



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO N°1: MEMORIA.....	1
DOCUMENTO N°2: PRESUPUESTO.....	135
DOCUMENTO N°3: PLIEGO DE CONDICIONES.....	145
DOCUMENTO N°4: ANEXO I.....	157
DOCUMENTO N°5: ANEXO II.....	167
DOCUMENTO N°6: ANEXO III.....	177



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento N^o1: Memoria

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

Curso Académico: 2013-14.

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Documento N°1: Memoria

1. Introducción.	5
1.1 Antecedentes.	5
1.2 Justificación.	6
1.3 Objetivos.	7
2. Herramientas teóricas y experimentales.	8
2.1 Sala de ensayo.	8
2.2 Herramientas teóricas: Calmec y Siculo.	11
3. Metodología.	13
3.1 Introducción.	13
3.2 Ajuste de las leyes de combustión teóricas.	15
3.2.1. Ajuste a alto régimen y alta carga.	15
3.2.2 Ajuste a bajo régimen y baja carga.	18
3.3 Estudio del efecto de la duración de combustión y SOI.	19
3.3.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.	19
3.3.2 Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.	21
3.4 Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y duración de la combustión por difusión.	23
3.4.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.	23
3.4.2 Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.	27
3.5 Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y SOI.	29
3.5.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.	29
3.5.2. Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.	31
3.6 Definición del estudio de optimización.	33
4. Resultados.	34
4.1 Estudio de la duración de la combustión frente al SOI.	35
4.1.1 Análisis a alto régimen y alta carga.	35
4.1.2 Estudio a bajo régimen y baja carga.	60
4.2 Análisis del estudio de premezcla frente a alargamiento de la difusión.	87
4.2.1. Análisis del estudio a alto régimen y alta carga.	87
4.2.2 Análisis del estudio a bajo régimen y baja carga.	105

4.3	Análisis del estudio del efecto de la cantidad de premezcla y SOI.....	126
4.3.1	Análisis del estudio a alto régimen y alta carga.....	126
4.3.2	Análisis del estudio a bajo régimen y baja carga.....	127
4.4	Análisis del estudio de optimización.	129
5.	Conclusiones.....	133
6.	Bibliografía.	134



1. Introducción.

1.1 Antecedentes.

Este trabajo de final de grado se engloba dentro del marco del modelado termodinámico de los procesos en la cámara de combustión, en los que a su vez se pueden distinguir las técnicas teórico experimentales (diagnóstico de la combustión) y el modelado predictivo. Las técnicas teórico-experimentales surgieron a raíz de intentar modelar de manera teórica los fenómenos que tienen lugar en el proceso inyección-combustión de un motor diésel, debido a la gran complejidad del proceso y a la gran cantidad de factores de los que depende, resultaba casi imposible determinar las relaciones causa-efecto.

Como solución a este problema se utilizaron técnicas experimentales para la validación de los planteamientos teóricos surgiendo así las técnicas teórico-experimentales de análisis de la combustión o como también son llamadas, técnicas de “diagnóstico” de la combustión.

Entre estos modelos de diagnóstico de la combustión, los que están basados en la medida de la presión instantánea en la cámara de combustión para obtener la ley de liberación de calor, son especialmente útiles para el empleo del estudio de la combustión.

Estos modelos de diagnóstico tienen numerosas ventajas para el estudio de la combustión:

- Al obtener la ley de liberación de calor podemos obtener información precisa de parámetros muy importantes de la combustión, como su inicio, duración etc.
- Nos permite comprender las relaciones causa-efecto de todos los fenómenos implicados en el proceso de inyección combustión.

Aunque estos modelos tienen una cantidad de ventajas innegables, también tiene algunos defectos entre el que destaca el uso de una señal experimental, es decir, esta señal al ser experimental tiene que sufrir un tratamiento para adecuarla para su uso en el modelo, proceso mediante el cual la medida alcanzará cierto nivel de error que puede llegar a influir en la ley de liberación de calor final.

Este proyecto surge como una aplicación de todo el trabajo desarrollado por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos sobre el diagnóstico de la combustión, entre los que destacan:

- Macian [1984]- Estudio de la dispersión cíclica en un MEP y propone un método termodinámico de dos zonas para el cálculo de la fracción de la masa quemada.
- Tinaut [1986]- Propone un modelo termodinámico de diagnóstico de la combustión para motores Diésel de inyección directa.
- Oliver [1991]- Estudio del sistema de adquisición y tratamiento de datos.
- Armas [1998]- Implementación de un modelo de diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa, proponiendo soluciones particulares para cada término que interviene en el cálculo de la ley.
- J.Martín [2007]-Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Además del enfoque del diagnóstico de la combustión, en este trabajo final de grado se va a hacer uso del modelado predictivo mediante Siculo, un modelo termodinámico que comparte submodelos con CALMEC, pero que puede considerarse como su espejo, ya que CALMEC obtiene la ley de combustión de la presión instantánea en el cilindro y Siculo obtiene la presión a partir de la DQFL mediante la resolución del primer principio de la termodinámica. Siculo se alimenta con una ley de combustión teórica que se ajusta a partir de la dfql experimental obtenida de CALMEC en ensayos en banco-motor.

Estas dos herramientas se emplean en el trabajo de final de grado con el objetivo de estudiar el posible efecto del cambio de la dfql en los motores Dual-Fuel (explicado en profundidad en el anexo I) en el rendimiento de este tipo de motores, todo ello estudiado desde un punto de vista teórico.

1.2 Justificación.

Este trabajo ha sido propuesto a raíz del gran interés comercial que hoy en día tienen los motores diésel en el campo de la automoción.

Este crecimiento en la demanda de los vehículos Diesel se vio fuertemente incrementada desde la llegada de los sistemas de inyección directa a este tipo de vehículos lo que aumentó la velocidad de combustión y permitió una mejora muy importante en la eficiencia de este tipo de motores.

Esta alternativa se ha convertido en la más popular del mercado debido al mayor rendimiento de los motores Diesel frente a los propulsores de gasolina, y esto se traduce directamente en un menor consumo de combustible, es decir, un mayor ahorro para el usuario.

Estos motores Diesel tienen las ventajas que han sido comentadas anteriormente, pero tienen un problema fundamental: las emisiones. Las emisiones de los vehículos Diesel convencionales están reguladas por las normativas EURO.

TIPO	FECHA	CO	HC	HC+NOx	NOx	PM
Diesel						
Euro I	Julio de 1992	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)
Euro II, IDI	Enero de 1996	1.0	-	0.7	-	0.08
Euro II, DI	Enero de	1.0	-	0.9	-	0.10
Euro III	Enero de 2000	0.64	-	0.56	0.5	0.05
Euro IV	Enero de 2005	0.50	-	0.3	0.25	0.025
Euro V	Septiembre de 2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005
Euro VI (propuesto)	Septiembre de 2014	0.50	-	0.17	0.08	0.005

Tabla 1: Normativas EURO desde el año 1992.

Como se puede comprobar en la tabla anterior, hay una drástica reducción de emisiones que la normativa ha impuesto a los vehículos Diesel y se prevé que en la próxima normativa (EURO VII) la reducción aun sea más severa.

Para poder cumplir con las normativas se están estudiando diversas vías para reducir las emisiones y el consumo.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



- Para reducir las emisiones se están investigando diversos sistemas de postratamiento de los gases de escape (sistemas pasivos) como las trampas de Nox, catalizador de oxidación...y sistemas de actuación activos que consistirían en actuar sobre la combustión (optimización de dicha combustión).
- Para la reducción del consumo se están siguiendo varias líneas de investigación entre las que destacan las tecnologías de Downsizing, Downsampling y optimizar el proceso de combustión.
- Nuevos modos de combustión no convencionales, entre los que pueden destacarse la combustión HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) y el uso de varios combustibles como es el caso de Dual-Fuel, que ha justificado el desarrollo del presente TFG.

Este trabajo se centra en el estudio del efecto de la forma y posición de la ley de combustión en el rendimiento de los motores, lo que supone un enfoque teórico para analizar el cambio de la combustión Dual-Fuel respecto a la combustión convencional.

1.3 Objetivos.

El objetivo de este proyecto es el de realizar un estudio de la influencia de la forma y posición de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento indicado y sobre la transmisión de calor de dicha combustión.

Este proyecto pretende mejorar el conocimiento existente sobre el rendimiento de una combustión con el objetivo de optimizarlo y así reducir el consumo.

El estudio de la influencia de la ley de la liberación de calor sobre el rendimiento está más que justificado ya que si se analiza la relación de dicha ley con el rendimiento se puede optimizar y obtener el máximo rendimiento en una combustión, solución muy interesante para la industria automovilística actual en la cual se buscan motores cada vez más pequeños y con la máxima eficiencia para reducir al mínimo el consumo y emisiones.

En cuanto al estudio de la transmisión de calor va a ser llevado a cabo para entender cómo influye la forma de la ley de liberación de calor en la principal causa de la caída de rendimiento del motor: la transmisión de calor (en el motor existen otras pérdidas que se estudiarán más adelante pero como se verá la más significativa es la de transmisión de calor), y una vez que entendida la influencia se podrá intentar encontrar el equilibrio entre minimizar la pérdidas de transmisión de calor y maximizar el rendimiento.

El conocimiento de la influencia de la forma y posición de la ley de combustión sobre el rendimiento indicado y sobre la transmisión de calor permitirán predecir el efecto sobre el rendimiento del uso de Dual-Fuel respecto a una combustión convencional.



2. Herramientas teóricas y experimentales.

2.1 Sala de ensayo.

Este proyecto se desarrolla dentro del campo del modelado termodinámico de los procesos de la cámara, que incluye tanto las técnicas teórico experimentales como el modelado predictivo, por lo tanto para poder utilizar los modelos teórico-experimentales de diagnóstico de la combustión es necesario la adquisición de una serie de medidas experimentales (fundamentalmente presiones instantáneas en la cámara de combustión), mediante las cuales poder general las leyes de liberación de calor (mediante Calmec) y así poder utilizarlas como base para el modelo de predicción que va a ser utilizado en el proyecto (Siciclo).

Estos datos experimentales han sido obtenidos de un motor Diesel de inyección directa, este motor cumple con la normativa de emisiones Euro V, por lo tanto se trata de un tipo de motor disponible en el mercado, sus características técnicas principales son las siguientes:

Cilindros	4 en línea
Diámetro	75 mm
Carrera	88 mm
Cilindrada unitaria	390 cm ³
Cilindrada total	1560 cm ³
Relación de compresión	16:01
Sistema de renovación	Turbocompresor
Potencia máxima	82 Kw a 3600 rpm
Par máximo	270 Nm a 1750 rpm
Combustible	Diesel
Tipo de inyección	Common rail

Tabla 2: Datos técnicos de motor

Es importante destacar que aunque la justificación del trabajo se basa en el análisis del efecto de la dfql en motores Dual-Fuel (dos combustibles), el modelado va a ser teórico por lo que en los ensayos de referencia solo se usó gasóleo.

El objetivo en este trabajo es reproducir lo más fielmente posible las condiciones reales de operación del motor, por lo tanto se tendrán que emplear algunas modificaciones en la instrumentación para que se reproduzcan condiciones de operación reales.

A continuación se puede observar la distinta instrumentación que se utilizará para la adquisición y control de las variables del motor:



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Variable	Instrumentación	Rango de variación
Presión en el cilindro	AVL GH13P	0 a 250 Bar
Amplificador	Kistler 5011 B	± 10 V
Control de velocidad	Dinamómetro	
Control de Par	Dinamómetro	
Flujo másico de aire	Sensiflow DN80	20 a 720 Kg/h
Flujo másico de combustible	AVL 733S Fuel meter	0 a 150 Kg/h
Temperatura de los gases	K-type Thermocouple	de -200 a 1250°C
Gases escape	Horiba Mexa	

Tabla 3: Instrumentación para el diagnóstico de la combustión.

Esta instrumentación está colocada en el motor siguiendo una determinada metodología para poder adquirir las señales con la mayor calidad posible y además poder simular unas condiciones de funcionamiento reales.

Para la adquisición de la presión instantánea en el cilindro (fundamental para el modelo de diagnóstico de la combustión) se utilizarán cuatro transductores piezoeléctricos del tipo AVL GH13P situados junto a las bujías de cada cilindro. Estos transductores generan una señal eléctrica que debe de ser amplificada, filtrada y convertida a voltaje, por lo tanto serán colocados diversos amplificadores del tipo Kistler5011B tras cada uno de los transductores.

Para garantizar la precisión de las medidas obtenidas el sistema de medida de presión fue calibrado en el banco de calibración del departamento de investigación del CMT.

En cuanto a la medida de la temperatura y presión de los gases (las cuales son necesarias para determinar el estado del gas en la entrada y salida), serán usados termopares del tipo K para la temperatura y sensores de presión para medir la presión de los gases.

El flujo de aire del motor será medido mediante un sensiflow DN80, en cuanto al EGR será estimado mediante el Horiba Mexa, el cual determina la cantidad de EGR mediante el CO₂ presente en la entrada y la salida.

Es necesario controlar el correcto funcionamiento del motor (que no alcance presiones y temperaturas demasiado elevadas), para ello fueron utilizados sensores de presión y temperatura que irán instalados a lo largo de las líneas de flujo.

Para concluir este análisis de la instrumentación empleada para la adquisición y tratamiento de las señales, en la Ilustración 1 se puede observar la distribución de dicha instrumentación en el motor además de poder comprobar el ciclo que sigue la información en este proceso.

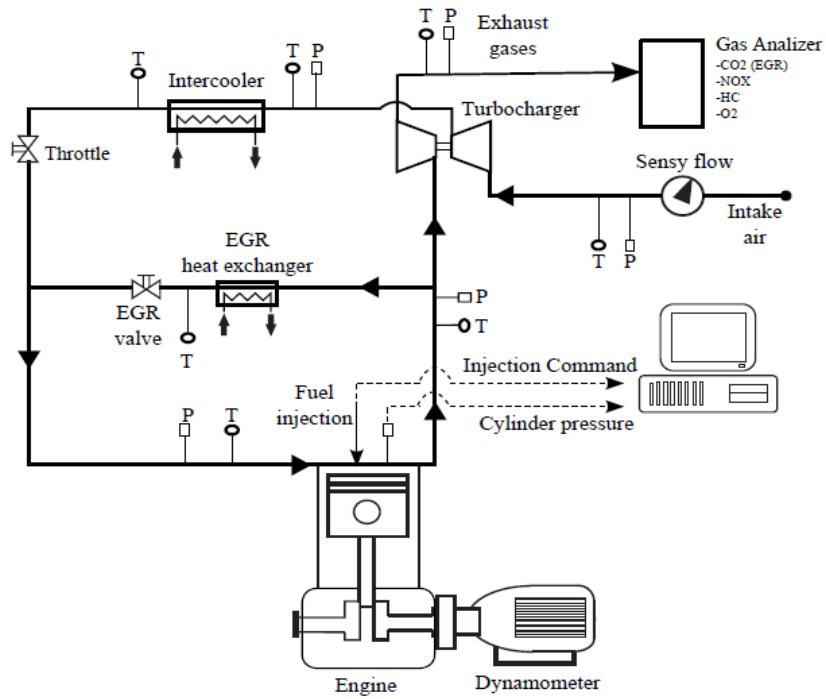


Ilustración 1: Esquema de la instrumentación para la adquisición de datos en el motor.



2.2 Herramientas teóricas: Calmec y Siculo..

Durante la realización de este proyecto, los análisis se basan en el diagnóstico de la combustión mediante Calmec y el modelado predictivo con Siculo. Ambos son modelos OD o termodinámicos que permiten calcular la evolución de las condiciones termodinámicas en la cámara, en el primer caso (Calmec) para caracterizar la combustión mediante el cálculo de la ley de combustión, y en el segundo (Siculo) para la predicción de prestaciones. En ambos casos se dispone de información de los flujos térmicos en un motor Diésel de inyección directa.

Ambas herramientas comparten submodelos y se basan en la resolución en la cámara del primer principio para sistemas abiertos. Solo se diferencian por lo forma de resolverlo: en Calmec el input principal es la presión experimental y en Siculo la df_{ql} .

Como el trabajo fundamental durante este proyecto ha sido realizado con Siculo, a continuación se describirá en profundidad este modelo predictivo.

El funcionamiento principal del modelo predictivo consiste en la simulación de las curvas de presiones y temperaturas dentro del motor a partir de una ley de combustión impuesta (puede ser una ley tanto teórica como experimental) mediante la resolución de la ecuación del primer principio de la termodinámica dentro de la cámara de combustión.

La principal ventaja de este modelo es que es capaz de predecir el efecto de los cambios que se realicen sobre las variables de entrada de dicho motor, sin modificarlas realmente, lo que supone un gran potencial para la optimización de las características del motor.

Junto a la simulación de las curvas de presión y temperatura en la cámara de combustión, este modelo también es capaz de determinar la temperatura de trabajo de las partes más importantes del motor como serían (pistón, cilindro y culata) muy importantes para poder realizar los correspondientes balances energéticos, esta predicción de temperaturas ha sido realizada gracias a la implementación de un modelo nodal que permite una gran precisión en cálculo de estos valores.

Siculo para poder realizar posteriormente los balances energéticos, considera el motor como un bloque formado por los cilindros, la admisión y el escape, estos dos últimos son modelados mediante volúmenes de control a los cuales poder imponerles restricciones y condiciones de contorno.

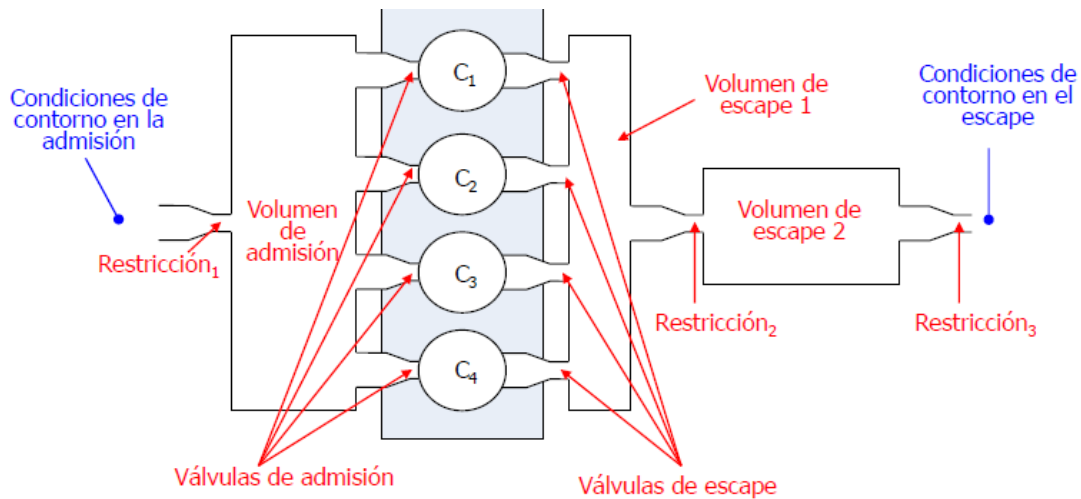


Figura 1: Esquema global del modelo.

Para realizar el balance energético Sículo resuelve en el tiempo las ecuaciones integrales en cada uno de los volúmenes de control del sistema, las ecuaciones a resolver son:

- La ecuación de la conservación de la masa y las especies, para obtener la densidad y la composición.
- La ecuación de la conservación de la energía, para obtener las temperaturas
- La ecuación de estado para obtener la presión en cámara.

Para resolver el balance de energía y poder aplicar el primer principio de la termodinámica el modelo necesita de otros submodelos que son necesarios implementar para su correcto funcionamiento, estos modelos (compartidos con la herramienta de diagnóstico Calmec) son:

- La ley de combustión (solo en Sículo) , que es necesario suministrarle para la resolución del primer principio.
- Los modelos cuasiestacionario, de blow-by y de evaporación, necesarios para poder realizar el balance de masa dentro del motor.
- Los modelos de Woschni ajustado y el modelo nodal, necesarios para la resolución de la transmisión de calor en el motor.
- El modelo de gas ideal y modelo de deformaciones
- Los modelos de simulación de inyección y de evaporación, necesario para el balance de la cantidad de combustible evaporada
- El modelo de blow-by para realizar el balance másico del blow-by.

➤ Submodelos:

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

Ley de combustión → $dFQL$
 Propiedades del gas → $c_{v,s}$
 Balance de masa: m_c
 Resultado → dT
 Gas ideal → p
 Modelo deformaciones → dV
 Modelo Woschni ajustado → $h_{f,iny}$
 Modelo nodal → $u_{f,g}$
 Simulación tasa de inyección → $dm_{f,ev}$
 Modelo evaporación → dm_{bb}
 Resultado → $R T dm_{bb}$

(1)



3. Metodología.

3.1 Introducción.

Como se ha comentado en puntos anteriores, en este trabajo se analizará la influencia de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento y sobre la transmisión de calor en el motor.

Para poder estudiar dicha influencia se estudiarán cuatro parámetros característicos de las leyes de liberación de calor que permitirán cambiar su forma y posición, estos parámetros son:

- Duración de la combustión: Permitirá cambiar la duración de la ley de liberación de calor haciéndola más o menos rápida, físicamente en el motor el parámetro que será cambiado para variar dicha duración será la presión de inyección del combustible.
- Posición de la combustión: Permitirá desplazar la ley de liberación adelantándola o atrasándola a lo largo del ciclo, el parámetro que se utilizará para implementarlo físicamente en un motor será SOI o adelanto de la inyección, que permite elegir el punto del ciclo en el cual inyectar.
- Proporción premezcla: Permitirá cambiar la proporción premezcla-difusión en la ley de combustión cambiando muy significativamente la forma de la ley de liberación de calor, para implementar físicamente este cambio se utilizaría DUAL-Fuel (explicado en profundidad en el anexo I), la ventaja de emplear este tipo de combustible es poder cambiar la cantidad de premezcla mediante una combustión similar a la RCCI, utilizando la gasolina para retrasar la combustión. En este estudio se reproducirá el cambio del peso de la combustión premezclada mediante el coeficiente beta de la ley de Watson.
- Duración de la difusión: Permitirá cambiar la duración solo de la parte de difusión en la ley de combustión y así cambiar la forma de dicha ley, para implementarlo físicamente, no existe un parámetro de motor que de forma única permita hacerlo, pero podría alargarse la duración de la difusión utilizando presiones de rail más bajas y, mediante la cantidad de combustible de a inyección piloto y cambio de EGR (o temperatura de admisión) que permite modificar la reactividad de la mezcla, afectando al tiempo de retraso y a la cantidad de masa quemada en la premezcla.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Para ver la influencia de estos parámetros se realizarán estudios agrupándolos dos a dos (duración de la combustión-SOI) y (Premezcla-duración de la difusión), y estos estudios se realizan para dos puntos de funcionamiento extremos en el mapa motor (alto régimen con alta carga y bajo régimen con baja carga), para comprobar si los resultados son extrapolables a todo el mapa de operación del motor.

Características principales de los puntos de operación		
	Alto Régimen y alta carga	Bajo régimen y baja carga
Régimen de giro	3500 RPM	1000 RPM
Gasto de combustible	5,41 g/s	0,27 g/s
Gasto de aire	110,064 g/s	13,022 g/s
Dosado relativo	0,66	0,28
Presión de admisión	2,5 bar	1 bar
Presión de inyección	1592 bar	400 bar
SOI piloto 1		-13,7
Soi piloto 2		-7,7
SOI inyección principal	-10,3	-1,2

Tabla 4: Características principales de los puntos de operación.

A partir de ahora el punto de alto régimen y alta carga será referido como 3500@100 y el punto de bajo régimen y baja carga como 1000@25.

Para realizar estos estudios se utilizará una herramienta implementada en Sículo denominada DOS (diseño de simulaciones), la cual permite realizar simulaciones de leyes de combustión para distintos valores de los parámetros que se le impongan de manera automatizada, lo cual permitirá crear un mapa donde ver como varía en rendimiento o cualquier efecto en función de los parámetros que se estén estudiando (Duración de la combustión, SOI...).

Cuando se realicen los estudios para las distintas combinaciones de los parámetros que han sido fijadas anteriormente (duración de combustión, SOI, premezcla y longitud de la difusión) se analizarán los resultados mediante la creación de mapas de evolución del rendimiento y de cada una de las pérdidas en el ciclo indicado, además para entender por qué tienen lugar estas tendencias se realizarán balances de energía globales y de distribución de pérdidas en el motor.

Cuando se analice la influencia que estos cuatro parámetros tienen sobre el rendimiento, se realizará un análisis comparando la ley de liberación de calor de estos parámetros optimizados frente a la ley de liberación de calor original.

Para finalizar se expondrá cómo varían el rendimiento y la transmisión de calor en función de la forma y posición de la ley de liberación de calor y se analizará la ley de liberación de calor resultante de optimizar estos parámetros.

Por lo tanto los ensayos que se van a realizar son:



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



- Ajuste de las leyes de combustión teóricas: En este apartado se ajustarán las leyes de combustión teóricas para a partir de las leyes de combustión experimentales para los estudios de alto régimen con alta carga y bajo régimen con baja carga.
- Estudio del efecto de la duración de la combustión y SOI: En este estudio se analizará la influencia de cambiar la duración de la combustión y su posición sobre el rendimiento indicado, este estudio se realizará en alta y baja carga con el objetivo de ver si los resultados son extrapolables.
- Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y duración de la combustión por difusión: En este estudio se pretende analizar la influencia de cambiar la cantidad de premezcla de la combustión (efecto de utilizar Dual-Fuel) y la duración de la combustión por difusión en el rendimiento indicado, al igual que en el caso anterior se realizará en alta y baja carga con objetivo de ver si los resultados son extrapolables.
- Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y SOI: En este estudio se analizará la influencia de cambiar la cantidad de premezcla y el SOI sobre el rendimiento indicado.
- Estudio de optimización: El objeto de este estudio es, una vez analizadas las tendencias obtenidas con los estudios anteriores, maximizar el rendimiento mediante la optimización de los parámetros anteriores.

3.2 Ajuste de las leyes de combustión teóricas.

3.2.1. Ajuste a alto régimen y alta carga.

Como ha sido comentado anteriormente, Siculo es un modelo que permite simular distintas condiciones de funcionamiento del motor, pero este modelo utiliza una ley de combustión teórica (ley de Watson) para realizar las simulaciones.

$$FQL_{Watson} = \beta \cdot FQL_p + (1 - \beta) \cdot FQL_d$$

$$FQL_p = 1 - \left[1 - \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_c} \right)^{c_3} \right]^{c_4}$$

$$FQL_d = 1 - \exp \left[-c_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_c} \right)^{c_2} \right]$$

c_1 = grado de completitud (6.908)

c_2 = parámetro de forma (2.2)

c_3 = desplaza el pico (2.2)

c_4 = 5000 (recomendado)

(2)

Para realizar los estudios que se van a llevar a cabo, el primer paso sería ajustar la ley teórica (ley tipo Watson) a la ley experimental obtenida con Calmec en las condiciones de operación analizadas (3500@100).

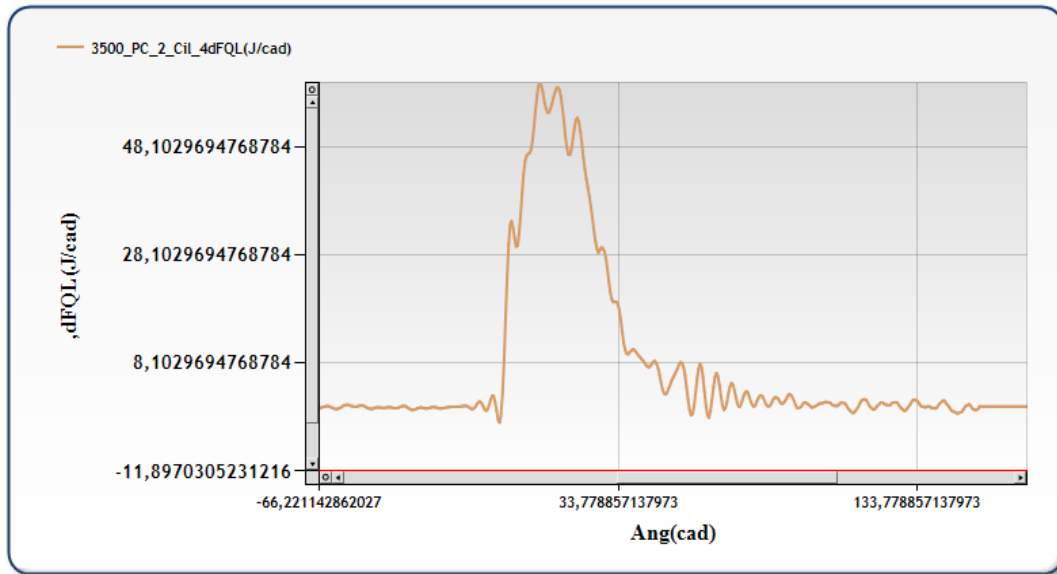


Figura 2: Ley de liberación de calor experimental para 3500 RPM y plena carga.

Para ajustar la ley de tipo Watson se cambiarán los valores de los coeficientes que modifican su forma (ANEXO II), finalmente tras diversas pruebas esta es la configuración final de dichos valores:

Datos Ley Watson		
Beta	0.02	P
C1	6.908	P
C2	1.76	P
C3	2.3	P
C4	5000	P
Dur. Combustion	80	P

Figura 3: Valores de los coeficiente que ajustan la ley de combustión teórica tipo Watson.

Una vez seleccionados estos valores, como se puede ver en la Figura 4, el ajuste entre las leyes de combustión es bastante bueno y en la Figura 5 se observa que el ajuste entre los diagramas de presión-ángulo también se ajustan bastante bien.

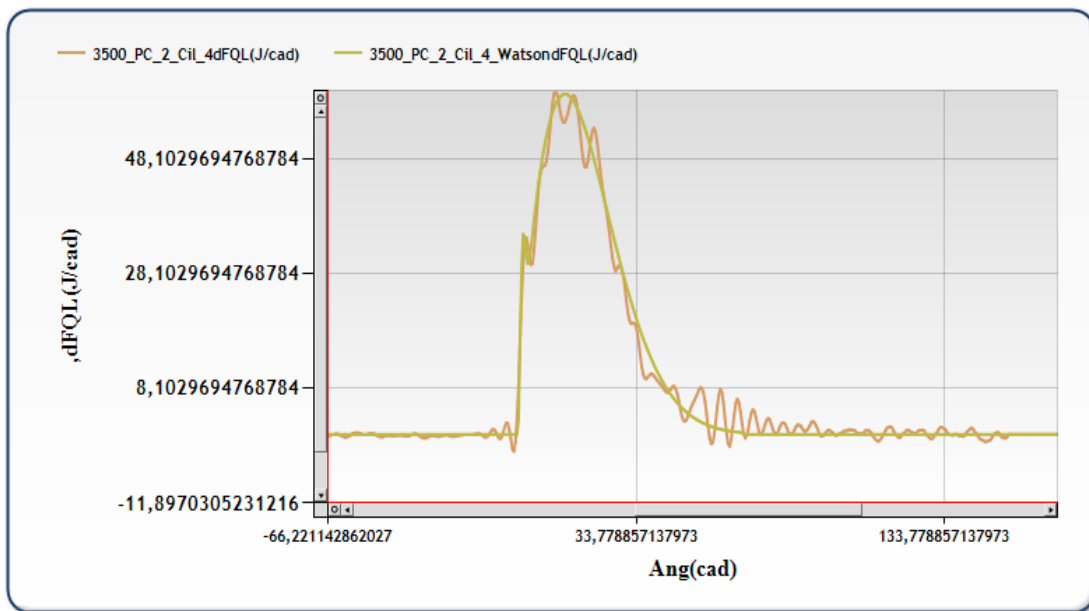


Figura 4: Comparación de la ley de liberación de calor teórica frente a la experimental.

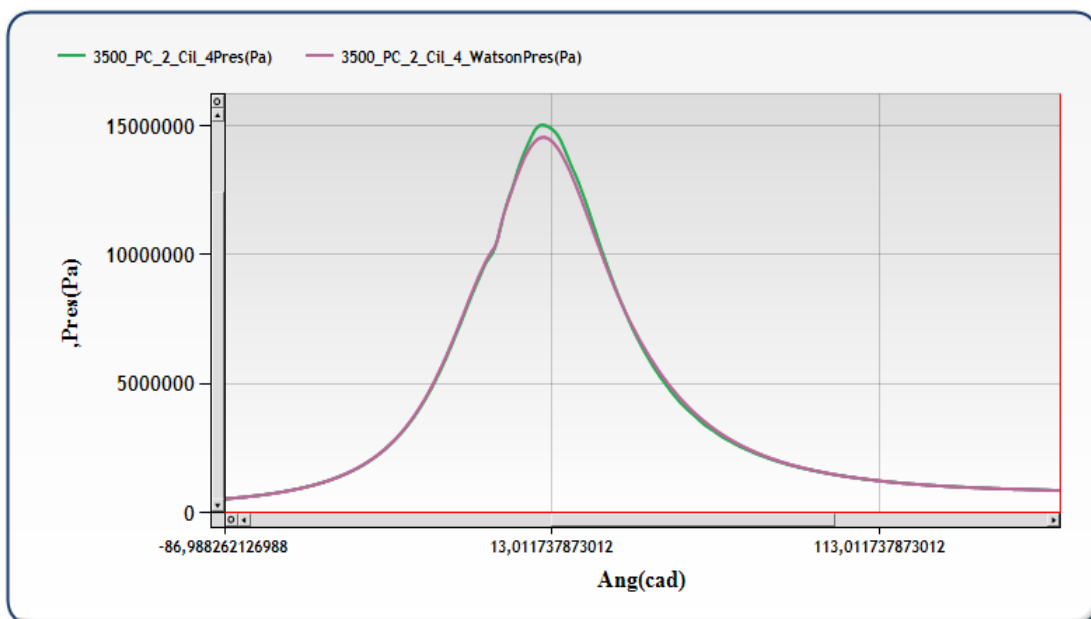


Tabla 5: Comparación del diagrama P-V de la ley teórica (marrón) frente a la experimental (verde).

Por lo tanto esta será la ley de liberación que el programa modificará para simular las distintas condiciones de operación que se le impongan.

3.2.2 Ajuste a bajo régimen y baja carga.

Como ha sido comentado anteriormente, uno de los objetivos de este proyecto es poder extrapolar los resultados obtenidos en el estudio a alta carga al resto del motor, por lo tanto se realizará otro estudio similar en un punto de bajo régimen y baja carga (1000@25), para comprobar si las tendencias obtenidas son similares.

En este caso hay que volver a ajustar la ley teórica para alimentar a Sículo, el punto de trabajo será 1000@25 cuya ley de liberación de calor experimental es:

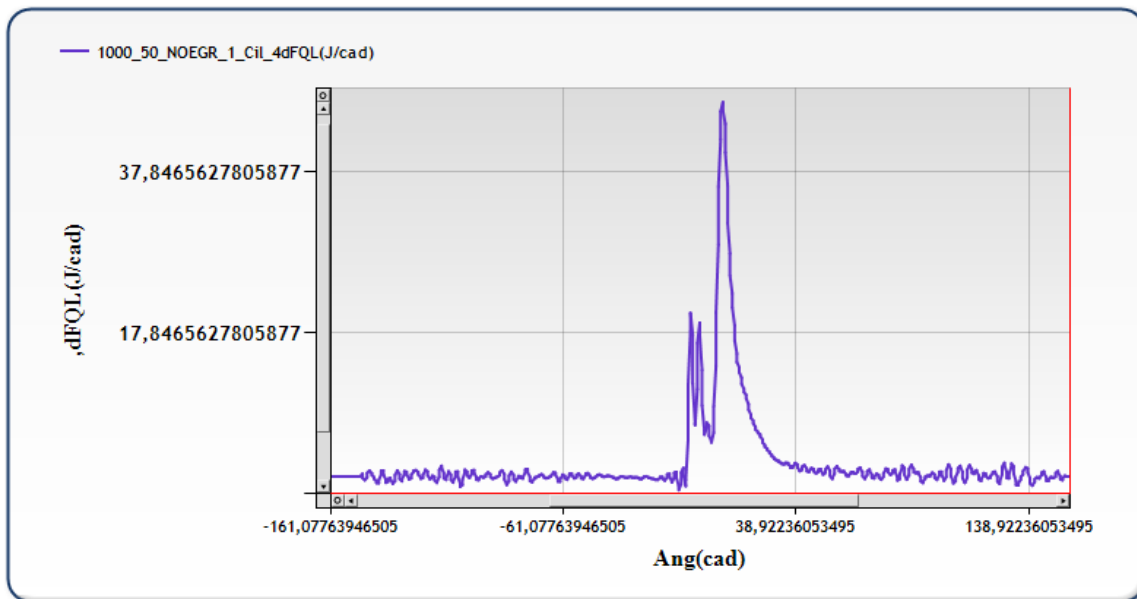


Figura 5: Ley de liberación de calor experimental para bajo régimen (1000 rpm) y baja carga (25%).

En este punto como se puede observar existen dos preinyecciones, cuyo objetivo es por un lado reducir el ruido de la combustión mediante la eliminación de la fase premezclada de la combustión principal (es la principal responsable de crear el gradiente de presiones que genera el ruido en el motor) y por otro lado mejorar las condiciones de la cámara de combustión disminuyendo casi a cero el tiempo de retraso de la combustión.

Es muy difícil modelar esta ley de liberación de calor con una ley teórica, es imposible representar las preinyecciones de la combustión con una ley teórica de tipo Watson (hay que recordar que la ley tipo Watson solo tiene un pico de premezcla y otro pico de difusión).

Para modelar una ley de combustión que tenga un efecto similar a esta y ya que va a ser modificada de forma importante, los picos de preinyecciones serán modelados con el pico de premezcla de la ley de Watson y el pico de difusión modelará la inyección principal de la ley experimental.

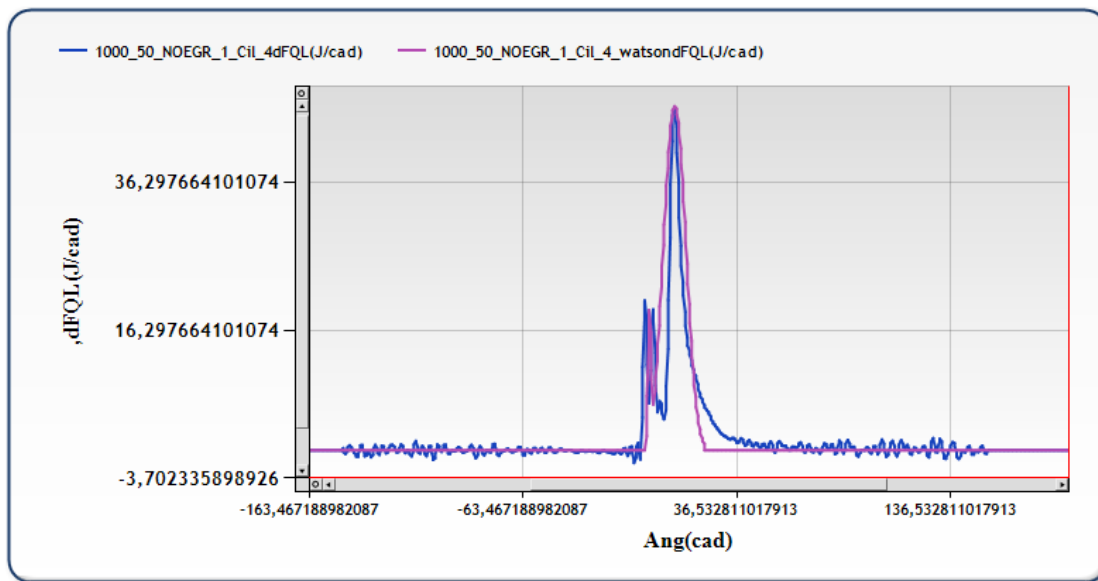


Figura 6: Comparación de las leyes de liberación de calor experimental y teórica.

Como se puede comprobar en la imagen, el ajuste no es perfecto, esto se debe a que una ley empírica se ajusta bien con una sola inyección (premezcla + difusión), pero con varias pilotos es complicado. Para reproducir bien el pico de la principal se ha tenido que acortar mucho la combustión no adaptándose demasiado bien en la cola de la combustión, aún si el ajuste permite considerar los principales efectos que se querían analizar. Las preinyecciones efectivamente han sido representadas mediante el pico de premezcla y la inyección principal mediante el pico de difusión de la ley de Watson.

3.3 Estudio del efecto de la duración de combustión y SOI.

3.3.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.

A continuación se va a definir el primer estudio que se va a llevar a cabo en este proyecto.

En este estudio se comparará la influencia de la duración de la combustión y de la posición de dicha combustión sobre el rendimiento y sobre las pérdidas en dicho en el motor.

Para ello la idea de este estudio es hacer una matriz 5X5, para comparar cinco valores de duración de la combustión con cinco de posición de la combustión y así tener una visión global de la evolución de rendimiento y las pérdidas en función de estos dos parámetros en un amplio rango de valores.

El rango de variación que se va a tomar para los parámetros barridos en este estudio son los siguientes:

Prail (bar)	SOI (º)
1182	-12.9
1387	-15.4
1592	-17.9
1796	-20.4
2000	-22.9

Tabla 6: Valores de presión y SOI para el estudio a 3500@100.

El valor máximo de presión de inyección ha sido elegido de 2000 bar debido principalmente a limitaciones tecnológicas y limitaciones termodinámicas (para no alcanzar temperaturas y presiones demasiado elevadas, en condiciones realistas). Para tener un amplio rango de valores donde poder observar tendencias claramente, ha sido situado el punto de presión inyección nominal (1592 bar) en el punto central y se ha establecido el mismo rango de variación desde la presión media a la presión mínima que desde la presión máxima a la media, con el objetivo de tener un rango de variación simétrico.

En cuanto a los valores de SOI, han sido seleccionados de manera diferente, primero se ha calculado con Sículo cuál sería el SOI óptimo para las condiciones nominales de funcionamiento (Presión de inyección de 1592 bar) y se ha obtenido un valor de -17.9º, para obtener un rango de variación adecuado, lo que se ha hecho es variar el valor de SOI un máximo de $\pm 5^\circ$ para tener un rango de variación sin tener unos valores demasiado elevados de presión y temperatura.

A continuación se muestran visualmente los rangos máximos de variación de los dos parámetros que componen el estudio (duración de la combustión y SOI).

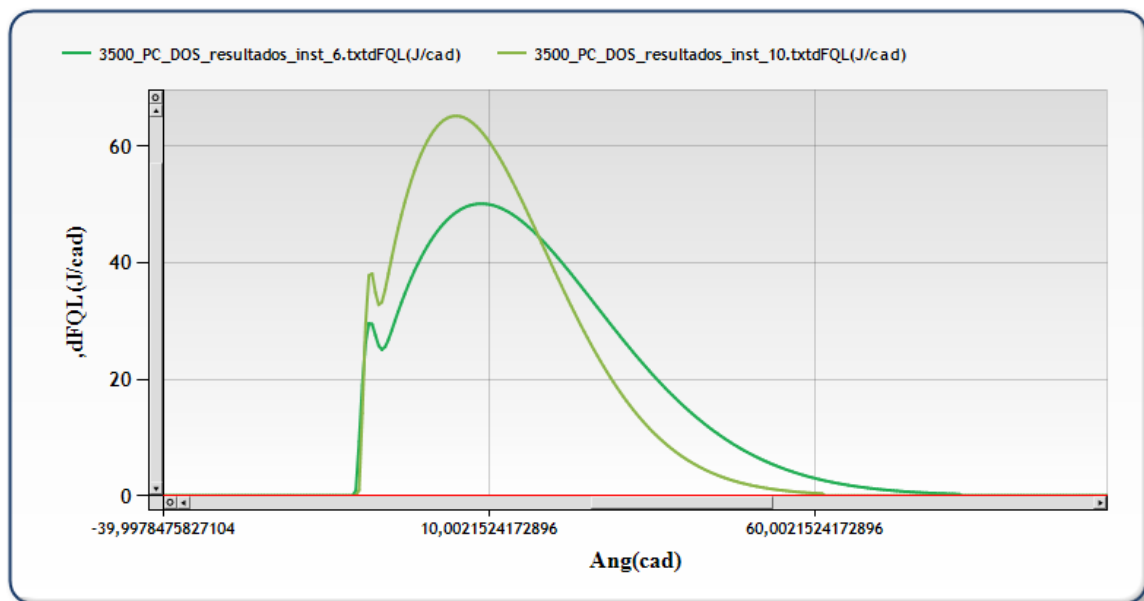


Figura 7: Rango máximo de variación de la duración de la combustión.

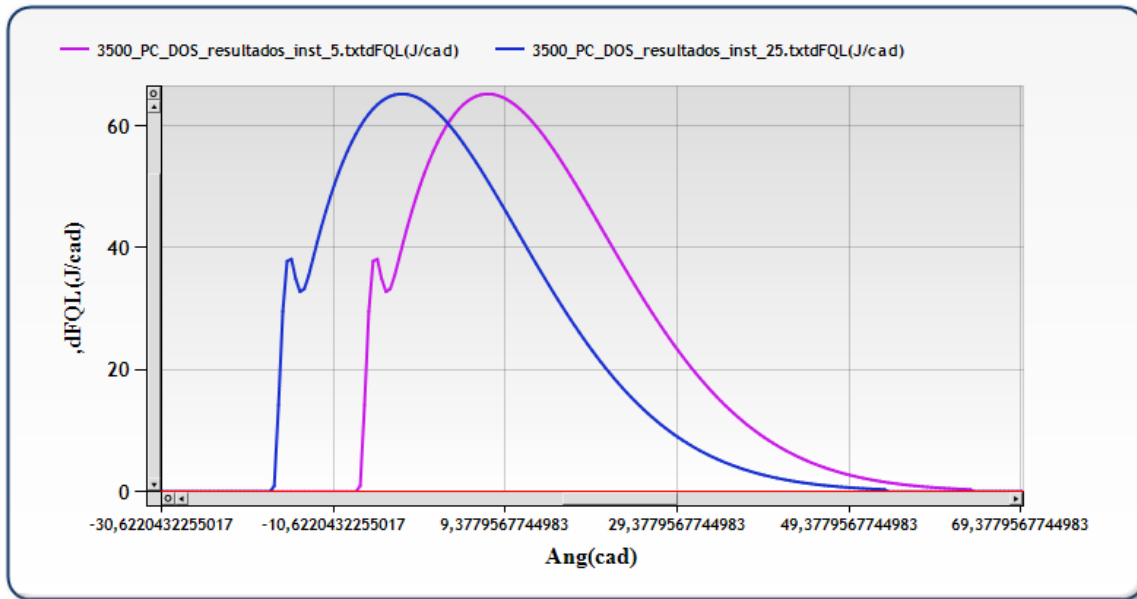


Figura 8: Rango máximo de variación del SOI.

Por último se adjuntará una tabla con los valores de las presiones de inyección utilizadas durante este estudio con su correspondiente valor de duración de la combustión.

Prail (bar)	Dur comb (º)
1182	49,5
1387	45,9
1592	42,8
1796	40,1
2000	38,5

Tabla 7: Valores de Prail y duración de combustión para el punto 3500@100.

3.3.2 Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.

Mediante la definición de este ensayo, se pretende analizar la influencia de la duración de la combustión y del desplazamiento de dicha combustión en un punto a bajo régimen y baja carga.

Para ello los dos parámetros que serán utilizados para analizar estos efectos serán, al igual que en estudio a alto régimen y alta carga, la presión de inyección y el SOI, para analizar la duración de la combustión y su posición respectivamente.

Como en el estudio a plena carga, el objetivo de este caso es definir un rango de variación lo suficientemente amplio para ver claramente la influencia de la duración de la combustión y la posición de la combustión en el rendimiento, para ello se creará otra matriz 5X5.

Hay que definir un nuevo rango de variación de la presión de inyección, ya que el elegido para el estudio anterior (2000-1293 bar) no es válido al contener presiones de inyección demasiado elevadas para el punto de operación actual. Para ello la metodología seguida para definir el rango de presiones de inyección consiste en definir un punto central (presión nominal de

inyección) 400 Bar y los dos puntos por arriba y por abajo tendrán el mismo incremento en tanto por ciento que en el ensayo a alto régimen y alta carga.

En cuanto al rango de variación del SOI, también será cambiado siguiendo la misma metodología del estudio de 3500@100, para ello primero será elegido el punto central (buscando el SOI óptimo para las condiciones iniciales) y después se varía ese SOI óptimo $\pm 5^\circ$, que es un rango de variación suficientemente amplio.

Por lo tanto definitivamente los puntos que van a componer el estudio son:

Prail(bar)	SOI(º)
200	-0.9
300	-3.4
400	-5.9
500	-8.4
600	-10.9

Tabla 8: Valores de presiones de inyección y SOI para el punto 1000@25.

Estos valores construirán una malla 5X5 lo suficientemente amplia para ver claramente las tendencias deseadas en este estudio.

A continuación se muestran los rangos de variación de los parámetros que componen este estudio (duración de combustión y SOI).

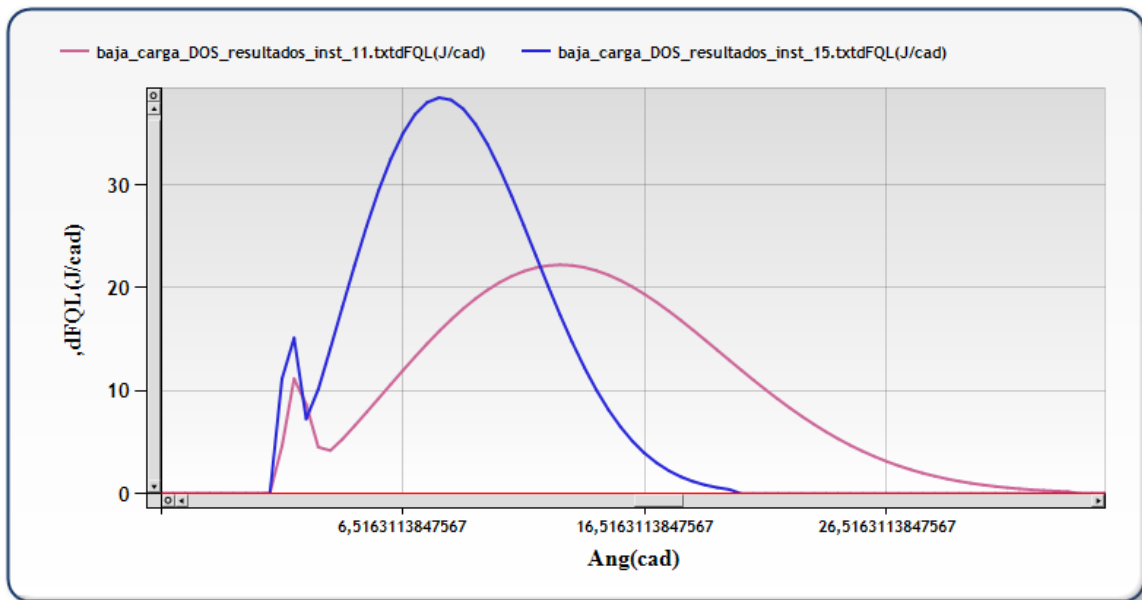


Figura 9: Rango máximo de variación de la duración de la combustión.

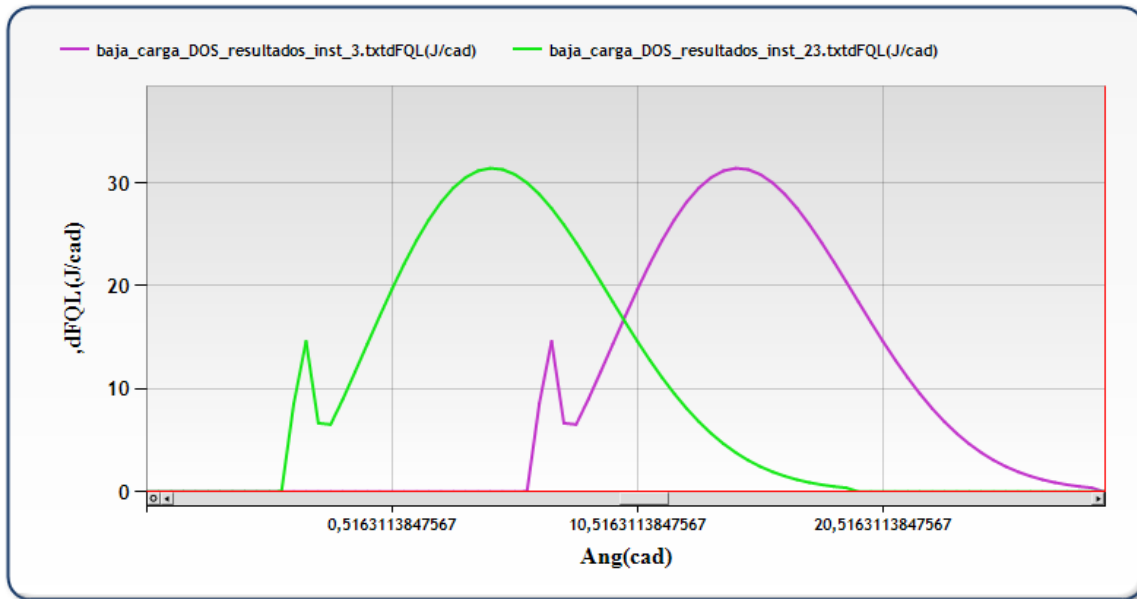


Figura 10: Rango máximo de variación del SOI.

Por último se adjunta una tabla donde se observan los valores de presión de inyección utilizados y la equivalencia en duración de combustión.

Prail (bar)	Dur comb (°)
200	21,4
300	17,4
400	14,8
500	13,3
600	12,3

Tabla 9: Valores de Prail y duración de combustión para el punto 1000@25.

3.4 Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y duración de la combustión por difusión.

3.4.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.

El siguiente estudio, que se va a llevar a cabo en el punto de máxima carga y máximo régimen de giro, consistirá en estudiar la influencia de la variación de la cantidad de premezcla y de la longitud de la difusión sobre el rendimiento y sobre las pérdidas en el ciclo indicado.

En este estudio al igual que en el anterior se planteará una matriz 5x5 (cinco valores de premezcla frente a cinco valores de alargamiento de difusión), para crear una malla de veinticinco puntos donde ver claramente las tendencias que siguen el rendimiento y las pérdidas.

Para elegir el rango de variación de la cantidad de premezcla, ha sido un proceso complicado ya que por un lado se pretende tener un rango lo más amplio posible para ver las tendencias claramente y por otro lado había que limitar el valor de la premezcla dentro de unos límites de

presión y temperatura razonables, para ello se ha realizado un pequeño análisis de las presiones y temperaturas máximas en función de la premezcla para así poder elegir un valor adecuado.

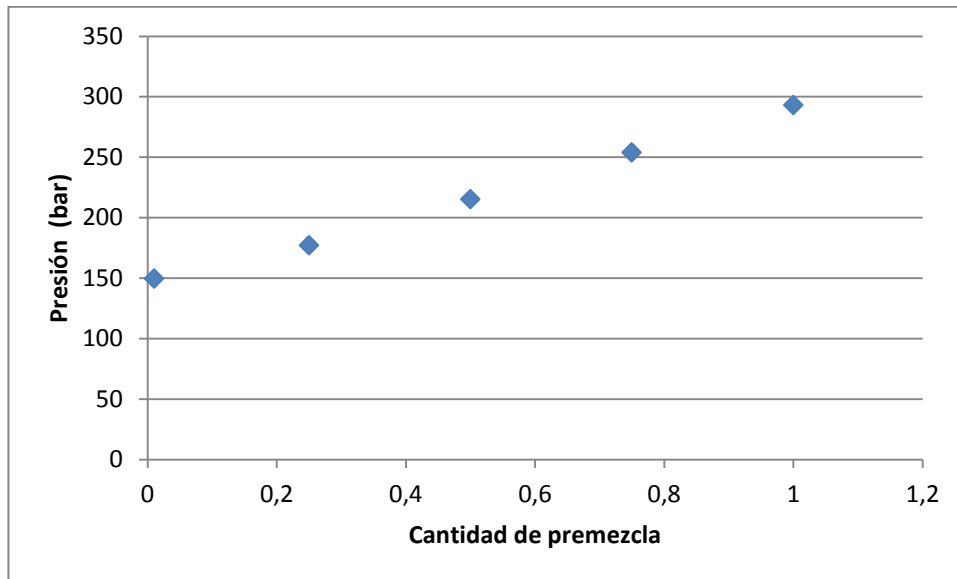


Figura 11: Evolución de la presión máxima en función de la cantidad de premezcla (coeficiente beta).

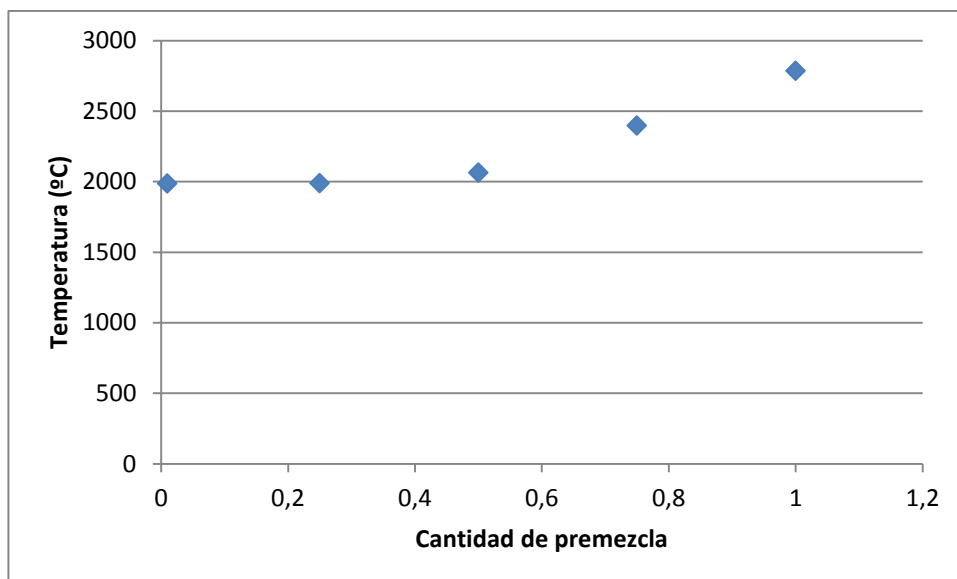


Figura 12: Evolución de la temperatura máxima en función de la cantidad de premezcla (coeficiente beta).

Una vez realizado el estudio se eligieron dos valores máximos de presión (200 Bar) y temperatura (2000 °K) lógicos en un motor convencional y por lo tanto el valor al que se limita la cantidad de premezcla mediante el coeficiente beta sería 0.35.

Una vez elegido el valor máximo de premezcla se dividirá el incremento entre el máximo (0.35) y el mínimo (0) y se obtendrán el resto de valores para el estudio.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



En cuanto a determinar la longitud de la difusión, no es un proceso fácil debido a que Sículo no incorpora ningún parámetro que permita variar este valor, por lo que para poder variarlo se le ha incorporado una nueva función al modelo según la cual se puede elegir el alargamiento de la difusión.

Para elegir unos valores coherentes sin que la ley de combustión se acerque demasiado al escape se ha limitado el alargamiento máximo de la difusión a un valor de 20° y en mínimo a 0° dividiendo su diferencia entre el número de puntos que se quieren representar.

Por lo tanto al final los valores que se utilizarán para crear el DOS serán:

Alargamiento de la difusión (°)	Beta
20	0,35
15	0,2625
10	0,175
5	0,0875
0	0,02

Tabla 10: Valores de alargamiento de la difusión y beta para el punto 3500@100.

Obteniendo finalmente un rango lo suficientemente amplio como para observar todas las tendencias que van a tener lugar.

Es importante definir las condiciones de SOI y presión de rail en las que se van a modelar el estudio, ya que pueden influir en el resultado, estas condiciones son las nominales del punto 3500@100:

Prail (bar)	SOI (°)
1592	-10,3

Tabla 11: Presión de inyección y SOI nominales para el punto 3500@100.

Por último se van a adjuntar unas imágenes en las cuales se observan los casos extremos de las leyes de combustión consideradas.

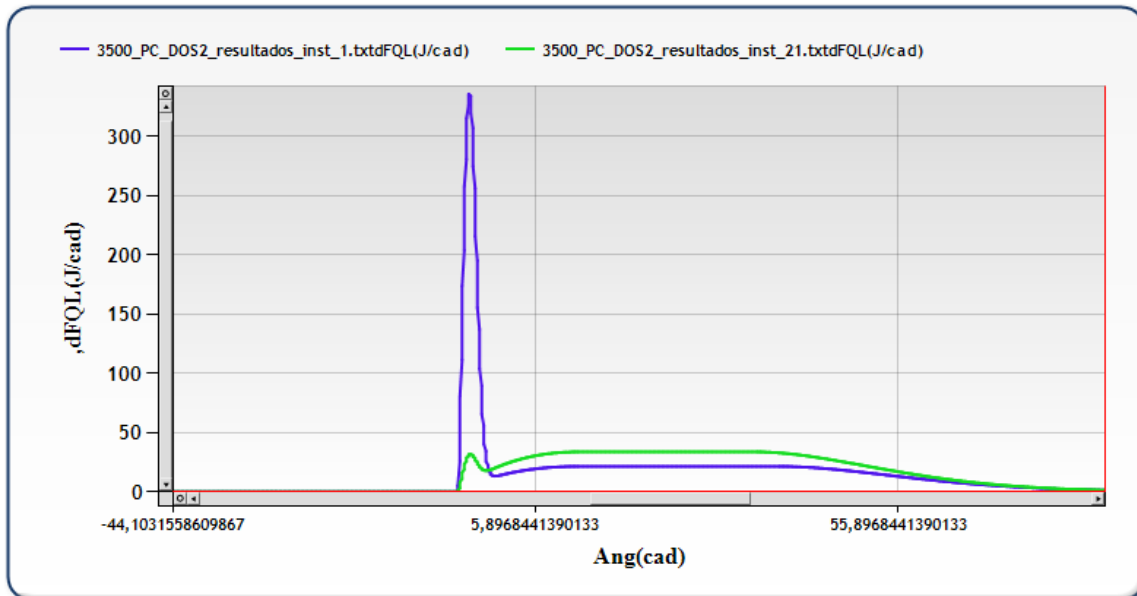


Figura 13: Rango máximo de variación de la cantidad de premezcla.

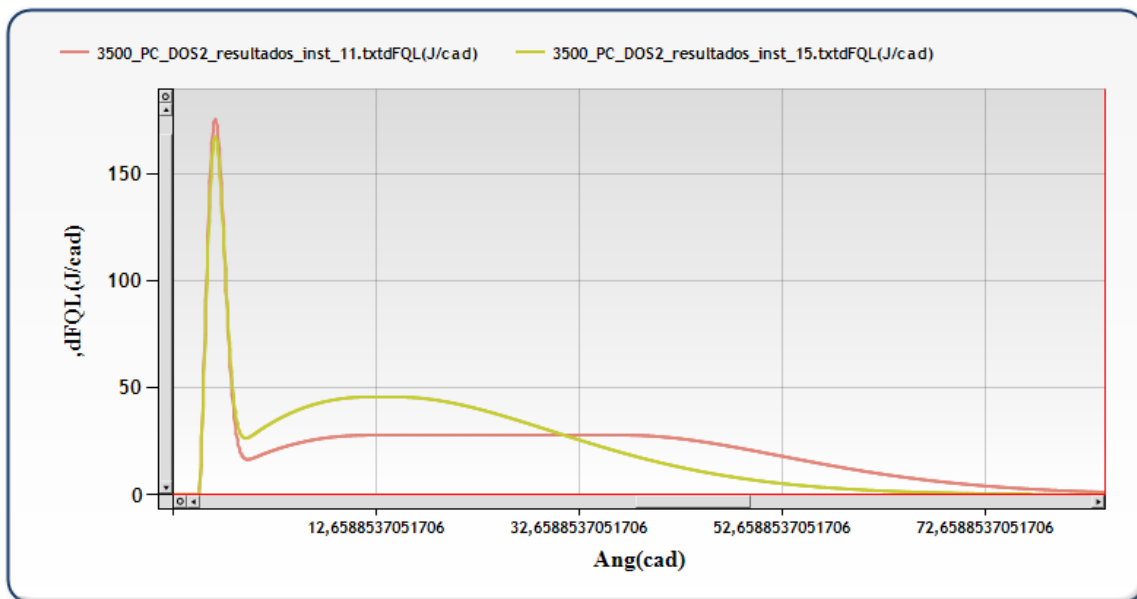


Figura 14: Rango máximo de variación del alargamiento de la difusión.



3.4.2 Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.

En este ensayo se pretende analizar la influencia de la longitud de la difusión y de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento y la transmisión de calor en un punto de operación de bajo régimen y baja carga.

Al igual que en el estudio a alto régimen y alta carga, los dos parámetros que serán utilizados para analizar estos efectos serán el coeficiente beta y la cantidad de combustible de referencia, para analizar la cantidad de premezcla y la longitud de difusión respectivamente.

Para determinar el rango de variación del coeficiente beta, se podría definir un nuevo rango, ya que para el estudio anterior el criterio que se utilizó para limitar el rango de evolución del coeficiente beta fue la temperatura y presión máxima en la cámara, en este caso se podrían emplear coeficientes beta más altos, ya que las presiones y temperaturas máximas en cámara son menores, pero para poder comparar mejor la influencia de la premezcla sobre el rendimiento, se ha decidido mantener el mismo rango de variación que en el estudio de alto régimen y alta carga.

En cuanto al rango de variación de la longitud de la difusión este parámetro se puede variar todo lo que se deseé, pero en este caso se ha decidido limitar ese valor a una longitud máxima de 20° para que Sículo sea capaz de calcular bien el ciclo cerrado.

