



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

POTENCIACIÓN DE UN MOTOR DIESEL DE GRAN CILINDRADA

AUTOR: CELIA MARTÍNEZ CANO

TUTOR: JOSÉ MARÍA GARCÍA OLIVER

COTUTOR: JOSÉ JAVIER LÓPEZ SÁNCHEZ

Curso Académico: 2013-14

Índice General

DOCUMENTO 1: Memoria

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO.....	3
1.1. Objetivos	4
1.2. Motivación y Antecedentes.....	4
1.3. Planteamiento y Justificación del Trabajo.....	5
1.4. Estructura del documento.....	6
2. CONCEPTOS PREVIOS.....	7
2.1. Ciclo de Trabajo de un Motor Diesel.....	8
2.1.1. Fases de un Motor de Cuatro Tiempos	8
2.1.2. Ciclo Termodinámico de un MEC.....	9
2.1.3. Diagrama de Distribución	11
2.2. Parámetros Básicos	13
2.2.1. Parámetros Geométricos.....	13
2.2.2. Parámetros de Funcionamiento	14
2.2.3. Parámetros Indicados y Efectivos.....	16
2.3. Combustión en MEC.....	20
2.3.1. Introducción	20
2.3.2. Fases de la Combustión	20
2.3.3. Formación de Contaminantes	21
2.4. Motores Diesel de Gran Cilindrada.....	22
3. HERRAMIENTA: ACT.....	23
3.1. Introducción: Modelo de Combustión.....	24
3.2. Interfaz del Programa.....	25
3.3. Funcionamiento Interno de ACT.....	27
4. RESULTADOS.....	29
4.1. Definición de la Configuración de Partida.....	30
4.1.1. Datos del Motor Original.....	30
4.1.2. Ajuste del Arrastre	30
4.1.3. Ajuste de la Combustión.....	32
4.1.4. Resumen de los Datos de la Configuración de Partida	38
4.2. Estudios Paramétricos	40
4.2.1. Modificación del Avance	40
4.2.2. Modificación de la Presión de Inyección.....	45
4.2.3. Modificación de la Presión de Admisión	49

4.2.4. <i>Modificación de la Tasa de Recirculación de los Gases de Escape</i>	54
4.2.5. <i>Modificación del Coeficiente de Torbellino</i>	59
4.2.6. <i>Modificación de la constante CW1</i>	62
4.2.7. <i>Resumen</i>	66
4.3. <i>Optimización Multi-variable</i>	67
4.3.1. <i>Introducción</i>	67
4.3.2. <i>Obtención de la Superficie de Respuesta de cada Parámetro de Entrada</i>	67
4.3.3. <i>Maximizar el Rendimiento</i>	69
4.3.4. <i>Minimizar las Emisiones</i>	71
4.3.5. <i>Resumen</i>	73
5. CONCLUSIONES	75
5.1. <i>Conclusiones sobre la Metodología</i>	76
5.2. <i>Conclusiones sobre los Resultados</i>	76
6. BIBLIOGRAFÍA	78
7. APÉNDICE: Análisis de los resultados obtenidos tras las modificaciones de CTM, EVO y CW1	79

DOCUMENTO 2: Presupuesto

1. INTRODUCCIÓN	86
2. PRESUPUESTOS PARCIALES	86
2.1. <i>Coste de la mano de obra</i>	86
2.2. <i>Coste de amortización de los equipos empleados</i>	88
2.3. <i>Coste del material fungible</i>	88
3. PRESUPUESTO TOTAL	89

Índice de Tablas

DOCUMENTO 1: Memoria

Tabla 4.1: Especificaciones del motor.	30
Tabla 4.2: datos del fichero “constant_parameters”	31
Tabla 4.3: Resultados de ACT al modificar el avance.	34
Tabla 4.4: Parámetros indicados en función del avance con $k=0.45$	37
Tabla 4.5: Parámetros indicados en función del avance con $p=3.5$ bar.	38
Tabla 4.6: Datos relativos a la sobrealimentación introducidos en ACT.	39
Tabla 4.7: Modificaciones hechas en el fichero “constant_parameters” durante el ajuste.....	39
Tabla 4.8: Indicadores básicos en función del avance.	45
Tabla 4.9: Indicadores básicos en función de la presión de inyección.....	49
Tabla 4.10: Indicadores básicos en función de la presión de admisión.....	54
Tabla 4.11: Indicadores básicos en función de la tasa de EGR.....	58
Tabla 4.12: Indicadores básicos en función del valor de CTM.....	62
Tabla 4.13: Indicadores básicos en función del valor de CW1.	65
Tabla 4.14: Variación de la ley de combustión en función de las modificaciones de las variables de entrada.	66
Tabla 4.15: Variación de los indicadores del ciclo en función de las modificaciones de las variables de entrada.	66
Tabla 4.16: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para maximizar el rendimiento.....	70
Tabla 4.17: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para minimizar NOx.....	71
Tabla 4.18: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para minimizar el hollín.	72
Tabla 4.19: Parámetros de entrada en los cuatro casos, incluyendo caso nominal.	73
Tabla 4.20: Resultados obtenidos según el objetivo y comparación con los de la configuración nominal.....	73
Tabla 7.1: Resultados de ACT al modificar el avance con $CTM=0$	79
Tabla 7.2: Resultados de ACT al modificar el avance con $CW1=0.6$	81

DOCUMENTO 2: Presupuesto

Tabla 2.1: Bases de cotización.	87
Tabla 2.2: Cálculo del coste por hora que supone la mano de obra para la empresa.	87
Tabla 2.3: Cálculo del coste total que supone la mano de obra para la empresa.	88
Tabla 2.4: Presupuesto parcial asociado a la mano de obra.	88
Tabla 2.5: Cálculo de amortización de los equipos empleados.....	88
Tabla 2.6: Cálculo del presupuesto de ejecución material.	89
Tabla 2.7: Cálculo del presupuesto de inversión.....	89
Tabla 2.8: Cálculo del presupuesto total.	89

Índice de Figuras

Figura 2.1: Fases de un motor de cuatro tiempos.....	8
Figura 2.2: Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.	9
Figura 2.3: Diagrama presión-volumen de un motor Diesel.	11
Figura 2.4: Efecto del AAE sobre la presión en el cilindro.	12
Figura 2.5: Diagrama de distribución de un motor de 4T.	12
Figura 2.6: Esquema de un motor de combustión interna alternativo.....	14
Figura 2.7: Ciclo indicado y representación de la presión media indicada.	17
Figura 2.8: Comparación entre la tasa de inyección de combustible (arriba) y la ley de liberación de calor (abajo) e identificación de las fases de la combustión.	21
Figura 3.1: Esquema de un modelo de combustión predictivo.	24
Figura 3.2: Ventana de resultados del fichero Mean_variables.dat.....	26
Figura 4.1: Curva de presión en el cilindro con combustión (línea discontinua) y sin combustión (línea continua).....	31
Figura 4.2: Curvas de arrastre con distintos valores de la presión de admisión obtenidas con ACT y comparación con la del motor original.....	32
Figura 4.3: Comparación entre la ley de inyección y la ley de liberación de calor.....	34
Figura 4.4: Eficiencia de la combustión en función del avance.	35
Figura 4.5: Eficiencia de la combustión en función del avance para distintos valores de Kmix.	35
Figura 4.6: PMI en función del avance para distintos valores de Kmix.....	36
Figura 4.7: Rendimiento indicado en función del avance para distintos valores de Kmix.	36
Figura 4.8: Comparación entre las curvas de arrastre del motor original y del motor simulado antes y después de las modificaciones.....	37
Figura 4.9: Comparación entre las curvas de arrastre del motor original y del motor simulado tras reajustar el arrastre.	38
Figura 4.10: Inicio de la combustión en función del avance.	40
Figura 4.11: Evolución de la presión y la temperatura máximas en función del avance.	41
Figura 4.12: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara para dos valores distintos del avance.....	42
Figura 4.13: Variación de los parámetros indicados en función del avance.	42
Figura 4.14: Evolución del gradiente de presiones en función del avance.	43
Figura 4.15: Tasa de liberación de calor y gradiente de presiones para dos valores diferentes del avance.....	43
Figura 4.16: Evolución de las emisiones (NOx y hollín) en función del avance.	44
Figura 4.17: Eficiencia de la combustión en función del avance.	44
Figura 4.18: Evolución de los parámetros indicados en función de la presión de inyección (bar). .	45
Figura 4.19: Variación de la eficiencia de la combustión en función de la presión de inyección....	46
Figura 4.20: Variación de la presión y temperatura máximas en función de la presión de inyección (bar).....	46
Figura 4.21: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara en función de la presión de inyección.	47
Figura 4.22: Gradiente de presión en función de la presión de inyección.	47
Figura 4.23: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión en función de presión de inyección.	48
Figura 4.24: Emisiones en función de la presión de inyección (bar).	48
Figura 4.25: Presión máxima en función de la presión de admisión.....	49
Figura 4.26: Parámetros indicados en función de la presión de admisión (bar).....	50

Figura 4.27: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara para dos valores diferentes de la presión de admisión.....	50
Figura 4.28: Evolución de la temperatura máxima y de las emisiones de NOx en función de la presión de admisión (bar).....	51
Figura 4.29: Variación de la emisión de hollín en función de la presión de admisión.....	52
Figura 4.30: Eficiencia de la combustión en función de la presión de admisión.	52
Figura 4.31: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión para dos valores diferentes de la presión de admisión.....	53
Figura 4.32: Variación del gradiente de presión en función de la presión de admisión.....	53
Figura 4.33: Eficiencia de la combustión en función de la tasa de EGR.	54
Figura 4.34: Parámetros indicados en función de la tasa de EGR.....	55
Figura 4.35: Presión y temperatura máximas en función de la tasa de EGR.	55
Figura 4.36: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de la tasa de EGR.....	56
Figura 4.37: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión para dos valores diferentes de la tasa de EGR.	57
Figura 4.38: Gradiente de presión en función de la tasa de EGR.....	57
Figura 4.39: Evolución de las emisiones en función de la tasa de EGR.	58
Figura 4.40: Eficiencia de la combustión en función de la constante CTM.....	59
Figura 4.41: Evolución del calor transmitido en función de CTM.....	59
Figura 4.42: Parámetros indicados en función de CTM.....	60
Figura 4.43: Presión y temperaturas máximas en función de CTM.	60
Figura 4.44: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de CTM.	61
Figura 4.45: Variación de las emisiones en función de CTM.	62
Figura 4.46: Calor transmitido en función de la constante CW1.	63
Figura 4.47: Presión y temperaturas máximas en función de la constante CW1.	63
Figura 4.48: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de CW1.	64
Figura 4.49: Eficiencia de la combustión en función de CW1.....	64
Figura 4.50: Variación de las emisiones en función de CW1.	64
Figura 4.51: Parámetros indicados en función de CW1.....	65
Figura 4.52: Hoja Excel con los parámetros de entrada, su rango de variación y las simulaciones a realizar.....	68
Figura 4.53: Comparación datos obtenidos con ACT y con el polinomio ajustado para la PMI.	69
Figura 4.54: Ventana de Solver en el caso de maximizar el rendimiento.	70
Figura 4.55: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en el cilindro entre el caso nominal y el de máximo rendimiento.....	71
Figura 4.56: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en el cilindro entre el caso nominal y el de minimizar NOx.....	72
Figura 4.57: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en la cámara entre el caso nominal y el de minimizar las emisiones de hollín.	73
Figura 7.1: PMI en función del avance para distintos valores de EVO.	80
Figura 7.2: Rendimiento indicado en función del avance para distintos valores de EVO.	80

Documento 1:
Memoria

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1. Objetivos	4
1.2. Motivación y Antecedentes	4
1.3. Planteamiento y Justificación del Trabajo.....	5
1.4. Estructura del documento.....	6

1.1. Objetivos

El objetivo principal del presente trabajo fin de grado es mejorar las prestaciones de un motor Diesel real. En el campo de desarrollo de motores se puede alcanzar este objetivo por medio de dos métodos fundamentales que son la experimentación y el modelado. En este trabajo se ha utilizado el modelado de motores ya que tiene distintas ventajas que lo hacen adecuado para poder realizar un estudio prospectivo de las medidas de mejora del motor mediante análisis de la termodinámica del ciclo. En primer lugar los modelos permiten predecir las prestaciones del motor y evaluar distintas posibilidades de diseño de manera rápida y sencilla. Además sirven para identificar tendencias de las variables de salida al modificar las variables de entrada que es otro de los objetivos de este trabajo. Esto es lo que se conoce como estudios paramétricos. Si bien es cierto que esta técnica permite optimizar motores con un coste reducido y de forma rápida, se ha de tener en cuenta que los ensayos experimentales suelen aproximarse más a la realidad por lo que se deben validar los resultados obtenidos, aunque esto no es objeto de este estudio.

1.2. Motivación y Antecedentes

Desde su aparición hace poco más de cien años los motores de combustión interna alternativos (MCIA) han estado marcados por una constante evolución fruto de un gran interés tecnológico y de mucha investigación. En particular, el desarrollo de los motores de encendido por compresión ha permitido que este tipo de motores, que únicamente se utilizaban en motores muy grandes con velocidades de giro entre 100 y 200 rpm, se utilicen cada vez más en todos los sectores de transporte. Esto ha sido posible gracias a importantes esfuerzos, realizados de forma continuada, para la comprensión del proceso de combustión.

En concreto, en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, la investigación de este proceso ha permitido adquirir conocimientos suficientes de los fenómenos que ocurren durante la combustión y durante la inyección del combustible para realizar un modelo físico-químico de la combustión implementado en un código informático llamado ACT. Dicho código permite predecir las prestaciones de un motor y analizar los fenómenos físicos que tienen lugar identificando las variables que controlan los procesos.

En general el estudio alrededor de los motores Diesel, que incluye el análisis de su combustión, ha permitido que hoy en día sean los más eficientes, fiables y con mayor vida útil a la vez que entregan más par útil por unidad de potencia que las turbinas de gas. Esto hace que este tipo de motores sean perfectos para el transporte ferroviario donde se requiere un gran par y una alta eficiencia. En este ámbito el desarrollo de los motores está condicionado por dos grandes aspectos. Por un lado la obligación de disminuir las emisiones para cumplir con las normativas y por otro lado la necesidad de alcanzar potencias elevadas de manera eficiente. Para alcanzar estos objetivos los fabricantes invierten cada vez más en investigación y desarrollo. Así, las investigaciones actuales se centran en mejorar los sistemas de recirculación de los gases de escape y de recirculación catalítica selectiva (SCR) para reducir emisiones a la vez que intentan optimizar la inyección desarrollando nuevos sistemas de inyección directa a alta presión. Además se están investigando nuevos motores que puedan operar tanto con diésel como con gas y cómo la utilización de varios motores puede ser utilizada para grandes locomotoras.

De acuerdo con esto, el presente trabajo permite conocer mejor los fenómenos termodinámicos que tienen lugar durante la combustión al mismo tiempo que se profundiza en el campo de los motores de locomotora siendo este un sector de interés personal y de gran importancia en el mundo industrial ya que continuamente se realizan nuevas investigaciones e innovaciones.

Finalmente, la realización de este trabajo tiene un carácter académico ya que permite aplicar y demostrar los conocimientos y las competencias adquiridas y con ello obtener la titulación de Graduado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

1.3. Planteamiento y Justificación del Trabajo

A lo largo de los años los fabricantes sacan nuevos motores Diesel que en muchos casos no son más que modificaciones de los anteriormente fabricados. Detrás de esto hay un gran trabajo de investigación científico-tecnológico que permite optimizar los motores para conseguir una mayor eficiencia y cumplir las cada vez más restrictivas normativas de emisiones. Por tanto la realización de este trabajo permite aproximarse a un problema real intentando optimizar un motor ya existente. Además se utiliza un motor de locomotora ya que este es un campo en el que los motores Diesel predominan estando su futuro asegurado.

Durante la realización de este trabajo fin de grado se han seguido distintos pasos. Se ha partido de un motor existente, en este caso un motor Diesel de gran cilindrada, del cual se conocen los parámetros geométricos y las prestaciones nominales. A continuación se define la configuración de referencia en ACT, es decir, introduciendo las condiciones de funcionamiento nominales y deduciendo algunos parámetros que no se tienen del motor, se obtienen su rendimiento y potencia indicada. Posteriormente, y teniendo como base esta configuración, se realizan unos estudios paramétricos que permiten conocer el comportamiento termodinámico del ciclo y la influencia de un parámetro de operación del motor al moverlo en un rango razonable. Finalmente, se realiza un diseño de experimentos con el fin de averiguar una solución óptima que tenga en cuenta las distintas variables de estudio. En esta parte se tienen en cuenta varias formas de optimizar el motor atendiendo a distintos criterios como la potenciación y la reducción de emisiones.

Antes de detallar las etapas mencionadas es necesario realizar una aproximación a los conceptos que permitan la comprensión del estudio realizado. En primer lugar se explica cómo funciona un motor Diesel, tanto las distintas partes del ciclo como el proceso de combustión que es fundamental para el funcionamiento de estas máquinas. También se definen todos los parámetros que se van a nombrar a lo largo de todo el trabajo. Por último se nombran brevemente las características que tienen los motores de gran cilindrada.

También es importante introducir la herramienta utilizada. Para ello se ha hecho una breve introducción al modelado de la combustión de motores antes de detallar cómo funciona el código utilizado para simular el comportamiento del motor elegido.

1.4. Estructura del documento

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

En el primer apartado se explican los conceptos básicos de un motor Diesel que incluyen tanto el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos y sus parámetros básicos, como el proceso de combustión en un motor Diesel. Además también se exponen brevemente las características de los motores de locomotora siendo este el tipo de motor que se va a utilizar en el estudio.

En segundo lugar se describe brevemente el funcionamiento de la herramienta utilizada que es un modelo de combustión implementado en un código llamado ACT. Además antes de entrar en detalles sobre el funcionamiento de esta herramienta se define brevemente lo que se conoce como modelado de motores y en particular el modelo de combustión.

En el siguiente capítulo se recogen los resultados obtenidos a lo largo de la realización del trabajo. En este apartado se define en primer lugar la configuración de partida que sirve de base para la realización de los estudios paramétricos. Para completar la información de este apartado se incluye también un apéndice con varios análisis realizados durante el ajuste de la configuración de partida. Tras analizar las tendencias y sensibilidad de las variables de salida en función de las de entrada se realiza una optimización multi-variable que permite obtener la configuración óptima del motor.

Finalmente el capítulo 5 contiene las principales conclusiones de este trabajo fin de grado.

Cabe decir que además hay un segundo documento en el que se refleja el coste de la realización de este trabajo.

2. CONCEPTOS PREVIOS

2.1. Ciclo de Trabajo de un Motor Diesel	8
2.1.1. Fases de un Motor de Cuatro Tiempos	8
2.1.2. Ciclo Termodinámico de un MEC.....	9
2.1.3. Diagrama de Distribución	11
2.2. Parámetros Básicos	13
2.2.1. Parámetros Geométricos.....	13
2.2.2. Parámetros de Funcionamiento	14
2.2.3. Parámetros Indicados y Efectivos.....	16
2.3. Combustión en MEC.....	20
2.3.1. Introducción	20
2.3.2. Fases de la Combustión	20
2.3.3. Formación de Contaminantes	21
2.4. Motores Diesel de Gran Cilindrada.....	22

2.1. Ciclo de Trabajo de un Motor Diesel

2.1.1. Fases de un Motor de Cuatro Tiempos Según el ciclo de trabajo los Motores de Combustión Interna Alternativos (MCI) se clasifican en motores de cuatro tiempos y motores de dos tiempos. En este estudio se ha utilizado uno de cuatro tiempos por lo que únicamente se va a explicar su funcionamiento.

En este tipo de motores el ciclo de trabajo se realiza en dos vueltas de cigüeñal, es decir en cuatro carreras del émbolo. Cada carrera corresponde a un proceso diferente lo que explica que estos motores se conozcan como motores de cuatro tiempos. Las cuatro fases que se producen a lo largo del ciclo de trabajo son la admisión, la compresión, la expansión y el escape. La Figura 2.1 ilustra estos cuatro procesos.

En la fase de admisión el pistón se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI). Como la válvula de admisión está abierta y la de escape cerrada se crea una pequeña depresión en el cilindro que permite que entre el aire por el conducto de admisión.

Una vez finalizada la admisión, el pistón se encuentra en el PMI y ambas válvulas cerradas. En este momento comienza la fase de compresión desplazándose el pistón hacia el PMS a medida que se comprime el fluido. Cuando el émbolo se encuentra cerca del PMS se produce la combustión. La manera en que comienza la combustión depende del tipo de motor que se esté estudiando. El objetivo de este trabajo es el motor de encendido por compresión (MEC) en los que la combustión comienza cuando se inyecta el combustible.

Durante la combustión aumenta la presión en el interior del cilindro provocando la expansión de los gases. El pistón, empujado por estos gases, se desplaza entonces de nuevo desde el PMS hacia el PMI.

En el PMI se abre la válvula de escape y a medida que el pistón se desplaza hacia el PMS los gases quemados se expulsan por el conducto de escape. Una vez vaciados los gases contenidos en el cilindro se cierra la válvula de escape y comienza un nuevo ciclo.

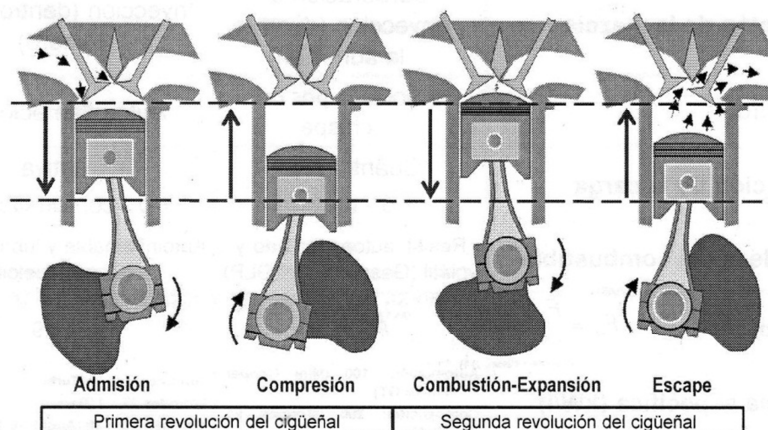


Figura 2.1: Fases de un motor de cuatro tiempos.

2.1.2. Ciclo Termodinámico de un MEC Se denomina ciclo termodinámico a una sucesión de evoluciones termodinámicas tras las que el fluido vuelve a su estado inicial. El ciclo que se asocia a los motores de encendido por compresión es el ciclo con combustión a presión constante o ciclo Diesel. Sin embargo, el motor se comporta alternativamente como un sistema abierto, intercambiando masa con el exterior, o como un sistema cerrado, con volumen de control variable. Es por esto por lo que resulta alejado de la realidad utilizar ciclos termodinámicos en estos motores, pudiéndose asimilar únicamente los procesos de compresión, combustión y expansión a un ciclo termodinámico. En este apartado se va a estudiar el ciclo teórico comparándolo con lo que realmente ocurre en un motor Diesel para finalmente obtener un diagrama P-V que se corresponda con el funcionamiento real.

2.1.2.1. Ciclo teórico

El ciclo Diesel está formado por distintos procesos termodinámicos que corresponden a la parte cerrada de la evolución del fluido en el motor. Lo primero que se ha de tener en cuenta es que el fluido de trabajo se considera que es el aire. El ciclo teórico de los MEC, representado en un diagrama presión-volumen, se ilustra en la Figura 2.2.

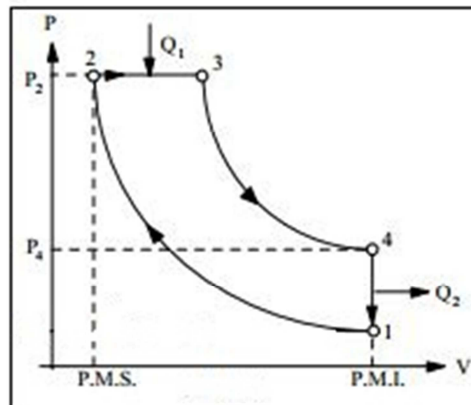


Figura 2.2: Diagrama P-V del ciclo Diesel teórico.

El primer proceso es la compresión del fluido desde el PMI hasta el PMS que se supone adiabática y reversible, o lo que es lo mismo, isoentrópica (1-2). Esto es así ya que como se produce muy rápido no se consideran pérdidas de calor. La ecuación 2.1 corresponde a la que describe un proceso adiabático en un gas y que aplicada a la Figura 2.2 resulta en la ecuación 2.2.

$$P \cdot V^\gamma = \text{cte} \quad (2.1)$$

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \quad (2.2)$$

Donde $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$, siendo C_p el calor específico molar a presión constante y C_v el calor específico molar a volumen constante.

La combustión se representa de manera idealizada como un aporte de calor a presión constante (2-3). Esto se debe a que el combustible se quema progresivamente a medida que entra en el cilindro compensando el aumento de volumen que genera el desplazamiento del pistón.

Igual que la compresión, la expansión de los gases (3-4) también se supone que se realiza sin intercambio de calor siendo adiabática.

Por último se tienen el escape y la admisión que se sustituyen por un proceso reversible a volumen constante que debe llevar al fluido a las condiciones del inicio del ciclo (4-1). Este proceso corresponde a la cesión de calor.

2.1.2.2. Ciclo real en los MEC

Para relacionar el comportamiento del fluido en un MEC con el ciclo teórico se han tenido en cuenta ciertas hipótesis que se alejan del funcionamiento real del motor. En primer lugar, las fases de admisión y escape, que corresponden a la renovación de la carga, no se han tenido en cuenta en el ciclo. Además las simplificaciones asumidas para describir los procesos de compresión, combustión y expansión son muy generosas. A continuación se analizan las desviaciones en los procesos reales que los separan considerablemente de los ciclos teóricos.

Durante la compresión se comprime un fluido formado por el aire que proviene del proceso de admisión y por gases residuales procedentes del ciclo anterior o de los gases recirculados (EGR). Sin embargo, el porcentaje de estos gases es pequeño por lo que suponer que se realiza únicamente con aire no es una simplificación muy excesiva. Además, la temperatura del aire y de las paredes son similares y la duración del proceso es corta por lo que se puede asumir que la compresión es adiabática. Por último, la presión en el cilindro es prácticamente constante por lo que se puede considerar que el proceso es reversible. Todo esto hace que no haya muchas diferencias entre el proceso de compresión real y teórico y que este se pueda considerar como adiabático reversible.

Sin embargo, la combustión es un proceso muy complejo y difícil de idealizar. Por un lado la combustión es un proceso que se produce en el interior del cilindro por lo que no se puede hablar de calor aportado sino de generación de calor. Por otra parte no es instantánea sino que se produce a medida que el pistón se desplaza. Además hay que tener en cuenta que una parte del calor liberado se pierde por las paredes y que la combustión no es completa debido a imperfecciones en la mezcla aire-combustible. Asimismo se ha supuesto que el fluido de trabajo es el aire mientras que la combustión implica un cambio en la composición del fluido que evoluciona. Por último el proceso no ocurre a presión constante ya que la generación de calor supone también un aumento en la presión y la temperatura dentro de la cámara. Todo esto hace que la combustión esté muy lejos de ser un simple aporte de calor a presión constante.

Cuando comienza la expansión los gases están a temperaturas muy elevadas ya que se acaba de producir la combustión por lo tanto no se puede asumir que este proceso es adiabático. Además, la expansión no empieza en el PMI sino un poco antes por lo que el trabajo producido es menor. Finalmente considerar que el fluido de trabajo es el aire se aleja mucho de la realidad ya que el fluido está compuesto por productos quemados.

Para poder hablar de ciclo real hay que considerar también los procesos de admisión y escape. Durante el escape el pistón se desplaza hacia el PMS mientras que los gases se evacuan y van disminuyendo su presión y su temperatura. En la carrera de admisión se introduce el aire mientras que el émbolo se desplaza hacia el PMS. La presión durante esta fase disminuye levemente por las pérdidas de carga en el conducto de admisión.

Considerando todos los procesos, incluidos los de la renovación de la carga, se obtiene el diagrama presión-volumen mostrado en la Figura 2.3 que representa el comportamiento del fluido en el ciclo real de un motor Diesel. Como muestra esta figura durante el ciclo de trabajo se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos lazos: el de alta presión, nombrado bucle de trabajo, y el de baja presión, nombrado bucle de bombeo. En este diagrama se representan ciertos avances y retrasos de válvulas que se detallan en el apartado siguiente.

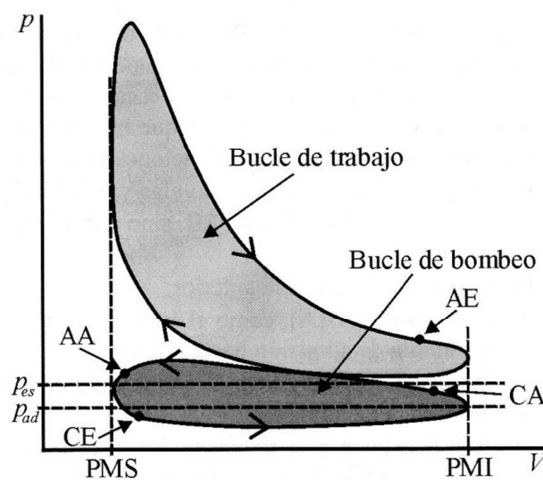


Figura 2.3: Diagrama presión-volumen de un motor Diesel.

2.1.3. Diagrama de Distribución Los momentos de apertura y cierre de válvula no coinciden exactamente con los PMI y PMS. Esto es debido a que las válvulas no abren de forma instantánea debido a su inercia por lo que hay que adelantar los momentos de apertura de ambas válvulas respecto a los puntos muertos correspondientes y retrasar los momentos de cierre. De esta manera se habla de avance a la apertura (AA) y de retraso al cierre (RC) de ambas válvulas. Los valores de estos avances y retrasos se eligen con el objetivo de llenar y vaciar mejor el cilindro y de disminuir el trabajo de bombeo.

El objetivo del avance a la apertura de admisión (AAA) es aprovechar la depresión provocada por la salida de los gases de escape lo que permite llenar mejor el cilindro. Con el retraso al cierre de la válvula de escape (RCE) se pretende aprovechar la inercia de los gases de escape con el objetivo de vaciar mejor el cilindro. Cuando se combinan estos dos eventos hay una parte del ciclo en la que las dos válvulas están abiertas lo que se conoce como el cruce de válvulas.

