '[bar]'
        '[K]' '[°ATDC]' '[-]' '[-]' 'kW' '[kg/h]' '[kg/h]' '
        [bar]' 'bar' 'bar' 'bar' '[bar]' '[g/kWh]' '[g/kWh]' '
        [bar]' '[K]' '[K]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[
        bar]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[K]' '[K]' '[K]' '[bar]' '[
        K]' 'bar' 'bar' 'bar'};
OUTPUT=[OUTPUT;OUTPUTi];;

    %% Generar carpetas para cada uno de los ensayos del EXCEL

% SiCiclo path
    SC_path = 'C:\Siciclo';
% SC_path = 'D:\Siciclo';

% Reference case
test_ori='2500_10_map_2_Cil_2_cuasiest_v2'; %%Nombre del
    ensayo original de referencia

conf_folder = [SC_path '\Configuraciones\'];
res_folder = [SC_path '\Resultados\'];

suffix = ['_' txt{icase+2,1}]; %% El +2 del txt es para que
    se salte el titulo y las
                                % uds del EXCEL y coja el
                                nombre del
                                % ensayo
test = strcat(test_ori,suffix); % Une el nombre del ensayo
    origen con el sufijo creado

%Crea las carpetas y copia el contenido de la origen en las
    nuevas.
[conf_test_folder,res_test_folder] = copyfolders(conf_folder,
    res_folder,test_ori,test);

```

```

conf_test_file = strcat(conf_test_folder,test, '_configuracion
.txt');
res_glob_file = strcat(res_test_folder,test, '
_resultados_globales_frontier.txt');

file=[test_ori suffix '.xlsx']; %% Nombre del EXCEL que
crearemos con los resultados de cada ensayo
sheet= 'RESULTS'; %% Nombre de la hoja de EXCEL

%% Lectura del archivo de configuración de SICICLO

delimiter = ':';
endRow = 387;

% Read columns of data as strings:
% For more information, see the TEXTSCAN documentation.
formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

% Open the text file.
fileID = fopen(conf_test_file,'r');

% Read columns of data according to format string.
% This call is based on the structure of the file used to
generate this
% code. If an error occurs for a different file, try
regenerating the code
% from the Import Tool.
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, endRow, 'Delimiter',
delimiter, 'MultipleDelimsAsOne', true, 'ReturnOnError',
false);

% Close the text file.
fclose(fileID);

% Convert the contents of columns containing numeric strings
to numbers.
raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col = 1 : length(dataArray)-1
raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end

% Create output variable

```

```

CONF = raw; %Metemos en la matriz CONF el contenido de el
    archivo de configuración
        % del ensayo original. Después, se modifica
            poniendo en el
                % lugar que corresponda las variables que cambien
                    con
                        % respecto a éste.

%% Bucle para el calibrado del dosado

SOC=SOC_ini;
PEVO=4.6; % bar
TEVO=850; % K
Fr_sic=1e5;
dPint=0.25;
ejc=0; % Me marca el numero de ejecuciones. Para controlar
    dPint. Uso en Inputs_Tesc...

while(abs(Fr-Fr_sic)>5e-3)
    % El bucle siguiente sirve para encontrar las condiciones
        en el EVO, que
    % nos sirven a su vez para definir las condiciones en el
        escape (punto3)

    errortotal=1e5;
    while(errortotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las
        temperaturas no se diferencien en más de 0.1K
        Calculo_gm; % Coge los gastos que le correspondan
        Calcula_inputs; % Calcula lo necesario para S ciclo
        Write_config_vSergio_cuas; % Lo escribe en el fichero
            de configuración
        Ejecutar_siciclo;

        if todosi==0
            Fail=1;
            return
        else
            Read_results;
        end

        % Guardamos las viejas
        PEVO_old=PEVO;
        TEVO_old=TEVO;

        % Leemos las nuevas

```

```

    PEVO=Data(1,6)/1e5; % bar
    TEVO=Data(1,8); % K

    errortotal=abs(TEVO-TEVO_old);
    ejc_old=ejc; % Todas las pasadas que hagamos por aqui
                sin aumento de ejecucion no suman dPint
end

Fr_sic_old=Fr_sic;
Fr_sic=Data(1,31); % Leo el dosado relativo de Siciclo
signo=(Fr_sic-Fr)*(Fr_sic_old-Fr);

if ejc==0 % Configurar la primera iteración
    if Fr_sic<Fr % Meto más aire del que debo, hay que
                bajar la Pint
        dPint=-dPint; % Por defecto estaba en subir la
                    Pint, le cambio el signo
    end
else
    if signo<0 % Se itera hasta que se cruza en algun
                sentido el objetivo
        dPint=-dPint/2; % Se cambia el paso de la
                    iteración
    end
end

ejc=ejc+1;% Subimos el numero de ejecución para iterar
            con dPint
end

% Salido del bucle, tendremos la presión de admisión correcta
% que hace
% que en la ejecución de Siciclo, haya un dosado igual al que
% queremos.