En el estudio actual se mantendrá el mismo rango de variación, para que se pueda comparar al estudio de alto régimen y alta carga, por lo tanto los valores utilizados serán:

Alargamiento de la difusión (°)	Beta
15	0,35
10	0,2625
5	0,175
0	0,1

Tabla 12: Valores de alargamiento de la difusión y beta para el punto 1000@25.

Por lo tanto estos rango de valores empleados para realizar el estudio serán lo suficientemente amplios para poder apreciar las tendencias deseadas en este estudio.

Al igual en el estudio anterior, es importante indicar las condiciones de presión de rail y de SOI en las que tiene lugar este estudio, ya que influye en los posibles resultados. Los valores de Prail y de SOI utilizados serán los nominales, como se observa en la siguiente tabla:

Prail (bar)	SOI (°)
400	-13,7

Tabla 13: Valores de presión de rail y SOI nominales para el punto de 1000@25.

Por último se adjuntarán diagramas en los que se visualmente se puede observar el rango de variación de los dos parámetros a estudiar (Alargamiento de la difusión y premezcla).

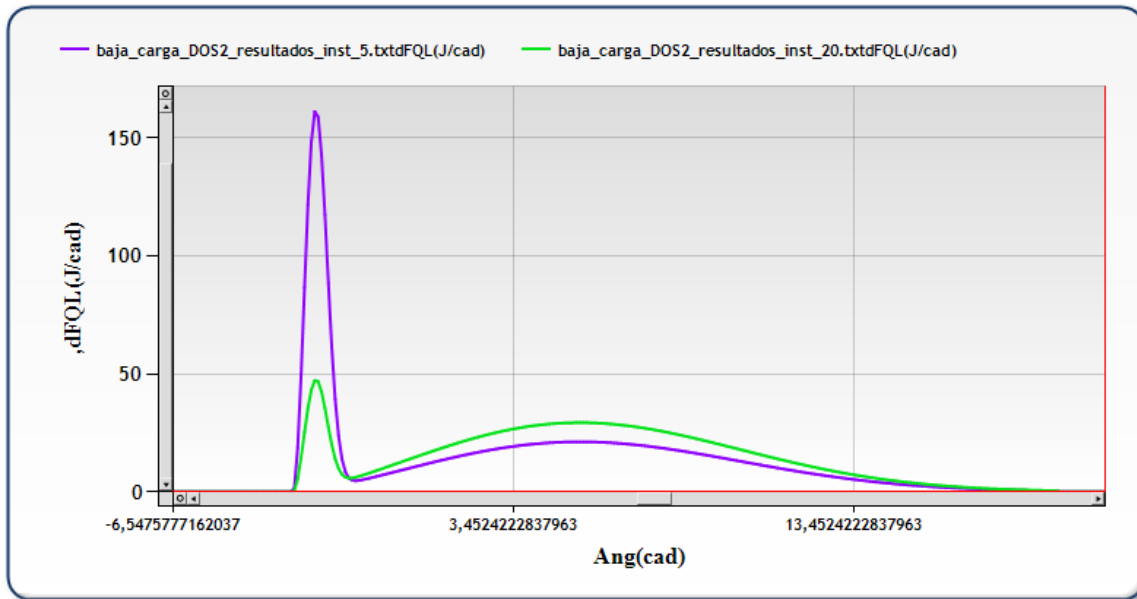


Figura 15: Rango máximo de variación de la cantidad de premezcla.

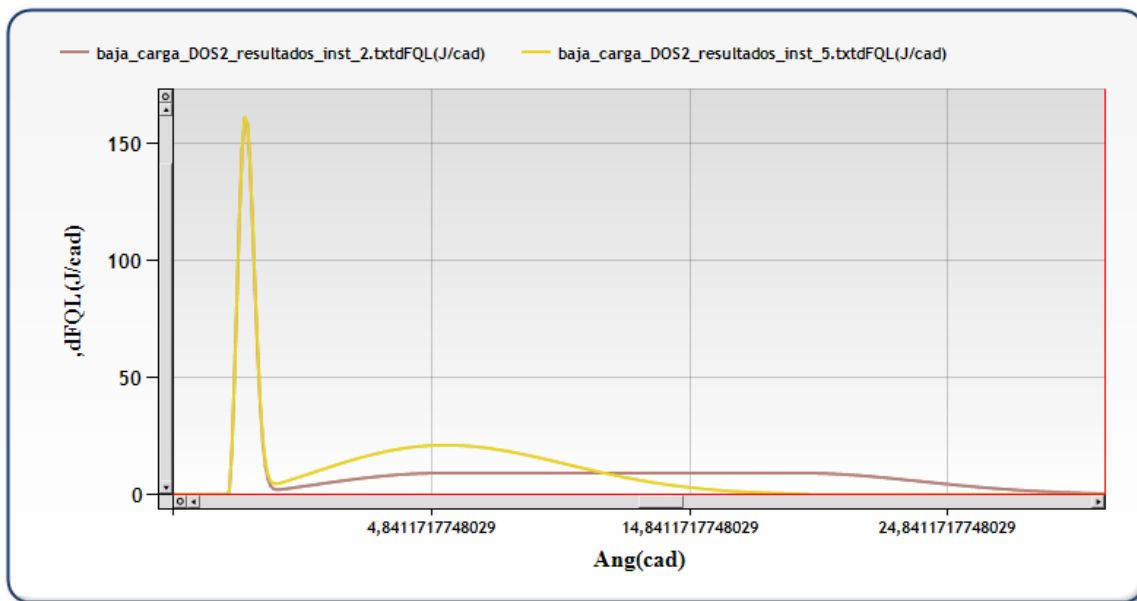


Figura 16: Rango máximo de variación del alargamiento de la difusión.



3.5 Estudio del efecto de la cantidad de premezcla y SOI

3.5.1. Definición del estudio a alto régimen y alta carga.

El objeto de este estudio es el de analizar la influencia de la cantidad de premezcla de la combustión y el SOI sobre el rendimiento indicado en el punto de trabajo 3500@100.

Para la realización de este estudio serán usados los mismos valores de cantidad de premezcla que en el estudio 3.4 (premezcla y alargamiento de difusión), ya que estos valores permiten mantener las presiones y temperaturas máximas de trabajo dentro de unos límites coherentes.

Los valores de SOI usados para este estudio serán calculados con la misma metodología empleada hasta ahora, es decir, se calculará el SOI óptimo y posteriormente se ampliará el rango ± 5 grados.

Por lo tanto los valores usados en este estudio serán:

Premezcla %	SOI °
0,35	-15,4
0,2625	-12,9
0,175	-10,5
0,0875	-7,9
0,02	-5,4

Tabla 14: Valores de cantidad de premezcla y SOI.

Este estudio tuvo lugar para una duración de combustión fija, por lo tanto el valor de presión de inyección nominal empleado es de:

Prail (bar)
1592

Tabla 15: Presión de inyección nominal empleada en el estudio.

A continuación se puede observar el rango máximo de variación de los parámetros a estudiar en este análisis:

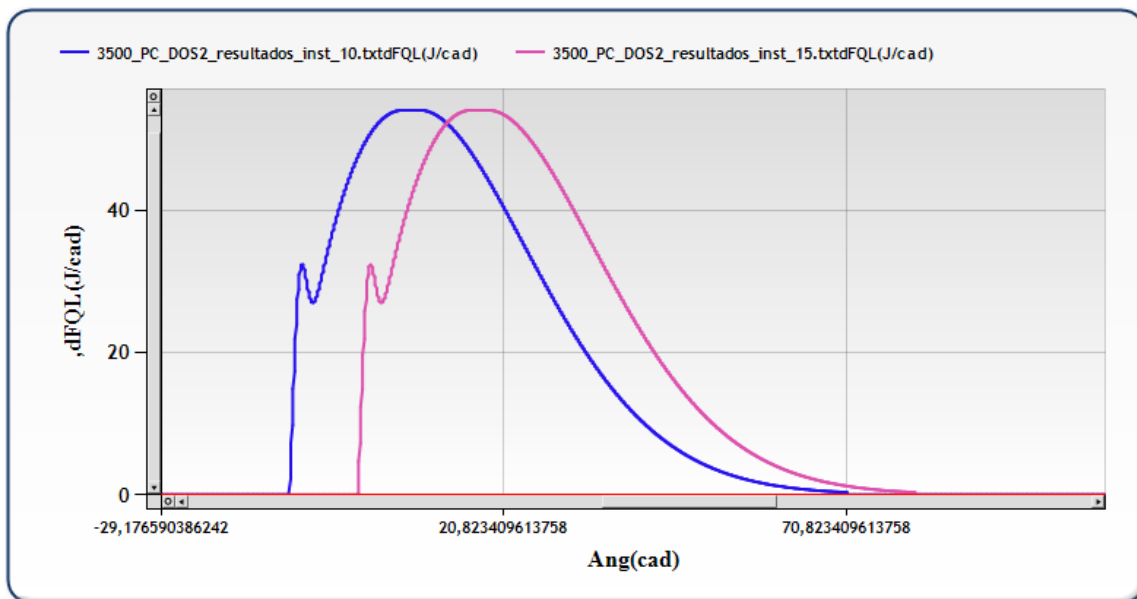


Figura 17: Rango máximo de variación del SOI en el punto 3500@100.

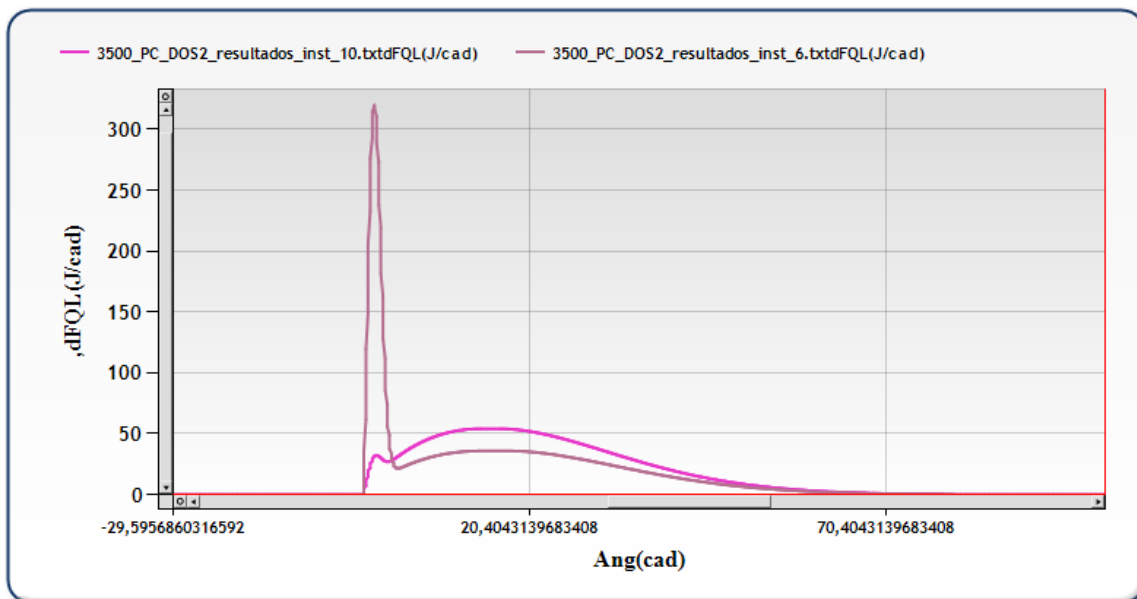


Figura 18: Rango máximo de variación de la cantidad de premezcla para el punto 3500@100.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



3.5.2. Definición del estudio a bajo régimen y baja carga.

El objetivo de este estudio es analizar la influencia de la cantidad de premezcla y SOI sobre el rendimiento indicado para el punto de operación 1000@25.

Para la realización de este estudio se utilizará un rango de valores de cantidad de premezcla muy amplio, con el objetivo ver claramente la tendencia que sigue el rendimiento en función de la cantidad de premezcla y del SOI, ya que en caso de usar el rango anterior, la variación de rendimiento no se ve claramente.

En cuanto al rango de variación del SOI será obtenido mediante el mismo proceso usado hasta ahora, hallando el SOI óptimo y variando su valor ± 5 grados.

Por lo tanto los valores que compondrán este estudio son:

Premezcla %	SOI °
1	6,6
0,7	4,1
0,5	1,6
0,35	-0,9

Tabla 16: Valores de premezcla y SOI empleados en este estudio.

Al igual que en el estudio anterior, la duración de la combustión es fija, por lo tanto el valor de presión de inyección empleado es de:

Prail (bar)
400

Tabla 17: Valor de presión de inyección nominal.

A continuación se mostrará el rango máximo de variación de los dos parámetros a estudiar:

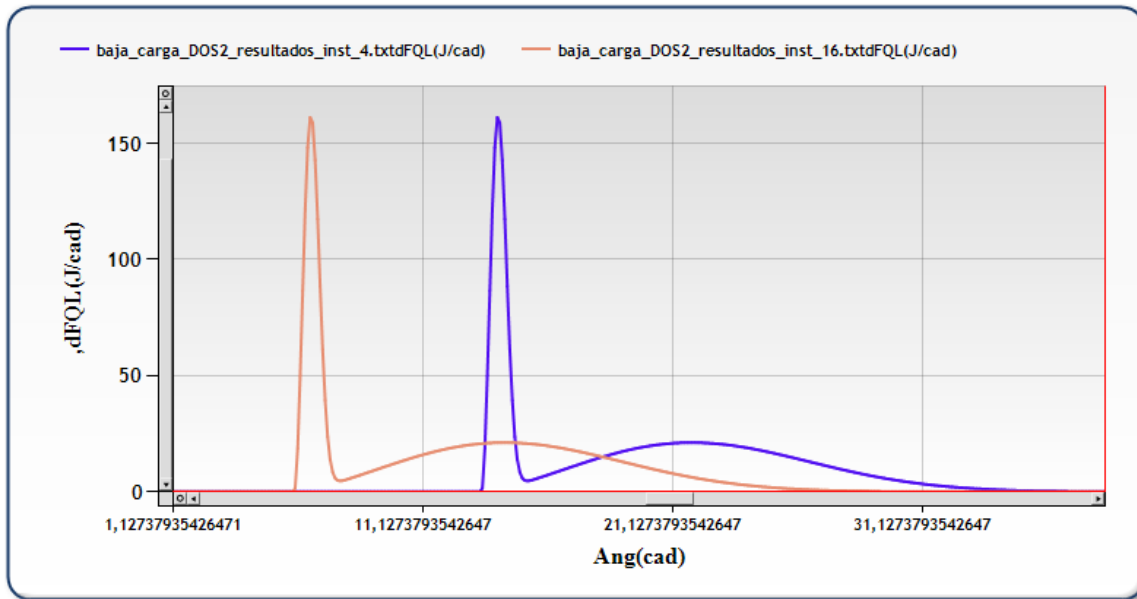


Figura 19: Rango máximo de variación del SOI.

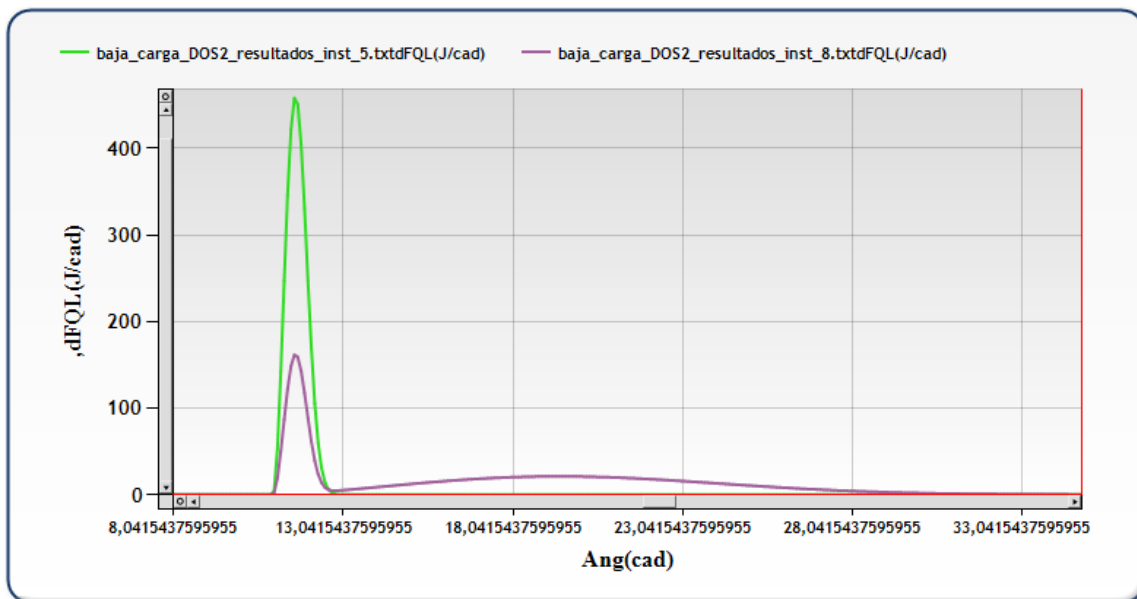


Figura 20: Rango máximo de variación de la cantidad de premezcla.



3.6 Definición del estudio de optimización.

El objetivo de este último apartado es el de optimizar las tendencias obtenidas hasta ahora.

Es importante destacar que este estudio solo se realizará en el punto de operación 3500@100, ya que para el punto de 1000@25 se verá que ni la duración de la combustión ni la cantidad de premezcla tienen un efecto demasiado importante sobre el rendimiento.

Este estudio consistirá en la evaluación del rendimiento indicado de una combustión lo más corta y “compacta” posible optimizando el SOI en cada caso. Se entiende por compacta una combustión sin un gran pico de premezcla y una difusión larga que, como se analizará posteriormente, tiene un efecto negativo en el rendimiento.

Para ello se elegirán las siguientes duraciones de combustión:

Dur Comb °
20
10
5
3

Tabla 18: Valores de duración de combustión para este estudio.

Y se determinará la mejor combustión con solo difusión optimizando el SOI.



4. Resultados.

En este apartado del proyecto serán analizados en profundidad los resultados obtenidos de los estudios realizados anteriormente, que son:

- Estudio de la duración de la combustión frente al SOI: Este estudio fue realizado en las siguientes condiciones de operación:
 - Análisis a alto régimen y alta carga.
 - Análisis a bajo régimen y baja carga.
- Estudio de la cantidad de premezcla frente a la longitud de la difusión: Este estudio ha sido realizado en las mismas condiciones de operación que es estudio anterior:
 - Análisis a alto régimen y alta carga.
 - Análisis a bajo régimen y baja carga.
- Estudio de la cantidad de premezcla y SOI: Este estudio se ha realizado en las condiciones nombradas anteriormente:
 - Análisis a alto régimen y alta carga.
 - Análisis a bajo régimen y baja carga.
- Estudio de optimización: Este estudio solo tiene lugar en condiciones de alta carga.

Es importante destacar que en todas las figuras el SOI representado es **absoluto**, siendo los SOI originales:

SOI ^o	
3500@100.	1000@25,
-10,3	-13,7

Tabla 19: Valores originales de SOI.

Cuando se realicen balances energéticos se usará una terminología predefinida, cuyos símbolos y significados: Ne (potencia efectiva), NaNF (pérdidas por fricción), Hg (entalpía de los gases de escape), Qoil (calor cedido al aceite) y Qref (calor cedido al refrigerante)

Por último es necesario apuntar que cuando se realicen estos balances energéticos aparecerá otro término llamado Qresto que es un error numérico que tiene lugar debido a que no descuenta el efecto del flujo en las pipas de la entalpía de escape, y este término tiene que considerarse como parte de la entalpía de los gases de escape (Hg).



4.1 Estudio de la duración de la combustión frente al SOI.

El objetivo de este estudio es el de comprender la evolución que sigue el rendimiento y la transmisión de calor al modificar tanto la duración de la combustión como el SOI.

En este estudio se analizará la tendencia que sigue el rendimiento al modificar individualmente tanto el SOI como la duración de la combustión, además que buscar las combinaciones de duración de la combustión y SOI óptimas que maximicen el rendimiento y que minimicen las pérdidas.

Para poder globalizar las conclusiones que se alcancen durante el análisis, este estudio se reproducirá en dos condiciones de operación diferentes (alto régimen y alta carga) y (bajo régimen y baja carga).

4.1.1 Análisis a alto régimen y alta carga.

El objetivo de la realización de este análisis es el de comprobar la influencia de la forma de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento y sobre la transmisión de calor en un punto a alto régimen de giro y alta carga.

La justificación de elegir un punto de estudio en estas condiciones de operación del motor es el realizar el análisis en unas condiciones en las cuales la energía liberada sea muy alta (mucho combustible), es que en estas condiciones la presión y temperatura en cámara serán muy altas y por lo tanto la influencia de las pérdidas cambiará respecto a realizar el análisis en un punto de bajo régimen y baja carga.

Este estudio se compone de varias partes:

- Análisis del mapa de rendimiento: Aquí se analizarán las tendencias que tiene el rendimiento en función de la duración de la combustión y del SOI.
- Balance energético del estudio: Es este apartado se explicarán el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento mediante la realización de balances energéticos y de mapas de evolución de las imperfecciones.
- Conclusiones: Se analizarán las conclusiones extraídas de los apartados anteriores.

4.1.1.1. Análisis del mapa de rendimientos.

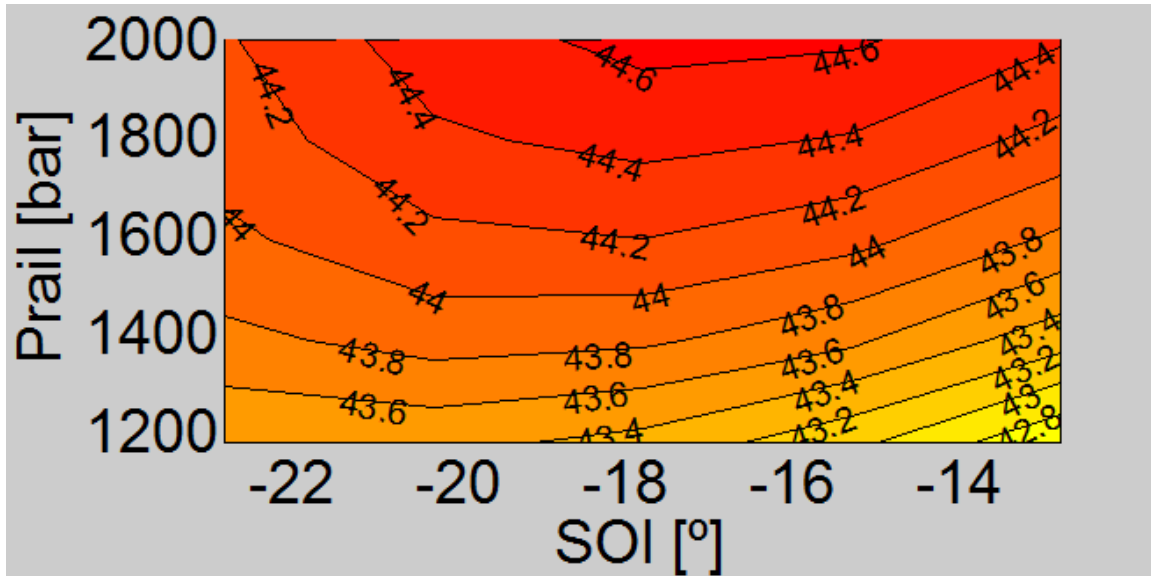


Figura 21: Rendimiento indicado en función del SOI.

Prail (bar)	Dur comb (°)
1182	49,5
1387	45,9
1592	42,8
1796	40,1
2000	38,5

Tabla 20: Equivalencia entre Presión de inyección y duración de combustión.

En este barrido la intención predeterminada era la de obtener una idea clara de cómo afectan dos parámetros de la combustión (como son la duración de la combustión y la posición de dicha combustión) al rendimiento indicado del ciclo que se está estudiando.

En este caso se pueden observar dos comportamientos muy bien diferenciados, por un lado se observa que la disminución de la duración de la combustión siempre es beneficiosa en términos de rendimiento, en el caso del avance de la combustión, se observa que cuanto más se adelanta la combustión mejora el rendimiento hasta cierto punto a partir del cual vuelve a caer, esto se debe a lo siguiente:

Al adelantar demasiado parte de la combustión tiene lugar durante el ciclo de compresión (como se observa en la figura 22), en esta situación al incremento de presión y temperatura en cámara debido a la combustión, se suma el aumento de la presión debido a la propia compresión, disparando los niveles de presión y temperatura en cámara, este aumento de presión aumentaría el área del ciclo P-V, pero como esta combustión se está realizando durante el ciclo de compresión, se realiza trabajo contra del pistón, que se traduce en una disminución de trabajo indicado y por lo tanto del rendimiento indicado. Por eso al adelantar mucho el rendimiento, este vuelve a caer.

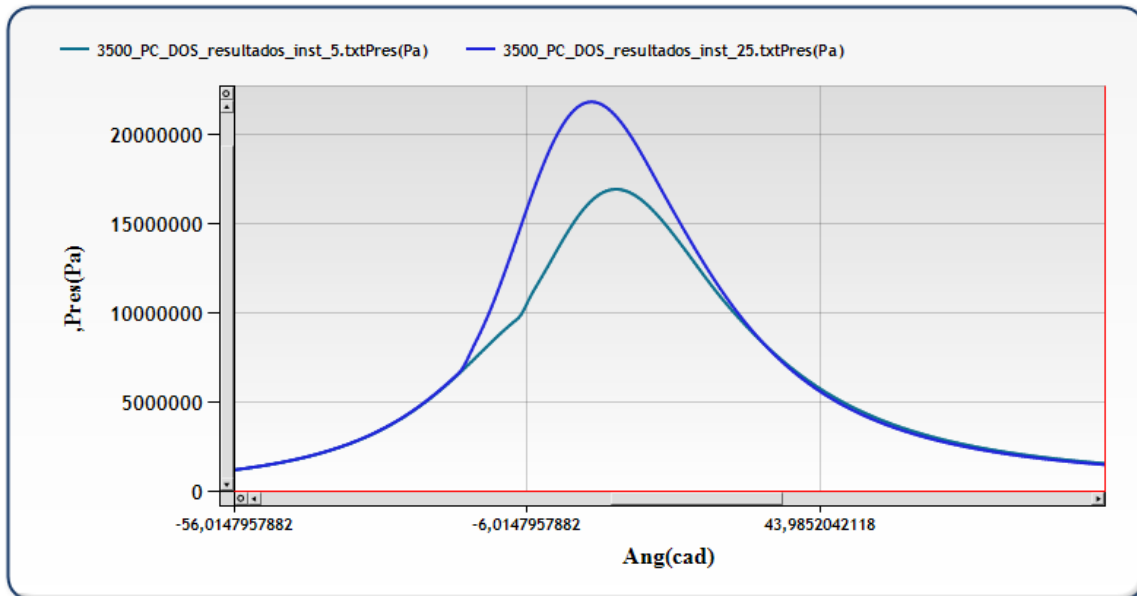


Figura 22: Diagrama P-Áng para una combustión muy adelantada (azul) y otra atrasada (verde).

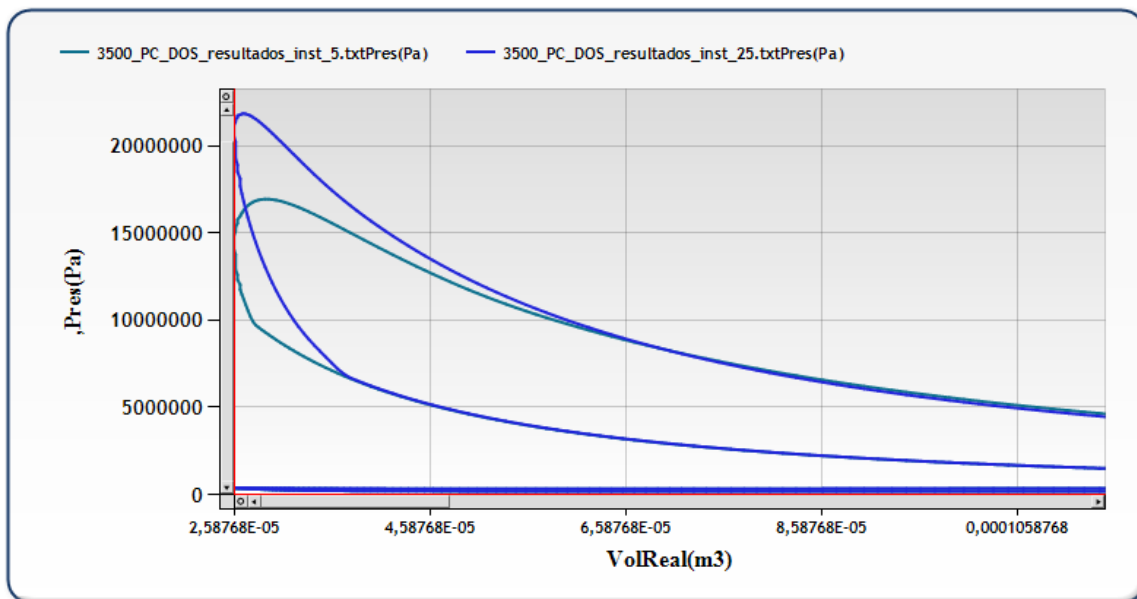


Figura 23: Diagrama P-V para un punto adelantado (azul) y otro retrasado (verde).



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



4.1.1.2 Balance energético del estudio.

A continuación van a ser realizados una serie de balances de energía en el motor y análisis de las imperfecciones en el ciclo indicado para intentar explicar las tendencias en el mapa de rendimientos que anteriormente fue mostrado, para ello se seguirá la siguiente metodología.

- Se estimará el efecto de las diferentes imperfecciones en el ciclo indicado, y su influencia sobre el mapa de rendimientos.
- Se realizarán balances energéticos en el motor para intentar entender las tendencias que sigue el rendimiento y serán analizados las distintas distribuciones de pérdidas mecánicas en caso de que se necesario.

Análisis del ciclo.

Para evaluar el peso que tienen las imperfecciones sobre el ciclo indicado, se seguirá la siguiente metodología: se irán descontando el efecto de cada una de las imperfecciones (como se explica en el anexo III), para pasar del ciclo original a un ciclo ideal como sería una combustión a volumen constante.

Las imperfecciones del ciclo real que van a ser consideradas son las siguientes:

- Transmisión de calor
- Dependencia de la γ con la temperatura del gas
- Dependencia de la γ con la composición del gas
- Perdidas en el escape debido al AAE
- Combustión incompleta (asumiendo un 1%)
- Fugas por Blow-by.

Para establecer el orden del estudio de las imperfecciones se a tenido en cuenta que:

1. Se empieza por considerar el ciclo real
2. Se termina en el ciclo teórico
3. La transmisión de calor es importante y debe ser de los primeros
4. Las propiedades del fluido no se pueden modificar salvo con el EGR
5. El resto de las imperfecciones tiene un peso pequeño

Por ello el orden es: Ciclo real \rightarrow Transmisión de calor $\rightarrow \gamma = f(T) \rightarrow \gamma = f(Y)$

\rightarrow Distribución \rightarrow Blow-by \rightarrow Inquemados \rightarrow Ciclos teóricos (plim 160, 180, 200 v = cte)

Una vez descontadas todas las imperfecciones se comparará el ciclo resultante con los ciclos de presión limitada y a volumen constante. La diferencia de rendimiento con los ciclos ideales da una estimación de las imperfecciones debidas a la ley de combustión: velocidad y avance.

Para estimar el peso de estos efectos serán realizados diferentes mapas comparativos en los que se verá el peso porcentual de cada uno de los efectos sobre el rendimiento y el valor absoluto del rendimiento teórico que habría en la ausencia de este efecto.

➤ Transmisión de Calor:

Con este efecto se estudiará la influencia de las pérdidas en un motor por la transmisión de calor con las paredes del cilindro, segmentos etc... Para ello se considerará el motor adiabático, se evalúa su rendimiento y la diferencia entre este rendimiento y el original será la caída de rendimiento debida a la transmisión de calor.

Es importante destacar que en todos los diagramas de este estudio se representa el rendimiento indicado de alta presión

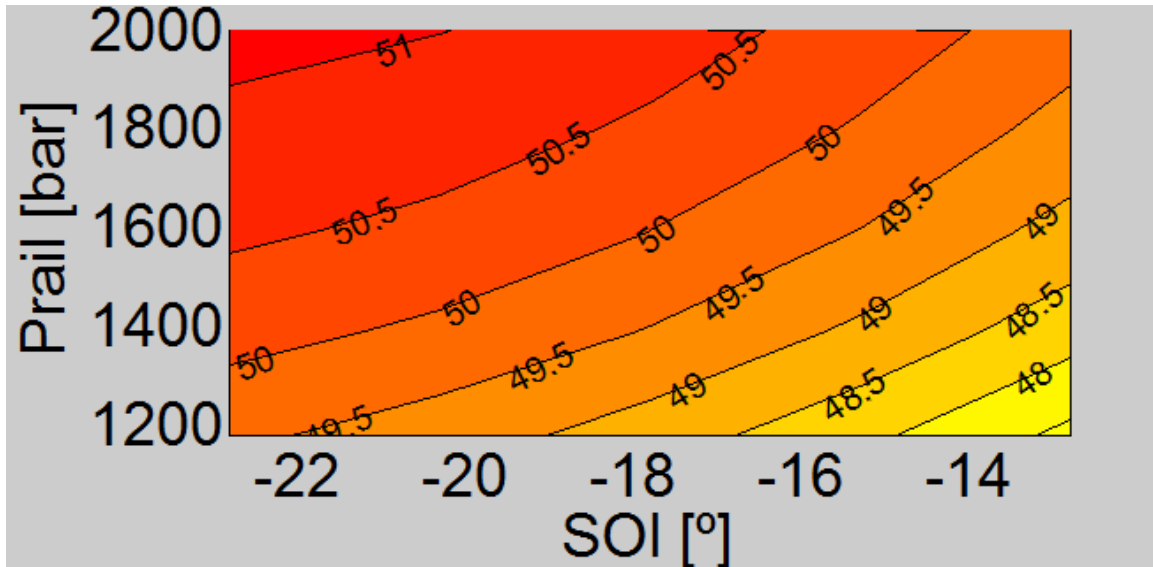


Figura 24: Rendimiento indicado en un ciclo adiabático.

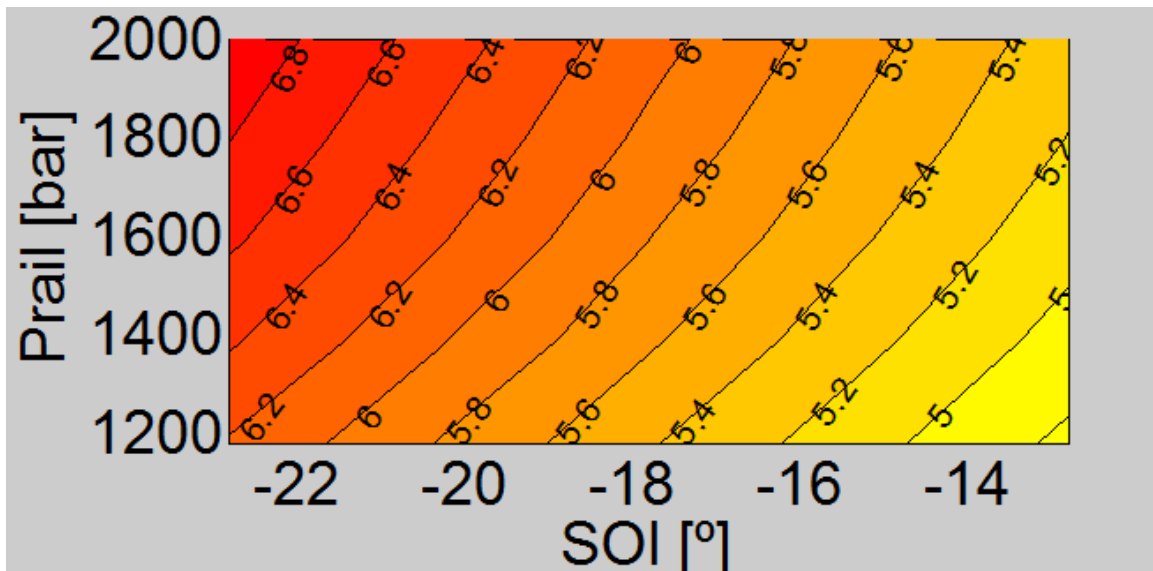


Figura 25: Variación del rendimiento debido a la transmisión de calor

Como se puede observar en ambas gráficas, la transmisión de calor aumentar importantemente al adelantar el SOI (en torno al 1.5%) y también aumenta, aunque en este caso más lentamente, al aumentar la presión de inyección (en torno al 0.6%).

El punto con máxima transmisión de calor y se alcanzará con un SOI muy adelantado y una Prail alta.

La causa de que al aumentar la presión de inyección aumente la transmisión de calor es que la combustión tiene lugar con una duración menor, por lo tanto como la cantidad de energía a liberar en la combustión es la misma (energía del combustible) la combustión tendrá un pico de presión y temperatura muy elevado debido a que la df_{QL} será más corta y más alta (Figura 26) y por lo tanto más cercana en forma al ciclo ideal a volumen constante.

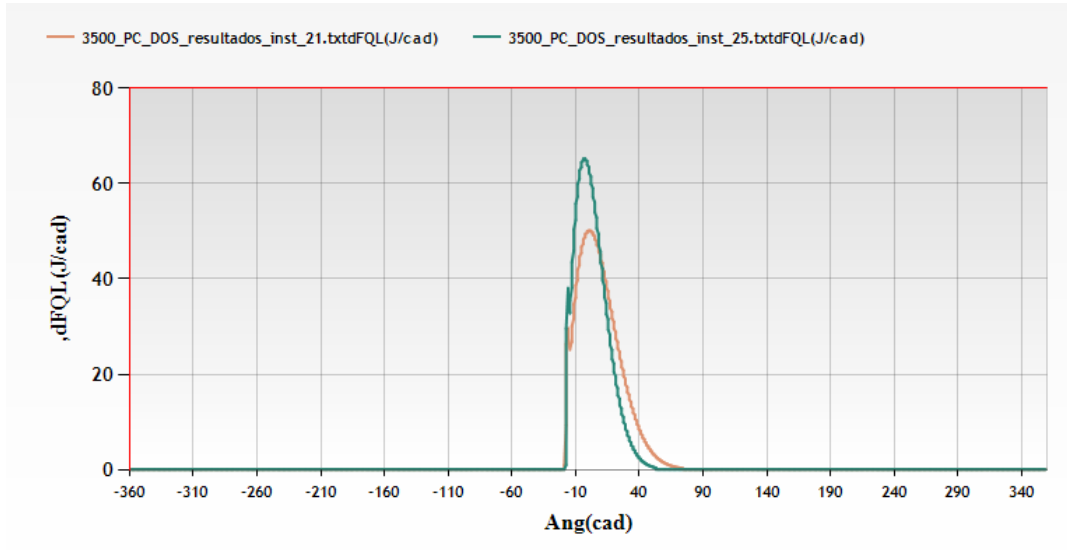


Figura 26 : DFQL Prail (2000 Bar) Verde, Dfql Prail (1000 BAR) Naranja.

La causa de que aumente la transmisión de calor al adelantar el SOI es que cuanto antes tenga lugar la combustión más aumentará la presión y la temperatura en cámara debido a que la combustión tendrá lugar durante el ciclo de compresión. Al quemar en el ciclo de compresión el incremento de presión y temperatura debida a la compresión del pistón se suma al incremento debido a la combustión, por lo tanto se disparan estos valores.

- Dependencia de la γ con la temperatura del gas

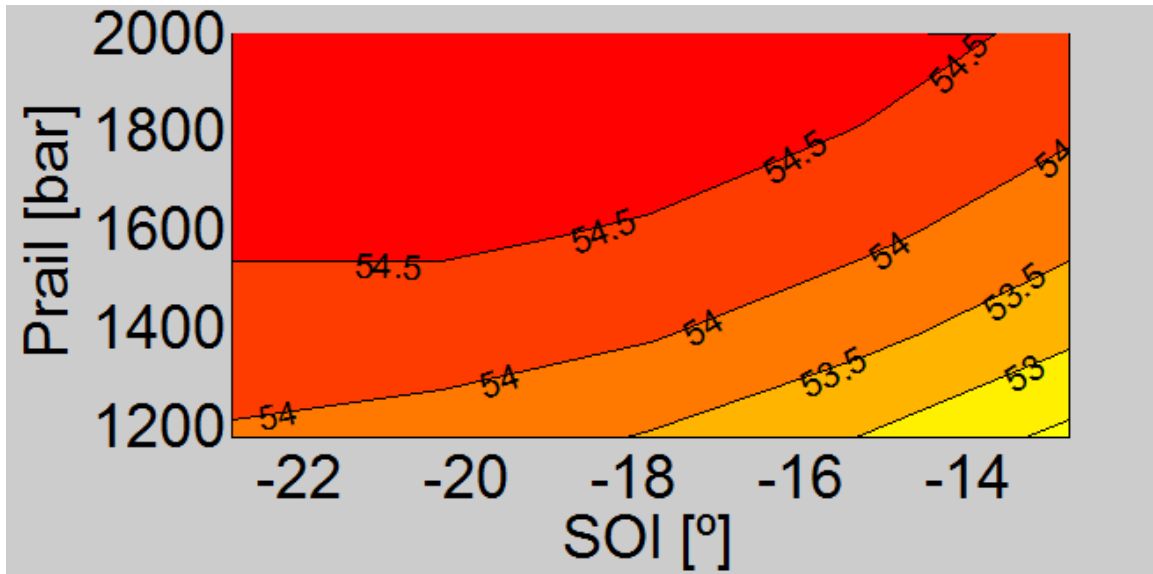


Figura 27: Rendimiento indicado del ciclo sin transmisión de calor ni efecto de T en γ .

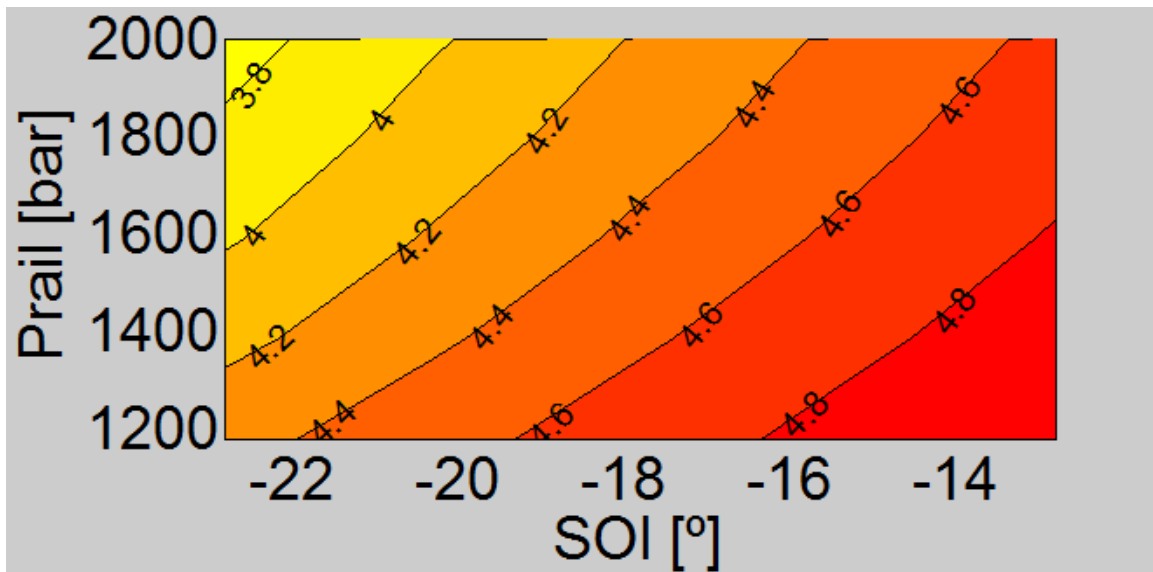


Figura 28: Variación del rendimiento debido a la influencia de T en γ .

Con este efecto se evaluará la influencia de la variación de gamma en función de la temperatura del gas en la cámara de combustión. Como ha sido explicado en el anexo III, gamma en una combustión real varía en función de la temperatura del gas y de su composición, para considerar el peso de este efecto se considerará que gamma es constante (gas ideal).

Como se ve en la figura 28, la tendencia no es muy clara, porque el peso de este efecto debería aumentar cuanto mayor temperatura máxima haya en el ciclo, esto no se aprecia en la figura debido a que al seguir la metodología detallada en el anexo III, se ha comprobado que existe cierta dependencia del peso con el orden de análisis. Se ha priorizado la transmisión de calor (su

efecto se descuenta en primer lugar) por lo que es razonable pensar que la parte principal del efecto de T se lo lleva el efecto de la transmisión de calor. Esto no es grave ya que, como se ha indicado, el efecto de las propiedades del gas no es corregible, por lo que no es un parámetro de especial interés. A la vista de los resultados se ha decidido no darle mucha importancia a este efecto y plantear que para futuros trabajos se pueda replantear la metodología de análisis.

- Dependencia de la γ con la composición del gas

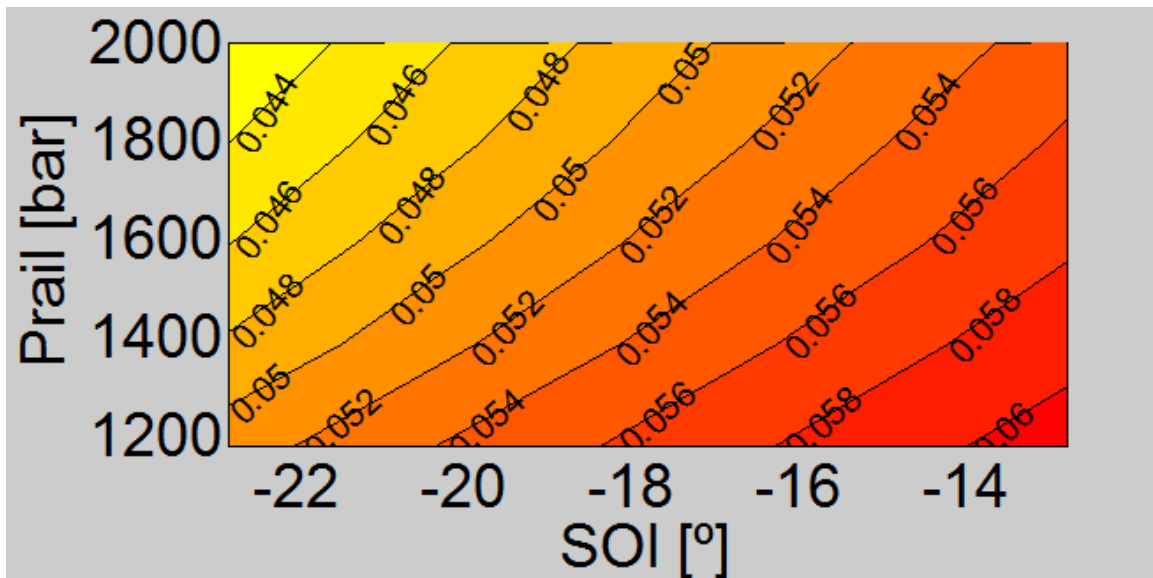


Figura 29: variación del rendimiento en función de la composición del gas.

Al igual que en el efecto anterior, este efecto evalúa la variación de gamma, pero en este caso al cambiar la composición del gas. Para analizar el peso de este efecto se seguirá la metodología empleada hasta ahora, y se considerará gamma constante

Como se puede observar en la figura 29 el peso de este efecto es despreciable sobre el rendimiento indicado.

- Perdidas en el escape debido al AAE

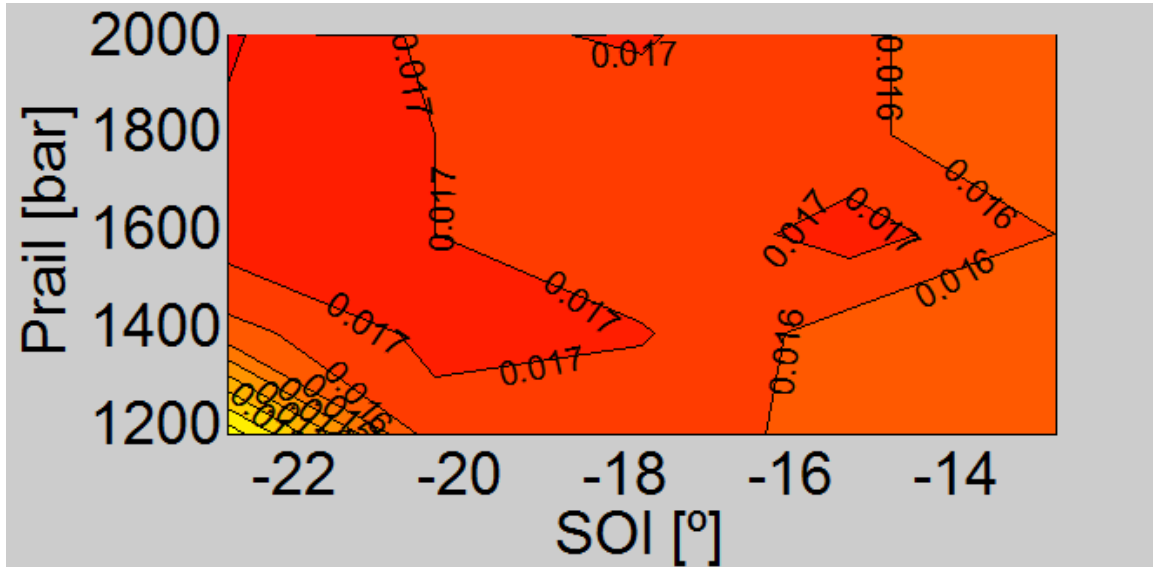


Figura 30: variación del rendimiento indicado debido al AAE.

En este caso como en el caso anterior, esta imperfección no tendrá un efecto importante en el rendimiento indicado, lo que constata que el cambio de avance y duración tiene un efecto muy pequeño sobre la pérdida de rendimiento debido a la distribución real.

- Combustión incompleta (asumiendo un 1%)

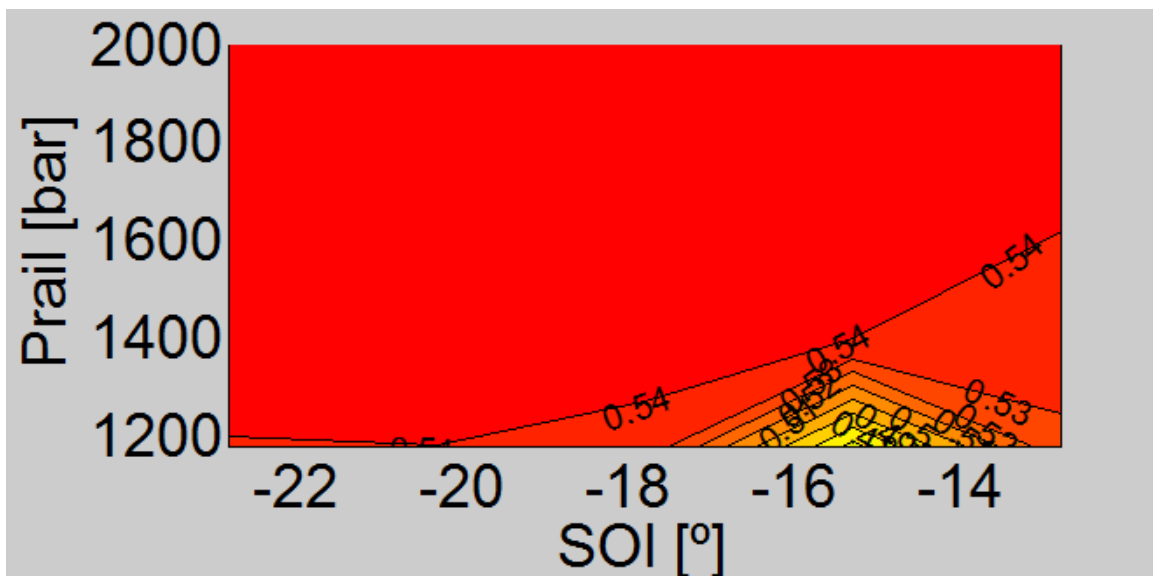


Figura 31: Variación del rendimiento indicado debido a los inquemados.

El efecto que tienen los inquemados sobre el rendimiento global es depreciable debido a que es prácticamente constante en todo el mapa.

➤ Fugas por Blow-by

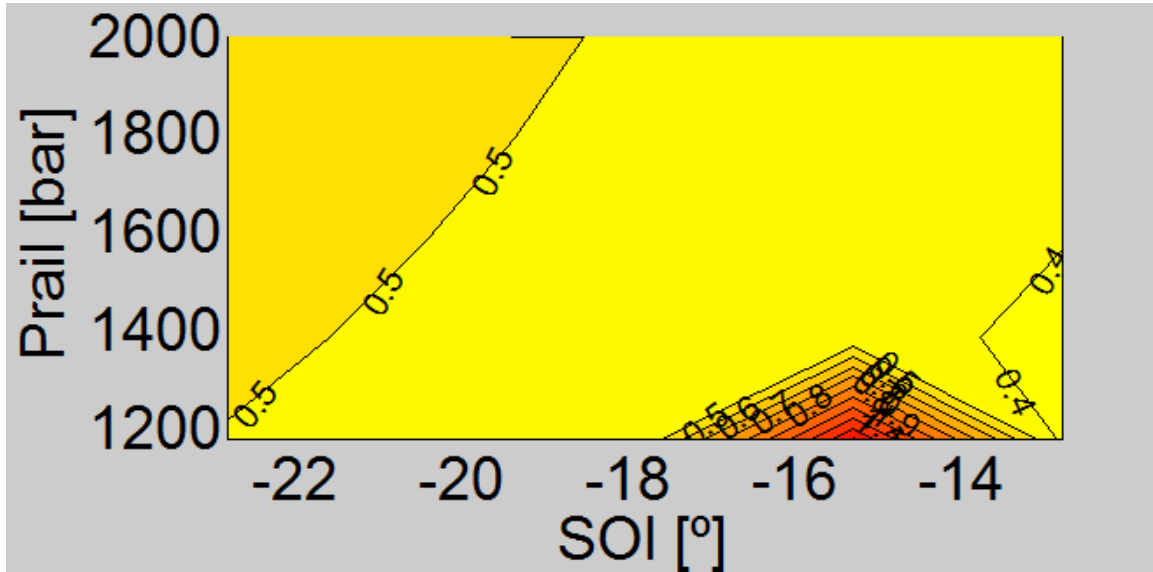


Figura 32: Variación del rendimiento debido al blow-by.

En este caso al igual que en los casos anteriores el efecto del blow-by sobre el rendimiento indicado es despreciable.

➤ Ciclo Plim.

A continuación se adjunta el diagrama de distribución del rendimiento indicado en un ciclo real sin imperfecciones.

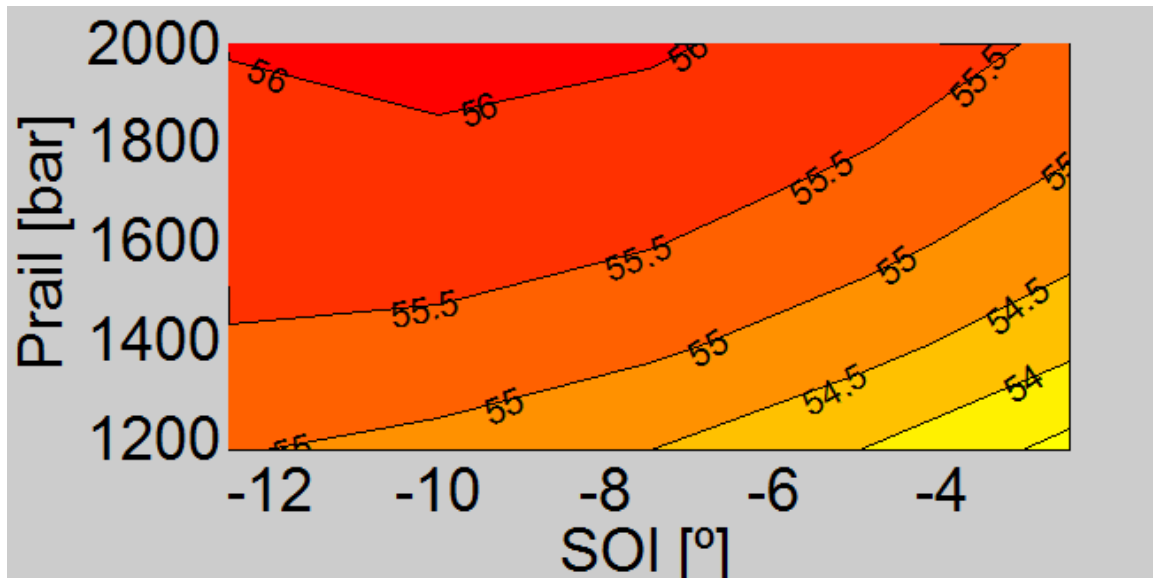


Figura 33: rendimiento indicado del ciclo real sin imperfecciones.

Con la diferencia entre el rendimiento indicado del ciclo real sin imperfecciones y el valor de rendimiento indicado del ciclo a presión limitada a 160 bar (62.04%) se obtiene la figura 34.

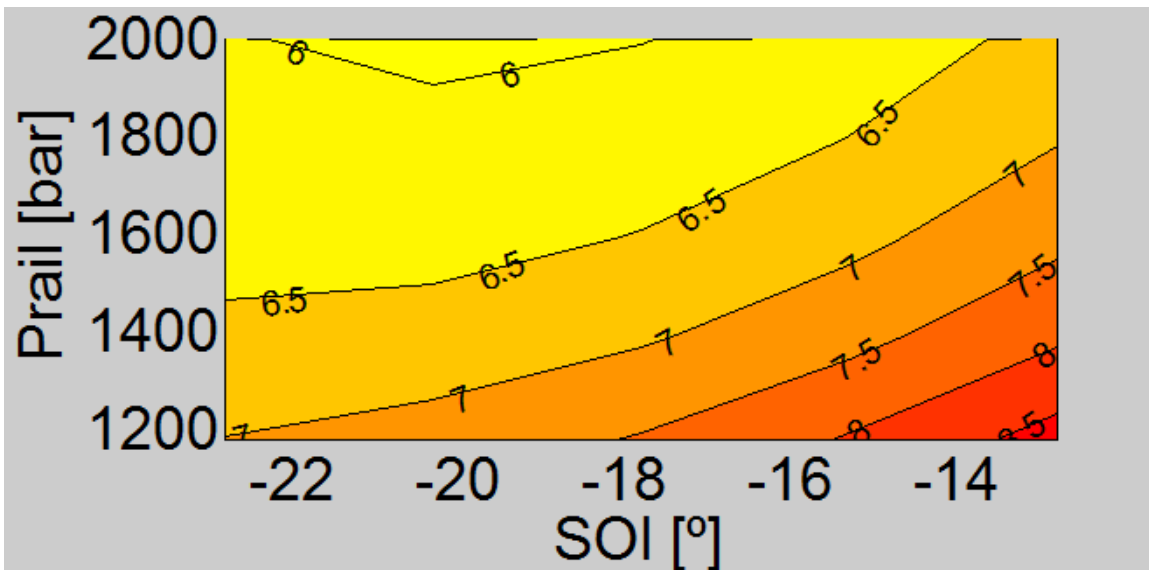


Figura 34: Variación del rendimiento indicado debido a la velocidad de combustión y el centrado del SOI.

En la figura 34 queda representado el efecto de la velocidad de combustión y del SOI no optimizado sobre el rendimiento, en este caso cuanto menor sea el valor de rendimiento mostrado en el mapa significa que la combustión es más similar a la ideal (teniendo una velocidad de combustión y SOI más cercano al del ciclo ideal).

Como se ve en el mapa, el aumento de la presión de inyección acerca más el ciclo a un ciclo ideal debido principalmente a que al acortar la combustión se está más cerca del ciclo ideal con mayor rendimiento como es el ciclo a volumen constante.

En el caso del SOI se puede observar que existe una tendencia generalizada según la cual al adelantar más la combustión aunque no cambia la forma de la D_{fql} , si que aumenta el pico del área del ciclo P-V acercando su forma más a la de un ciclo a volumen constante.

El punto en este caso más cercano al ciclo ideal se encuentra a la máxima presión de inyección y con valores de SOI muy adelantados, aunque hay que tener cuidado con el SOI porque si se adelanta demasiado su valor al realizar trabajo contra el ciclo se obtiene una ganancia menor.

En un estudio a alto régimen y alta carga el efecto del descentramiento de la combustión no adquiere una gran importancia.

Balance energético del motor.

Una vez que han sido evaluadas las imperfecciones del ciclo indicado en una combustión real, (se ha determinado que las que mayor importancia tienen son la transmisión de calor y la distancia al ciclo ideal), se van a realizar balances energéticos en distintos puntos del mapa (Prail-SOI), para completar el análisis del rendimiento indicado.

- Balance punto máximo rendimiento vs original

Para empezar se va a realizar un balance energético en el punto de máximo rendimiento (Prail=2000 SOI=-17.8°) para ver cómo se distribuye la energía, para ello será comparado con el punto de trabajo inicial (Prail=1592 SOI=-12.9°).

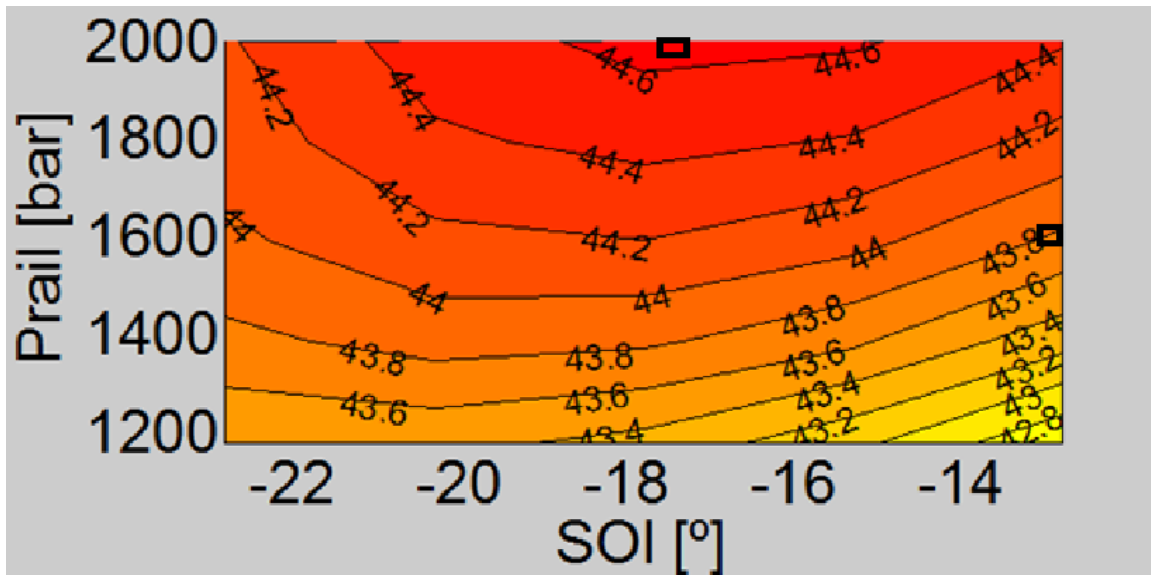


Figura 35: Ubicación del punto nominal y óptimo para el estudio del rendimiento indicado.

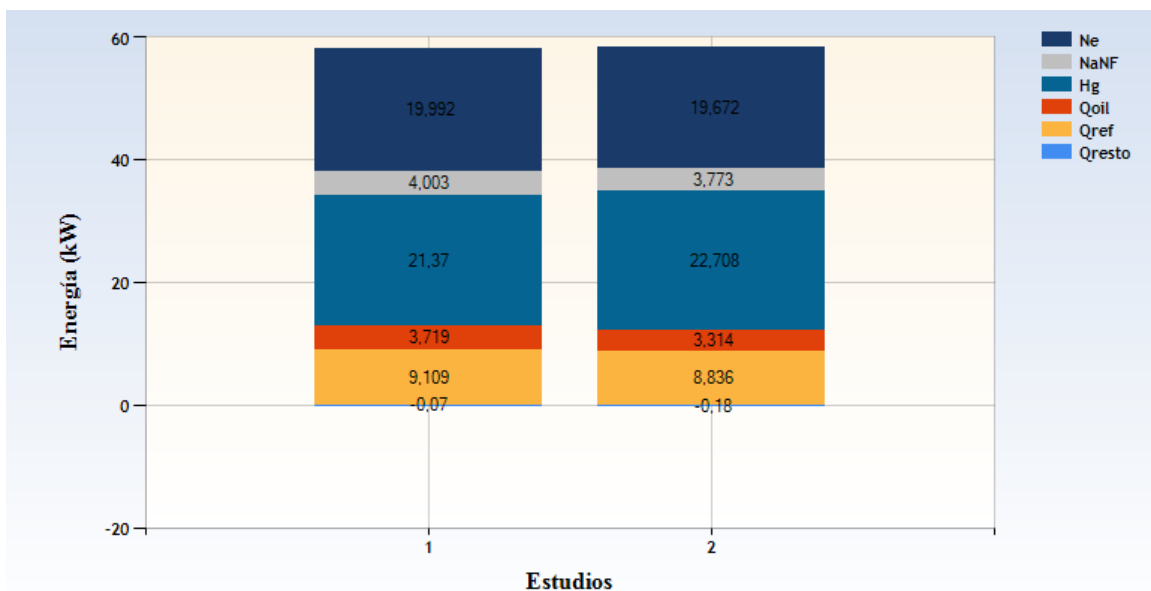


Figura 36: Balance energético del ciclo de máximo rendimiento (Izq) frente al ciclo original (Dcha).