El avance a la apertura de escape (AAE) es uno de los parámetros más importantes del diagrama de distribución. La válvula de escape se abre durante la expansión provocando una disminución de la presión dentro del cilindro en la última parte de esta carrera. Esto hace que el cilindro se vacíe mejor y que la presión durante la carrera de escape sea menor reduciéndose el trabajo de bombeo.

Sin embargo, también se produce menos trabajo durante la expansión. El valor óptimo de este avance es por tanto aquel que maximice el trabajo neto. La Figura 2.4 muestra el diagrama presión-volumen con una apertura avanzada y con la apertura en el PMI, representado en línea continua. La zona marcada en rojo corresponde a la pérdida de trabajo de expansión mientras que la marcada en azul corresponde a la reducción del trabajo de bombeo.

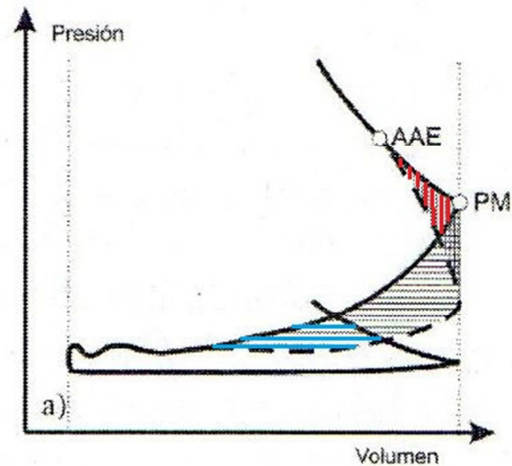


Figura 2.4: Efecto del AAE sobre la presión en el cilindro.

El retraso al cierre de la admisión (RCA) hace que éste se produzca durante la compresión. La intención de esto es aprovechar la inercia de entrada del fluido y su compresibilidad para llenar más el cilindro ya que este se sigue llenando si los gases que entran por el conducto de admisión tienen suficiente velocidad. No obstante, hay que tener cuidado con este parámetro ya que a bajo régimen de giro se producen reflujos del cilindro hacia el conducto de admisión, disminuyendo la cantidad de aire que permanece en su interior.

La Figura 2.5 ilustra cómo queda el diagrama de distribución con todas estas modificaciones.

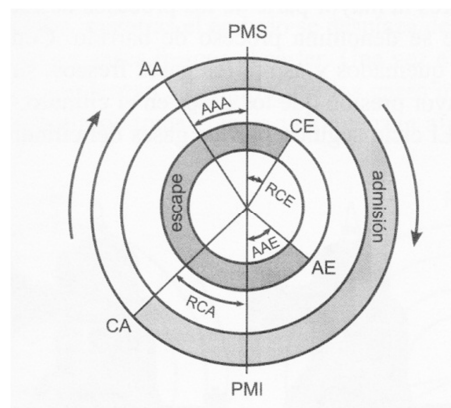


Figura 2.5: Diagrama de distribución de un motor de 4T.

2.2. Parámetros Básicos

2.2.1. Parámetros Geométricos Los parámetros geométricos son aquellos que definen la geometría básica y que se fijan al diseñar el motor. En la Figura 2.6 se observa el esquema de un motor de combustión interna alternativo. Basándose en este esquema se definen los siguientes:

- Diámetro del cilindro (D)
- Carrera del pistón (S): es la distancia que recorre el pistón entre sus dos posiciones extremas que se denominan puntos muertos. El más próximo a la culata es el punto muerto superior (PMS) y el más alejado el punto muerto inferior (PMI). Teniendo en cuenta que l es la longitud de la manivela del cigüeñal, la carrera vale:

$$S=2l \quad (2.3)$$

- Longitud de la manivela (l): es el elemento que permite la conversión del movimiento de traslación y rotación de la biela en una rotación en torno al eje del cigüeñal.
- Longitud de la biela (L): la biela es una barra articulada en sus extremos que une el pistón con el cigüeñal.
- Sección del pistón (A_p): es la sección transversal del émbolo que desliza en el interior del cilindro y tiene por expresión:

$$A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.4)$$

Este parámetro es muy importante ya que es la sección sobre la que se ejerce la presión de los gases y además limita la sección de las válvulas.

- Cilindrada unitaria (V_D): es el volumen desplazado por el pistón desde el PMS al PMI y se calcula como:

$$V_D = A_p \cdot S \quad (2.5)$$

- Número de cilindros (z)
- Cilindrada total (V_T): se calcula a partir de la cilindrada unitaria y del número de cilindros como:

$$V_T = z \cdot V_D \quad (2.6)$$

Este parámetro es el que mejor define el tamaño del motor y está directamente relacionado con la potencia ya que caracteriza la capacidad de admitir aire del motor.

- Volumen de la cámara de combustión (V_c): es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS y por tanto el volumen mínimo que se alcanza durante la carrera de compresión.
- Relación de compresión (r_C): es el cociente entre el volumen máximo y el volumen mínimo en el cilindro.

$$r_C = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (2.7)$$

El valor de este parámetro está relacionado con el tipo de combustión. De este modo en los MEC tiene que ser suficiente para que tenga lugar el autoencendido mientras que en los MEP no puede ser muy alto para evitarlo. Para los MEC, que es el caso que se estudia, la relación de compresión está entre 12-20.

- Número de ciclos por revolución (i): es el número de ciclos completados en cada revolución del cigüeñal. Ya se ha comentado que en los motores de cuatro tiempos son necesarias dos revoluciones para completar el ciclo por lo que $i=1/2$.

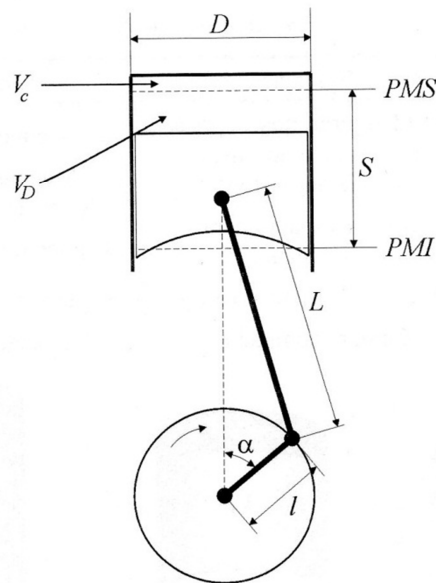


Figura 2.6: Esquema de un motor de combustión interna alternativo.

2.2.2. *Parámetros de Funcionamiento* Los motores pueden funcionar en distintas condiciones según las necesidades del usuario. Los parámetros de funcionamiento definen el estado operativo del motor y tienen un amplio margen de variación. Estos factores pueden medirse de forma experimental y son los siguientes:

- Régimen de giro (n): es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina las veces que se realiza el ciclo de trabajo ($i \cdot n$). La unidad más utilizada son las revoluciones por minuto. Su rango es muy amplio dependiendo del tipo y del tamaño de motor por lo que se suele usar la velocidad lineal media del pistón que se expresa como:

$$c_m = 2Sn \quad (2.8)$$

A diferencia del régimen de giro este parámetro permite comparar motores de tamaño muy diferente ya que está más acotado.

- Grado de carga (α): cuantifica lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Esta comparación se realiza a régimen de giro constante y normalmente se aplica a la potencia según:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,max}} \quad (2.9)$$

En los MEC el grado de carga puede calcularse de manera aproximada mediante el cociente entre gastos de combustible:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,\max}} \quad (2.10)$$

- Gasto de aire (\dot{m}_a) y rendimiento volumétrico (η_v): el gasto de aire es el caudal másico admitido por unidad de tiempo expresado en g/s aunque también se suele expresar como masa por cilindro y ciclo según la siguiente fórmula:

$$m_{a,cc} = \frac{\dot{m}_a}{inz} \quad (2.11)$$

Teniendo en cuenta que una parte de la masa de aire admitida puede pasar directamente de la admisión al escape durante el cruce de válvulas, que en el cilindro pueden quedar todavía gases del ciclo anterior y que a este aire se le puede agregar gases recirculados del escape, se define el rendimiento volumétrico como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} V_T n i} \quad (2.12)$$

Este rendimiento es la relación entre la cantidad de aire que entra en el cilindro, aportando el oxígeno necesario para que se produzca la combustión, y la que debería entrar. Se trata por tanto de un parámetro que cuantifica la eficiencia de la renovación de la carga. La masa de referencia corresponde con la que puede contener el cilindro suponiendo que todo el cilindro se puede llenar. La referencia más usada es justo corriente arriba del colector de admisión.

- Gasto de combustible (\dot{m}_f) y poder calorífico (PC): el gasto de combustible es la masa de combustible por unidad de tiempo que se suele dar en mg/s. Igual que el gasto de aire, también se puede expresar por cilindro y ciclo.

El poder calorífico es la cantidad de calor liberado con combustión completa y perfecta por unidad de combustible y depende de la composición química de este. Hay dos tipos, poder calorífico inferior (PCI) y poder calorífico superior (PCS) en función de si el calor de condensación del agua se puede aprovechar o no. En los MEC la temperatura de escape es superior a 100°C por lo que este calor no puede aprovecharse y se considera el PCI. Este factor se expresa en MJ/kg y para los gasóleos está entre 42,5 y 43.

A partir de estos dos parámetros se define la cantidad de energía liberada durante la combustión como:

$$\dot{Q}_{lib} = \dot{m}_f PC \quad (2.13)$$

- Dosado (F): el dosado es la relación entre la cantidad de combustible y la cantidad de aire presentes en el interior del cilindro, siendo su expresión:

$$F = \frac{m_f}{m_a} \quad (2.14)$$

Cuando la combustión es completa y todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que queden reactivos se tiene el dosado estequiométrico. Dividiendo por este se tiene el dosado relativo:

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad (2.15)$$

Cuando el dosado relativo es menor que 1 se dice que es pobre, es decir que hay exceso de aire, mientras que si es mayor que 1 se dice que es rico y falta aire.

- Tasa de recirculación de gases de escape: esta técnica, conocida como EGR (Exhaust Gas Recirculation), consiste en recircular parte de los gases de escape a la admisión. Esto disminuye la fracción de oxígeno por lo que las temperaturas que se alcanzan son menores y se reducen las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx). La cantidad de gas que se recircula suele referirse a valores porcentuales siendo la tasa de EGR el cociente entre la masa de gases recirculados dividida entre la masa de gas total admitida por el motor.

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} * 100 \quad (2.16)$$

- Presión de admisión (p_{adm}): este parámetro es muy importante para el llenado del cilindro. Cuando la presión en el colector es mayor que la atmosférica se dice que el motor está sobrealimentado. Esta es una manera de aumentar la potencia del motor ya que al aumentar la presión manteniendo la temperatura, la densidad y por tanto el gasto de aire crecen también proporcionalmente. Esto permite aumentar la masa de combustible y con ello la potencia. El grado de sobrealimentación se define como:

$$\alpha = \frac{\rho_{col}}{\rho_{atm}} \quad (2.17)$$

2.2.3. Parámetros Indicados y Efectivos Este tipo de parámetros definen las prestaciones del motor. Los parámetros indicados están relacionados con lo que sucede en el interior del cilindro mientras que los efectivos están referidos al eje del motor. Las diferencias entre ambos son las pérdidas mecánicas.

2.2.3.1. Parámetros indicados

Estos parámetros se refieren al ciclo cerrado real del motor que coincide con la evolución termodinámica del fluido durante la compresión, la combustión y la expansión. Como ya se ha comentado estos procesos dan lugar al lazo de alta presión del ciclo P-V real. Sin embargo, debido al RCA y al AAE una parte de este lazo corresponde al escape y otra parte corresponde al final del proceso de admisión. Los factores que se sacan de esta parte del ciclo son los siguientes:

- Trabajo indicado (W_i): es el trabajo producido en el ciclo cerrado y se calcula como la integral del lazo de alta presión entre el PMS y el PMI a partir de la fórmula:

$$W_i = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p \, dV \quad (2.18)$$

También se puede calcular este trabajo como la diferencia entre el trabajo que se aporta el fluido durante la compresión y el que produce durante la expansión.

- Potencia indicada (N_i): es el trabajo indicado por unidad de tiempo.

$$N_i = i \cdot n \cdot W_i \quad (2.19)$$

- Rendimiento indicado (η_i): es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible consumida.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (2.20)$$

- Presión media indicada (PMI): es aquella presión constante que durante la carrera de expansión produce un trabajo igual al trabajo indicado. La Figura 2.7 ilustra este concepto. Se calcula según la siguiente fórmula:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D} \quad (2.21)$$

Esta ecuación demuestra que este parámetro no depende del tamaño del motor y por lo tanto sirve para comparar motores de diferente tamaño. Además, introduciendo esta expresión en la (2.19) se obtiene otra expresión para la potencia indicada de un cilindro o bien la total:

$$\begin{aligned} N_i &= i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_D && (1 \text{ cilindro}) \\ N_i &= i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot z \cdot V_D && (z \text{ cilindros}) \end{aligned} \quad (2.22)$$

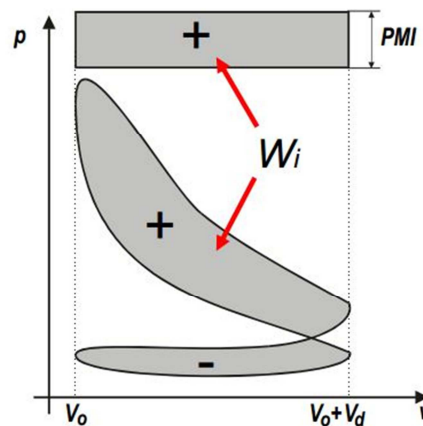


Figura 2.7: Ciclo indicado y representación de la presión media indicada.

2.2.3.2. Pérdidas mecánicas

Ya se ha mencionado que los parámetros indicados no están disponibles en el eje del motor sino en el cilindro. Antes de llegar al eje una parte de la potencia producida se pierde de tres formas distintas: por bombeo, por accionamiento de auxiliares y por fricción.

Las pérdidas de bombeo tienen su origen en la renovación de la carga. Los procesos de admisión y escape forman en el diagrama P-V un lazo llamado lazo de baja presión o de bombeo. El área encerrada en este lazo representa el trabajo de bombeo. Para reducir estas pérdidas hay que optimizar el llenado y el vaciado del cilindro. El trabajo de bombeo se calcula como:

$$W_b = \int_{PMI_{es}}^{PMI_{ad}} p \, dV \quad (2.23)$$

Como en el caso de los parámetros indicados, a partir de este trabajo pueden definirse una potencia de bombeo y una presión media de bombeo:

$$N_b = i \cdot n \cdot W_b \quad (2.24)$$

$$pmb = \frac{W_b}{V_D} \quad (2.25)$$

Las pérdidas por accionamiento de auxiliares corresponden a la potencia que necesita el motor para arrastrar una serie de dispositivos, algunos de ellos necesarios para su funcionamiento y otros auxiliares (por ejemplo, bombas de aceite y/o agua). Del mismo modo se pueden definir la potencia y la presión media por este tipo de pérdidas, en este caso referidas al motor completo:

$$N_a = i \cdot n \cdot W_a \quad (2.26)$$

$$pma = \frac{W_a}{V_T} \quad (2.27)$$

Finalmente, las pérdidas por fricción se deben al rozamiento entre los elementos con movimiento relativo y son el factor más importante de las pérdidas mecánicas. Igual que en el caso anterior se tiene:

$$N_R = i \cdot n \cdot W_R \quad (2.28)$$

$$pmR = \frac{W_R}{V_T} \quad (2.29)$$

Para obtener el trabajo, la potencia y la presión media de pérdidas mecánicas basta con sumar los parámetros correspondientes de bombeo, auxiliares y fricción.

$$W_{pm} = W_b + W_a + W_R \quad (2.30)$$

$$N_{pm} = N_b + N_a + N_R \quad (2.31)$$

$$pmpm = pmb + pma + pmR \quad (2.32)$$

2.2.3.3. Parámetros efectivos

Se refieren al eje del motor y por tanto tienen en cuenta tanto el ciclo cerrado como la disipación de energía mecánica en el motor. Por esto son los que se utilizan en las especificaciones del motor y se suelen referir a todos los cilindros. Los más empleados son los siguientes:

- Par efectivo (M_e): es el par mecánico obtenido en el eje del motor e indica la capacidad de aceleración. Además es posible su medida directa con lo que la mayoría de los parámetros efectivos se calculan a partir de él.
- Potencia efectiva (N_e): es la potencia realmente disponible en el motor. Se obtiene directamente a partir del par efectivo o en función de las potencias indicadas y de pérdidas mecánicas.

$$N_e = M_e \omega \quad (2.33)$$

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (2.34)$$

- Trabajo efectivo (W_e): es el indicado menos el de pérdidas mecánicas aunque también puede calcularse a partir de la potencia efectiva:

$$W_e = W_i - W_{pm} \quad (2.35)$$

$$W_e = \frac{N_e}{i \cdot n} \quad (2.36)$$

- Presión media efectiva (p_{me}): es una presión constante que durante una carrera produce un trabajo igual al trabajo efectivo, siendo su expresión:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_T} \quad (2.37)$$

Relacionándola con la potencia efectiva se obtiene:

$$N_e = i \cdot n \cdot p_{me} \cdot V_T \quad (2.38)$$

- Rendimiento efectivo (η_e): es la relación entre la potencia efectiva desarrollada y la potencia térmica entregada por el combustible y consumida por el motor:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (2.39)$$

- Consumo específico efectivo (g_{ef}): se define como el consumo horario de combustible referido a la potencia desarrollada y se expresa como:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (2.40)$$

Este factor es otra manera de entender el rendimiento. De hecho, combinando las expresiones 2.39 y 2.40 se llega a otra ecuación donde se relacionan ambos parámetros:

$$g_{ef} = \frac{1}{\eta_e \cdot PCI} \quad (2.41)$$

- Rendimiento mecánico (η_m): relaciona los parámetros indicados y efectivos según:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (2.42)$$

2.3. Combustión en MEC

2.3.1. Introducción Una vez conocidos los distintos procesos que tienen lugar en un motor Diesel y los parámetros que caracterizan su funcionamiento y que se van a utilizar a lo largo de todo el estudio, es necesario conocer cómo es el proceso de combustión en un motor Diesel convencional. Para poder hablar de la combustión en este tipo de motores hay que conocer primero los principales tipos de combustión que se dan en los motores de combustión interna alternativos.

En este tipo de máquinas hay uno o varios frentes de llama que recorren la cámara de combustión quemando la mezcla que todavía no se ha quemado. Esto es lo que se conoce como combustión localizada y puede clasificarse en detonación o deflagración. En este caso se trata de una deflagración, caracterizada por su discontinuidad de temperatura localizada en el frente de llama. A su vez este tipo de combustión se clasifica en:

- Premezclada: cuando la mezcla es homogénea.
- Difusión: cuando la mezcla es heterogénea.

En los motores de encendido por compresión únicamente se introduce aire durante la carrera de admisión. El combustible se inyecta al final de la carrera de compresión cuando la presión y la temperatura son suficientemente altas para provocar el autoencendido de la mezcla. A medida que el aire se mezcla con el combustible este se quema siendo la mezcla heterogénea. Esta es la razón por la que los motores Diesel se relacionan con la combustión de difusión. Sin embargo este proceso es más complejo y realmente hay tres fases durante la combustión en estos motores.

2.3.2. Fases de la Combustión Basándose en el instante en el que comienza la combustión, se definen tres fases durante la combustión: la fase de retraso al autoencendido, la fase de combustión premezclada y la fase de combustión por difusión.

La fase de retraso al autoencendido comienza con el proceso de inyección y termina cuando comienza la combustión. En esta fase se dan las condiciones necesarias para que comience la combustión y en ella influyen procesos físicos y químicos. El combustible se inyecta al final de la carrera de compresión por lo que el aire se encuentra a elevadas presiones y temperaturas. Cuando entra en la cámara de combustión el combustible se divide en pequeñas gotas y la cantidad de movimiento del chorro inyectado hace que el aire sea arrastrado hacia el mismo, siendo este fenómeno conocido como englobamiento del aire. Después el combustible entra en contacto con el aire caliente y comienza a evaporarse mezclándose con él. Además en esta fase también tienen lugar las prereacciones necesarias para que se produzca la combustión, que dependen básicamente de la temperatura en la cámara.

Cuando la mezcla de aire-combustible alcanza la presión y la temperatura adecuada se autoenciende y comienza la combustión. En esta fase se quema únicamente el combustible que se ha mezclado con el aire en la etapa anterior por lo que se conoce como fase de combustión premezclada. Como consecuencia de la rápida combustión la tasa de liberación de calor aumenta bruscamente y se crea un gradiente de presión en la cámara que es responsable del ruido típico de la combustión en estos motores. Además, en esta fase el combustible se sigue inyectando y mezclando con el aire de la cámara produciendo el establecimiento del frente de llama.

En la última fase se quema el combustible que no se ha quemado en la etapa anterior de manera progresiva a medida que se mezcla con el aire. Es la fase que más dura en el tiempo y puede dividirse en dos partes: la combustión por difusión principal hasta el final de la inyección, y la combustión por difusión tardía a partir de ese momento.

A partir del análisis de las tres fases de la combustión se concluye que la combustión en los MEC está fuertemente relacionada con la ley de inyección. En la Figura 2.8 se comparan la tasa de inyección, es decir el caudal másico de combustible inyectado por unidad de tiempo, y la tasa de liberación de calor que es la cantidad de calor liberada por unidad de tiempo. En estas curvas se aprecian el inicio y final de la combustión y de la inyección. Además sobre la curva de liberación de calor se distinguen las tres fases de la combustión y se aprecia cómo una vez finalizada la inyección la combustión continúa.

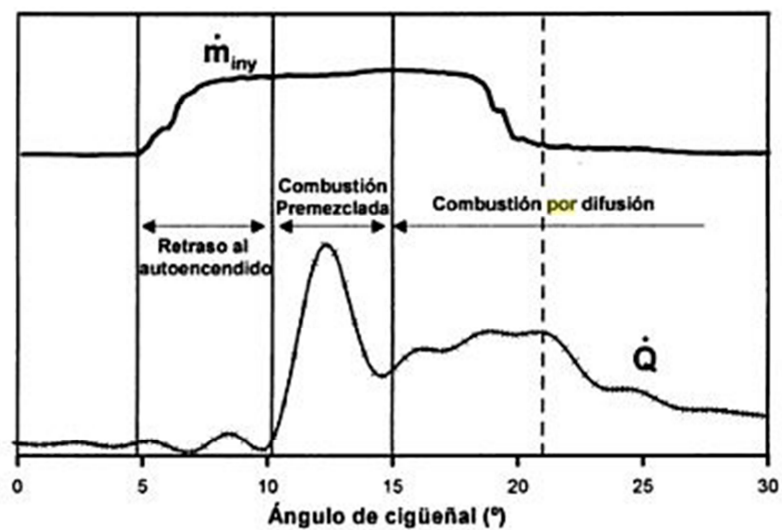


Figura 2.8: Comparación entre la tasa de inyección de combustible (arriba) y la ley de liberación de calor (abajo) e identificación de las fases de la combustión.

2.3.3. Formación de Contaminantes

Los principales contaminantes en los motores Diesel son los óxidos de nitrógeno (NOx) y el hollín.

Dentro de los óxidos de nitrógeno el producto más formado en motores es el óxido nítrico (NO). Existen varios mecanismos que llevan a la formación de dicha sustancia, pero fundamentalmente se debe a la oxidación del nitrógeno presente en el aire y las reacciones que gobiernan esta transformación ocurren a altas temperaturas.

Cabe decir que cuanto mayor es el dosado, menor importancia tienen estas reacciones debido a la cantidad de combustible sin quemar que necesita también oxígeno y radicales OH. Por tanto la formación de NO se da sobre todo a dosados pobres o cercanos al estequiométrico.

En cuanto al hollín, este se forma en las zonas donde se dan dosados ricos y altas temperaturas. Dichas condiciones se suelen dar dentro del frente de llama. Relacionando la formación de esta sustancia con las fases de la combustión se deduce que el hollín aparece durante la combustión por difusión. Sin embargo, hay que señalar que parte del hollín formado puede oxidarse, con lo que las emisiones en escape son el resultado del balance entre las reacciones de formación y oxidación.

2.4. Motores Diesel de Gran Cilindrada

En este apartado se indican las principales características de los motores de grandes dimensiones que los hacen distintos de los motores típicos de automoción. Cabe decir que hay muchos tipos de motores y que dependiendo de su utilización tienen un tamaño u otro. Aunque hay motores más grandes este apartado va orientado a los motores utilizados en las locomotoras ya que el motor del que se va a hablar a lo largo de todo este trabajo es de este tipo.

La característica principal de este tipo de motores es que utilizan sobretodo el tamaño para entregar la potencia necesaria para generar el movimiento del vehículo, que suele estar entre 500 y 3000 kW. Para tener una idea del tamaño del motor se habla de su cilindrada que está entre los 4 y 8 litros por cilindro, frente a 0.5 hasta 2.0 litros por cilindro en motores de automoción y transporte pesado por carretera. Sin embargo estos motores no deben ser excesivamente pesados por lo que tienen un mayor número de cilindros y funcionan a velocidades moderadamente rápidas. El número de cilindros puede estar comprendido entre 8 y 20 y están dispuestos en V. El origen de esta disposición está en que cuando un motor ha de tener más de ocho cilindros se hace difícil conseguir un bloque y un cigüeñal suficientemente rígidos con una disposición en línea. La disposición en V, en la que dos bielas comparten un mismo cigüeñal, permite reducir casi a la mitad la longitud del motor haciéndolo más rígido.

Además, se debe tener en cuenta que la potencia y la velocidad siguen tendencias opuestas por lo que el régimen de giro en este tipo de motores está comprendido entre 500 y 1500 rpm.

En cuanto a la sobrealimentación, estos motores pueden alcanzar presiones de admisión de hasta 4 bar a diferencia de los motores de automoción comunes que como mucho alcanzan 2.5 bar. Esto se consigue gracias a su mayor tamaño y a la utilización de piezas robustas que permiten trabajar contra presiones mayores. En resumen se puede decir que estos motores utilizan la sobrealimentación y una gran cilindrada para alcanzar mucha potencia venciendo la limitación del régimen de giro.

Finalmente, la mayoría del combustible se quema durante la combustión por difusión debido a la gran cantidad de combustible y al bajo régimen de giro. Para que la mezcla aire-combustible se cree medianamente rápido este tipo de motores trabajan con dosados relativos muy pobres, en torno a 0.5 y 0.6.

3. HERRAMIENTA: ACT

3.1. Introducción: Modelo de Combustión.....	24
3.2. Interfaz del Programa.....	25
3.3. Funcionamiento Interno de ACT.....	27

3.1. Introducción: Modelo de Combustión

En primer lugar se ha de saber que se entiende por modelado de motores al cálculo de sistemas de motor mediante sistemas de ecuaciones matemáticas implementados y resueltos en forma de códigos informáticos. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menor precisión el fenómeno de interés que ocurre dentro del motor.

Los modelos de motor se pueden clasificar en función del sistema de motor que se pretende calcular. Se puede hablar así de los que simulan el flujo de gases, los que calculan el proceso de combustión y otros tipos como el del sistema de refrigeración. Dentro de estos modelos, el que se ha utilizado para la realización de este trabajo es el modelo de combustión.

Como ya se ha comentado el proceso de combustión es muy complejo y es de carácter transitorio por lo que la variable tiempo es un parámetro fundamental. Aunque los modelos de combustión pueden ser de distinto tipo se van a detallar los principios del modelo cerodimensional o termodinámico que es en el que se basa la herramienta utilizada.

Estos modelos están basados principalmente en la ley de conservación de la energía y asumen que todas las variables implicadas son homogéneas en cualquier punto del espacio. En función de lo que se quiere conocer, las prestaciones del motor o la liberación de calor, se tienen modelos predictivos o de diagnóstico respectivamente. En este caso se quieren averiguar las prestaciones por lo que se utiliza un modelo predictivo.

Los modelos predictivos tratan de predecir la ley de presión en el cilindro y a partir de ahí los parámetros indicados y otros parámetros del ciclo. Para ello se deben conocer tanto las características geométricas y las condiciones de operación como la ley de liberación de calor del motor. La Figura 3.1 muestra un esquema de este tipo de modelos.

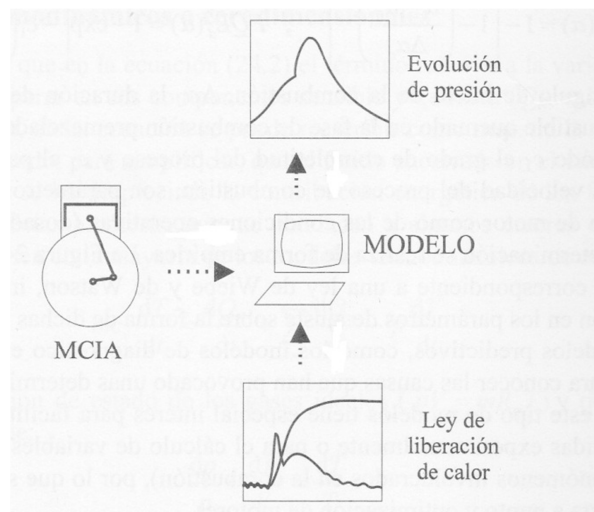


Figura 3.1: Esquema de un modelo de combustión predictivo.

En estos modelos se utilizan una serie de hipótesis para simplificar la resolución de la primera ley de la termodinámica que son las siguientes:

- Presión uniforme en la cámara de combustión.
- El fluido que evoluciona en el interior de la cámara está compuesto por una mezcla de aire, combustible gaseoso y productos quemados resultantes de una combustión estequiométrica. Hay que aclarar que considerar una mezcla estequiométrica es válido también en MEC ya que aunque el dosado global es pobre, la combustión ocurre en condiciones locales donde el dosado relativo es igual a 1
- El fluido se comporta como un gas ideal.
- La temperatura utilizada para los cálculos es la temperatura media del cilindro, lo que es propio de un modelo cerodimensional. Esta condición es la más restrictiva, sobre todo al principio de la combustión, debido a las mayores diferencias existentes entre la temperatura media del gas y las temperaturas locales en el interior del cilindro.
- El cálculo del calor transmitido a las paredes se realiza mediante la expresión del coeficiente de película instantánea de Woschni.