%% Bucle para la optimización del SOC

% OPTIMIZACIÓN DEL SOC, (ahora mismo está calculado con -3º)
display('COMIENZO DEL PROCESO DE OPTIMIZACIÓN');

Pmax=Data(1,71)/1e5;

if(Pmax>Plim)
    dSOC=+2;

```

```

while (Pmax>Plim)
    SOC=SOC+dSOC; %Retraso el encendido para bajar la
        presión
    Write_config_vSergio_cuas;
    Ejecutar_siciclo;

    if todosi == 0
        Fail=1;
        return
    else
        Read_results;
    end
    Pmax=Data(1,71)/1e5;
end
end

% Al salir del bucle, tendremos un SOC que nos garantiza que
    estamos por
% debajo de la presión limite

dSOC=-0.5; %Avanzamos
Rendcalc_siciclo_cuas;
opti_old=Rend-0.1;
opti_new=Rend;
lmt=0;

while (abs(dSOC)>1e-1 || Pmax>Plim)
    Pmax_old=Pmax;
    opti_old=opti_new;
    SOC=SOC+dSOC; % Actualizo con el nuevo SOC

    % Volvemos a hacer un bucle iterativo con EVO, porque
        cambiar el
    % SOC nos cambian las condiciones en el escape.

    errortotal=1e5;
    while(errortotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las
        temperaturas no se diferencien en más de 1K
        Calcula_inputs;
        Write_config_vSergio_cuas;
        Ejecutar_siciclo;

        if todosi==0
            Fail=1;
            return
        end
    end
end

```

```

else
    Read_results;
end

% Guardamos las viejas
PEVO_old=PEVO;
TEVO_old=TEVO;

% Leemos las nuevas
PEVO=Data(1,6)/1e5; % bar
TEVO=Data(1,8); % K

errortotal=abs(TEVO-TEVO_old);
end
% Al salir del bucle de EVO tendremos los inputs que
    convergen con
% el SOC que estamos analizando

Rendcalc_siciclo_cuas;
opti_new=Rend; % Actualizamos con los nuevos valores, el
    nuevo Pmax se actualiza dentro de Rendcalc

signo=(Pmax-Plim)*(Pmax_old-Plim); % Nos sirve para saber
    si hemos cruzado la presión limite

if Pmax>Plim || lmt == 1 % Llegamos al caso de superar la
    Plimite
    lmt=1; % Nos indica que estamos limitados, y entramos
        aquí siempre desde ese momento
    if signo<0
        dSOC=-dSOC/2;
    end
else
    if(opti_new<opti_old) % Estaremos en el caso no
        limitado
        dSOC=-dSOC/2; %Le cambio el signo para viajar al
            revés
    end
end

end

end

xlswrite(file,OUTPUT,sheet,'A1');
    OUTPUT_Gen=[OUTPUT_Gen; OUTPUTi];

beep; % Asi nos avisa cuando termina con cada caso

```

```

end

sheet='OUTPUT';
xlswrite(FileName,OUTPUT_Gen,sheet,'A1');

beep;

```

### III1.1.2 Rutina Calculo\_gm.m

```

% Calculo de los gastos másicos

mf=mfMGSTK*1e-6*z*cycperrev*n*60; %kg/h para los tres cilindros
mair=mf/(Fr*1/AFst);%kg/h para los tres cilindros
megr=(mair*EGR/100)/(1-(EGR/100)); %kg/h para los tres cilindros
mescKGH=mair+mf; %kg/h de los tres cilindros
mtotKGH=mair+megr+mf; %kg/h de los tres cilindros

dref=(mair)/(nvol*Vt*n*60*cycperrev); %kg/m^3
P2=(dref*Rair*T2)*1e-5; %bar

if ejc == 0 % Primera ejecución
    Pint=P2;
else
    if ejc~=ejc_old % Cuando hay que hacer un ajuste de dosado.
        USO EN EL PRIMER BUCLE
        Pint=Pint+dPint; %% Definición del punto de la admisión
    end

    mair_sic=Data(1,1); % Lectura actualizada de S ciclo, en kg/
        cc
    mair=mair_sic*z*n*cycperrev*60; % kg/h de los tres cilindros