Como se puede observar el punto de máximo rendimiento tiene una mayor potencia indicada (suma de potencia efectiva más las pérdidas por fricción), que el punto original, esto se debe a que en el punto de máximo rendimiento se ha adelantado el SOI y se ha aumentado la presión de inyección.

Al adelantar el SOI, se está adelantando la combustión teniendo lugar parte de ella durante el ciclo de compresión o muy cerca de este, en estas condiciones la presión y la temperatura máxima aumentarán, si este SOI se adelanta demasiado el trabajo caerá debido a que se realizará demasiado trabajo durante el ciclo de compresión y aumentarán mucho las pérdidas por transmisión de calor (como se observa en la figura 36) lo que hará caer el rendimiento. En este caso el SOI ha aumentado lo suficiente para que la presión máxima aumente y así producir más trabajo, pero no lo suficiente para que el trabajo realizado durante la compresión y las pérdidas por transmisión de calor hagan caer el rendimiento.

Al aumentar la presión de inyección aumenta la velocidad de combustión acortando su duración y por lo tanto haciendo la combustión más rápida.

Esto supone un aumento de la presión y la temperatura máxima en la cámara, al igual que en el caso anterior aumentar la presión máxima supondrá aumentar el área del diagrama P-V (gracias a que hay un SOI lo suficientemente retrasado), por lo tanto se aumentará el trabajo indicado y finalmente el rendimiento indicado, aunque aumenten las pérdidas por transmisión de calor.

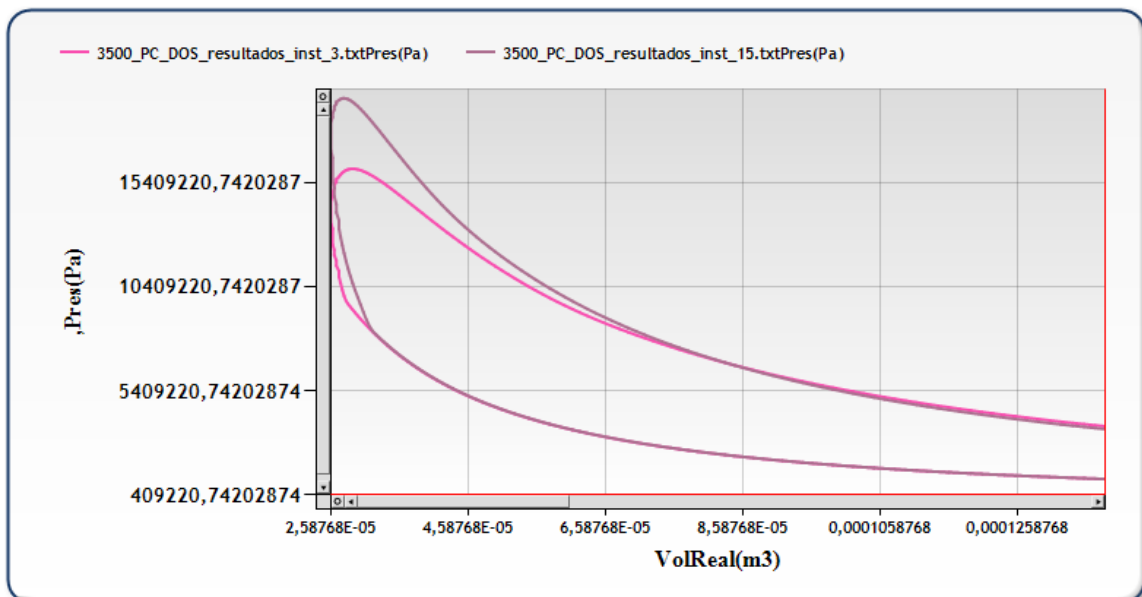


Figura 37: Diagrama P-V para el punto de máximo rendimiento (marrón) y el original (rosa).

El efecto del aumento de la presión de rail (reducción de la duración de la combustión), no es independiente del SOI, ya que si se adelanta mucho la combustión, al aumentar la presión de rail se realizará mucho trabajo en contra del ciclo lo que supondrá una disminución de trabajo indicado y por lo tanto una caída del rendimiento, además las pérdidas por transmisión de calor aumentarán lo cual también ayudan a la caída de dicho rendimiento.

Por lo tanto para cada duración de la combustión existe un SOI óptimo que al adelantarlo más hará caer el rendimiento debido a las pérdidas por transmisión de calor y a quemar realizando más trabajo en contra del pistón.

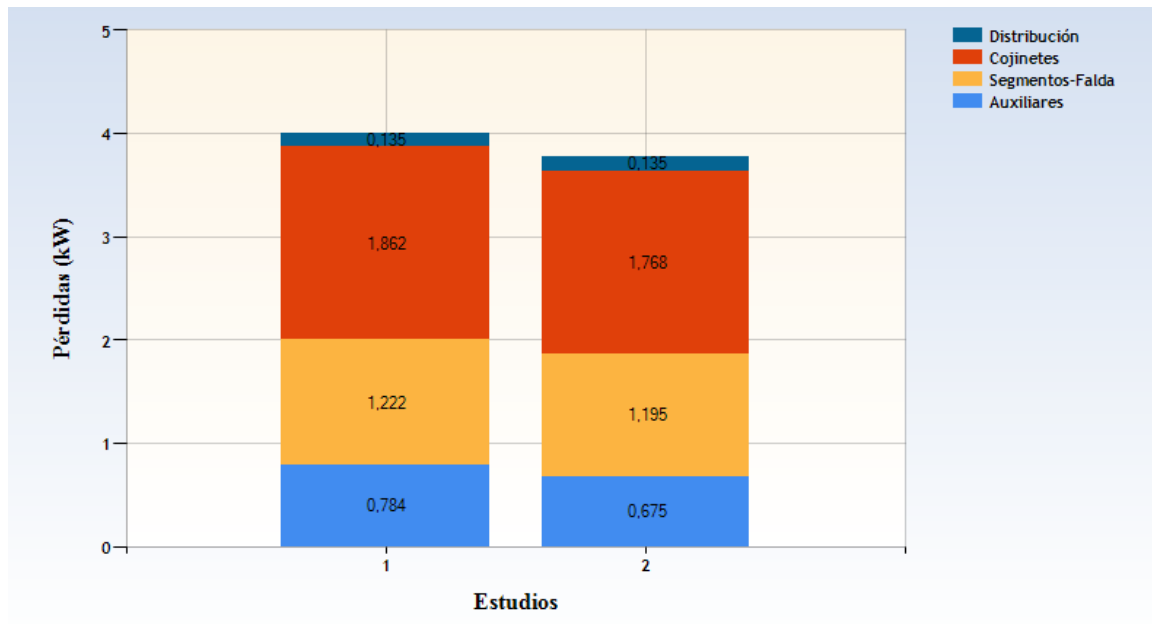


Figura 38: Pérdidas mecánicas en el punto de máximo rendimiento y en el punto original de trabajo respectivamente (KW).

Es importante destacar que el reparto de pérdidas se ha obtenido de una primera versión del modelo, las pérdidas en el pistón debería ser mayor que en los cojinetes, pero en cómputo general este reparto de pérdidas sirve para ver el efecto que se pretendía.

Como ha si comentado anteriormente, se puede observar que en el punto de máximo rendimiento existen más pérdidas que en el original (por la mayor temperatura y presión máxima).

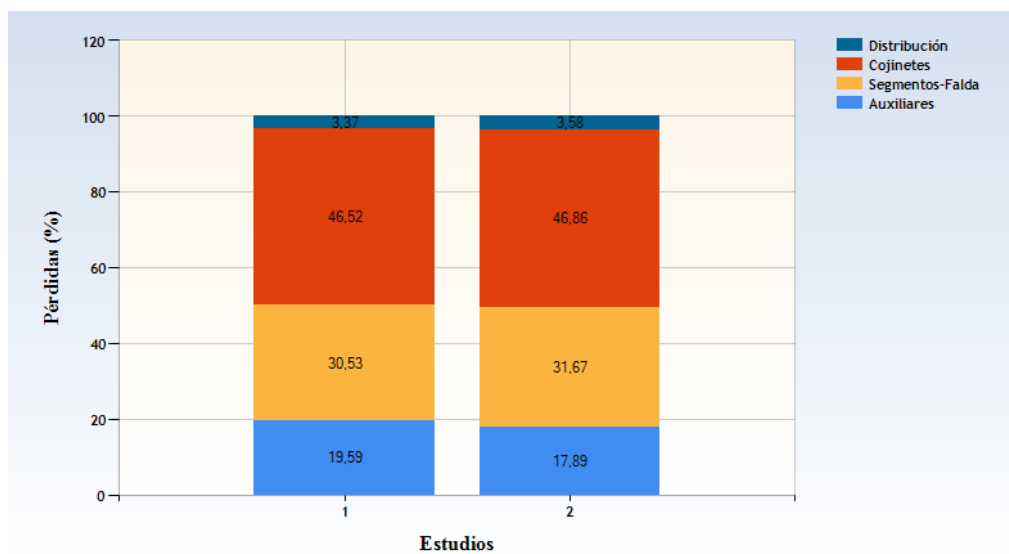


Figura 39: Balance de pérdidas en el punto de máximo rendimiento (Izq) y en el punto original (Der).

Porcentualmente el reparto de las pérdidas es similar aunque el valor de estas pérdidas en kilovatios es mayor para el punto de máximo rendimiento como se ha comentado con anterioridad.

- **Balance energético entre los puntos extremos.**

A continuación se va a realizar el balance energético entre los puntos extremos del mapa (Prail=2000 Bar y SOI= -22.9°) y (Prail=1182 y SOI=-12.9°), con el objetivo de encontrar tendencias en cuanto a la distribución de la energía y de la pérdidas.

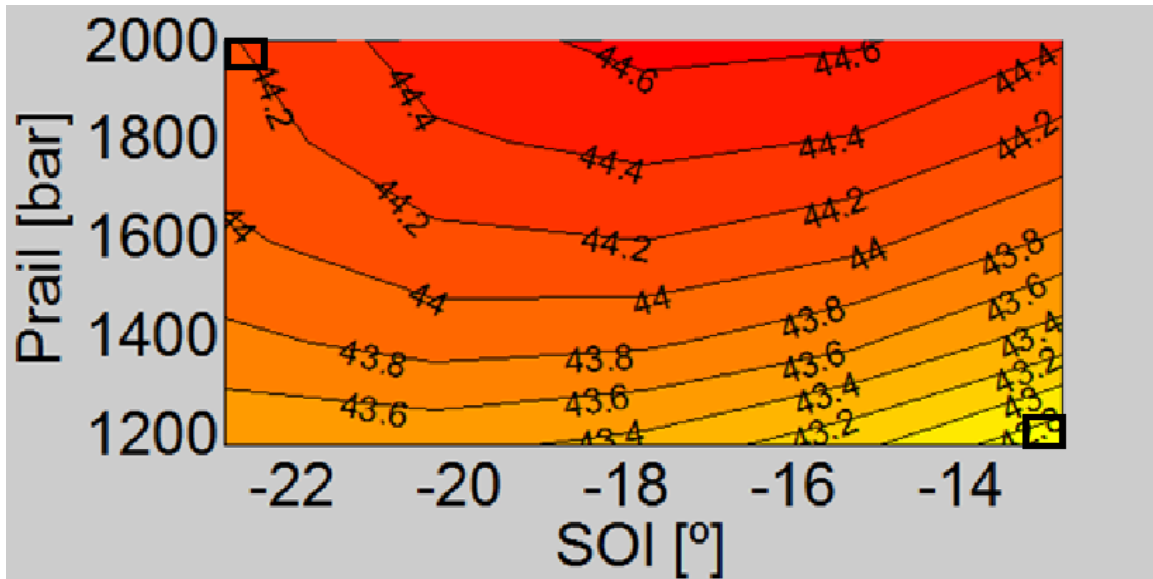


Figura 40: Ubicación de los puntos extremos para el estudio del rendimiento indicado.

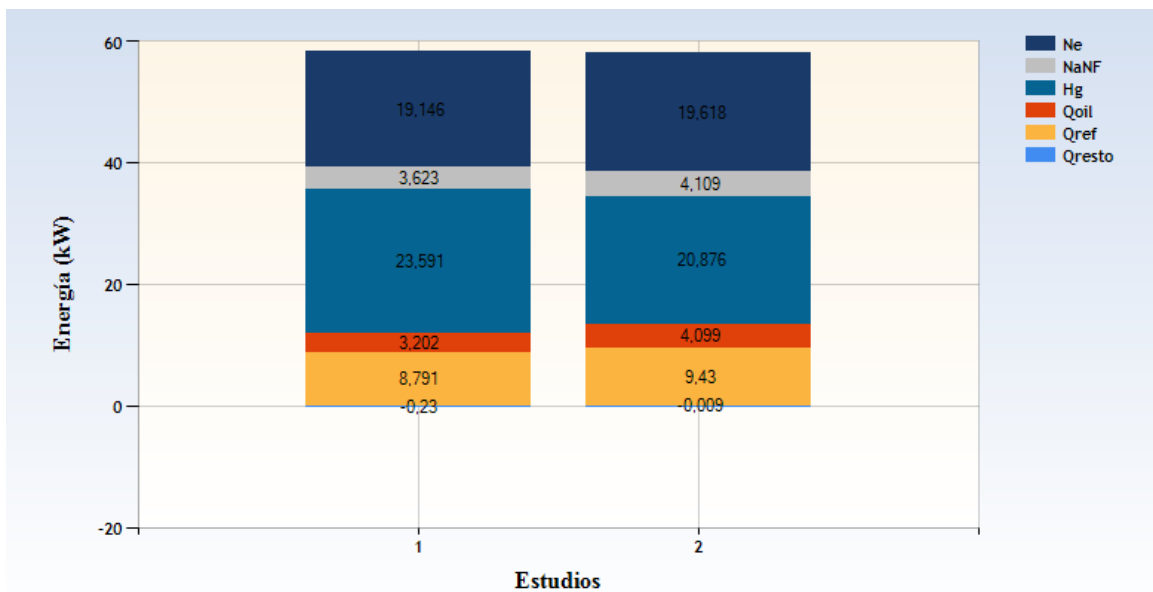


Figura 41: Balance energético entre el punto de más presión y SOI (Dre) y menos presión y SOI (Izq).

En este estudio se puede reafirmar lo comentado en el estudio anterior, se observa que en el punto que tiene más presión de inyección y más adelantado las pérdidas por transmisión de

calor (Figura 41) y mecánicas (Figuras 42 y 43) son mucho mayores, debido a las mayores temperaturas máximas que se alcanzan al adelantar y reducir la duración de la combustión.

En cuanto al trabajo indicado, en la figura 41 se observa que el mayor, esto es debido a que el área del lazo P-V es mayor, esto se debe a que tiene una mayor presión máxima y aunque parte del trabajo se realiza en contra del pistón.

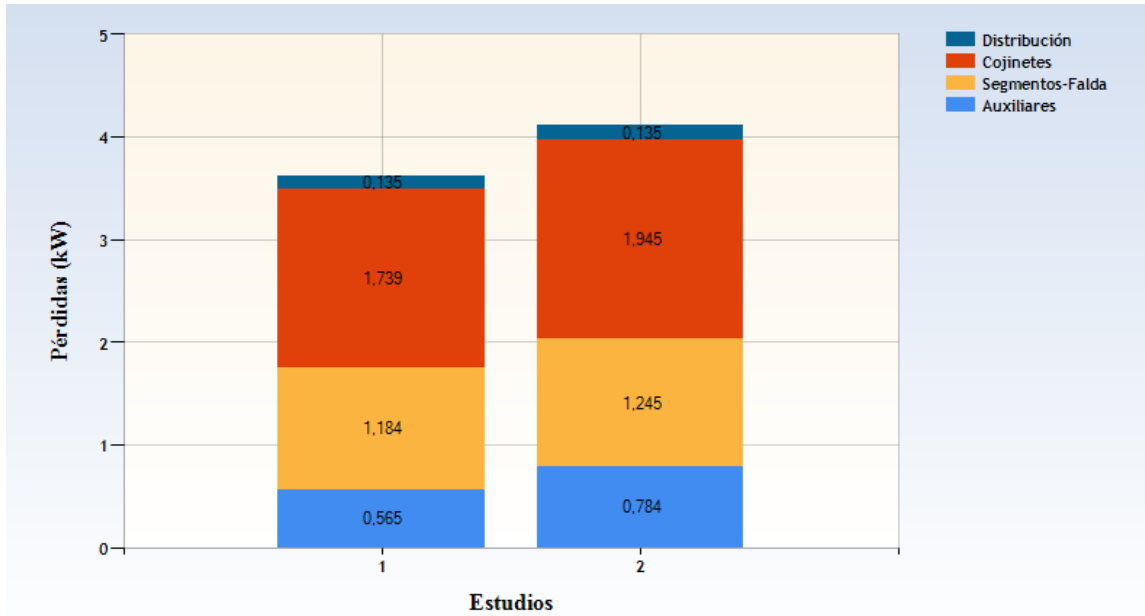


Figura 42: Balance de pérdidas (KW) entre el punto de más presión y SOI (Dre) y menos presión y SOI(Izq).

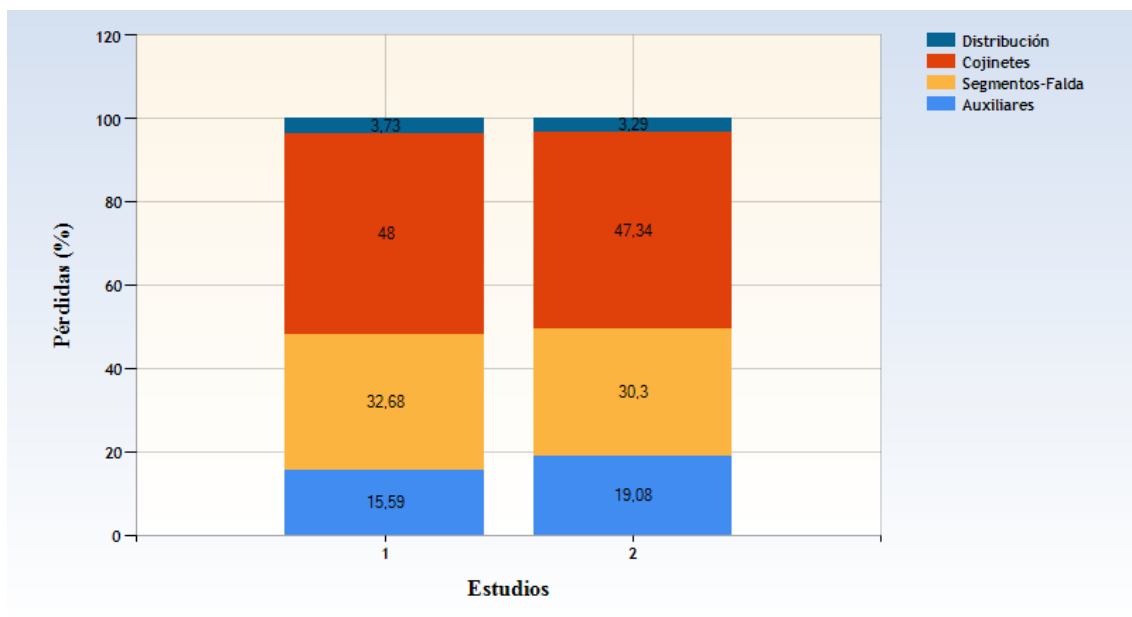


Figura 43: Balance de pérdidas (%) entre el punto de más presión y SOI (Dre) y menos presión y SOI(Izq).

Como en el estudio anterior el reparto porcentual de pérdidas es más o menos igual aumentando el porcentaje de pérdidas en los auxiliares conforme aumenta la presión y se adelanta el SOI.

- **Balance entre el punto de máximo rendimiento y el de máxima presión y SOI**

Por último se va a realizar el balance energético comparando el punto de máximo rendimiento y el punto del mapa extremo (Prail=2000Bar y Soi=-22.9º), con el objetivo de entender cuál es el factor que hace que el punto de máximo rendimiento no se encuentre en dicho extremo.

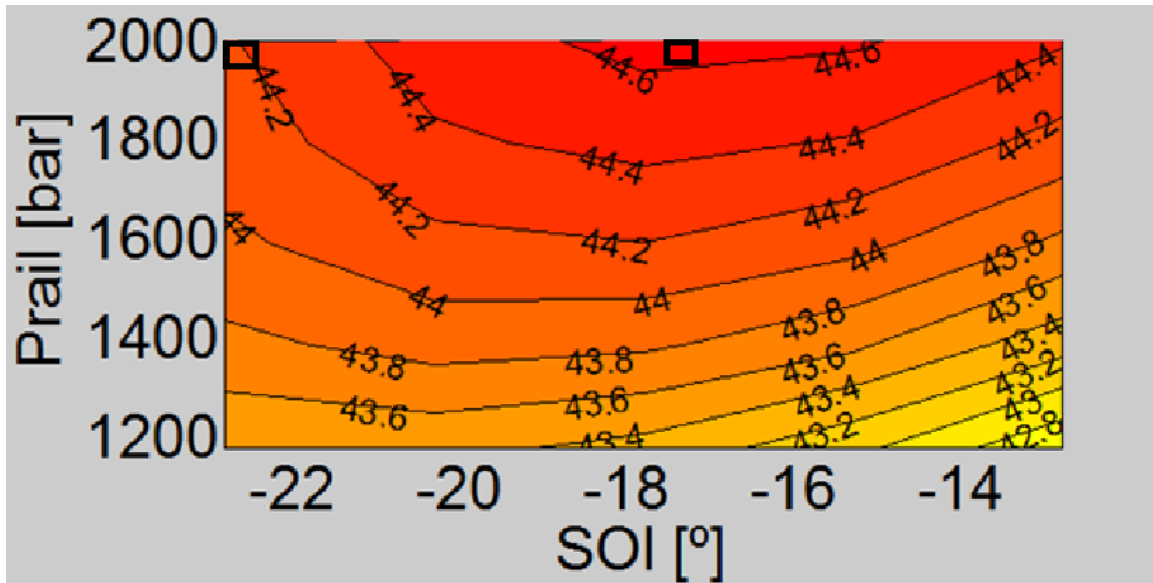


Figura 44: Bandas de estudio del rendimiento indicado.

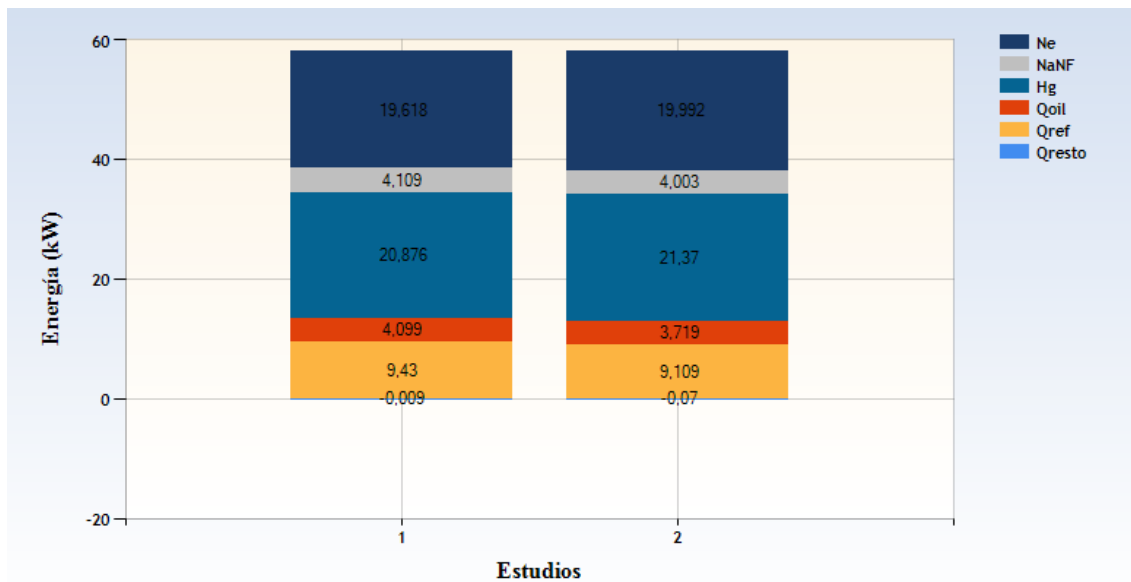


Figura 45: Balance energético entre el punto de más presión y SOI (Izq) y máximo rendimiento (Der).

De este balance energético se pueden obtener conclusiones a cerca de la tendencia del rendimiento en función de la posición de la combustión:

En ambos puntos la presión de inyección es la misma, por lo tanto el factor que diferencia el rendimiento entre ellos es la posición de dicha combustión.

En el punto extremo la combustión está más adelantada, por lo tanto como ha sido comentado anteriormente la presión y temperatura máxima tienen que ser mayores (Figura 46)

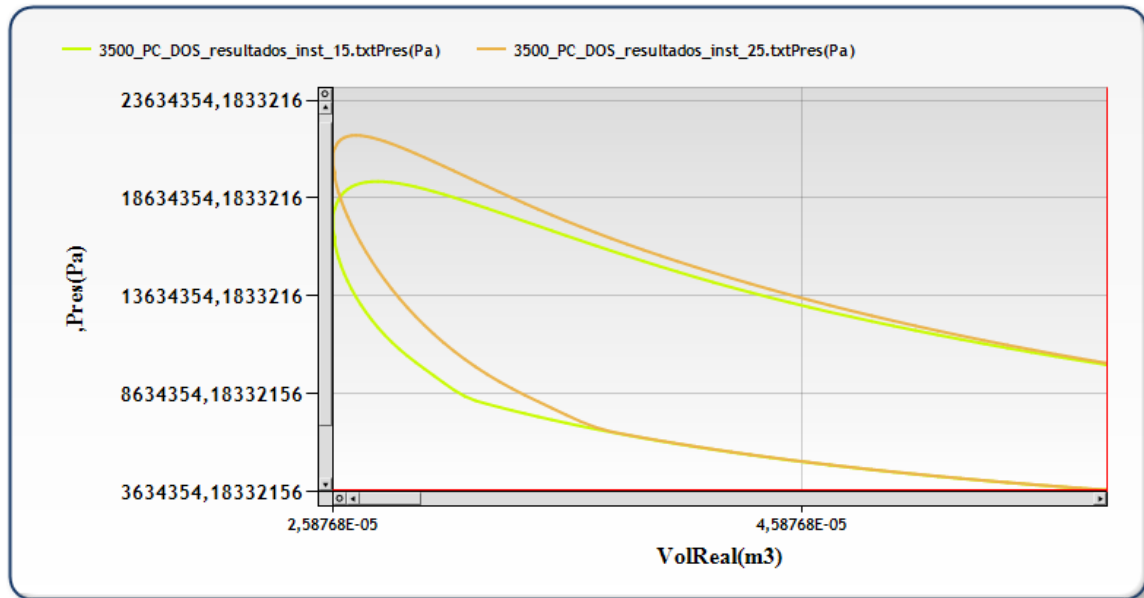


Figura 46: Lazo P-V para el punto de máximo rendimiento (amarillo) y el extremo superior (naranja).

Aunque la presión máxima en cámara del punto extremo es superior al de máximo rendimiento, el trabajo indicado que realiza es menor, esto se debe a dos motivos, el primero es que al adelantar mucho la combustión aumenta mucho el trabajo realizado en contra del ciclo, y por lo tanto se reduce el rendimiento indicado y el segundo motivo es que al aumentar tanto la temperatura máxima en la cámara las pérdidas por transmisión de calor son mayores haciendo caer también el rendimiento.

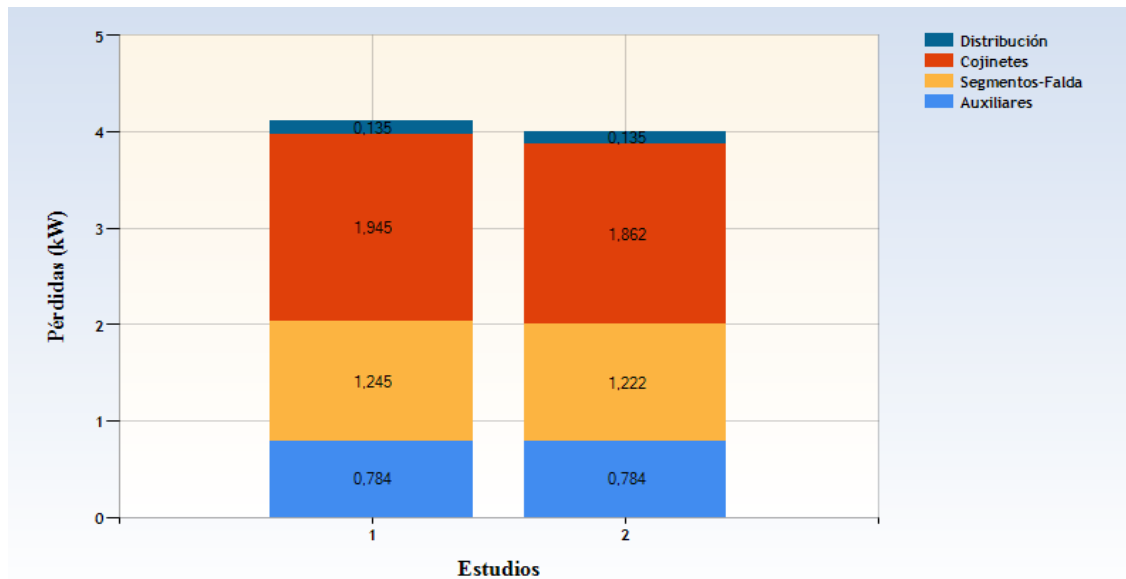


Figura 47: Distribución de pérdidas (KW) entre el punto de más presión y SOI (Izq) y el punto de máximo rendimiento.

En la figura 48 (distribución de pérdidas) se puede comprobar lo comentado con anterioridad y es que las pérdidas aumentan en el punto extremo debido a que la combustión está muy adelantada.

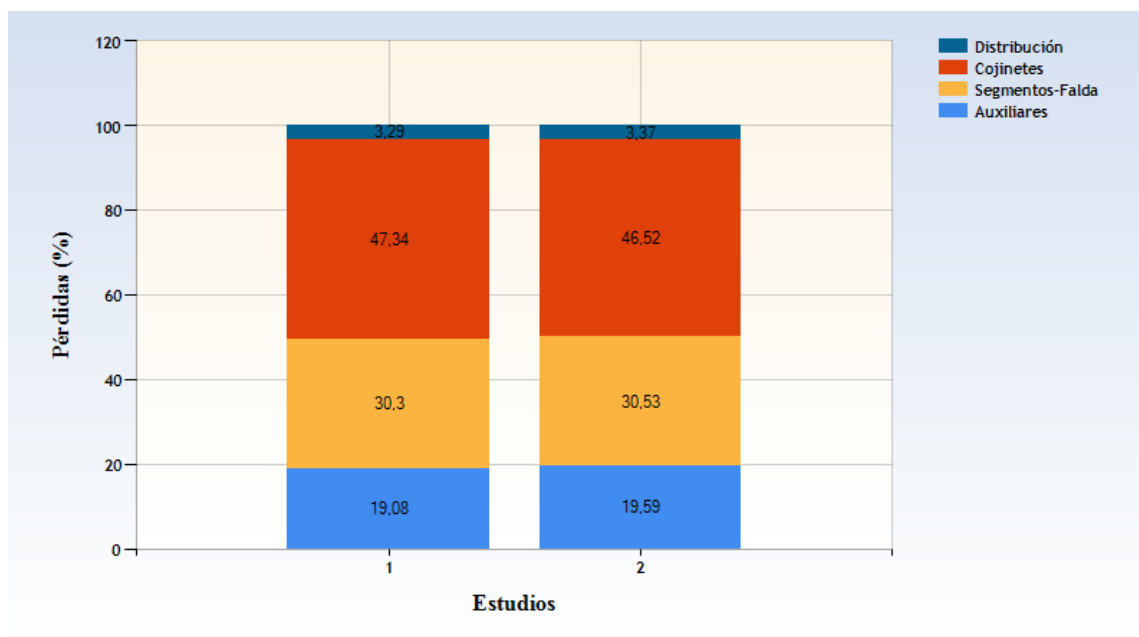


Figura 48: Balance de pérdidas (%) entre el punto de más presión y SOI (Izq) y máximo rendimiento (Izq).

Al igual que en los casos anteriores la distribución de los porcentajes de pérdidas se mantiene más o menos constante aumentado ligeramente la pérdidas en los auxiliares al aumentar la presión de inyección y el adelanto de la combustión.

En este estudio se ha podido comprobar que efectivamente para una presión de inyección (o duración de la combustión) predeterminada existe un SOI óptimo que si es adelantado cae el

rendimiento debido a las pérdidas y al trabajo contra el ciclo y que si es retrasado pierde rendimiento debido a que la presión máxima es demasiado baja y el área del lazo P-V disminuye.

- **Estudio del SOI óptimo para cada duración de la combustión**

Como se ha visto en el estudio anterior, para cada Prail existe un SOI óptimo, a continuación se va a realizar un estudio para comprobar si este SOI óptimo sigue alguna tendencia.

Para ello el estudio propuesto es el siguiente: Para que todo el estudio tenga lugar en las mismas condiciones se partirá de la misma ley de combustión (misma cantidad de pre mezcla y difusión) y solo se variará la duración de la combustión en cada uno de ellos y usando Siciclo para calcular el SOI óptimo en cada caso, esto permitirá ver la tendencia que sigue el SOI óptimo y confirmar o desmentir la idea inicial de que cuanto menor es la presión de inyección (mayor duración de la combustión) más adelantado se encuentra el SOI óptimo.

En este estudio se van a analizar duraciones de combustión desde 90º hasta 20º, para tener un amplio rango de variación.

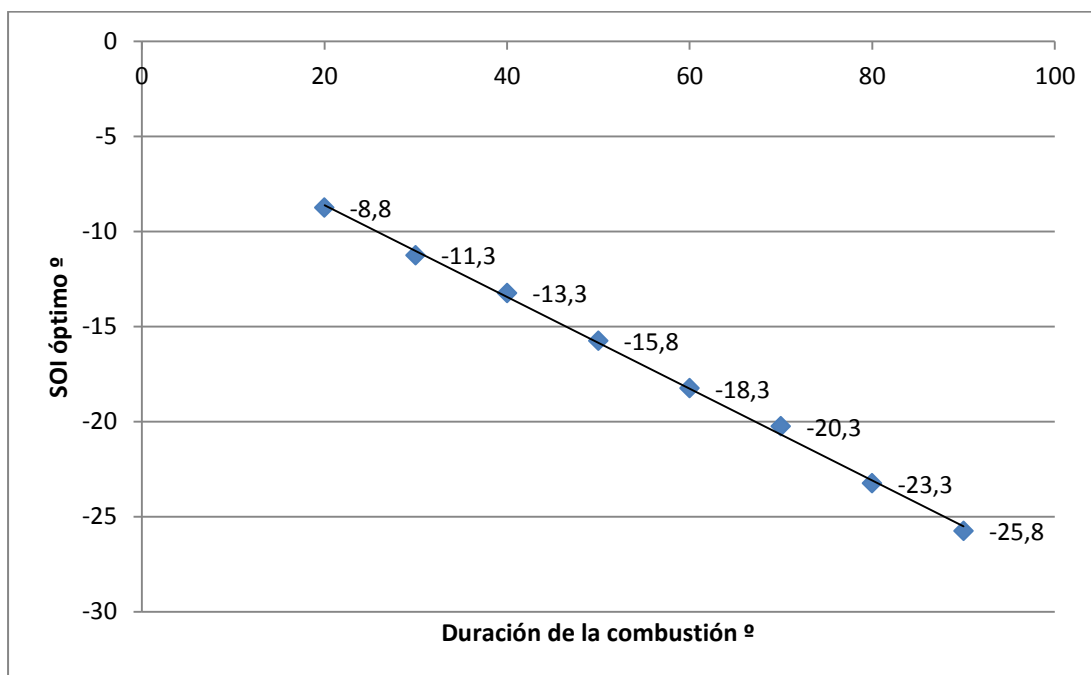


Figura 49: Variación del SOI óptimo (Eje Y), frente a la duración de la combustión (EJE x).

Como se comprueba en este estudio, el resultado viene a corroborar que la tendencia mostrada anteriormente también se cumple en un amplio rango de valores, al aumentar la duración de la combustión se adelanta más el SOI óptimo (ya que con duraciones de combustión altas las condiciones de presión y temperatura máximas son bajas y por lo tanto permite adelantar más el SOI para aumentar la presión máxima sin que las pérdidas por transmisión de calor hagan caer el rendimiento).



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Además de confirmar que para las duraciones mayores el SOI óptimo adelanta más la combustión, se ha conseguido un nuevo resultado interesante, y es que la variación del SOI óptimo frente a la duración de la combustión es **lineal**.

Además se puede ver en la figura 50 que el rendimiento mejora en las combinaciones en las que la duración de la combustión es menor aunque el SOI esté retrasado, lo cual confirma la teoría de que el SOI óptimo se encuentra en el punto que más se pueda aumentar la presión máxima sin que las pérdidas hagan caer el rendimiento.

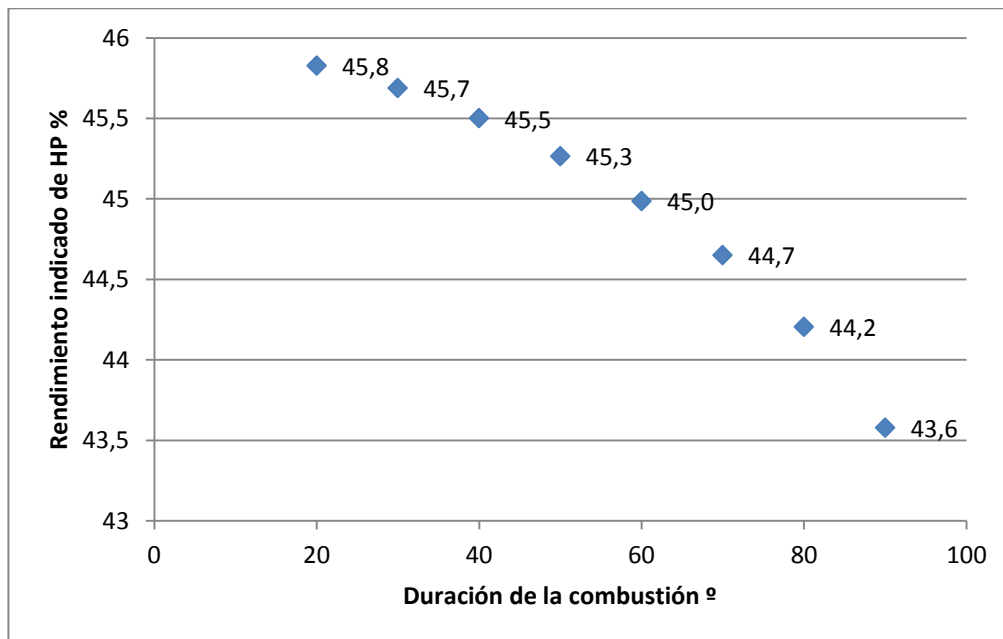


Figura 50: Rendimiento en función de la duración de la combustión y con SOI óptimo.

Las combinaciones que están más a la derecha son las que tienen la duración menor y el SOI más adelantado y viceversa a la izquierda.

Otro parámetro interesante de dibujar es el punto de 50% de masa quemada (punto central de la combustión), el cual se debería ir desplazando al cambiar el SOI óptimo en cada caso, como la tendencia del SOI es lineal, la del punto de 50% de masa quemada debería seguir la misma tendencia:

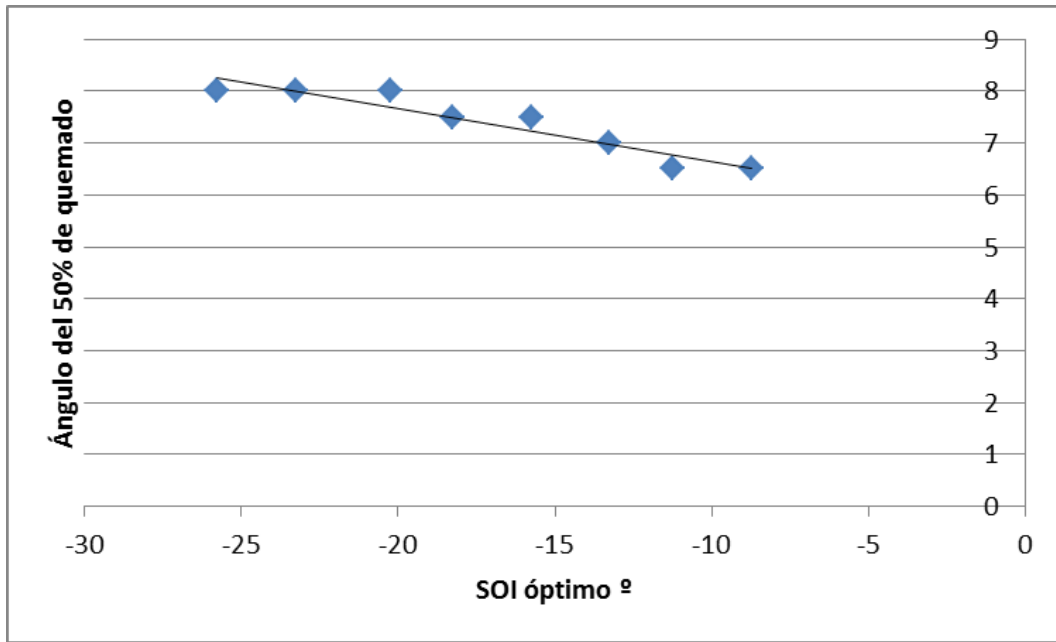


Figura 51: Evolución del punto de 50% masa quemada frente al SOI óptimo.

Como se puede observar, la tendencia del punto central de la combustión es coherente, desplazándose cuanto más se retrasa la combustión, es decir, cuanto más corta es en este caso, sin embargo debe destacarse que en comparación con la variación del SOI esta cambia mucho menos para conseguir el centrado de la combustión.

- **Balance de energía para las combinaciones SOI óptimo- Dur comb.**

Para finalizar con este estudio se va a realizar un balance energético para tres combinaciones óptimas de duración de combustión y SOI, con el objetivo de comprobar si los resultados expuestos anteriormente se cumplen en estos casos.

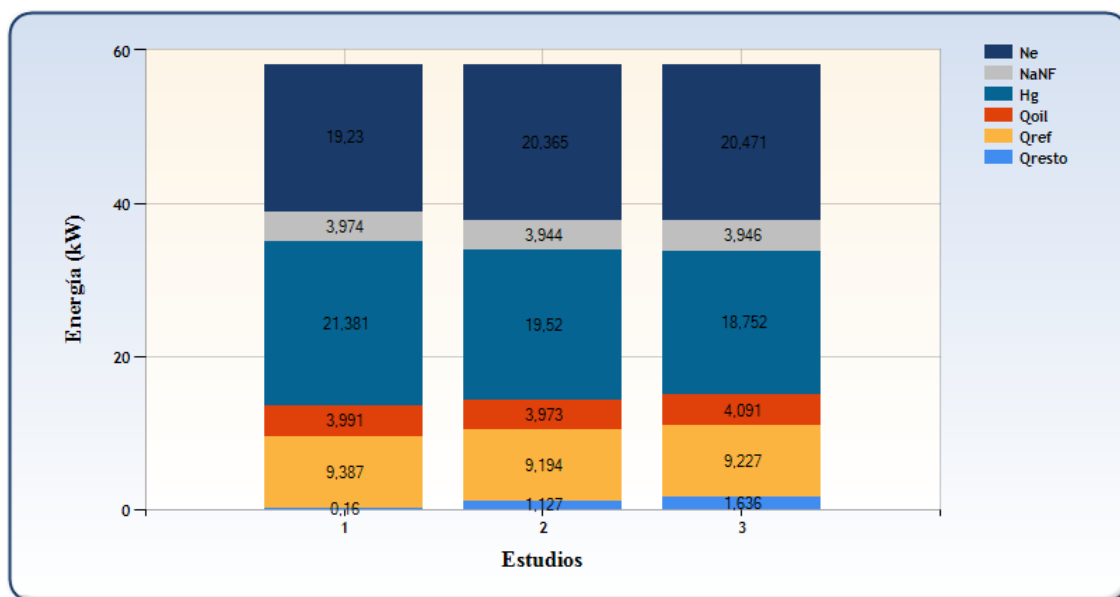


Figura 52: Balance de energía para tres combinaciones de puntos óptimos duración 90° 40° y 10° respectivamente.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Para este estudio se han seleccionado tres combinaciones distintas de Duración de la combustión y SOI óptimo, que son (90º de duración y -25.8º de SOI) (40º de duración y -13.2º de SOI) y (10º de duración y -6.2º de SOI) respectivamente.

En el balance de energía se observa claramente que las pérdidas por transmisión de calor se mantienen prácticamente constantes (Figura 54), resultado lógico ya que la combinación de duración de combustión y SOI óptimo se obtiene adelantando lo máximo la combustión para tener la máxima presión en cámara y así tener más rendimiento sin que las pérdidas de transmisión de calor hagan caer este rendimiento.

En cuanto a la potencia efectiva, se observa que es mayor cuanto más corta es la combustión mayor rendimiento indicado (Figura 52) tiene, esto se debe a que al aumentar la velocidad de combustión (reducir la duración) se acerca más a la forma de un ciclo ideal y por lo tanto aumentan el área del diagrama P-V aumentando así el rendimiento indicado y la presión máxima.

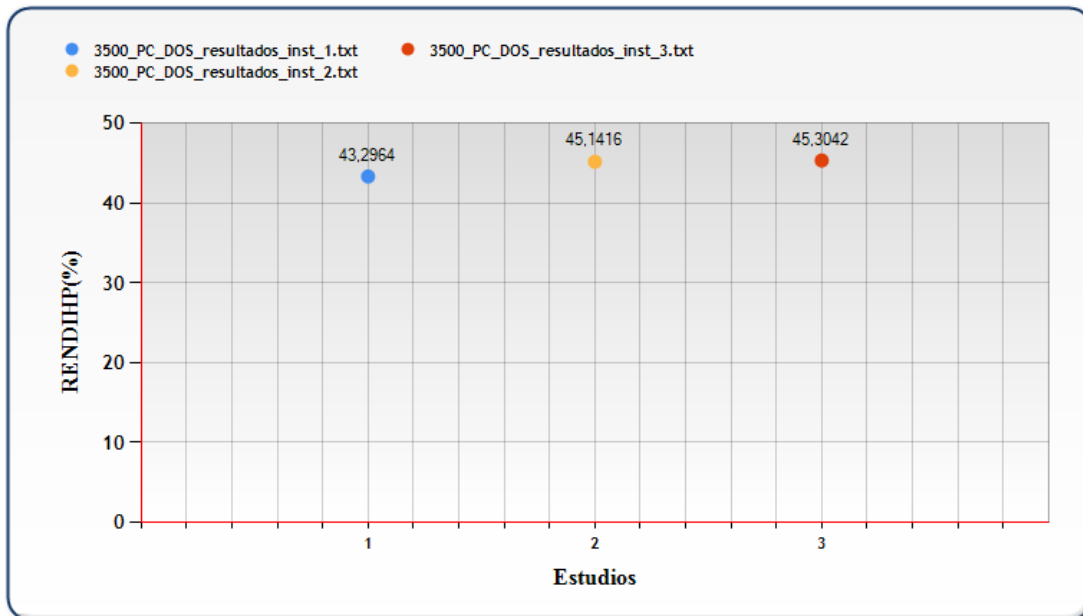


Figura 53: Evolución de rendimiento para tres combinaciones óptimas de SOI-Duración siendo las duraciones 90 40 y 10º respectivamente.

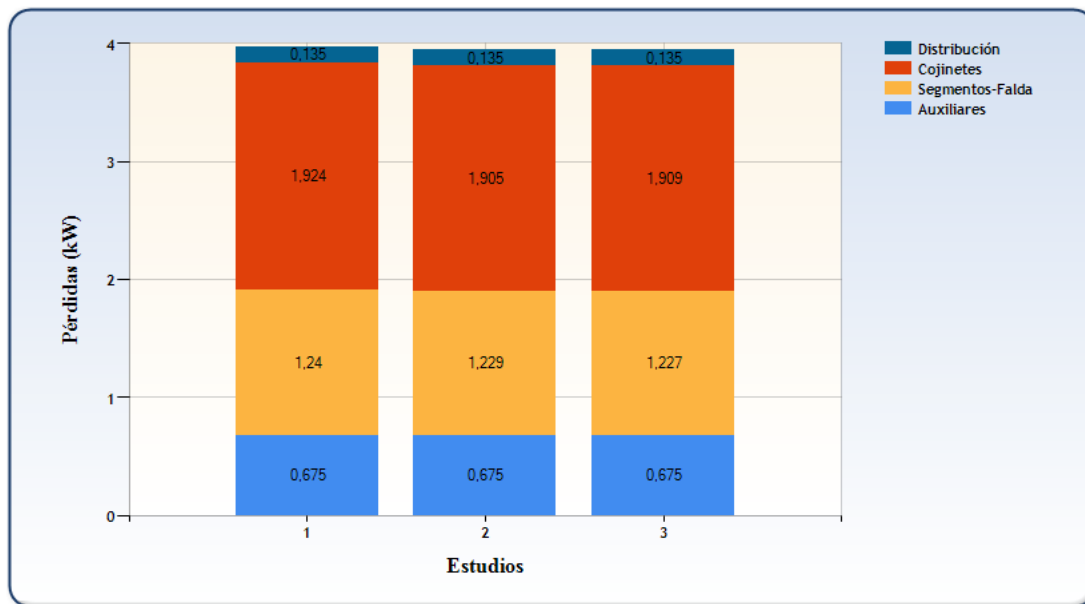


Figura 54: Distribución de pérdidas para puntos de duraciones 90° (izq) 40° (centro) y 10° (dcha).

Por lo tanto se puede concluir que para cada duración de combustión existe un SOI óptimo que adelanta la combustión lo máximo aumentado la presión máxima y el área del lazo P-V y con ello el trabajo indicado sin que se alcancen temperaturas lo suficientemente elevadas como para que hagan caer el rendimiento debido a las pérdidas por transmisión de calor.

Además este punto óptimo para cada duración de la combustión busca el punto de mínimas pérdidas que son las mismas para todo el mapa de alto régimen y alta carga. Es decir, para todas las duraciones de la combustión el SOI adelanta o retrasa la combustión hasta llegar a un valor de pérdidas (el mismo para todo el mapa) que maximiza el rendimiento.



4.1.1.3 Conclusiones

En cuanto a la tendencia del rendimiento en función de la duración de la combustión, se observa que depende de la posición del SOI, si el SOI está demasiado adelantado, al aumentar la presión de inyección aumentarán tanto las pérdidas (tanto mecánicas como por transmisión de calor) como el trabajo realizado contra el ciclo, lo que supondrá una caída del rendimiento. Si la combustión está lo suficientemente retrasada, un aumento de la presión de inyección (reducción de la duración de la combustión) aumentará el rendimiento indicado a pesar del aumento de la transmisión de calor y de realizar más trabajo en contra del ciclo.

El rendimiento en función de la posición de la inyección no varía de manera constante. Para cada valor de duración de la combustión existe un SOI óptimo a partir del cual si se adelanta más la combustión cae el rendimiento debido a las pérdidas de transmisión de calor y al trabajo realizado en contra del ciclo y si se retrasa pierde rendimiento por disminuir la presión máxima y el área del lazo P-V disminuyendo el trabajo.

Para cada duración de la combustión el SOI óptimo adelanta o retrasa la combustión para buscar el punto con las mínimas pérdidas de transmisión de calor que se mantiene prácticamente constante para todo el rango de variación del SOI y duración de la combustión modelados a alto régimen y alta carga y así maximizar el rendimiento indicado. Este punto de rendimiento óptimo sigue una tendencia lineal alejándose (hacia la compresión) del PMS cuanto más larga es la duración de la combustión y acercándose (al PMS) en el caso contrario.

Por lo tanto se puede concluir que para cada duración de la combustión existe un SOI óptimo que maximiza el rendimiento minimizando las pérdidas, siendo este rendimiento óptimo mayor cuanto menor sea la duración de combustión optimizada.

4.1.2 Estudio a bajo régimen y baja carga.

El objeto de analizar estas condiciones de operación es para contrastar el efecto de cambiar la forma de la ley de liberación de calor en un punto con poco combustible y bajo régimen frente a otro punto analizado en el cual la cantidad de energía liberada y el régimen de giro son mayores.

En este caso como la cantidad de energía liberada es menor otras pérdidas adquirirán más importancia que en el caso anterior y viceversa, ya que las condiciones de presión y temperatura en cámara han cambiado completamente.

El objeto de este estudio es el de analizar la influencia de cambiar la duración y la posición de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento y la transmisión de calor.

Este estudio se compone de varias partes:

- Análisis del mapa de rendimiento: Aquí se analizarán las tendencias que tiene el rendimiento en función de la duración de la combustión y del SOI.
- Balance energético del estudio: Es este apartado se explicarán el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento mediante la realización de balances energéticos y de mapas de evolución de las imperfecciones.
- Conclusiones: Se analizarán las conclusiones extraídas de los apartados anteriores.

4.1.2.1 Análisis del mapa de rendimiento.

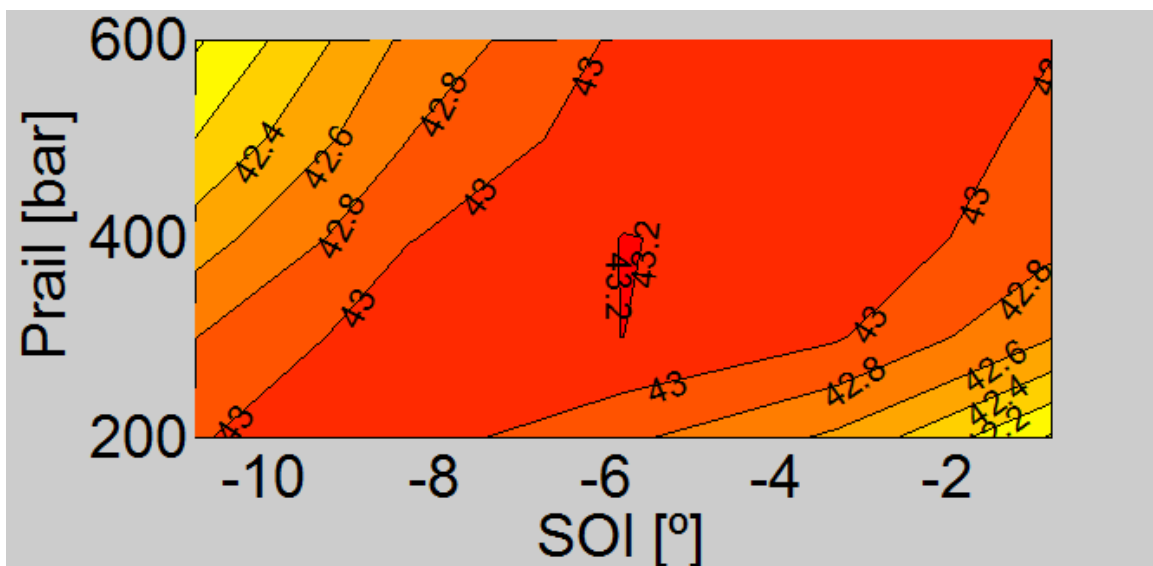


Figura 55: rendimiento indicado en función de la duración de la combustión y del SOI.

En la figura anterior se puede observar la evolución que sigue el rendimiento en función de la duración de la combustión (físicamente representada por la presión de inyección) y de la posición de la combustión (físicamente representado por el SOI).

En cuanto a la duración de la combustión (presión de rail), se observa que en función de la posición en que se inyecte la tendencia varía. En los puntos en los que se inyecta en posiciones adelantadas se puede observar que al aumentar la presión de inyección disminuye el rendimiento, esto tiene lugar debido a que en esas condiciones al aumentar la presión de inyección se disparan las pérdidas por transmisión de calor o que se esté realizando trabajo en contra del ciclo y por eso caiga el rendimiento. En posiciones en las que se inyecta más tarde cuanto más aumenta la presión de inyección, más aumenta el rendimiento, esto se debe a que aunque al aumentar la presión de inyección aumentan las pérdidas también se realiza más trabajo indicado, lo que aumenta el rendimiento.

En cuanto a la posición de inyección sucede un fenómeno similar, en función de la presión a la que se inyecte, la tendencia del rendimiento en función del SOI varía. En los puntos en los que las presiones son muy elevadas, cuanto más se adelante la inyección, más cae el rendimiento ya que se disparan las pérdidas y se quema demasiado pronto en el ciclo, en los puntos de presión de inyección baja, sucede el fenómeno contrario.

Por lo tanto se puede observar que para cada duración de la combustión existe un SOI óptimo que maximiza el rendimiento, siguiendo este SOI óptimo una tendencia lineal y acercándose más al PMS cuanto menor es la duración de la combustión

A continuación se muestra un mapa de la evolución del rendimiento indicado para puntos con presiones de inyección más elevadas, para comprobar si la tendencia que sigue el rendimiento con presiones de inyección más elevadas continúa.

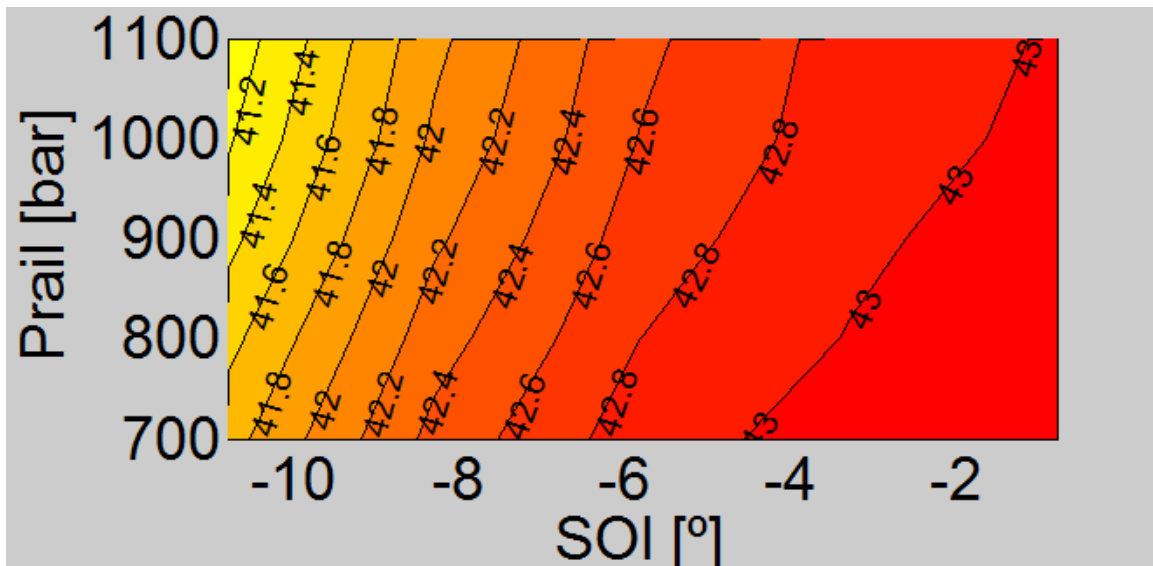


Figura 56: Evolución del rendimiento indicado para presiones mayores.

Como se puede observar, al aumentar la presión de inyección la tendencia del SOI óptimo se mantiene acercando más la combustión al PMS cuanto menor es la duración de la combustión

Estas tendencias serán analizadas en el apartado posterior en profundidad, apoyando las conclusiones con balances globales del motor y mapas de los pesos de las imperfecciones en el ciclo indicado.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



4.1.2.2. Balance energético del estudio.

A continuación van a ser realizados una serie de balances de energía en el motor y análisis de las pérdidas en el ciclo indicado para intentar explicar las tendencias en el mapa de rendimientos que anteriormente fue mostrado, para ello se seguirá la siguiente metodología.

- Se estimará el efecto de las diferentes pérdidas en el ciclo indicado, y su influencia sobre el mapa de rendimientos.
- Se realizarán balances energéticos en el motor para intentar entender las tendencias que sigue el rendimiento y se usarán diagramas de distribución de pérdidas de dicho motor en caso de que sea necesario

Análisis del ciclo.

Para evaluar el peso que tienen las imperfecciones sobre el ciclo indicado, se seguirá la siguiente metodología: se irán descontando el efecto de cada una de las imperfecciones (como se explica en el anexo III), para pasar del ciclo original a un ciclo ideal como sería una combustión a volumen constante.

Las imperfecciones del ciclo real que van a ser consideradas son las siguientes:

- Transmisión de calor
- Dependencia de la γ con la temperatura del gas
- Dependencia de la γ con la composición del gas
- Pérdidas en el escape debido al AAE
- Combustión incompleta (asumiendo un 1%)
- Fugas por Blow-by.

Para establecer el orden del estudio de las imperfecciones se a tenido en cuenta que:

6. Se empieza por considerar el ciclo real
7. Se termina en el ciclo teórico
8. La transmisión de calor es importante y debe ser de los primeros
9. Las propiedades del fluido no se pueden modificar salvo con el EGR
10. El resto de las imperfecciones tiene un peso pequeño

Por ello el orden es: Ciclo real \rightarrow Transmisión de calor $\rightarrow \gamma = f(T) \rightarrow \gamma = f(Y)$

\rightarrow Distribución \rightarrow Blow-by \rightarrow Inquemados \rightarrow Ciclos teóricos (plim 160, 180, 200 v = cte)

Una vez descontadas todas las imperfecciones se comparará el ciclo resultante con los ciclos de presión limitada y a volumen constante. La diferencia de rendimiento con los ciclos ideales da una estimación de las imperfecciones debidas a las ley de combustión: velocidad y avance.

Para estimar el peso de estos efectos serán realizados diferentes mapas comparativos en los que se verá el peso porcentual de cada uno de los efectos sobre el rendimiento y el valor absoluto del rendimiento teórico que habría en la ausencia de este efecto.

➤ Trasmisión de calor:

Con el estudio de este efecto se puede evaluar la influencia de la transmisión de calor sobre el rendimiento de un ciclo indicado, para poder considerar el peso de esta pérdida, se simulará que el motor es adiabático, y el incremento de rendimiento que se obtenga con respecto al ciclo original, será el peso de la transmisión de calor sobre el rendimiento.

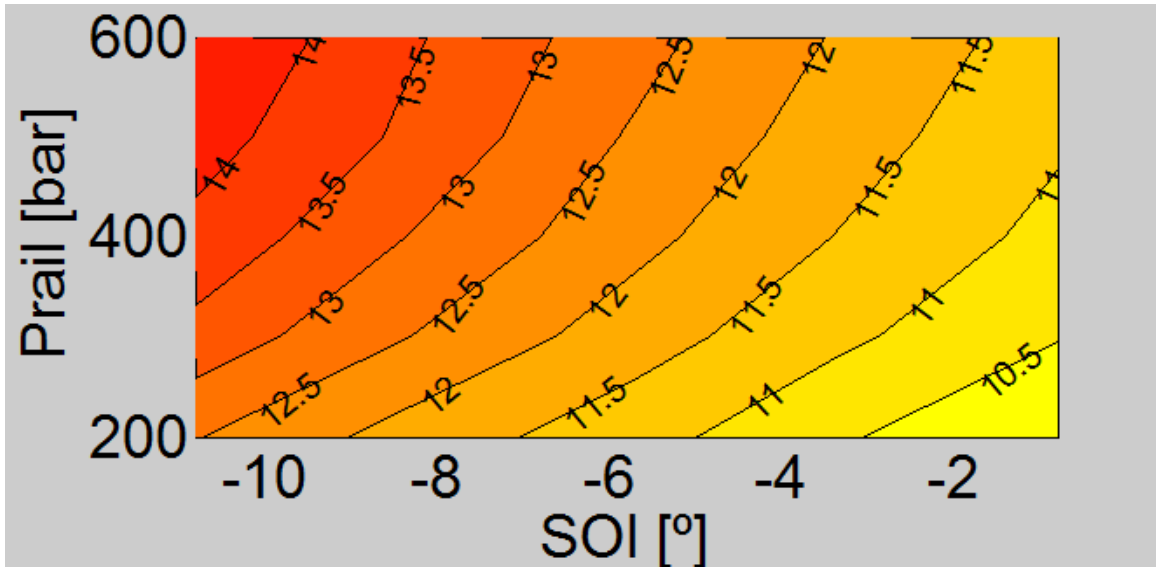


Figura 57: Variación del rendimiento indicado al usar un ciclo adiabático.

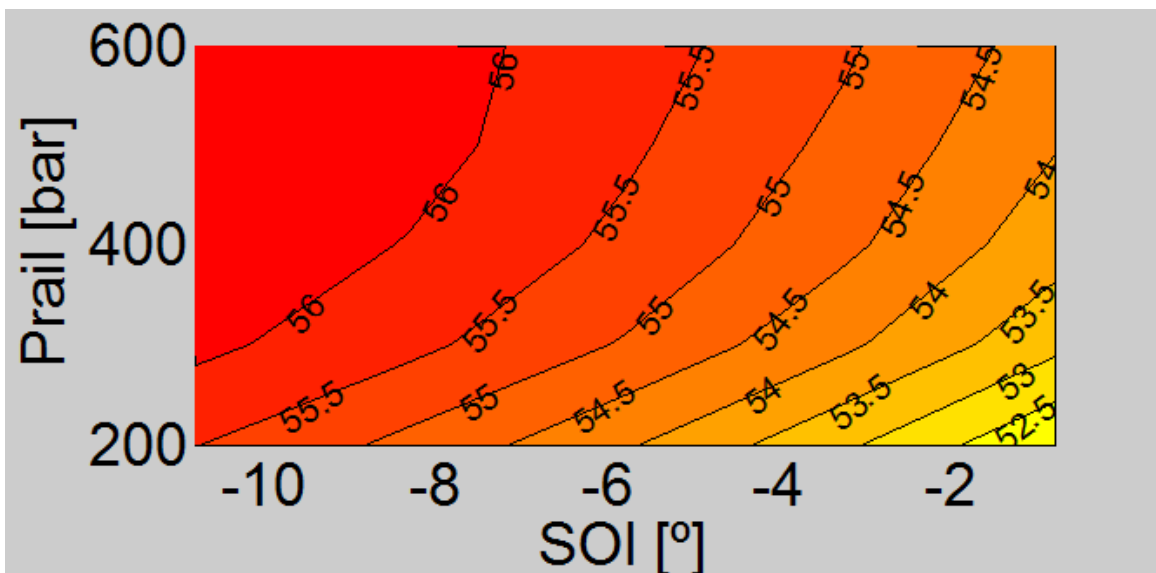


Figura 58: Rendimiento indicado en un ciclo adiabático.