La herramienta utilizada en la realización de este trabajo es un programa llamado ACT y que corresponde a un modelo de combustión cerodimensional predictivo. Este código permite predecir el ciclo de trabajo del motor a partir de las condiciones al cierre de la válvula de admisión, de los parámetros geométricos y de las condiciones de inyección. La particularidad de ACT es que la ley de combustión, que habitualmente suele predecirse mediante una ley puramente matemática como la de Watson, se calcula internamente gracias a la predicción del comportamiento del chorro de combustible a partir de las características del inyector y de la presión y el inicio de inyección y la masa de combustible. De esta manera, se mantiene un sentido físico en los parámetros que controlan la combustión en el motor.

Además el programa es muy útil ya que en una sola ejecución del programa se pueden realizar distintos test donde en cada uno de ellos se pueden imponer unas determinadas condiciones de funcionamiento.

3.2. Interfaz del Programa

ACT trabaja fundamentalmente con dos carpetas: una carpeta de entrada donde se introducen los datos necesarios para poder simular el comportamiento de un motor dado y una carpeta de salida donde se encuentran las predicciones realizadas por el programa.

La carpeta de entrada, denominada “Input”, contiene los siguientes ficheros:

- *Engine_model_constants.dat*: contiene las constantes de los diferentes modelos que tiene el programa. Este fichero no se debe modificar.
- *Constant_parameters.dat*: contiene los principales parámetros geométricos del motor. Es aquí donde se introducen, entre otras cosas, el diámetro, la carrera, la relación de compresión, las características del inyector (número y diámetro de los orificios), las constantes de transmisión de calor y el valor de la apertura de la válvula de escape. Para modificar estos parámetros hay que realizar distintas ejecuciones.

- *Injection_system_parameters.dat*: contiene datos para simular las leyes de inyección y se tiene que adaptar siempre que se cambien las características del inyector.
- *Injection_parametersN.dat*: contiene la información sobre los pulsos de inyección de cada simulación, esto es la masa de combustible y el inicio de la inyección para cada pulso.
- *Test_variables.dat*: en él se dan las variables de operación de cada simulación. Entre otras cosas se define el régimen de giro, las masas de combustible y de aire, la masa al cierre y la presión de inyección.

Además de estos ficheros, la carpeta también contiene el programa *Injection_rate 8.3.EXE* que sirve para simular la ley de inyección. Tras ejecutar este programa se generan los ficheros *Injection_rate.dat*, *Injection_rate_parameters.dat* y *CAD_injection_rate.dat* que también son necesarios para la simulación con ACT. Para simular la ley de inyección tienen que estar actualizados los ficheros *Injection_parameters.dat* y *Test_variables.dat* ya que ahí se da la presión de inyección. Lo único que hay que hacer para su ejecución es introducir el número de test que se quieren realizar y que debe coincidir con los que hay en los últimos dos archivos mencionados. Una vez ejecutado este programa ya se puede ejecutar ACT (programa *Main.EXE*) que pide también el número de test realizados.

Tras la ejecución de ACT se generan los ficheros presentes en la carpeta de salida denominada "Output" y que muestran el resultado de los test que se le ha pedido calcular. Estos son:

- *Accum_injection_rate.dat*: ley de inyección acumulada, expresada en julios de energía.
- *Cylinder_pressure.dat*: ley de presión en el cilindro, expresada en bar.
- *Cylinder_temperature.dat*: ley de temperatura en el cilindro, en K.
- *Heat_transfer.dat*: cantidad de calor cedido a las paredes, expresada en julios por cilindro y ciclo. Da el total y también la que corresponde al cilindro, pistón y culata.
- *HRL.dat*: ley de liberación de calor, en julios.
- *ROHR.dat*: tasa de liberación de calor, expresada en vatios.
- *Mean_variables.dat*: da las variables medias, como por ejemplo el rendimiento indicado, la presión media indicada, la presión máxima...

De todos estos archivos de salida, uno de los más importantes es este último ya que permite conocer las prestaciones del motor. Una posible salida de este fichero podría ser la que se muestra en la Figura 3.2. La primera columna muestra el número de test realizados que en este caso es 5.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
1	test numbr	PMI hp bar	ni(%)	Pmax bar	Tmax K	PEVO bar	TEVO K	dP dalbar*	NOx ppm	YO2 -	FSN C	FSN A	
2	1	16.98161	0.3366937	172.3594	1373.639	10.78762	1106.336	5.17714	1375.631	0.1262807	10	3.994141	
3	2	17.53448	0.3476553	173.6782	1398.703	10.75	1102.236	5.17714	1452.068	0.1252721	10	3.994141	
4	3	18.07043	0.3582816	179.7753	1425.337	10.70169	1097.07	5.17714	1526.429	0.1243822	10	3.994141	
5	4	18.58853	0.3685539	186.3648	1453.472	10.65371	1091.948	5.17714	1601.356	0.1235231	10	3.974609	
6	5	19.08566	0.3784106	193.8234	1483.061	10.6081	1087.077	5.359923	1676.428	0.1226873	10	3.974609	
7													
8													
9													
10													
11													
12													
13													

Figura 3.2: Ventana de resultados del fichero Mean_variables.dat.

3.3. Funcionamiento Interno de ACT

Como ya se ha comentado, la estructura del modelo de simulación propuesto puede ser clasificada como modelo cerodimensional siendo este un modelo termodinámico con una determinación precisa de las condiciones locales. La estructura del modelo puede dividirse en dos bloques distintos:

- 1) Usando la tasa de inyección y conociendo las condiciones instantáneas dentro del cilindro, el modelo de mezcla de chorro permite seguir la evolución de la temperatura y las especies de la masa de combustible inyectada por cada orificio.
- 2) Ambos modelos, el de combustión y el de auto-ignición son desarrollados sobre la base de una previa derivada instantánea de las condiciones locales para la fracción de masa y temperatura.

Este modelo es apto para diferentes configuraciones de motores, y es posible mediante la aplicación de los ya conocidos modelos físicos junto a la simplificación y parametrización de los efectos transitorios y modelos cinéticos químicos más complejos.

Modelo termodinámico en la cámara de combustión.

Para calcular la presión y temperatura instantánea del cilindro en la cámara de combustión, el modelo usa la primera ley de la Termodinámica aplicada a una zona. La ecuación para la combustión de un fluido estacionario con conservación de la energía es:

$$d(m \cdot u) = -p \cdot dV - \dot{Q}_w + h_f \cdot dm_f - h_m \cdot dm_{bb} + \dot{Q}_c \quad (1)$$

donde $d(m \cdot u)$ es el incremento de energía interna debido a la mezcla del aire, combustible y gases quemados considerados en conjunto como gases ideales, p es la presión dentro del cilindro, V es el volumen desplazado por el pistón debido al movimiento del mecanismo del cigüeñal teniendo en cuenta las deformaciones mecánicas, \dot{Q}_w es la transferencia de calor a la pared del cilindro utilizando las correlaciones de Woschni, h_f es la entalpía del combustible inyectado, m_f es la masa de combustible inyectada, h_m es la entalpía de los gases del cilindro, dm_{bb} representa la fracción de masa que se fuga por el espacio entre el pistón-cilindro y los segmentos y \dot{Q}_c es el término que indica la liberación de calor durante la combustión.

Descripción del modelo de mezcla

Con respecto a los modelos de una zona para la predicción de la combustión, existen dos tipos de aproximaciones que describen el proceso de mezcla. En primer lugar los modelos que proporcionan los parámetros globales sin la posibilidad de mostrar ninguna condición local. En segundo lugar los modelos que se basan en una única dimensión y que tienen sus límites en la descripción del chorro a pequeña escala y su interacción con el movimiento del aire, pero que en este caso proporciona información sobre las condiciones locales.

Mediante la doble discretización de la cámara de combustión (en dos volúmenes) y el chorro (en un determinado número de orificios), ACT está situado entre un modelo de dimensión cero y un modelo local. Éste modelo no predice en detalle el comportamiento del chorro pero tiene acceso a las condiciones locales a través del modelo de mezcla.

Para desarrollar la estructura multizona, el modelo toma dos tipos de discretización:

- La discretización de la cámara de combustión en dos zonas. La cámara de combustión está dividida en: la zona del *bowl* y la zona de volumen muerto. Estas dos zonas son uniformes y existe transferencia de masa y especies entre ellas. Las condiciones iniciales del *bowl* son utilizadas para definir la composición del gas (aire fresco, gases de escape recirculados y productos de la combustión).
- La discretización del chorro en orificios de combustible (i, j): la masa total de combustible inyectada es dividida entre los orificios definidos. Para cada punto de inyección ocho orificios (i, j) con diferentes trayectorias definidas dentro del chorro.

Cada pulso (i, j) de combustible se mezcla con los gases que vienen del *bowl*. En el proceso de combustión o de formación de las emisiones, las especies de cada pulso sufren transformaciones químicas. Consecuentemente, estos procesos cambiarán la composición de los pulsos de combustible y esas transformaciones se volverán en contra de las condiciones iniciales del gas contenido en el *bowl*.

La variación temporal de la composición y temperatura de cada pulso de combustible permite obtener las condiciones de atomizado local, que es la base para la auto-ignición, de los modelos de combustión y emisiones.

4. RESULTADOS

4.1. Definición de la Configuración de Partida.....	30
4.1.1. Datos del Motor Original.....	30
4.1.2. Ajuste del Arrastre	30
4.1.3. Ajuste de la Combustión.....	32
4.1.4. Resumen de los Datos de la Configuración de Partida	38
4.2. Estudios Paramétricos	40
4.2.1. Modificación del Avance	40
4.2.2. Modificación de la Presión de Inyección	45
4.2.3. Modificación de la Presión de Admisión	49
4.2.4. Modificación de la Tasa de Recirculación de los Gases de Escape	54
4.2.5. Modificación del Coeficiente de Torbellino	59
4.2.6. Modificación de la constante CWI	62
4.2.7. Resumen	66
4.3. Optimización Multi-variable	67
4.3.1. Introducción	67
4.3.2. Obtención de la Superficie de Respuesta de cada Parámetro de Entrada.....	67
4.3.3. Maximizar el Rendimiento.....	69
4.3.4. Minimizar las Emisiones	71
4.3.5. Resumen	73

4.1. Definición de la Configuración de Partida

4.1.1. Datos del Motor Original El motor que ha sido elegido para simular y optimizar es el Powerhaul P616 de General Electric. Se trata de un motor Diesel para locomotoras doblemente sobrealimentado y equipado con un sistema de inyección common-rail. Los parámetros geométricos y efectivos del motor se pueden ver en la Tabla 4.1. Además se conocen datos relativos a la inyección. La presión es 1600 bar y cada inyector tiene 8 orificios de 280 μm .

Tabla 4.1: Especificaciones del motor.

Cilindros	16	Velocidad pistón	11 m/s
Potencia	2750 kW	Consumo específico	192 g/kWh
Régimen de giro	1500 rpm	Longitud	3838 mm
Diámetro	190 mm	Anchura	1594 mm
Carrera	220 mm	Altura	2424 mm
Desplazamiento/cil	6.24 L	Peso	13100 kg
PME	22 bar		

Algunos de estos datos se introducen en el fichero “Constant_parameters”. Sin embargo, en este fichero hay que introducir ciertos datos como la longitud de la biela o la masa del pistón que no se conocen del motor elegido. Algunos de estos datos se han sacado de un motor de barco de cilindrada parecida mientras que para los otros se ha mantenido el valor por defecto que venía en el ACT. En la Tabla 4.2 se muestran los distintos datos que contiene este fichero, sus valores y la fuente de los datos correspondientes.

Con los datos relativos a la inyección (número de orificios y diámetro) se actualiza el fichero “Injection_system_parameters”. El último que hay que adaptar para simular el funcionamiento del motor elegido es “test_variables” en el que se introducen, entre otras cosas, la cantidad de aire y de combustible. Para conocer estos datos hay que saber cómo de sobrealimentado está el motor. Por tanto, lo primero que se va a hacer para conseguir una buena simulación del motor de partida es ajustar el arrastre.

4.1.2. Ajuste del Arrastre Como ya se ha comentado hay ciertas variables de operación del motor elegido que no se conocen y que hay que conocer ya que de ello depende su funcionamiento. Entre ellas está la presión de admisión. Sin embargo, aunque esta no se conozca sí que se sabe cómo varía la presión en el cilindro en función del ángulo del cigüeñal. Esto se representa en la Figura 4.1 que se ha extraído de una patente del motor. En este gráfico hay dos curvas, una que corresponde al arrastre (sin combustible) y otra que corresponde a la combustión. Se observa que la presión máxima cuando se comprime sin combustión (lo que se denomina ciclo de arrastre) es 170 bar. Por tanto, se han realizado varios estudios con distintas presiones, y temperaturas, de admisión con el objetivo de obtener esta presión en el PMS. Cabe decir que la masa de aire puede calcularse de forma sencilla a partir de estos y otros parámetros del motor, como la cilindrada o el rendimiento volumétrico, mientras que para el cálculo de la masa al cierre se ha supuesto un porcentaje de residuales del 5.56% aproximadamente, pudiéndose introducir estos valores en el fichero “test_variables”.

Tabla 4.2: datos del fichero "constant_parameters"

	Powerhaul P616	Wartsila 20	valor por defecto
diámetro (m)	0.19		
carrera (m)	0.22		
longitud manivela (m)	0.11		
longitud biela (m)		0.777	
excentricidad del pistón (mm)			0
diámetro eje del pistón (m)		0.2	
altura de la corona del pistón (m)		0.272	
diámetro máximo del bowl (m)			0.0875
volumen del bowl (m ³)			0.000107
masa de la biela (kg)		39	
masa del pistón (kg)		21.2	
módulo de elasticidad del acero(N/m ²)			2.00E+11
coeficiente deformaciones mecánicas (-)			1.528
coeficiente de fugas por blow-by (-)			0.0000035
relación de compresión (-)			18
número de orificios (-)	8		
diámetro de orificios (m)	0.00028		
coeficiente de descarga del orificio (-)			0.858
CTM (-)			0.204
constante A (-)			3.057
constante B (-)			1.798
coeficiente Woschni (-)			0.001
IVC (°)			-175
EVO (°)			147
mixture process constant (-)			0.15

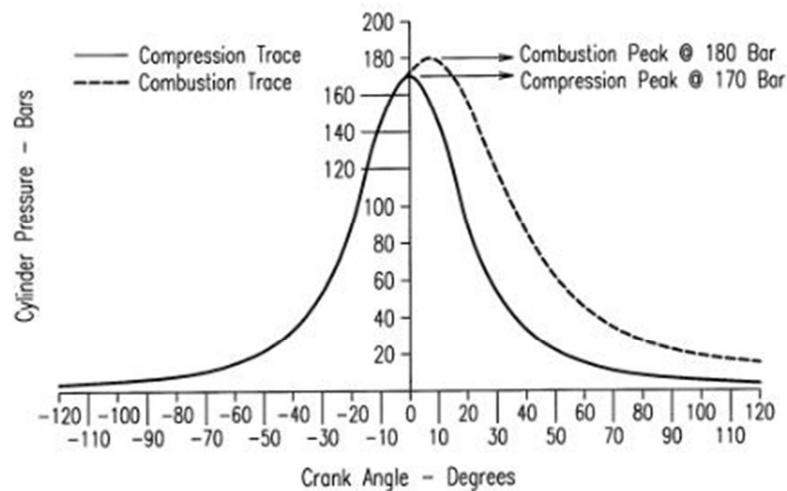


FIG. 5

Figura 4.1: Curva de presión en el cilindro con combustión (línea discontinua) y sin combustión (línea continua).

En la Figura 4.2 se representan las curvas de compresión para las distintas presiones de admisión ensayadas. Hay que resaltar que las temperaturas de admisión también se han modificado siendo 342, 352 y 360°C respectivamente. Además se ha representado la curva de arrastre del motor original para averiguar con qué presión se comprime igual que en el motor original. A partir de este gráfico se deduce que la presión de sobrealimentación del motor es 3.55 bar ya que su curva de arrastre y la original son muy parecidas y se tiene una presión máxima de aproximadamente 170 bar. Aunque esta presión parezca demasiado elevada, hay que tener en cuenta que se trata de un motor de locomotora, es decir más lento y más grande que un motor de coche. Por eso, este tipo de motores soportan mayores presiones pudiéndose sobrealimentar más.

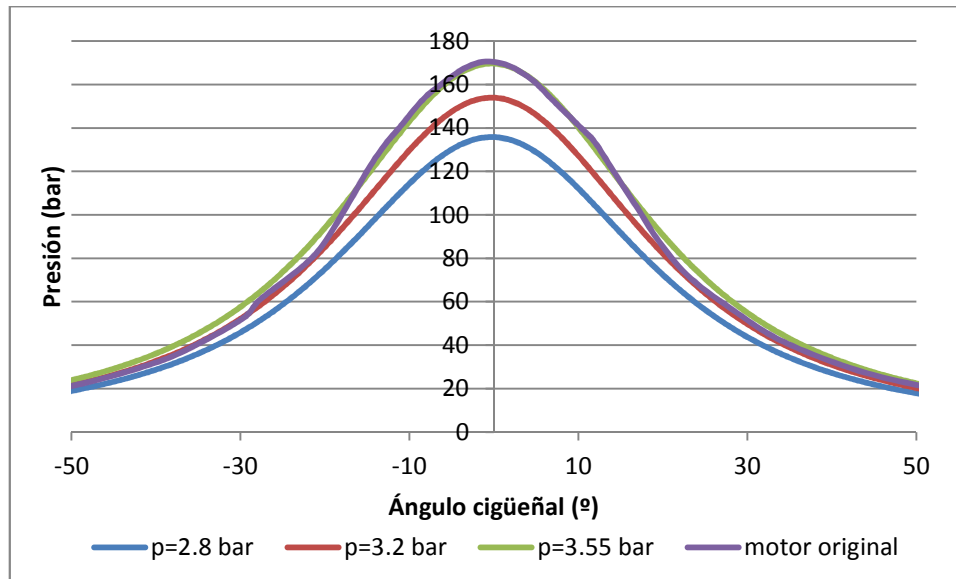


Figura 4.2: Curvas de arrastre con distintos valores de la presión de admisión obtenidas con ACT y comparación con la del motor original.

4.1.3. Ajuste de la Combustión Una vez ajustado el arrastre se ha de introducir la combustión con el fin de obtener los parámetros efectivos del motor elegido, es decir una potencia de 2750 kW y una presión media efectiva de 22 bar. Teniendo en cuenta que los parámetros que se obtienen con el ACT son los relativos al ciclo termodinámico de lazo cerrado, se debe pasar de valores efectivos a indicados. Además, en el fichero de resultados solo se predice la PMI y el rendimiento indicado con lo que el objetivo es obtener los valores correspondientes de estas dos variables y después comprobar que la potencia obtenida corresponde con el valor nominal.

Se ha de recordar que el motor elegido es de locomotora y opera a un régimen de giro bastante bajo (1500 rpm). Por tanto, las pérdidas mecánicas serán bajas y se puede asumir que el rendimiento mecánico es 0,9. A partir de este dato se deduce que la PMI que se debe obtener es aproximadamente 24.44 bar. En cuanto al rendimiento, a partir del consumo efectivo de combustible (Tabla 4.1) se deduce el valor efectivo que es alrededor de 0.438 con lo que queda un rendimiento indicado de 0.4867. Las ecuaciones que se han utilizado para obtener estos datos son las siguientes:

$$\eta_{MEC} = \frac{PME}{PMI} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (4.1)$$

$$g_{cf} = \frac{1}{PCL \cdot \eta_e} \quad (4.2)$$

Tras haber ajustado el arrastre se conocen los valores de temperatura y presión de admisión, masa de aire admitida y masa encerrada en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión. Las variables de operación que siguen siendo desconocidas son la masa de combustible y el avance. Respecto a la cantidad de combustible, se puede deducir a partir del consumo y la potencia efectiva según la ecuación 4.3. La masa que se obtiene es 146,7 g/s, o expresado en masa por cilindro y ciclo en ACT hay que introducir 733 mg/cc (ecuación 4.4).

$$g_{cf} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_f (\text{mg/cc}) = \frac{\dot{m}_f (\text{mg})}{n \cdot i \cdot z} \quad (4.4)$$

Una vez obtenidas la masa de aire y la masa de combustible se puede conocer el dosado relativo con el que está operando el motor a partir de la ecuación 4.5. En este caso este parámetro es 0.522 lo que es razonable teniendo en cuenta que es un motor lento y que suelen funcionar con dosados entre 0.5 y 0.6.

$$F_R = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_a}{F_e} \quad (4.5)$$

Todos estos valores se introducen en el fichero “test_variables”. Lo único que queda por conocer es el avance. Para averiguar cuánto se adelanta la inyección se han realizado varios test en ACT con distintos valores de avance entre 0 y -20°. La Tabla 4.3 muestra los resultados obtenidos con este programa. Se observa que los valores de PMI están entre 15 y 20 bar y que los del rendimiento están entre 0.31 y 0.39. Por consiguiente, los resultados obtenidos no encajan con los del motor descrito anteriormente. Por esto se van a modificar ciertos parámetros del fichero “constant_parameters” que se han mantenido como en el fichero de partida. De forma anticipada, estos parámetros han sido:

- Constante de torbellino del motor (CTM)
- Ángulo de apertura de la válvula de escape (EVO)
- Constantes de transmisión de calor (CW1)
- Constante del proceso de mezcla en el chorro (Kmix)

Los cambios producidos por las modificaciones de los tres primeros parámetros son muy reducidos por lo que los resultados correspondientes a estos tres estudios se adjuntan al final de la memoria en el Apéndice. A continuación se detalla el estudio correspondiente a la Kmix que es el que permite alcanzar los parámetros indicados previamente definidos.

Tabla 4.3: Resultados de ACT al modificar el avance.

Avance (°)	PMI (bar)	Rendimiento indicado
0	15.86343	0.3145235
-2	16.38262	0.3248175
-4	16.88029	0.3346849
-6	17.35606	0.344118
-8	17.8069	0.3530567
-10	18.20844	0.361018
-12	18.59341	0.3686507
-14	18.94472	0.3756162
-16	19.25331	0.3817345
-18	19.52792	0.3871793
-20	19.76339	0.3918479

Tras haber modificado las constantes de torbellino y de transmisión de calor así como la apertura de escape sin cambios significativos se analizan otros ficheros de resultados de ACT para averiguar qué pasa en el motor para que los parámetros indicados no sean como se espera.

El programa también calcula la ley de inyección acumulada y la ley de liberación de calor. En la Figura 4.3 se representan estas dos leyes. Al compararlas se observa que la energía aportada por el combustible durante la inyección ('ley de inyección') no se libera totalmente a la apertura de la válvula de escape (EVO=165°). Como en esta gráfica no se aprecia bien la diferencia entre los valores de las curvas se ha calculado el ratio entre el calor liberado cuando se abre la válvula de escape y la energía acumulada que se ha producido durante la inyección en este mismo instante. En la Figura 4.4 se ha representado el valor de este ratio, considerado como indicador de la eficiencia del ciclo, en el último ensayo realizado. En este gráfico se distingue que en el mejor de los casos, es decir para un avance de -20°, hay un 10% de calor que no se libera durante la combustión. Esto se puede interpretar como que este porcentaje de combustible no se quema y por tanto no se aprovecha.

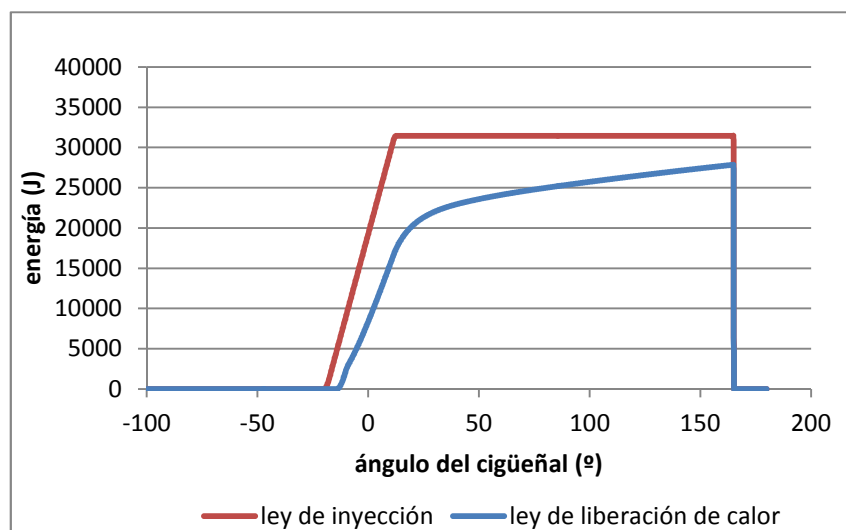


Figura 4.3: Comparación entre la ley de inyección y la ley de liberación de calor.

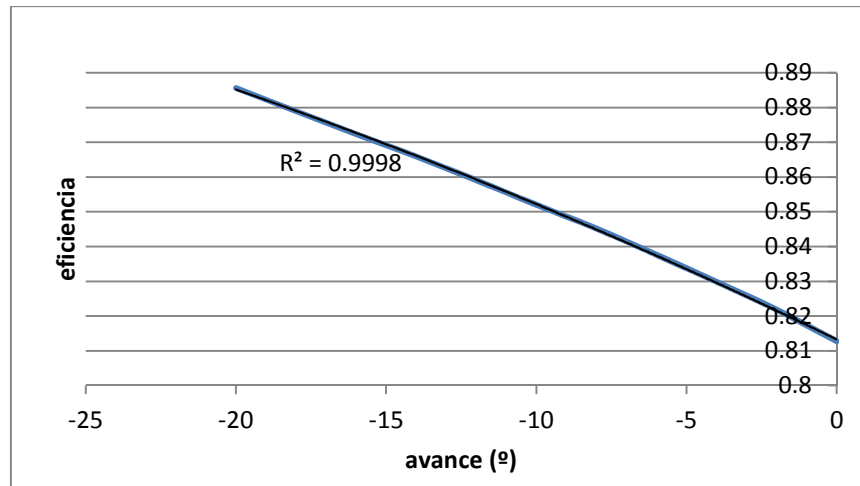


Figura 4.4: Eficiencia de la combustión en función del avance.

Una vez se ha detectado que el problema está en la mezcla del combustible con el aire se modifica la constante de mezcla (K_{mix} = 'mixture process constant') que originalmente tiene un valor de 0.15. Esta constante permite ajustar el modelo de mezcla de manera que cuanto más grande es, más rápido es el proceso de mezcla. La Figura 4.5 muestra la eficiencia de la combustión en función del avance para los distintos valores de esta constante utilizados, siendo 0.3, 0.37 y 0.45. En este gráfico se aprecian dos cosas interesantes. Por un lado, que en el peor de los casos se desaprovecha únicamente un 5% de la masa inyectada lo que supone un cambio significativo respecto al 20% antes de modificar esta constante. Por otro lado, cuanto mayor es este factor mayor es la eficiencia lo que coincide con lo que se acaba de explicar.

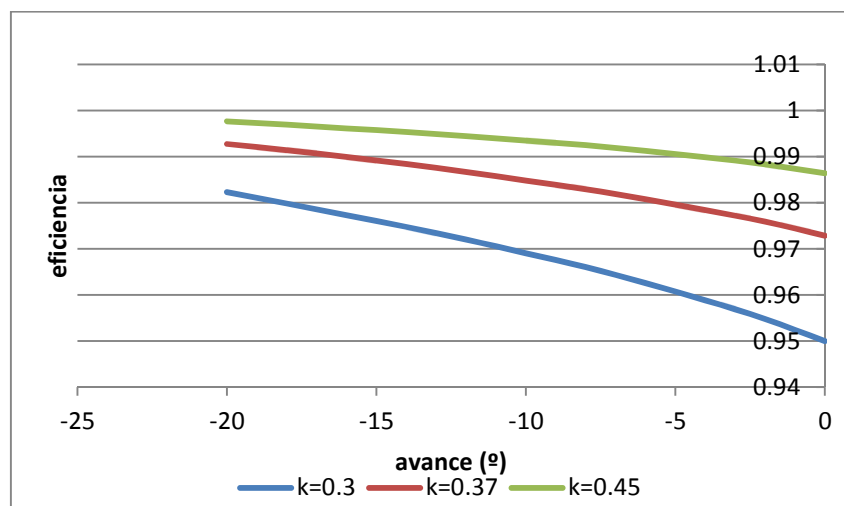


Figura 4.5: Eficiencia de la combustión en función del avance para distintos valores de K_{mix} .

Aparentemente, los parámetros indicados deberían tener en estos casos un valor cercano a los que se buscan. Para confirmarlo se representa la PMI y el rendimiento indicado en función del avance y en los tres casos ya comentados. Las Figuras 4.6 y 4.7 ilustran que ambos factores alcanzan e incluso sobrepasan el valor objetivo. Como tanto la eficiencia de la combustión como estas dos variables son mayores cuando la constante vale 0.45, lo ideal es mantener esta cifra.

Una vez ajustada la constante, y por tanto, el modelo de mezcla, lo único que queda por averiguar es cuál es el avance de la inyección utilizado en el motor original para conseguir alrededor de una PMI de 24.5 y un rendimiento de 0.49. Para ello se recogen en la Tabla 4.4 los valores de estos parámetros en función del avance. Esta tabla permite afirmar que la inyección comienza a -6 dando como resultado una PMI de 24.76 bar y un rendimiento de 0.4909.

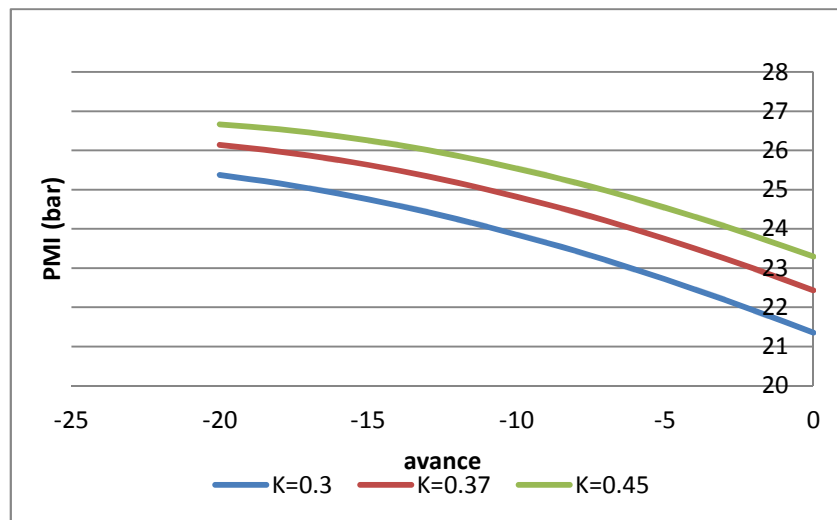


Figura 4.6: PMI en función del avance para distintos valores de Kmix.