    %Actualizo el resto de gastos, con la lectura que da s ciclo
        en cada
    %iteración

    megr=(mair*EGR/100)/(1-EGR/100); %kg/h para los tres
        cilindros
    mesckGH=mair+mf; %kg/h de los tres cilindros
    mtotKGH=mair+megr+mf; %kg/h de los tres cilindros
end

```

### III1.1.3 Rutina Calcula\_inputs.m

```

%% Rutina de cálculo de inputs genérica.
% Cálculo de la linea de admisión

P1=P0-0.4; %% Para que entre en el bucle
Tint=T2;
T1=T0;
error=1;
% Iteración en el filtro de aire

while error>zero
    mcorrAF=mair*(P0/P1)*(T1/T0)^0.5;
    DeltaP_AF=KAF*mcorrAF^2;
    P1old=P1;
    P1=P0-DeltaP_AF;
    error=abs(P1-P1old)/P1;
end

% Iteración en el TC+INT para cálculo de P20 y T20
P20=2.0; %bar, supuesta para la iteración
error=1;

while error>zero
    T20s=T1*(P1/P20)^(-(Gamma_air-1)/Gamma_air);
    T20=T1+((T20s-T1)/Ceff);

    mcorrINT=(mair+megr)*(P0/P20)*(T20/T0)^0.5;
    DeltaP_INT=KINT*mcorrINT^2;

    P20_old=P20;
    P20=Pin+DeltaP_INT; % Pint es P2 pero con el valor
        actualizado de cada iteración
    error=abs(P20-P20_old)/P20;
end

Ncomp=((mair+megr)/3600)*cp_air*(T20-T1); %W
Nturb=Ncomp/TCMechEff; %W, potencia que debe de desarrollar la
    turbina

mtotKGS=(mair+megr+mf)/3600; % En kg/s
mescKGS=(mair+mf)/3600; % kg/s

T3=850; % K Itero con la temperatura de escape. Valor inicial
errorT3=1;
P4=1.5; % bar

```

```

while(errorT3>zero)

    T4=T3-Nturb/(mtotKGS*cp_exh);
    T4s=T3-(T3-T4)/Teff;

    error=1;

    while error>zero
        mcorrEL=mescKGH*(P0/P4)*(T4/T0)^0.5; %kg/h
        DeltaP_EL=KEL*mcorrEL^2;
        P4old=P4;
        P4=P0+DeltaP_EL;
        error=abs(P4-P4old)/P4;
    end

    P3=P4*(T4s/T3)^(-Gamma_exh/(Gamma_exh-1));

    % Una vez calculo la supuesta P3, utilizo la fórmula de la
    % expansión
    % ideal, para calcular la T3 por ese proceso.

    T3old=T3;
    T3=(TEVO*(cv_exh+Rexh*(P3/PEVO)))/(Rexh+cv_exh);
    errorT3=abs(T3-T3old)/T3;
end

% Cuando acabe el anterior bucle, tendré la presión y
% temperatura 3 correspondiente
% para la pareja de TEVO y PEVO en función de los calculos.
% Ahora
% queda, calcular el resto de inputs, para que SICICLO calcule,
% y
% veamos que TEVO Y PEVO nos da.

Pexh=P3; Texh=T3;

mairGS=mair/3.6/z; % Masa de aire en g/s por cilindro lista para
SICICLO
mfGS=mf/3.6/z;
megrGS=megr/3.6/z;

mairGSTK=mairGS*60/(n*cycperrev);
megrGSTK=megrGS*60/(n*cycperrev);

```

### III1.1.4 Rutina Write\_config\_cuas.m

```

% Introducimos los cambios en el fichero de configuración
% Versión más sencilla, al ser la del cuasiestacionario
CONF{1,2} = num2str(RC0);
CONF{53,2} = num2str(AAE);
CONF{52,2} = num2str(RCA+180); % Volvemos a referenciarlo al PMI
    , como en Siciclo
CONF{253,2} = num2str(DOC);
CONF{296,2} = num2str(mairGS);
CONF{297,2} = num2str(mfGS);
CONF{298,2} = num2str(megrGS);
CONF{289,2} = num2str(Pint);
CONF{290,2} = num2str(Pexh);
CONF{294,2} = num2str(Texh-273);
CONF{263,2} = num2str(SOC);
CONF{292,2} = num2str(Tint-273);
CONF{291,2} = num2str(P0);
CONF{310,2} = num2str(n);