Como se puede observar, el peso de transmisión de calor aumenta cuando aumentan tanto la presión de inyección como cuando se adelanta la posición de la inyección.

Las pérdidas por transmisión de calor aumentan al aumentar la presión de inyección, porque cuanto más se reduce la duración de la combustión, más rápida es la liberación de calor (ya que se tiene que liberar la misma cantidad de calor, en menos tiempo) y por lo tanto más alta es la presión y la temperatura que se alcanza en la cámara de combustión y al aumentar estas temperaturas, aumentan las pérdidas por transmisión de calor.

En cuanto a la posición de la inyección, cuanto más adelantada está la inyección, mayores son las pérdidas por transmisión de calor, esto se debe a que cuanto antes se inyecte durante el ciclo de compresión, las condiciones de presión y temperatura se dispararán debido al aumento de la presión y temperatura por la combustión más el aumento debido a la propia compresión. Esto generará una ley de liberación de calor más rápida debido a que se alcanzan condiciones de presión y temperatura mayores, por lo tanto las pérdidas por transmisión de calor serán mayores.

➤ Dependencia de la γ con la temperatura del gas:

En este apartado se evaluará el peso de esta pérdida sobre el rendimiento del ciclo indicado, esta pérdida evalúa la dependencia que tiene el coeficiente γ en función de la temperatura que alcance el gas.

Para evaluar su peso se seguirá la metodología explicada en el anexo III y se considerará que γ no depende de la temperatura del gas.

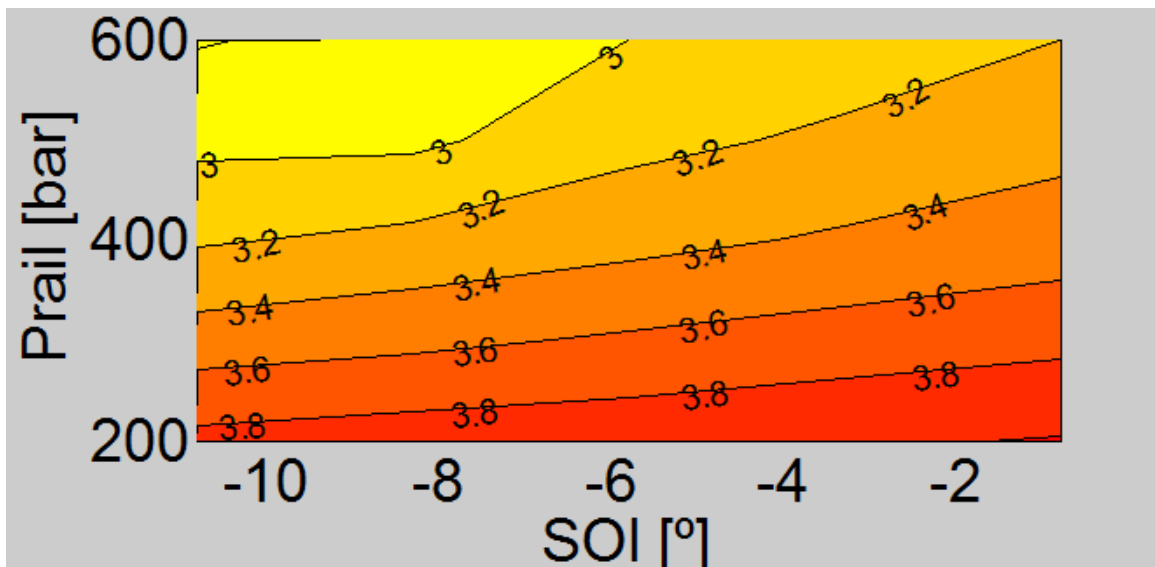


Figura 59: Variación del rendimiento indicado debida al efecto de Tgas.

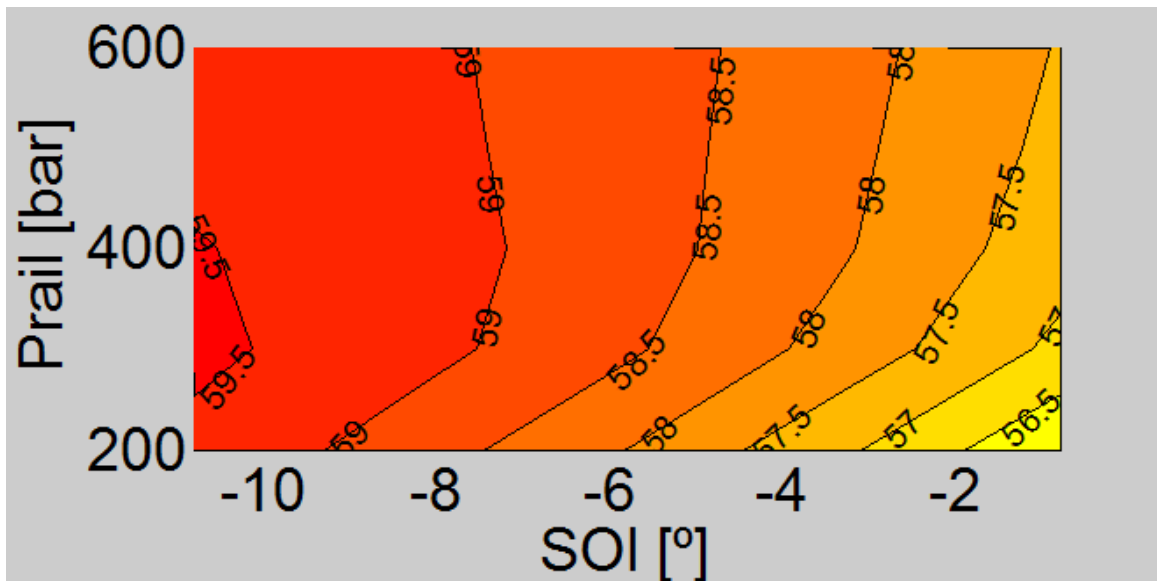


Figura 60: Rendimiento indicado de una combustión adiabática y sin efecto de T en η .

Como se explica en el anexo III, debido a la metodología que se emplea en Siculo para el cálculo de las pérdidas en el ciclo indicado, se ha comprobado que existe cierta dependencia del peso con el orden de análisis. Se ha priorizado la transmisión de calor (su efecto se descuenta en primer lugar) por lo que es razonable pensar que la parte principal del efecto de T se lo lleva el efecto de la transmisión de calor. Este efecto no es grave y como el efecto de las propiedades del gas no es corregible, por lo que no es un parámetro de especial interés.

A la vista de los resultados se ha decidido no darle mucha importancia a este parámetro planteando un futuro cambio de la metodología de análisis en próximos trabajos.

➤ Dependencia de la η con la composición del gas:

En este apartado se analizará la influencia de la dependencia de η en función de la composición del gas.

Siguiendo la metodología empleada hasta ahora, se calculará el peso de esta pérdida sobre el rendimiento indicado del ciclo, para ello se considerará que η no depende de la composición del aire.

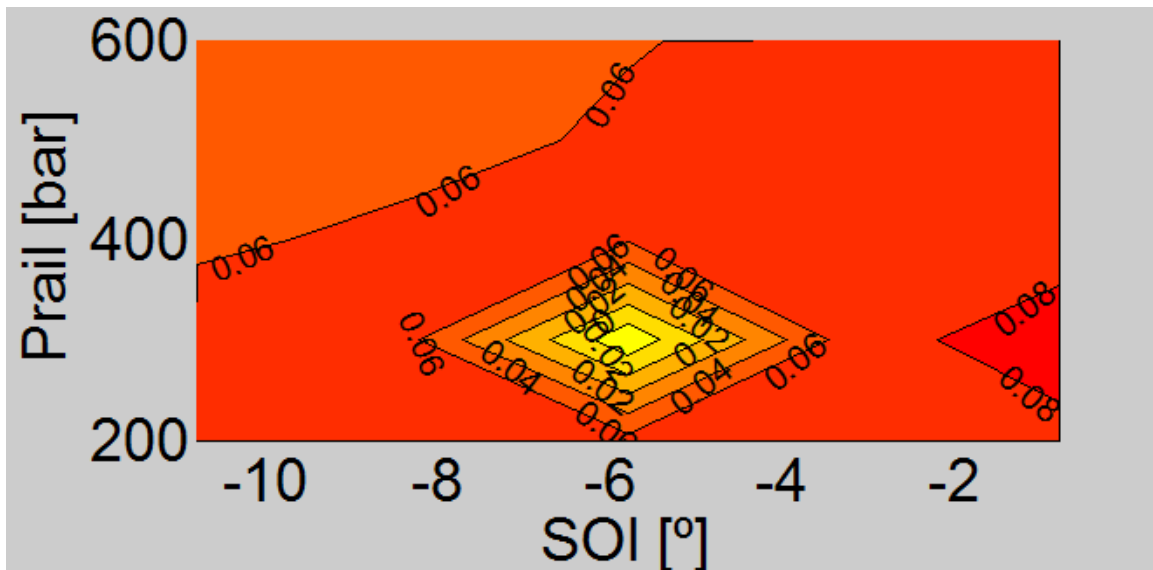


Figura 61: Variación de la transmisión de calor debida al efecto de la composición sobre γ .

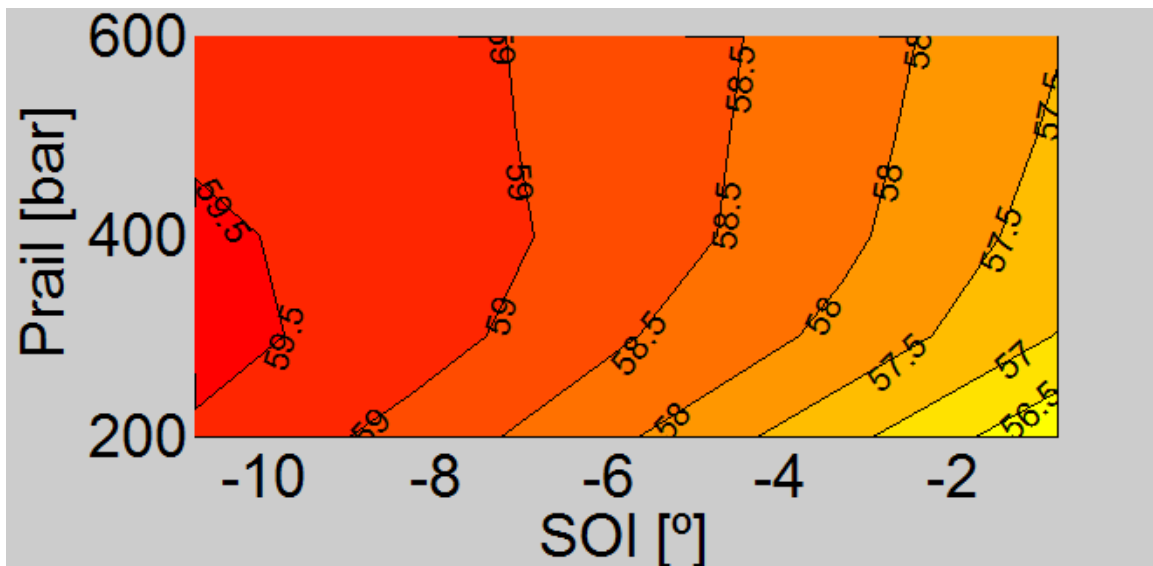


Figura 62: Rendimiento indicado sin transmisión de calor y sin dependencia de γ (de la temperatura y composición).

Como se puede observar en la figura anterior, el peso sobre el rendimiento indicado de la composición del gas sobre la γ es muy poco importante, por lo tanto este efecto es despreciable

- Pérdidas en el escape debido al AAE.

Aquí se evaluará el efecto de usar una distribución real sobre el rendimiento indicado del ciclo.

Como se explica en profundidad en el anexo III, en un ciclo ideal el escape se abre en el PMS, mientras que en un ciclo real, para favorecer las tareas de evacuación de gases se adelanta la apertura del escape con respecto al PMI. Para eliminar esta imperfección se abrirá el escape en el PMI.

Para estudiar el efecto de esta imperfección sobre el rendimiento indicado, se seguirá la misma metodología usada hasta ahora.

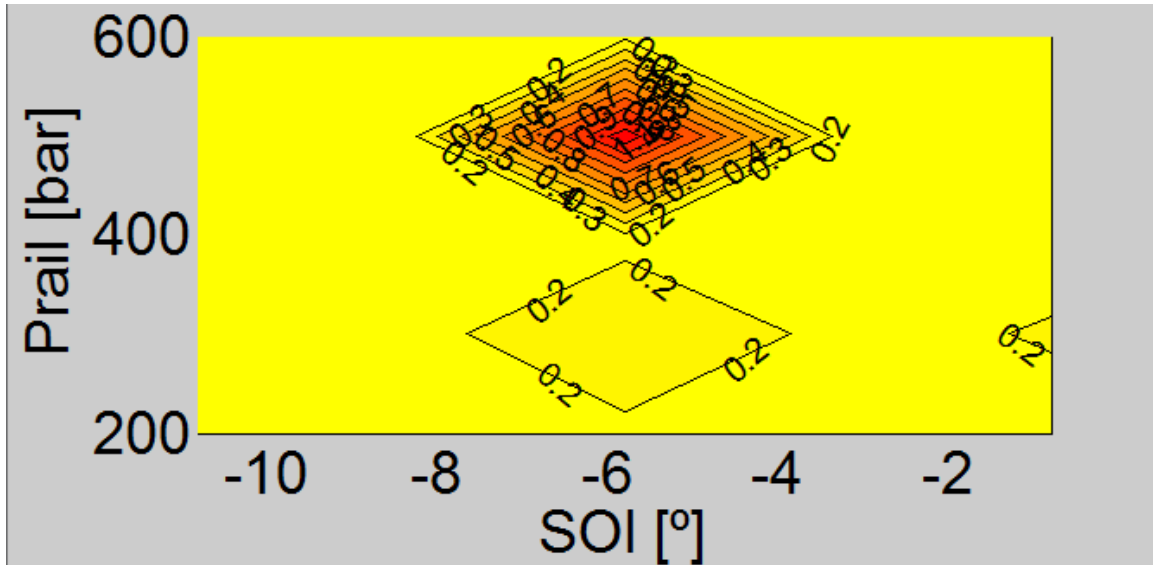


Figura 63: Variación del rendimiento indicado debida al AAE.

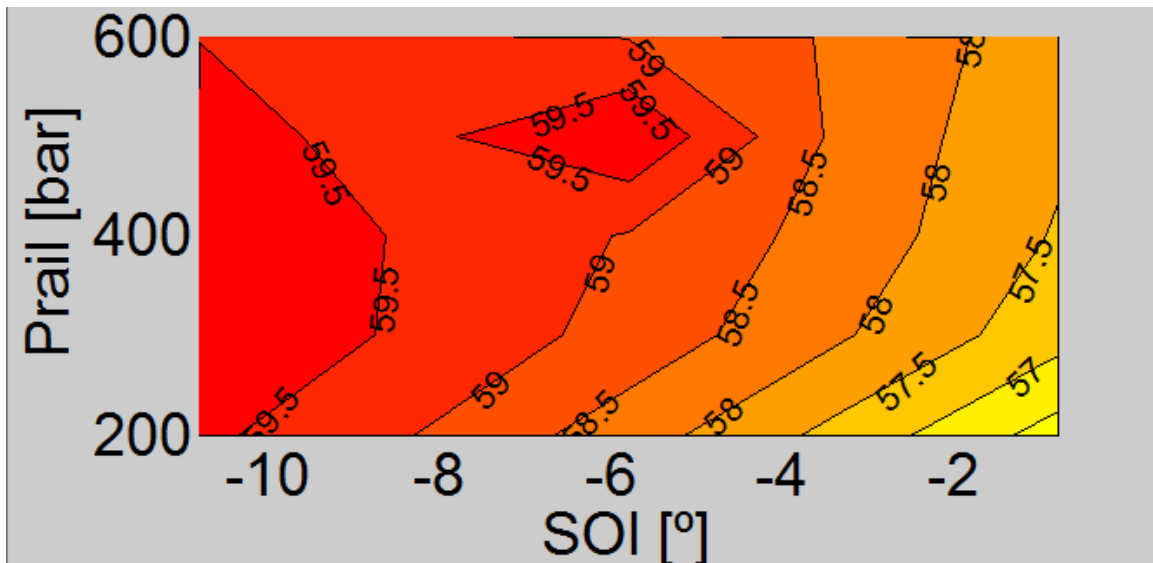


Figura 64: Rendimiento indicado sin transmisión de calor, y constante y con AAE eliminado.

Como se puede observar en la Figura 64, el peso de adelantar la apertura del escape sobre el rendimiento indicado no sigue una tendencia clara, por lo tanto no se considerará en posteriores análisis.

➤ Combustión incompleta (asumiendo un 1%):

En este caso se analizará el efecto de una combustión incompleta sobre el rendimiento indicado del ciclo.

Como es sabido, en cualquier combustión es casi imposible que todo el combustible inyectado se queme, es muy probable que alguna parte de este se expulsado por el escape, perdido por

Blow-by etc. Como este fenómeno es muy difícil de cuantificar, en este estudio se supone que la cantidad de combustible sin quemar es de un 1%.

La metodología para el cálculo del peso de esta imperfección es conocida ya, y para eliminar esta imperfección del ciclo ideal se considera que el motor combustiona todo el combustible inyectado.

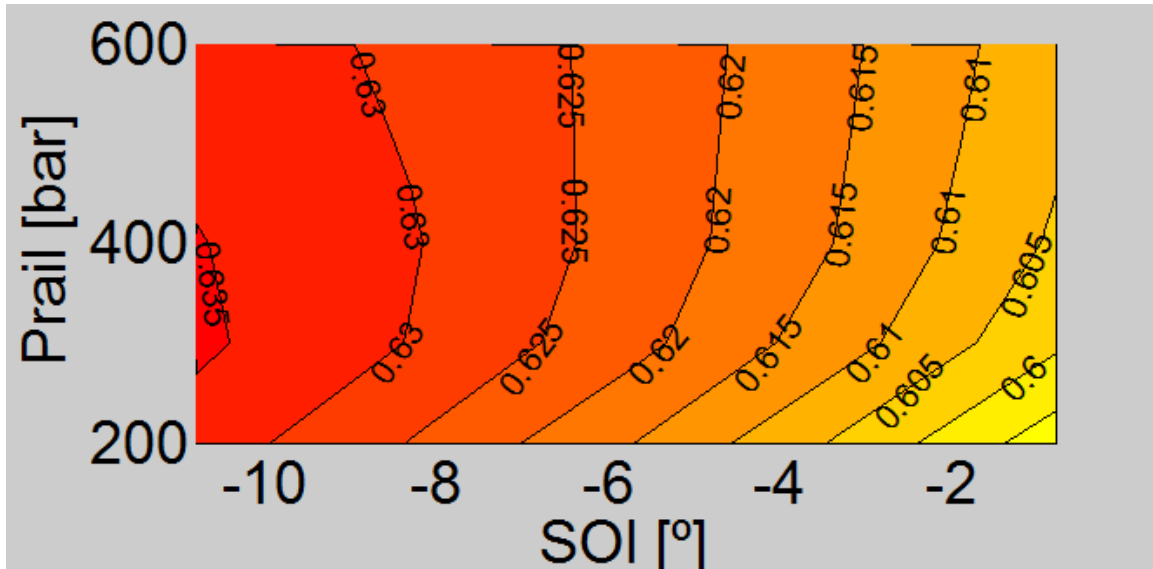


Figura 65: Variación del rendimiento indicado debido a los inquemados.

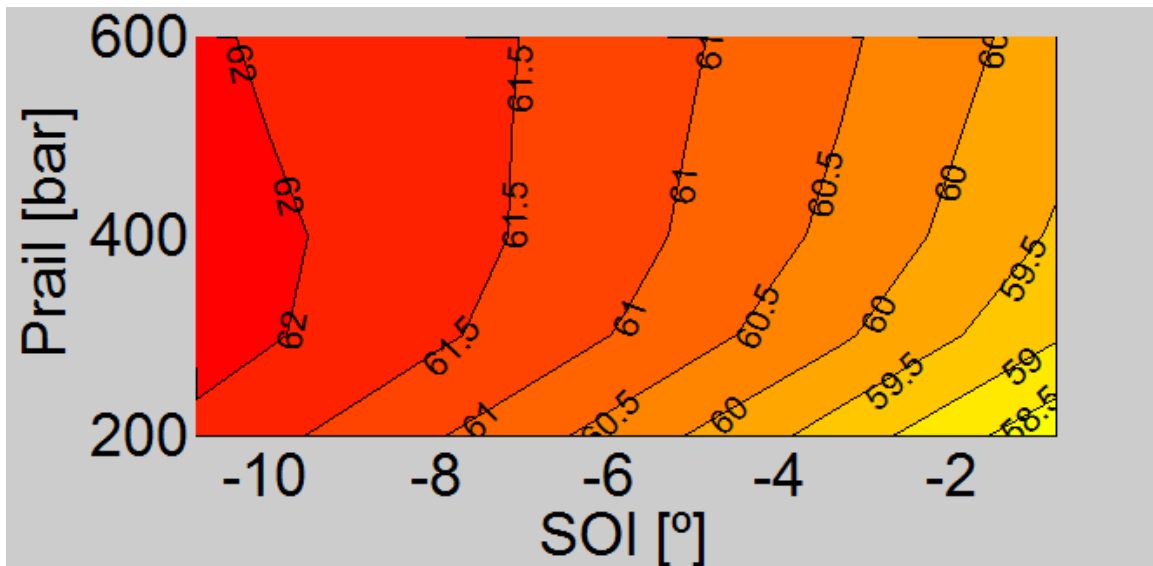


Figura 66: Rendimiento indicado sin transmisión de calor, con y constante, sin AAE y sin inquemados.

Como en los dos casos anteriores, el peso de los inquemados sobre el rendimiento indicado es muy pequeño.

➤ Fugas por Blow-by:

En este apartado se analizará el peso del blow-by sobre el rendimiento indicado en este ciclo.

En un motor real, durante una combustión siempre existen pérdidas por blow-by, aunque no suelen ser muy elevados, sí que suelen tener un efecto sobre el rendimiento.

Para eliminar esta pérdida se considerará que el motor es estanco, y que por lo tanto no existe ningún tipo de fuga.

La metodología empleada para el cálculo es la misma que en los casos anteriores.

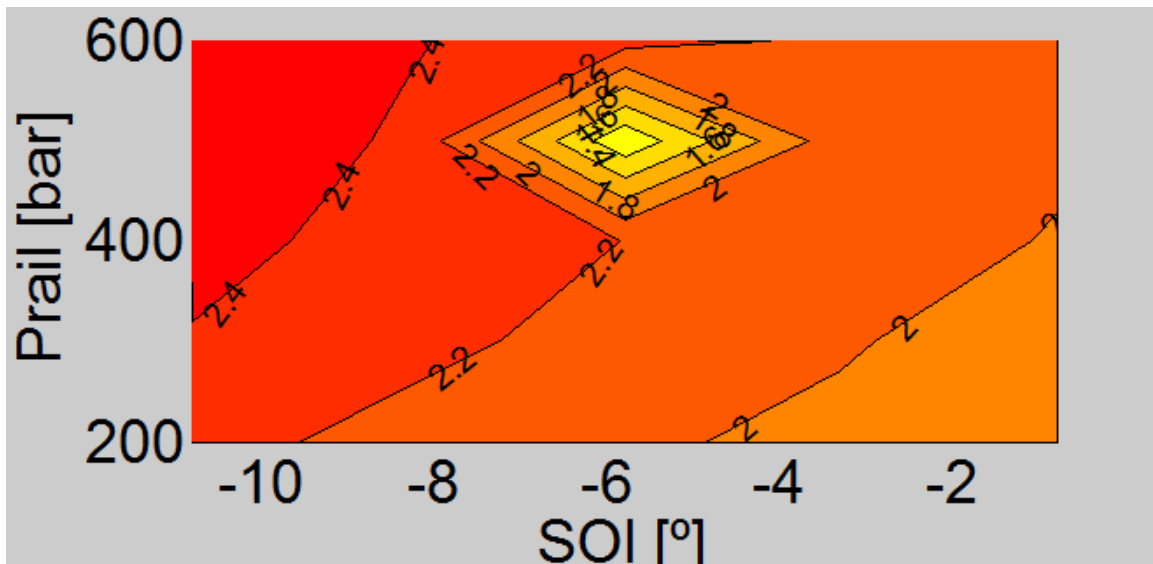


Figura 67: Variación del rendimiento indicado debido al blow-by.

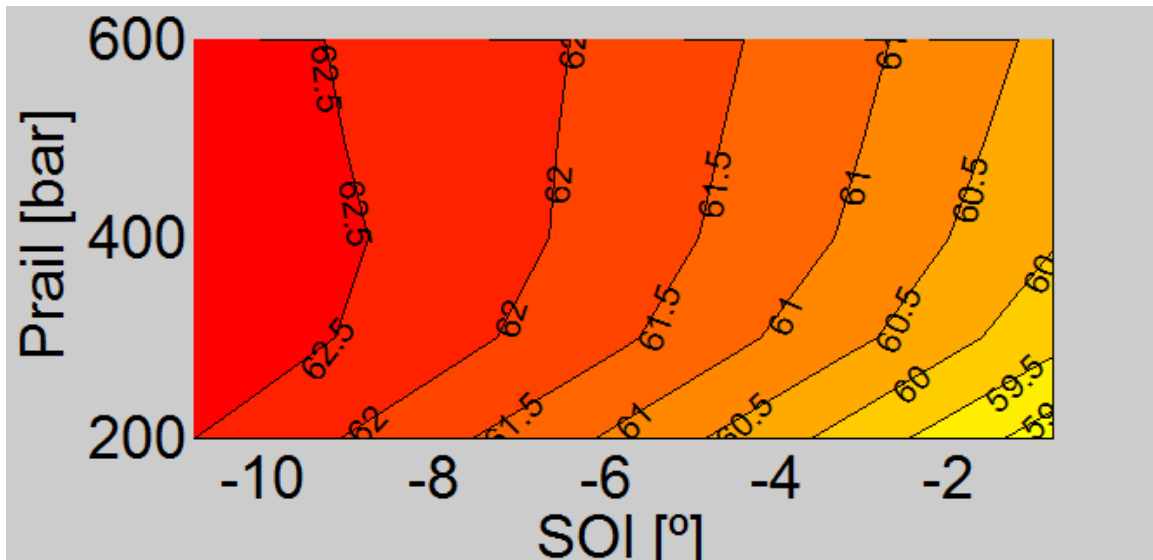


Figura 68: Rendimiento indicado en un ciclo sin transmisión de calor, con y constante, sin AAE, sin inquemados y sin blow-by.

Como en los casos anteriores, se puede observar que la variación de rendimiento debida al blow-by en casi constante en baja carga alcanzando valores muy superiores a los que se alcanzan en alta carga.

➤ Ciclo ideal (volumen constante).

En este apartado se evaluarán dos pérdidas muy importantes sobre el rendimiento indicado de la combustión, estos efectos son la velocidad de combustión y el descentramiento de la combustión con respecto al PMS.

Estas dos pérdidas sirven para evaluar lo cercano que se encuentra el ciclo real que se utiliza del ciclo de trabajo ideal (ciclo a volumen constante).

En este estudio en condiciones de bajo régimen y baja carga, no se utiliza un ciclo de presión limitada, sino un ciclo ideal a volumen constante. Este se debe a que ni siquiera utilizando un ciclo a volumen constante se alcanza la presión suficiente para llegar al ciclo de presión limitada, por lo tanto para esta comparación se utiliza un ciclo ideal a volumen constante.

La metodología empleada para analizar los efectos de la velocidad de combustión y descentramiento de la combustión será la explicada en el Anexo III.

En el punto de trabajo de alto régimen y alta carga la pérdida que tenía más importancia sobre el rendimiento era la velocidad de combustión, en este caso como se verá posteriormente, ambas pérdidas son importantes.

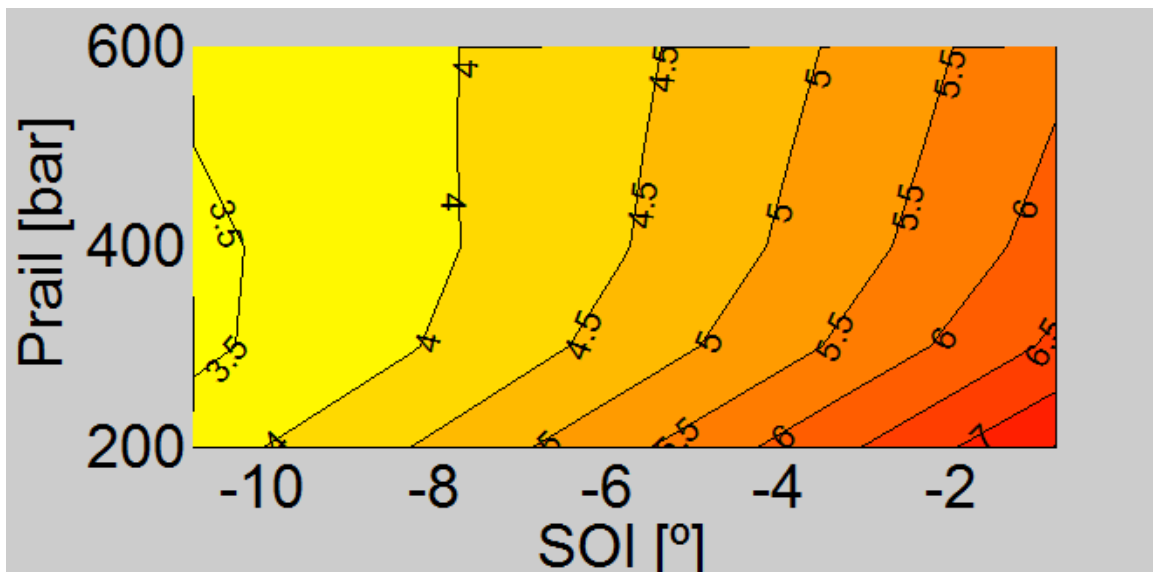


Figura 69: Diferencia de rendimiento indicado entre un ciclo real y un ciclo teórico.

Como se puede observar en el diagrama cuanto más adelantada está la combustión, más ideal es el ciclo, esto es debido a que al adelantar la combustión, la presión máxima aumenta y por lo tanto el lazo presión volumen se acerca más al de una combustión ideal, y la velocidad de combustión es mayor.

En cuanto a la presión de inyección en la mayoría del mapa se hace más ideal el ciclo cuanto más presión de inyección hay (mayor velocidad de combustión), pero cuando más adelantada (más lejos del PMS) está la combustión este efecto se atenúa, esto se debe a que el descentramiento de la combustión comienza a alcanzar un mayor peso (más peso cuanto más lejos esté del PMS).

Balance energético del motor.

A continuación se van a realizar balances energéticos globales en el motor, para distintos puntos de operación con el objetivo de junto con el peso de las pérdidas de rendimiento indicado estudiados anteriormente se pueda entender el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento.

- **Balance energético para tres puntos con la misma presión de inyección y distinto inicio de la combustión.**

El objetivo de realizar estos balances energéticos globales del motor, es ver como evoluciona el rendimiento en función exclusivamente de la posición de la df_{q1} (SOI).

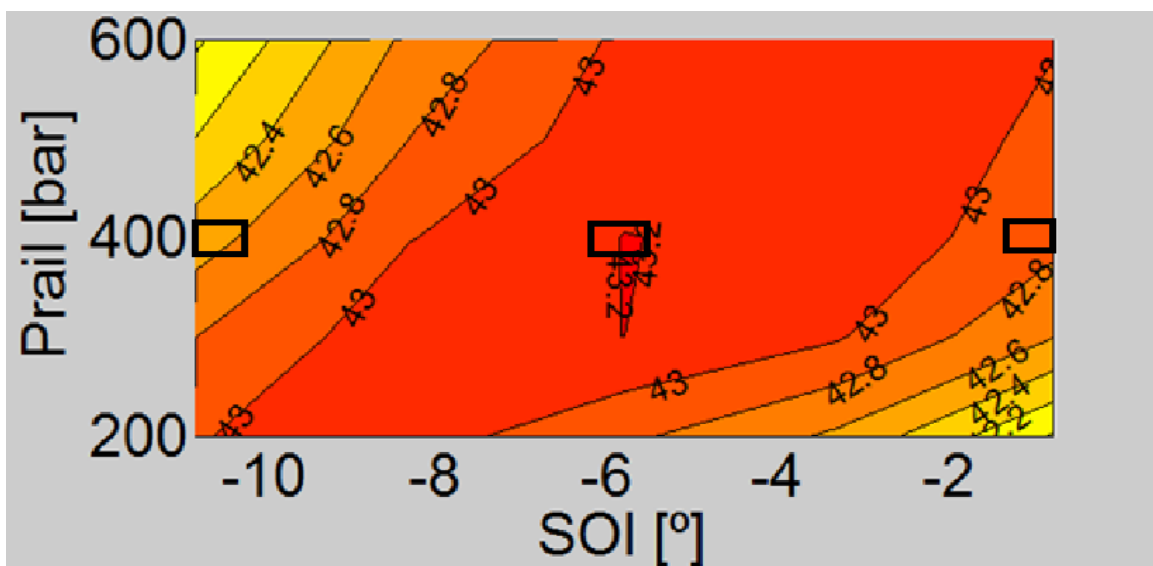


Figura 70: Punto de estudio del rendimiento indicado.

A continuación se muestran las DFQL de los tres puntos analizados.

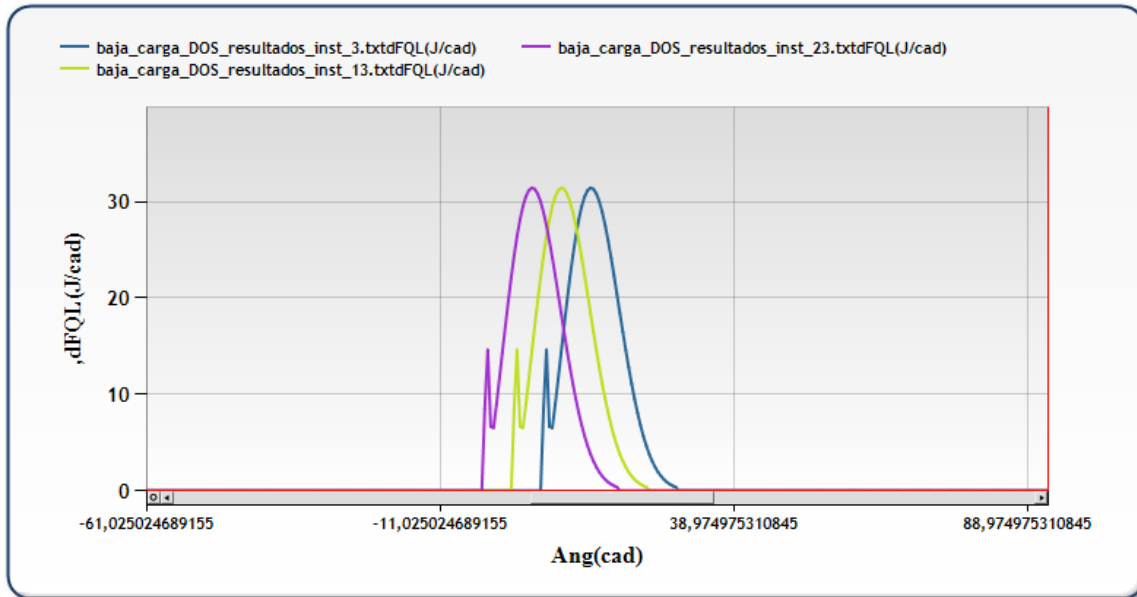


Figura 71: DFQL de punto con SOI -10.9° (izq) SOI -5.9° (centro) y -0.9° (der).

Cuanto más se adelanta la inyección, es más probable estar quemando durante el ciclo de compresión, esto supone un aumento muy importante en las presiones y temperaturas máximas dentro de la cámara de combustión (como se observa en la figura 73), este aumento de presiones y temperaturas se traduce en un diagrama P-V con una forma más similar al ciclo ideal de volumen constante (como se observa en la figura 74). Pero inyectar demasiado pronto tiene una serie de efectos negativos, como se observa en la figura 75, al producirse mayores temperaturas en la cámara, lo que produce un aumento de las pérdidas de transmisión de calor (haciendo caer el rendimiento) y por lo tanto disminuye la entalpía de los gases de escape (Figura 75).

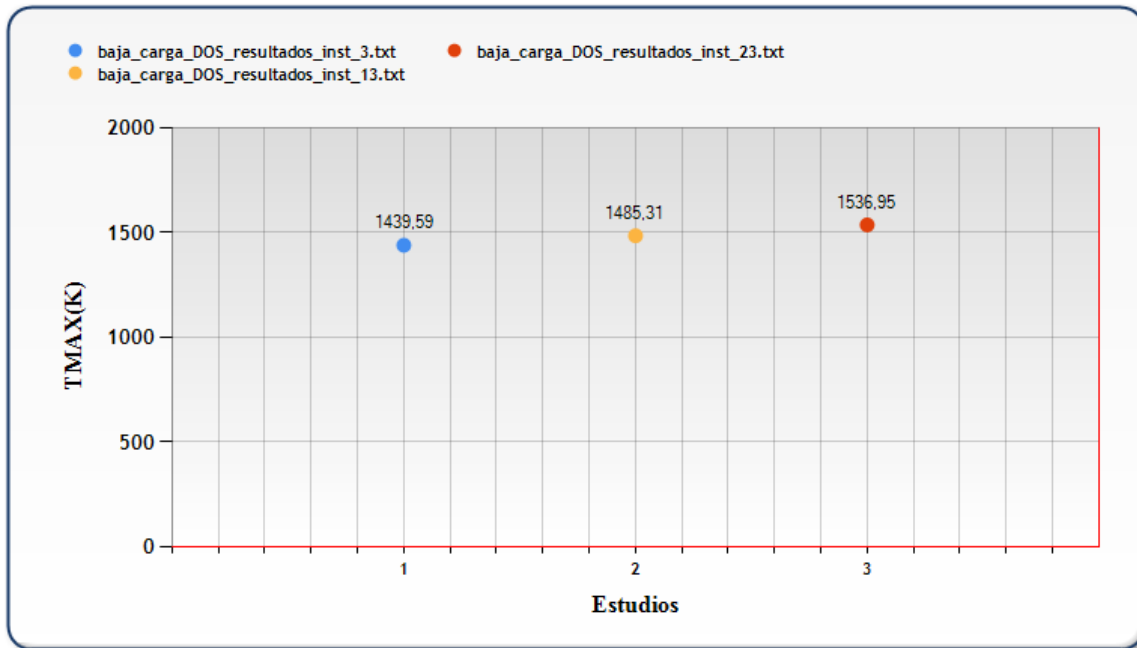


Figura 72: Temperatura máxima para SOI -10.9° (Der), SOI -5.9° (centro) y SOI -0.9° (Izq).

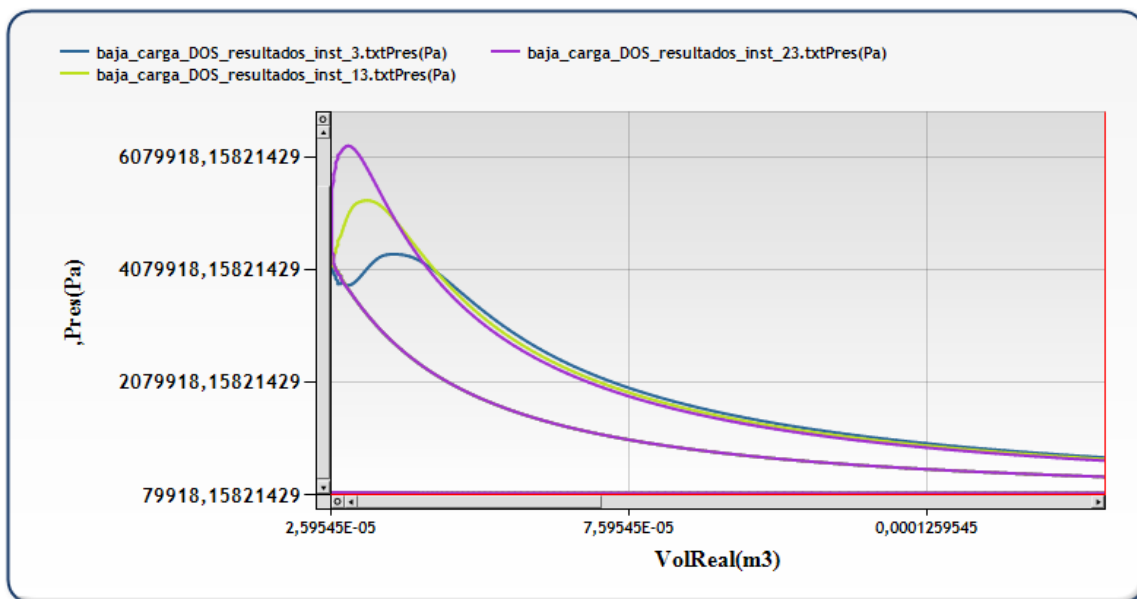


Figura 73: Diagrama P-V, para SOI -10.9° (violeta), SOI -5.9° (amarillo) y SOI -0.9° (azul).

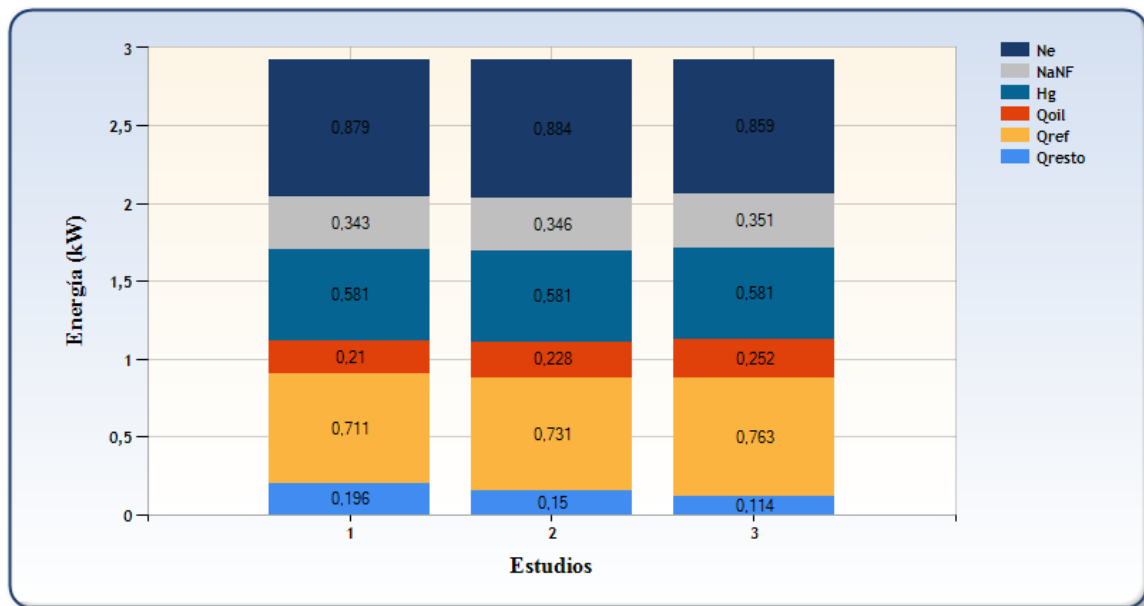


Figura 74: Balance energético para SOI -10.9° (Der), SOI -5.9° (Centro) y SOI -0.9° (Izq).

Además, aunque el lazo P-V visualmente se acerca más a una combustión a volumen constante cuanto más se adelanta la combustión, se puede observar que si se adelanta demasiado (SOI -10.9°), en realidad se está realizando mucho trabajo durante el ciclo de compresión, lo cual hace caer el rendimiento, y por lo tanto aunque las condiciones de presión y temperatura son mayores el trabajo que se realiza en contra del motor hace que el área del lazo P-V sea menor y por lo tanto disminuya el trabajo indicado y el rendimiento indicado (Figura 76).

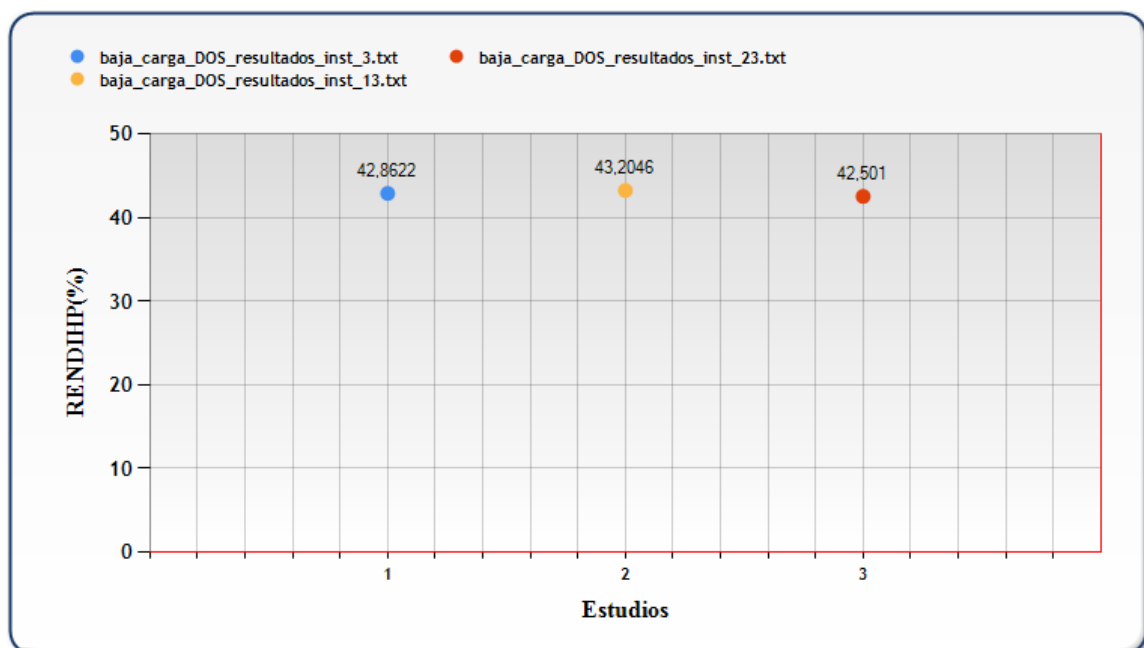


Figura 75: Rendimiento indicado para SOI -10.9° (Der), SOI -5.9° (centro) y SOI -0.9° (Izq).

Por lo tanto de este estudio se observa, que aunque al adelantar la inyección aumenta la presión máxima en cámara, lo cual favorece el ciclo P-V ya que al alcanzar una presión más grande aumenta su área y por lo tanto el trabajo indicado. Existe un punto a partir del cual si se adelanta más la inyección, tanto el aumento de las pérdidas por transmisión de calor, como el hecho de que al quemar demasiado pronto se está realizando trabajo contra el ciclo (disminuye el área del lazo P-V) , hacen caer el rendimiento.

Se concluye por lo tanto que existe un SOI óptimo el cual adelante lo suficiente la inyección para que el área del lazo P-V sea grande, pero no lo suficiente como para que el rendimiento del ciclo caiga por culpa de las pérdidas de transmisión de calor y por realizar trabajo contra el ciclo.

- **Balance energético para tres puntos con el mismo SOI (-10.9º) y diferente presión de inyección.**

El siguiente balance energético va a ser realizado para explicar la tendencia que sigue el rendimiento cuando se modifica la presión de inyección en una combustión muy adelantada, por ejemplo para un SOI= -10.9º.

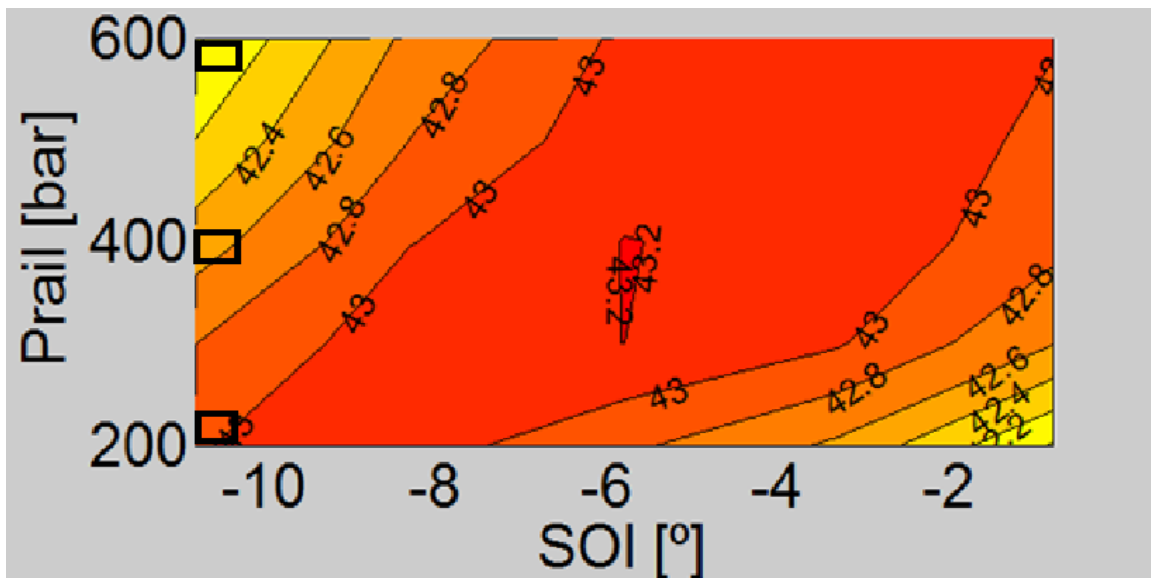


Figura 76: Banda de estudio del rendimiento indicado.

A continuación se pueden observar las tres dfql de los puntos elegidos para este análisis.

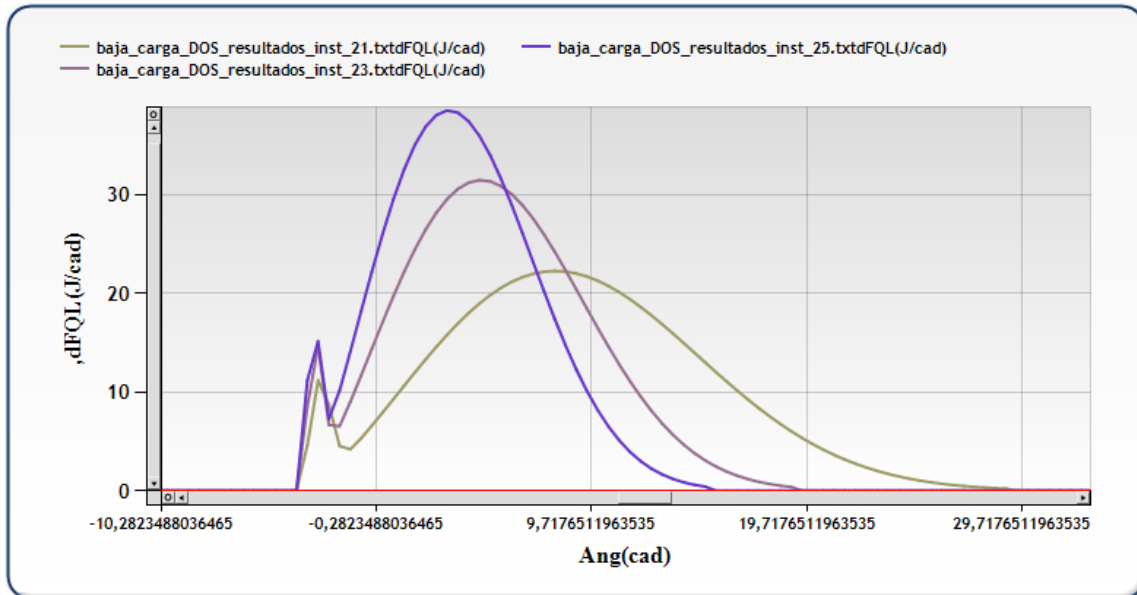


Figura 77: Leyes de liberación de calor para presiones de 600 Bar (Azul), 400 Bar (marrón) y 200 Bar (verde).

Si en un punto de trabajo con un SOI muy adelantado se aumenta la presión de inyección, se producirá un aumento de la presión (Figura 79) y la temperatura (Figura 80) máxima debido a que se reducirá la duración de la combustión, siendo la ley de liberación de calor más rápida.

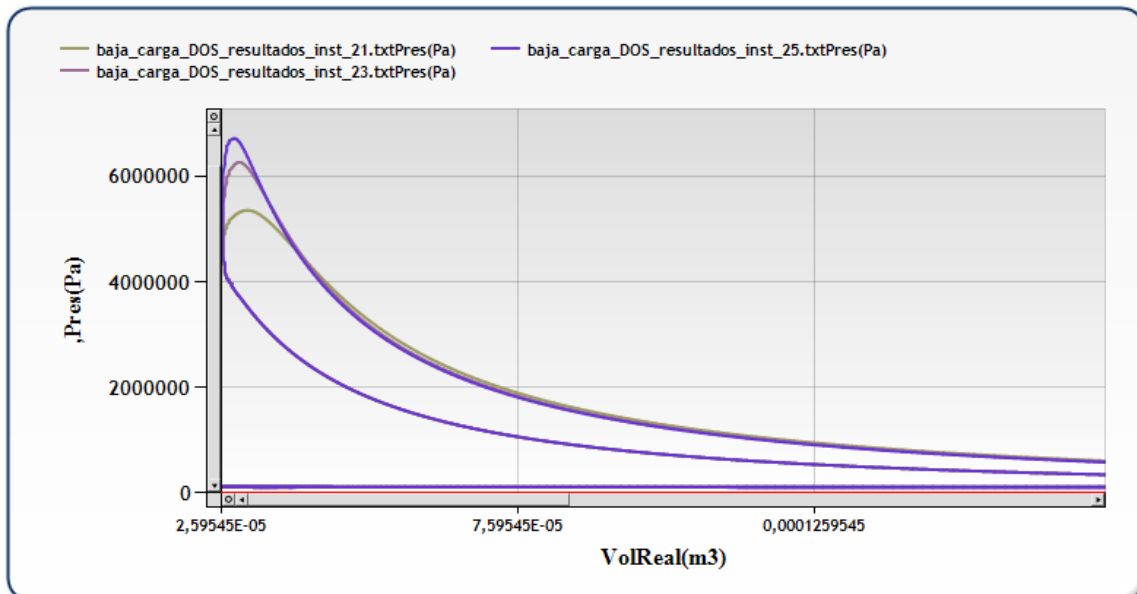


Figura 78: Diagrama P-V para presiones de 200 Bar (verde) 400 Bar (marrón) y 600 Bar (azul)

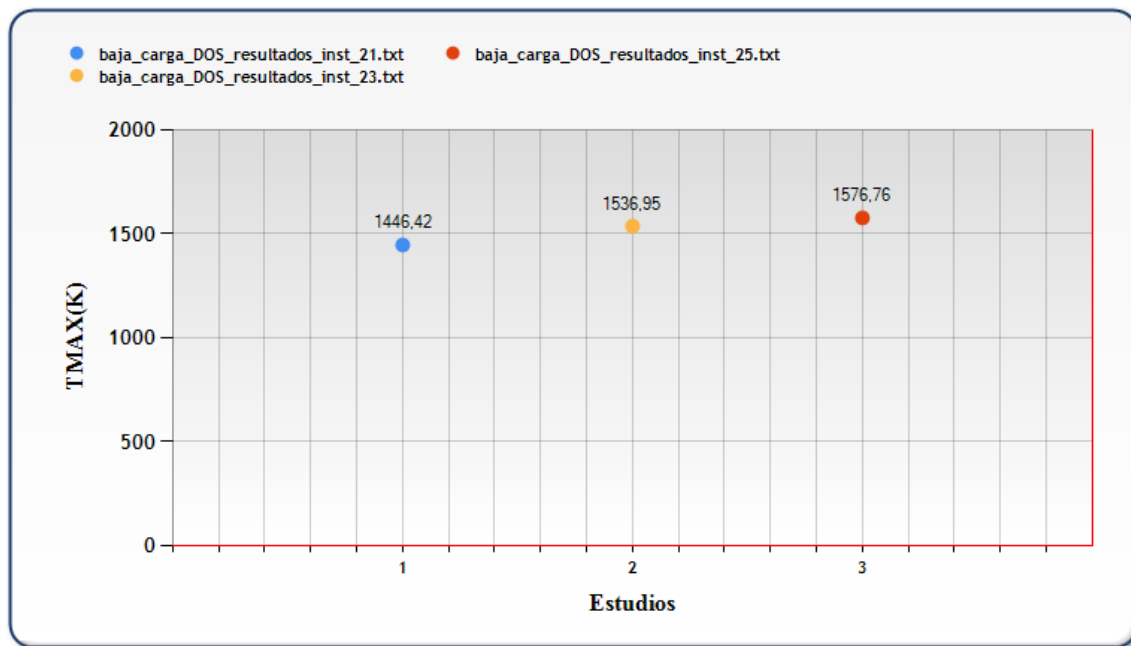


Figura 79: Temperatura máxima en cámara para presiones de 200 Bar (Azul), 400 bar (Amarillo) y 600 Bar (Rojo).

En estas condiciones por lo tanto, cuanto más se aumente la presión de inyección, más se parecerá la forma del lazo P-V al de la combustión ideal, debido a que la presión máxima en cámara es más alta, sin embargo, al acortar la duración la combustión es adelantada más (como se ve en la figura 78) porque se está fijando el SOI y cambiando la duración, por lo tanto al están sucediendo dos fenómenos:

Por un lado aumenta la presión máxima, lo cual podría favorecer el rendimiento indicado, pero no es así porque al inyectar tan pronto, el pico de presión máxima se alcanza durante el ciclo de compresión, y por lo tanto aumenta el trabajo realizado en contra del ciclo, con lo que el rendimiento indicado cae (figura 81).

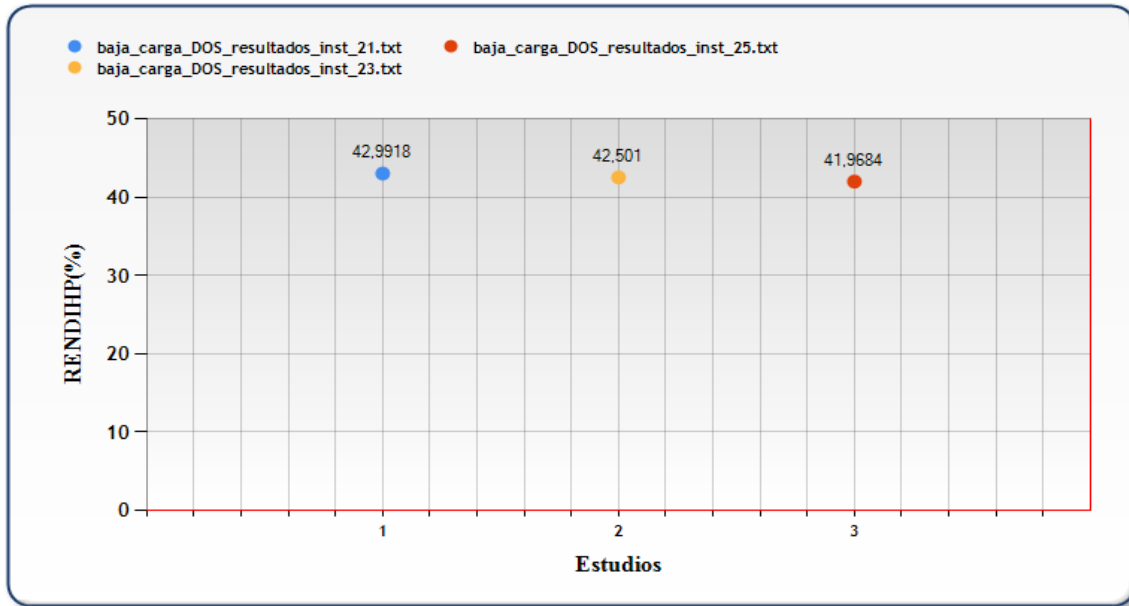


Figura 80: Rendimiento indicado para presiones de 200 Bar (azul), 400 Bar (amarillo) y 600 Bar (rojo).

Por otro lado, al acortarse la duración de la combustión, la ley de liberación de calor es más rápida alcanzando una mayor temperatura máxima, lo que hace que aumenten las pérdidas de transmisión de calor (Figura 82) haciendo caer el rendimiento.

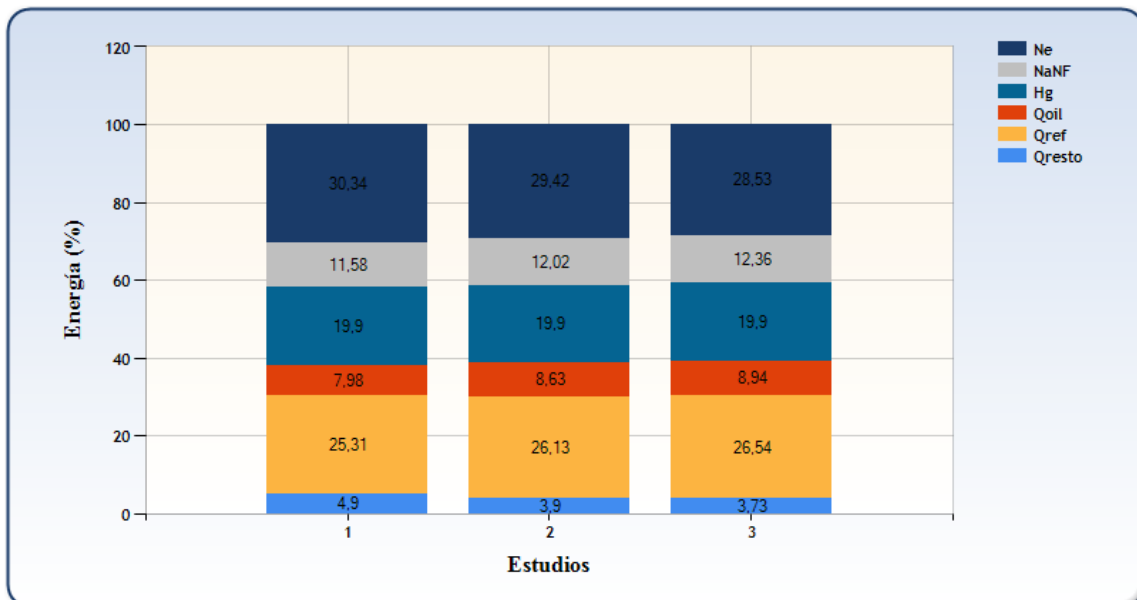


Figura 81: Balance global de energía en el motor para los puntos de presión 200 Bar, 400 Bar y 600 Bar respectivamente

Por lo tanto de este estudio se puede concluir que inyectando demasiado pronto, parte de la combustión tendrá lugar durante el ciclo de compresión, si se aumenta la presión de inyección en esas condiciones, se producirá una caída en el rendimiento indicado debido al aumento de las pérdidas de transmisión de calor y al mayor trabajo realizado en contra del ciclo.

- Balance energético para puntos con el mismo SOI (-0.9°) y distinta presión de inyección.

El objetivo de este análisis es el de comprender que la tendencia que sigue el rendimiento cuando se modifica la presión de inyección para un SOI muy atrasado (-0.9°).

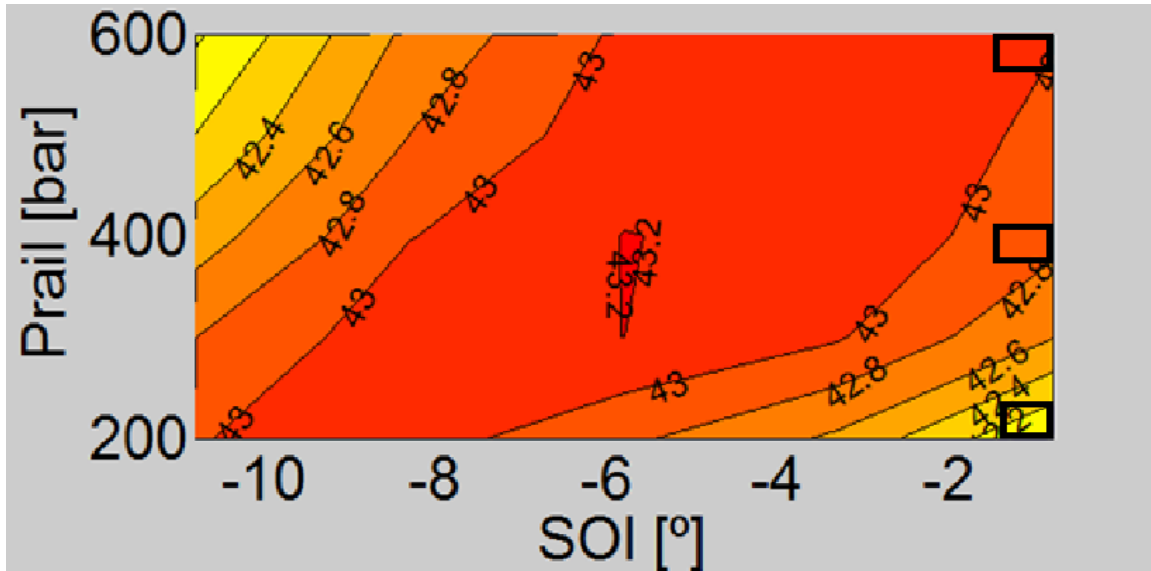


Figura 82: Puntos de estudio del rendimiento indicado.