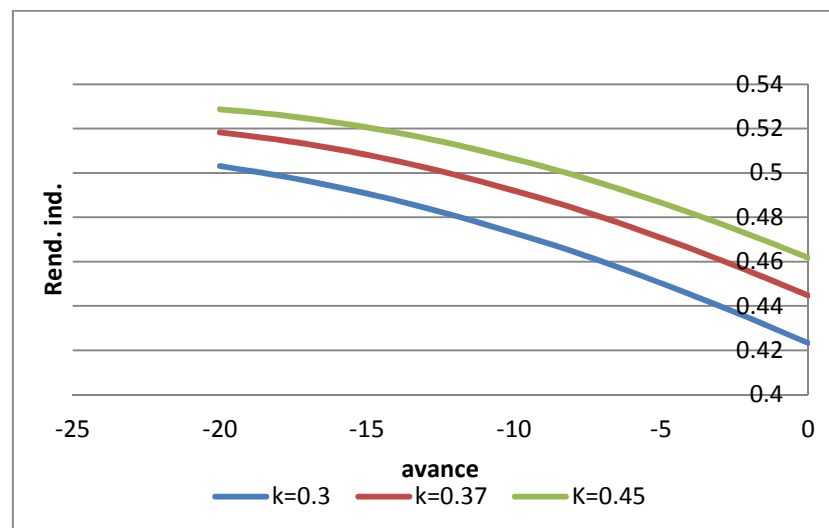


Figura 4.7: Rendimiento indicado en función del avance para distintos valores de Kmix.

Tabla 4.4: Parámetros indicados en función del avance con $k=0.45$.

Avance (°)	PMI (bar)	Rendimiento indicado
0	23.29186	0.4618066
-2	23.81793	0.472237
-4	24.30871	0.4819678
-6	24.76346	0.4909841
-8	25.17924	0.4992278
-10	25.53901	0.5063609
-12	25.86437	0.5128118
-14	26.14025	0.5182817
-16	26.36289	0.522696
-18	26.54054	0.5262182
-20	26.66816	0.5287484

Después de esta comprobación se llega a la conclusión de que ya se han modificado los factores necesarios para simular correctamente el funcionamiento del motor seleccionado y obtener el rendimiento y potencia indicados previamente definidos. Sin embargo, algunos de los parámetros que se han corregido pueden afectar al arrastre por lo que se ha comparado la variación de la presión en el cilindro durante el ciclo antes y después de los cambios con la que muestra la patente. Esto se representa en la Figura 4.8 que muestra que tras los cambios la presión en el PMS aumenta un poco lo que implica que hay que reajustar el arrastre.

Como el cambio es pequeño basta con disminuir un poco la presión de admisión. Por ello se realiza una simulación en ACT con una presión de 3.5 bar y modificando la masa de aire y la encerrada en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión pero manteniendo constante la de combustible, que viene impuesta por las especificaciones del motor. En la Figura 4.9 se ha representado la variación de la presión en el cilindro en el caso nominal y con los dos valores de presión. Este gráfico prueba que la curva de arrastre es la misma para ambas presiones y que es bastante similar a la del caso original. Por consiguiente, se puede asumir el motor seleccionado opera con una presión de admisión de 3.5 bar.

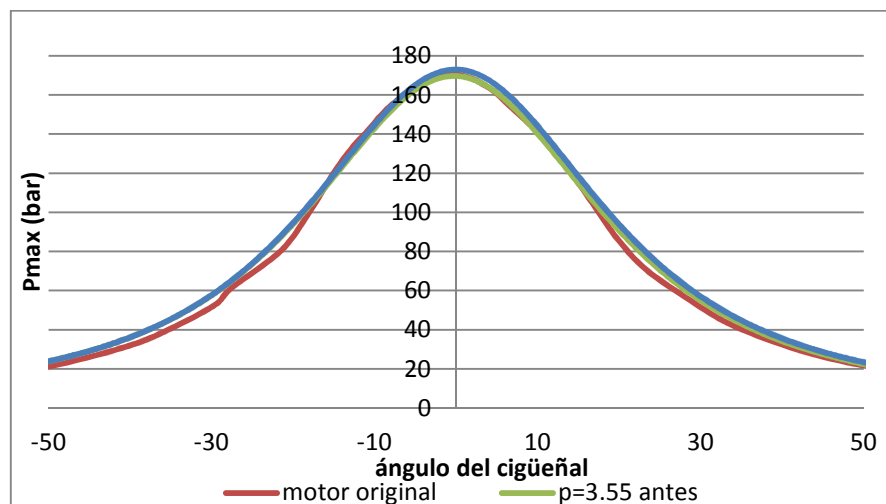


Figura 4.8: Comparación entre las curvas de arrastre del motor original y del motor simulado antes y después de las modificaciones.

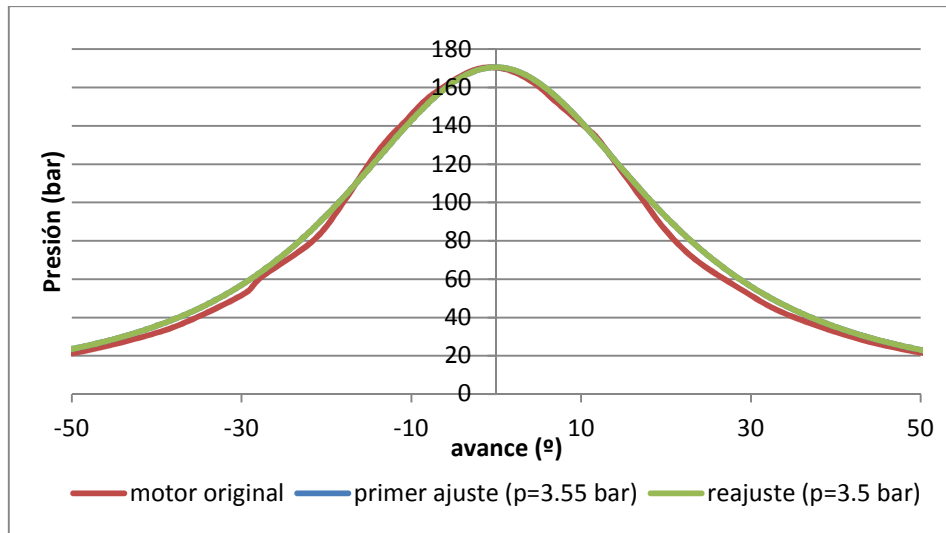


Figura 4.9: Comparación entre las curvas de arrastre del motor original y del motor simulado tras reajustar el arrastre.

Tras reajustar el arrastre se deben rehacer los barridos de avance para obtener los nuevos valores de rendimiento y potencia indicada y verificar que el avance con el que se obtienen los que corresponden al caso de partida es -6° . La Tabla 4.5, en la que se recogen estos datos, muestra que en este caso son un poco menores que con la presión de 3.55 bar. También se observa que el avance con el que se consiguen las condiciones anteriormente definidas sigue siendo -6° .

Tabla 4.4: Parámetros indicados en función del avance con $p=3.5$ bar.

Avance ($^\circ$)	PMI (bar)	Rendimiento indicado
0	23.224	0.4604613
-2	23.74996	0.4708895
-4	24.24083	0.4806219
-6	24.69463	0.4896193
-8	25.11178	0.4978902
-10	25.47212	0.5050346
-12	25.79834	0.5115025
-14	26.07501	0.5169881
-16	26.29844	0.521418
-18	26.47705	0.5249594
-20	26.60728	0.5275413

4.1.4. *Resumen de los Datos de la Configuración de Partida* En los apartados anteriores se ha ajustado el arrastre y la combustión de manera que con la simulación de ACT se obtienen el rendimiento y la potencia indicados correspondientes al motor elegido para realizar este estudio. Para conseguir esto se han tenido que estimar ciertas variables de operación relativas a la sobrealimentación como la masa de aire. En la Tabla 4.6 se recogen los valores finales de los parámetros que se introducen en el fichero “test_variables” de ACT. Aunque el programa no necesita el valor del dosado relativo también se indica en esta tabla para complementar la información.

Tabla 4.5: Datos relativos a la sobrealimentación introducidos en ACT.

P_{ADM} (bar)	3.5
T_{ADM} (K)	360
m_{AIRE} (g/cc)	20.07368
m_{IVC} (g/cc)	21.25449
F_R	0.529475

Además, durante las distintas ejecuciones de ACT se han cambiado algunos de los parámetros del fichero “constant_parameters”. En la Tabla 4.7 se resumen cuáles han sido estos parámetros y se indican sus valores iniciales y finales.

Tabla 4.6: Modificaciones hechas en el fichero “constant_parameters” durante el ajuste.

Parámetro	Valor inicial	Valor final
CTM	0.204	0
Constante CW1	3.057	0.6
EVO	147	165
k_{MIX}	0.15	0.45

Finalmente se debe pasar de parámetros indicados a efectivos que son los que se conocen. Como ya se ha mencionado anteriormente, con todos estos valores se obtiene una PMI igual a 24.69 bar y un rendimiento indicado igual a 0.4869. Con ellos se puede deducir la potencia indicada del ciclo a partir de las ecuaciones 5 y 6, dando como resultado 3081kW.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_T} \quad (4.6)$$

$$N_i = W_i \cdot n \cdot i \quad (4.7)$$

Aplicando un rendimiento mecánico de 0.9 se consigue una potencia efectiva de 2773 (ecuación 4.1) que es un poco mayor que la de partida. Haciendo el camino inverso, es decir deduciendo el rendimiento mecánico que tendría que tener el motor para conseguir una potencia indicada de 3081 kW y una efectiva de 2750 kW, se obtiene un valor de 0.8926 que se aproxima bastante al supuesto. Además, los motores más lentos, como es este caso, no tienen muchas pérdidas mecánicas por lo que se puede afirmar que este valor se corresponde con la realidad. Con este rendimiento se logran una PME de 22.04 y un rendimiento efectivo de 0.436 que son los que se han definido.

Como con esta configuración se consiguen las prestaciones originales del motor, se va a utilizar como base para el resto del trabajo. A partir de ella se van a definir unos estudios paramétricos mediante ACT para estudiar las medidas de mejora de este motor.

4.2. Estudios Paramétricos

A continuación se analizan las tendencias de los indicadores más importantes de las prestaciones del motor en función de distintos parámetros de entrada. Los indicadores que han sido analizados son:

- La presión media indicada (PMI), esto es, el trabajo del ciclo, y el rendimiento indicado. Como todo el estudio se ha realizado a masa de combustible constante, ambos parámetros serán proporcionales.
- La presión y temperatura máximas en el cilindro y el gradiente de presiones como indicadores de las sollicitaciones máximas mecánicas (todos ellos) y del ruido generado por la combustión (el último).
- Las emisiones de contaminantes (NOx y hollín).
- El inicio de la combustión (SOC).
- El cociente entre la masa realmente quemada en función de la masa inyectada como indicador de la eficiencia de la combustión.
- El calor transmitido.

En cuanto a los parámetros de entrada al motor se han modificado los siguientes:

- Parámetros relativos a la inyección: avance (SOI) y presión de inyección.
- Parámetros relativos a la renovación de la carga: presión de admisión y el porcentaje de EGR.
- Parámetros relativos a la transmisión de calor.

4.2.1. Modificación del Avance Primero se han estudiado las variaciones de estos indicadores en función del avance, es decir del inicio de la inyección. Para ello se han introducido distintos valores del avance entre 0 y -25° en el fichero de entrada "Injection_ParametersN" de ACT. La Figura 4.10, en la que se relaciona el inicio de la combustión con el avance, indica que el inicio de la combustión depende del inicio de la inyección. Concretamente, cuanto antes se inyecta el combustible antes comienza la combustión.

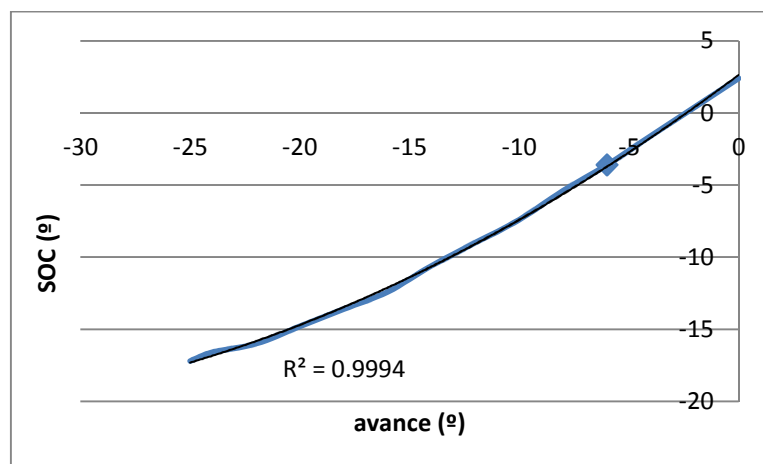


Figura 4.10: Inicio de la combustión en función del avance.

Cuando la inyección empieza antes del PMS el pistón se encuentra en la carrera de compresión por lo que aún no se han alcanzado la presión y temperatura adecuadas para que comience la combustión. Si se adelanta la inyección, la temperatura dentro de la cámara es menor, y aumenta el tiempo de retraso durante el cual el combustible se va mezclando con el aire a medida que se inyecta. Por lo tanto, cuando comienza la combustión se quema una mayor cantidad de mezcla alcanzándose mayores presiones y temperaturas, lo que explica que la combustión premezclada tenga más importancia y que la cantidad de calor liberada sea mayor. En la Figura 4.11 se representan la presión y la temperatura máxima en función del avance y se prueba que aumentan de manera prácticamente lineal.

La Figura 4.12 muestra la tasa de liberación de calor (ROHR) y la presión en el cilindro para dos valores de avance, el valor de referencia (-6°) y el valor máximo (-25°). La curva de ROHR presenta dos picos que corresponden a la combustión premezclada y a la combustión por difusión respectivamente. Este gráfico confirma que la combustión comienza antes y que la combustión premezclada adquiere más importancia a medida que se adelanta la inyección. Efectivamente, se observa que en el caso de un avance de -25° la liberación de calor aumenta bruscamente en la primera fase de la combustión. En cuanto a la combustión por difusión, se observa que es prácticamente igual en ambos casos, debido a que el inicio de la inyección no influye en cómo se mezcla el aire con el combustible sino en la cantidad de mezcla que se crea antes del autoencendido y que por tanto se quema en la fase premezclada. De todas formas, la combustión por difusión es un poco más corta en el caso en el que se inyecta antes ya que se quema una mayor parte de la mezcla en la primera fase. El gráfico también demuestra que la presión en el cilindro aumenta al adelantar la inyección. Además, como se adelanta la combustión, la presión alcanza su valor máximo antes (8 y 5° respectivamente).

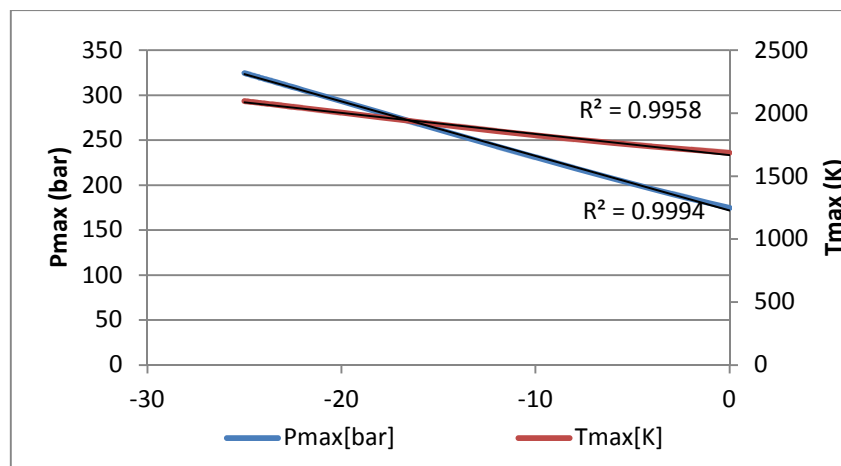


Figura 4.11: Evolución de la presión y la temperatura máximas en función del avance.

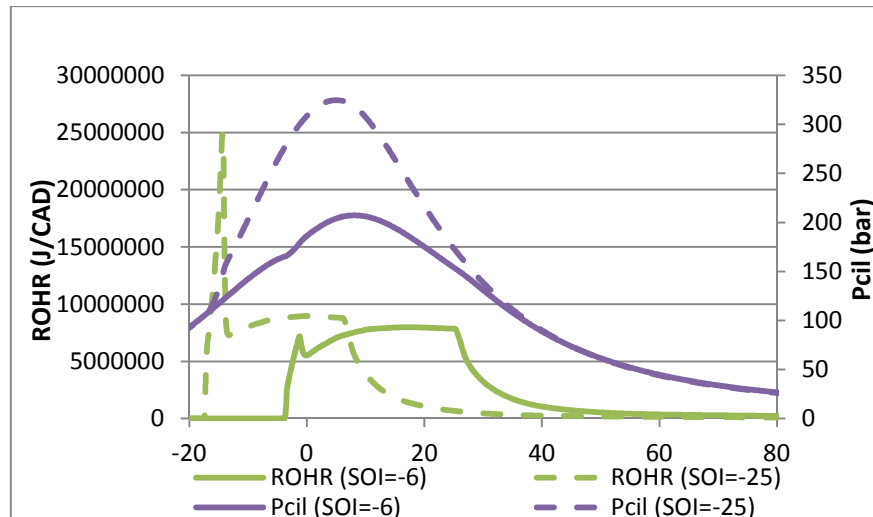


Figura 4.12: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara para dos valores distintos del avance.

Las mayores presiones alcanzadas son buenas para el ciclo ya que aumentan la PMI y el rendimiento indicado. Por lo tanto adelantar la inyección mejora los parámetros indicados (Fig. 4.13). Cabe destacar que estos dos indicadores crecen de la misma manera puesto que PMI es sinónimo de trabajo y potencia indicada siendo el régimen de giro y la cilindrada constantes y además el calor aportado por el combustible es también constante. Sin embargo, como se observa en la Figura 4.14, al producirse antes la inyección y quemarse una mayor cantidad de mezcla de manera espontánea en la fase premezclada el gradiente de presiones aumenta bastante. En efecto, este parámetro pasa de 5 a 25 bar^o, siendo este un cambio bastante significativo. Esto se traduce en mayor ruido y en más sollicitaciones mecánicas lo que puede ser perjudicial para el motor.

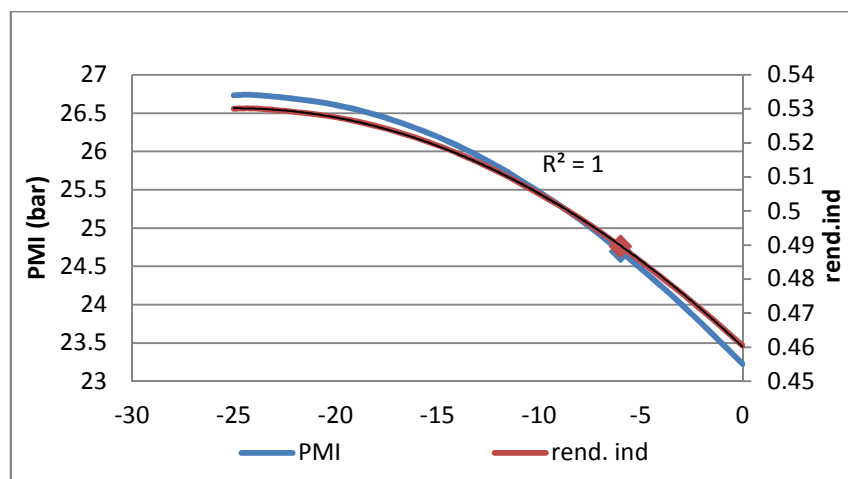


Figura 4.13: Variación de los parámetros indicados en función del avance.

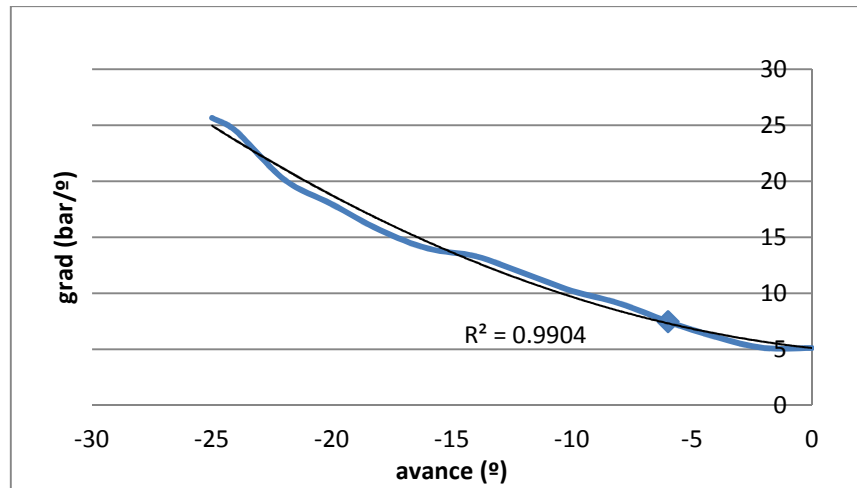


Figura 4.14: Evolución del gradiente de presiones en función del avance.

La Figura 4.15 representa el ROHR y el gradiente de presiones en función del ángulo en los dos casos de avance nombrados anteriormente. En este gráfico se comprueba que el gradiente de presiones está estrechamente ligado con la combustión premezclada ya que es en ese momento cuando tanto la liberación de calor como el gradiente aumentan repentinamente.

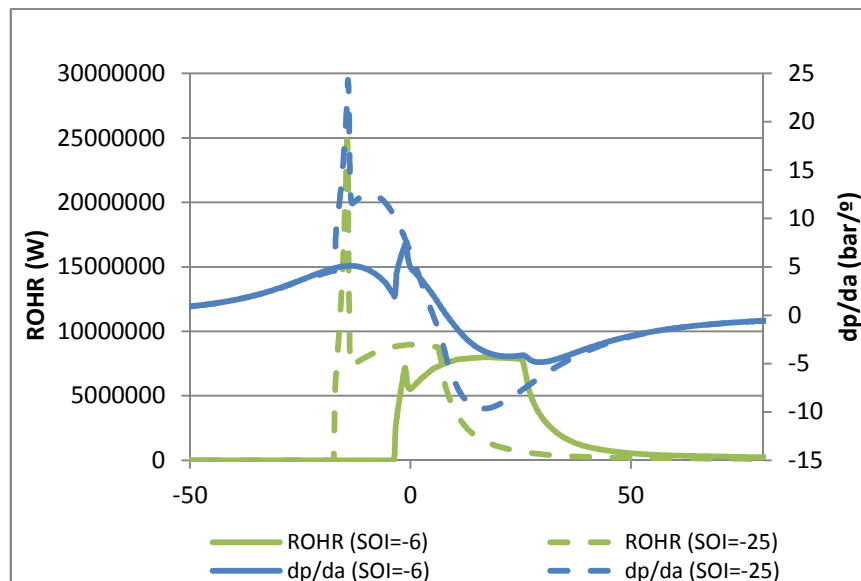


Figura 4.15: Tasa de liberación de calor y gradiente de presiones para dos valores diferentes del avance.

También han sido consideradas las emisiones. Las tendencias de los dos tipos de emisiones son inversas. Mientras que la emisión de NOx aumenta al adelantar la inyección, la emisión de hollín disminuye (Fig. 4.16). Esto es debido a que los NOx aparecen a altas temperaturas y ya ha sido comentado que al adelantar la inyección las temperaturas aumentan. Ese aumento de temperaturas hace que el balance formación-oxidación se desplace más hacia el segundo proceso, con lo que la emisión de hollín disminuye.

Además, como al avanzar la inyección hay más tiempo para que la mezcla se prepare y la combustión es mejor la eficiencia de la combustión es cada vez mayor. Esta tendencia se observa en la Figura 4.17.

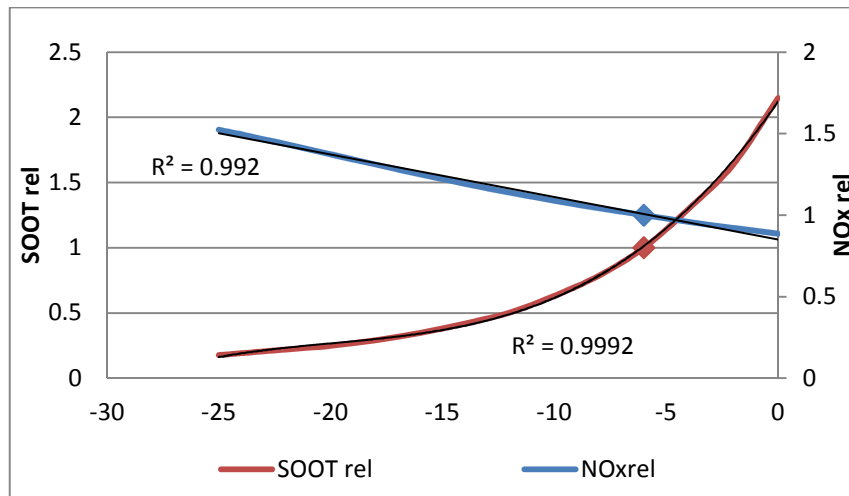


Figura 4.16: Evolución de las emisiones (NOx y hollín) en función del avance.

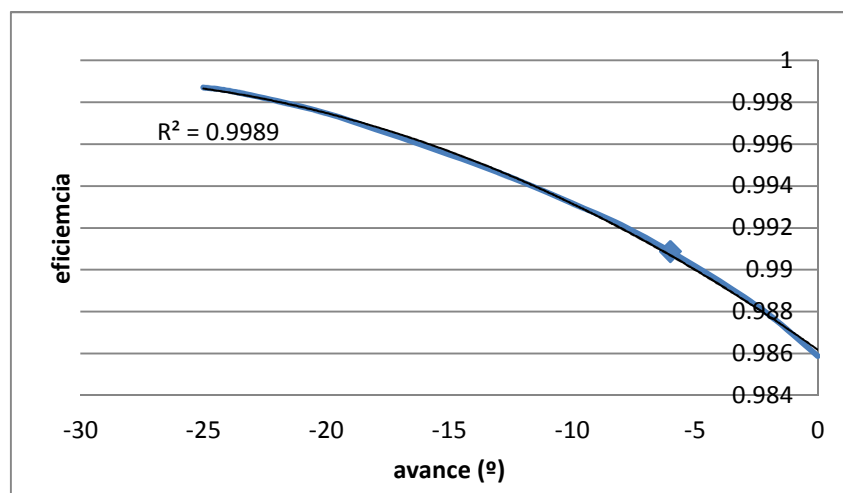


Figura 4.17: Eficiencia de la combustión en función del avance.

Por lo tanto, adelantar la inyección es favorable para la potenciación del motor ya que su ciclo termodinámico es mejor. Sin embargo, tiene ciertos inconvenientes también como son las elevadas presiones que se alcanzan y el alto valor del gradiente de presiones. La configuración óptima del motor será aquella en la que se alcancen mayores PMI y rendimiento indicado sin sobrepasar ciertos límites que son una presión máxima de 250 bar y un gradiente de presiones máximo de 25 bar/°. En la Tabla 4.8, se recogen los valores de PMI, rendimiento indicado, presión máxima y gradiente de presiones en función del avance. Se han marcado en amarillo los datos de la situación de partida y en azul la configuración óptima. Estos valores ponen de manifiesto que se podría adelantar la inyección hasta -12° respetando las restricciones lo que daría aproximadamente un 4.5% más de PMI y η_i . Sin embargo, esto tendría consecuencias negativas sobre las emisiones ya que los NOx aumentarían aproximadamente un 13%.

Tabla 4.7: Indicadores básicos en función del avance.

Avance (°)	PMI (bar)	η_i	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
0	23.224	0.4604613	174.7018	5.105391
-2	23.74996	0.4708895	184.891	5.105391
-4	24.24083	0.4806219	195.8281	6.081087
-6	24.69463	0.4896193	207.1918	7.46266
-8	25.11178	0.4978902	218.9232	9.07361
-10	25.47212	0.5050346	230.9703	10.20784
-12	25.79834	0.5115025	243.2021	11.77846
-14	26.07501	0.5169881	255.5977	13.29177
-16	26.29844	0.521418	268.1428	13.99195
-18	26.47705	0.5249594	280.7454	15.63771
-20	26.60728	0.5275413	293.3586	17.94617
-22	26.68781	0.529138	305.9134	20.16883
-24	26.73763	0.5301258	318.3148	24.48271
-25	26.73499	0.5300735	324.5406	25.66797

4.2.2. *Modificación de la Presión de Inyección* El siguiente parámetro que ha sido estudiado es la presión de inyección, introduciendo distintos valores de esta entre 1200 y 2200 bar en el fichero de entrada “test_variables”. Cuanto más alta es esta presión mayor es la velocidad de inyección y mejor pulverizado está el combustible lo que facilita que se mezcle con el aire acelerando la velocidad de la combustión. Por lo tanto la PMI y el rendimiento indicado mejoran a medida que se aumenta la presión de inyección. Como se observa en la Figura 4.18, estos indicadores crecen de manera polinómica y sus curvas tienen la misma forma. Además, como la mezcla y, por tanto, la combustión son mejores, la eficiencia de esta aumenta (Fig.4.19).