% Guardamos la nueva configuración en el mismo formato que estaba
fid = fopen(conf_test_file, 'w');
for j = 1:length(CONF)
    fprintf(fid, '%s:%s:%s\r\n', CONF{j, :});
end
fclose(fid);

```

### III1.1.5 Rutina Rendcalc\_siciclo\_cuas.m

```

% Calculo de rendimiento del motor, en función de los resultados
    de Siciclo

% Lectura de resultados necesarios para el cálculo, y para el
    EXCEL de
% salida

imepHP=Data(1,28)/1e5;
imepLP=Data(1,30)/1e5;

% TEVO y PEVO

%% Calculos

%Calculo del lazo de bombeo, supuesto como un rectángulo perfecto

```

```

imepneta=imepHP+imepLP; %Cálculo de la pmi incluyendo el lazo de
    bombeo

%Perdidas por fricción estimadas

fmep=0.615003-0.000077674*n+3.89469E-8*n^2+0.0238135*imepneta
    +0.000429503*imepneta^2; % in bar

%Calculo de la potencia indicada del ciclo termodinámico
    incluyendo el lazo
%de bombeo, y el conjunto de los 3C

Nind=(imepneta*1e5)*Vt*(n/60)*cycperrev;

%mf [kg/h], PARA LOS TRES CILINDROS
%Nind [W] para los tres cilindros

CSI=(mf*1e3)/(Nind*1e-3); %mf lo paso a g/h, Nind lo paso a KW.
    Resultado en g/KWh

pme=imepneta-fmep; %Sin el efecto de la inyección
Neff=(pme*1e5)*Vt*(n/60)*cycperrev;
CSE=(mf*1e3)/(Neff*1e-3);

Rend= 1/((CSE/3.6E6)*PCI); % El CSE lo he pasado a kg/KWs. El
    resultado sale adimensional.

%% Preparación de la salida para el EXCEL (sigo con la estructura
    anterior)
Fr_sic=Data(1,31);
Pmax=Data(1,71)/1e5;
Tmax=Data(1,73);
P2=Data(1,107)/1e5;
T2=Data(1,109);
Pexh=Data(1,108)/1e5;
Texh=Data(1,110);
Tpiston=Data(1,45);
mfMGSTK=Data(1,15);

OUTPUTi(1,1)=num2cell(mfMGSTK);
OUTPUTi(1,2)=num2cell(Fr);
OUTPUTi(1,3)=num2cell(Fr_sic);
OUTPUTi(1,4)=num2cell(Pint);
OUTPUTi(1,5)=num2cell(Tint);
OUTPUTi(1,6)=num2cell(Pexh);

```

```

OUTPUTi(1,7)=num2cell(Texh);
OUTPUTi(1,8)=num2cell(SOC);
OUTPUTi(1,9)=num2cell(RC0);
OUTPUTi(1,10)=num2cell(Rend);
OUTPUTi(1,11)=num2cell(Neff);
OUTPUTi(1,12)=num2cell(mair);
OUTPUTi(1,13)=num2cell(megr);
OUTPUTi(1,14)=num2cell(imepHP);
OUTPUTi(1,15)=num2cell(imepLP);
OUTPUTi(1,16)=num2cell(imepneta);
OUTPUTi(1,17)=num2cell(fmep);
OUTPUTi(1,18)=num2cell(pme);
OUTPUTi(1,19)=num2cell(CSI);
OUTPUTi(1,20)=num2cell(CSE);
OUTPUTi(1,21)=num2cell(Pmax);
OUTPUTi(1,22)=num2cell(Tmax);
OUTPUTi(1,23)=num2cell(Tpiston);
OUTPUTi(1,24)=num2cell(P4-P1);
OUTPUTi(1,25)=num2cell(P3-P4);
OUTPUTi(1,26)=num2cell(P1);
OUTPUTi(1,27)=num2cell(Pint);
OUTPUTi(1,28)=num2cell(Pexh);
OUTPUTi(1,29)=num2cell(P4);
OUTPUTi(1,30)=num2cell(T1);
OUTPUTi(1,31)=num2cell(T20);
OUTPUTi(1,32)=num2cell(T2);
OUTPUTi(1,33)=num2cell(T3);
OUTPUTi(1,34)=num2cell(T4);
OUTPUTi(1,35)=num2cell(P0);
OUTPUTi(1,36)=num2cell(T0);
OUTPUTi(1,37)=num2cell(DeltaP_INT);
OUTPUTi(1,38)=num2cell(DeltaP_EL);
OUTPUTi(1,39)=num2cell(DeltaP_AF);
OUTPUT=[OUTPUT; OUTPUTi]; % El resultado de esta iteración se
    acumula con los resultados de los
        % casos anteriores. En el caso de que
            la
                % iteración de este caso no sea la
                    última el
                        % OUTPUTi se irá modificando. Es para
                            el EXCEL

```

## III1.2 Rutinas disponibles en el *CMT-Motores Térmicos*.

### III1.2.1 Rutina *Ejecutar\_siciclo*