A continuación se mostrarán las tres leyes de liberación de calor que se utilizarán en este estudio.

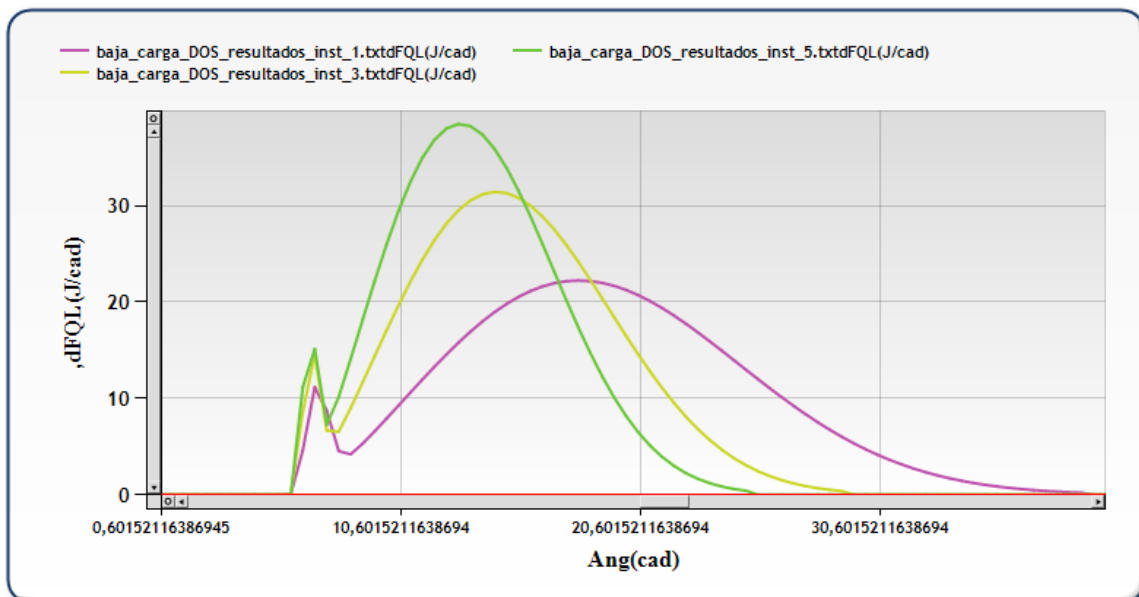


Figura 83: Leyes de liberación de calor para presiones de 200 Bar (Violeta), 400 Bar (Amarilla) y 600 bar (verde).

En estas condiciones, al retrasar tanto la inyección, toda la combustión está teniendo lugar durante el ciclo de expansión, por lo tanto en estas condiciones no se realizará trabajo en contra del ciclo y los resultados serán los opuestos al estudio anterior.

Cuando se aumenta la presión de inyección, se reduce la duración de la combustión obteniendo una ley de liberación de calor más violenta, porque hay que quemar el mismo combustible en menor tiempo, por lo tanto la presión (Figura 85) y temperatura (Figura 86) máxima en la cámara aumentarán.

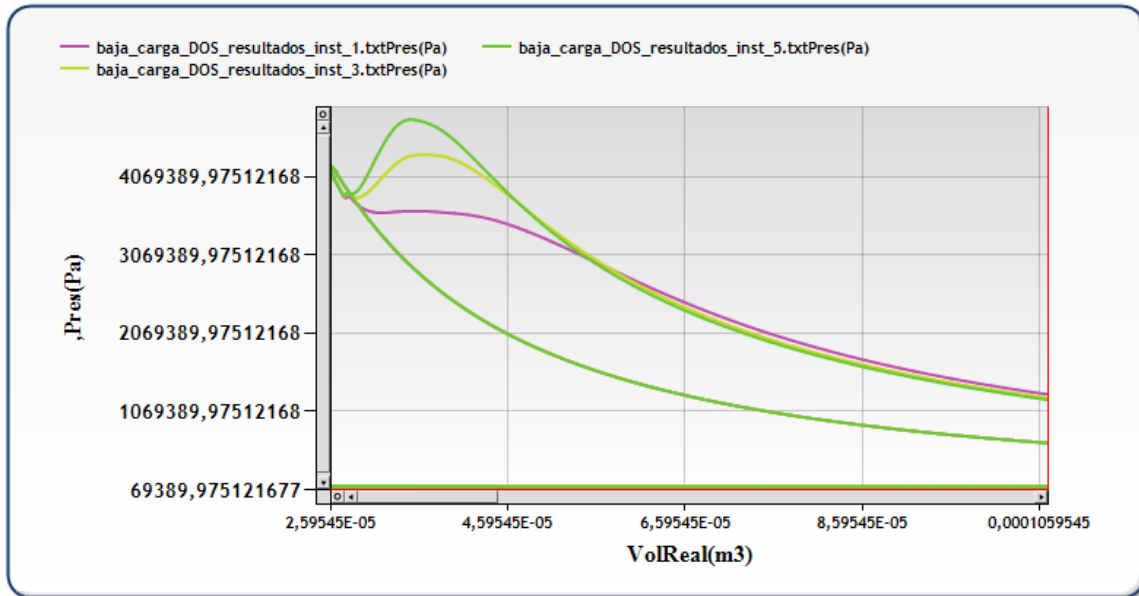


Figura 84: Diagrama P-V para presiones de 200 Bar (violeta), 400 Bar (Amarillo) y 600 Bar (verde).

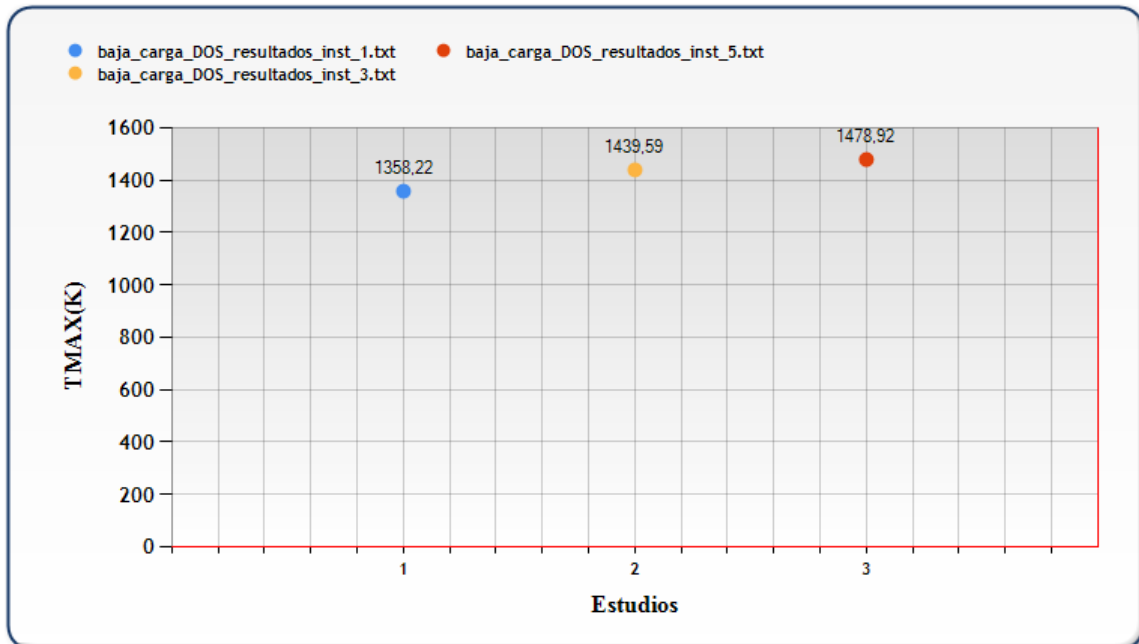


Figura 85: Temperatura máxima para presiones de 200 Bar (Azul), 400 Bar (Amarilla) y 600 Bar (Rojo).

Al aumentar la temperatura máxima de la cámara, aumentarán las pérdidas de transmisión de calor, como se pueden observar en la figura 87, disminuyendo el rendimiento indicado de la combustión.

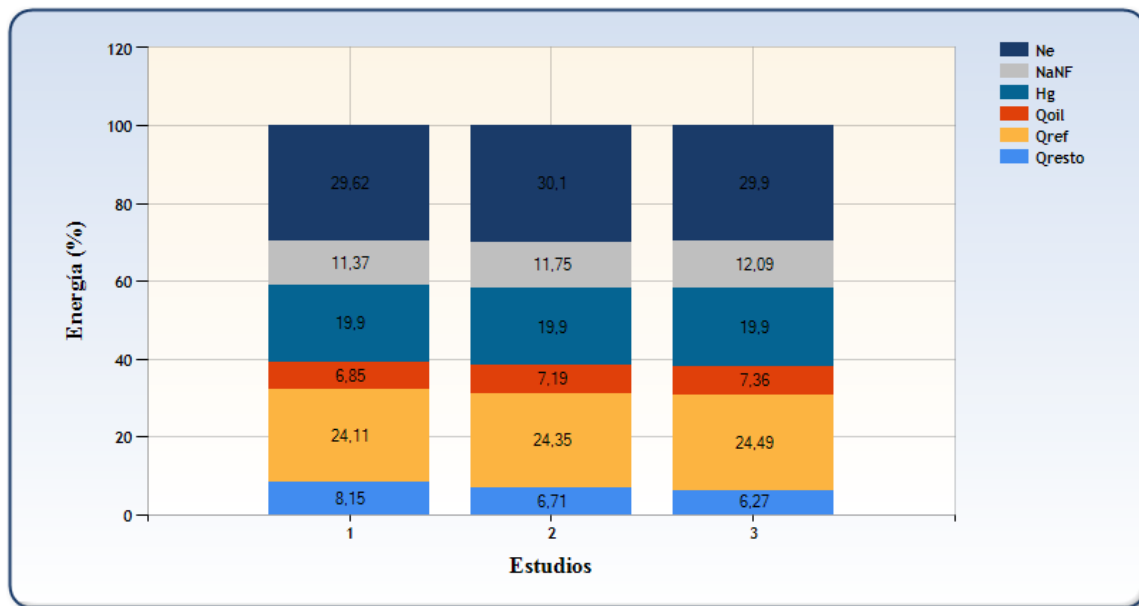


Figura 86: Balance de energía global en el motor para presiones de 200, 400 y 600 Bar respectivamente.

Al aumentar la presión máxima en la cámara, la forma del ciclo P-V se asemeja más a la forma de un ciclo a presión constante, y además como la presión es más elevada y no se está realizando trabajo durante el ciclo de compresión el área del ciclo P-V aumenta al subir la presión de inyección, aumentando el trabajo indicado y el rendimiento indicado (Figura 88).

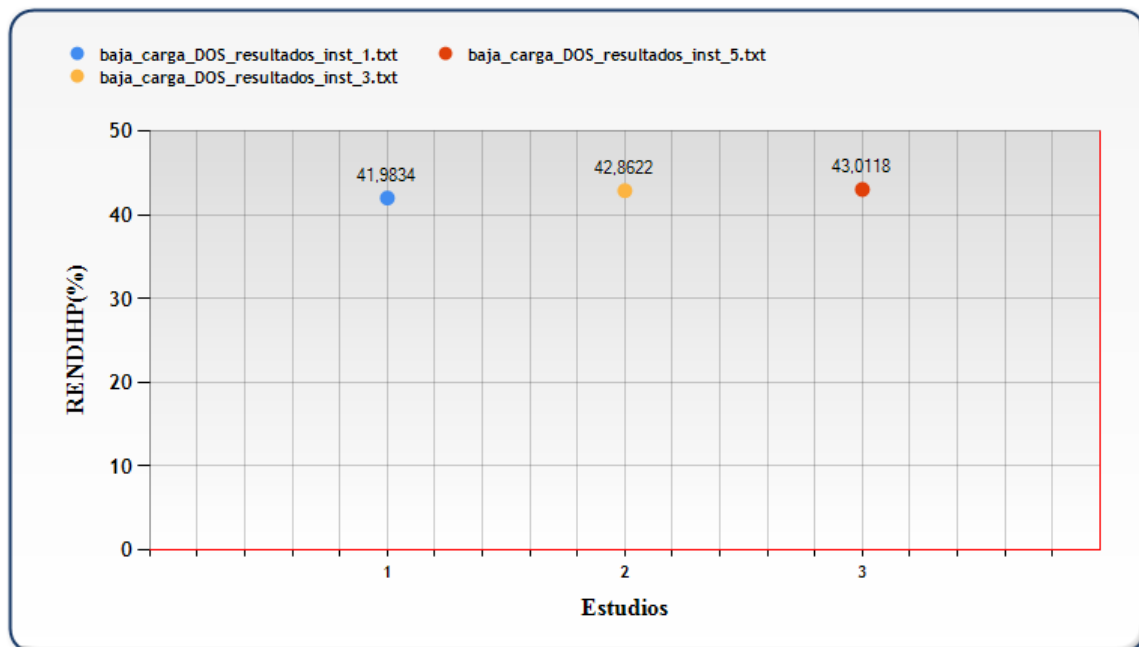


Figura 87: Rendimiento indicado para presiones de 200 Bar (Azul) 400 Bar (Amarillo) y 600 Bar (rojo).

Por lo tanto para finalizar se puede concluir, que en una combustión muy retrasada, cuanto más se aumente la presión de inyección más aumenta la presión máxima y como la combustión está teniendo lugar durante el ciclo de expansión aumenta el área del ciclo P-V, y por lo tanto el rendimiento, aunque al aumentar la presión de inyección también aumenta la temperatura máxima y por lo tanto las pérdidas por transmisión de calor.

- **Balance energético para dos puntos extremos (Prail=600 Bar y SOI -10.9º) y (Prail=200 Bar y SOI=-0.9º).**

Por último se realizará un estudio para comprobar las tendencias anteriores comparando dos puntos extremos en el mapa de rendimiento.

A continuación se mostrarán las DFQL de los puntos a estudiar.

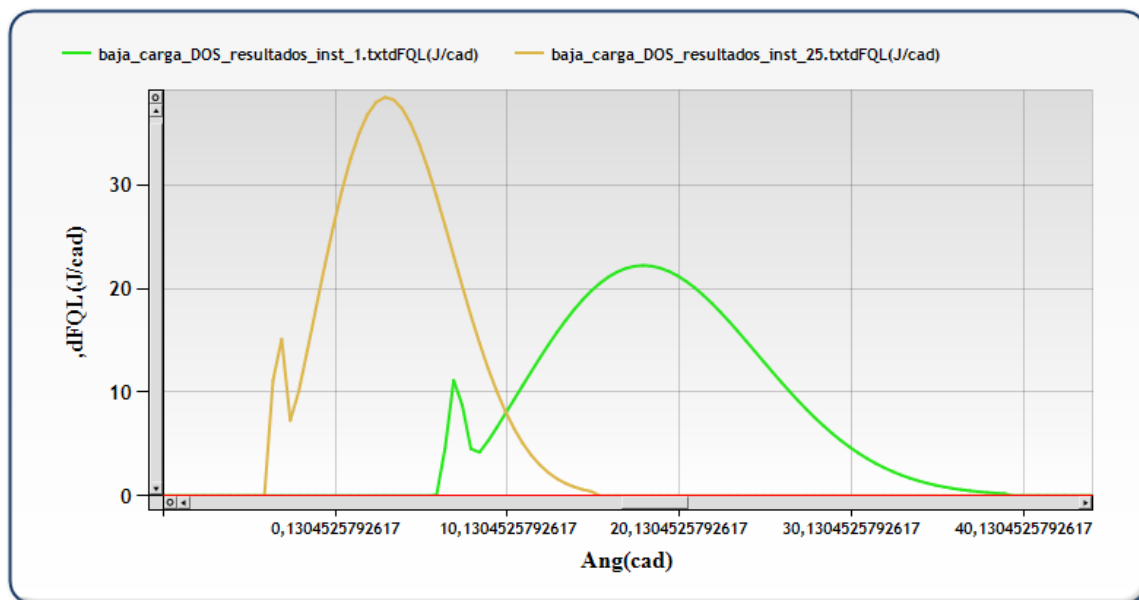


Figura 88: Leyes de liberación de calor para (Prail=600 y SOI=2.8) Naranja y (Prail=200 y SOI=12.8) Verde.

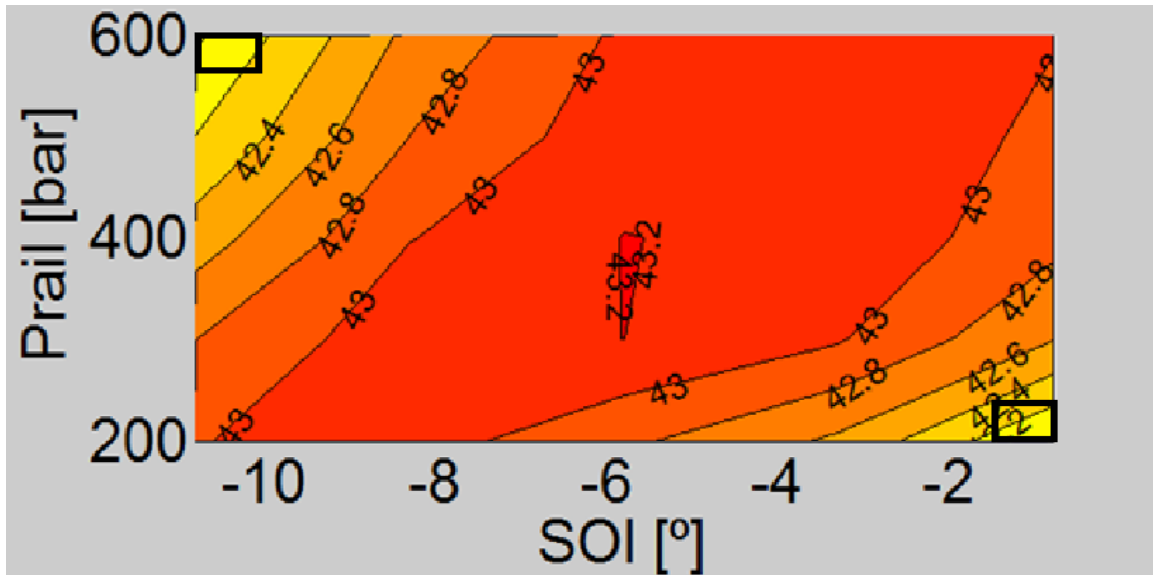


Figura 89: Bandas de estudio del rendimiento indicado.

Cuando se aumenta la presión de inyección y se adelanta el SOI, se puede observar que se produce un aumento de la presión (Figura 91) y la temperatura máxima (Figura 92), debido a que la ley de liberación de calor es más violenta (por el aumento de la presión de rail) y debido a que al adelantar la combustión se quema durante el ciclo de compresión lo cual hace que se disparen estos dos parámetros.

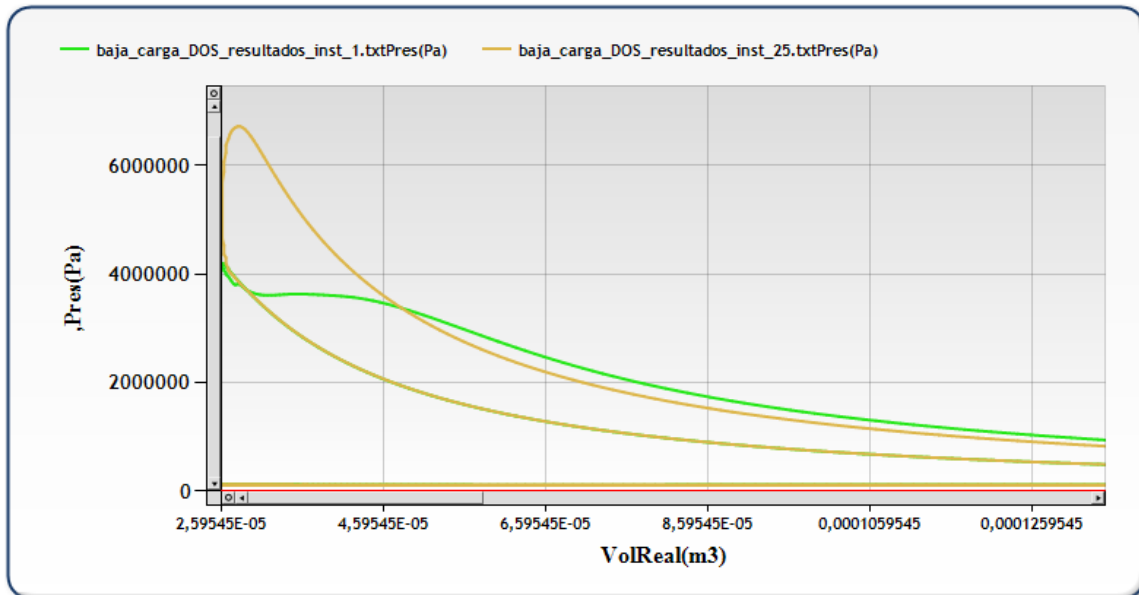


Figura 90: Diagrama P-V para (Prail=600 y SOI=-10.9°) Naranja y (Prail=200 y SOI=-0.9°).

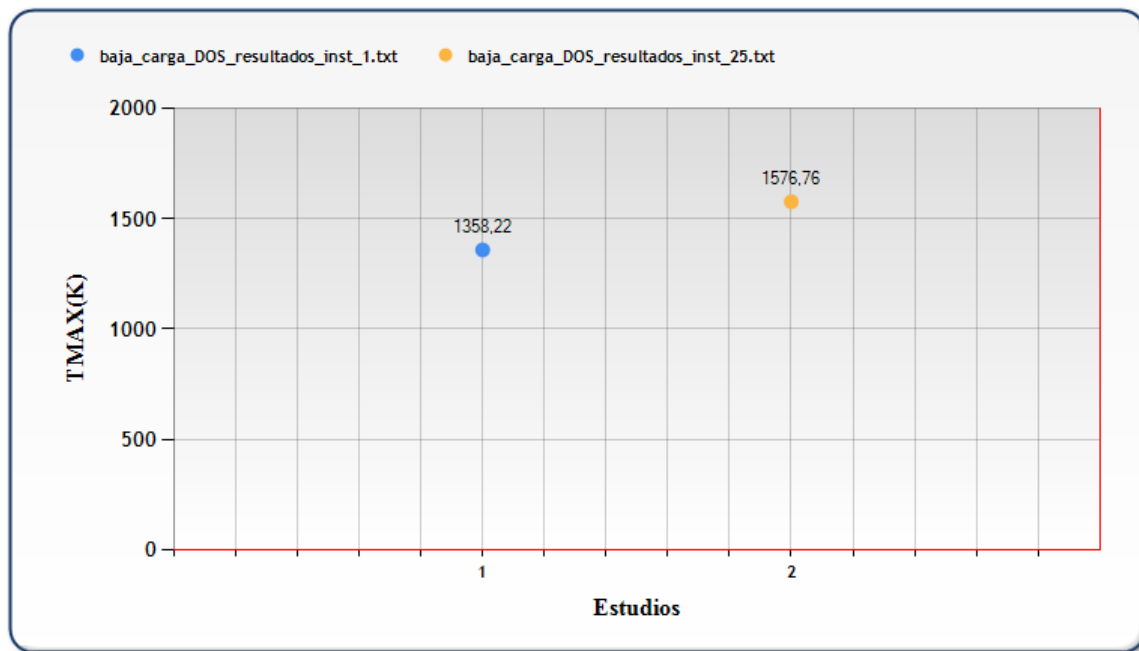


Figura 91: Temperatura máxima para (Prail=600 y SOI=-10.9º) Naranja y (Prail=200 y SOI=-0.9º) Azul.

Debido a este aumento de la presión máxima al adelantar la combustión y al aumentar la presión de inyección, el ciclo P-V se acerca más aparentemente en su forma a un ciclo ideal a volumen constante, y como la presión máxima es mayor, se podría realizar más trabajo indicado pero como la combustión está muy adelantada, parte de este trabajo se realiza durante el ciclo de compresión (trabajo negativo) y por lo tanto hace que el área del ciclo P-V disminuya, disminuyendo el rendimiento.

Además este aumento de la temperatura máxima al adelantar la combustión y al reducir la duración de dicha combustión provoca una mayor cantidad de pérdidas por transmisión de calor (Figura 93), lo cual provocará una caída de rendimiento.

Sin embargo al analizar el punto con baja presión de inyección y retrasado, se puede observar que la presión máxima es menor (Figura 91) al igual que la temperatura máxima (Figura 92), esto se debe a que al usar presión de inyección baja aumenta la duración de la combustión siendo la ley de liberación de calor menos violenta y además al retrasar la combustión ya no se combustiona durante la compresión, por lo tanto tampoco se disparan los niveles de presión y temperatura.

El efecto de que haya tan poca presión máxima es que aunque aquí se está quemando durante la expansión (no hay trabajo contra el ciclo), el trabajo indicado es menor debido a que el área del lazo P-V es menor al tener una presión máxima muy baja y por lo tanto se produce una caída en el rendimiento, a pesar de que como la temperatura máxima también es baja se reducen las pérdidas por transmisión de calor (Figura 93).

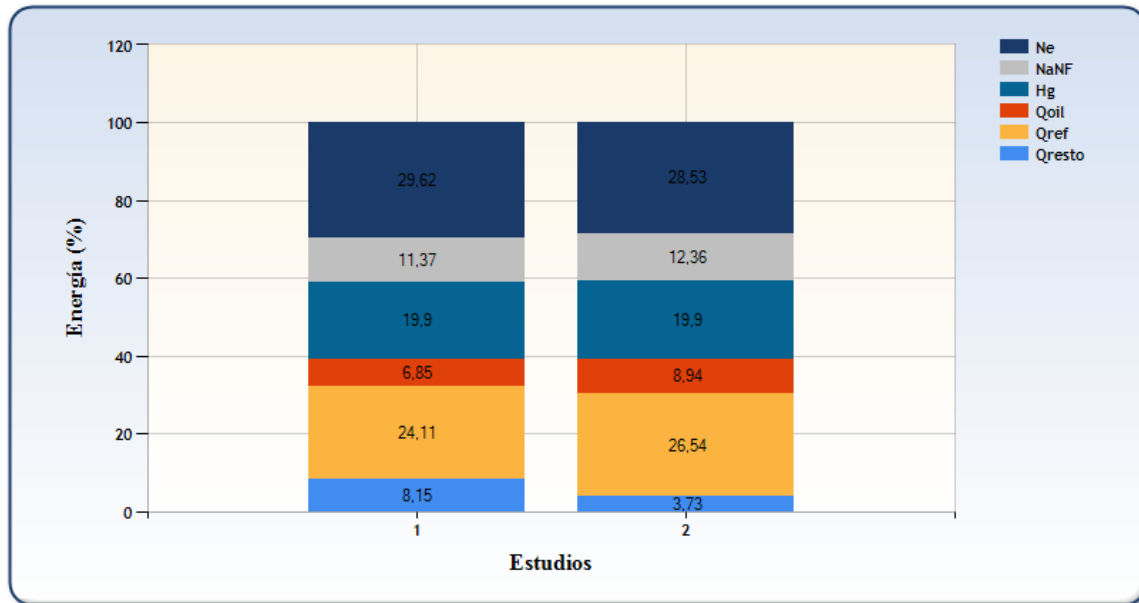


Figura 92: Balance energético global para (Prail=600 y SOI=-10.9º) Derecha y (Prail=200 y SOI=-0.9º) izquierda.

Como se puede comprobar en la Figura 93, al retrasar la combustión y quemar más lento aumenta considerablemente la entalpía de los gases de escape, ya que se realiza menos trabajo y las pérdidas (tanto mecánicas como por transmisión de calor) son menores.

Para finalizar este estudio se puede concluir que al aumentar la presión de inyección y adelantar el SOI, aumentan la presión y temperatura máximas, por lo tanto al tener una temperatura más alta aumentarán las pérdidas por transmisión de calor (disminuirá el rendimiento) y como se tiene una presión mayor, el área del lazo P-V podría ser mayor, pero como se está quemando durante el ciclo de compresión, parte del trabajo se realiza en contra del pistón (trabajo negativo) y se reduce el rendimiento. Al reducir la presión de inyección y retrasar el SOI se reducen las presiones y temperaturas máximas y por lo tanto disminuirán las pérdidas de transmisión de calor, pero el rendimiento también caerá porque la presión es muy baja y por lo tanto el área del ciclo P-V también será pequeña.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



4.2.1.3 Conclusiones.

En este ensayo se pretendía estudiar la influencia de la duración de la combustión (modificando la presión de common rail) y el adelanto de la combustión (SOI) sobre el rendimiento indicado de una combustión Diesel a baja carga y bajo régimen de giro.

El problema de este diagrama es que al tener que representar un rango de valores amplio (25 en este caso), y siendo las variaciones de rendimiento tan pequeñas, la precisión de la representación no es muy buena.

En realidad con los resultados numéricos se puede observar una evolución del rendimiento en la que para cualquier presión de rail existe un SOI óptimo que maximiza el rendimiento, y esta banda de rendimiento óptimo tiene una tendencia casi lineal.

Por lo tanto como ha sido comprobado anteriormente, cuanto más se adelante la combustión y más presión de inyección haya, mayor temperatura máxima habrá en la cámara de combustión, por lo tanto existirán más pérdidas de transmisión de calor (haciendo caer el rendimiento) y mayor presión máxima, lo que supondrá que el trabajo indicado podría ser mayor aumentando el rendimiento, pero si se adelanta demasiado la combustión existe un punto a partir del cual la combustión empieza a tener lugar en el ciclo de compresión, y por lo tanto se empieza a realizar trabajo en contra del ciclo y el rendimiento cae.

Para concluir, para cada duración de combustión existe un SOI óptimo que por un lado busca adelantar lo máximo la combustión para alcanzar la máxima presión posible y así realizar más trabajo indicado (y por lo tanto rendimiento), sin que las pérdidas de transmisión de calor hagan caer el rendimiento, a diferencia del estudio a alto régimen y alta carga, en este caso el rendimiento óptimo es prácticamente constante para todas las duraciones, esto se debe a la poca cantidad de combustible inyectado que evita que sea mayor.

Por lo que se puede concluir que en condiciones de bajo régimen y baja carga la duración de la combustión no tiene un efecto muy importante sobre el rendimiento a diferencia del SOI.

4.2 Análisis del estudio de premezcla frente a alargamiento de la difusión.

4.2.1. Análisis del estudio a alto régimen y alta carga.

El objeto de este estudio es el de analizar la influencia que tiene cambiar la cantidad de premezcla y el alargamiento de la difusión de la ley de liberación de calor, sobre el rendimiento y la transmisión de calor, en un punto a alto régimen y alta carga.

Este estudio se compone de varias partes:

- Análisis del mapa de rendimiento: Aquí se analizarán las tendencias que tiene el rendimiento en función de la duración de la combustión y del SOI.
- Balance energético del estudio: En este apartado se explicarán el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento mediante la realización de balances energéticos y de mapas de evolución de las imperfecciones.
- Conclusiones: Se analizarán las conclusiones extraídas de los apartados anteriores.

4.2.1.1 Análisis del mapa de rendimiento.

A continuación se puede observar la evolución del rendimiento indicado en función de la cantidad de premezcla y el alargamiento de la difusión.

Existen dos tendencias muy claras del rendimiento en función de estos dos parámetros.

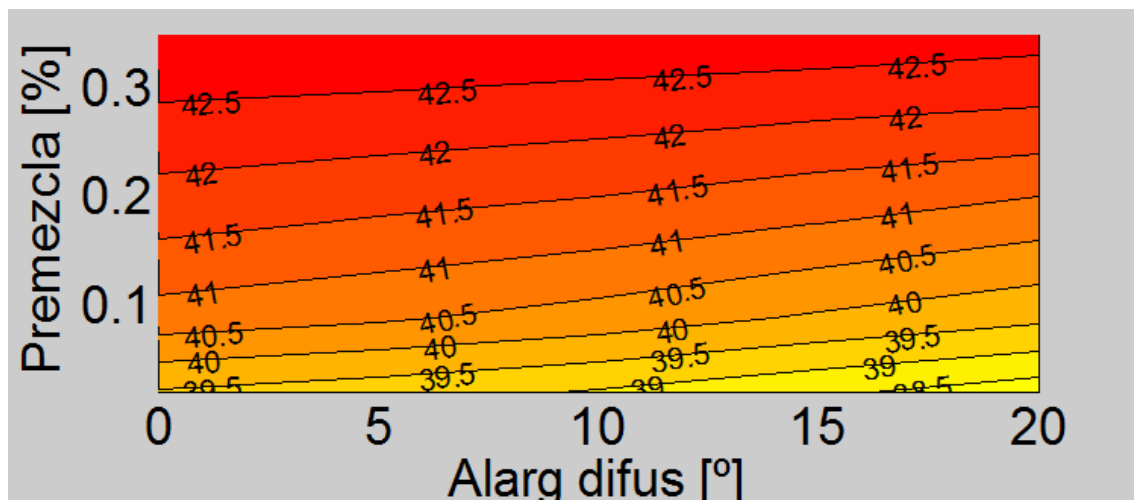


Figura 93: Rendimiento en función de la longitud de la difusión y la premezcla.

Como se puede observar, en estas condiciones de régimen de giro y grado de carga, aumentar la cantidad de premezcla supone un incremento del rendimiento indicado para todos los puntos del mapa. Posteriormente se verá que esta tendencia es relativa, ya que la influencia de la



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



cantidad de premezcla sobre el rendimiento indicado depende fuertemente de la posición de la combustión (SOI).

En cuanto al alargamiento de la difusión, se observa que en todo el mapa, alargar la difusión supone empeorar el rendimiento, posteriormente serán analizadas las causas, pero este efecto tendrá lugar para todos los regímenes de giro y para todos los grados de carga.

A continuación serán realizados diversos balances energéticos con el objetivo de clarificar el porqué de estas tendencias.

4.2.1.2 Balance energético del estudio.

A continuación van a ser realizados una serie de balances de energía en el motor y análisis de las pérdidas en el ciclo indicado para intentar explicar las tendencias en el mapa de rendimientos que anteriormente fue mostrado, para ello se seguirá la siguiente metodología.

- Se estimará el efecto de las diferentes pérdidas en el ciclo indicado, y su influencia sobre el mapa de rendimientos.
- Se realizarán balances energéticos en el motor para intentar entender las tendencias que sigue el rendimiento y se realizarán diagramas de distribución de pérdidas de dicho motor en caso de que sea necesario

Análisis del Ciclo.

Para estudiar el efecto de las diferentes pérdidas se irán descontando el efecto de las distintas pérdidas sobre el ciclo indicado original, para pasar de este ciclo al ciclo a volumen constante y así ver en qué porcentaje afectan estas pérdidas al rendimiento.

Para cuantificar otras pérdidas como la velocidad finita de combustión y el descentrado de la combustión, se comparará el ciclo original una vez descontadas todas las pérdidas que han sido comentadas anteriormente con un ciclo ideal cómo será el ciclo de presión limitada.

Cabe destacar que no todos los efectos (pérdidas) tendrán un peso significativo sobre el rendimiento, por lo tanto aquellos cuyo efecto no sea muy importante sobre el rendimiento, no serán tenidos en cuenta en el presente estudio, para simplificar.

➤ Transmisión de Calor.

En este caso se analizará el efecto que tendría sobre el rendimiento el que motor fuera adiabático, en el siguiente gráfico se muestra el porcentaje de rendimiento que se ganaría en caso que hacer el motor adiabático en cada caso, es decir, cuanto más alto sea este rendimiento que se ganaría más importante son las pérdidas por transmisión de calor en ese punto.

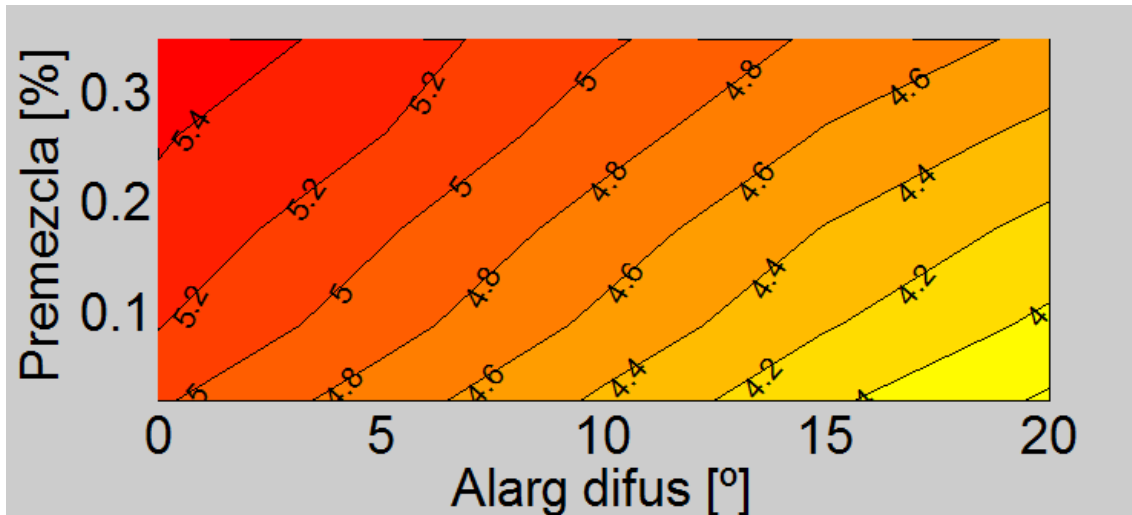


Figura 94: Variación del rendimiento indicado debida al efecto de la transmisión de calor.

Como se puede observar en el diagrama de rendimientos, el efecto de la transmisión de calor es más importante cuanto más corta es la difusión (menor duración de la combustión por lo tanto más cerca de la combustión instantánea que tiene el máximo rendimiento), y cuanto más cantidad de premezcla se tiene, mas “violenta” es la DFQL (debido a que dentro de la cámara de combustión la combustión será más rápida porque el combustible y el comburente se encuentran ya mezclados) por lo tanto la combustión tiene una duración menor, aumentando el rendimiento.

A continuación se van a mostrar las dos dfql más extremas donde se aprecia la diferencia de la duración de la combustión entre ellas.

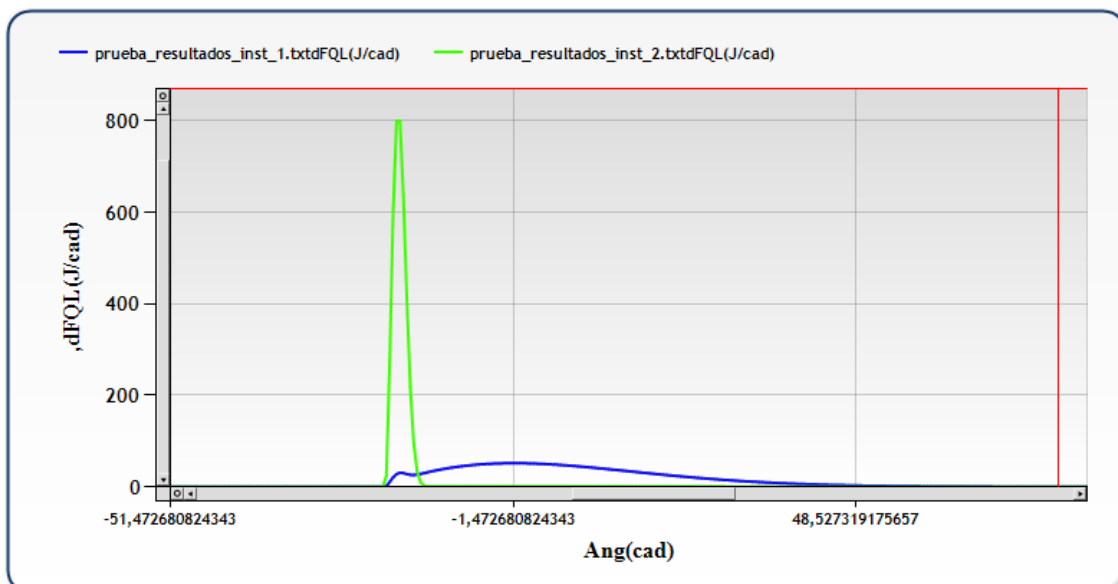


Figura 95: DQFL para combustión con mucha premezcla (verde) y con mucha difusión (azul).

Como se puede observar la duración es mucho menor en el caso de la combustión premezclada.

- Dependencia de la γ con la temperatura del gas

En este caso el efecto que se analizará será la pérdida del rendimiento al aumentar la gamma del aire con la temperatura debido a que el aire no es un gas ideal.

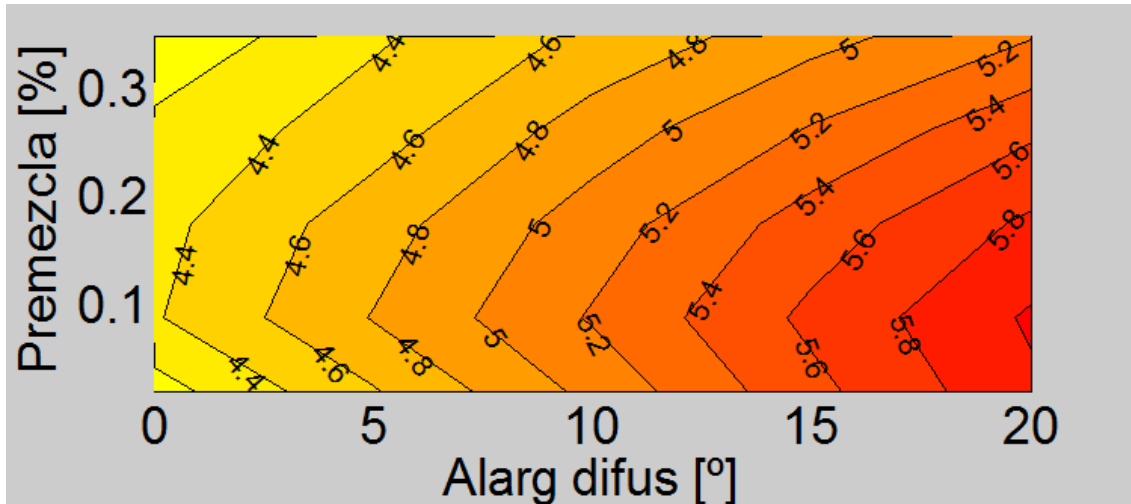


Figura 96: Variación del rendimiento indicado debida al efecto de T sobre γ .

Como en los estudios anteriores, existe cierta dependencia del peso de cada imperfección con el orden de análisis. Como se ha priorizado la transmisión de calor (es el primer efecto descontado) la parte principal del efecto de la T se lo lleva el efecto de las transmisión de calor.

Como el efecto de las propiedades del gas no es corregible, no es un parámetro de especial interés por lo que su valor esté ligeramente distorsionado no es grave.

- Dependencia de la γ con la composición del gas

En este caso se evaluará la influencia de la composición del aire que tiene sobre la gamma y por lo tanto sobre el rendimiento de la combustión al variar la duración de la difusión y la premezcla.

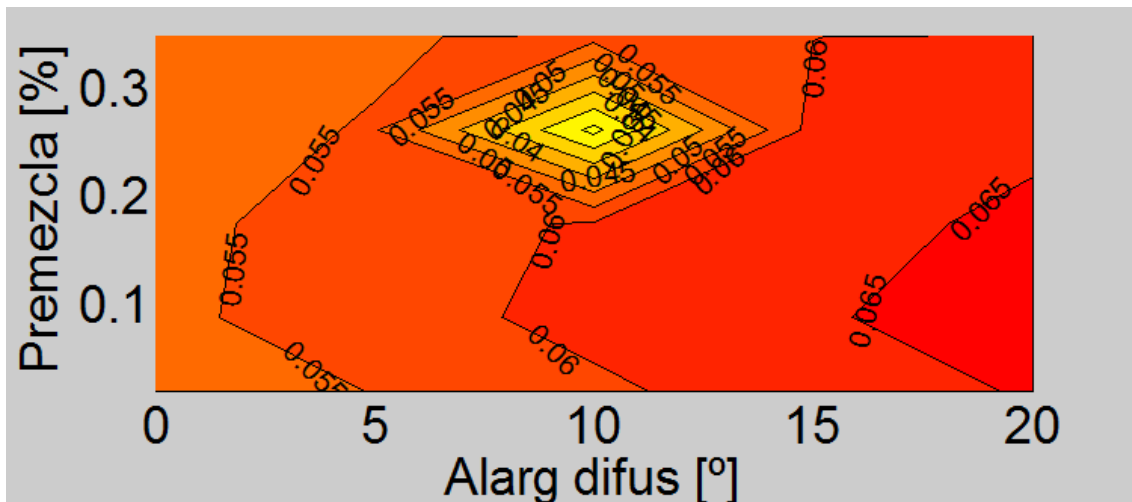


Figura 97: Variación del rendimiento indicado debida al efecto de la composición sobre gamma.

Como se observa este efecto es despreciable debido principalmente a que la posición o forma de la df_{ql} (que en definitiva es lo que se está variando), no influye para nada en la composición del gas, por lo tanto este efecto se observa tiene muy poco peso y no será tenido en cuenta.

- Perdidas en el escape debido al AAE

En este caso particular se evaluará el efecto de utilizar un sistema de distribución real (no un sistema de distribución que abra el escape en el PMI), sobre el rendimiento de la combustión variando los dos parámetros que componen el estudio (Premezcla y longitud de la difusión).

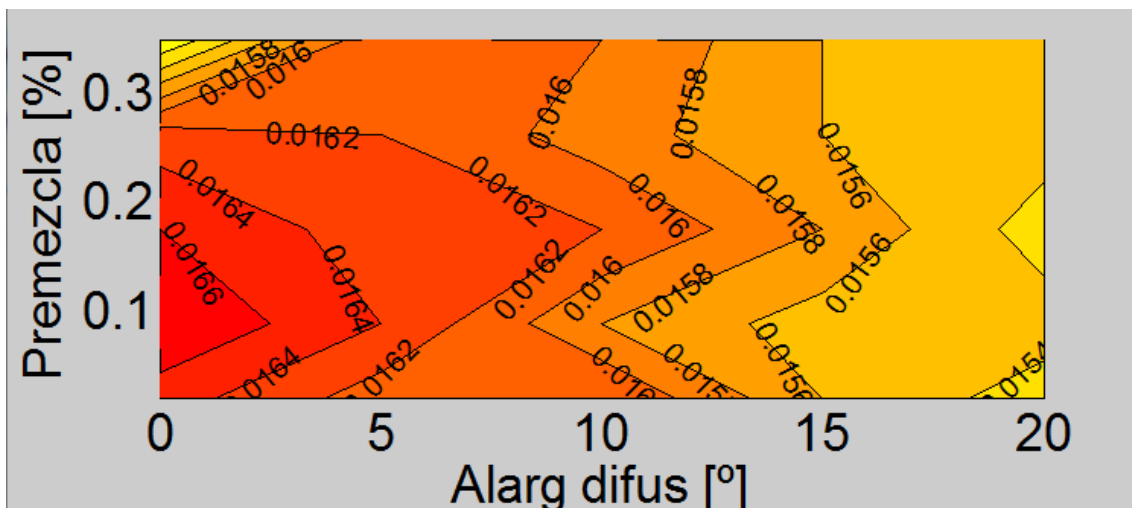


Figura 98: Efecto de una distribución real sobre el rendimiento.

Como se puede observar en este caso el efecto de emplear una distribución real sobre el rendimiento en este estudio es despreciable.

➤ Combustión incompleta (asumiendo un 1%)

En este caso se evalúa la presencia de inquemados en los gases de escape, es decir, consideraremos que la combustión no ha sido 100% completa, asumiendo un valor de un 1% de inquemados sobre el combustible original.

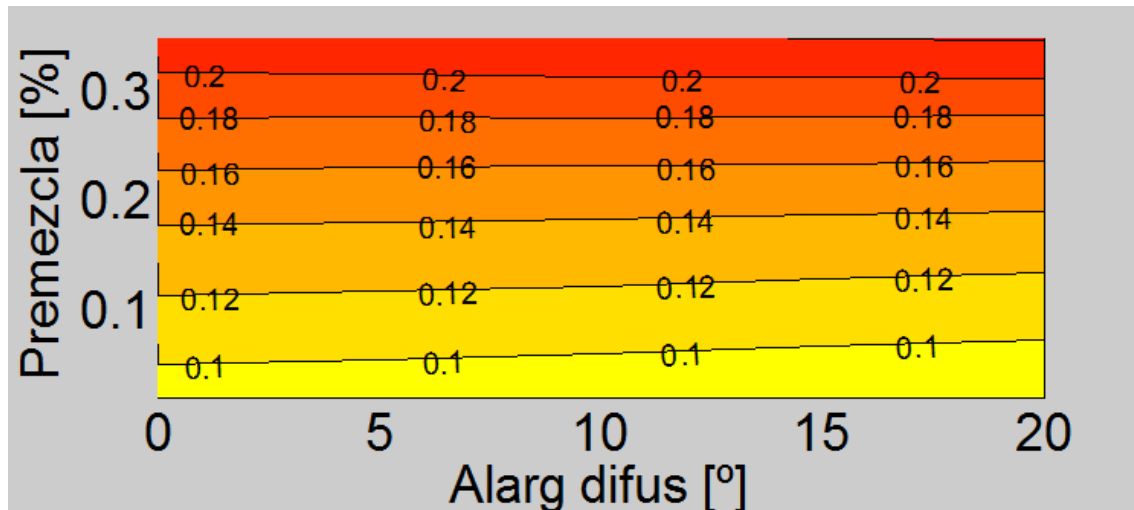


Figura 99: Efecto de los inquemados sobre el rendimiento en función de la cantidad de premezcla y el valor de la difusión.

En este caso al igual que el parámetro anterior tiene poca importancia ya que para la longitud de la difusión no varía y para la premezcla la variación máxima es de un 0.1%.

➤ Fugas por Blow-by.

Este efecto evalúa el peso del Blow-by sobre el rendimiento.

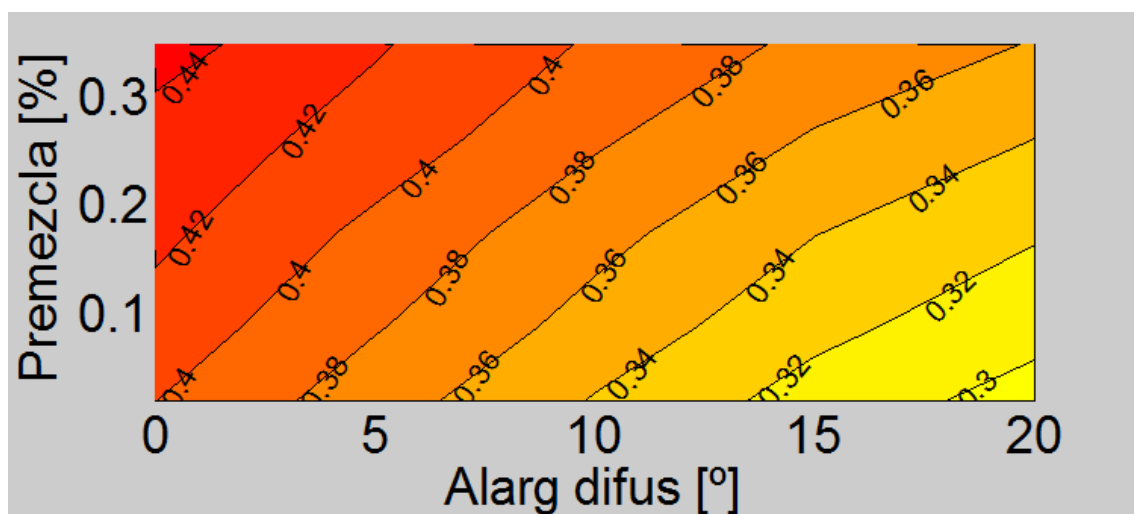


Figura 100: Efecto del Blow-By sobre el rendimiento en función de la premezcla y la longitud de la difusión



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



En este caso como se comprueba en la figura 101 el efecto sobre el rendimiento también es muy bajo, y no siendo muy distinto a lo largo de todo el mapa, por lo tanto tampoco se considerará su valor.

➤ Ciclo Plim.

En la figura 102 queda representado el efecto de la velocidad de combustión y del SOI no optimizado sobre el rendimiento, en este caso cuanto menor sea el valor de rendimiento mostrado en el mapa significa que la combustión es más similar a la ideal (teniendo una velocidad de combustión y SOI más cercano al del ciclo ideal).

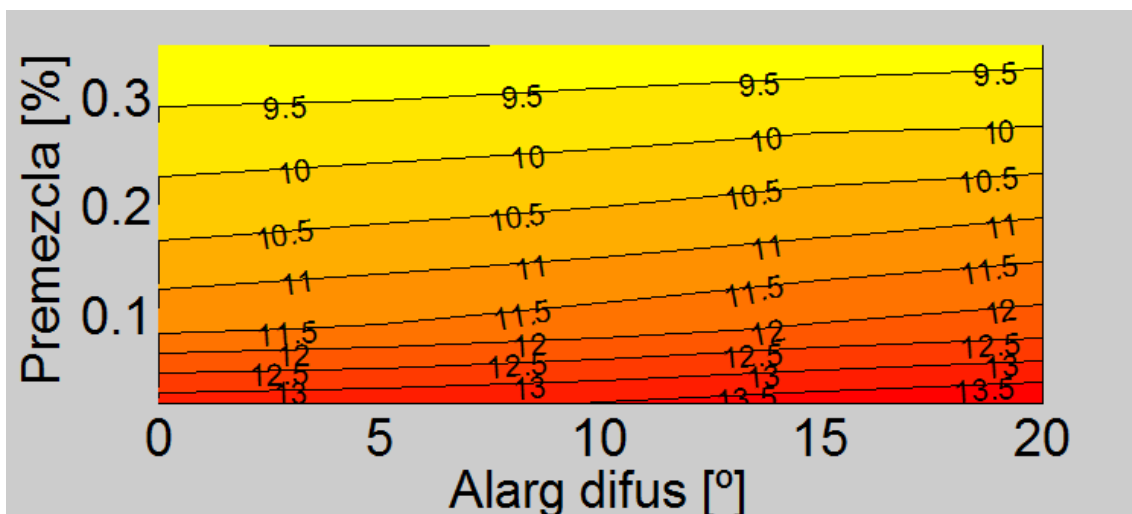


Figura 101: Variación de rendimiento debido a la diferencia entre el ciclo real sin imperfecciones y el ciclo ideal.

Como se observa el aumento de la cantidad de premezcla acerca más el ciclo a un ciclo ideal, esto se debe a que al aumentar la cantidad de premezcla, crece la velocidad de combustión haciendo el ciclo más ideal.

En cuanto al alargamiento de la difusión se puede observar que cuanto más corta es esta difusión, el ciclo es más ideal, esto es debido a que al acortar la difusión, disminuye la duración de la combustión, aumentando la velocidad de dicha combustión y acercándola más al ciclo ideal.

En un estudio a alto régimen y alta carga el efecto del descentramiento de la combustión no adquiere una gran importancia.

Balance energético del motor.

Una vez determinado el peso de cada uno de los efectos sobre el rendimiento (solo considerará la transmisión de calor y la diferencia con el ciclo de Plim, por su importancia), se explicarán las tendencias de evolución del rendimiento mediante balances energéticos globales del motor y balances de pérdidas.

- **Balance entre los dos puntos extremos.**

A continuación se va a realizar el balance energético entre los dos puntos que más información pueden aportar como son los puntos extremos (mínima duración con máxima premezcla y máxima duración con mínima premezcla)

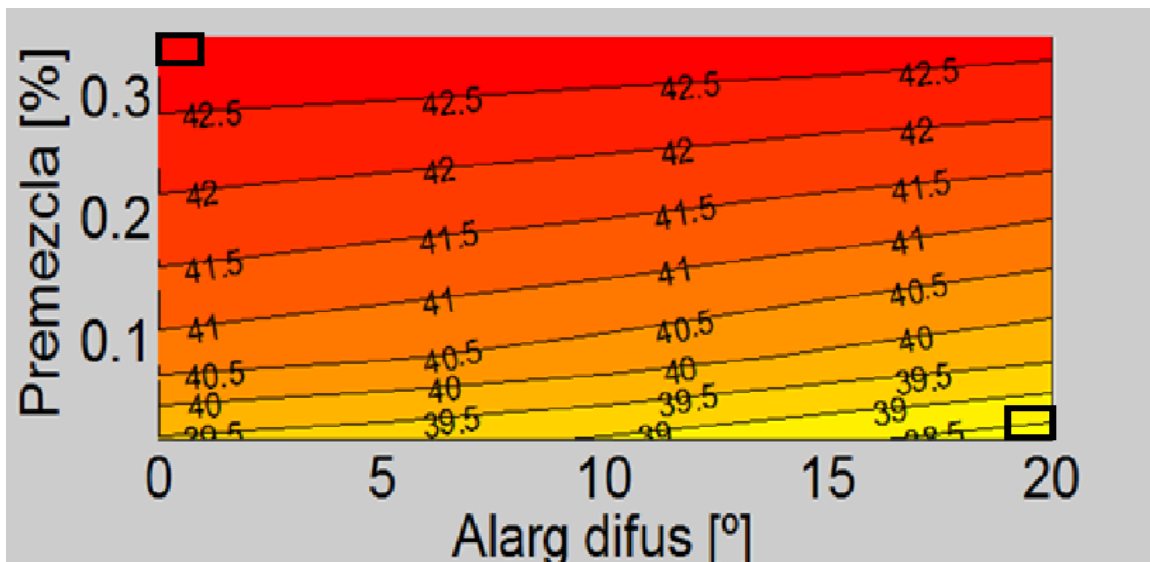


Figura 102: Puntos de estudio del rendimiento indicado.

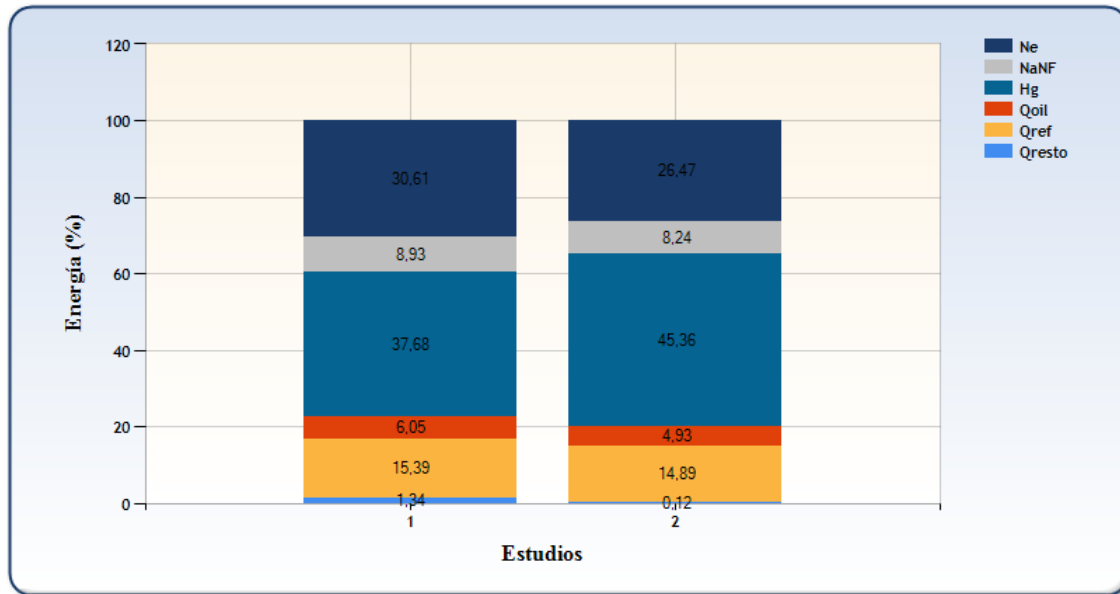


Figura 103: Balance energético entre el punto de máxima beta y mínima duración (Izq) y el opuesto (Der)

Como se puede observar en el balance energético la tendencia que sigue es bastante lógica, cuanto más premezcla y más corta es la combustión más cerca se encuentra la ley de liberación de calor de la ideal (una combustión a volumen constante), el diagrama P-V es más cercano al ideal con lo que aumentan tanto las pérdidas por transmisión de calor como la potencia efectiva, por lo tanto disminuirá la energía expulsada por los gases de escape.

Al trabajar con una ley de combustión más corta y con más premezcla, como se mantiene la cantidad de combustible, la df_{q1} será más rápida teniendo un pico mayor, por lo tanto eso se traduce en una temperatura máxima durante la combustión mayor, y en una mayor presión en cámara, por lo tanto las pérdidas por transmisión de calor (Q_{ref} y Q_{oil}), que son las más importantes en este caso aumentan, como se puede observar en la Figura 104.

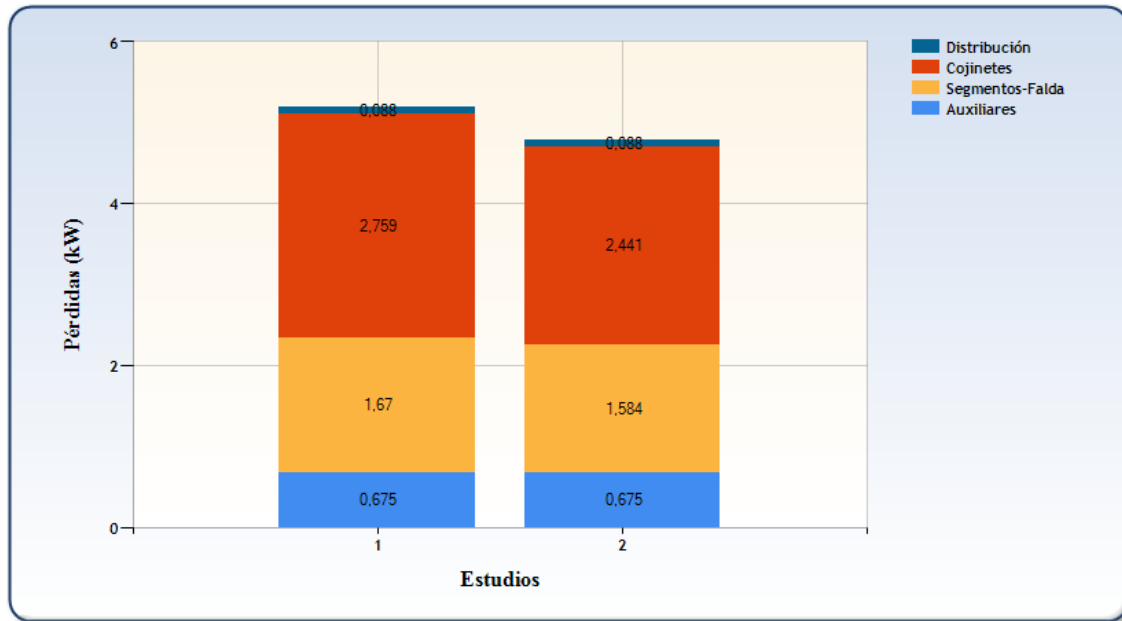


Figura 104: Pérdidas en KW el punto con más premezcla y menor duración (izq) y el opuesto (Der).

En la Figura 105 se puede comprobar lo que ha sido explicado anteriormente, el aumento de las pérdidas cuanto más corta y más premezcla tiene la combustión.

Las pérdidas en la distribución y en los auxiliares se mantienen constantes ya que el motor está trabajando en las mismas condiciones.

Por lo tanto se puede concluir que cuanto más se adelanta la combustión y más se reduce el alargamiento de la difusión se alcanzan mayores presiones y temperaturas máximas en la cámara de combustión, esto se traduce en un mayor trabajo indicado, y por lo tanto mayor rendimiento indicado ya que la presión máxima es mayor, a pesar de que también se produce un aumento de las pérdidas por transmisión de calor al aumentar la temperatura máxima en la cámara de combustión.

Hay que recordar que estos resultados son relativos ya que el efecto de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento puede cambiar con el (SOI).

- Balance energético entre dos puntos de la misma premezcla

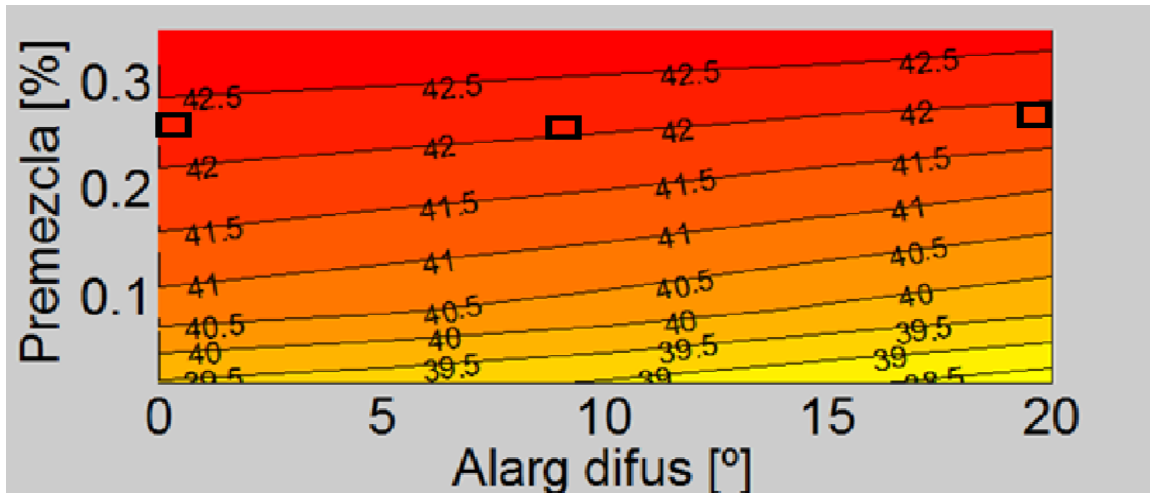


Figura 105: Puntos de estudio del rendimiento indicado

El objetivo de este balance energético es determinar para la misma premezcla, el efecto que tendría el cambio de la duración de la difusión sobre las pérdidas (principalmente transmisión de calor) y sobre el rendimiento.