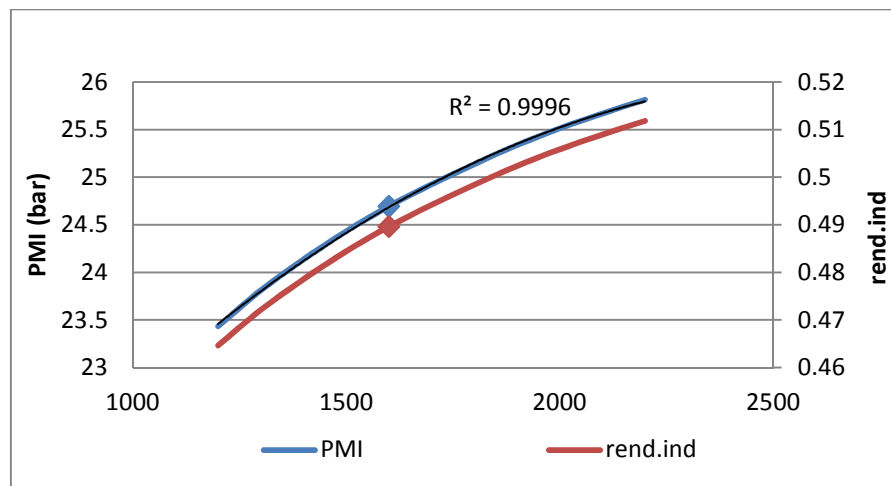


Figura 4.18: Evolución de los parámetros indicados en función de la presión de inyección (bar).

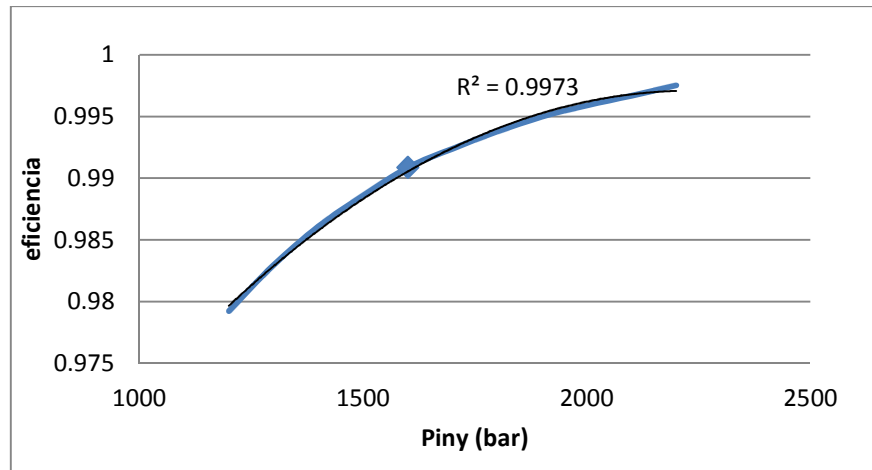


Figura 4.19: Variación de la eficiencia de la combustión en función de la presión de inyección.

En cuanto a las presiones, al aumentar la presión de inyección aumenta también la presión máxima siguiendo una relación prácticamente lineal (Fig. 4.20). Además, como el combustible se mezcla más rápidamente con el aire, cuando empieza la combustión se quema una mayor cantidad de mezcla y por tanto se libera más calor alcanzándose también mayores temperaturas (Fig.4.20). La Figura 4.21 muestra el ROHR y la presión en el cilindro para dos valores de presión de inyección: la de referencia (1600 bar) y la máxima ensayada (2200 bar). Efectivamente, se observa como la liberación de calor aumenta en ambas fases de la combustión. Como ya se ha mencionado, aumentar la presión de inyección supone mezclar más rápido lo que acelera el proceso de combustión en ambas fases. Por un lado, al crearse la mezcla más rápido se quema una mayor cantidad cuando comienza la combustión. Por otro lado, como se continúa mezclando más rápido se quema también más rápido en la fase de difusión. Además, esta figura evidencia que la combustión empieza en el mismo punto independientemente de la presión de inyección. Esto es debido a que el inicio de la inyección y las condiciones de presión y temperatura en la cámara se mantienen constantes y por consiguiente no se modifica el tiempo de retraso lo que implica que el inicio de la combustión se mantiene también constante. En este gráfico también se confirma que las presiones en el cilindro aumentan.

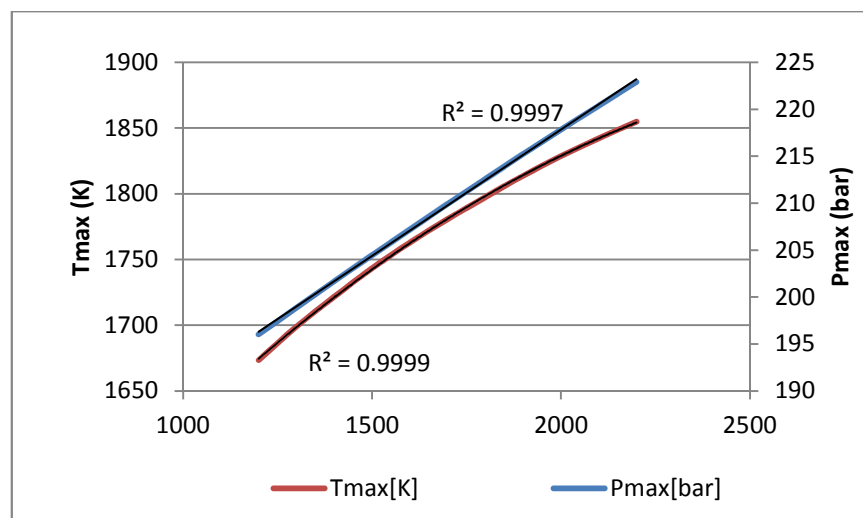


Figura 4.20: Variación de la presión y temperatura máximas en función de la presión de inyección (bar).

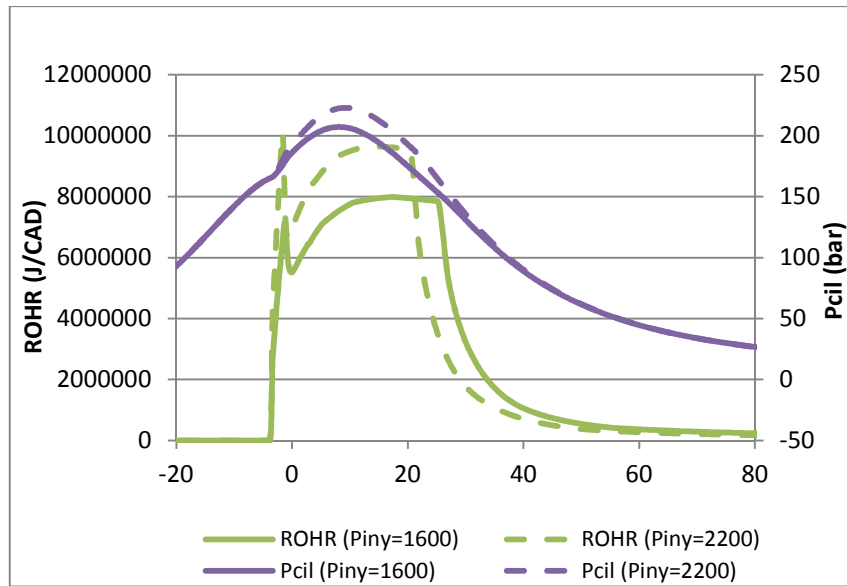


Figura 4.21: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara en función de la presión de inyección.

Sin embargo, como ocurría en el caso anterior, el gradiente de presiones también aumenta (Fig. 4.22). La Figura 4.23 muestra el ROHR y el gradiente de presiones en función del ángulo del cigüeñal en cada caso de presión. En este gráfico se distingue que el gradiente de presiones aumenta de manera más pronunciada en la combustión premezclada ya que, como ya se ha comentado, esta combustión es muy rápida y se quema más cantidad de mezcla al aumentar la presión.

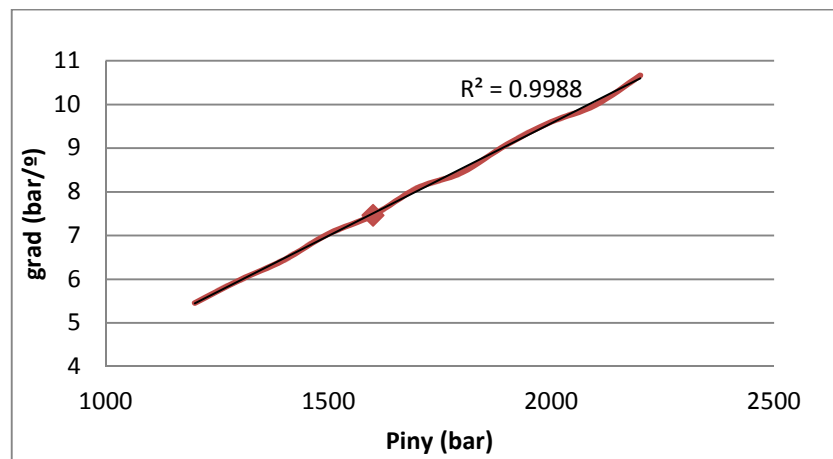


Figura 4.22: Gradiente de presión en función de la presión de inyección.

El hecho de que la combustión sea más rápida, se alcancen mayores presiones y se libere más calor provoca que las temperaturas alcanzadas sean también mayores. Es por esto por lo que las emisiones de NOx aumentan. En la Figura 4.24 se presentan las tendencias de las emisiones, relativas al caso de referencia, en función de la presión de inyección. Mientras que los NOx aumentan, la formación de hollín disminuye al favorecerse la oxidación del hollín formado. Cabe recalcar que las emisiones de NOx relativas crecen de manera lineal y prácticamente un 15%.

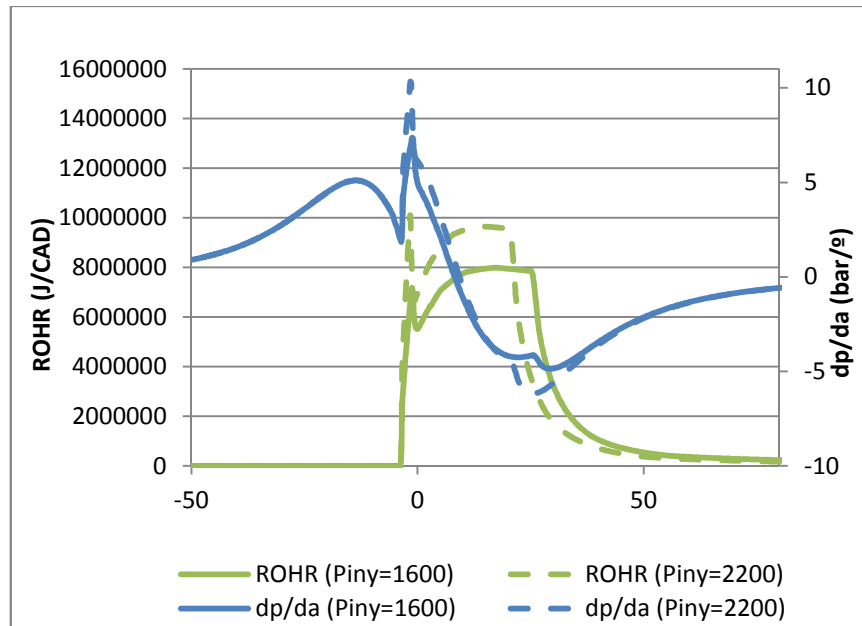


Figura 4.23: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión en función de presión de inyección.

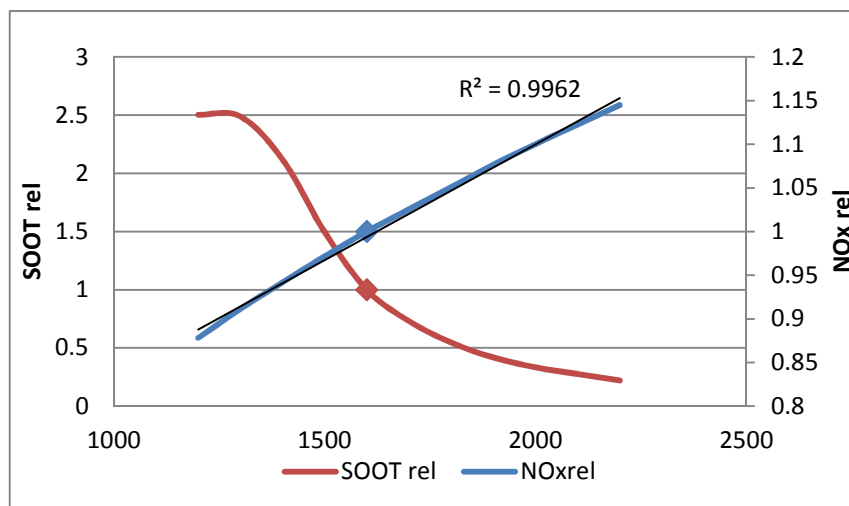


Figura 4.24: Emisiones en función de la presión de inyección (bar).

Las tendencias que siguen los distintos indicadores al aumentar la presión de inyección son muy similares a las que siguen cuando se adelanta la inyección. Por lo tanto, se puede potenciar el motor aumentando este parámetro pero tiene los mismos inconvenientes ya que aumentan las presiones, su gradiente y las emisiones de NOx. La Tabla 4.9 reúne los valores de PMI, rendimiento indicado, presión máxima y el gradiente de presiones en función de la presión de inyección. Teniendo en cuenta las restricciones de presión máxima y gradiente máximo, se concluye que la configuración óptima es 2200 bar. A diferencia del caso anterior, al incrementar la presión de inyección las presiones y su gradiente no crecen tanto, lo que permitiría usar la presión máxima ensayada habiendo aún un amplio margen entre los valores máximos y sus restricciones. Además, se obtienen prácticamente los mismos parámetros indicados que adelantando la inyección a -12° .

Tabla 4.8: Indicadores básicos en función de la presión de inyección.

Piny (bar)	PMI (bar)	η_i	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
1200	23.43271	0.4645994	196.0178	5.456403
1300	23.81063	0.4720924	198.8706	5.977436
1400	24.13456	0.4785149	201.6829	6.438395
1500	24.43192	0.4844106	204.4621	7.039079
1600	24.69466	0.4896199	207.1918	7.46266
1700	24.92408	0.4941686	209.9074	8.088967
1800	25.1372	0.4983942	212.5865	8.444736
1900	25.33785	0.5023726	215.2358	9.083226
2000	25.51314	0.5058479	217.8382	9.600121
2100	25.66964	0.5089509	220.3904	9.991365
2200	25.81543	0.5118415	222.9151	10.66584

4.2.3. *Modificación de la Presión de Admisión* A continuación se ha modificado la presión de admisión o, lo que es lo mismo, la sobrealimentación del motor. Al cambiar la presión de admisión la masa de aire admitida y la masa al cierre varían también. Estos valores se calculan previamente a la simulación de ACT y después se introducen junto con la presión de admisión en el fichero de entrada "test_variables". Cabe decir que en este estudio se ha mantenido constante la masa de combustible por lo que a medida que se sobrealimenta el dosado relativo disminuye. La presión en el PMS está directamente relacionada con la presión de admisión a través de la siguiente fórmula:

$$P_{PMS} = P_{ADM} * r_C^n \quad (4.8)$$

Por tanto, como el único parámetro modificado es la presión de admisión, la presión en el PMS crece o decrece según como se haya modificado esta. En general, esta relación es válida para cualquier presión en el cilindro, es decir, las presiones aumentan en la misma medida que aumenta la del PMS. En la Figura 4.25, en la que se ha representado la presión máxima en función de la presión de admisión, se comprueba que la relación entre estas dos variables es completamente lineal.

El hecho de que las presiones aumentan implica que los parámetros indicados aumentan también. En la Figura 4.26 se observa que la PMI y el rendimiento indicado aumentan de manera polinómica.

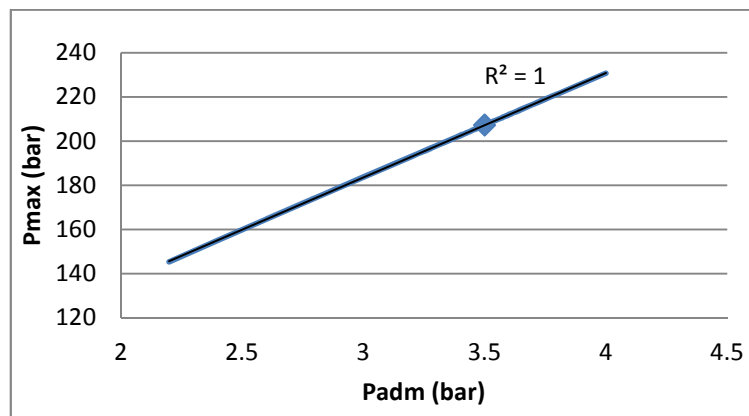


Figura 4.25: Presión máxima en función de la presión de admisión.

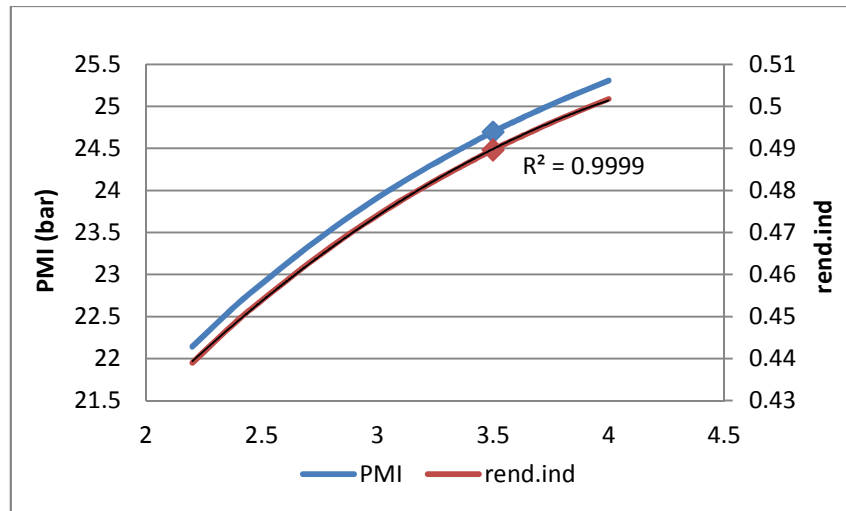


Figura 4.26: Parámetros indicados en función de la presión de admisión (bar).

La Figura 4.27 representa la tasa de liberación de calor y la presión en el cilindro para dos valores de presión de admisión: la presión mínima ensayada (2.4 bar) y la presión de referencia (3.5 bar). Se observa que la liberación de calor aumenta tanto en la fase premezclada como en la de difusión. Esto es debido a que al aumentar la presión de admisión manteniendo la temperatura constante, la densidad y por lo tanto la cantidad de aire introducida en la cámara es mayor y así el combustible se mezcla mejor y más rápido lo que acelera la combustión en ambas fases. También se observa que el tiempo de retraso no varía ya que la temperatura en la cámara se mantiene constante. Sin embargo, la diferencia en el ROHR en ambos casos no es tan importante como en los estudios anteriores. En cuanto a la presión en cámara, este gráfico reafirma que aumenta con el aumento de la presión de sobrealimentación.

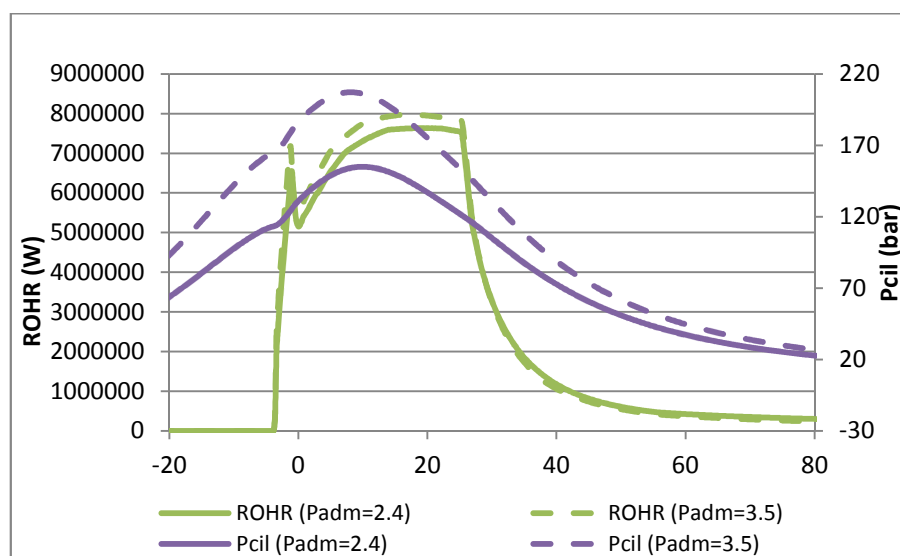


Figura 4.27: Tasa de liberación de calor y presión en la cámara para dos valores diferentes de la presión de admisión.

Respecto a las temperaturas cabe decir que, a diferencia de los dos casos anteriores, no aumentan sino que disminuyen a medida que más se sobrealimenta. Esto se debe a que el aporte de calor por parte del combustible y la temperatura de admisión son constantes mientras que la masa en el cilindro aumenta por lo tanto la temperatura final disminuye, como se deduce de la ecuación siguiente (siendo el calor específico constante).

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4.9)$$

Como consecuencia de la disminución de las temperaturas la emisión de NOx disminuye también, como se presenta en la Figura 4.28 que verifica que la variación de la temperatura máxima y de los NOx relativos en función de la presión de admisión es en ambos casos decreciente.

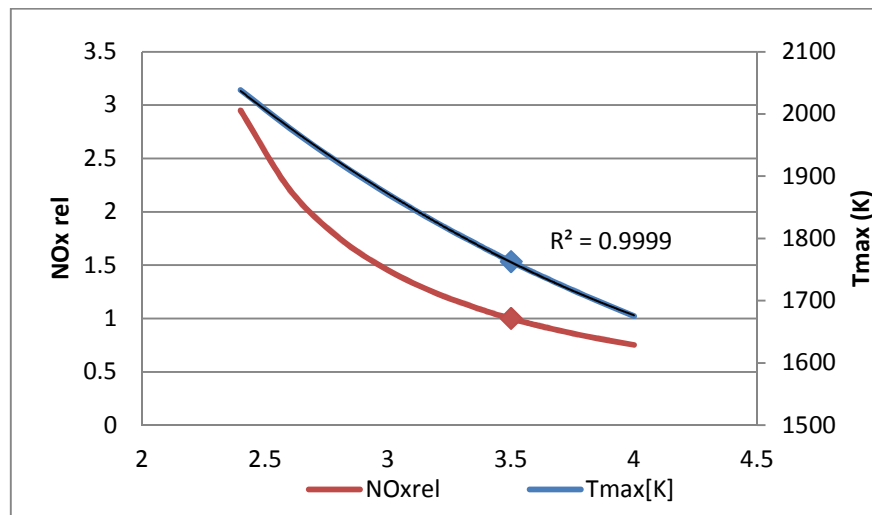


Figura 4.28: Evolución de la temperatura máxima y de las emisiones de NOx en función de la presión de admisión (bar).

En cuanto a la emisión de hollín, se ha representado su variación en función de la presión de admisión en la Figura 4.29. Esta variación es un poco particular ya que de 2.4 a 3 bar su formación aumenta mientras que a partir de 3 bar disminuye. Este cambio de tendencia probablemente se debe a limitaciones del modelo ya que no tiene sentido. No obstante como la presión de referencia es 3.5 bar, se puede asumir que a partir de este valor cuanto mayor es la presión de admisión menos hollín se forma debido a que el proceso de mezcla se acelera, y con ello también la oxidación del hollín formado. Además la eficiencia de la combustión crece de manera polinómica como se observa en la figura 4.30.

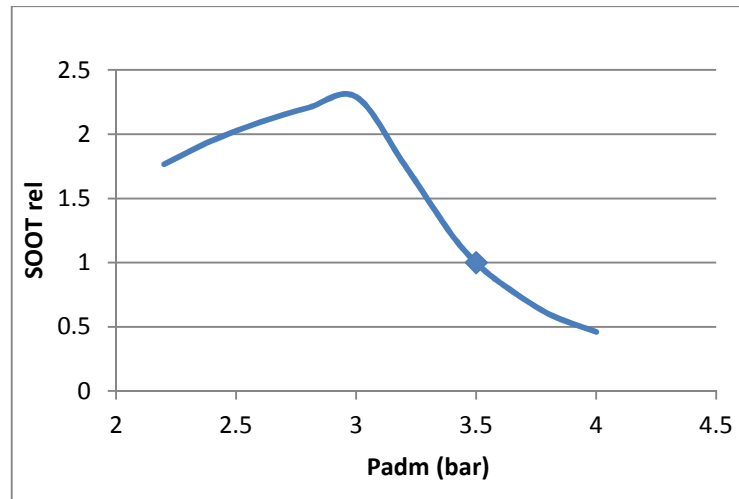


Figura 4.29: Variación de la emisión de hollín en función de la presión de admisión.

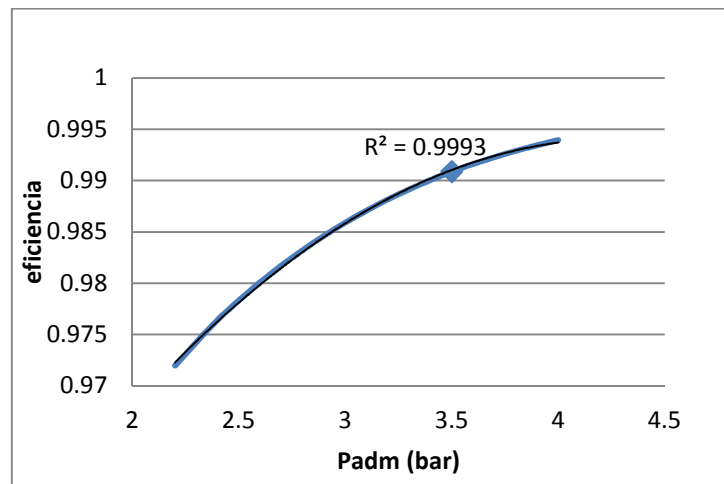


Figura 4.30: Eficiencia de la combustión en función de la presión de admisión.

La Figura 4.31 representa el ROHR y el gradiente de presiones en función del ángulo del cigüeñal para los dos valores de presión de admisión antes mencionados. En este gráfico se aprecia que tanto la liberación de calor como el gradiente de presiones aumentan pero menos que en los dos casos anteriores. También se verifica que el gradiente de presiones está sobre todo relacionado con la combustión premezclada ya que es ahí donde sube bruscamente y alcanza su valor máximo. La siguiente figura (Fig. 4.32) representa únicamente el gradiente de presiones, esta vez en función de la presión de admisión. Este gráfico corrobora que el gradiente no aumenta tanto como en los otros casos, variando de más de 6 a 8 bar/°.

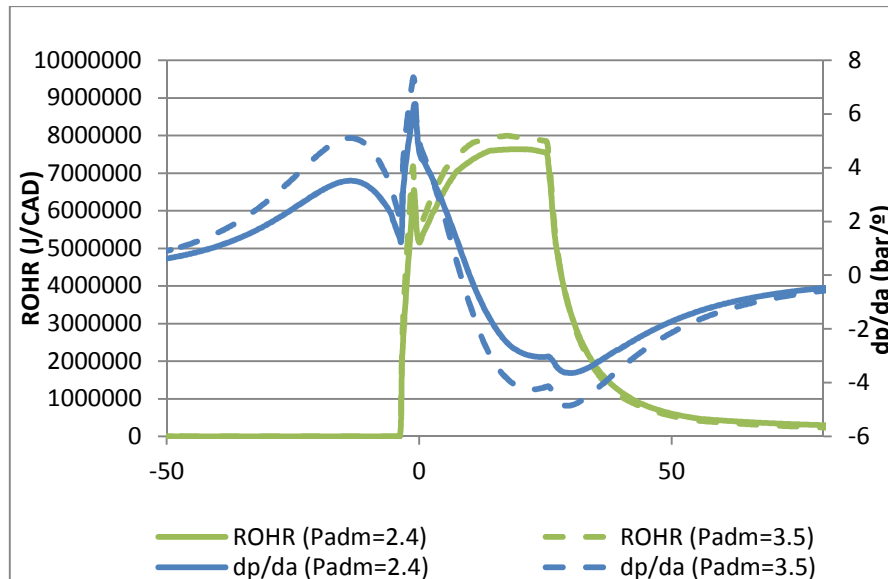


Figura 4.31: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión para dos valores diferentes de la presión de admisión.

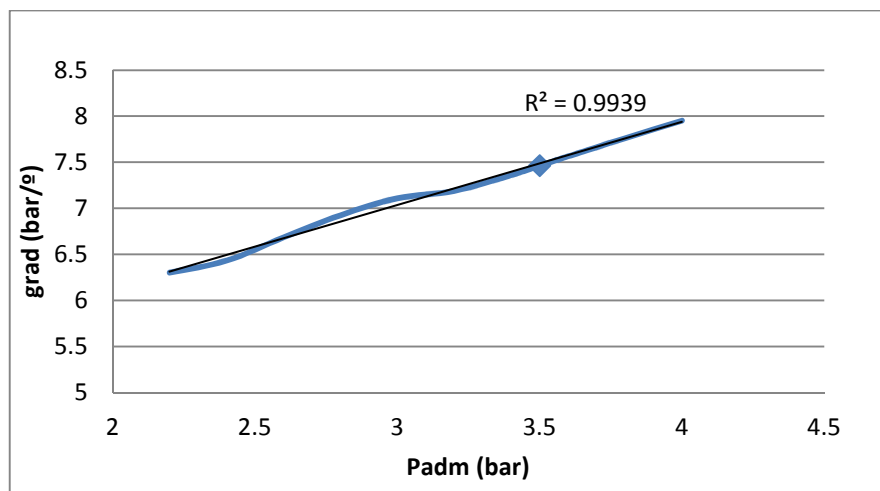


Figura 4.32: Variación del gradiente de presión en función de la presión de admisión.

Los distintos gráficos que se han analizado ponen de manifiesto que aumentar la presión de admisión mejora el ciclo termodinámico y por consiguiente es favorable para la potenciación del motor. En la Tabla 4.10 se recogen los valores de los parámetros indicados y de los indicadores a controlar en función de la presión de admisión. Como se aprecia en la tabla se puede sobrealimentar más el motor hasta alcanzar una presión de admisión de 4 bar, siendo esta la configuración óptima entre las ensayadas. Con ello se aumentaría el rendimiento indicado un uno por ciento sin sobrepasar los valores límites de presión (250 bar) y de gradiente de presiones (25 bar/º). Además, a diferencia de lo que ocurre en los dos casos anteriores, aumentar la sobrealimentación tiene consecuencias favorables sobre las emisiones ya que disminuyen tanto las de NOx como las de hollín. Se ha de tener en cuenta que esto es así ya que la masa de combustible inyectado y la temperatura de admisión se han mantenido constantes.