```
% Modifica lanzadorSiCiclo
fid = fopen([SC_path '\lanzadorSiCiclo.txt'], 'w');
fprintf(fid, ['Configuraciones/' test '/' test '_configuracion.txt
\r\n']);
fprintf(fid, ['Resultados/' test '/' test '_resultados_indicados.
txt\r\n']);
fprintf(fid, ['Resultados/' test '/' test '\r\n']);
fprintf(fid, [test '\r\n']);
fprintf(fid, 'Nothing');
fclose(fid);
clearvars fid

% Se lanza siciclo y se comprueba si hay errores
[todosi] = lanza_SiCiclo(SC_path, test);
```

### III1.2.2 Rutina *lanza\_SiCiclo.m*

```
function [todosi] = lanza_SiCiclo(SC_path, test)
% Asigna directorios
conf_test_folder = [SC_path '\Configuraciones\' test];
res_glob_file = [SC_path '\Resultados\' test '\' test '
_resultados_globales_frontier.txt'];

% Se borra el archivo res_glob_file que pudiera estar de
ejecuciones anteriores
delete(res_glob_file);

% Modifica lanzadorSiCiclo
% Configuraciones/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000
% _6_3_Cil_2_mf_free_configuracion.txt
% Resultados/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000
% _6_3_Cil_2_mf_free_resultados_indicados.txt
% Resultados/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000_6_3_Cil_2_mf_free
% 4000_6_3_Cil_2_mf_free
% Nothing
fid = fopen([SC_path '\lanzadorSiCiclo.txt'], 'w');
fprintf(fid, ['Configuraciones/' test '/' test '_configuracion
.txt\r\n']);
fprintf(fid, ['Resultados/' test '/' test '
_resultados_indicados.txt\r\n']);
fprintf(fid, ['Resultados/' test '/' test '\r\n']);
```

```

fprintf(fid,[test '\r\n']);
fprintf(fid,'Nothing');
fclose(fid);
clearvars fid

todosi = 0;

% Se ejecuta SiCiclo
path=cd;
cd(SC_path);
tic; % Se empieza el cronometraje
system(['start /MIN ' SC_path '\lanzadorSiCicloShell.exe "'
        conf_test_folder '" &exit']);% Argumento->Lugar donde se
        copia el archivo de resultados (mf_folder)
%system('Taskkill /F /IM cmd.exe');
cd(path);

% Se comprueba si la ejecución crea el archivo de resultado en
    menos de 20
% segundos en este caso, si no es así es porque ha petado siCiclo
    . En ese
% caso cierra todo y devuelve error a mf
    elapsedtime = toc;
    while exist(res_glob_file, 'file') == 0
        if elapsedtime <200
            elapsedtime = toc;
        else % Ha petado siCiclo
            system('Taskkill /F /IM siCicloClase.exe');
            system('Taskkill /F /IM WerFault.exe');
            system('Taskkill /F /IM cmd.exe');
            return
        end
    end

% Se cierra la ventana cmd
system('Taskkill /F /IM cmd.exe');

% % Se borra el archivo de resultado adicional que crea el .exe
    de Víctor
    delete([conf_test_folder '\ ' test '
            _resultados_globales_frontier.txt']);