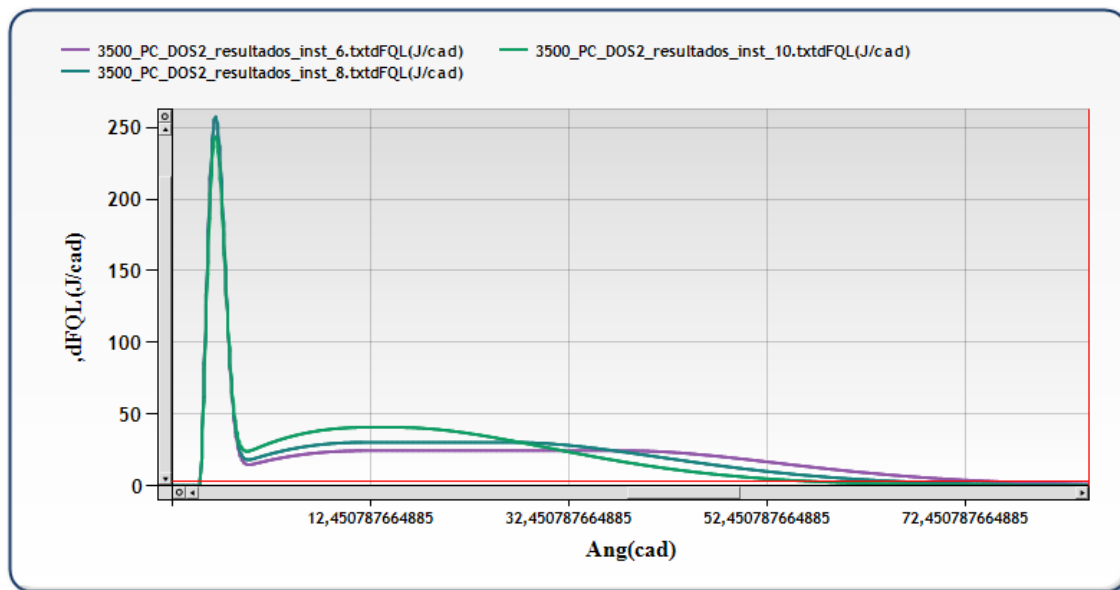


Figura 106: 3 DFQL con duraciones de difusión distintas para la misma premezcla (0.2625)

En la Figura 107 se puede observar que aunque la diferencia de duración de la difusión no es muy grande, será suficiente para ver la tendencia que sigue el rendimiento y las pérdidas, además para este estudio se han elegido dos puntos con alargamiento de la difusión extremos (0° y 20°) y otro intermedio (10°), para poder observar la evolución en todo el mapa.

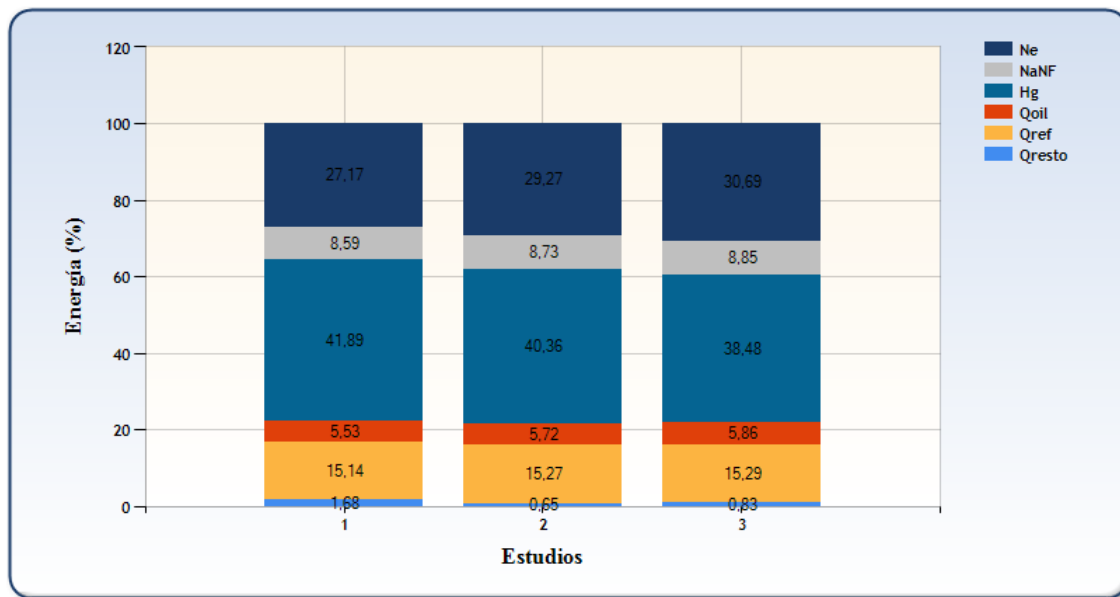


Figura 107: Balances energéticos para alargamientos de duraciones de difusión de (20º 10º y 0º) respectivamente.

Como era previsto, cuanto más corta es la difusión más potencia indicada se tiene en el ciclo (debido al aumento de la presión máxima), aumentando las pérdidas por transmisión de calor (Qref y Qoil) debido al aumento de la temperatura máxima en la cámara (Figura 108).

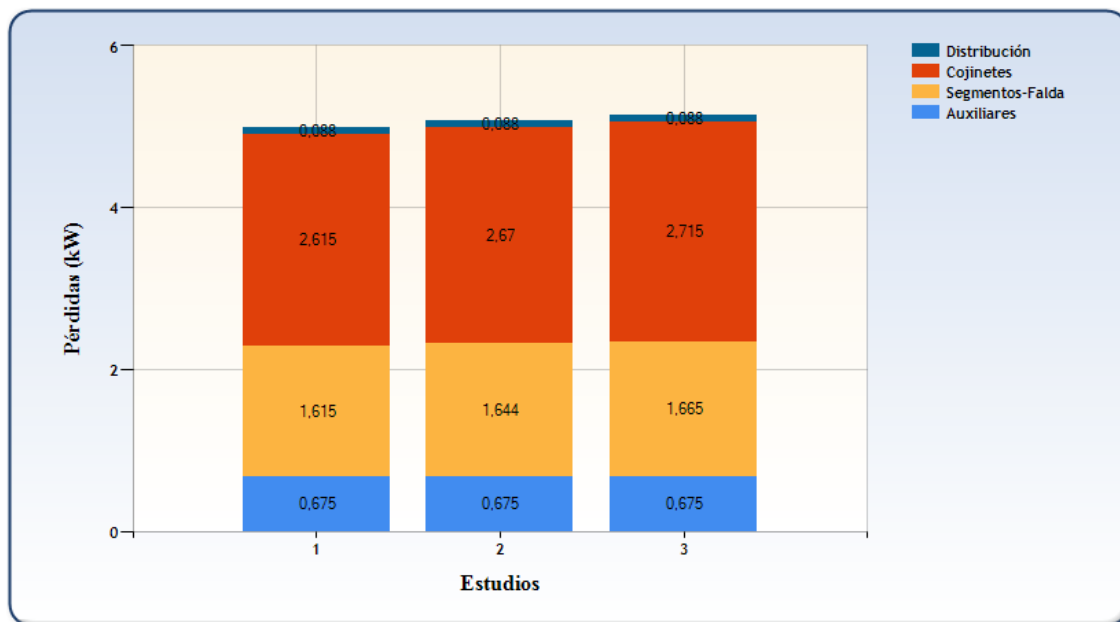


Figura 108: Pérdidas (Kw) para tres alargamientos de la difusión (20º 10º y 0º) respectivamente.

Como se puede observar en el balance de pérdidas (Figura 109), dichas pérdidas aumentan cuanto más corto es la difusión.

Las pérdidas por auxiliares y por distribución siguen siendo prácticamente iguales (la duración de la difusión no influye sobre ellas), pero las pérdidas en los cojinetes y en los segmentos (transmisión de calor), sí que aumenta sustancialmente, por lo que se ha comentado anteriormente (mayor temperatura en la cámara).

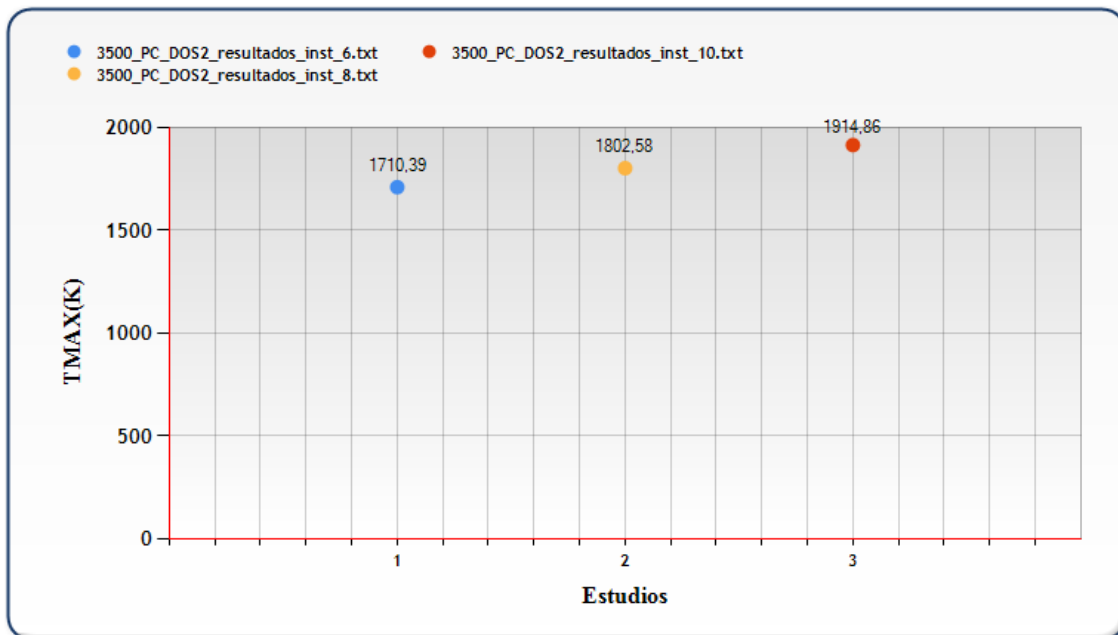


Figura 109: Evolución de la temperatura máxima (kelvin) para tres alargamientos de la difusión (20° 10° y 0°) respectivamente.

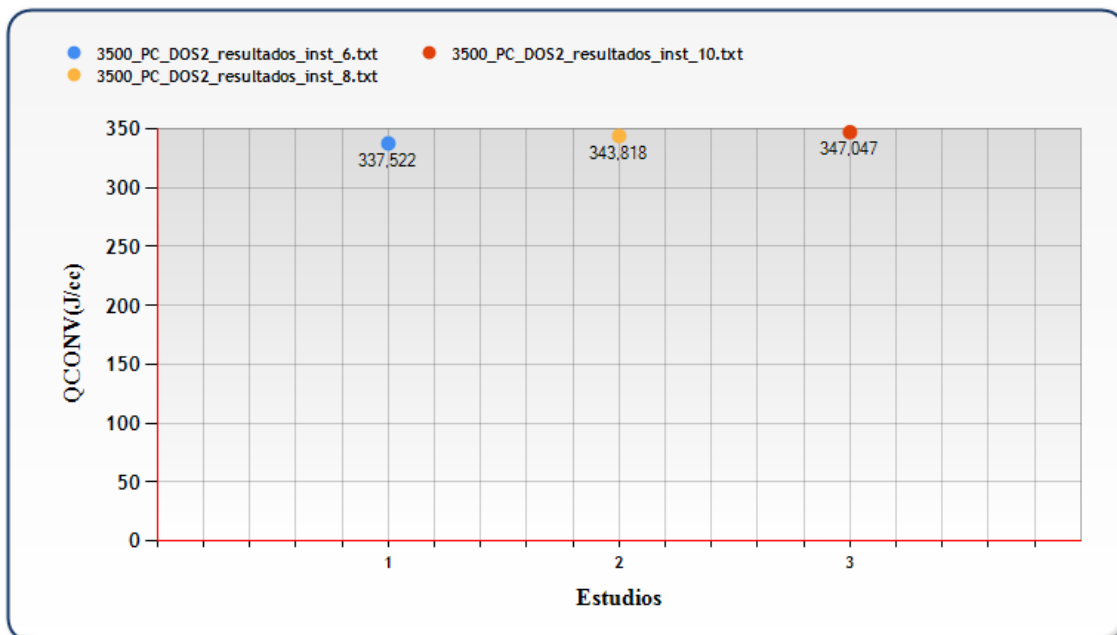


Figura 110: Evolución de las pérdidas por convección (J/cc) para tres alargamientos de la difusión (20° 10° y 0°) respectivamente.

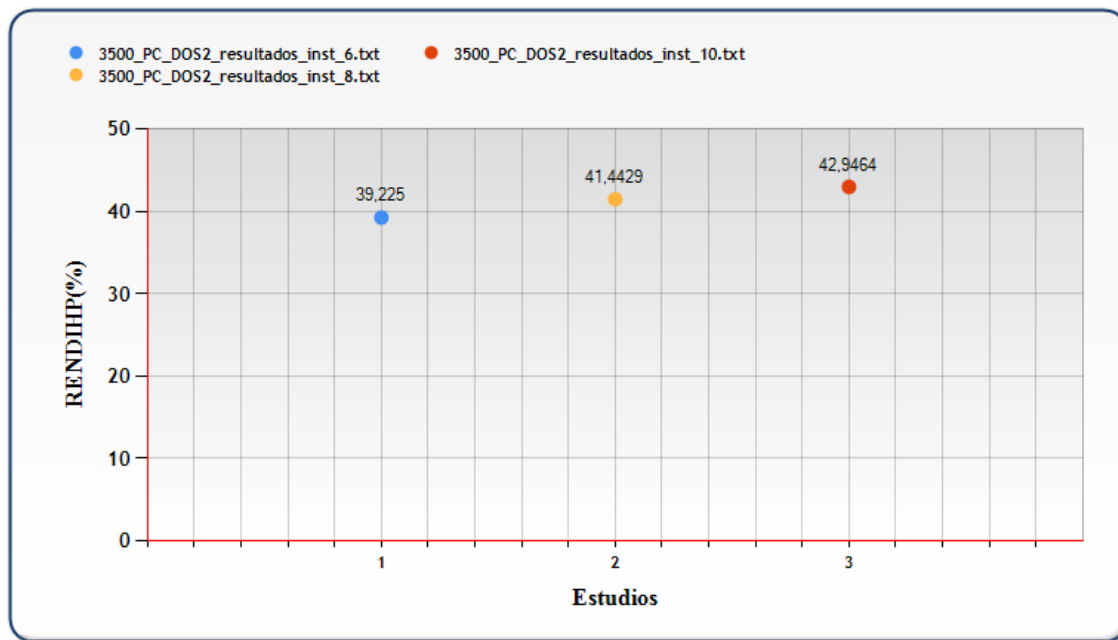


Figura 111: Evolución del rendimiento indicado de alta presión (%) para tres alargamientos de la difusión (20º 10º y 0º) respectivamente.

Por lo tanto la principal conclusión que se puede obtener de la evolución del alargamiento de la difusión es que cuanto más corta es la combustión mayor rendimiento indicado se obtiene y eso se debe a que cuando más corta es, mayor presión máxima se alcanza en la cámara, aumenta el área del ciclo P-V y por lo tanto se tendrá un mayor rendimiento indicado.

Por otra parte a ser una combustión más rápida, la temperatura en la cámara de combustión será mayor (Figura 110), por lo tanto las pérdidas por transmisión de calor también serán mayores (Figura 111) y esto provocará una caída del rendimiento indicado.

Para finalizar, aunque las pérdidas por transmisión de calor hagan caer el rendimiento, la ganancia de rendimiento que se obtiene al hacer la combustión más instantánea es mucho mayor, por lo tanto al acortar la difusión provocará un incremento del rendimiento (Figura 112).

- Balance energético entre dos puntos con la misma longitud de difusión.

En este balance energético lo que se pretende evaluar es el efecto contrario: cómo varían las pérdidas y el rendimiento indicado de la combustión al cambiar la cantidad de premezcla de la df_{ql} .

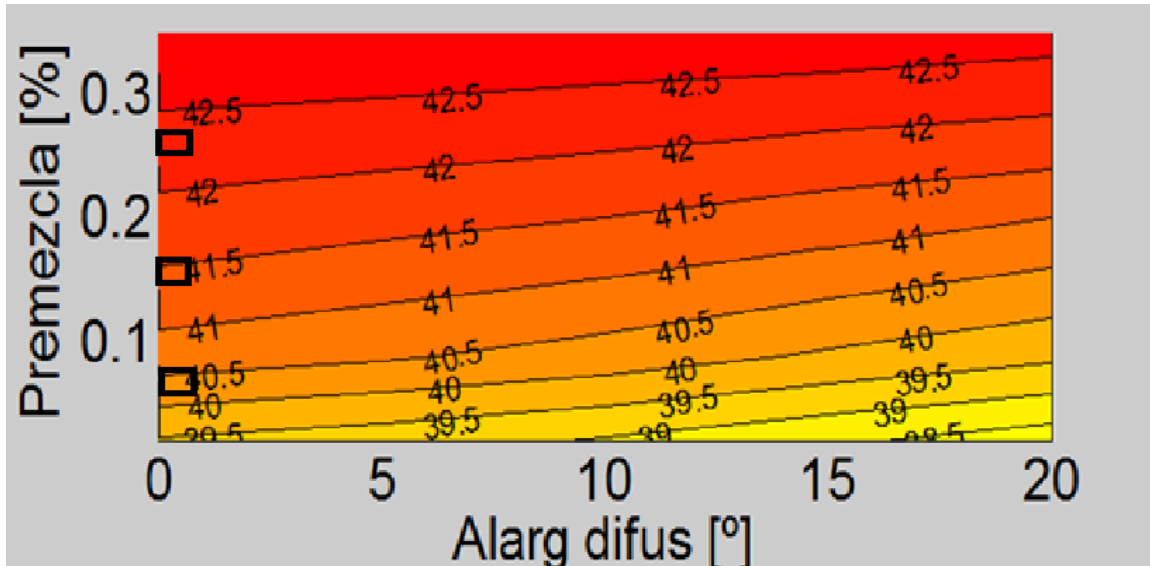


Figura 112: Puntos de estudio del rendimiento indicado.

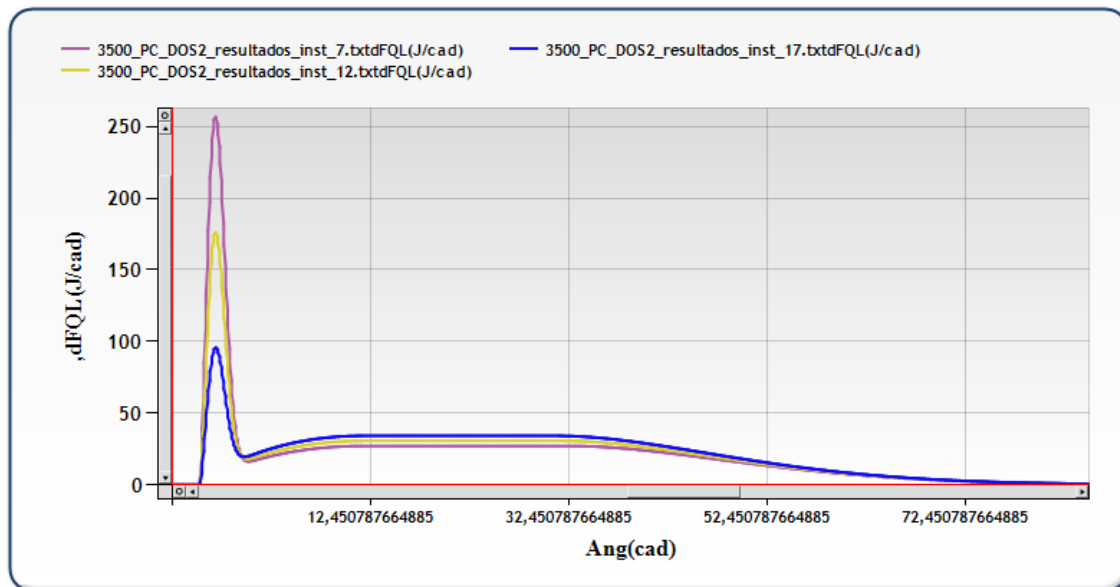


Figura 113: DF_{QL} para tres puntos con igual longitud de difusión y distinta cantidad de premezcla (0.26 0.17 y 0.08).

Para este análisis se han elegido tres puntos significativos a partir de los cuales poder determinar la evolución que sigue en rendimiento indicado en función de la cantidad de premezcla.

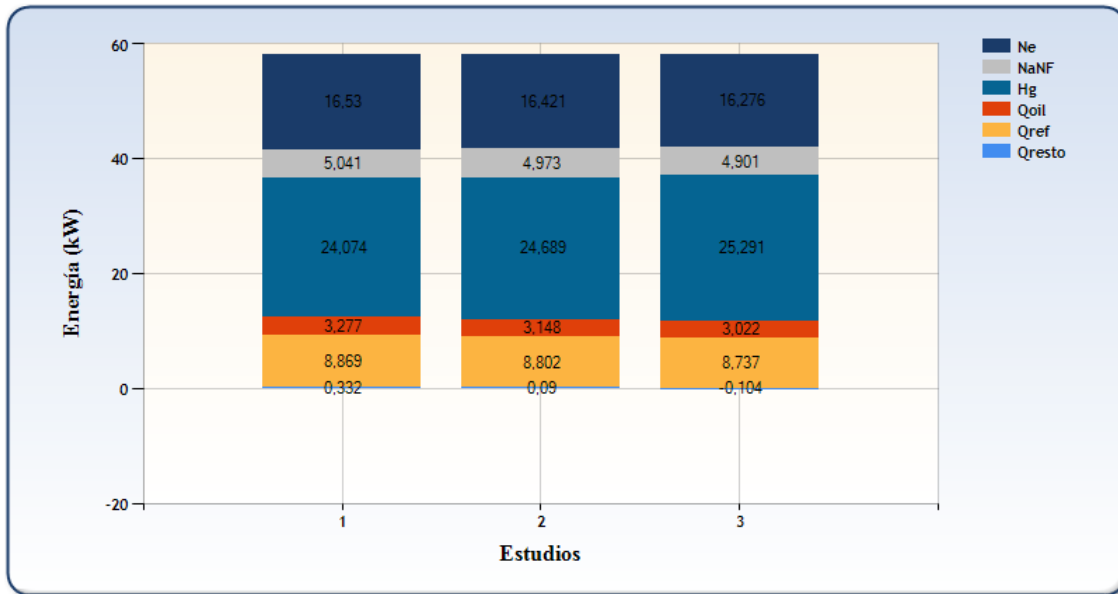


Figura 114: Balance de energía para tres puntos con distinta premezcla (0.2625 0.175 0.0875) respectivamente.

Como se puede observar la tendencia al aumentar la cantidad de premezcla en la combustión es bastante clara, cuanto más premezcla haya, aumenta la potencia indicada del ciclo debido a que el aumento de la presión máxima en la cámara correspondiente al aumento de la premezcla hace que se realice más trabajo indicado, al aumentar la presión máxima, también aumenta la temperatura máxima en la cámara, lo que supone un incremento en las pérdidas por transmisión de calor. Por lo tanto al aumentar estos dos términos disminuirá la energía expulsada por los gases de escape.

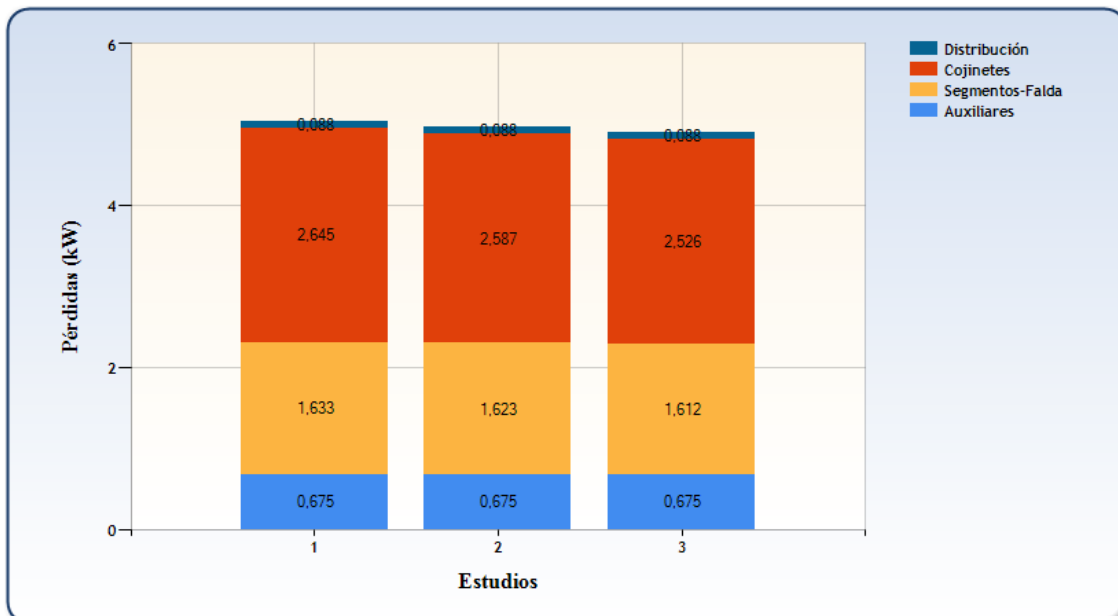


Figura 115: Balance de pérdidas para tres puntos con distinta premezcla (0.2625 0.175 0.0875) respectivamente.

Como se ha comentado con anterioridad, al aumentar la premezcla aumentan las pérdidas como se puede observar en la figura 116.

Las pérdidas en la distribución y en los auxiliares permanecen constantes, ya que no dependen de las df_{ql} .

Las pérdidas en los cojinetes y en los segmentos-falda (pérdidas por transmisión de calor), sí que se ven fuertemente influenciadas por la cantidad de premezcla, aumentando mucho estas pérdidas cuanto más premezcla haya.

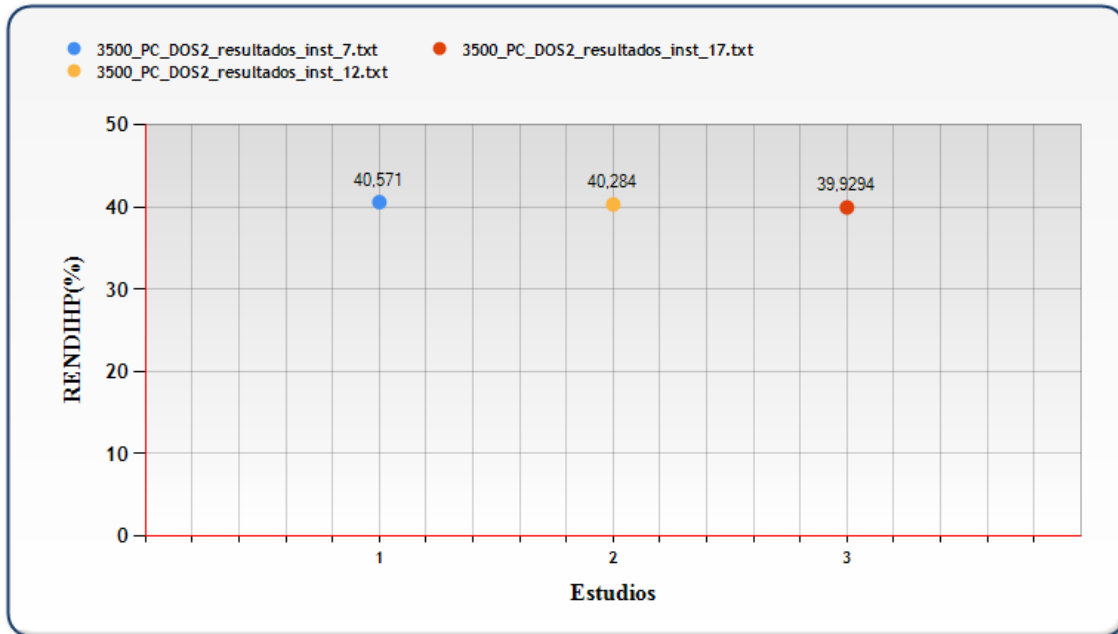


Figura 116: Rendimiento indicado de alta presión para tres valores de premezcla (0.2625 0.175 0.0875) respectivamente.

Para concluir con este estudio, se puede afirmar que, cuanto más premezcla exista, mayor presión máxima se alcanzará en la cámara, esta mayor presión máxima junto con un SOI lo suficientemente retrasado provocan una mayor área del lazo P-V y por lo tanto mayor rendimiento indicado.

Por otro lado, cuanto más premezcla exista, se dispararán las temperaturas máximas en la cámara de combustión, por lo tanto habrá más pérdidas por transmisión de calor y provocará una caída del rendimiento indicado.

Se puede afirmar por tanto que cuanto mayor sea la premezcla, mayor será el rendimiento indicado debido al aumento de la presión máxima en cámara, a pesar del aumento de las pérdidas por transmisión de calor debidas al aumento de la temperatura máxima.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



4.2.1.3 Conclusiones.

Para terminar este análisis de la cantidad de premezcla frente a la longitud de la difusión se pueden extraer las siguientes conclusiones:

En cuanto a la duración de la difusión se obtiene una conclusión: **cuanto más corta sea la duración de la difusión, mayor será el rendimiento indicado**. Esto se debe a que al acortar la difusión aumenta la presión máxima en la cámara lo que aumenta el área del diagrama P-V incrementando el rendimiento indicado, a pesar de las mayores pérdidas por transmisión de calor debidas a la mayor temperatura máxima existente en la cámara.

En cuanto a la cantidad de premezcla la conclusión es bastante similar, también se puede observar que cuanto más cantidad de premezcla exista en la combustión también hay más rendimiento indicado al aumentar el trabajo indicado, gracias a una mayor presión máxima en cámara con un SOI lo suficientemente retrasado, aunque también existen más pérdidas por transmisión de calor debidas a la mayor temperatura máxima que se alcanza en la combustión.

En cuanto a la combinación de los dos parámetros la tendencia es muy similar, cuanto más corta y más premezcla sea la combustión, mayor rendimiento indicado tendrá la combustión, porque aumentará la presión en cámara y junto a un SOI lo suficientemente retrasado provocan un aumento del trabajo indicado a pesar del aumento de las pérdidas de transmisión de calor debido a las mayores temperaturas que se alcanzarán durante la combustión.

Por último hay que recordar que aunque la tendencia es muy clara, como se ha visto **el efecto de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento indicado depende de la posición de la combustión**.

4.2.2 Análisis del estudio a bajo régimen y baja carga.

El objeto de este estudio es el de analizar la influencia de variar la cantidad de premezcla de la combustión y el aumento de la duración de la difusión de la DFQL sobre el rendimiento y sobre la transmisión de calor, en un punto de funcionamiento a bajo régimen y baja carga.

Este estudio se compone de varias partes:

- Análisis del mapa de rendimiento: Aquí se analizarán las tendencias que tiene el rendimiento en función de la duración de la combustión y del SOI.
- Balance energético del estudio: En este apartado se explicarán el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento mediante la realización de balances energéticos y de mapas de evolución de las imperfecciones.
- Conclusiones: Se analizarán las conclusiones extraídas de los apartados anteriores.

4.2.2.1 Análisis del mapa de rendimiento.

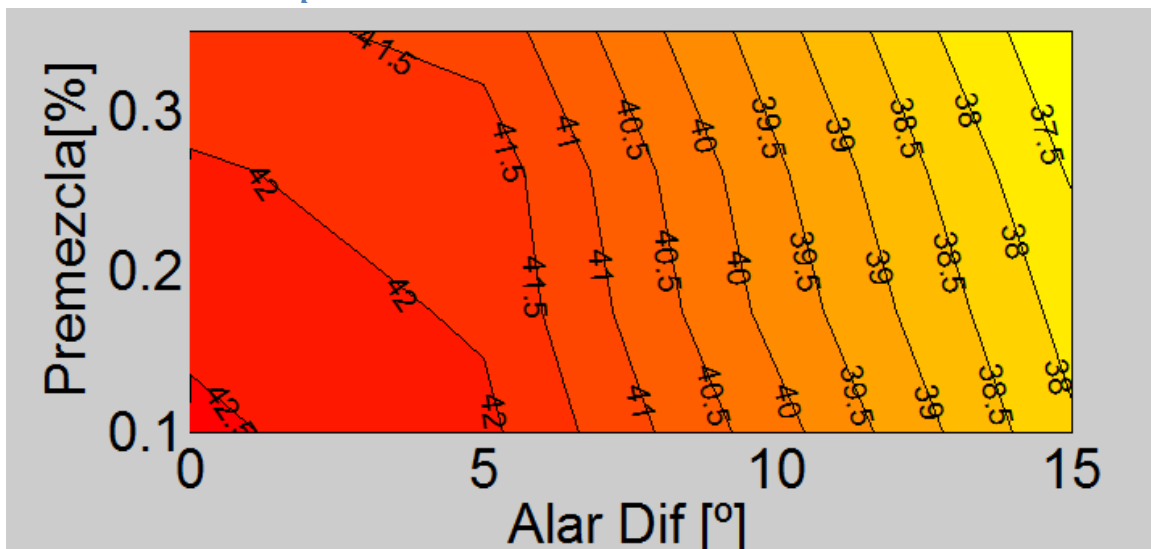


Figura 117: Rendimiento indicado en función de la premezcla y del alargamiento de la difusión.

En la figura 118 se puede observar la evolución del rendimiento indicado en función de la cantidad de premezcla de la combustión y del alargamiento de la difusión.

Existen dos tendencias muy claras en la evolución del rendimiento. Cuanto menos alargamiento exista en la difusión, mayor es el rendimiento, esto se puede deber a que la combustión es más instantánea cuanto menos longitud de difusión exista.

En cuanto a la cantidad de premezcla se puede observar que cuanto más cantidad de premezcla exista disminuye el rendimiento, este comportamiento es contrario a lo visto en alta carga y régimen.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Esta tendencia será analizada en el apartado posterior en profundidad, apoyando las conclusiones con balances globales del motor y mapas de los pesos de las imperfecciones en el ciclo indicado.

4.2.2.2 Balance energético del estudio.

En este aparato van a ser realizados una serie de balances de energía globales en el motor y se van a evaluar el peso que tienen las pérdidas sobre el rendimiento indicado, con el objetivo de poder interpretar las tendencias del rendimiento indicado mostrado anteriormente, para ello se dividirá este apartado en dos partes:.

- Se estimará el efecto de las diferentes pérdidas en el ciclo indicado, y su influencia sobre el mapa de rendimientos.
- Se realizarán balances energéticos en el motor para intentar entender las tendencias que sigue el rendimiento y se usarán diagramas de distribución de pérdidas de dicho motor en caso de que sea necesario.

Análisis del ciclo.

Para evaluar el peso que tienen las pérdidas sobre el rendimiento indicado, se seguirá la misma metodología explicada anteriormente: se irán descontando el efecto de las diversas pérdidas (como se explica en el anexo III), para pasar del ciclo original a un ciclo ideal como sería una combustión a volumen constante.

Las imperfecciones que se van a considerar son las mismas que en apartados anteriores.

- Transmisión de calor:

En este estudio se pretende evaluar la influencia de la transmisión de calor en una combustión real.

Para considerar este efecto se sigue la misma metodología utilizada en apartados anteriores y explicada en profundidad en el anexo III y se considerará al motor adiabático.

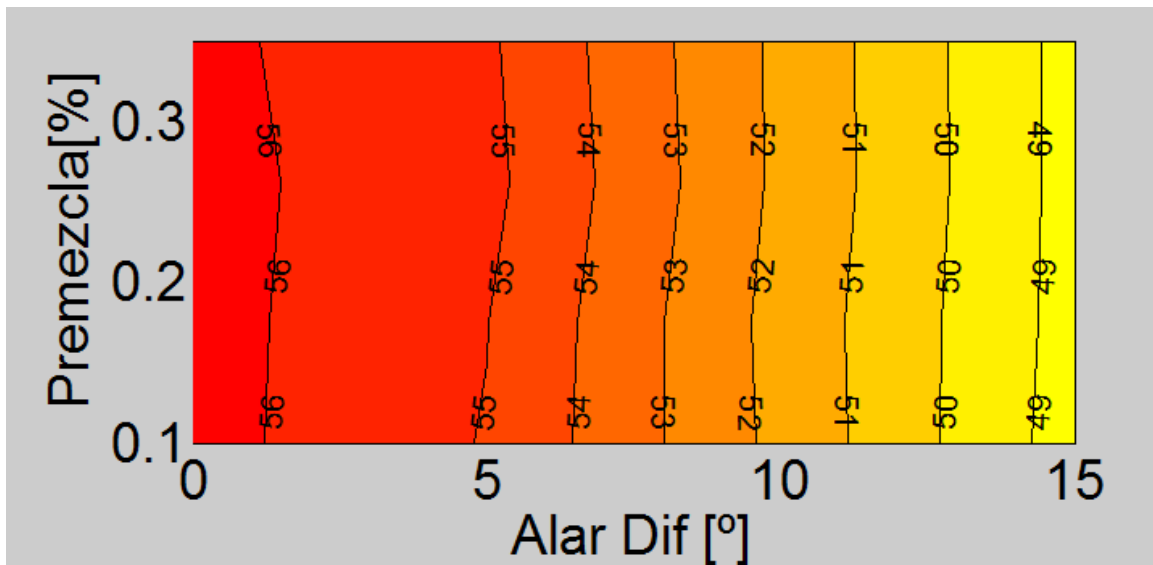


Figura 118: Rendimiento indicado en un motor adiabático

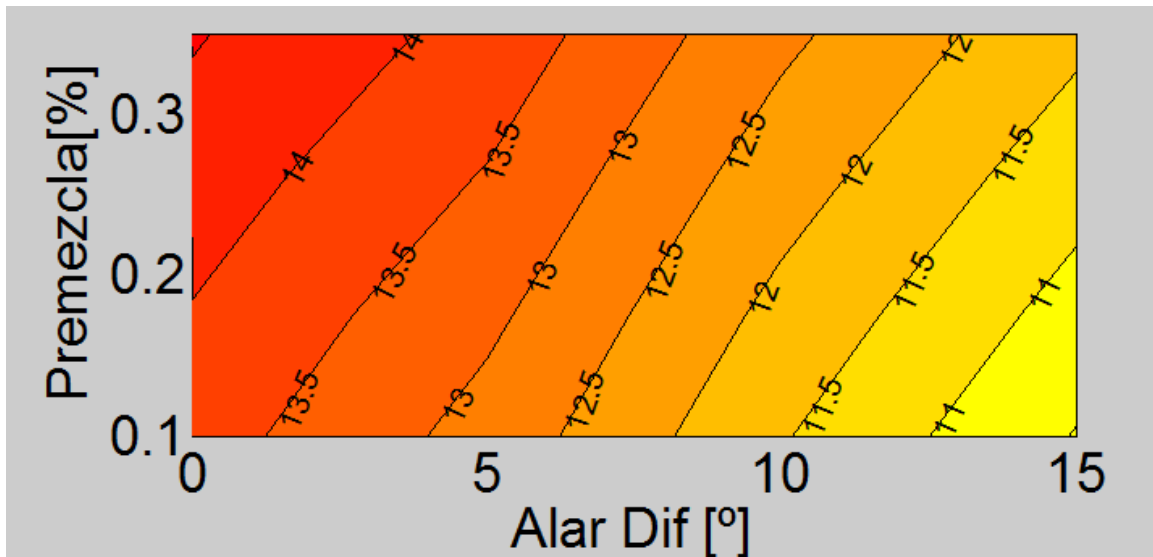


Figura 119: Variación del rendimiento indicado debida a la transmisión de calor.

Como se puede observar la transmisión de calor aumenta sustancialmente al acortar la difusión y al aumentar el porcentaje de premezcla.

Al acortar la difusión aumenta la transmisión de calor porque se reduce la duración de la combustión, haciendo el máximo de la df_{ql} más alto y por lo tanto alcanzándose mayores temperaturas máximas en cámara, lo que supone mayores pérdidas de transmisión de calor.

Al aumentar la cantidad de premezcla, se está haciendo la ley de liberación de calor más instantánea, debido a que una combustión premezclada tiene una mayor velocidad de combustión que una combustión por difusión. Esta mayor velocidad implica que la df_{ql} es más rápida (más corta y con el pico más alto), lo que supone una mayor temperatura máxima en cámara y por lo tanto unas mayores pérdidas por transmisión de calor.

- Dependencia de la γ con la temperatura del gas:

En una combustión real la gamma del gas depende de la temperatura a la que se encuentre el ambiente, esto supone una pérdida en el rendimiento indicado, para considerar el peso que tiene esta imperfección sobre el rendimiento, se considerará que el gas con el que se está trabajando es un gas ideal, y por lo tanto su coeficiente gamma no dependerá de la temperatura, sino que tendrá un valor constante.

A continuación se muestran los diagramas de rendimiento indicado para un motor adiabático y con gamma constante y el peso de dicha gamma sobre el rendimiento.

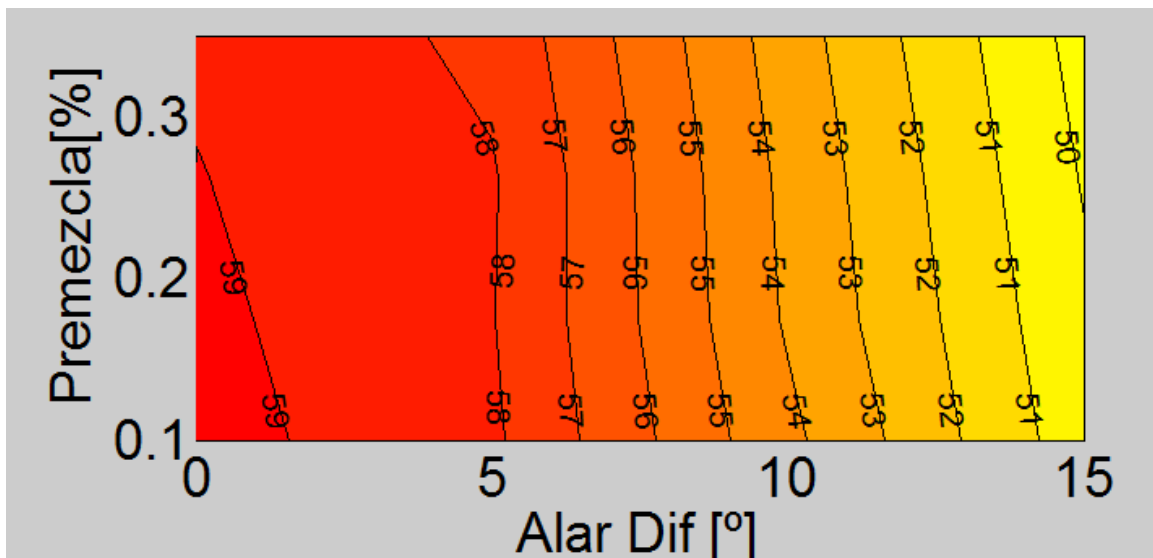


Figura 120: Rendimiento indicado para un motor adiabático y con gamma constante.

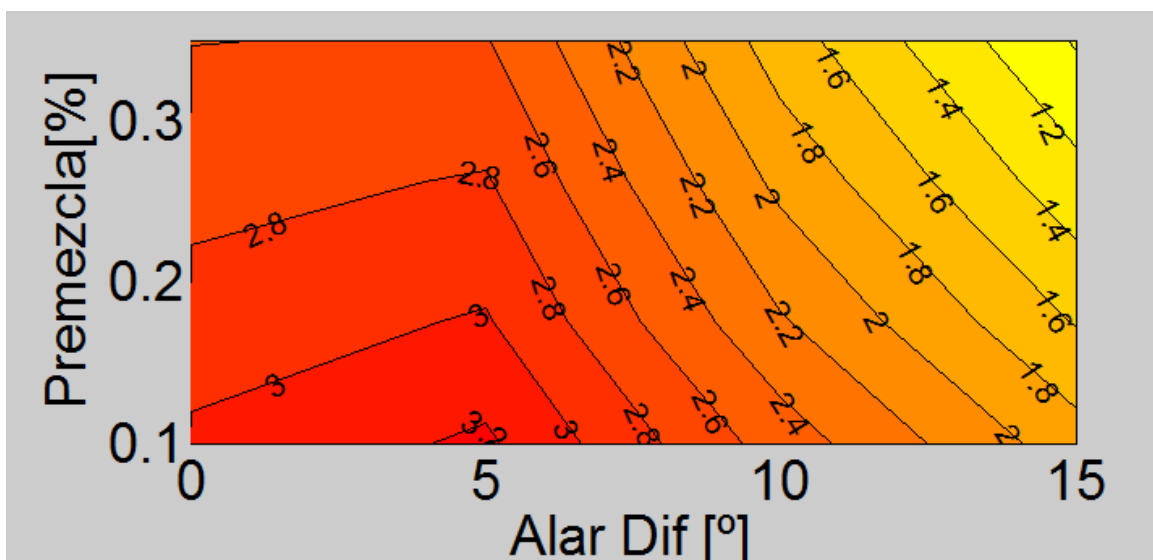


Figura 121 Variación del rendimiento indicado debida al efecto de la T en la γ y del gas.

Como se puede observar la influencia de la temperatura del gas sobre el rendimiento indicado no es muy elevada, además debido al procedimiento de cálculo empleado (Anexo III), el efecto de la influencia de tener un γ variable puede estar camuflado, por lo tanto este efecto no se considerará en posteriores análisis debido a su escasa importancia.

- Dependencia de la γ con la composición del gas:

Al igual que en el caso anterior, la γ no solo depende de la temperatura del gas en la cámara de combustión, sino que también depende de su composición.

Para eliminar este efecto, al igual que en el caso anterior, se considerará que la γ es constante y por lo tanto no depende de la composición.

A continuación se observa la evolución del peso de este efecto en función de la premezcla y la longitud de la difusión y el rendimiento indicado en un motor adiabático y con γ constante.

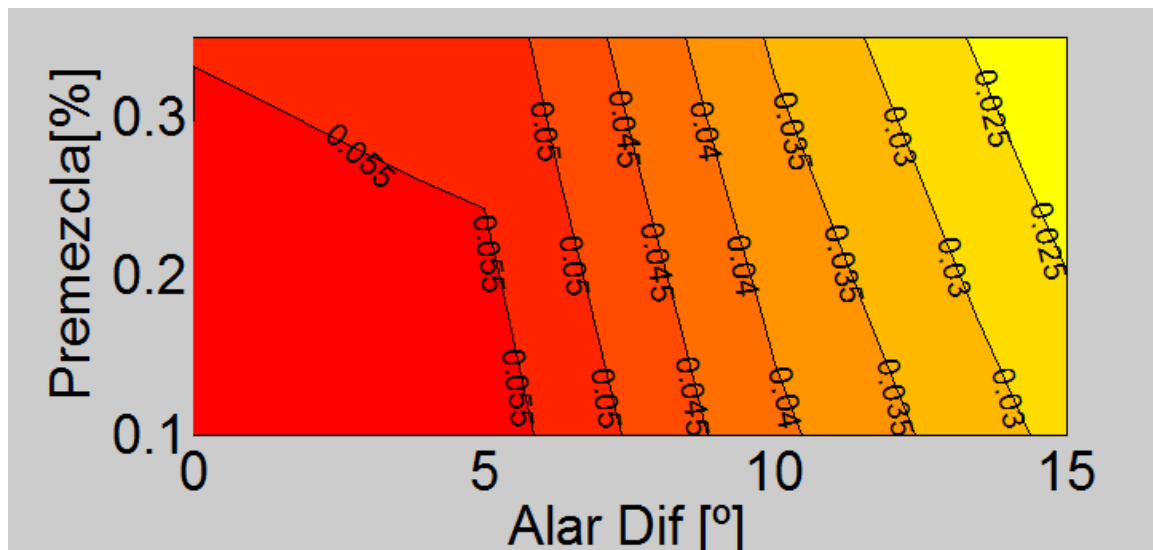


Figura 122: Variación del rendimiento indicado debida al efecto de la composición sobre γ .

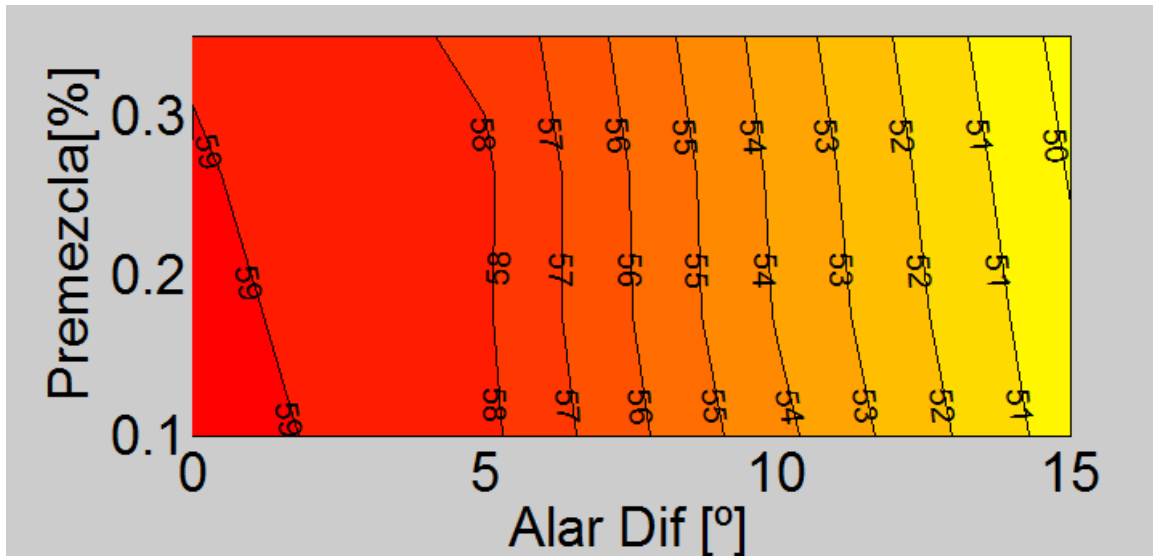


Figura 123: Rendimiento indicado en un motor adiabático y con gamma constante.

Como se puede observar el peso de este efecto sobre el rendimiento no es muy elevado.

- Pérdidas en el escape debido al AAE:

En un ciclo real, la combustión es instantánea y además el escape se abre en el PMS, en el caso de un motor real, la apertura del escape se adelanta con el objetivo de ayudar a evacuar los gases procedentes de la combustión, aunque esto provoca una caída de rendimiento ya que se está reduciendo el ciclo de expansión.

Para eliminar esta imperfección se considera que el motor es ideal y que por lo tanto la apertura del escape tiene lugar en el PMI.

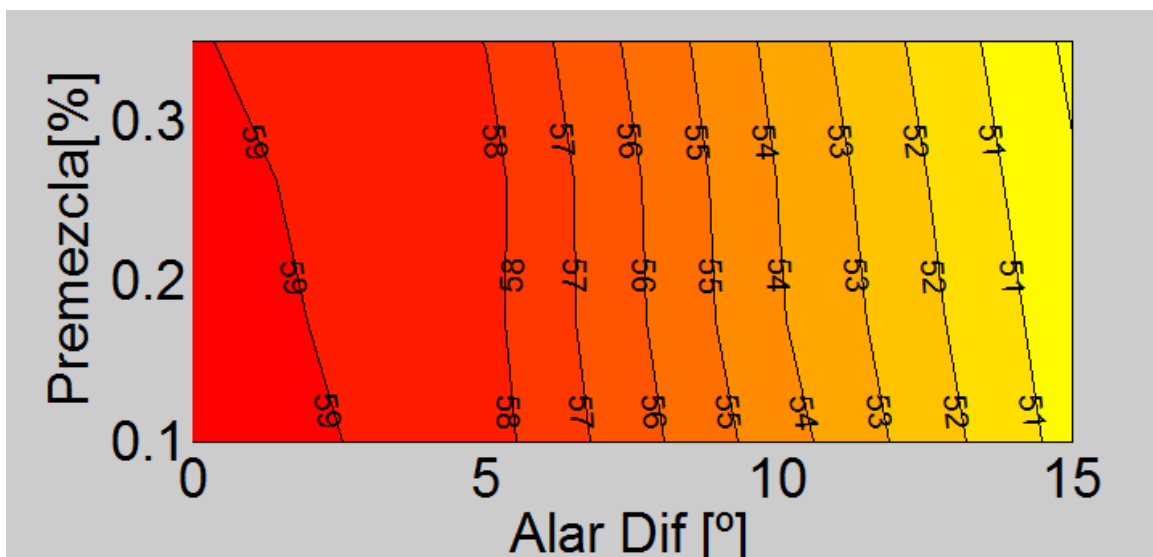


Figura 124: Rendimiento indicado para un motor adiabático, con gamma constante y sin AAE.

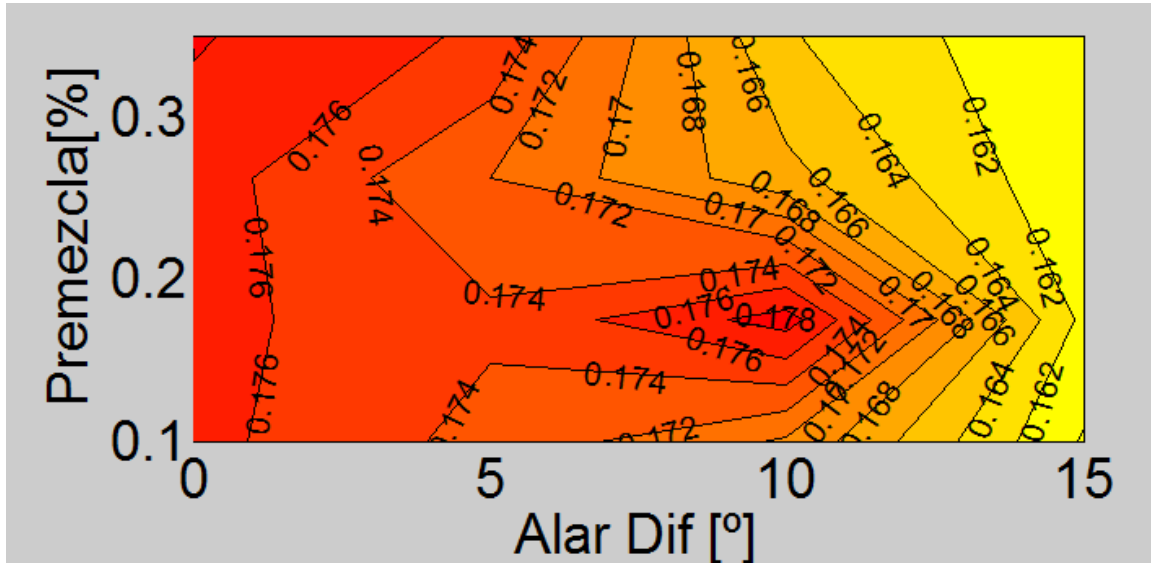


Figura 125: Variación del rendimiento indicado debida al AAE.

Como se puede observar el peso del AAE es despreciable ya que permanece prácticamente constante para cualquier combinación de premezcla y alargamiento de difusión. Por lo tanto no se considerará esta pérdida en futuros estudios.

➤ Combustión incompleta (asumiendo un 1%):

En una combustión real no todo el combustible que entra en la cámara de combustión acaba quemándose, debido a diversos efectos como el mojado de pared o posibles fugas. Hay que destacar que esta cantidad de combustible sin quemar es muy poca, alrededor del uno por ciento del combustible inyectado.

Para eliminar la influencia de este efecto en el ciclo real, se considera que el motor quema todo el combustible inyectado.

A continuación se muestran los diagramas del peso de este efecto sobre el rendimiento y del rendimiento indicado global.

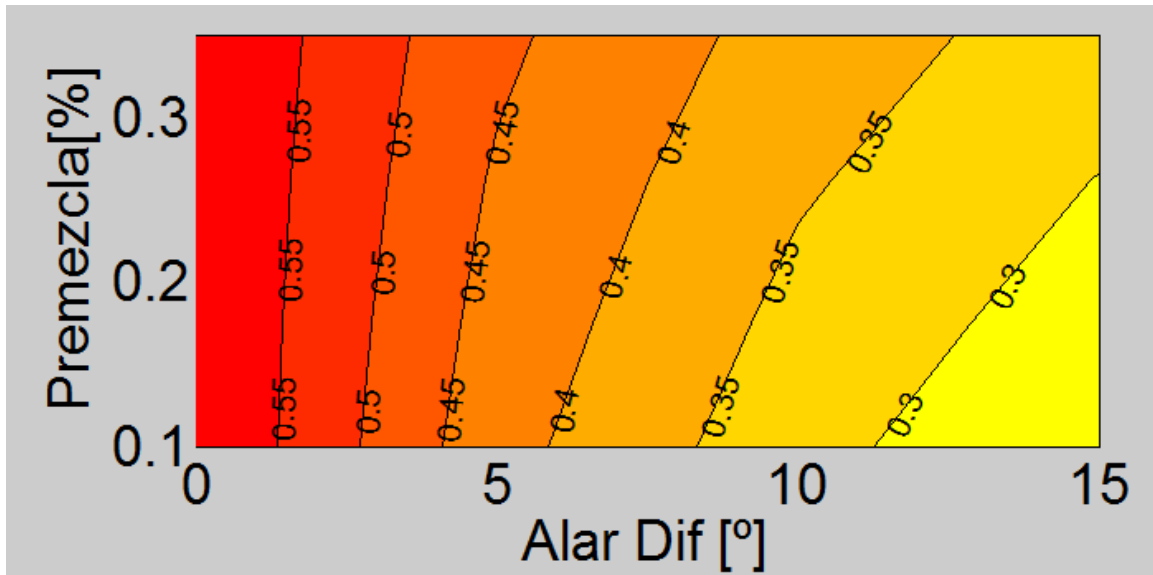


Figura 126: Variación del rendimiento indicado debida a los inquemados

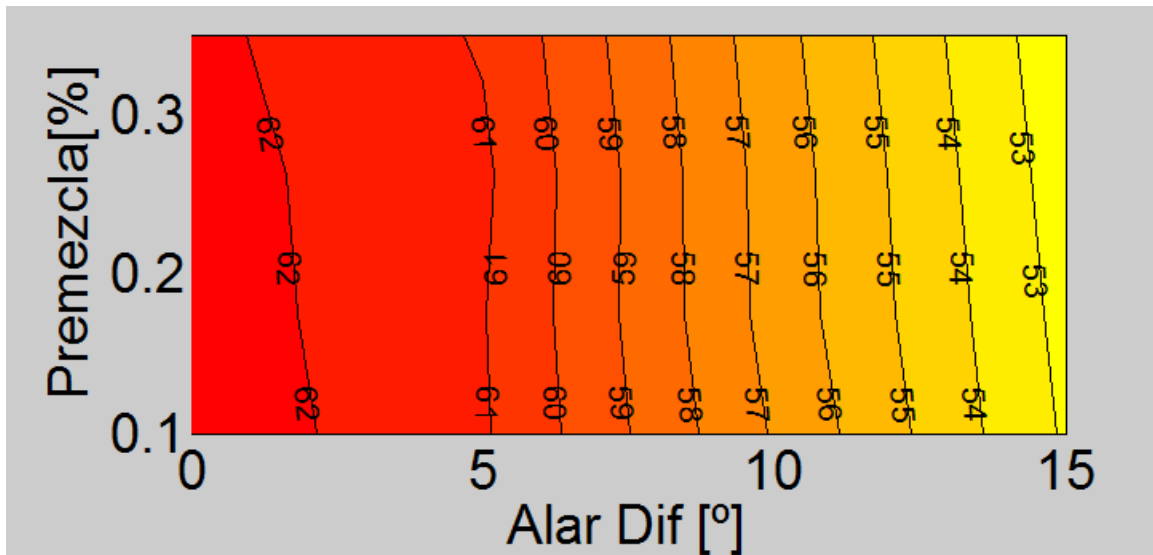


Figura 127: Rendimiento indicado global para un motor adiabático, con gamma constante, sin AAE y sin inquemados.

Como se puede observar el efecto de los inquemados sobre el rendimiento es menor al 0.6% en todos los casos, por lo que no tiene una gran relevancia.

➤ Fugas por blow-by:

En un motor real, durante el proceso de compresión, existen una serie de fugas en el cilindro, en una combustión ideal estas fugas no existen ya que se considera que el cilindro es totalmente estanco.

Para eliminar esta imperfección del ciclo real, se supondrá que el cilindro es totalmente estanco y por lo tanto no existirá ningún tipo de fuga.

A continuación se adjuntan los mapas en los cuales se puede observar el peso de las fugas por blow-by sobre el rendimiento y el rendimiento indicado global sin todas las pérdidas hasta ahora comentadas.

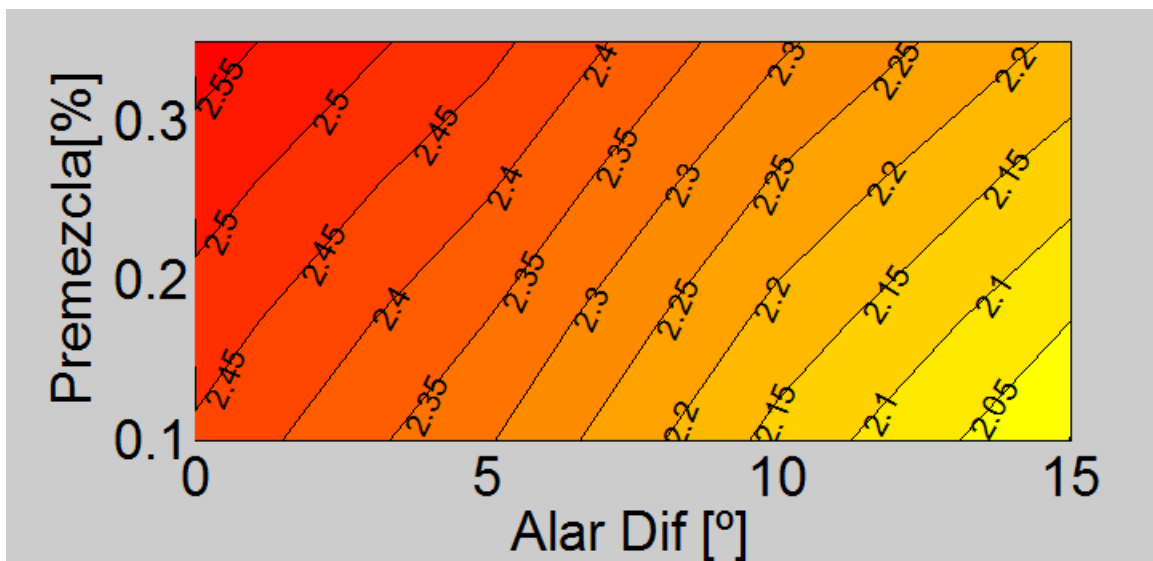


Figura 128: Variación del rendimiento indicado debida al blow-by..

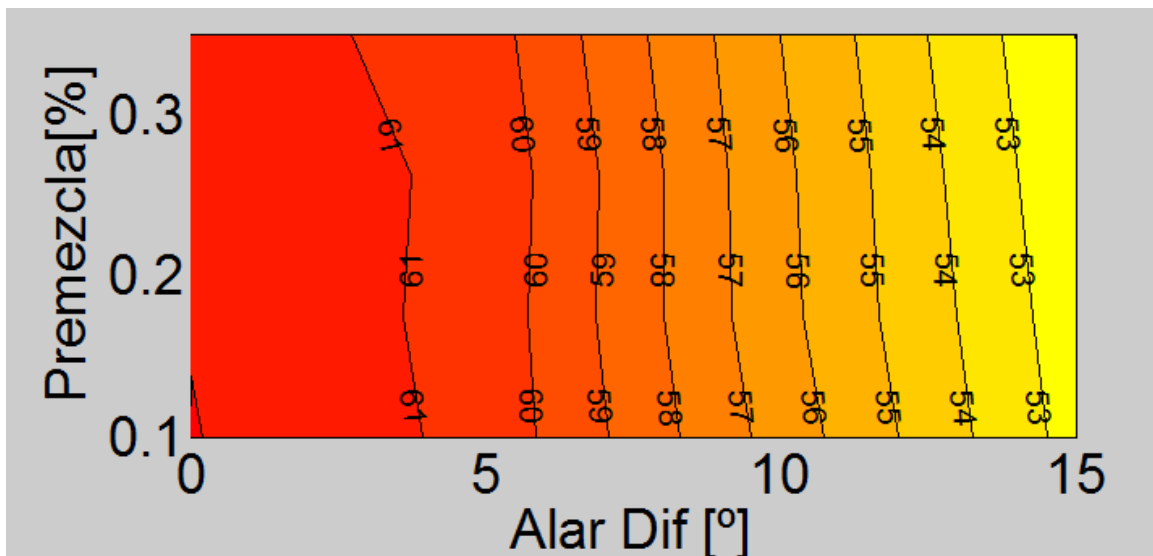
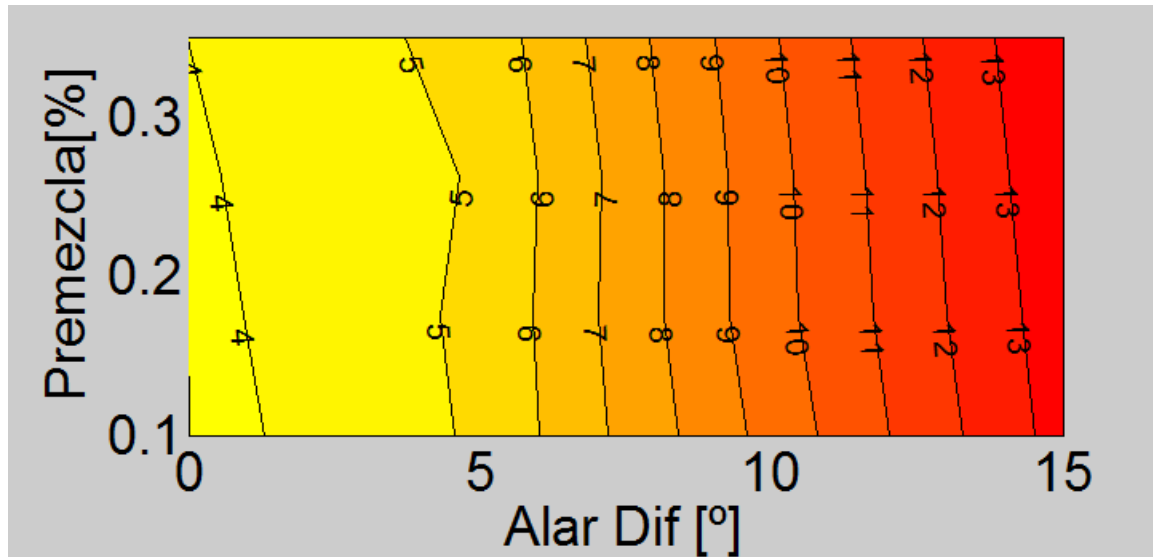


Figura 129: Rendimiento indicado en un motor adiabático, con gamma constante, sin AAE, sin inquemados y sin blow-by.