Tabla 4.9: Indicadores básicos en función de la presión de admisión.

Padm (bar)	PMI (bar)	η_i	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
2.4	22.65934	0.4492658	154.9855°	6.430701
2.6	23.11068	0.4582144	164.5852	6.683482
2.8	23.53401	0.4666078	174.1207	6.923792
3	23.91102	0.4740828	183.6081	7.108502
3.2	24.24864	0.4807768	193.0614	7.188946
3.4	24.55212	0.4867938	202.4876	7.359751
3.5	24.69466	0.4896199	207.1918	7.46266
3.6	24.82978	0.4922989	211.8897	7.563746
3.8	25.07964	0.4972529	221.28	7.760768
4	25.3065	0.5017509	230.6534	7.951401

4.2.4. *Modificación de la Tasa de Recirculación de los Gases de Escape* Posteriormente se han analizado las consecuencias de variar la tasa de EGR, es decir la recirculación de los gases de escape. Lo primero que se ha de tener en cuenta es que en ACT se considera por defecto una tasa de EGR de un 5.5% que corresponde con los gases de escape que no se consiguen expulsar de la cámara antes de que se abra la válvula de admisión y entre el aire, comenzando así un nuevo ciclo. Este valor será por lo tanto el punto de partida. Aumentar la tasa de EGR es aumentar la cantidad de gases de escape que se llevan a la admisión manteniendo constante la masa encerrada en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión. Por lo tanto para simular esto se ha modificado la masa de aire admitida en el fichero de entrada “test_variables”. La masa de aire en función de la tasa de EGR (de 0.05 a 0.3) se ha calculado con la siguiente ecuación:

$$m_{A,ADM} = m_{IVC}*(1 - t_{EGR}) \quad (4.10)$$

Esto implica que la cantidad de oxígeno presente en la cámara es cada vez menor y, por lo tanto, limita la cantidad de combustible que se mezcla con el aire y consigue quemarse. Esto se comprueba en la Figura 4.33, en la que se ha representado la eficiencia de la combustión. Por esta razón la PMI y el rendimiento indicado disminuyen. La Figura 4.34 corrobora que estos dos indicadores tienen una tendencia decreciente a medida que el porcentaje de EGR es mayor.

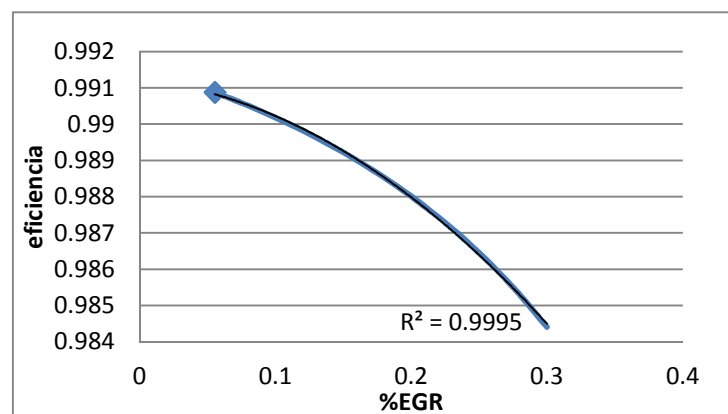


Figura 4.33: Eficiencia de la combustión en función de la tasa de EGR.

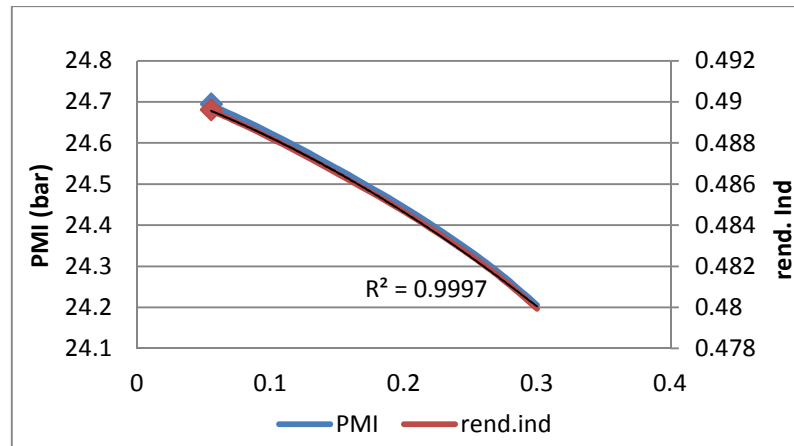


Figura 4.34: Parámetros indicados en función de la tasa de EGR.

La Figura 4.35 muestra las variaciones que sufren la presión y la temperatura máximas a medida que se aumenta la tasa de EGR. Se observa que ambos indicadores tienen una tendencia decreciente. Evidentemente, cuanto menor es la cantidad de mezcla que se quema menores son las presiones alcanzadas durante la combustión lo que supone una pérdida de rendimiento como ya se ha indicado anteriormente. En cuanto a las temperaturas, cuando aumenta el EGR el calor específico dentro del cilindro crece, y por tanto a igualdad de energía liberada la temperatura máxima en el ciclo disminuye, como se deduce de la ecuación 4.9.

Si se presta atención a los gráficos anteriores, se advierte que las variaciones, tanto de los parámetros indicados como de las condiciones de temperatura y presión máximas, son mucho menores que cuando se han modificado cualquiera de los tres parámetros anteriores. Como ejemplo la presión máxima disminuye apenas 4 bar mientras que en los otros casos aumentaba del orden de cientos de bar. Para explicar este resultado se van a analizar las modificaciones que sufre la tasa de liberación de calor.

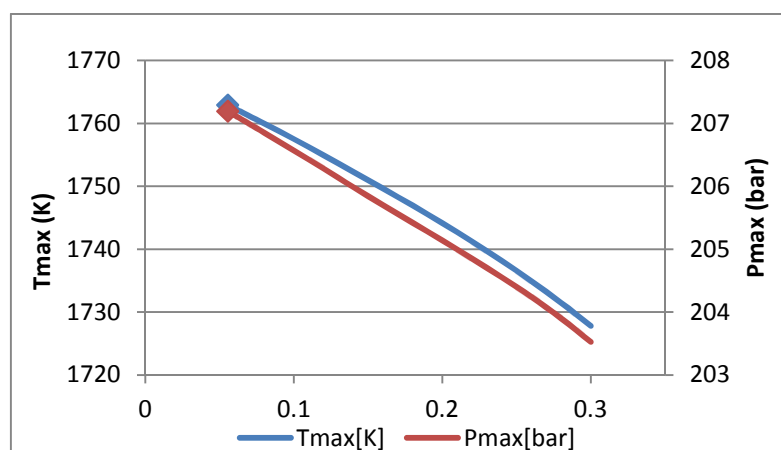


Figura 4.35: Presión y temperatura máximas en función de la tasa de EGR.

Para estudiar los cambios en el ROHR se van a tener en cuenta dos de los ensayos realizados. El primero es el caso de referencia en el que no hay EGR y el segundo corresponde a una tasa de EGR del 30% que es la máxima ensayada. La Figura 4.36 muestra la variación de la tasa de liberación de calor y de la presión en el cilindro en función del ángulo del cigüeñal. Se observa que las líneas que representan estos casos son muy parecidas y que casi se superponen. Sin embargo, se puede distinguir que el primer pico se da un poco después y que el ROHR es un poco menor en la combustión por difusión cuando la tasa de EGR es de un 30%. Como ya se ha dicho, cuanto más se recirculan los gases de escape menor es la cantidad de oxígeno en la cámara y por consiguiente la mezcla se crea más lentamente. En la fase premezclada, cuando empieza la combustión, hay menos mezcla preparada y se tarda más en alcanzar el ROHR máximo. Además, no solo se mezcla más lentamente el combustible con el aire sino que también una menor cantidad de combustible se mezcla y se quema lo que justifica que se libere menos calor en la fase de difusión. No obstante hay que tener en cuenta que este motor opera con un dosado relativo muy pobre (aproximadamente 0.52), es decir que hay un exceso de aire. Es por esto por lo que, aunque la cantidad de oxígeno disminuya, sigue habiendo aire suficiente para que una gran parte se mezcle con el combustible y las consecuencias no sean muy significativas. Finalmente, en este gráfico también se demuestra que el tiempo de retraso es el mismo, ya que la liberación de calor y por tanto la combustión comienza en el mismo instante, y que las presiones disminuyen levemente.

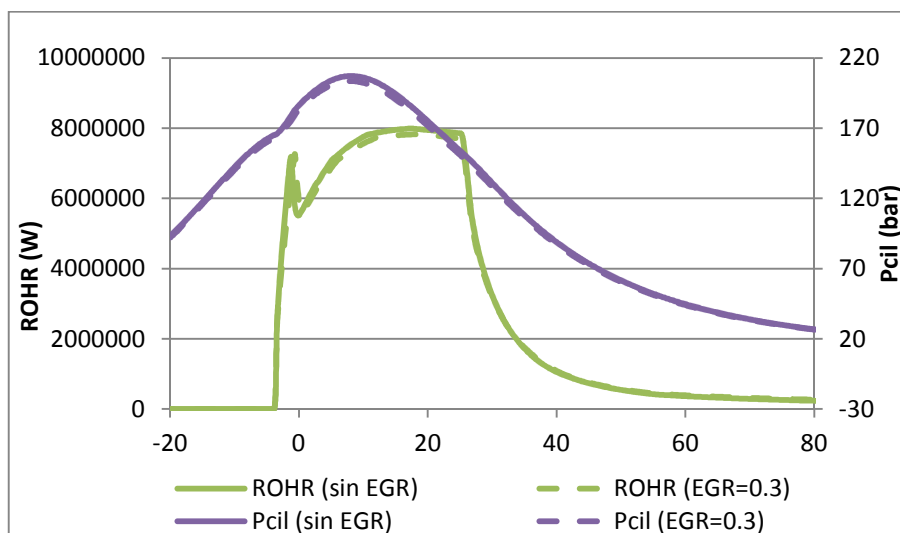


Figura 4.36: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de la tasa de EGR.

En la Figura 4.37 se representa el ROHR pero esta vez junto al gradiente de presiones en los dos casos que se acaban de comentar. Este gráfico sirve para insistir en que el gradiente de presiones crece bruscamente en la combustión premezclada y en que en ambos casos es prácticamente igual ya que las líneas que lo representan casi se superponen. En cuanto al gradiente, (Fig.4.38) se puede afirmar que globalmente disminuye al aumentar la tasa de EGR ya que en los momentos en los que crece lo hace levemente y este parámetro está sobretodo relacionado con el ruido y es difícil cuantificarlo.

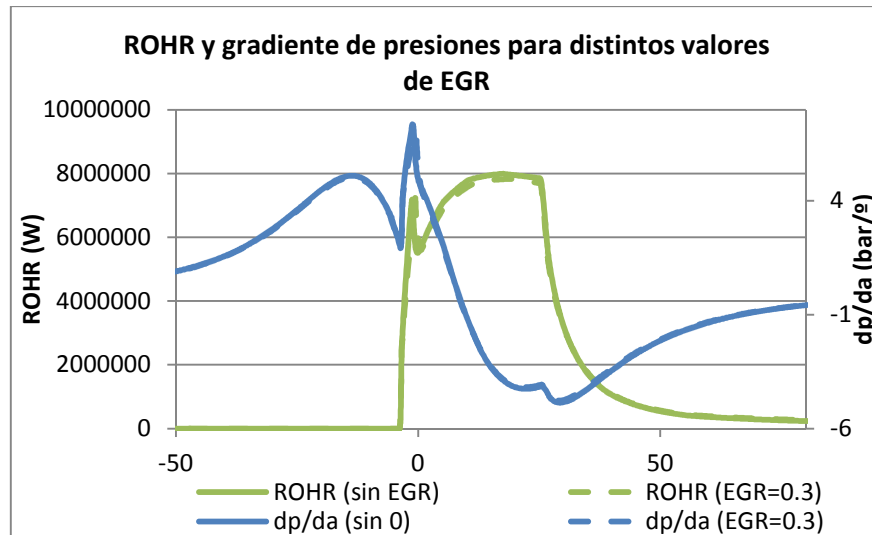


Figura 4.37: Tasa de liberación de calor y gradiente de presión para dos valores diferentes de la tasa de EGR.

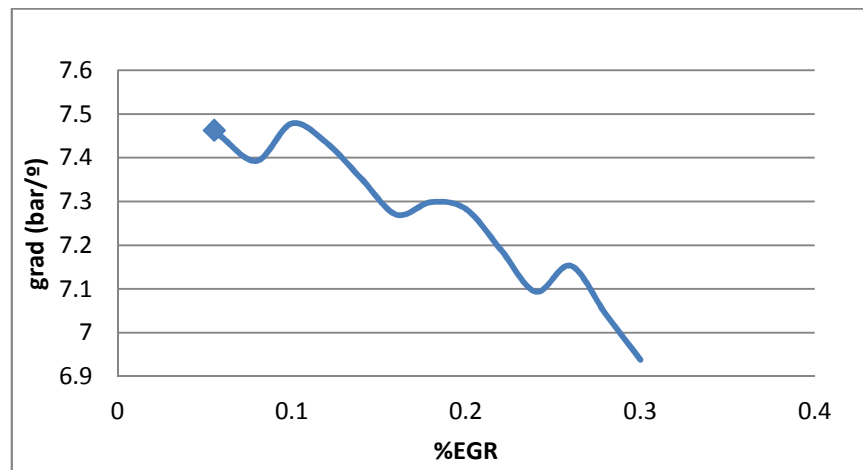


Figura 4.38: Gradiente de presión en función de la tasa de EGR.

Respecto a las emisiones, se aprecia en la Figura 4.39 que los NOx y el hollín varían de forma distinta con la recirculación de los gases de escape. Por un lado la emisión de NOx disminuye, reduciéndose a la mitad. Esto es coherente ya que ya se ha comentado que las emisiones de NOx siguen la misma tendencia que la que sigue la temperatura máxima. Por otro lado, la formación de hollín es cada vez mayor. Efectivamente, al haber menos cantidad de oxígeno en la cámara se dificulta la oxidación del hollín. Cabe destacar que la emisión neta de hollín en escape (formación menos oxidación) es bastante sensible a la recirculación de los gases ya que con el valor máximo ensayado se multiplica por cuatro.

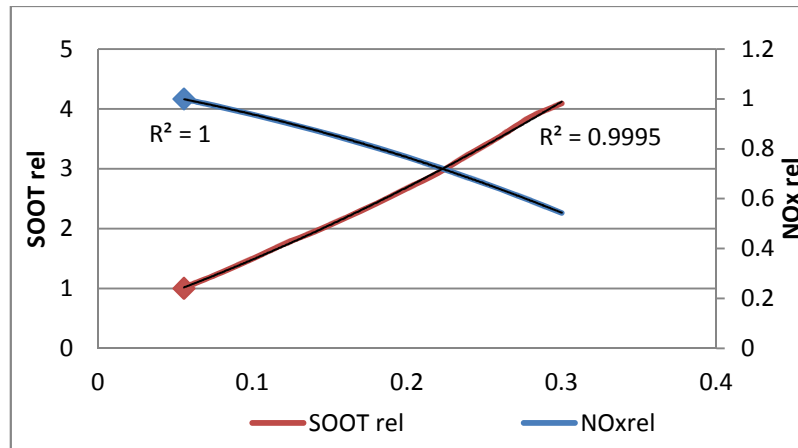


Figura 4.39: Evolución de las emisiones en función de la tasa de EGR.

Tras haber comentado las tendencias que siguen los distintos indicadores al introducir la recirculación de los gases de escape se llega a la conclusión de que esta no es una buena estrategia para potenciar el motor ya que los parámetros indicados disminuyen, si bien lo hace de forma relativamente poco sensible. No obstante, las emisiones de NOx también disminuyen por lo que es una buena estrategia si esto es lo que se pretende. De hecho, el objetivo principal de la EGR es disminuir estas emisiones. En la Tabla 4.11 se reúnen los valores de los parámetros indicados y de los indicadores a controlar para los distintos porcentajes de EGR. En azul se ha marcado la configuración óptima que coincide con la configuración de partida.

Tabla 4.10: Indicadores básicos en función de la tasa de EGR.

EGR (%)	PMI (bar)	η_i	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
5.56	24.69466	0.4896199	207.1918	7.46266
6	24.6862	0.4894522	207.1301	7.446898
8	24.6564	0.4888615	206.8513	7.392658
10	24.62467	0.4882323	206.5691	7.478399
12	24.59129	0.4875704	206.2831	7.433694
14	24.55575	0.4868658	205.9863	7.351723
16	24.51986	0.4861543	205.7012	7.26973
18	24.48319	0.4854272	205.4199	7.298584
20	24.44451	0.4846603	205.1398	7.282455
22	24.40332	0.4838436	204.8499	7.189261
24	24.36013	0.4829872	204.5529	7.093517
26	24.31355	0.4820636	204.2431	7.153057
28	24.26249	0.4810513	203.9007	7.043042
30	24.20589	0.479929	203.5264	6.937852

4.2.5. *Modificación del Coeficiente de Torbellino* Lo siguiente que se va a estudiar es la transmisión de calor. Para ello se van a modificar distintos coeficientes siendo el primero el coeficiente de torbellino (CTM) que cuantifica la turbulencia que hay en la cámara, el cual depende fundamentalmente de la geometría de la culata, en concreto de las pipas de admisión, que producen el movimiento helicoidal del aire al entrar. Este parámetro se modifica en el fichero de entrada “constant_parameters”. El movimiento de torbellino del aire (swirl) permite distribuir mejor el combustible y aumentar la velocidad con la que se mezclan. Sin embargo, la Figura 4.40 en la que se representa la eficiencia en función del coeficiente CTM, revela que esta no aumenta casi. Esto significa que, en este motor, la turbulencia no mejora apenas la mezcla y la combustión.

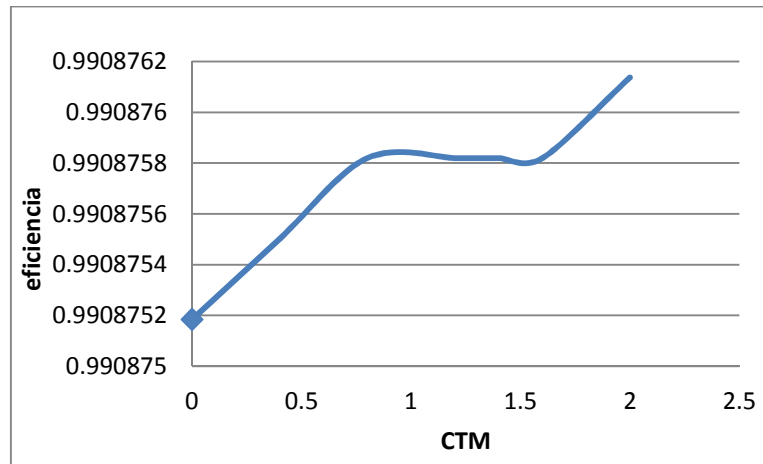


Figura 4.40: Eficiencia de la combustión en función de la constante CTM.

Por otro lado, cuanto más turbulento es el flujo de aire mayor es la parte de calor liberado que se transmite a las paredes, aumentando así las pérdidas de calor. En la Figura 4.41 se representa la variación del calor transmitido en función del coeficiente de swirl. Este gráfico corrobora que el calor transmitido sigue una tendencia creciente al aumentar este parámetro y, además, revela que sube significativamente. De hecho, la transmisión de calor crece de aproximadamente 750 a prácticamente 3500 J/cc, lo que equivale a multiplicarse por más de cuatro.

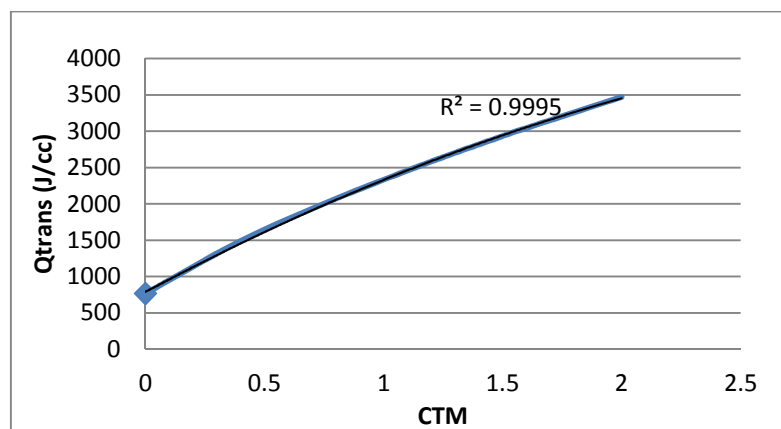


Figura 4.41: Evolución del calor transmitido en función de CTM.

El hecho de que la transmisión de calor aumente implica que el ciclo es menos adiabático lo que influye negativamente en el funcionamiento del motor ya que los parámetros indicados disminuyen. Esto se puede ver en el gráfico siguiente (Fig. 4.42).

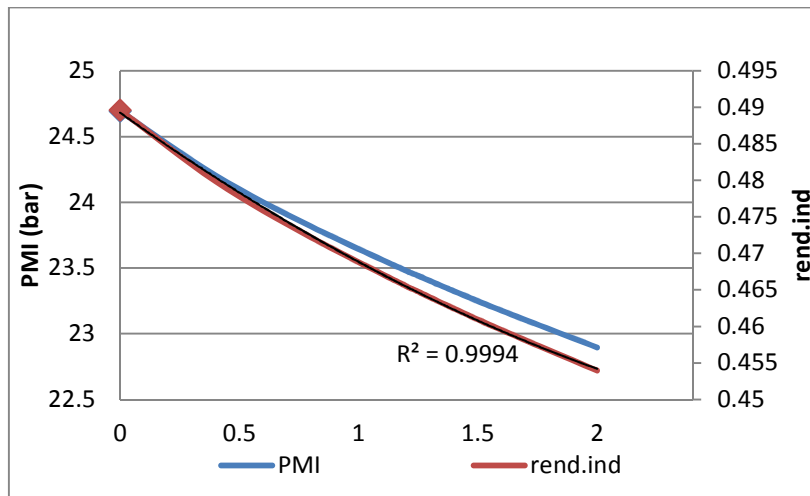


Figura 4.42: Parámetros indicados en función de CTM.

En la Figura 4.43 se ha representado la presión máxima en función del coeficiente de torbellino. Se observa que este parámetro sigue una tendencia decreciente. Teniendo en mente la ecuación 4.8, la presión al final de la compresión depende de la presión en la admisión y de la relación de compresión elevada a un factor n que a su vez depende de la transmisión de calor. A medida que este proceso es menos adiabático el valor de este exponente tiende a uno, con lo que la presión al final de esta carrera es menor. Es por esto y porque el aporte de calor es prácticamente igual independientemente del grado de turbulencia que se alcanzan menores presiones en la combustión.

Respecto a las temperaturas hay que señalar que al aumentar las pérdidas de calor al ambiente, estas van disminuyendo. La variación de la temperatura máxima también se muestra en este gráfico. No obstante, cabe apuntar que los valores disminuyen poco en ambos casos.

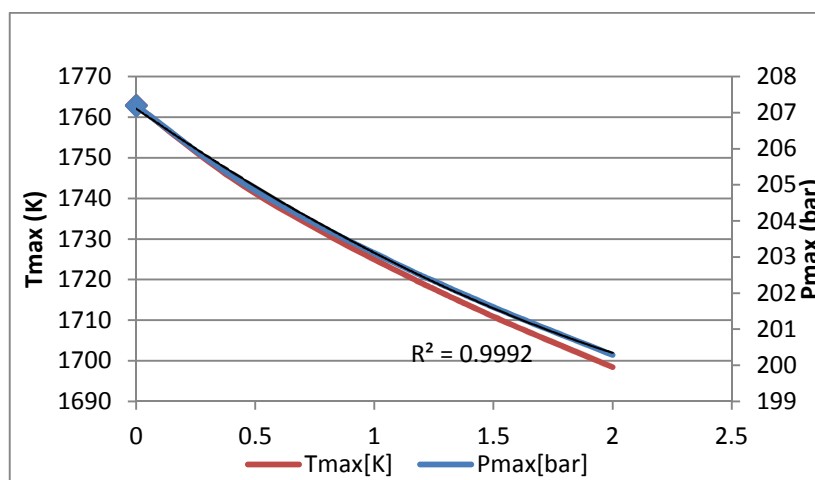


Figura 4.43: Presión y temperaturas máximas en función de CTM.

La Figura 4.44 muestra el ROHR y la presión en el cilindro en función del ángulo del cigüeñal en el caso de no haber turbulencia y en el caso de que el coeficiente de torbellino sea 2. En este gráfico se percibe que en el caso con turbulencia la combustión empieza un poco más tarde y que la liberación de calor en la fase premezclada es mayor alcanzándose un mayor pico. Sin embargo, en la combustión por difusión ambas líneas se superponen. Hay que recordar que tanto la presión como la temperatura máxima disminuyen levemente provocando que las condiciones necesarias para comenzar la combustión se den más tarde alargando un poco el tiempo de retraso. No obstante, este cambio es casi imperceptible en la representación gráfica. Como el tiempo de retraso es un poco más largo hay más mezcla preparada en el momento en el que comienza la combustión y la liberación de calor aumenta bruscamente y más que en el caso de no haber turbulencia. Gracias a este gráfico se puede deducir que los cambios que provoca el movimiento de torbellino en la combustión no son suficientes para compensar las pérdidas de calor. En esta figura también se ve que la presión en el cilindro disminuye levemente de un caso al otro.

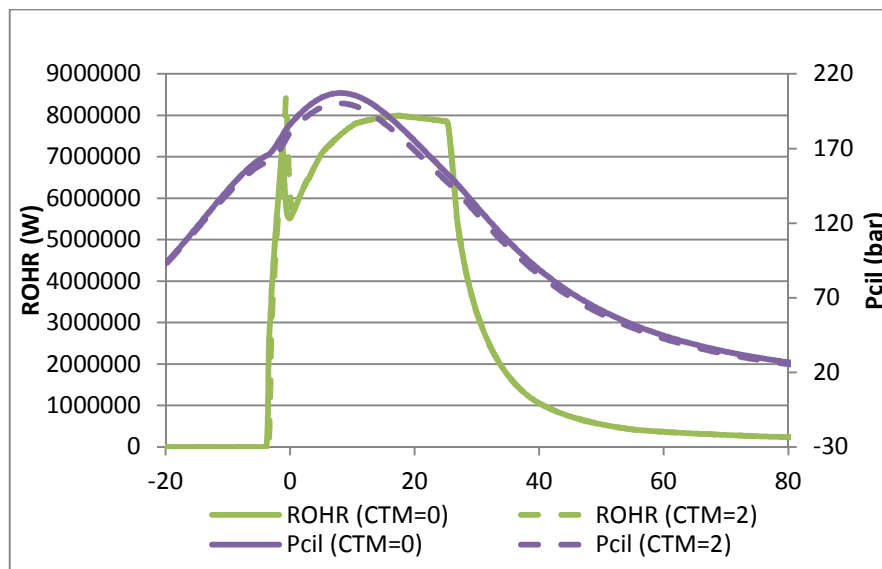


Figura 4.44: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de CTM.

En cuanto a las emisiones, se aprecia en la Figura 4.45 que las de NO_x disminuyen mientras que el hollín se mantiene estable. Los NO_x siguen la misma tendencia que las temperaturas, que disminuyen, como se ha visto en la Figura 4.43. Aumentar la turbulencia no mejora apenas la mezcla del aire con el combustible lo que se traduce en que la eficiencia aumenta débilmente pudiéndose considerar constante. Esto justifica que el hollín no varíe, siendo el valor relativo al caso de referencia igual a uno para cualquier grado de turbulencia.

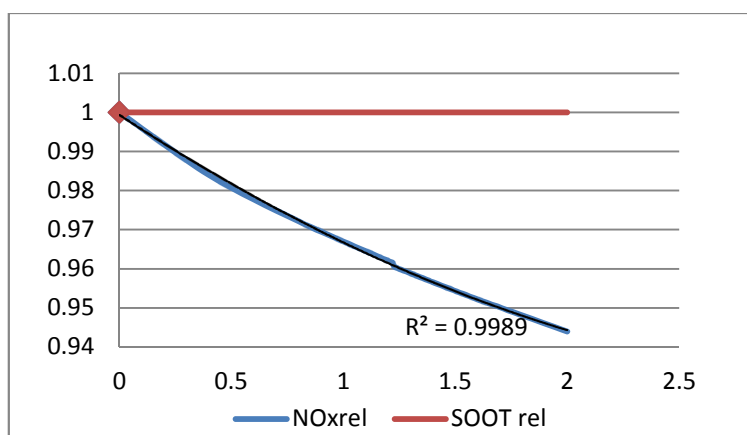


Figura 4.45: Variación de las emisiones en función de CTM.

Tras haber comentado las variaciones que siguen los distintos indicadores al aumentar la turbulencia se llega a la conclusión de que esta no es una buena estrategia para potenciar el motor. Hay que tener en cuenta que se trata de un motor lento (1500 rpm) y que opera con un dosado muy pobre de modo que se dispone de tiempo y de cantidad de aire suficientes para que el combustible se mezcle correctamente con el aire. Además, la presión de inyección utilizada (1600 bar) es bastante elevada lo que también favorece la mezcla. La Tabla 4.12 recoge los datos relativos a los parámetros indicados y a los que hay que vigilar para distintos valores de CTM. En azul se ha destacado la configuración óptima que coincide con la de partida. Cabe mencionar que aunque el motor no se potencia, la turbulencia disminuye las emisiones de NOx y mantiene las de hollín. Sin embargo, aunque las presiones y temperaturas disminuyen, el calor transmitido al pistón, al cilindro y a la culata es muy alto lo que implica que están más solicitados térmicamente.

Tabla 4.11: Indicadores básicos en función del valor de CTM.