% Todo ha ido bien
    todosi = 1;
end

```



# ANEXO II. Demostraciones teóricas de fórmulas

### III2.1 Expansión irreversible para relacionar variables en el escape y el EVO

Esta fórmula se utiliza en el documento para iterar con SiCiclo, realizando comprobaciones con las condiciones en el EVO, de manera que se sepa si la presión de escape introducida a SiCiclo era correcta.

Para deducirla, se parte desde la hipótesis de una expansión irreversible de los gases quemados desde el instante inmediatamente inferior a la apertura de la válvula de escape (*situación A*), hasta un instante inmediatamente posterior (*situación B*), donde los gases se han expandido a lo largo de la pipa de escape.

En esta situación puede suponerse que:

$$\Delta U = \Delta Q + \Delta W \implies \Delta U = \Delta W \implies m_{EVO} \cdot C_v \cdot (T_{EVO} - T_3) = P_3 \cdot (V_B - V_A)$$

donde aplicando la ley de los gases ideales sobre  $V_A$  y  $V_B$ , queda:

$$m_{EVO} \cdot C_v \cdot (T_{EVO} - T_3) = P_3 \cdot m_{EVO} \cdot R \cdot \left( \frac{T_3}{P_3} - \frac{T_{EVO}}{P_{EVO}} \right) \implies C_v \cdot (T_{EVO} - T_3) = R \cdot \left( T_3 - \frac{T_{EVO} \cdot P_3}{P_{EVO}} \right)$$

que simplificando, y despejando  $T_3$  acaba resultando:

$$T_3 = \frac{T_{EVO} \cdot \left( C_v + R \cdot \frac{P_3}{P_{EVO}} \right)}{R + C_v}$$

### III2.2 Dosado relativo equivalente con EGR sustitutivo

Para poder realizar el EGR sustitutivo, se necesitaba reducir el aire fresco de admisión a medida que aumentaba la cantidad de gases residuales recirculados, de manera que se mantuviese la masa total de entrada a los cilindros.

Era necesario entonces, encontrar una relación entre dosados relativos, y masas de aire y egr.

En primer lugar ha de tenerse en cuenta, que la ecuación siguiente debe cumplirse siempre:

$$m_{air} + m_{egr} = m_{tot} = cte$$

y también tener en cuenta la relación existente entre masa de EGR (con una tasa de EGR) y masa de aire:

$$EGR = \frac{m_{egr}}{m_{air} + m_{egr}} \implies m_{egr} = \frac{m_{air} \cdot EGR}{1 - EGR}$$

Con estas dos ecuaciones sabemos que, en el caso de dilución con sólo aire puro (punto inicial)

$$m_{tot} = m_{air1}$$

mientras que en el caso de una determinada tasa de EGR, será

$$m_{tot} = m_{air2} + m_{egr} \implies m_{tot} = \frac{m_{air2}}{1 - EGR}$$

Así pues, relacionando ambos dosados relativos...

$$F_{r1} = \frac{m_f}{m_{air1}} \equiv \frac{m_f}{m_{tot}} \equiv \frac{m_f}{\frac{m_{air2}}{1 - EGR}} \equiv F_{r2} \cdot (1 - EGR)$$

$$F_{r2} = \frac{F_{r1}}{1 - EGR}$$