➤ Ciclo ideal a volumen constante:



En este apartado se evaluarán dos pérdidas muy importantes sobre el rendimiento indicado de la combustión, estos efectos son la velocidad de combustión y el descentramiento de la combustión con respecto al PMS.

Estas dos pérdidas sirven para evaluar lo cercano que se encuentra el ciclo real del ciclo de trabajo ideal (ciclo a volumen constante).

En este estudio en condiciones de bajo régimen y baja carga, no se utiliza un ciclo de presión limitada, sino un ciclo ideal a volumen constante. Esto se debe a que ni siquiera utilizando un ciclo a volumen constante se alcanza la presión suficiente para llegar al ciclo de presión limitada, por lo tanto para esta comparación se utiliza un ciclo ideal a volumen constante.

La metodología empleada para analizar los efectos de la velocidad de combustión y descentramiento de la combustión será la explicada en el Anexo III.

En este estudio como se observa, el cambio de la cantidad de premezcla, aumenta la velocidad de combustión, pero no hace el ciclo más ideal, esto es debido a que con la poca cantidad de combustible que se quema en baja carga, el cambio de la forma de la combustión no tiene un efecto significativo.

El efecto que sí que tiene una importancia considerable es el alargamiento de la difusión, el cual hace el ciclo más ideal cuanto más corta es la difusión, ya que se reduce la duración de la difusión, aumentando la velocidad de combustión y por lo tanto acercando el ciclo a una combustión más ideal.

Balance energético del motor.

A continuación se van a realizar balances energéticos globales en el motor, para distintos puntos de operación con el objetivo de junto con el peso de las pérdidas de rendimiento indicado estudiados anteriormente se pueda entender el porqué de las tendencias que sigue el rendimiento.

- **Balance para tres puntos con el mismo alargamiento de la difusión (0º) y distinta premezcla.**

El objetivo de este balance energético es el de evaluar porqué el rendimiento sigue esta tendencia cuando tiene lugar una combustión más corta (alargamiento de la difusión=0º) y se varía la cantidad de la premezcla (0.1 ,0.2625 y 0.35).

Como se puede observar en el mapa de rendimientos, los puntos de rendimiento a estudiar son los siguientes:

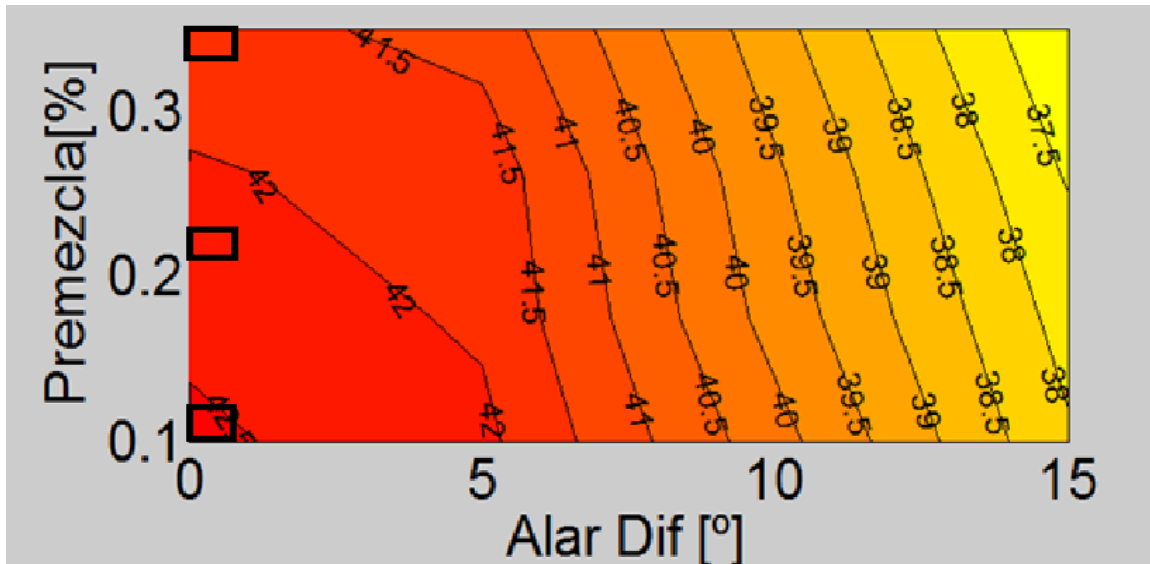


Figura 130: Banda de rendimiento indicado a estudiar.

A continuación se adjuntan las DFQL de los tres puntos de estudio:

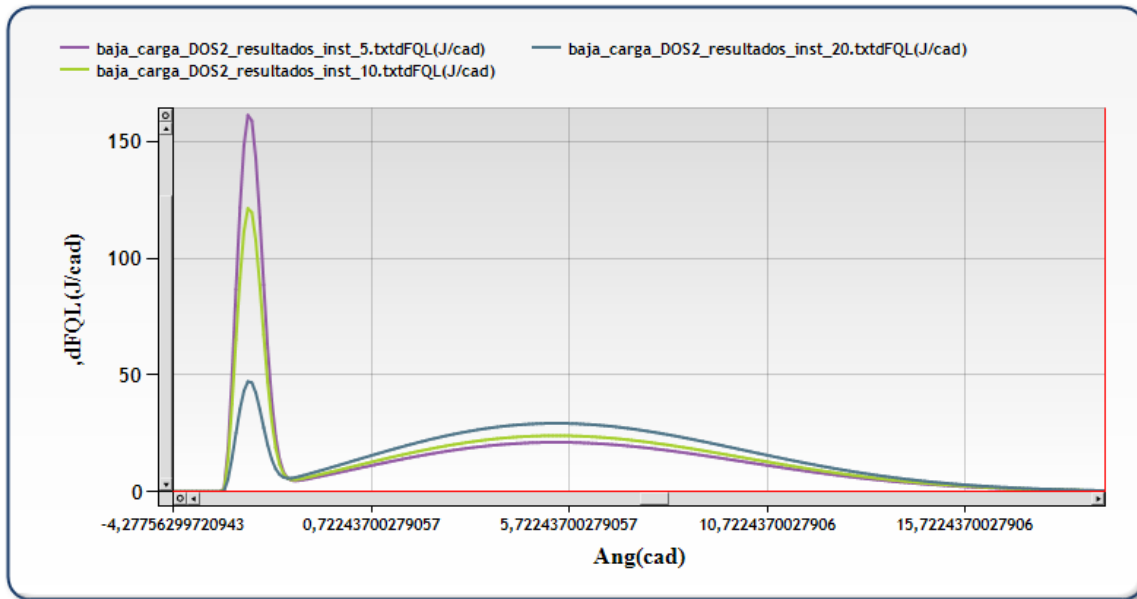


Figura 131: DFQL para puntos con premezcla de 0.35 (violeta), 0.2625 (verde) y 0.1 (azul).

Al trabajar con leyes de liberación de calor con poco o ningún alargamiento de la difusión, se está trabajando con leyes de liberación de calor con menor duración.

Si en un punto en el cual la duración de la combustión es corta, se aumenta la cantidad de premezcla, lo que sucederá es que al aumentar la fase premezclada, aumenta la velocidad de combustión, ya que este tipo de combustión es más violenta, alcanzándose mayores picos de presión máxima y temperatura máxima.

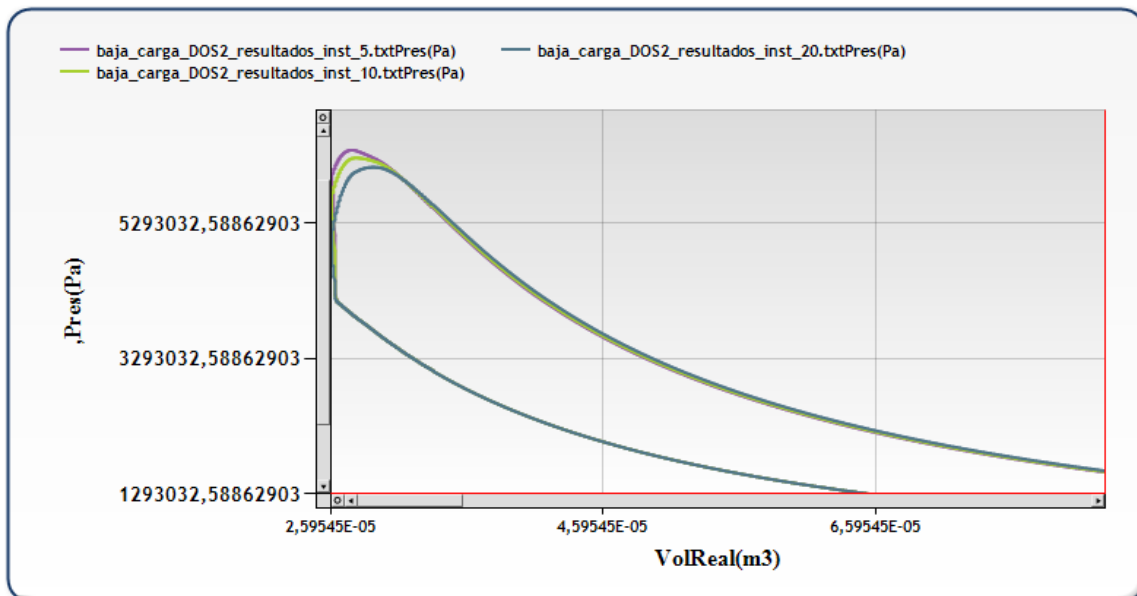


Figura 132: Presión máxima para premezcla de 0.35 (violeta), 0.2625 (verde) y 0.10 (azul).

Al aumentar la temperatura máxima, existirán una mayor cantidad de pérdidas por transmisión de calor (Figura 120), estas pérdidas de transmisión de calor también se pueden ver en el balance global de energía (Figura 134):

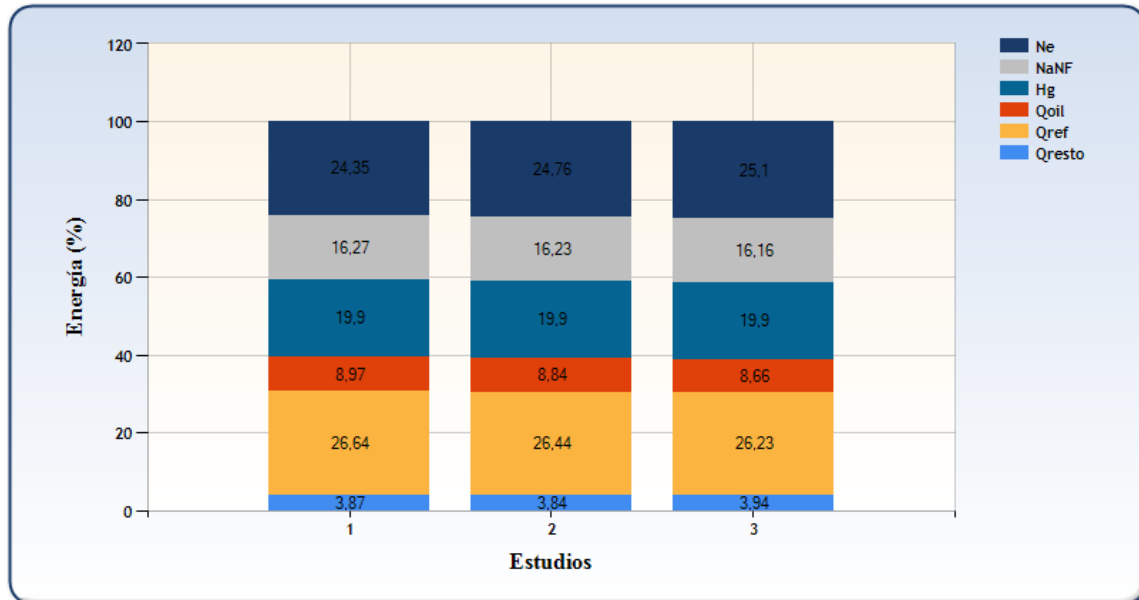


Figura 133: Balance energético global para premezclas de 0.35, 0.2526 y 0.1 respectivamente.

Al aumentar la cantidad de premezcla, se aumenta la presión máxima, el lazo P-V se acerca más en forma a una combustión ideal a volumen constante, al existir una presión máxima mayor, el área del lazo P-V podría ser mayor y por lo tanto producir más trabajo, pero se está operando en un punto con un SOI muy adelantado, y la combustión premezclada está teniendo lugar en el ciclo de compresión, por lo tanto cuanto más premezcla tenga el ensayo más trabajo se realizará en contra el ciclo y por lo tanto más caerá el rendimiento, como se puede observar en la figura 135.

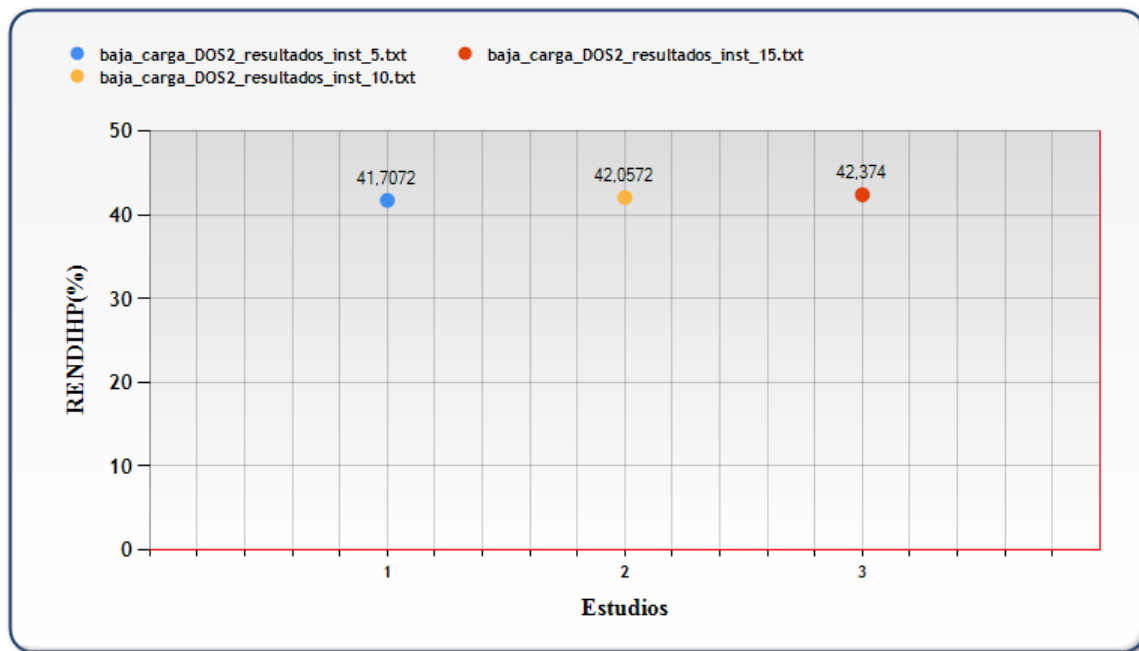


Figura 134: Rendimiento indicado para premezcla de 0.35 (azul), 0.2625 (amarillo) y 0.10 (rojo).

Por lo tanto se puede concluir que cuando se quema en posiciones muy adelantadas, cuanto más se aumenta la premezcla, más aumentan tanto la presión máxima como la temperatura máxima. El aumento de la temperatura máxima supone unas mayores pérdidas por transmisión de calor lo cual hace caer el rendimiento. El aumento de la presión máxima supone una mayor cantidad de trabajo realizado durante el ciclo de compresión (en estas condiciones de SOI adelantado) y por lo tanto supone también una caída de rendimiento.

- Balance para tres puntos con la misma premezcla (0.2625) y distinta duración de la difusión.

Con el siguiente análisis se pretende estudiar la tendencia que sigue el rendimiento cuando se cambia el alargamiento de la difusión en las mismas condiciones de premezcla.

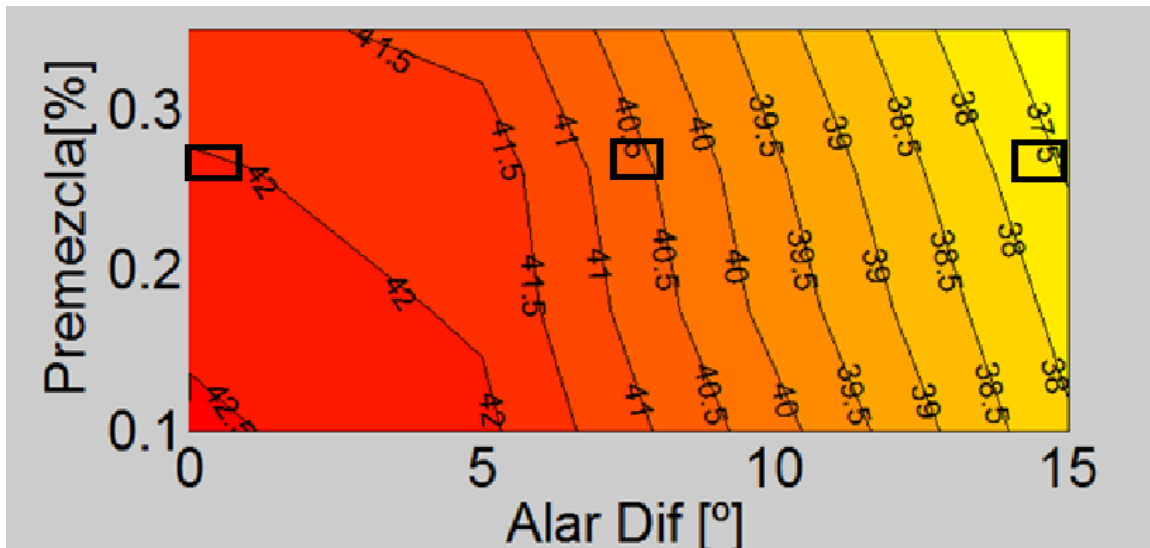


Figura 135: Banda de estudio de rendimiento indicado.

En la figura 136, se puede observar el rango de puntos que van a ser estudiado en este balance energético, y en la figura 137 sus leyes de liberación de calor.

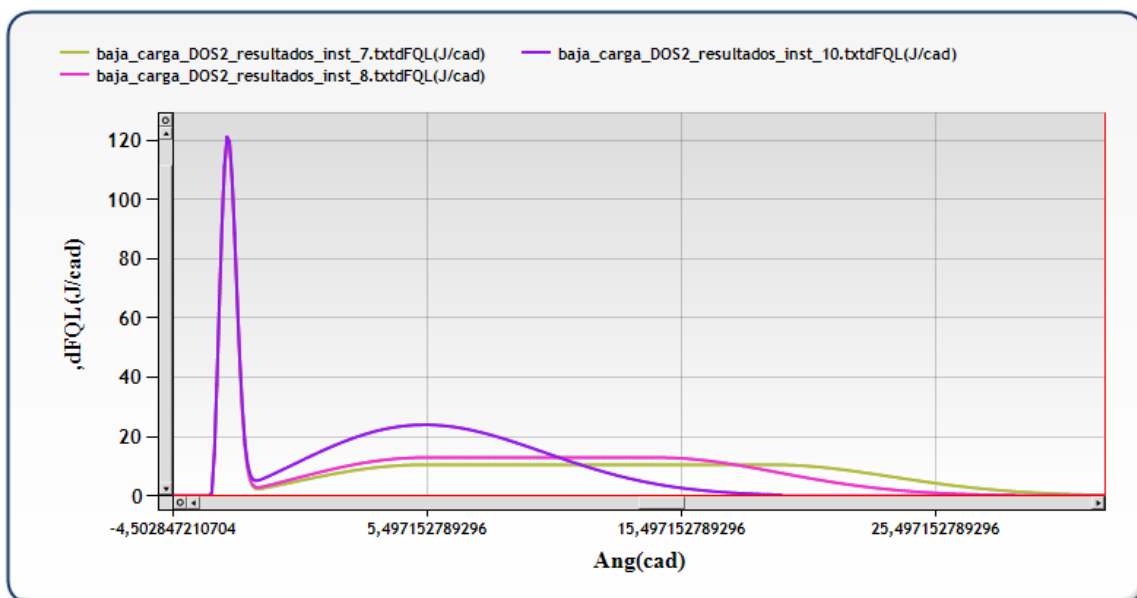


Figura 136: DFQL para alargamientos de la difusión de 0° (violeta), 10° (rosa) y 15° (verde).

Al cambiar la duración de la difusión con la misma premezcla, lo que está teniendo lugar es una disminución de la duración de la combustión que produce un aumento significativo de la presión y la temperatura máxima en la cámara.

Al aumentar la temperatura máxima en cámara aumenta mucho la transmisión de calor como se puede observar en los balances energéticos del motor (Figura 138). Este aumento de la transmisión de calor provocará que el rendimiento caiga.

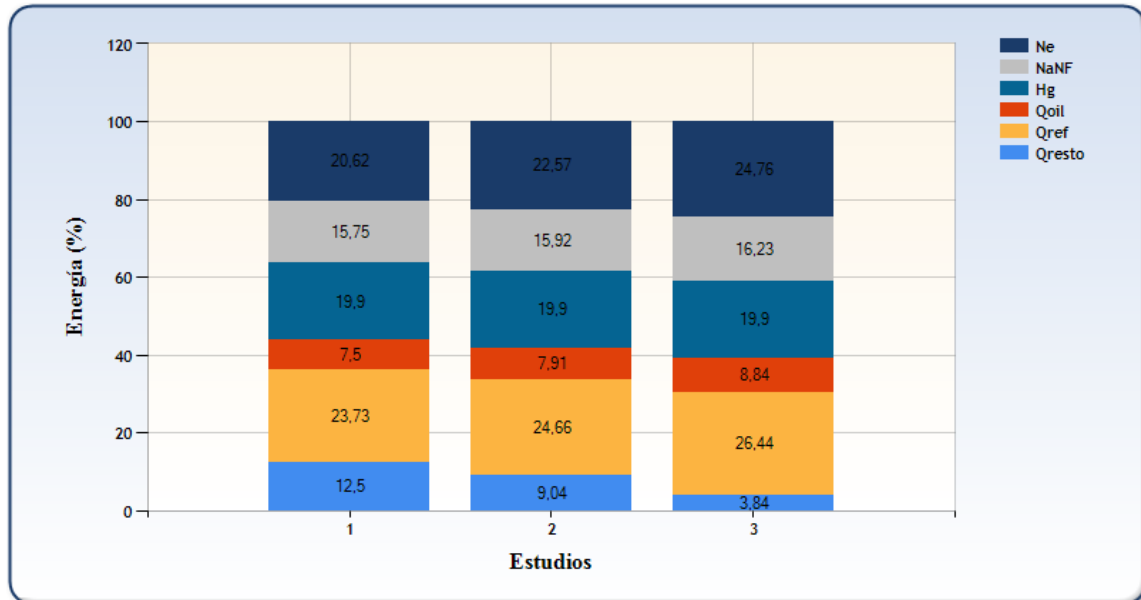


Figura 137: Balance energético del motor para alargamiento de la difusión de 15º, 10º y 0º respectivamente.

Al aumentar la temperatura máxima de la cámara de combustión, el ciclo P-V se parecerá más a un ciclo ideal a volumen constante al tener una presión más alta (Figura 139), como todo este estudio de premezcla-difusión se ha realizado para un SOI muy adelantado, al aumentar la presión máxima se realiza más trabajo en contra del ciclo, pero la ganancia de presión al acortar la difusión es tal, que aunque se esté realizando trabajo en contra del ciclo aumenta el área del lazo P-V aumentando el trabajo indicado y por lo tanto el rendimiento (Figura 140).

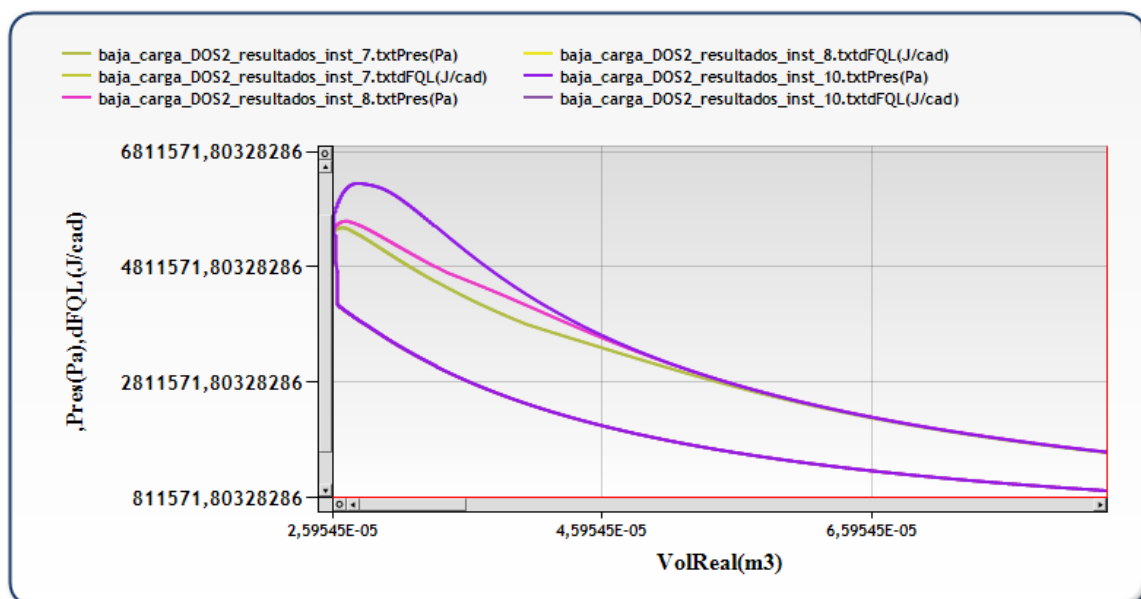


Figura 138: Lazo P-V para alargamientos de difusión de 0º (violeta), 10º (rosa) y 15º (verde).

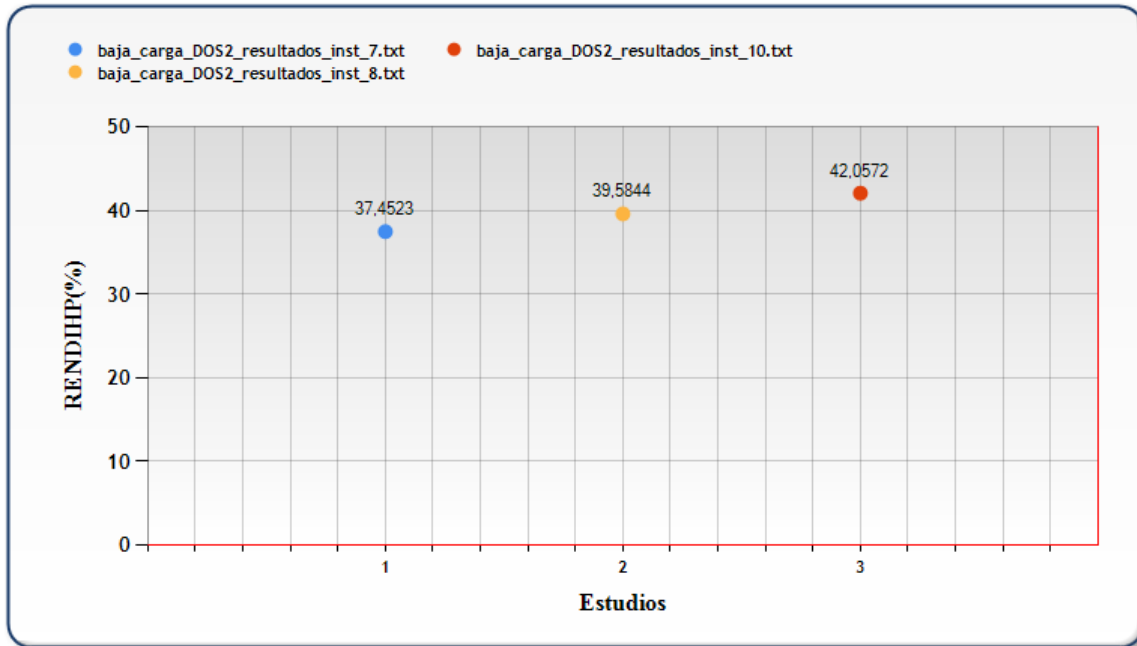


Figura 139: Rendimiento indicado para alargamientos de difusión de 0° (Rojo), 10° (amarillo) y 15° (azul).

Por lo tanto se puede concluir al disminuir el alargamiento de la combustión, aumenta considerablemente la presión máxima gracias a que el ciclo tiene una mayor velocidad de combustión, esta ganancia de presión aumenta el área del lazo P-V aumentando el rendimiento indicado a pesar de las caídas de rendimiento que provocan el aumento de las pérdidas por transmisión de calor y el hecho de realizar más trabajo en contra del ciclo.

Balance de energía para dos puntos extremos.

Mediante este estudio se pretende comparar dos puntos totalmente opuestos en el mapa de rendimientos, en concreto, el punto de máximo y mínimo rendimiento.

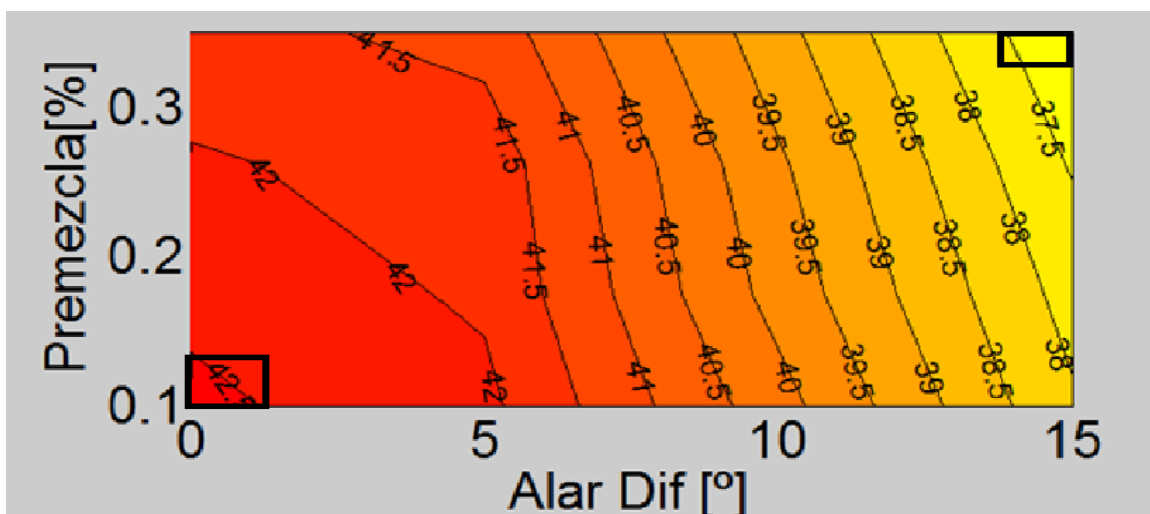


Figura 140: Bandas de estudio de rendimiento indicado.

Por lo tanto los puntos que se van a evaluar son alargamiento de la difusión=0° y premezcla=0.1% (punto de máximo rendimiento) y alargamiento de la difusión=15° y premezcla= 0.35% (punto de mínimo rendimiento). A continuación se muestran sus dfql.

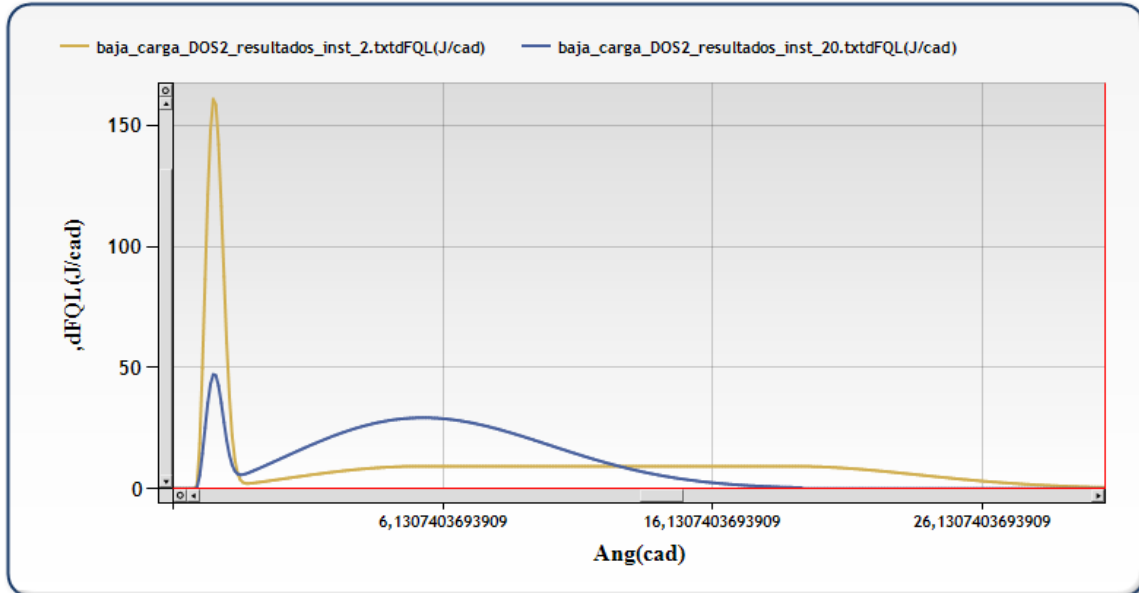


Figura 141: dfql del punto de máximo rendimiento (Azul) y el punto de mínimo rendimiento (amarillo).

En estos dos casos, a pesar de que el pico de premezcla es mayor en el punto de mínimo rendimiento que en el máximo, la presión máxima que se alcanza en la cámara de combustión es mayor en el punto de máximo rendimiento que en el mínimo (Figura 143), esto se debe a que en el punto de mínimo rendimiento la duración de la difusión es mayor, reduciendo la velocidad de combustión y por lo tanto disminuyendo la presión máxima en cámara.

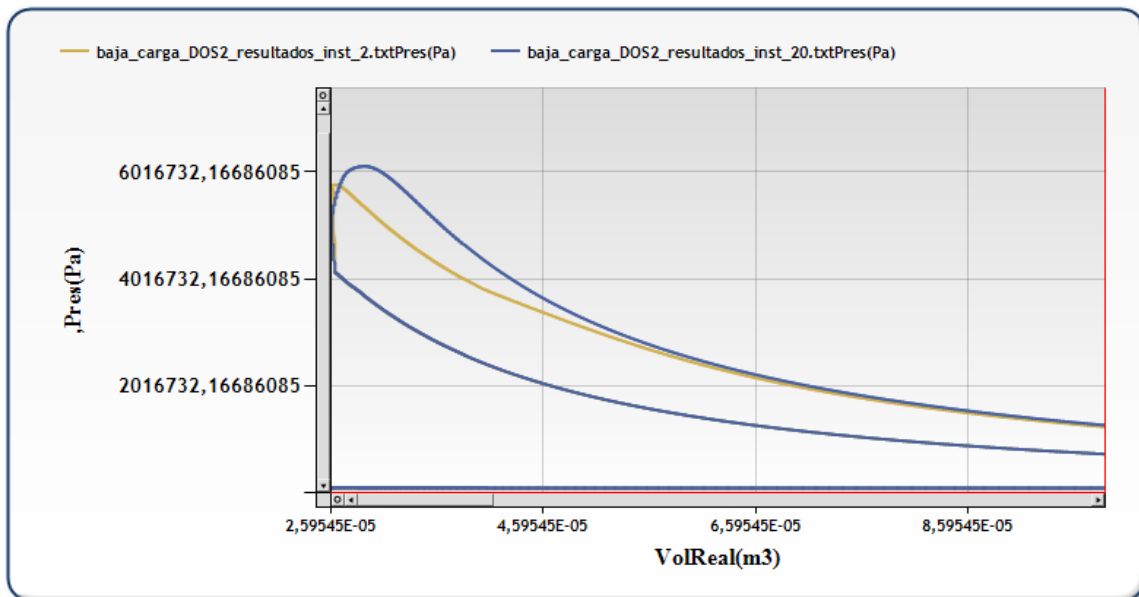


Figura 142: Diagrama P-V para los puntos de máximo (azul) y mínimo (rendimiento).

En cuanto a la evolución del rendimiento indicado (Figura 144), en el punto de máximo rendimiento es mayor porque en ese punto la presión máxima es superior y aunque parte del trabajo se realiza durante el ciclo de compresión, el área del alza P-V es mayor

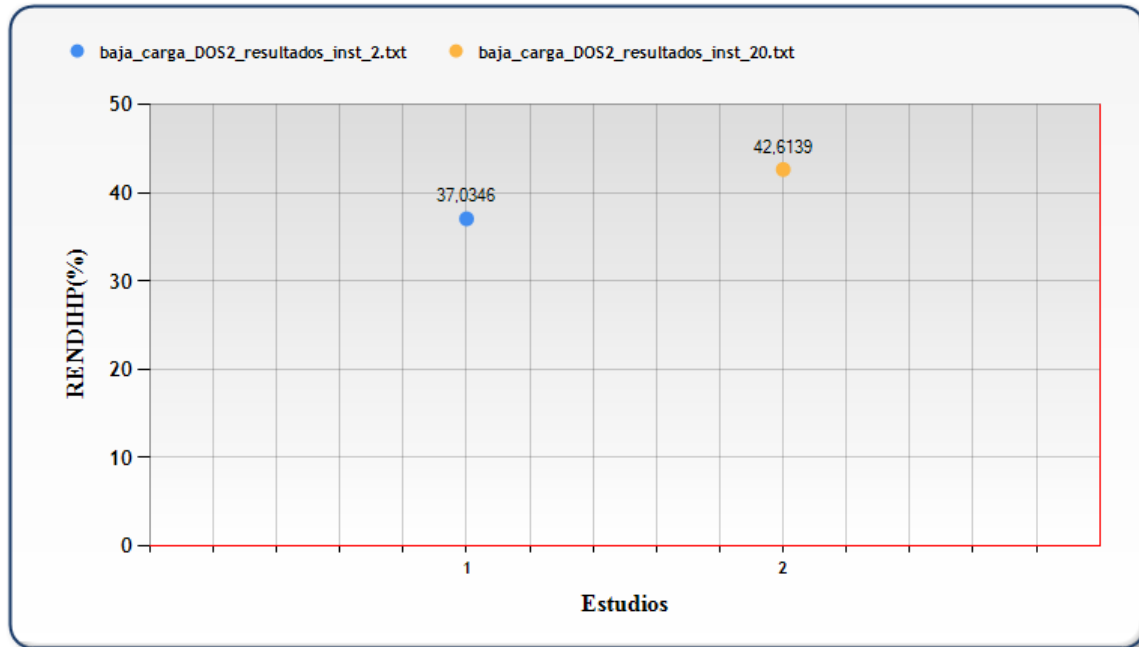


Figura 143: Rendimiento indicado para el punto de máximo rendimiento (amarillo) y el de mínimo rendimiento (azul).

En el punto de mínimo rendimiento el área del lazo P-V es mucho menor, esto es debido a que al aumentar la cantidad de premezcla se está aumentando la proporción de combustión que tiene lugar de manera premezclada, lo que supone que en este caso, por ser el SOI muy adelantado el pico de máxima presión se alcance durante la compresión (como se ve en la figura 145) realizando mucho trabajo en contra del ciclo y reduciendo así el rendimiento indicado.

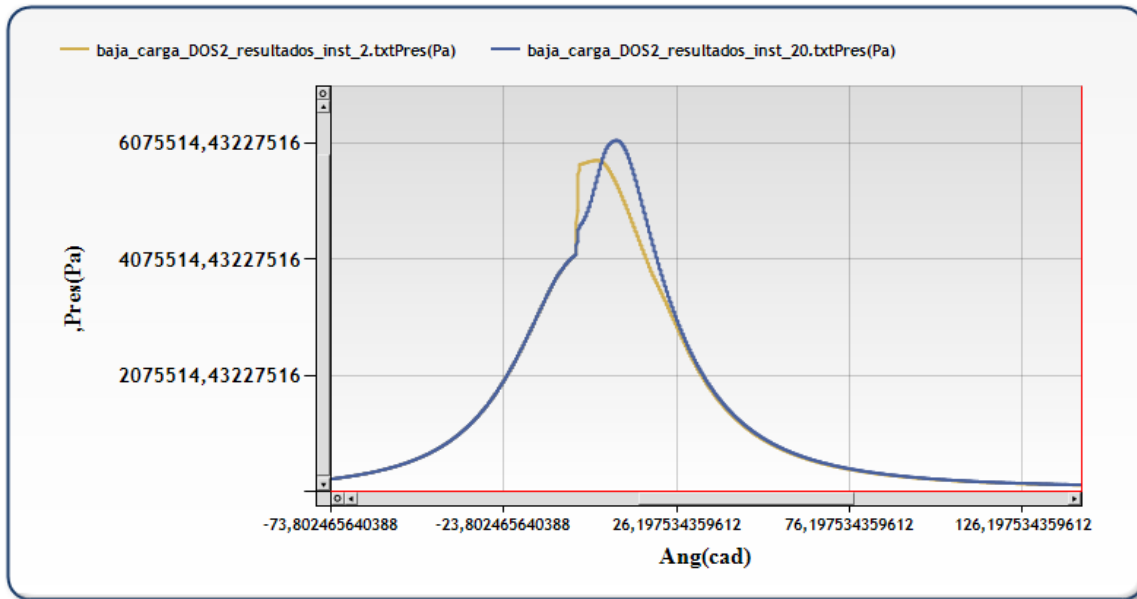


Figura 144: Evolución angular de la presión para el punto de máximo rendimiento (azul) y el de mínimo rendimiento (amarillo).

Como en el punto de máximo rendimiento se alcanza una mayor presión máxima, también se alcanza una mayor temperatura máxima, por lo tanto las pérdidas por transmisión de calor serán más importantes en el punto de máximo rendimiento (como se puede ver en la figura 146).

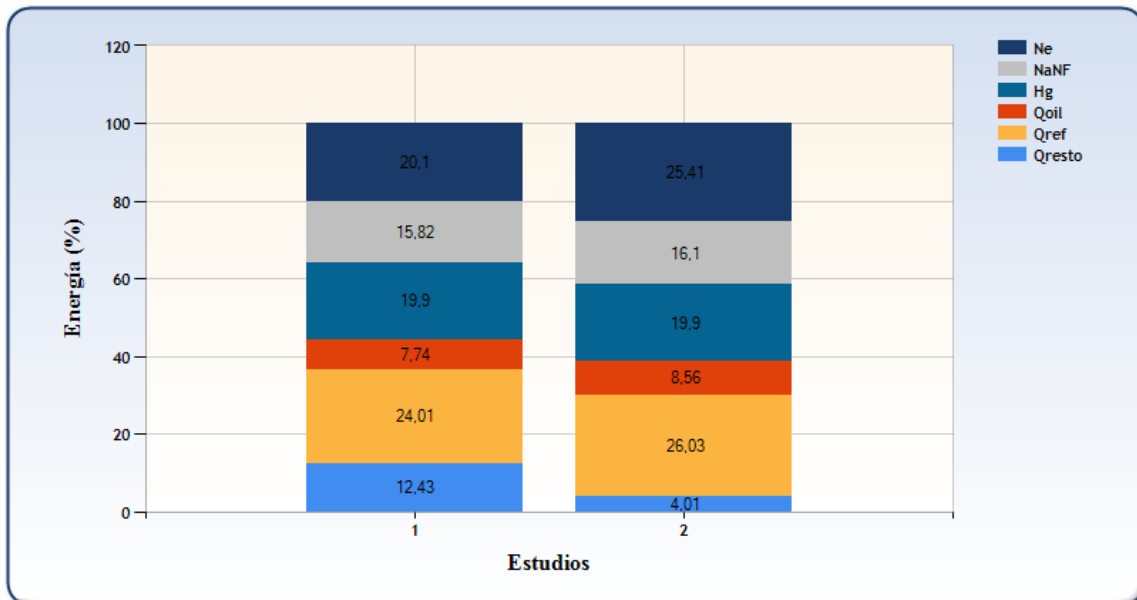


Figura 145: Balance global de energía para el punto de máximo rendimiento (der) y de mínimo rendimiento (izq).

Por lo tanto de este análisis se puede concluir que el máximo trabajo se alcanza en el punto de máximo rendimiento debido a que el alargamiento de la difusión es lo suficientemente corto como para alcanzar una presión elevada y la cantidad de premezcla es lo suficientemente pequeña para evitar que el pico de presión máxima se alcance durante la compresión.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



4.2.2.3 Conclusiones.

Después de realizar distintos balances energéticos en diversos puntos de operación en este mapa de rendimiento se pueden llegar a una serie de conclusiones.

Cuanto más aumenta el alargamiento de difusión, aumenta la duración de la combustión y por lo tanto disminuye la velocidad de combustión, con lo que disminuyen tanto la presión como la temperatura máxima, al alcanzar una presión máxima tan baja, el área del ciclo P-V disminuye, disminuyendo el rendimiento a pesar de la disminución de las pérdidas por transmisión de calor y de la reducción del trabajo realizado durante el ciclo de compresión.

Al aumentar la cantidad de premezcla se produce una caída del rendimiento indicado, esto tiene una relación directa con el SOI, la tendencia que tiene el rendimiento en función de la cantidad de premezcla se debe a que el SOI está muy adelantado y parte de la combustión está sucediendo durante el ciclo de compresión. Al aumentar la premezcla mayor parte del combustible se quema en una combustión premezclada, la cual tiene una mayor velocidad de combustión y provoca un aumento de la presión y la temperatura en la cámara. Al aumentar la presión máxima, el área del ciclo P-V podría ser mayor, pero como el pico de presión máxima se alcanza durante la compresión aumenta el trabajo realizado en el ciclo de compresión (trabajo negativo) disminuyendo el rendimiento.

Esta tendencia es relativa, porque si se retrasara lo suficiente el SOI y se aumenta la cantidad de premezcla, el máximo de presión se alcanzará durante la expansión, por lo que aumentará el área del lazo P-V aumentando el trabajo indicado y por lo tanto el rendimiento indicado.

Al retrasar el SOI y aumentar la premezcla la tendencia puede cambiar y el rendimiento indicado en efecto aumentar a pesar de la mayor cantidad de pérdidas por transmisión de calor (debido a la mayor temperatura máxima) y a la mayor cantidad de trabajo realizado en contra al ciclo debido al aumento de la premezcla. Como se puede observar en el estudio premezcla-difusión a 3500@100.

Como la relación entre la premezcla y el SOI parece que existe pero no se puede confirmar se plantea el próximo estudio premezcla-SOI.

Por lo que se puede concluir que **generalmente alargar la difusión supondrá una caída de rendimiento indicado, y el efecto de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento indicado depende del SOI.**

4.3 Análisis del estudio del efecto de la cantidad de premezcla y SOI.

En este estudio será analizada la influencia de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento indicado en función del SOI, ya que como fue comprobado en los estudios anteriores el efecto de la cantidad de premezcla sobre el SOI depende fuertemente de la posición en la cual se inyecte.

En este estudio no se realizarán ni el estudio de imperfecciones en el ciclo indicado ni el balance energético, debido a que ya se realizaron previamente y no se puede alcanzar ninguna nueva conclusión.

4.3.1 Análisis del estudio a alto régimen y alta carga.

Como ha sido comentado en estudios anteriores la influencia de la cantidad de premezcla de la combustión sobre el rendimiento es relativa. Dependiendo de la posición de la combustión aumentar la premezcla supondrá un aumento o pérdida de rendimiento.

A continuación se muestra un estudio de la variación del rendimiento en función del SOI y de la cantidad de premezcla.

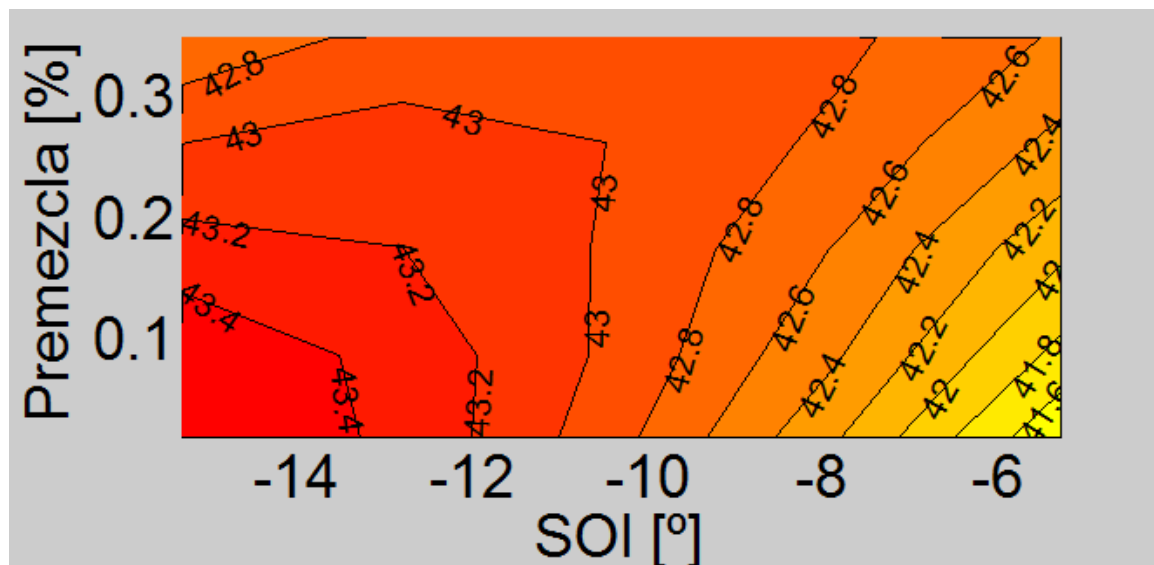


Figura 146: Evolución del rendimiento indicado en función de la cantidad de premezcla y del SOI.

Como se puede observar el efecto de la cantidad de premezcla sobre el rendimiento indicado en efecto depende del SOI.

Si el SOI está muy adelantado, al aumentar la cantidad de premezcla se produce una caída de rendimiento indicado debido al aumento de las pérdidas y al hecho de que el pico de presión máxima se alcanza durante la compresión realizando trabajo en contra del motor.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Cuanto más se retrasa el SOI se observa que este efecto se suaviza hasta que llega a un punto en el cual como la combustión está muy retrasada aumentar la cantidad de premezcla aumenta el rendimiento, debido a que aumentar la premezcla aumenta la presión máxima maximizando el área del diagrama P-V. Al estar tan retrasada aumentar la presión máxima no supone realizar trabajo en contra del ciclo aunque si que aumentan las pérdidas de transmisión de calor.

Como se puede observar al igual que en el estudio de duración de combustión frente a SOI, existe para cada valor de cantidad de premezcla un SOI óptimo que maximiza el rendimiento en cada caso.

Hay que destacar que de entrada la tendencia obtenida no es coherente con el resultado del estudio de duración de combustión-SOI, ya que aquí para las cantidades de premezcla más altas (disminuye la duración) se produce una caída del rendimiento óptimo.

Por lo tanto de este estudio se puede concluir que en condiciones de alta carga, el efecto de la forma de la combustión (reparto premezcla-difusión) tiene un efecto no despreciable sobre el rendimiento indicado. Es importante remarcar que se ha barrido SOI y premezcla, pero se ha mantenido la duración de la difusión constante; en esas condiciones aumentar la premezcla, que de entrada debería afectar de modo similar a acortar toda la combustión, presenta un comportamiento diferente. Así pues debe destacarse que la duración de la combustión es determinante pero la forma (reparto premezcla-difusión) tiene un efecto no despreciable sobre el rendimiento.

4.3.2 Análisis del estudio a bajo régimen y baja carga.

Como ha sido comentado en estudios anteriores, el efecto de la premezcla sobre el rendimiento indicado es relativo, depende fuertemente del SOI. Si se adelanta demasiado la combustión, al aumentar la cantidad de premezcla se produce una caída de rendimiento indicado debido a que se aumenta la cantidad de trabajo que se realiza en contra del ciclo indicado y se aumentan también las pérdidas por transmisión de calor.

Si la combustión está suficientemente retrasada, aumentar la cantidad de premezcla supone un incremento de rendimiento indicado debido a que aumenta la presión máxima aumentando el área del lazo P-V y por lo tanto aumentando el rendimiento a pesar de la disminución de este que provoca las mayores pérdidas por transmisión de calor y el mayor trabajo realizado en contra del ciclo.

A continuación se puede observar la tendencia que sigue el rendimiento en función de la cantidad de premezcla y el SOI.

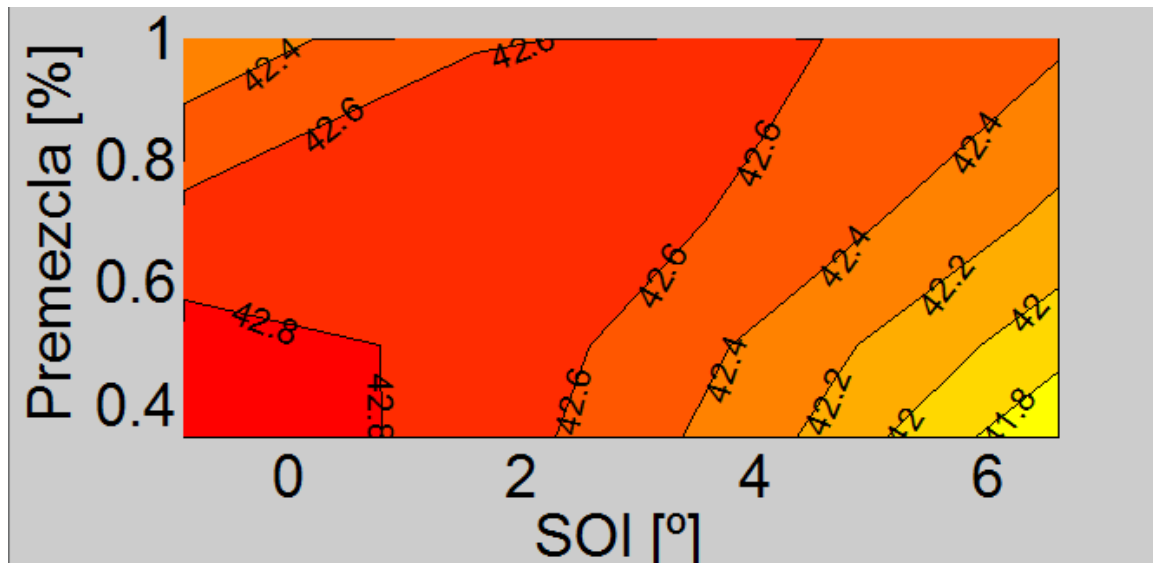


Figura 147: Rendimiento indicado en función de la premezcla y el SOI.

En la imagen anterior se observa que efectivamente para cada valor de premezcla existe un SOI óptimo (ópticamente parece que existe una zona de rendimiento óptimo en la esquina inferior izquierda pero esto es debido a la mala precisión del programa de representación, la zona de rendimiento óptimo es una banda paralela al resto de bandas de rendimiento).

Por lo tanto se puede afirmar que para cada premezcla existe un SOI óptimo, que sigue la misma tendencia que la duración de la combustión, es decir, cuanto mayor es la cantidad de premezcla, más se retrasa la combustión para reducir las pérdidas (sobre todo por transmisión de calor) hasta que llega al punto en el cual se alcanza el máximo trabajo sin que las pérdidas ni el trabajo realizado en contra del ciclo hagan caer el rendimiento.

En comportamiento de este estudio es similar al estudio de duración frente a SOI, existiendo también una banda donde el rendimiento cambia poco, a diferencia de alta carga y régimen.

Por lo que se puede concluir que en unas condiciones de bajo régimen y baja carga la premezcla no tiene un efecto muy importante sobre el rendimiento indicado sino que depende fuertemente del SOI. Por lo tanto en baja carga se puede afirmar que ni la forma ni la duración de la combustión influyen fuertemente sobre el rendimiento indicado, sino que el rendimiento depende fundamentalmente del SOI.



4.4 Análisis del estudio de optimización.

Con este análisis se pretende completar los estudios anteriores, explotando la información obtenida respecto a las tendencias con los parámetros para obtener una combustión pseudoideal con el máximo rendimiento indicado posible.

Este estudio solo se realiza para el punto 3500@100, ya que como se ha visto, a bajo régimen y carga la duración de la combustión y la forma no presentan una influencia decisiva sobre el rendimiento indicado. Como se vio, esto se ha atribuido al hecho de que en alta carga, se libera una gran cantidad de energía y las condiciones termodinámicas y el ciclo están bastante influidos por la forma y la duración de la combustión, mientras que en baja carga no es tan crítico.

Para optimizar la ley de combustión, se utilizará una combustión solo difusiva, ya que como se vio en el apartado 4.3, las leyes de combustión compactas tienen mayor rendimiento y se elegirán cuatro duraciones de combustión a las cuales se les optimizará el SOI.

Estas duraciones de combustión son:

Dur Comb °
20
10
5
3

Tabla 21: Valores de duración de combustión que componen el estudio.

Para duraciones de combustión menores de 5° la ley de Watson no es generada correctamente por Sículo debido probablemente a que la ley de quemado es una función matemática que no está pensada para duraciones tan cortas, encontrándose que el punto de máximo rendimiento es precisamente el correspondiente al estudio con la duración de 5°. Esto hace pensar que con duraciones más cortas se podría incrementar aún más el rendimiento, lo que puede explorarse en futuros trabajos. No obstante, para el análisis que se quiere hacer es suficiente, ya que la tendencia ha sido convenientemente mostrada, los límites termomecánicos (se analizan a continuación) no permiten acortar más la combustión y desde un punto de vista realista no es posible alcanzar en el motor real duraciones más cortas, más si se tiene en cuenta que el gradiente de presión alcanza 96 bar/°, lo que supondría en un motor real un nivel de ruido muy elevado.

A continuación se comparará este punto optimizado con la combustión original a 3500@100 para comprobar las diferencias.

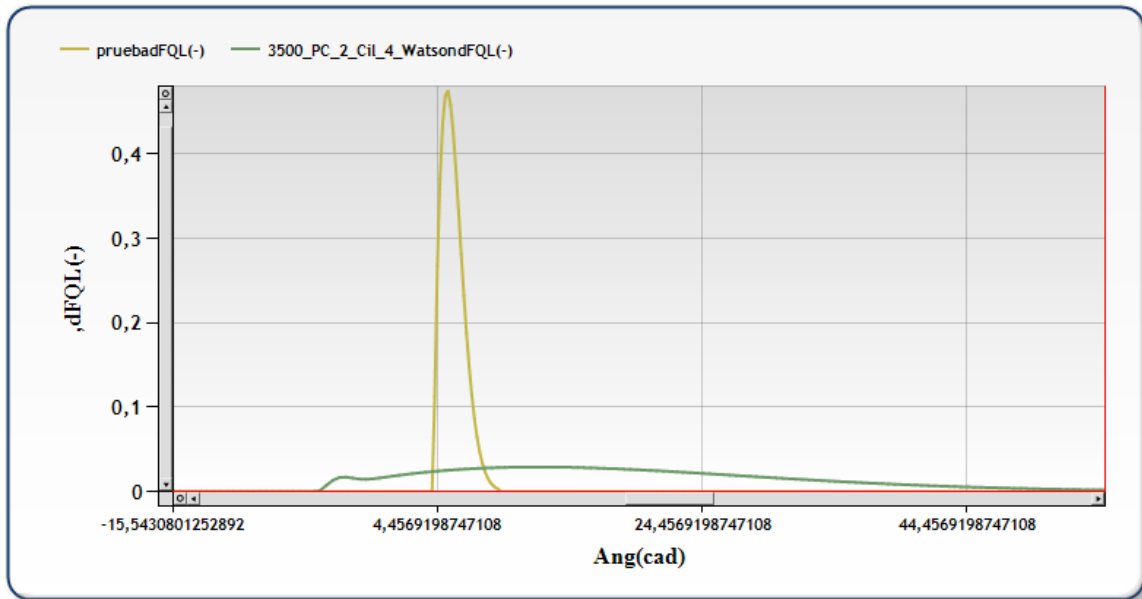


Figura 148: Leyes de liberación de calor para el punto original (verde) y el punto optimizado (amarillo).

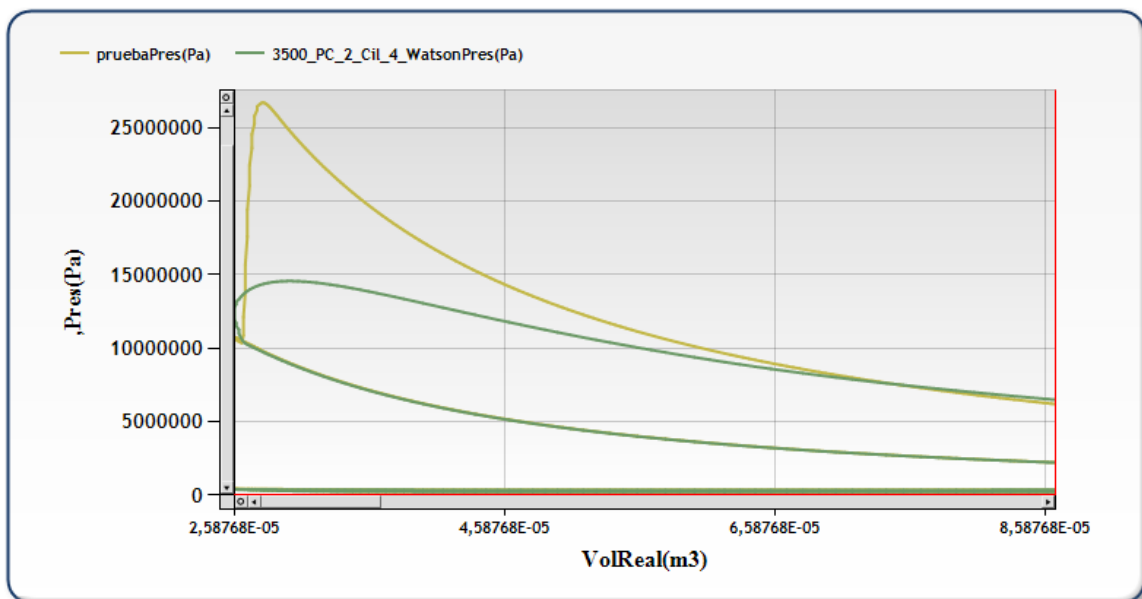


Figura 149: Diagrama de P-V para el punto original (verde) y el punto optimizado (Amarillo).

En la ley de combustión optimizada la duración de la combustión es mucho menor, por lo tanto eso implica una mayor velocidad de combustión lo cual aumenta mucho tanto la presión máxima (Figura 151) como la temperatura máxima (Figura 152) en la cámara, esto se debe a que se ha de quemar la misma cantidad de combustible en mucho menos tiempo.

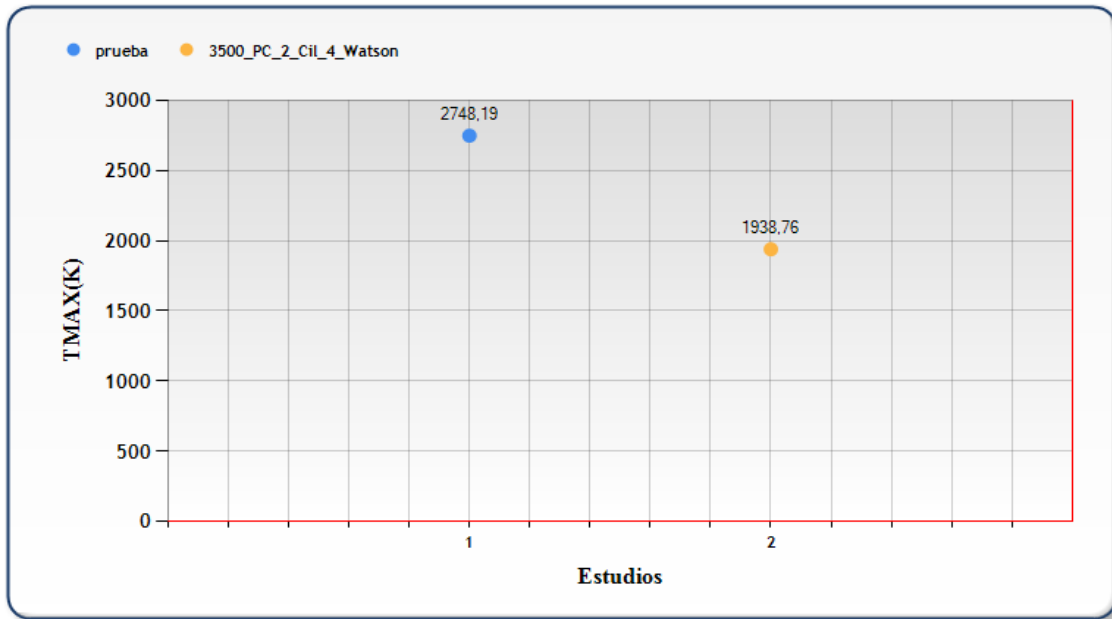


Figura 150: Temperatura máxima en cámara para el punto optimizado (azul) y el punto original (amarillo).