CTM	PMI (bar)	η	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
0	24.69466	0.4896199	207.1918	7.46266
0.4	24.20407	0.4798931	205.2525	7.439574
0.8	23.81655	0.4722097	203.7614	7.31774
1.2	23.47842	0.4655056	202.476	7.182813
1.22	23.46248	0.4651895	202.4157	7.176515
1.23	23.45608	0.4650627	202.3955	7.984146
1.3	23.40106	0.4639719	202.1876	7.957158
1.4	23.32404	0.4624447	201.897	7.919523
1.6	23.17517	0.4594932	201.3364	7.847214
2	22.89503	0.4539387	200.2876	7.937848

4.2.6. *Modificación de la constante CW1* El último parámetro modificado es la constante CW1 que se cambia en el fichero de entrada “constant_parameters”. Cuanto mayor es el valor de esta constante más calor se transmite por las paredes de la cámara de combustión. Así, si esta constante es nula el proceso es totalmente adiabático. La Figura 4.46 corrobora que la transmisión de calor aumenta a medida que lo hace el valor de CW1 y muestra que en el rango ensayado (de aproximadamente 0 a 3) el calor cedido se multiplica por mil. Como una mayor parte del calor liberado durante la combustión se pierde por las paredes, las temperaturas y las presiones que se alcanzan durante este proceso son menores a medida que aumenta el valor de la constante CW1. Esta tendencia se ilustra en la Figura 4.47.

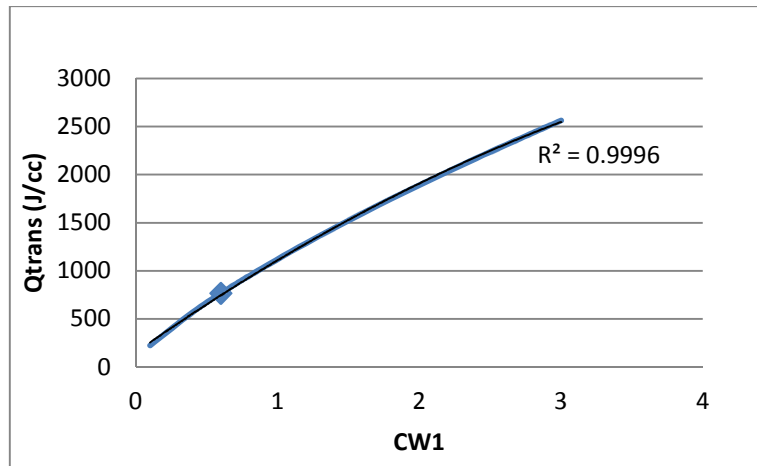


Figura 4.46: Calor transmitido en función de la constante CW1.

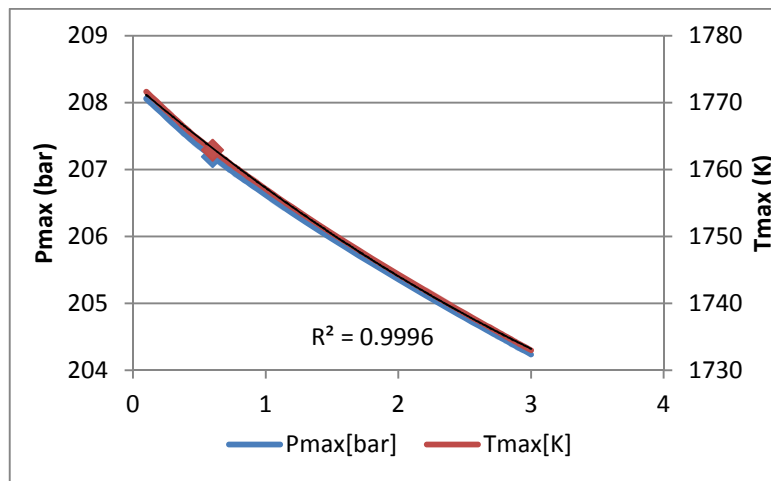


Figura 4.47: Presión y temperaturas máximas en función de la constante CW1.

La Figura 4.48 muestra la tasa de liberación de calor en función del ángulo del cigüeñal en dos casos con distinto valor de CW1, el caso de referencia con un valor de 0.6 y el caso en el que más calor se transmite con un valor de 3. Se observa que en ambos casos la liberación de calor es igual ya que se superponen las líneas que la representan. Esto indica que la constante CW1 solo influye en el calor que se pierde a través de las paredes y no en cómo es la combustión. El gráfico también ilustra que, como ya se ha explicado, la presión en el cilindro baja un poco al aumentar la transmisión.

La transferencia de calor en la cámara no influye en cómo se mezcla el aire con el combustible sino en las condiciones de temperatura y presión que se alcanzan durante todo el ciclo. Esto se ilustra en la Figura 4.49 donde se observa que la eficiencia de la combustión aumenta muy levemente, pudiéndose afirmar que se mantiene constante. Por esta razón, las emisiones de hollín se mantienen constantes, como se prueba en la Figura 4.50 en la que las emisiones relativas al caso de referencia son siempre igual a uno. En este gráfico también se representan las emisiones relativas de NOx que decrecen a medida que aumenta la constante CW1. La razón por la que siguen esta tendencia es que las temperaturas disminuyen.

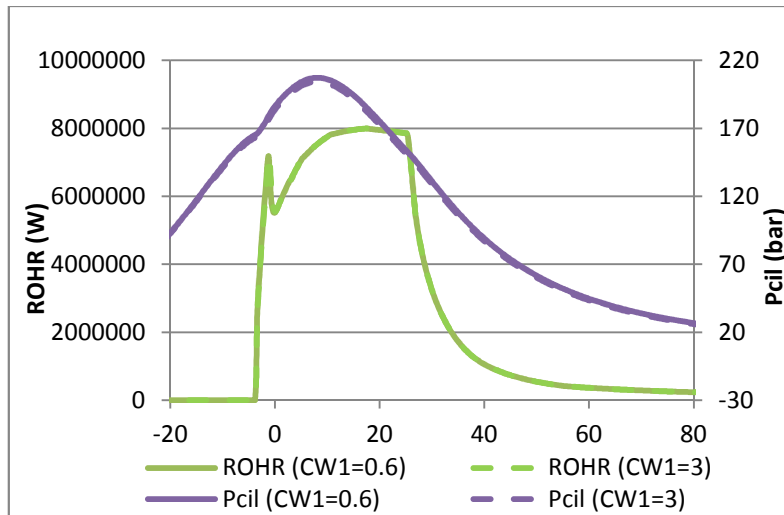


Figura 4.48: Tasa de liberación de calor y presión en el cilindro para dos valores diferentes de CW1.

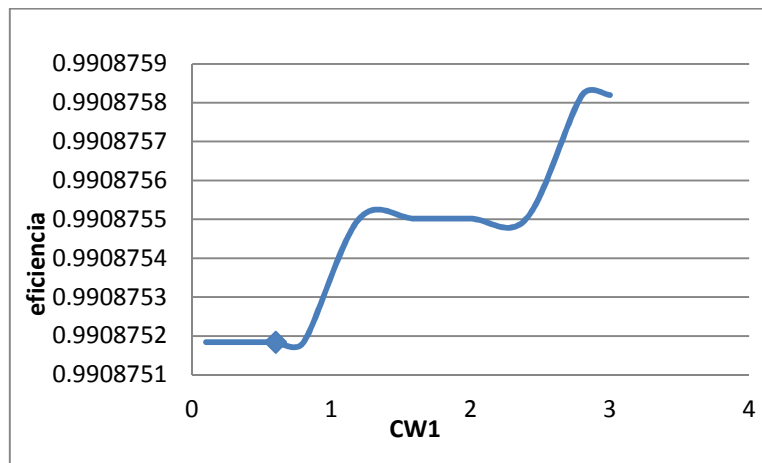


Figura 4.49: Eficiencia de la combustión en función de CW1.

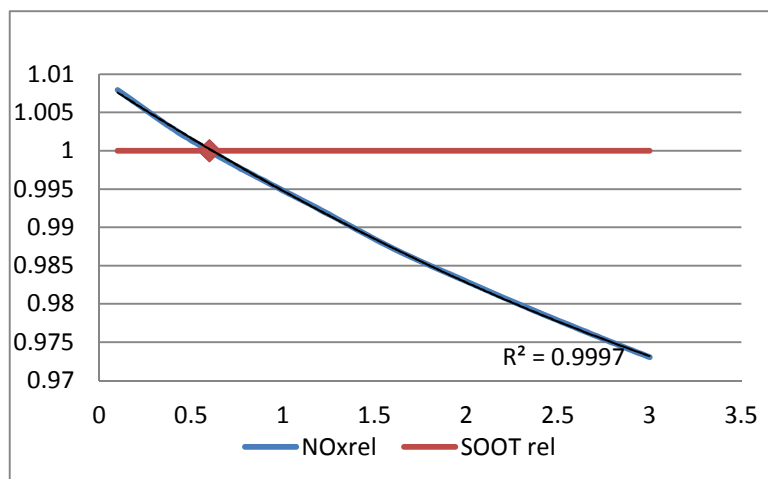


Figura 4.50: Variación de las emisiones en función de CW1.

Como el proceso es menos adiabático y se alcanzan menores presiones y temperaturas los parámetros indicados disminuyen. (Fig. 4.51).

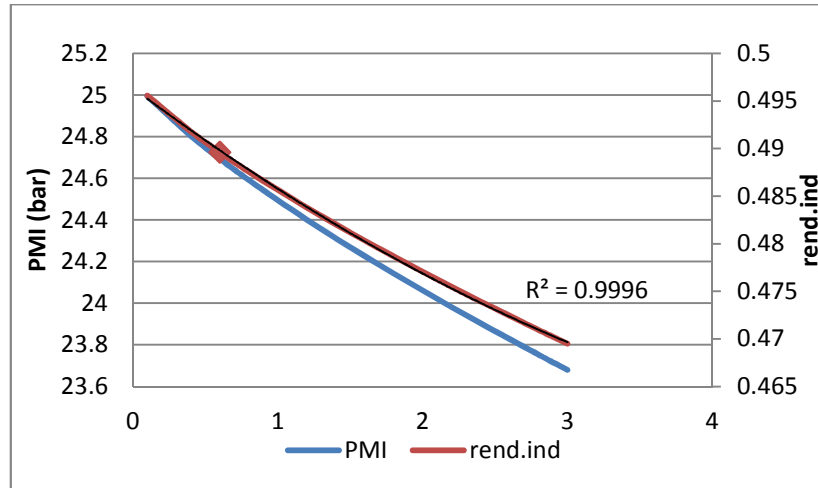


Figura 4.51: Parámetros indicados en función de CW1.

Tras analizar los distintos efectos que tiene la modificación de la constante CW1 y por tanto de la transmisión de calor se llega a la conclusión de que para potenciar el motor hay que disminuir este efecto. En la Tabla 4.13 se recogen los datos relativos a los parámetros indicados y a controlar en función de los valores simulados de CW1. Los datos en amarillo corresponden a la configuración de partida y los que están en azul a la configuración óptima. Se observa que el valor con el que se obtienen mejores resultados es el mínimo ensayado. De hecho, lo ideal sería que esta constante fuera nula siendo el proceso totalmente adiabático.

En cuanto a las presiones y al gradiente, estos siguen estando por debajo de los valores máximos (250 bar y 25 bar/°). El único inconveniente de disminuir la transmisión de calor es que las temperaturas aumentan y se emiten más NOx. Es interesante resaltar que los resultados obtenidos en este estudio paramétrico son prácticamente análogos a los que se obtienen al modificar el CTM ya que en ambos casos los cambios provocados no son consecuencia de una liberación de calor diferente sino de la cantidad de este que aprovecha el fluido que disminuye debido a las pérdidas de calor.

Tabla 4.12: Indicadores básicos en función del valor de CW1.

CW1	PMI (bar)	η_i	Pmax (bar)	dp/da (bar/°)
0.1	24.9951	0.4955768	208.0604	7.553595
0.4	24.80475	0.4918028	207.5083	7.495627
0.6	24.69466	0.4896199	207.1918	7.46266
0.8	24.59165	0.4875775	206.8965	7.43203
1.2	24.40178	0.483813	206.3479	7.375384
1.6	24.22656	0.4803389	205.8381	7.439916
2	24.06126	0.4770617	205.3556	7.467394
2.4	23.90391	0.4739417	204.8944	7.438944
2.8	23.7529	0.4709478	204.4504	7.391972
3	23.67948	0.469492	204.2341	7.369164

4.2.7. *Resumen* Como síntesis de este estudio paramétrico la Tabla 4.14 resume cómo afecta cada parámetro a las distintas fases de la combustión.

Tabla 4.13: Variación de la ley de combustión en función de las modificaciones de las variables de entrada.

Parámetro	Tiempo de retraso	Comb. premezclada	Comb. difusión
\uparrow <i>avance</i>	\uparrow (<i>SOC</i> \downarrow)	\uparrow $m_{Q,PREM}$ (\uparrow <i>pico</i>)	=
\uparrow <i>Pinj</i>	=	\uparrow $m_{Q,PREM}$ (\uparrow <i>pico</i>)	\uparrow (<i>más rápida</i>)
\uparrow <i>Padm</i>	=	\uparrow $m_{Q,PREM}$ (\uparrow <i>pico</i>)	\uparrow (<i>más rápida</i>)
\uparrow % <i>EGR</i>	=	=	\downarrow (<i>más lenta</i>)
\uparrow <i>swirl</i>	\uparrow (<i>levemente</i>)	\uparrow <i>pico levemente</i>	=
\uparrow <i>constante CW1</i>	=	=	=

Una vez conocidos los cambios en la ley de combustión se puede deducir como varían los distintos indicadores del ciclo. Esto se muestra en la Tabla 4.15 en la que los factores del ciclo se han dividido en tres grupos: condiciones termodinámicas, parámetros indicados y emisiones.

Tabla 4.14: Variación de los indicadores del ciclo en función de las modificaciones de las variables de entrada.

Parámetro	(P,T,grad) _{MAX}	PMI, η_i	emisiones
\uparrow <i>avance</i>	\uparrow	\uparrow	\uparrow <i>NOx</i> , \downarrow <i>SOOT</i>
\uparrow <i>Pinj</i>	\uparrow	\uparrow	\uparrow <i>NOx</i> , \downarrow <i>SOOT</i>
\uparrow <i>Padm</i>	\uparrow (\downarrow T_{MAX})	\uparrow	\downarrow
\uparrow % <i>EGR</i>	\downarrow	\downarrow	\uparrow <i>SOOT</i> , \downarrow <i>NOx</i>
\uparrow <i>swirl</i>	\downarrow	\downarrow	= <i>SOOT</i> , \downarrow <i>NOx</i>
\uparrow <i>constante CW1</i>	\downarrow	\downarrow	= <i>SOOT</i> , \downarrow <i>NOx</i>

Las Tablas 4.14 y 4.15 permiten relacionar los cambios en la combustión con los cambios que se producen en el ciclo. Sin embargo, esto es menos cierto en los dos últimos casos que están relacionados con la transmisión de calor.

Estas dos tablas muestran que todo lo que supone quemar más rápido implica alcanzar mayores presiones y temperaturas lo que mejora el rendimiento del ciclo mientras que ralentizar la combustión supone una disminución de estos indicadores. Aunque en los dos últimos casos la ley de combustión no se ve muy alterada, estas variables disminuyen igual que el rendimiento lo que se debe a las pérdidas de calor.

También se aprecia que las emisiones siguen tendencias distintas. Por un lado las emisiones de NOx están relacionadas con las altas temperaturas y por tanto aumentan cuando la liberación de calor es mayor. Por otro lado las emisiones de hollín son menores conforme más rápida es la combustión lo que favorece la oxidación del hollín formado.

4.3. Optimización Multi-variable

4.3.1. Introducción En el apartado anterior se ha analizado, basándose en la termodinámica del ciclo, cómo cambian las prestaciones del motor cuando se modifican ciertos parámetros de entrada de manera independiente. De esta forma para cada factor se ha encontrado una configuración óptima con la que se obtiene mayor potencia. No obstante, cuando se quiere potenciar un motor en la práctica no solo se centra la atención en un parámetro, sino que se corrigen varios buscando una combinación óptima que cumpla con los objetivos requeridos. Esto es lo que se trata de hacer en esta parte del trabajo.

Los factores que se han estudiado previamente son el avance, la presión de inyección, la tasa de EGR, la presión de admisión, el coeficiente de swirl y una constante relativa a la transmisión de calor. Como estos dos últimos son difíciles de modificar ya que tienen que ver con los materiales utilizados y con el diseño de la culata, el diseño de experimentos se ha realizado tratando únicamente los cuatro primeros.

En los estudios se han utilizado 14 valores del avance, 10 de la presión de admisión, 11 de la de inyección y 14 de la tasa de EGR. Combinando todos estos casos entre sí se llega a 21560 casos a simular. Para evitar realizar todas estas simulaciones y con ellas encontrar la mejor combinación, lo que supondría un gran plazo de tiempo, se utiliza el diseño de experimentos que consiste en utilizar un número reducido de combinaciones que permiten ajustar la función ('superficie de respuesta') para cada factor de estudio. Los parámetros de salida que se han estudiado son los mismos que en el apartado anterior, es decir la presión y la temperatura máximas, la PMI y el rendimiento indicado, el gradiente de presiones, las emisiones de NO_x y hollín relativas al caso de referencia, el inicio de la combustión y la eficiencia de la combustión.

4.3.2. Obtención de la Superficie de Respuesta de cada Parámetro de Entrada El primer paso en la realización del diseño de experimentos es averiguar qué combinaciones se deben hacer para ajustar correctamente la superficie de respuesta de cada parámetro. Esta superficie de respuesta vendrá dada en forma de una función polinómica que hay que calcular previamente. Para esto se utiliza un Diseño Central Compuesto (DCC) implementado en una hoja Excel que en función del rango de cada parámetro da 25 combinaciones que hay que simular. Se ha de señalar que este algoritmo está preparado para cuatro variables de estudio que es el mismo número que las que se analizan en este trabajo. La Figura 4.52 muestra las variables de estudio y su rango de variación en amarillo y las combinaciones necesarias para continuar con el método, en verde. Se observa que el avance (SOI) está entre 0 y -25°, la presión de inyección (Pinj) entre 1220 y 2200 bar, la presión de admisión (PIVC) entre 2.4 y 4 bar y la tasa de EGR entre 5 y 30%.

FACTOR		SOI	Pinj	PIVC	EGR
UNIDADES		*	bar	bar	%
min		-25	1200	2.4	5
max		0	2200	4	30
α		2	2	2	2

-α		-25	1200	2.4	5
-1		-18.75	1450	2.8	11.25
0		-12.5	1700	3.2	17.5
1		-6.25	1950	3.6	23.75
α		0	2200	4	30

	SOI	Pinj	PIVC	EGR
1	0	0	0	0
2	-1	-1	-1	-1
3	-1	-1	-1	1
4	-1	-1	1	-1
5	-1	-1	1	1
6	-1	1	-1	-1
7	-1	1	-1	1
8	-1	1	1	-1
9	-1	1	1	1
10	1	-1	-1	-1
11	1	-1	-1	1
12	1	-1	1	-1
13	1	-1	1	1
14	1	1	-1	-1
15	1	1	-1	1
16	1	1	1	-1
17	1	1	1	1
18	α	0	0	0
19	-α	0	0	0
20	0	α	0	0
21	0	-α	0	0
22	0	0	α	0
23	0	0	-α	0
24	0	0	0	α
25	0	0	0	-α

	SOI	Pinj	PIVC	EGR
1	-12.5	1700	3.2	17.5
2	-18.75	1450	2.8	11.25
3	-18.75	1450	2.8	23.75
4	-18.75	1450	3.6	11.25
5	-18.75	1450	3.6	23.75
6	-18.75	1950	2.8	11.25
7	-18.75	1950	2.8	23.75
8	-18.75	1950	3.6	11.25
9	-18.75	1950	3.6	23.75
10	-6.25	1450	2.8	11.25
11	-6.25	1450	2.8	23.75
12	-6.25	1450	3.6	11.25
13	-6.25	1450	3.6	23.75
14	-6.25	1950	2.8	11.25
15	-6.25	1950	2.8	23.75
16	-6.25	1950	3.6	11.25
17	-6.25	1950	3.6	23.75
18	0	1700	3.2	17.5
19	-25	1700	3.2	17.5
20	-12.5	2200	3.2	17.5
21	-12.5	1200	3.2	17.5
22	-12.5	1700	4	17.5
23	-12.5	1700	2.4	17.5
24	-12.5	1700	3.2	30
25	-12.5	1700	3.2	5

Figura 4.52: Hoja Excel con los parámetros de entrada, su rango de variación y las simulaciones a realizar.

Una vez obtenidas las combinaciones necesarias estas se simulan con ACT. Con los resultados obtenidos el algoritmo ajusta mediante mínimos cuadrados el polinomio correspondiente a cada uno de los indicadores de estudio, que constituirá lo que se llama superficie de respuesta. Para esto se tienen tantas funciones como factores de interés. Los polinomios obtenidos son de la forma:

$$\text{Factor} = \text{cte} + \sum a_i F_i + \sum a_i' F_i^2 + \sum a_{ij} F_i F_j + \sum a_{ijk} F_i F_j F_k + a_{ijkl} F_i F_j F_k F_l \quad (4.11)$$

donde cada F_i es uno de los parámetros de entrada ya mencionados y los distintos a_x los coeficientes obtenidos por el algoritmo. Además en estas hojas se comparan los resultados obtenidos con ACT con los que predice la función de respuesta. Como se aprecia en la Figura 4.53 estos resultados son prácticamente iguales lo que demuestra que este código ajusta bastante bien las funciones de respuesta. Aunque en este gráfico únicamente se representan los datos relativos a la PMI, esto se puede generalizar a la mayoría de los factores estudiados con excepción de las emisiones y el gradiente de presiones donde el error es un poco mayor.

Por último, a partir de los polinomios obtenidos, se ha generado una hoja Excel con la que se predicen los valores de los distintos indicadores para una combinación dada cualquiera. Esto permite que utilizando una herramienta de análisis como es el Solver se pueda encontrar una configuración óptima que responda a un determinado objetivo. En los apartados siguientes se va a utilizar esta herramienta de optimización para encontrar distintas combinaciones de los parámetros de entrada al motor que permitan optimizar el motor en dos escenarios diferentes: maximizar el rendimiento del motor o minimizar sus emisiones.

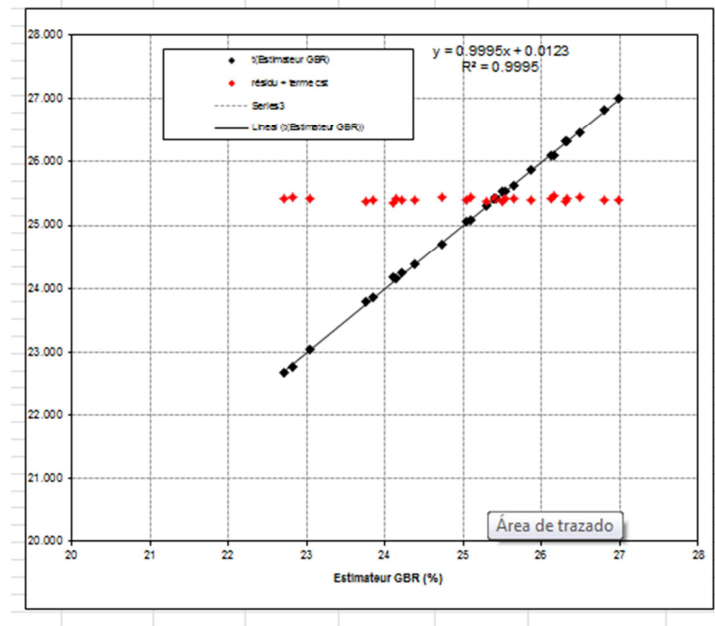


Figura 4.53: Comparación datos obtenidos con ACT y con el polinomio ajustado para la PMI.

4.3.3. Maximizar el Rendimiento El objetivo principal de este trabajo es mejorar las prestaciones de un motor dado por lo que el primer caso que se estudia es la maximización del rendimiento indicado. Sin embargo se deben tener en cuenta varias restricciones como son que la presión no supere los 250 bar y que el gradiente de presiones no alcance los 25 bar/°.

Para ello, en los parámetros de Solver, se especifica la casilla correspondiente al rendimiento indicado como objetivo, indicando que se debe maximizar y las celdas de variable que en este caso son los parámetros de entrada. Además se introducen las restricciones donde también se especifica el rango de valores de cada parámetro. La Figura 4.54 muestra cómo queda la ventana de este programa en este caso.

Los valores que se obtienen en este caso con este programa son: un avance de -7.985° , una presión de inyección de 2200 bar, una presión de admisión de 3.791 bar y una tasa de EGR del 5.6%, alcanzándose un rendimiento de 52,38%. En este punto es necesario recordar la configuración nominal que corresponde a un avance de -6° , una presión de inyección de 1600 bar y de admisión de 3.5 bar y una tasa de EGR del 5.56%. A partir de estos datos se deduce que para mejorar el rendimiento se aumentan los tres primeros parámetros mientras que la tasa de EGR se mantiene más o menos constante, lo que coincide con lo que se ha explicado en el apartado de estudios paramétricos.

Recordando los rangos de variación de cada parámetro se observa que la presión de inyección alcanza su valor máximo mientras que el avance y la presión de admisión aumentan pero en menor grado. Esto es debido a que como ya se ha visto antes al adelantar la inyección las presiones crecen más bruscamente que cuando aumenta la presión de inyección. De hecho, con esta combinación se alcanzan los 250 bar lo que demuestra que el avance podría ser mayor si no se hubiera restringido este parámetro. Además de 3.5 a 4 bar hay menos margen de variación con lo que las prestaciones no aumentan tanto como al modificar los otros parámetros.

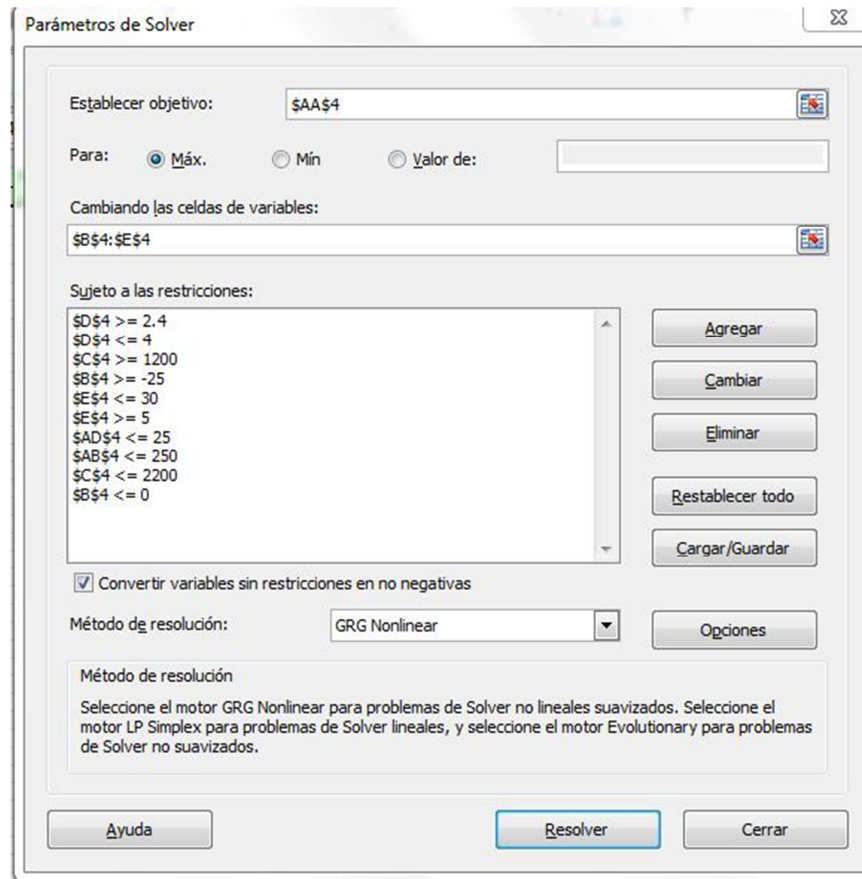


Figura 4.54: Ventana de Solver en el caso de maximizar el rendimiento.

Para comprobar la fiabilidad de los resultados obtenidos se simula la combinación óptima con ACT. En la Tabla 4.16 se comparan los valores de los indicadores más importantes obtenidos mediante estos dos métodos. Se observa que los resultados son fiables aunque en las emisiones y el gradiente de presiones, que son parámetros más difíciles de calcular, el error es mayor.

Tabla 4.15: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para maximizar el rendimiento.

Indicadores	PMI (bar)	η_i	P_{MAX} (bar)	dp/da (bar/°)	NOx rel	Soot rel	SOC (°)
Polinomios	26.4163	52.3755	250	9.920762	1.177641364	0	-5.90562
ACT	26.50434	52.55003	250.5759	12.13485	1.0116748	0.120567	-5.6

En la Figura 4.55 se ha representado la tasa de liberación de calor y la presión en el cilindro en función del ángulo del cigüeñal tanto para la configuración nominal como para la configuración obtenida para maximizar el rendimiento. En este gráfico se aprecia que con la nueva combinación la liberación de calor es mucho más rápida debido al aumento de la presión de admisión y de inyección y que la combustión se produce antes debido al adelanto de la inyección. Como ya se ha comentado, todos estos cambios en la ley de la combustión suponen un aumento de la presión en el cilindro y por tanto una mejora de los parámetros indicados que era el objetivo perseguido.

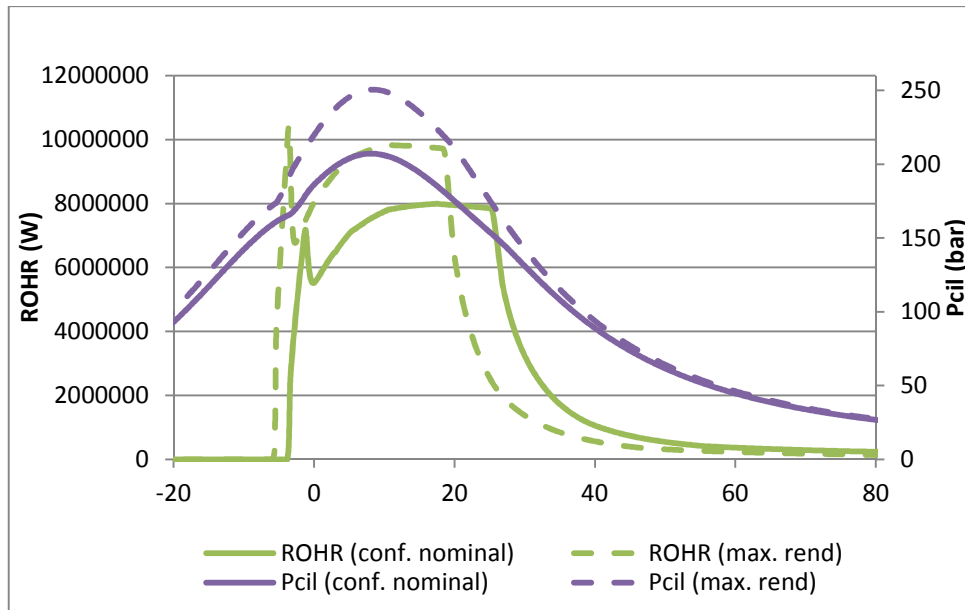


Figura 4.55: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en el cilindro entre el caso nominal y el de máximo rendimiento.