# Anexo III. Funcionamiento del ciclo Miller

Como pudo verse en los resultados obtenidos, no es efectivo intentar realizar un ciclo de Miller, queriendo mantener la potencia de un determinado punto de funcionamiento. Este hecho forzaba a que, irremediablemente, se debía de introducir en el cilindro la misma cantidad de aire por ciclo, a pesar de que el decalaje de las válvulas era diferente. Cuando se intenta realizar el ciclo Miller, se prueba a retardar el cierre de la admisión para poder reducir el tramo de compresión efectiva. De esta manera, se reduce la carrera de compresión, manteniendo constante la carrera de expansión. Sin embargo, el retrasar más el cierre de la válvula de admisión, implica que existe un tramo en el que la válvula se encuentra abierta, pero el pistón está subiendo, resultando en una expulsión de cierta cantidad de aire hacia el colector de admisión. Puesto que el objetivo es mantener esa cantidad de aire, se debe de aumentar precisamente el aire de entrada en la carrera de admisión para que, cuando se de ese tramo de expulsión hacia atrás, acabe existiendo finalmente la misma masa. Esto sólo puede conseguirse aumentando la presión de admisión, con respecto al caso de un cierre de admisión más avanzado.

El aumentar la presión de admisión, implica un aumento del trabajo necesario en el turbogrupo, pues como el compresor debe trabajar más, también ha de hacerlo la turbina. Esto acaba resultando en un aumento del lazo de bombeo, por lo que los resultados, de manera general no son prometedores.

Surge entonces la intención de comprobar, si Miller efectivamente funciona en algún caso. Puesto que se llega a la conclusión anteriormente expuesta en cuanto al hándicap que presenta realizar Miller de la manera anterior, se busca entonces comprobar su utilidad, manteniendo la presión de admisión, y sacrificando potencia a medida que se retrasa el cierre. Para sacrificar potencia, y poder comparar los puntos simulados, no se puede simplemente dejar salir el aire sino que deberá de mantenerse la dilución de la mezcla. De esta manera, también deberá modificarse la cantidad de combustible inyectado, en función de cuánto aire se encierre con el decalaje de válvulas dado. Esto implica la necesidad de iterar, como mínimo una vez, comprobar el aire

encerrado, y con el valor de éste, obtener el de la masa de combustible a inyectar. Además, puesto que se inyectará menor cantidad de combustible, y entrará menor cantidad de aire, la presión máxima alcanzada será menor, por lo que se colocará un bucle de iteraciones para llegar hasta la presión máxima alcanzada por el primer caso simulado. De esta manera, los casos serán equiparables entre sí.

Teóricamente, realizando el ciclo de esa manera, con ciertos grados de avance se deberá tener mejor rendimiento, pues se aumentará el trabajo específico (por unidad de potencia desarrollada).

Las rutinas vistas en el Anexo III.1 se modifican para poder conseguir lo previamente comentado, y se llevan a cabo los siguientes análisis (Tabla III.1).

Case	Fr	RCO	DOC	AAE	RCA
[-]	[-]	[-]	[-]	[°BBDC]	[°ABDC]
Miller1	0.5	16	30	89.1	68
Miller2	0.5	16	30	89.1	73
Miller3	0.5	16	30	89.1	78
Miller4	0.5	16	30	89.1	83
Miller5	0.5	16	30	89.1	88
Miller6	0.5	16	30	89.1	93
Miller7	0.5	16	30	89.1	98

**Tabla III.1:** Simulaciones para la comprobación del funcionamiento del Ciclo Miller.

Simulando con las nuevas rutinas, se obtienen los siguientes resultados (Tabla III.2):

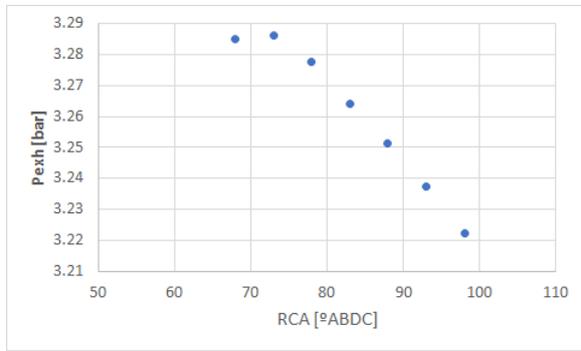
Case	mf	mair	Fr_sic	RCO_alcanz	Pint	Pexh	Rend	Ne
[-]	[mg/stk]	[kg/h]	[-]	[-]	[bar]	[bar]	[-]	[kW]
Miller1	25.961	270.984	0.500	16.00	2.383	3.285	0.4121	45.784
Miller2	25.395	266.955	0.497	16.25	2.383	3.286	0.4116	44.742
Miller3	24.973	262.513	0.497	17.00	2.383	3.277	0.4130	44.139
Miller4	24.497	257.510	0.497	17.25	2.383	3.264	0.4128	43.276
Miller5	23.975	252.021	0.497	18.00	2.383	3.251	0.4134	42.423
Miller6	23.410	246.087	0.497	18.75	2.383	3.238	0.4137	41.450
Miller7	22.788	239.548	0.498	19.56	2.383	3.222	0.4135	40.333

**Tabla III.2:** Resultados de las simulaciones del Miller.

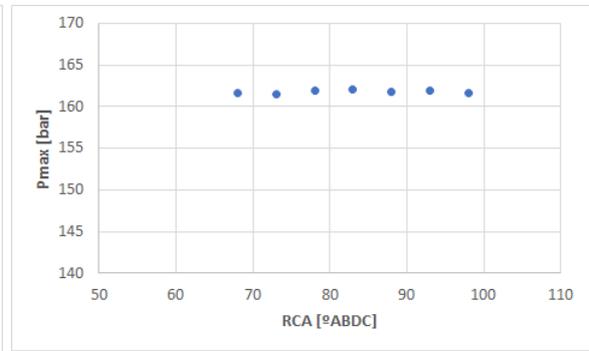
Se desprende de la tabla el funcionamiento explicado previamente. Tanto la masa de combustible, como la masa de aire bajan, lo que permite subir la RCO para igual presiones máximas en todos los casos. Cabe resaltar que el barrido de válvulas requiere unas tolerancias de salida de bucle muy finas para que las tendencias salgan monótonas, y con toda la adición de requerimientos actuales, era alto el tiempo de computación requerido. Por este motivo, la tendencia en el rendimiento no se ve monótonamente creciente, pero sí puede observarse que, de manera general, va aumentando. Estos resultados son muy diferentes a los obtenidos en los casos donde se quería

mantener potencia, lo que nos hace comprobar que el ciclo de Miller, efectivamente funciona en estos casos.

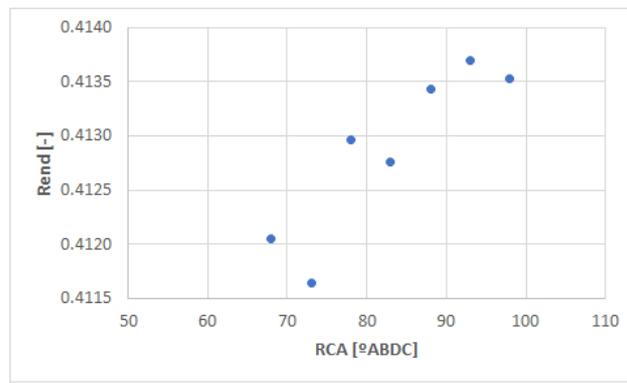
Pueden verse aquí algunos de los gráficos que muestran el buen funcionamiento del ciclo Miller realizado.



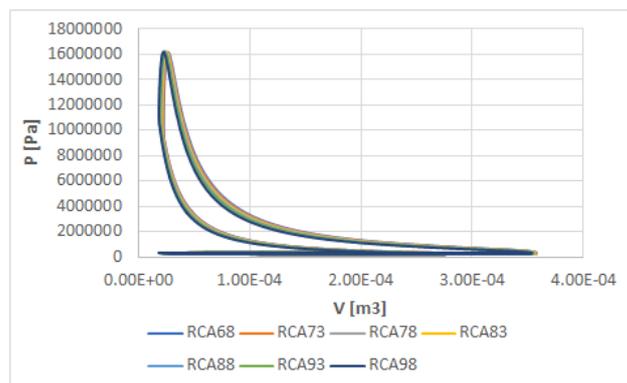
(a) Presión de escape.



(b) Presión máxima.

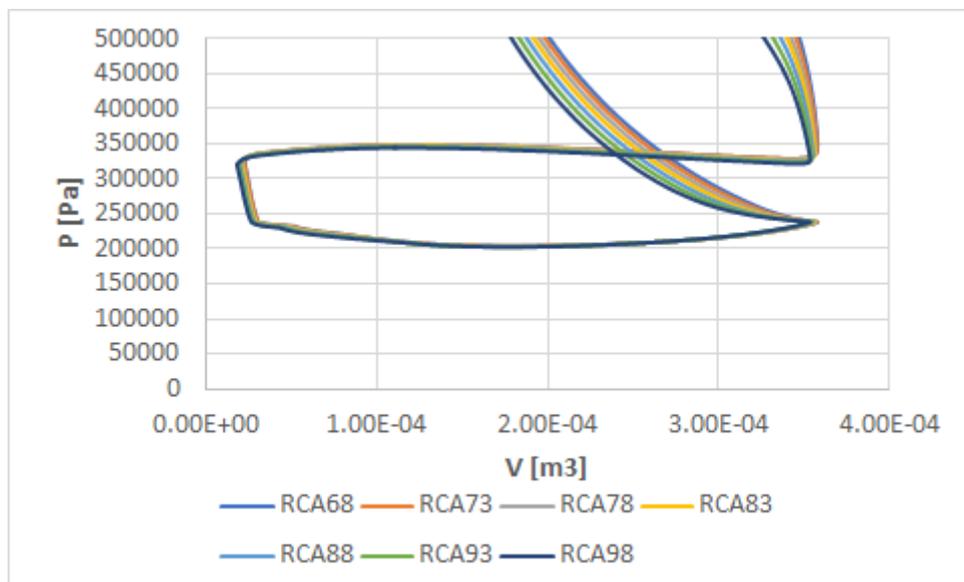


(c) Rendimiento efectivo.



(d) Diagrama PV completo.

**Figura III3.1:** Gráficos del ciclo Miller correctamente realizado.



**Figura III.2:** Lazo de bombeo en el ciclo Miller correctamente realizado.