4.3.4. *Minimizar las Emisiones* En este apartado se van a tratar de manera independiente las emisiones de NO_x y de hollín debido a que siguen tendencias inversas. En primer lugar se busca una configuración que minimice los NO_x y a continuación una que minimice la emisión de hollín.

4.3.4.1. Minimizar NO_x

En este caso, la combinación proporcionada por la optimización tras haber especificado que se quieren minimizar los NO_x es la siguiente: un valor de avance de 0°, una presión de inyección de 1200 bar, una presión de admisión de 3.519 bar y una tasa de EGR del 30%. Comparando con la configuración de partida se observa que para emitir menos cantidad de NO_x se deben reducir el avance y la presión de inyección a sus valores mínimos a la vez que se aumenta el porcentaje de EGR a su valor máximo. Esto coincide con las tendencias que se han analizado en el apartado anterior en el que se ha puesto de manifiesto que la recirculación sirve básicamente para bajar la temperatura y por lo tanto la formación de NO_x. Además, disminuyendo el avance y la presión de inyección las temperaturas disminuyen significativamente. Sin embargo esto hace que disminuya mucho el rendimiento siendo en este caso de 42,26%.

Esta combinación se simula con ACT obteniendo los resultados de la Tabla 4.17 que como en el caso anterior difieren un poco más de lo que predice el algoritmo para las emisiones y el gradiente.

Tabla 4.16: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para minimizar NO_x.

Indicadores	PMI (bar)	η_i	P_{MAX} (bar)	T_{MAX} (K)	dp/da (bar/°)	NO _x rel	Soot rel	SOC (°)
Polinomio	21.3154	42.2621	162.9851	1554.127	0.7434	0.0306	7.3651	2.1090
ACT	21.3445	42.3197	168.4912	1569.228	5.0583	0.3770	4.1773	2.4

La ley de combustión representada en la Figura 4.56 ayuda a comprender por qué en este caso las emisiones de NOx son mucho menores. Con esta configuración la combustión es mucho más lenta por lo que se libera menos calor y se alcanzan menores temperaturas. Como la formación de NOx está ligada a las temperaturas las emisiones de este contaminante son menores.

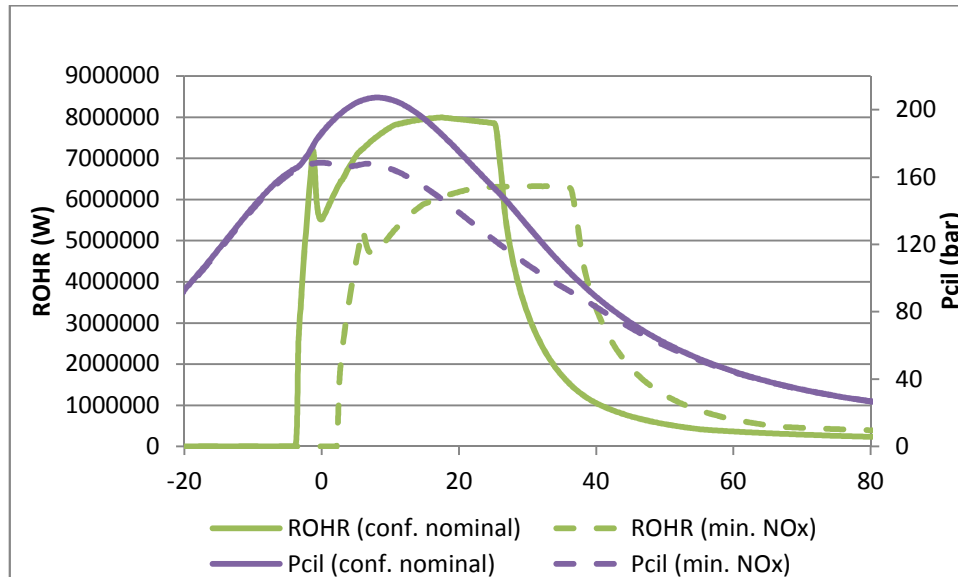


Figura 4.56: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en el cilindro entre el caso nominal y el de minimizar NOx.

4.3.4.2. Minimizar hollín

El otro tipo de emisiones que se dan en los MEC es el hollín por lo que se busca también una configuración con la que minimizar estas emisiones. Especificando que se quiere minimizar el hollín, la configuración proporcionada por la herramienta de optimización es la siguiente: un avance de -7.016° , una presión de inyección de 2088.2 bar, una presión de admisión de 4 bar y una tasa de EGR del 5%. Se observa que las estrategias a seguir para cumplir este objetivo son bastante similares a las que se deben seguir para maximizar el rendimiento. Como ya se ha comentado, adelantar la inyección y aumentar las presiones de inyección y de admisión permite que la mezcla se prepare más rápido acelerando la combustión y/o que las presiones se incrementen. Esto supone que la combustión es mejor y por tanto la formación de hollín decae debido a la oxidación del hollín formado. La recirculación no es buena en este caso ya que la combustión se ralentiza.

Siguiendo los mismos pasos que en los casos anteriores la Tabla 4.18 muestra los datos obtenidos con ACT en comparación con los que se obtienen con los polinomios ajustados.

Tabla 4.17: Comparación resultados obtenidos con ACT y con las funciones de respuesta para minimizar el hollín.

Indicadores	PMI (bar)	η_i	P_{MAX} (bar)	dp/da (bar/ $^\circ$)	NOx rel	Soot rel	SOC ($^\circ$)
Polinomio	26.32328	52.19106	249.99890	8.87544	1.38668	0	-4.99246
ACT	26.41638	52.37564	250.6188	10.33541	0.86518	0.12056	-4.8

La tasa de liberación de calor en este caso es prácticamente igual que cuando se maximiza el rendimiento. La Figura 4.57 corrobora que la combustión comienza antes y es mucho más rápida y que la combustión premezclada es más importante debido a que el tiempo de retraso aumenta lo que explica que la emisión de hollín disminuya.

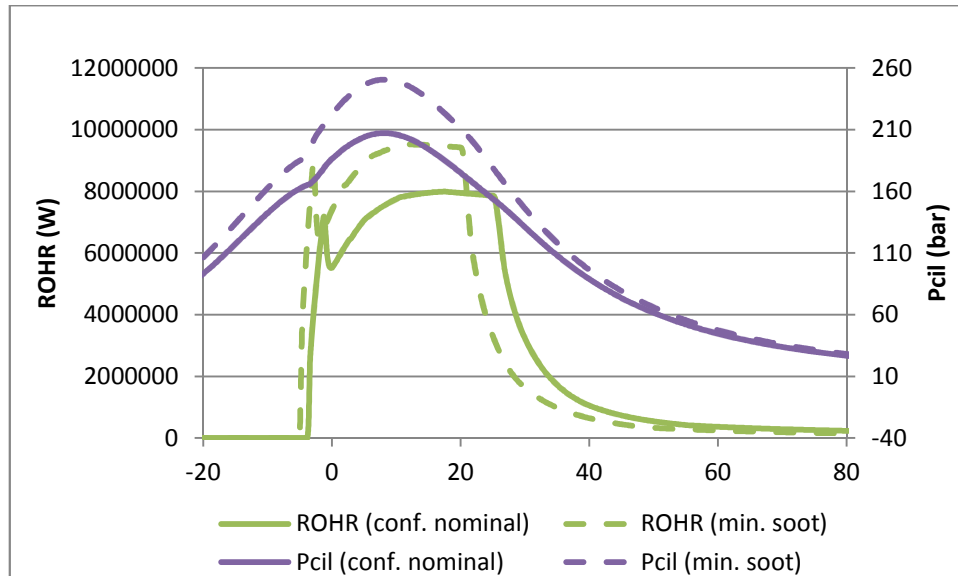


Figura 4.57: Comparación de la tasa de liberación de calor y de la presión en la cámara entre el caso nominal y el de minimizar las emisiones de hollín.

4.3.5. *Resumen* Para concluir este apartado se resumen, por un lado, el valor de los parámetros de entrada para cada caso y en el caso nominal en la Tabla 4.19, y los resultados obtenidos con ACT con estas cuatro configuraciones en la Tabla 4.20.

Tabla 4.18: Parámetros de entrada en los cuatro casos, incluyendo caso nominal.

Parámetro de entrada	SOI (°)	P _{INJ} (bar)	P _{IVC} (bar)	EGR (%)
Conf. nom	-6	1600	3.5	5.56
Max. rend	-7.985	2200	3.791	5.6
Min. NOx	0	1200	3.519	30
Min. soot	-7.016	2088.2	4	5

Tabla 4.19: Resultados obtenidos según el objetivo y comparación con los de la configuración nominal.

Indicadores	PMI (bar)	η_i	P _{MAX} (bar)	T _{MAX} (K)	dp/da (bar/°)	NOx rel	Soot rel	SOC (°)
Conf. nom	24.6946	48.961	207.1918	1762.909	7.46266	1	1	-3.6
Max. rend	26.5043	52.5500	250.5759	1830.834	12.1348	1.0116	0.1205	-5.6
Min. NOx	21.3445	42.3197	168.4912	1569.228	5.0583	0.3770	4.1773	2.4
Min. soot	26.4163	52.3756	250.6188	1765.334	10.3354	0.8651	0.1205	-4.8

La Tabla 4.20 muestra que los resultados en cada configuración se corresponden con el objetivo perseguido, a pesar de que los resultados correspondientes a las emisiones predichos con los polinomios difieran un poco de los predichos con ACT. Se observa que las emisiones de NO_x y de hollín disminuyen en el caso correspondiente aproximadamente un 63 y un 88% respectivamente. En cuanto al rendimiento, se puede aumentar un 4% consiguiendo una potencia de 2953.8 kW (ecuación 2.22) lo que supone una mejora del 7%.

Además, las modificaciones que se han de realizar para conseguir un mayor rendimiento y una menor potencia son prácticamente las mismas consiguiéndose unas prestaciones muy parecidas, e incluso la misma cantidad de hollín. El hecho de que en ambos casos esta sea igual demuestra que se ha alcanzado el mínimo calculado con ACT. Se deduce que con la configuración propuesta para potenciar el motor no hace falta preocuparse por las emisiones de hollín ya que disminuyen debido a la mayor rapidez con la que se prepara la mezcla.

Por último, en la Tabla 4.20 también se distingue que la temperatura máxima es mínima cuando se minimizan los NO_x y que esto implica a su vez una disminución del rendimiento que disminuye un 4%.

De forma global, se deduce que la mejor configuración es la de disminuir la emisión de hollín ya que se consiguen mejores prestaciones que en el caso nominal al mismo tiempo que decrecen tanto las emisiones de hollín como las de NO_x. Cabe decir que como en este caso se aumenta la presión de admisión hasta 4 bar la combustión mejora a la vez que se alcanzan menores temperaturas debido a que la masa de combustible considerada es la misma que en el caso nominal.

5. CONCLUSIONES

5.1. Conclusiones sobre la Metodología	76
5.2. Conclusiones sobre los Resultados	76

5.1. Conclusiones sobre la Metodología

La realización de este trabajo fin de grado se ha basado en la utilización de un modelo de combustión implementado en el código ACT. Esta técnica no solo está integrada plenamente en el mundo de los motores sino que constituye una herramienta clave en el diseño de estos ya que permite predecir el ciclo del motor y con eso sus prestaciones. Además la posibilidad de realizar diversos test variando los parámetros de entrada ha permitido identificar de manera rápida y económica las tendencias que siguen las variables de salida.

Por otro lado, el uso del diseño de experimentos ha permitido encontrar configuraciones óptimas para cumplir los objetivos propuestos sin la necesidad de realizar todas las combinaciones posibles en ACT. Esto ha sido muy útil ya que en lugar de realizar más de 20000 combinaciones lo que habría supuesto bastante tiempo se han realizado únicamente tres optimizaciones de forma rápida y sencilla.

5.2. Conclusiones sobre los Resultados

En este apartado se recopilan las principales conclusiones extraídas de los resultados obtenidos a lo largo de la realización del trabajo.

Por un lado, los estudios paramétricos permiten analizar las modificaciones de la termodinámica del ciclo y de las prestaciones del motor cuando varían los parámetros de entrada de manera independiente. Con estas tendencias se pueden deducir las estrategias a seguir para mejorar el rendimiento del ciclo que pueden clasificarse en función del subsistema del motor encargado de modificar el proceso de combustión y que son las siguientes:

- Estrategias basadas en el sistema de inyección: adelantar la inyección y aumentar la presión.
- Estrategias basadas en la renovación de la carga: aumentar la presión de admisión y disminuir la recirculación de los gases de escape. En este punto cabe resaltar que la gran ventaja del EGR es la reducción de la emisión de óxidos de nitrógeno.
- Estrategias basadas en la transmisión de calor: disminuir la transmisión de calor con el objetivo de conseguir una evolución lo más adiabática posible.

El diseño de experimentos y la utilización de la optimización multivariable permiten encontrar la configuración óptima que maximice el rendimiento, minimice la emisión de NOx y minimice la emisión de hollín respectivamente. Se ha observado que las variaciones a realizar son muy parecidas en el caso de maximizar el rendimiento y minimizar el hollín debido a que al alcanzar mayores presiones y mezclar más rápido la combustión es más eficiente. También se concluye que es mejor aumentar las presiones que adelantar la inyección ya que esto conlleva un crecimiento de la presión máxima muy brusca. Por el contrario para minimizar la emisión de NOx hay que disminuir la temperatura máxima aumentando la tasa de EGR lo que conlleva una ralentización de la combustión empeorando el rendimiento. Por lo tanto hay un conflicto de intereses entre potenciar el motor y disminuir las emisiones.

Finalmente, tras analizar los resultados obtenidos con las distintas optimizaciones se llega a la conclusión de que la mejor configuración es la siguiente:

- Avance: -7.016° (frente a -6°)
- Presión de inyección: 2088,2 bar (frente a 1200 bar)
- Presión de admisión: 4 bar (frente a 3.5 bar)
- Tasa de EGR: 5% (frente a 5.56%)

Cabe decir que esta configuración no es la que maximiza el rendimiento sino la que minimiza la emisión de hollín pero la diferencia entre ambos casos es mínima (52,38% frente a 52.55%) y con estos valores de los parámetros de entrada disminuyen también las emisiones de NOx. Por lo tanto se ha considerado que, de forma global, esta es la configuración óptima. Con estos valores se mejora el rendimiento un 4% y por lo tanto la potencia del motor elegido, cumpliendo con el objetivo definido.

6. BIBLIOGRAFÍA

- www.getransportation.com
- http://en.wikipedia.org/wiki/GE_PowerHaul
- <http://www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines/wartsila20>
- http://www.progressiverailroading.com/rail_industry_trends/article/Locomotive-engine-upgrades-reflect-pending-emission-regulations-evolving-fuel-trends--40689
- F.Payri; J.M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Reverté: Universidad Politécnica de Valencia, 2011.
- Edgar J.Kates. *Motores Diesel y de gas de alta compresión*. Reverté.
- www.ine.es
- http://www.seg-social.es/Internet_1/Trabajadores/CotizacionRecaudaci10777/Basesytiposdecotiza36537/index.htm

7. APÉNDICE: Análisis de los resultados obtenidos tras las modificaciones de CTM, EVO y CW1

En este apartado se detallan los cambios realizados antes de modificar la constante K_{mix} y los resultados obtenidos.

El primer parámetro que se ha modificado es la constante CTM que corresponde al coeficiente de torbellino que tiene el aire. Cuanto más alto es el valor de este factor más turbulento es el flujo y más rápido se produce la combustión. Sin embargo las pérdidas por transmisión de calor aumentan y el rendimiento indicado disminuye. Además, se ha de tener en cuenta que se trata de un motor lento que opera con bastante exceso de aire con lo que no hace falta que la combustión se produzca muy rápido. Esto sirve para motores rápidos en los que no hay casi tiempo para que el combustible se mezcle con el aire y se dé la combustión. Por todo esto, el valor de CTM se cambia de 0.204 a 0.

Con este nuevo valor, se rehacen los ensayos anteriores con distintos avances. Sin embargo, como muestra la Tabla 7.1 los cambios causados al modificar el coeficiente de swirl son muy pequeños. No obstante, como los parámetros indicados aumentan se mantiene este valor de CTM.

Tabla 7.1: Resultados de ACT al modificar el avance con $CTM=0$.

Avance (°)	PMI (bar)	Rendimiento indicado
0	16.00986	0.3174268
-2	16.53379	0.3278148
-4	17.03697	0.3377914
-6	17.51903	0.3473491
-8	17.97682	0.3564257
-10	18.38599	0.3645382
-12	18.77798	0.3723103
-14	19.13755	0.3794395
-16	19.45724	0.3857779
-18	19.74161	0.3914161
-20	19.98716	0.3962846

La siguiente variable que se ha cambiado es la apertura de la válvula de escape que en el fichero sin modificar tiene un valor de 147° . Cuanto antes se abre antes comienza el escape y se aprovecha más la inercia de los gases de escape ya que tienen más energía. Sin embargo, la expansión es más corta y una parte del trabajo que se produciría si la válvula aún no se abriese se pierde. Por lo tanto, se va a atrasar el comienzo del escape. Los valores de EVO ensayados son 150 , 165 y 175° . La Figura 7.1 ilustra como varía la PMI en función del avance para los distintos valores comentados y la Figura 7.2 como varía el rendimiento indicado. Se observa que ambos parámetros aumentan conforme más grande es el valor de EVO, es decir cuanto más tarde se abre la válvula de escape. Con todo el cambio no es muy significativo ya que los valores de PMI siguen siendo inferiores a 20 y los del rendimiento indicado inferiores a 0.4. Como la variación es pequeña y hay que mantener un compromiso entre el escape y la expansión se cambia el valor de EVO de 147 a 165° .

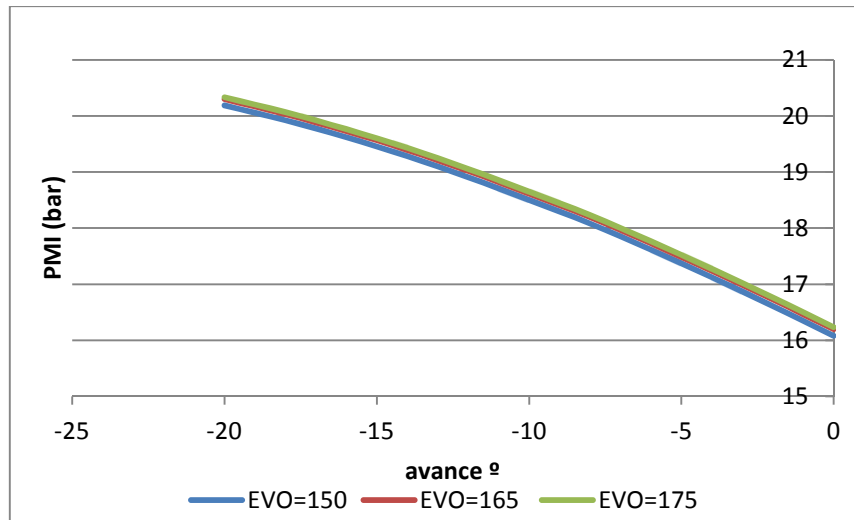


Figura 7.1: PMI en función del avance para distintos valores de EVO.

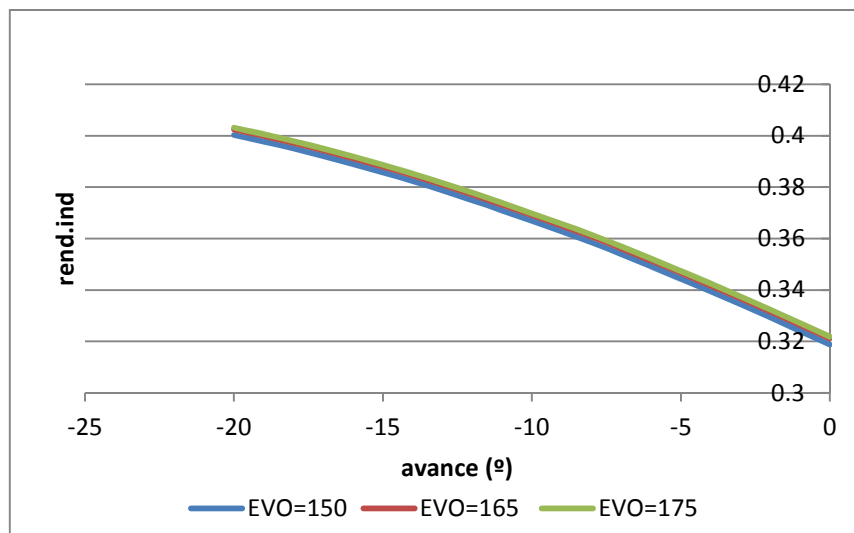


Figura 7.2: Rendimiento indicado en función del avance para distintos valores de EVO.

A pesar de las modificaciones hechas anteriormente, el motor simulado tiene unos parámetros característicos que no encajan con el motor elegido ya que el rendimiento indicado es muy bajo tratándose de un motor de locomotora. Esto puede ser debido a que la transmisión de calor es muy elevada con lo que se pierde mucha energía por las paredes. Para comprobar si este es el problema se cambia el valor de la constante CW1 que cuantifica la transmisión de calor. Conforme más elevado es este parámetro menos adiabático es el motor por lo que se va a reducir, pasando de 3.057 (Tabla 4.1) a 0.6. En la Tabla 7.2 se muestran los resultados obtenidos en este nuevo caso. Se observa que ambos parámetros crecen más que en los casos anteriores aumentando el rendimiento un 2%, respecto a los valores obtenidos con EVO=165. Por lo tanto se mantiene este valor de 0.6.

Tabla 7.2: Resultados de ACT al modificar el avance con CW1=0.6.

Avance (°)	PMI (bar)	Rendimiento indicado
0	16.98161	0.3366937
-2	17.53448	0.3476553
-4	18.07043	0.3582816
-6	18.58853	0.3685539
-8	19.08566	0.3784106
-10	19.53096	0.3872396
-12	19.97474	0.3960383
-14	20.3839	0.4041508
-16	20.75925	0.4115928
-18	21.09583	0.4182662
-20	21.40428	0.4243817

Sin embargo, tanto la PMI como el rendimiento indicado están lejos de los valores que se deben obtener que son aproximadamente 24.5 bar y 0.49 respectivamente. Esta constante no se puede disminuir más ya que todos los motores tienen pérdidas y este valor es bastante razonable teniendo en cuenta que es un motor más o menos lento.

Con este análisis se deduce que las modificaciones de estos parámetros no permiten alcanzar los valores buscados. Por esto se analiza lo que ocurre durante la combustión lo que lleva a modificar la constante K_{mix} con la que se alcanzan los valores de rendimiento y presión media indicados del motor original.

Documento 2:
Presupuesto

1. INTRODUCCIÓN	86
2. PRESUPUESTOS PARCIALES	86
2.1. Coste de la mano de obra	86
2.2. Coste de amortización de los equipos empleados	88
2.3. Coste del material fungible	88
3. PRESUPUESTO TOTAL	89

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se va a realizar un estudio económico que permita la valoración del presupuesto del proyecto realizado, es decir el trabajo sobre potenciación de un motor Diesel de gran cilindrada. Al no tratarse de un proyecto de construcción, sino de una aplicación informática, la valoración del mismo se ha realizado de manera diferente a la usual en otro tipo de proyectos con instalaciones industriales. En este caso se detalla el coste de desarrollo del proyecto en sí mismo considerando que es necesidad de una empresa.

Además como consecuencia de la naturaleza del proyecto, se considera como una única unidad de obra. El presupuesto puede desglosarse en los siguientes presupuestos parciales:

- **Coste de la mano de obra:** en este coste aparecen detallados los gastos referentes al personal que se encarga de realizar el trabajo. En él se incluyen todas las personas que colaboran en el mismo y cuyo trabajo será valorado por fracción de tiempo, aplicándosele el precio en euros/h.
- **Coste de amortización de los equipos empleados:** en este apartado se detalla el coste de amortización de los equipos que no han sido adquiridos expresamente para el desarrollo del proyecto, sino que la empresa ya disponía. Dichos equipos tienen un período de amortización variable y que depende de cada uno de ellos. La amortización en cada caso será calculada mediante la siguiente fórmula:

$$A = \frac{P \cdot t \cdot a}{T}$$

Donde P es el coste de los equipos en €, t es el tiempo de amortización en años, a es el porcentaje de utilización en tanto por uno y T es la vida útil de los equipos en años.

- **Coste del material fungible:** este coste estará conformado por el material no amortizable e íntegramente consumido a lo largo de la realización del proyecto. Por este motivo el precio imputado a este grupo de costes ha sido su valor de adquisición.

2. PRESUPUESTOS PARCIALES

En este apartado se detallan los diversos costes relacionados con la realización del presente trabajo.

2.1. Coste de la mano de obra

En la elaboración de este trabajo han intervenido dos profesionales:

- Un Ingeniero Industrial: es el responsable de la realización de los casos que son objeto de estudio, del análisis de los resultados obtenidos así como de la redacción de los informes pertinentes. Su dedicación al trabajo es exclusiva durante la duración del mismo.
- Un Ingeniero Industrial director de proyecto: es el encargado de supervisar el desarrollo del trabajo, es decir de analizar los avances del proyecto, los problemas surgidos...

Para el cálculo del coste de la mano de obra es necesario conocer las bases de cotización a la seguridad social vigentes y el salario bruto anual que recibe cada uno de los trabajadores. En la Tabla 2.1 se muestran las mencionadas bases de cotización de la empresa según el régimen general de la seguridad social, que es al que pertenecen los trabajadores de este proyecto.

Tabla 2.1: Bases de cotización.

Cotización	Contingencias comunes	Desempleo	FOGASA	Formación profesional	IRPF	Total
Empresa	23.6 %	5.5 %	0.2 %	0.6 %	-	29.90 %

Para el cálculo del coste de la mano de obra se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- El trabajador recibe 14 pagas al año.
- El trabajador trabaja 1840 horas anuales (46 semanas/ año * 40 horas/semana).
- El salario bruto anual del Ingeniero Industrial es de 36255 €.
- El salario bruto anual del Ingeniero Industrial Director de Proyecto es de 68000 €.
- El Ingeniero Industrial dedica 300 horas a la realización del trabajo mientras que el Director de proyecto dedica únicamente 25.

Respecto a los salarios cabe decir que el del Ingeniero Industrial se ha extraído del Instituto Nacional de Estadística mientras que el del Director de Proyecto se ha considerado que es el doble debido a su alta posición en la empresa y sus años de experiencia.

En las Tablas 2.2 y 2.3 están reflejados los cálculos del coste para la empresa que representa la mano de obra. La primera de ellas muestra el coste anual asociado a cada trabajador y en la segunda se particulariza dicho coste a este trabajo.

Tabla 2.2: Cálculo del coste por hora que supone la mano de obra para la empresa.

Trabajador	Salario bruto (€/mes)	Coste para la empresa (€/mes)	Coste para la empresa (€/año)	Coste para la empresa (€/h)
Ingeniero Industrial	2589.64	3366.54	47131.5	25.61
Ingeniero Industrial Director de Proyecto	4857.14	6314.29	88400	48.04

Tabla 2.3: Cálculo del coste total que supone la mano de obra para la empresa.

Trabajador	Coste para la empresa (€/h)	Duración (horas)	Coste para la empresa (€)
Ingeniero Industrial	25.61	300	7684.48
Ingeniero Industrial Director de Proyecto	48.04	25	1201.09
		TOTAL	8885.57

Aparte de los costes directos asociados a la mano de obra se considera un 7% de costes indirectos asociados a los gastos de luz, electricidad... La Tabla 2.4 muestra cómo queda el presupuesto total de la mano de obra incluyendo estos gastos.

Tabla 2.4: Presupuesto parcial asociado a la mano de obra.

Costes directos	8885.57
Costes indirectos	621.99
Coste total mano de obra	9507.56

2.2. Coste de amortización de los equipos empleados

En este caso los equipos empleados son material informático y son los siguientes:

- El ordenador del puesto de trabajo.
- El software empleado, que corresponde con el más genérico es decir el paquete Office de Microsoft.

Los costes relativos a la amortización de estos equipos se detallan en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5: Cálculo de amortización de los equipos empleados.

Equipo	Coste de adquisición	Tiempo de vida útil (años)	Tiempo de amortización (horas)	Nivel de uso (%)	Coste total (€)
Ordenador	800	3	300	1	43,47
Software	540	3	300	1	29.35
				TOTAL	72.82

2.3. Coste del material fungible

En el coste de material fungible se ha tenido en cuenta únicamente el consumo de material de oficina que incluye el coste asociado al material bibliográfico y de papelería usado durante el proyecto y que se ha estimado en 90 €.

3. PRESUPUESTO TOTAL

A continuación se calcula el presupuesto de ejecución material que es el sumatorio de todos los presupuestos parciales anteriormente descritos (Tabla 2.6).

Tabla 2.6: Cálculo del presupuesto de ejecución material.

Coste de la mano de obra	9507.56
Coste de amortización de los equipos	72.82
Coste del material fungible	90
Presupuesto de ejecución material	9670.38

A partir de este presupuesto se calcula el presupuesto de inversión que incluye un 6% de gastos generales y un 10% de beneficio industrial (Tabla 2.7).

Tabla 2.7: Cálculo del presupuesto de inversión.

Presupuesto de ejecución material	9670.38
Gastos generales	580.22
Beneficio industrial	967.04
Presupuesto de inversión	11217.64

Por último se calcula el presupuesto total como suma del presupuesto de inversión y de los impuestos correspondientes, es decir un 21% de IVA. Este cálculo se muestra en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8: Cálculo del presupuesto total.

Presupuesto de inversión	11217.64
Impuesto sobre el valor añadido	2355.70
Presupuesto base de licitación	13573.35

Por lo tanto el presupuesto total asociado a la potenciación de un motor Diesel de gran cilindrada asciende a:

Trece mil quinientos setenta y tres euros con treinta y cinco céntimos.