Como se observa en la figura 151 el lazo de P-V el mucho mayor en el ciclo optimizado que en el ciclo original, por lo tanto también será mucho mayor el trabajo y rendimiento indicado.

Esto se debe a que al alcanzar en el ciclo optimizado una mayor presión máxima y optimizar el SOI, la combustión se ha retrasado lo suficiente para que toda la combustión tenga lugar durante el ciclo de expansión, no realizando trabajo contra el pistón y por lo tanto maximizando el trabajo indicado.

En el ciclo optimizado al igual que se alcanza una mayor presión máxima también aumenta la temperatura máxima lo cual se traduce en un aumento considerable de las pérdidas por transmisión de calor como se observa en la figura 153

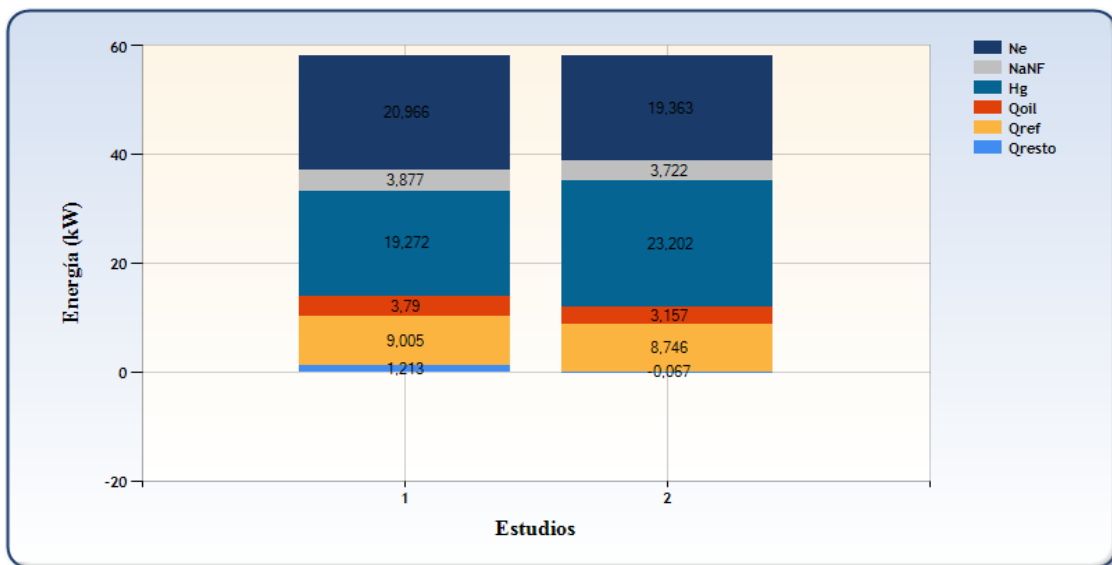


Figura 151: Balance global de energía en el motor para el punto optimizado (Izq) y el punto original (Dcha).

Por lo tanto se puede concluir que el punto optimizado aumenta el rendimiento indicado debido al aumento del área del lazo P-V, a pesar del aumento de las pérdidas por transmisión de calor debidas al aumento de la temperatura máxima en la cámara.

Este aumento de rendimiento indicado es de casi el **3%** como se observa en la figura 154, alcanzando un rendimiento global de **46.05%**

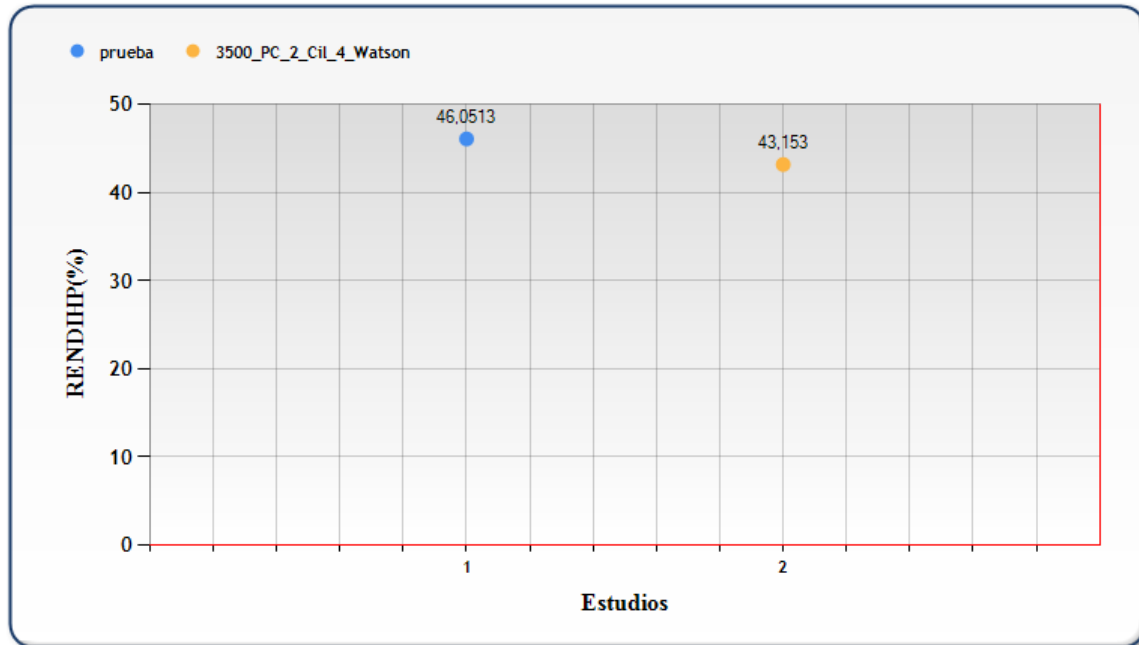


Figura 152: Rendimiento indicado de alta presión para el ciclo optimizado (Izq) y el ciclo original (Dcha).

Por lo tanto se puede afirmar que le máximo rendimiento que se puede alcanzar en esta combustión a 3500@100 optimizando la duración y la posición de la combustión es de 46.05%.

Se propone para futuros estudios un análisis más detallado de la influencia del reparto premezcla-alargamiento de la difusión sobre el rendimiento indicado, de modo que se explore la posibilidad de acortar la duración de la difusión, de forma continua, hasta que sólo exista premezcla (en este trabajo la duración de la difusión más corta considerada ha sido la nominal).

Por último es importante destacar que este rendimiento máximo, se da en una combustión pseudoideal, y que la presión y temperatura máxima que se alcanzan son demasiado elevadas para un motor real. Se puede enfocar futuros trabajos al estudio de la optimización sometido a una serie de restricciones termomecánicas que estaban fuera del alcance de este trabajo.



5. Conclusiones.

Una vez realizados todos los estudios se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Acortar la combustión (premezcla y difusión) mejora el rendimiento, o, en el peor de los casos no lo empeora (1000@25), siempre y cuando este cambio de la duración vaya acompañado de una optimización del avance de la combustión, controlado mediante el SOI ya que en caso contrario no se garantiza que se obtenga ni máximo rendimiento, ni siquiera una mejora de éste.
- En condiciones normales de operación interesa que la duración de la difusión sea lo más corta posible tanto en (3500@100) como en (1000@25), lo que resulta consistente con la anterior conclusión, puesto que al acortar la difusión también se acorta la duración total.
- El efecto de la forma de la cantidad de premezcla depende del punto de operación:
 - A alto régimen y carga (3500@100) aumentar la premezcla, manteniendo la duración nominal de la difusión y optimizando el SOI, disminuye el rendimiento, por lo que se deduce que la forma de la combustión (reparto premezcla-difusión) tiene un efecto no despreciable en alta carga.
 - Por el contrario, a bajo régimen y carga (1000@25), existe una banda de rendimiento óptimo, más o menos, constante, para todas las cantidades de premezcla (manteniendo la duración de la difusión y optimizando el SOI). Este comportamiento es similar al obtenido en este punto de operación en el estudio de duración de la combustión, por lo que puede concluirse que en este punto de operación la forma y duración de la ley de combustión no son críticas, siendo la optimización del SOI el parámetro clave.
- Finalmente, teniendo en cuenta que la motivación del estudio era el análisis del efecto de la ley de combustión en el rendimiento, para evaluar el potencial de mejora de un motor Dual-fuel, respecto a uno con combustión Diesel convencional, puede afirmarse que el tipo de combustión conseguido en el motor Dual fuel, más corta y premezclada, es potencialmente interesante desde el punto de vista del rendimiento (además de sus beneficios desde el punto de vista de las emisiones de Nox y hollín): En principio se ha obtenido que el potencial de mejora es mayor en condiciones de alto régimen y carga (hasta un 3%) y menos a bajo régimen y carga (un 1%).
- Queda pendiente para futuros trabajos la verificación de que el acortamiento (o eliminación) de la difusión resulta siempre beneficioso, la extensión del estudio a otros puntos de operación a regímenes y cargas intermedios, así como la optimización de la combustión sometida a restricciones termomecánicas.



6. Bibliografía.

- Macian [1984]- Estudio de la dispersión cíclica en un MEP y propone un método termodinámico de dos zonas para el cálculo de la fracción de la masa quemada.
- Tinaut [1986]- Propone un modelo termodinámico de diagnóstico de la combustión para motores Diésel de inyección directa.
- Oliver [1991]- Estudio del sistema de adquisición y tratamiento de datos.
- Armas [1998]- Implementación de un modelo de diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa, proponiendo soluciones particulares para cada término que interviene en el cálculo de la ley.
- J.Martín [2007]-Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa.
- F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García [2011] - A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines.
- F. Payri, X. Margot, A. Gil y J. Martín [2005] – Computational study of heat transfer to the walls of a diesel engine.
- F.Payri, J. Galindo, J. Martín y F.J. Arnau [2007]- A simple model of predicting the trapped mass un a DI diesel engine.
- F. Payri, S. Molina, J. Martín y O. Armas [2006]- Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis.
- N. Watson, A.D. Pilley, M. Marzouk [1980]- A combustion correlation for Diesel engine simulation.
- D. Splitter, M. Wissink, S. Kokjohn y R. Reitz [2012]: Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limits and Efficiency.
- E. Gingrich, J.Ghandhi y R. Reitz [2014]: Experimental Investigation od Piston heat Transfer in a Light Duty Engine Under Conventional Diesel, Homogeneous Charge Compression Ignition, and Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion Regimes.
- S:L: Kokjohn, R.M. Hanson, D.A. Splitter y R.D. Reitz [2010]: Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento Nº2: Presupuesto.

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.

Documento N°2: Presupuesto.

1. Introducción.....	138
2. Unidades de obra.....	139
2.1 Definición de las unidades de obra.....	139
2.2 Cuadro de precios descompuestos.....	139
3. Presupuesto parcial	141
4. Presupuesto final.....	141
4.1 Presupuesto de ejecución material.....	141
4.2 Presupuesto de ejecución por contrata.....	142
4.3 Presupuesto base de licitación.....	142
5. Procedimiento de cálculo.....	143



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



1. Introducción.

En el presente documento se expone en presupuesto total del proyecto, siendo este desgranado en presupuesto de ejecución material, ejecución por contrata y base de licitación. Por una parte este presupuesto considerará el coste del procedimiento de adquisición de datos necesario para el modelo y por otra parte se considerará el coste del procedimiento de análisis y síntesis de información.

En este presupuesto no se tendrán en cuenta ningún elemento que forme parte de los sistemas propios del departamento, como instalaciones de climatización, seguridad, suministro del combustible, etc... ya que estas instalaciones ya se encontraban disponibles antes de la realización de este proyecto y por lo tanto no supondrían un nuevo desembolso para el departamento.

Otro elemento que tampoco será tenido en cuenta será el coste del motor DV6 Euro V que ha sido utilizado en este proyecto, ya que este motor fue cedido por parte del motorista y por lo tanto no supuso ningún coste extra para el departamento.

Por lo tanto para el desarrollo de este presupuesto, primero se definirán las unidades de obra que conforman el proyecto, desglosando el cuadro de precios descompuesto para cada unidad de obra, después se realizará el presupuesto parcial tras multiplicar las mediciones por el coste de cada unidad de obra y finalmente se definirán los presupuestos de ejecución material, de ejecución por contrata y por último de base de licitación.

Como anexo se incorporará la metodología utilizada para el cálculo de algunos precios por hora utilizados en las distintas unidades de obra.



2. Unidades de obra.

2.1 Definición de las unidades de obra.

La ejecución de este proyecto se dividirá en tres unidades de obra.

- Adquisición y tratamiento de la información procedente del motor para diversos regímenes de giro y grados de carga.
- Preparación de los estudios, análisis de los resultados y obtención de las conclusiones para los diversos tipos de ensayo
- Redacción e impresión de los documentos pertinentes.

En el siguiente apartado estas unidades de obra serán descritas en profundidad y se crearán el correspondiente cuadro de precios descompuestos.

2.2 Cuadro de precios descompuestos.

En este apartado serán expuestos los cuadros de precios descompuestos de cada una de las unidades de obra.

COSTES DIRECTOS					
Nº Actividad	Unidad	Descripción de las unidades de obra	Rendimiento	Precio (€/h)	Importe
Nº 1	Horas	Adquisición y tratamiento de la información procedente del motor para diversos regímenes de giro y grados de carga			
	Horas	Ingeniero técnico Industrial	1	21,56	21,56
	Horas	Ingeniero Industrial (supervisor)	1	35	35
	Horas	Utilización de sensor de presión AVL GH13P	1	0,71	0,71
	Horas	Utilización de amplificador Kistler 5011	1	0,142	0,142
	Horas	Utilización de Dinamómetro y freno	1	3,55	3,55
	Horas	Utilización de medidor de aire Sensiflow y sistema de control	1	3,55	3,55
	Horas	Utilización de termopar tipo K	1	0,1893	0,1893
	Horas	Utilización de medidor de emisiones Horiba	1	4,2616	4,2616
					68,96 €
Costes directos complementarios					
2 % de los costes directos					1,38 €
Costes Indirectos					
8 % de los costes directos					5,52 €
Coste total					
75,86 €					

Tabla 22: Unidad de obra Nº1.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Costes directos					
Nº Actividad	Unidad	Descripción de las unidades de obra	Rendimiento	Precio (€/h)	Importe
Nº2	Horas	Preparación de los estudios, análisis de los resultados y obtención de las conclusiones.			
	Horas	Ingeniero técnico Industrial	1	21,56	21,56
	Horas	ingeniero industrial (supervisor)	0,5	35	17,5
	Horas	PC acer Aspire 5750 G	1	0,1776	0,1776
	Horas	Matlab 2010	1	0,63125	0,63125
	Horas	Microsoft Office 2010	1	0,142	0,142
					40,01 €
Costes directos complementarios					
2 % de los costes directos					0,80 €
Costes indirectos					
8 % de los costes directos					3,20 €
Coste total					
44,01 €					

Tabla 23: Unidad de obra Nº2

Costes directos					
Nº Actividad	Unidad	Descripción de las unidades de obra	Rendimiento	Precio (€/h)	Importe
Nº3	Horas	Redacción e impresión de los documentos pertinentes			
	Horas	Ingeniero técnico Industrial	1	21,56	21,56
	Horas	ingeniero industrial (supervisor)	0,25	35	8,75
	Horas	PC acer Aspire 5750 G	1	0,1776	0,1776
	Horas	Impresora	0,5	0,055	0,0275
	Horas	Microsoft Office 2010	1	0,142	0,142
					30,66 €
Costes directos complementarios					
2 % de los costes directos					0,61 €
Costes indirectos					
8 % de los costes directos					2,45 €
Coste total					
33,72 €					

Tabla 24: Unidad de obra Nº3.



3. Presupuesto parcial

A continuación va a ser descrito el presupuesto parcial, este presupuesto consiste en la suma del precio de cada una de las unidades de obra multiplicado por las mediciones de cada una de ellas.

Presupuesto parcial					
Nº Actividad	Unidad	Descripción de las unidades de obra	Medición (h)	Precio(€/h)	Importe(€)
Nº 1	Horas	Adquisición y tratamiento de la información procedente del motor para diversos regímenes de giro y grado de carga	100	75,86	7.586 €
Nº2	Horas	Preparación de los estudios, análisis de los resultados y obtención de las conclusiones	150	44,01	6.602 €
Nº3	Horas	Redacción e impresión de los documentos pertinentes	50	33,72	1.686 €
Total presupuesto parcial					15.874 €

Tabla 25: Presupuesto parcial.

4. Presupuesto final

4.1 Presupuesto de ejecución material.

Este presupuesto de ejecución material consiste en la sumas de los distintos presupuestos parciales, se crea un presupuesto parcial para cada tipo de actividad, pero en este caso solo tenemos un tipo de actividad, por lo tanto en este proyecto el presupuesto de ejecución material es igual al presupuesto parcial.

Presupuesto de ejecución material	
Suma de los presupuestos parciales	15.874 €

Tabla 26: Presupuesto de ejecución material.



4.2 Presupuesto de ejecución por contrata.

El presupuesto de ejecución por contrata incluye el presupuesto de ejecución material, más dos gastos extras como son los gastos generales (suponen entre un 12% del presupuesto de ejecución material en nuestro caso) y el beneficio industrial (un 6% del presupuesto de ejecución material, por lo tanto:

Presupuesto de ejecución por contrata	
Incluye los gastos generales y beneficio industrial	18.846 €

Tabla 27 Presupuesto de ejecución por contrata.

4.3 Presupuesto base de licitación.

Este presupuesto se trata del presupuesto final, incluye el valor del presupuesto de ejecución por contrata más el valor del IVA, un 21% en nuestro caso, por lo tanto:

Presupuesto base de licitación	
Incluye el IVA 21%	22.803 €

Tabla 28: Presupuesto base de licitación.

Por lo tanto el valor de este proyecto asciende a:

Veintidós mil ochocientos tres euros.



5. Procedimiento de cálculo

Durante la realización de este presupuesto se han tenido en cuenta una serie de consideraciones que es importante explicar para la completa comprensión de este documento.

Para calcular las horas de trabajo mensuales se ha supuesto jornadas laborales de ocho horas y que cada mes consta de treinta días.

En cuanto al tipo de ingeniero han sido considerados dos tipos en este documento, ingeniero técnico industrial, sería el equivalente a graduado en nuevas tecnologías industriales e ingeniero industrial, para definir al profesor supervisor de este proyecto. Ambos salarios han sido obtenidos del manual de procedimiento para la contratación de personal del instituto de investigación CMT, aportado por el jefe de personal gerente de dicho instituto.

En cuanto a la instrumentación detalla en la tabla siguiente, no se ha considerado que su adquisición sea exclusiva para este proyecto, es decir, no se considerará el coste total del producto sino solo la parte correspondiente al tiempo de amortización de cada uno de ellos.

El tiempo de amortización ha sido calculado con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{P \cdot t \cdot a}{T} \quad (1)$$

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

Para finalizar se adjunta la tabla donde han sido calculados los precios de estos equipos en euros por hora teniendo en cuenta el periodo de amortización de cada uno.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Denominación	Adquisición (€)	Amortización (años)	Coste (€/mes)	Periodo de uso (meses)	Uso (%)	coste total (€)	Coste (€/h)
PC acer Aspire 5750 G	500	4	10,42	3	1	31,26	0,1776
Microsoft Office 2010	300	3	8,33	3	1	25	0,142
Matlab 2010	2000	3	55,55	2	1	111,1	0,63125
Sensor de presión AVL-Gh13P	3000	1	250	1	0,5	125	0,71
Amplificador Kistler 5011 B	3000	5	50	1	0,5	25	0,142
Dinanómetro y freno	30000	2	1250	1	0,5	625	3,55
Sensiflow DN80 y sistema control	30000	2	1250	1	0,5	625	3,55
Termopar tipo k	800	2	33,33	1	0,5	33,33	0,094
Horiba Mexa	72000	4	1500	1	0,5	750	4,2616
Impresora	350	3	9,72	1	1	9,72	0,055

Tabla 29: Cálculo de los precios de los equipos.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento N°3: Pliego de condiciones.

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.

Documento N°3: Pliego de condiciones

1. Introducción.....	148
2. Condiciones para el desarrollo del proyecto.....	149
2.1 Condiciones de los equipos de trabajo.....	150
2.2 Condiciones de los programas empleados.....	150
2.3 Condiciones del puesto de trabajo.	151
2.3.1 Medidas de emergencia. Vías y salidas de evacuación.....	152
2.3.2 Condiciones de protección contra incendios.....	152
2.3.3 Instalación Eléctrica.....	152
2.3.4 Condiciones termohigrométricas.....	153
2.3.5 Iluminación.....	153
2.3.6 Ergonomía.....	154
2.3.7 Ruido.....	155
3. Condiciones para la utilización del modelo.....	156



1. Introducción.

En este pliego de condiciones se trata de fijar las directrices y requerimientos que han de ser verificados en la realización de las actividades relacionadas con el proyecto. En este pliego de condiciones no se considera todo lo referente a la adquisición de datos ya que el proyectante no ha realizado el esta toma de datos, aunque sí que se incluirá en el presupuesto, ya que es una parte de este estudio.

Debido a que la mayor parte de este proyecto consiste en el análisis vía informática, este proyecto de pliego de condiciones estará centrado en describir el área de trabajo en el que se va a desarrollar el proyecto y las características del equipo informático empleado (hardware y software).

En este documento también se tendrán en cuenta las cualidades que deben presentar los resultados obtenidos mediante el análisis con el modelo de combustión.

Por lo tanto, en el siguiente documento se expondrán la infraestructura necesaria para la ejecución del proyecto (software y hardware), así como las condiciones que se han de dar para el correcto desempeño de este trabajo. Por último se presentarán las características que han de ser requeridas en los resultados obtenidos de los análisis.



2. Condiciones para el desarrollo del proyecto.

A continuación se describen las condiciones que se deben cumplir para la correcta ejecución de las actividades descritas en la memoria. Estas condiciones son:

- **Equipos de trabajo:** Para la correcta ejecución de proyecto es necesario un equipo informático y los programas necesarios para el procesamiento de datos. Para este proyecto se ha utilizado un PC portátil, suficiente para el procesamiento de la cantidad de información utilizada en este proyecto, sin embargo este equipo debe reunir ciertas condiciones de potencia para poder ejecutar varias simulaciones simultáneamente y realizar el trabajo de manera óptima.
- **Programas utilizados:** Durante la ejecución del proyecto el programa más utilizado ha sido el modelo de combustión (SICICLO) utilizado para la simulación de combustiones una vez que se haya suministrado una cierta ley de liberación de calor teórica, otro programa usado ha sido CALMEC , programa usado para el diagnóstico de la combustión y en este caso como base de datos para suministrar leyes de liberación de calor a SICICLO y así que el modelo calcule los lazos de presión temperatura etc..., para la realización de los mapas mostrados a los largo de este trabajo se ha usado MATLAB 2010,y tanto Microsoft EXCEL como WORD han sido usados para la representación de resultados y redacción del proyecto respectivamente.
- **Puesto de trabajo:** Debido a que este trabajo requiere de muchas horas de dedicación sentado, este puesto de trabajo debe de cumplir una serie de condiciones de ergonomía para evitar la aparición de molestias y dolores musculares que dificulte el desarrollo normal de la actividad.



2.1 Condiciones de los equipos de trabajo.

El ordenador empleado para el procesado y la representación de la información es un Acer Aspire 5750 G, sus datos básicos se muestran en la tabla 23

Procesador
intel core i5-2430 M a 2,4 Ghz con turbo Boost up a 3 GHz
Placa base
chipset Intel 915 GM/PM/GMS/910GML (Alviso)
Memoria
4 Gb DDR3 memori
Unidades almacenamiento
HDD 500 Gb CD/DVD MATSHITAUJ-845D(lectura y escritura)
Tarjeta gráfica
NVIDIA Geforce 520 Mb
Sistema operativo
Windows 7 64 bits
Conexión a Internet
PRO/Wireless 2200 BG Network Connection
RTL8169 Gigabit Ethernet adapter

Tabla 30: Características Aspire 5750 G

2.2 Condiciones de los programas empleados.

En este apartado se describirán los subprogramas utilizados en el proyecto para la validación y procesado de resultados (Siciclo no será descrito por haberlo sido anteriormente).

- **CALMEC:** Es el software empleado para el diagnóstico de la combustión en los motores de encendido por compresión. A partir de la introducción de la presión instantánea en cámara y de las variables medidas en un ensayo, se pueden obtener una serie de resultados entre los cuales destacan la ley de liberación de calor y el calor liberado acumulado, los cuales nos permiten seguir la evolución de la combustión. CALMEC ha sido utilizado para proporcionar las leyes de liberación de calor a SICICLO y que este calcule el resto de parámetros de la combustión.
Este programa ha sido desarrollado y programado en la propia CMT Motores térmicos.



- **OFFICE 2010:** Es un paquete de aplicaciones multitarea de Microsoft utilizado para la redacción de informes (Word), realización de diagramas (Visio), gestión de bases de datos (Access) y la realización de cálculos (Excel). Cabe destacar el uso de Excel para el procesado de los resultados y la realización de algunos cálculos y Word ha sido utilizado para la redacción del proyecto. Este programa es usado bajo una licencia obtenida a través de la Universidad Politécnica de Valencia.
- **MATLAB 2010:** Es un lenguaje de alto nivel y un entorno interactivo para el cálculo numérico, esta herramienta permite analizar datos, desarrollar algoritmos y crear modelos o aplicaciones. Este programa puede ser usado para gran variedad de aplicaciones como procesamiento de imágenes y videos, sistema de control, pruebas o medidas. En este proyecto MATLAB ha sido usado para el procesamiento de información, siendo usado bajo una licencia obtenida por medio de la Universidad Politécnica de Valencia.

2.3 Condiciones del puesto de trabajo.

Durante la realización del presente proyecto, las condiciones de trabajo influirán tanto sobre el rendimiento como sobre la salud del trabajador: Por lo tanto será necesario disponer de un espacio de trabajo adecuado donde se prevengan riesgos laborales que puedan provocar malestar, fatiga, estrés, estados depresivos, etc... durante el desarrollo de la tarea.

La normativa que se va a tener en cuenta se especifica en el Real Decreto 488/1997 del 17 de Abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización. En esta normativa el puesto de trabajo se define como “el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado, o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona máquina, de accesorios ofimáticas y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato”.

Los parámetros que son considerados dentro del análisis de riesgos laborales son:

- Tiempo de trabajo con la pantalla de visualización.
- Tiempo de atención requerido ante la pantalla, que a su vez puede ser continuo o discontinuo.
- Exigencia y grado de complejidad de la tarea realizada ante la pantalla.
- Necesidad de obtener una información de una manera muy rápida.

Los riesgos que pueden surgir en estos trabajos son:

- Seguridad (contactos eléctricos).
- Higiene Industrial (Iluminación, ruido, temperatura y humedad).
- Ergonomía (fatiga visual, física y mental).



2.3.1 Medidas de emergencia. Vías y salidas de evacuación.

La empresa debe haber adoptado medidas de emergencia en las que prevea la evacuación del personal, definiendo las vías y salidas de escape, en el supuesto que se declare una emergencia. Todas estas medidas han de ser de conocimiento de los empleados. Existe una gran variedad de normativas en este aspecto, aunque la mayoría son aplicadas durante el diseño de la edificación. En este documento se presupone que estas medidas fueron previamente validadas en la construcción de las instalaciones de trabajo.

2.3.2 Condiciones de protección contra incendios.

Todas las instalaciones contra incendios deben estar proyectadas, implantadas y mantenidas por empresas debidamente autorizadas por el organismo competente.

2.3.3 Instalación Eléctrica.

La instalación eléctrica debe de haber sido construida, puesta en marcha y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria y Energía o la Consejería de Industria o similar competente a la Comunidad Autónoma donde está situado el lugar de trabajo.

En la instalación se deben tomar medidas para que no se produzcan incidentes derivados del uso de la energía eléctrica, como puedan ser contactos en las personas, incendios y/o explosiones por el uso de energía eléctrica. Todo ello viene establecido en los reglamente de baja y Alta tensión en vigor sobre tensiones de seguridad en los conductores, sistemas de protección, etc. Según lo propuesto, para el puesto de trabajo considerado se debe:

- Garantizar el adecuado mantenimiento de los cables y las conexiones.
- Cumplir los requerimientos de la directiva sobre emisiones electromagnéticas, que exige que toda radiación electromagnética deberá reducirse a niveles insignificantes, desde el punto de vista de la protección, seguridad y salud de los trabajadores
- Mantener separados los cables eléctricos de los telefónicos.
- Emplear longitudes de cable suficientes para permitir futuros cambios , y al tiempo disponerlos de tal modo que su mantenimiento sea el correcto: fuera de superficies donde puedan ser pisadas o sometidas a condiciones adversas.
- Facilitar el acceso y mantenimiento de los cables sin interrupción de las actividades del trabajo.



2.3.4 Condiciones termohigrométricas.

La situación de bienestar o confort térmico es diferente para cada individuo, sin embargo sí que depende de factores como:

- Temperatura, humedad y velocidad del aire.
- Temperatura de paredes, suelos y objetos.
- La actividad a desarrollar.
- La vestimenta.

El Real Decreto 488/1997 sobre puestos de trabajo fija estas magnitudes

- La temperatura operativa de confort debe mantenerse entre 23 y 26°C en verano y entre 20 y 24°C en invierno. Nunca ha de exceder los 26°C.
- La humedad relativa del aire se ha de mantener entre 45 y 65% para cualquier temperatura. Esto evita la sequedad de los ojos y mucosas.

2.3.5 Iluminación

La iluminación puede ser artificial o natural, siendo más recomendable esta última. Su principal inconveniente es su variación temporal y estacional, por lo que debe complementarse con fuentes lumínicas artificiales. La iluminación artificial puede ser aplicada de forma general o localizada, disponiéndose usualmente la primera complementada con la segunda.

Tiene que ser evitado en medida de lo posible deslumbramientos y contrastes excesivos entre zonas iluminadas y de sombra, tal y como se establece en la norma para estos puestos de trabajo.

Debe existir una iluminación general donde se ubiquen los puestos de trabajo. Si se utiliza una fuente de iluminación individual complementaria esta debe de estar situada de tal forma que se evite el deslumbramiento directo o produzca reflexiones en el monitor.

Los niveles de iluminación serán suficientes para las tareas que se realicen en el puesto, pero no deben alcanzar valores que reduzcan el contraste de la pantalla por debajo de lo tolerable. Para evitar deslumbramientos por reflejos, las superficies del mobiliario y de los elementos de trabajo deben ser de aspecto mate.

La norma de indicaciones sobre la colocación más adecuada del puesto de trabajo en tal de evitar reflejos y deslumbramientos. Para ello, se sugiere que la pantalla se coloque paralelamente a las ventanas, nunca frente o de espaldas a ellas. En ambos casos se podrían originar reflejos o deslumbramientos de forma directa o por reflexión en el usuario. Estas medidas se pueden complementar mediante el uso de cortinas, persianas o mamparas, para amortiguar la luz.



2.3.6 Ergonomía.

Los riesgos presentados con anterioridad precisas unas medidas que están dispuestas en el Real Decreto 488/1997, de 14 de Abril. El diseño del puesto de trabajo está directamente relacionado con las problemática de las posturas ya que, en este caso, el desempeño de las tareas lleva a la adopción de posturas estáticas prolongadas que pueden derivar en problemas para la salud si no se toman las precauciones adecuadas.

Este diseño del puesto de trabajo debe considerar las condiciones anatómicas y fisiológicas de las personas, con el problema que ello supone. La diversidad antropométrica de las personas se resuelve fabricando, dentro de unos estándares establecidos, un mobiliario adecuado a la mayoría de los individuos. Por otro lado, el mobiliario y las superficies de trabajo deben carecer de esquinas y aristas agudas, el acabado debe presentar un tono neutro con un aspecto mate (para evitar reflejos), mientras que aquellas superficies susceptibles de entrar en contacto con el usuario no deben ser buenas conductoras de calor, con el fin de evitar su transmisión a la piel del usuario.

Asiento. La altura del asiento debe ser ajustable al rango necesario para la población de usuarios. El respaldo debe tener una suave prominencia para dar apoyo a la zona lumbar. Su altura e inclinación deben ser ajustables. La profundidad del asiento debe ser regulable. Todos los mecanismos de ajuste deben ser fácilmente manejables desde la posición sentada. Se recomienda la utilización de sillas dotadas de ruedas, aunque la resistencia de las ruedas al iniciar el movimiento deben poder evitar movimientos involuntarios en suelos lisos y con actividad de tecleo intensivo.

Mesa y espacio de trabajo. La superficie de la mesa deberá ser poco reflejante, de dimensiones suficientes, y permitir una colocación flexible de la pantalla, del teclado, de los documentos y del material accesorio. El espacio deberá ser suficiente como para permitir a los trabajadores adoptar una posición cómoda.

El puesto de trabajo deberá tener una dimensión suficiente como para permitir movimientos de trabajo y cambiar de postura. El soporte de los documentos deberá ser estable y regulable, y estar colocado de tal modo que se reduzcan al mínimo los movimientos incómodos de la cabeza y los ojos.

Postura de referencia del usuario. Muslos horizontales y piernas verticales. Brazos verticales y antebrazos horizontales, formando un ángulo recto desde el codo. Manos relajadas, sin extensión ni desviación lateral, guardando al máximo la recta del antebrazo para evitar el síndrome del túnel carpiano, de ahí la recomendación de utilizar reposamanos, donde en realidad, reposan las muñecas. Columna vertebral recta.

Planta del pie en ángulo recto con respecto a la pierna. Línea de visión paralela al plano horizontal. Línea de los hombros paralela al plano frontal, sin torsión del tronco. Ángulo de la línea de visión menor de 60º bajo la horizontal.



Colocación de la pantalla. La distancia de la pantalla a los ojos del usuario no debe ser menor de 40 cm, y la distancia óptima, desde el punto de vista del confort visual, debe ser de 45 a 75 cm. La pantalla debe colocarse de manera que su área útil pueda ser vista bajo ángulos comprendidos entre la línea de visión horizontal y la trazada a 60º bajo la horizontal. En el plano horizontal la pantalla debe estar colocada dentro del ángulo de 120º del campo de visión del usuario, si bien es aconsejable situarla dentro de un ángulo de 70º.

La pantalla. La imagen de la pantalla deberá ser estable, sin fenómenos de destellos y otras formas de inestabilidad. El usuario deberá poder ajustar fácilmente la luminosidad y/o el contraste entre los caracteres y el fondo de la pantalla, así como adaptarlos fácilmente a las condiciones del entorno.

La pantalla deberá ser orientable e inclinable a voluntad, y con facilidad, para adaptarse a las necesidades de los usuarios. La pantalla no deberá tener reflejos que puedan molestar al usuario.

El teclado. El teclado deberá ser inclinado e independiente de la pantalla, para permitir que el trabajador adopte una postura cómoda, que no provoque cansancio de brazos y manos. La altura de la tercera fila de teclas (fila central) no debe exceder de 30 mm con respecto a la base de apoyo del teclado, y la inclinación de este debe estar comprendida entre 0 y 25º con respecto a su horizontal.

Si el diseño incluye soporte para las manos, su profundidad debe ser, al menos, de 10 cm. Si no existe dicho soporte se debe habilitar un espacio similar en la mesa de trabajo delante del borde frontal del teclado.

Equipos de Protección Individual. Es recomendable el uso de protectores de pantallas, que son en realidad protectores de la vista del usuario o usuarios, consistentes en un cristal sostenido por un marco que se superpone al cristal de la pantalla. Con este protector se supone que se está protegiendo la vista de los usuarios, además de dar prestaciones como claridad de contrastes y mayor luminosidad a la pantalla y sus contenidos. Esto no sería aplicable con el uso de nuevas pantallas TFT.

2.3.7 Ruido.

El Real Decreto 1316/1989 del 27 de Octubre, establece que el empresario deberá evaluar la exposición de los trabajadores al ruido, con el objeto de determinar si se superan los límites establecidos en esta norma, para poder aplicar las medidas procedentes en el origen, en el medio y en el receptor, y los reconocimientos médicos específicos para las personas expuestas al ruido con la periodicidad y las características que indica el Real Decreto. No siendo obligatorio hacerlas en aquellos puestos de trabajo en los que el nivel diario equivalente o el nivel pico sean manifiestamente inferiores a los 80 db(A) y 140db(B), respectivamente.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Normalmente en los lugares relacionados con las tareas desarrolladas en este proyecto no suelen existir altos niveles sonoros. No obstante, pueden existir niveles medios de ruido que puedan molestar o perturbar al operario. Hay que considerar que el trabajo a desarrollar requiere niveles elevados de concentración, por lo que cualquier alteración a nivel sonoro del ambiente de trabajo podría disminuir el rendimiento del trabajador.

El nivel sonoro debe ser el mínimo posible. Para ello, se deben utilizar equipos con una mínima emisión sonora, optimizando la acústica del lugar de trabajo y asilándolo lo máximo posible de posibles ruidos que se puedan producir en lugares ajenos al lugar de trabajo.

La Directiva establece que para tareas difíciles y complejas, que requieren concentración, el nivel sonoro continuo equivalente no debe exceder de 55 db(A).

3. Condiciones para la utilización del modelo.

Durante la realización de este proyecto ha sido usado un modelo de simulación de combustiones como es Sículo, para desarrollar el trabajo se ha considerado que el modelo cumple las siguientes condiciones:

- Reproduce de manera fiable el suceso que modela, con una precisión adecuada en tiempo de cálculo razonable.
- El modelo puede considerar las posibles variaciones de las condiciones iniciales, es decir, ser capaz de reproducir diversas condiciones de funcionamiento.

Una vez tenidas en cuenta estas consideraciones, el trabajo realizado durante este proyecto, debe poder ser validado para comprobar la veracidad de sus resultados.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento Nº4: Anexo I

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.



Anexo I: Dual-Fuel.

Debido al aumento del precio de los carburantes y la exigencia de reducción de los gases de efectos invernadero por parte de las autoridades se están empleando muchas alternativas para la reducción del consumo y emisiones en el motor, como ha sido comentado anteriormente este trabajo se centra dentro del campo de la mejora del rendimiento indicado del ciclo termodinámico para reducir el consumo, pues hoy en día existe una nueva tecnología para ayudar a mejorar el rendimiento en el ciclo indicado y reducir las emisiones como sería el Dual fuel.

El Dual fuel es una técnica que consiste en la utilización de dos combustibles con distinta reactividad para reducir las emisiones y el consumo.

Actualmente las técnicas que se han estado aplicando para reducir emisiones y mejorar consumo actuando sobre la ley de combustión se reducen a dos tipos de actuaciones:

Combustión por difusión a baja temperatura(LTC): Con esta medida se pretende modificar la ley de liberación de calor con el objetivo de reducir la temperatura máxima de llama (y así reducir la formación de Nox) y a la vez aumentar el englobamiento de aire por parte del combustible y por lo tanto reducir el dosado al lift-off, mejorando la emisión de partículas.

Para conseguir estos efectos se reduce los diámetros de los inyectores para aumentar el englobamiento del aire y se aumenta considerablemente la cantidad de EGR para reducir el oxígeno disponible en la cámara de combustión y así disminuir la temperatura máxima de llama.

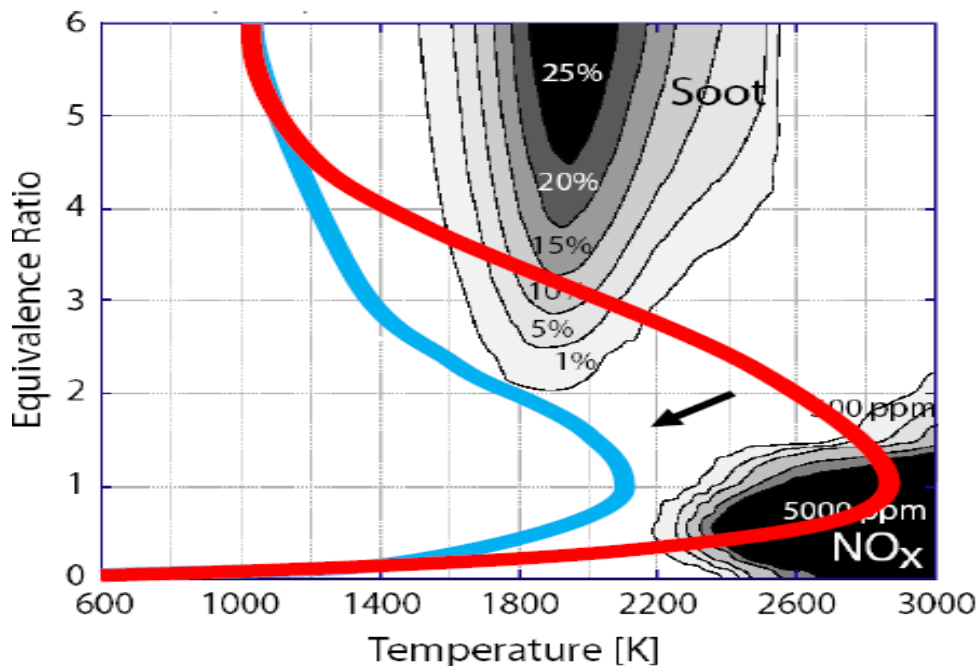


Figura Anexo 1: Mapa de la evolución de la temperatura y dosado para una combustión normal (roja) y LTC (azul).

Como se puede observar en la figura al reducir el diámetro se ha reducido el dosado al lift-off evitando entrar en la zona de formación de partículas y al introducir EGR se ha reducido tanto la temperatura máxima de llama que prácticamente se evita la formación de Nox.

Combustión generalizada controlada (HCCI): En este caso también se modifica la ley de liberación de calor, pero con otro objetivo: crear una combustión premezclada.

La razón de crear una combustión premezclada es que aunque es una combustión más rápida y por lo tanto las presiones y temperaturas en cámara de combustión son mayores, la temperatura máxima de llama es menor y además al ser una combustión premezclada no existe lift-off, por lo tanto se reduce la formación de Nox. Para ello lo que se realiza físicamente es adelantar mucho la inyección hasta condiciones donde la mezcla aun no sea capaz de autoencenderse (para aumentar el tiempo de retraso) y se aumenta mucho la cantidad de EGR para que necesite mucho más tiempo para englobar la cantidad de oxígeno necesaria para combustionar (aumentar el tiempo de retraso), por lo tanto con esto se consigue que cuando la mezcla es capaz de autoencenderse el tiempo de retraso ha sido tan alto que prácticamente todo el combustible ya se encuentra mezclado con el aire y por lo tanto la mayor parte de la combustión es premezclada, además una combustión premezclada como es más rápida es más cercana a un ciclo ideal a volumen constante y por lo tanto mejora el rendimiento indicado del ciclo.

El problema que tiene este tipo de combustión es la alta cantidad de EGR que es suministrada (que posteriormente se tendrá que tratar) y no ser capaces de controlar cuando se inicia la combustión ya que depende de muchos factores.

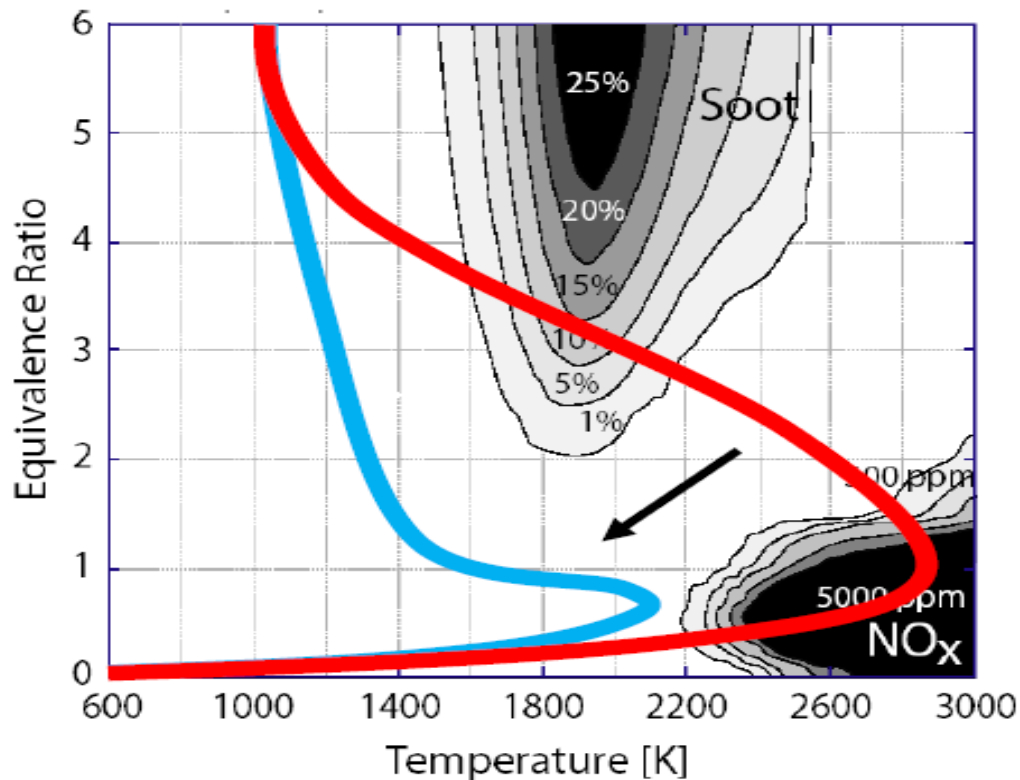


Figura 153: Mapa de la evolución de la temperatura y dosado para una combustión normal (roja) y HCCI (azul).

Como se puede observar en la imagen se ha reducido la temperatura máxima de llama al ser una combustión premezcla lo que supone una gran bajada del nivel de NO_x y al ser una mezcla premezcla y no tener dosado de lift off ha sido evitada la formación de hollín.

Estos dos métodos que han sido comentados son las dos vías que existían hasta la llegada del Dual-fuel, pero con la llegada de este nuevo método ha permitido crear nuevas vías de investigación para la reducción de emisiones y mejora del rendimiento.

En la actualidad hay dos vías de investigación relacionadas con el dual fuel como son:

Combustión generalizada controlada (HCCI): El concepto empleado en dual-fuel es el mismo que en el caso anterior pero en este caso se sustituye el EGR por otro combustible distinto, en este caso se emplea un combustible con un índice de octano alto (gasolina por ejemplo) con el objetivo de aumentar el tiempo de retraso de la combustión y así crear una combustión premezclada.

Físicamente se implementa mezclando el combustible antes de que entre en la cámara de combustión (como en las inyecciones indirectas), mediante de dos sistemas de inyección

distintos y lo que se pretende es que al introducir la mezcla por la admisión y tras un tiempo de retraso adecuado la mezcla se autoencienda.

Este método de combustión reúne las ventajas de los motores Diesel y gasolina, se tendrá una combustión con un rendimiento muy elevado (gracias a una combustión muy corta por ser una combustión premezclada) y los contaminantes serán reducidos por los factores que han sido comentados anteriormente.

Este proceso de combustión es controlado por la cinética de combustión que depende de la temperatura, presión, dosado, propiedades del combustible... por lo tanto al depender de tanto parámetros no puede ser controlado el inicio de la combustión.

Combustión generalizada controlada por la reactividad (RCCI): Este concepto de combustión surgió para solucionar el principal problema que planteaba el modelo de combustión HCCI, que era la imposibilidad de controlar el momento de comienzo de la combustión.

Este sistema se basa también en el uso de dos combustibles con características de reactividad muy distintas entre sí (normalmente diésel y gasolina), la gasolina(u otro carburante con un índice de octano elevado), es inyectado antes de la cámara de combustión para que se mezcle con el aire antes de entrar a la cámara y cuando la gasolina premezcla se encuentra dentro del cilindro y se alcanzan las condiciones adecuadas se inyecta el diésel (u otro carburante con un alto índice de cetano) mediante el sistema de common rail para que actúe como desencadenante de la combustión, en este caso se consigue una combustión premezcla con las ventajas del HCCI, pero pudiendo elegir en qué momento se inicia la combustión.

Esta combustión es más lenta que la HCCI, ya que al iniciarse por la inyección de diésel se formaría una especie de frente de llama muy rápido, aunque más lento que la combustión cuasi instantánea del método HCCI.

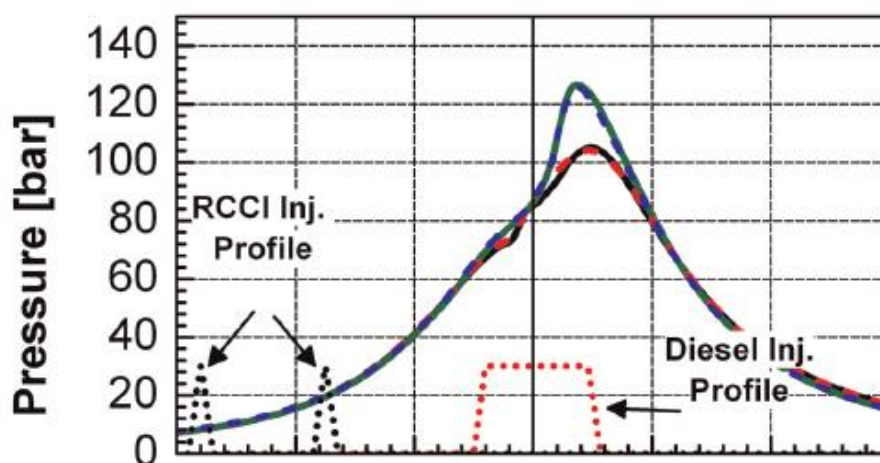


Figura 154: Evolución de presión en una combustión convencional (Roja) frente a una HCCI (azul).

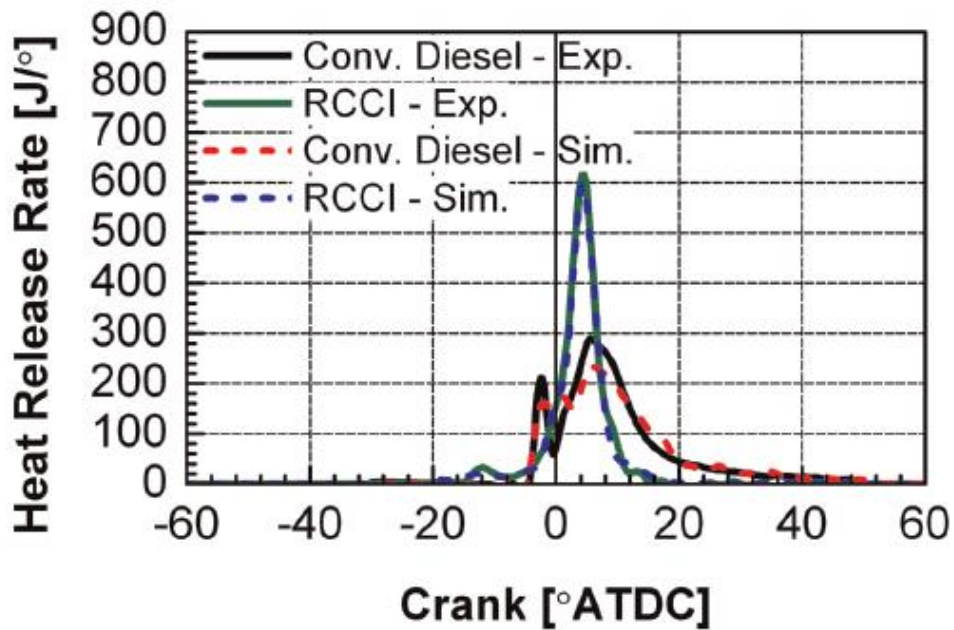


Figura 155: Comparativa de leyes de liberación de calor para una combustión convencional (roja) frente a RCCI (azul).

En las figuras anteriores se puede ver como la combustión RCCI produce una DFQL más rápida (por ser una combustión premezclada), por lo tanto más violenta lo que permite que la presión máxima en la cámara sean mayores y se acerque más al ciclo ideal y tenga mayor rendimiento.

En cuanto a las emisiones, como en una combustión premezclada la temperatura máxima de llama es menor que en difusión por lo tanto los contaminantes se reducen hasta en tres órdenes de magnitud respecto a una combustión diésel convencional.

Para concluir este anexo será expuesta una comparación entre las leyes de liberación de calor para combustiones diésel, HCCI y RCCI, para dos puntos de trabajo opuestos (bajo régimen y baja carga y alto régimen y alta carga).

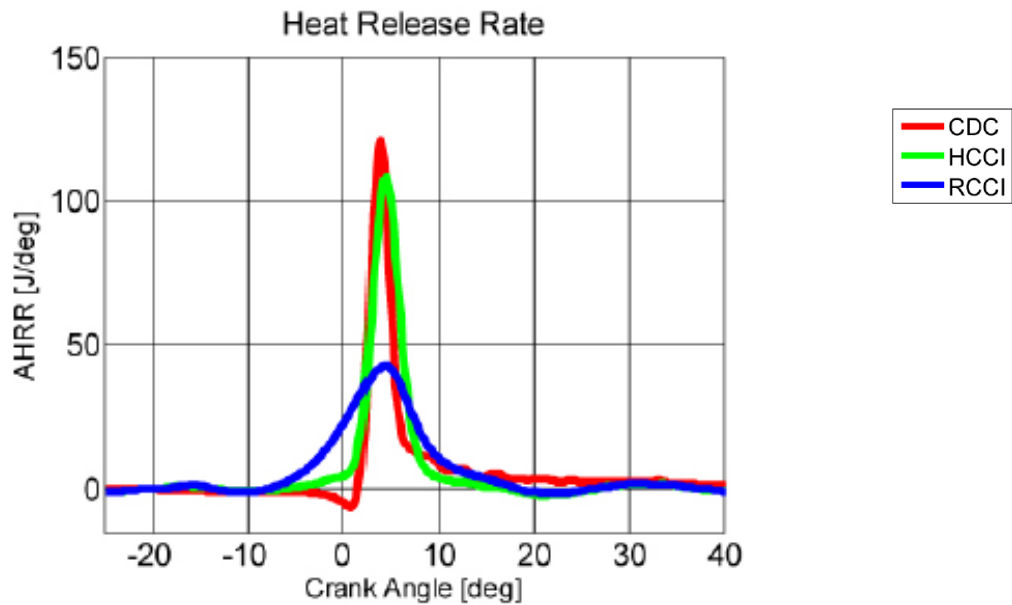


Figura 156: DFQI para los tres tipos de combustiones a baja carga

Como se puede observar la combustión HCCI es más rápida ya que se autoinflama en toda la cámara a la vez mientras que en la RCCI la combustión es guiada por un frente de llama por eso es más lenta, en cuanto a la combustión CDC es un tipo de combustión Diesel con un combustible de alta calidad.

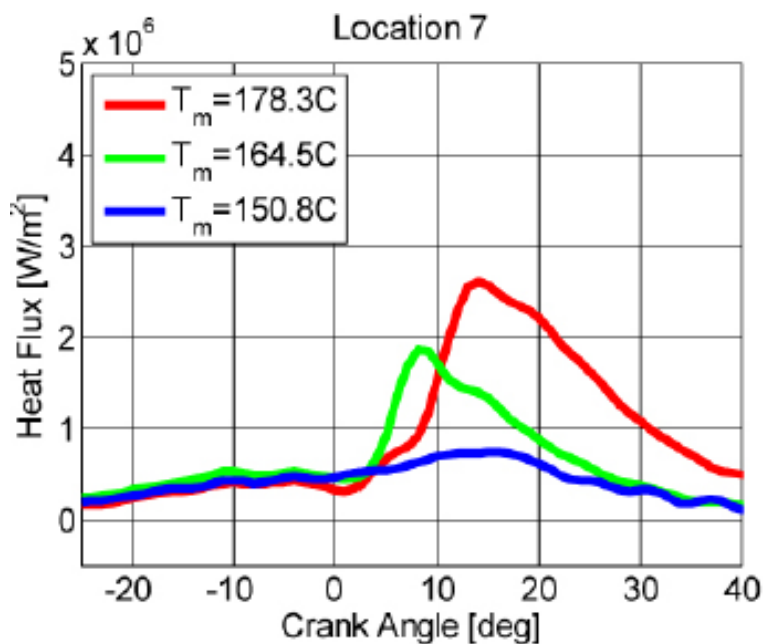


Figura 157: Pérdidas por transmisión de calor para los tres tipos de combustiones.

Como cabía de esperar la temperatura máxima de llama se da en la combustión por difusión (CDC), mientras la que menor pérdidas por transmisión de calor se dan en RCCI ya que tiene una duración mayor que HCCI y por lo tanto se alcanzaran menores temperaturas máximas en cámara de combustión.

En cuanto a la combustión a alto régimen y alta carga se puede observar que la ley de liberación de calor de la HCCI es la más rápida (ya que quema mucho combustible en muy poco tiempo) y la de RCCI mantiene su tendencia.

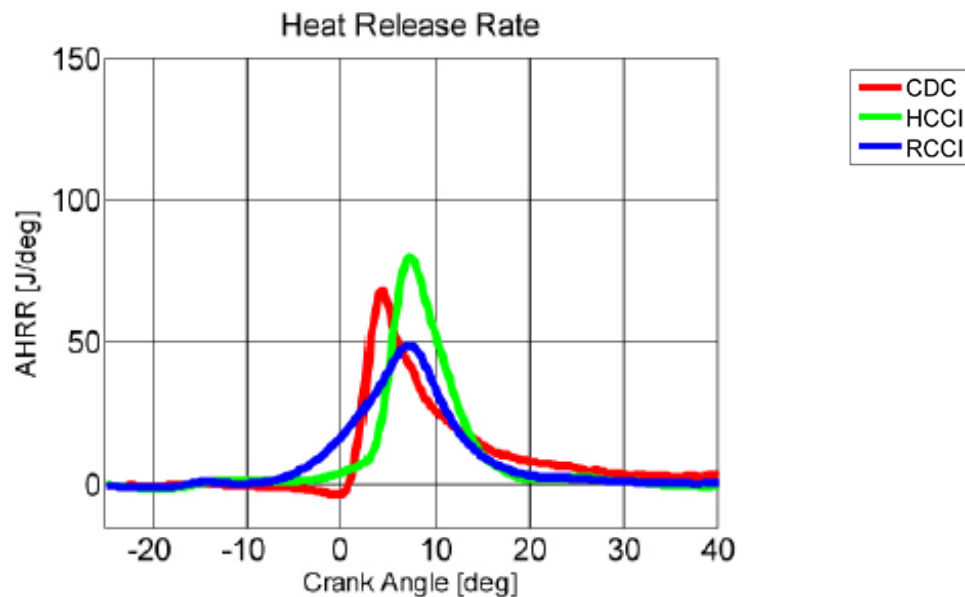


Figura 158: DFQI para los tres tipos de combustiones a alta carga.

En cuanto a las pérdidas por transmisión de calor, aumentarán en la combustión HCCI (debido a lo rápida que es esta combustión), pero siguen siendo menores que en CDC ya que la temperatura máxima de llama es mayor en difusión que en premezcla y las menores pérdidas por transmisión de calor se dan para RCCI ya que además de ser una combustión premezclada es la más lenta, por lo tanto se siguen alcanzando menores temperaturas y presiones máximas en la cámara de combustión.

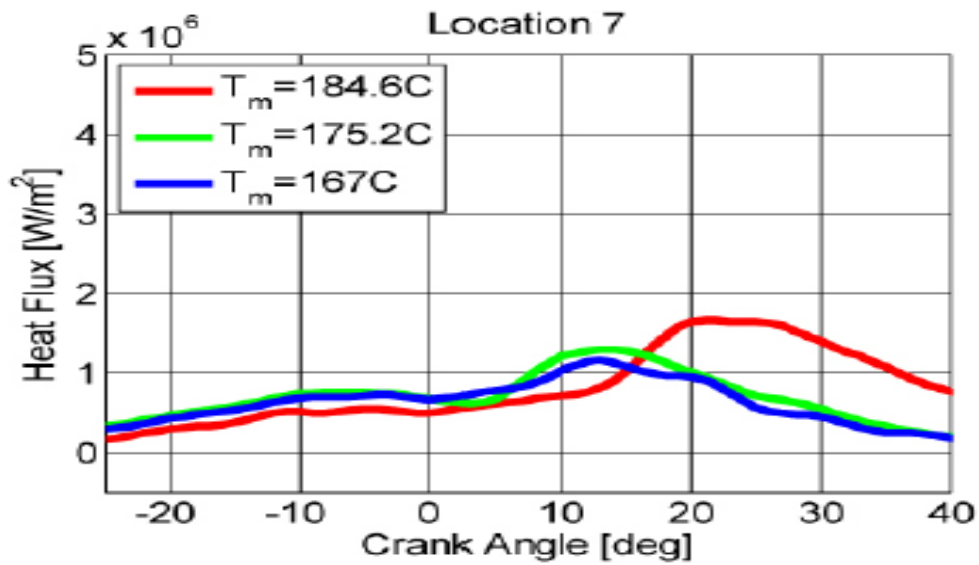


Figura 159: Pérdidas por transmisión de calor para los tres tipos de combustiones.

Para concluir es importante destacar que esta diferenciación de las leyes de combustión en los distintos modos ha motivado el presente estudio teórico para analizar el efecto de la ley de combustión de calor sobre el rendimiento y así ver el potencial de mejora que implicaría el uso de Dual-Fuel.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento Nº5: Anexo II

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.



Anexo II: ley de Watson.

El objetivo de este anexo es el de comprender qué es una ley de combustión de tipo Watson y qué parámetros hay que variar para cambiar la forma y la posición de esta ley de combustión. Para ello este anexo se dividirá en dos partes, en la primera se explicará brevemente que es una ley de combustión de tipo Watson y en la segunda será analizada la influencia de cada parámetro sobre la forma y posición de la df_{ql} .

Como ya ha sido comentado Sículo es un modelo de simulación de la combustión, al cual se puede o bien suministrar una ley de combustión experimental (y él será capaz de calcular los ciclos de presión y temperatura en la cámara) o bien suministrar una ley de combustión de tipo teórica (y ser capaz de simular una combustión en función de los reglajes del motor que se le suministren).

Para comprender el proceso de ajuste de la ley teórica de combustión se explicará qué parámetros pueden ser variados para cambiar la forma y posición de la ley de liberación de calor y cómo influye cada parámetro.

Estos parámetros son el avance y la duración de la combustión (que son parámetros físicos) y los coeficientes Beta C2 y C3, estos tres parámetros son parámetros teóricos, por lo tanto no tienen ningún significado físico, solo modifican la geometría de la curva.

LEY DE WATSON

La ley de Watson es una función matemática la cual depende de unos determinados parámetros teóricos y es capaz de simular la forma de una ley de liberación de calor para un motor Diesel, para modificar su geometría o bien se puede cambiar el valor de dichos parámetros teóricos o cambiar el valor de las constantes características del ciclo de combustión real.

La expresión teórica de la ley de Watson será:

$$FQL_{Watson} = \beta \cdot FQL_p + (1 - \beta) \cdot FQL_d$$

$$FQL_p = 1 - \left[1 - \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_c} \right)^{c_3} \right]^{c_4}$$

$$FQL_d = 1 - \exp \left[-c_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_c} \right)^{c_2} \right]$$

c_1 = grado de completitud (6.908)

c_2 = parámetro de forma (2.2)

c_3 = desplaza el pico (2.2)

c_4 = 5000 (recomendado)

La forma genérica de la curva sería:

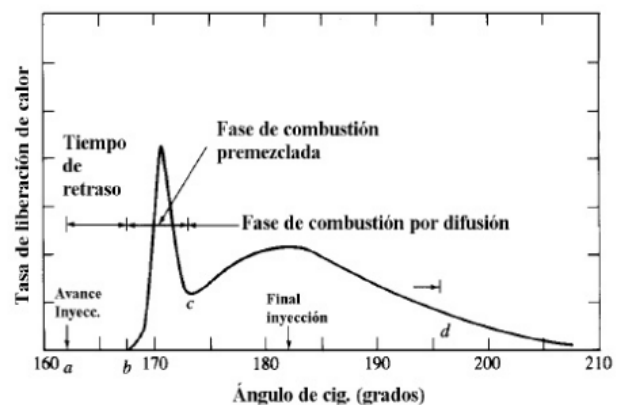


Figura 160: Forma de la ley teórica tipo Watson.

Siendo los valores de las constantes valores predeterminados, aunque para variar la geometría de la curva se pueden modificar los valores de c_2 y c_3 .

A continuación va a ser comprobado cómo varía la tasa de liberación de calor al variar cada uno de los parámetros.

1 avance de la combustión: Al cambiar el ángulo de avance de la combustión se desplazará la ley de combustión hacia la izquierda o hacia la derecha (en la escala angular) dependiendo de si se adelanta o se retrasa el ángulo de inicio de la combustión respectivamente.

En la figura 164 se puede observar el desplazamiento que sufre la curva al cambiar el inicio de la combustión, en concreto este desplazamiento se obtiene al adelantar el inicio de la combustión a un valor de -21°

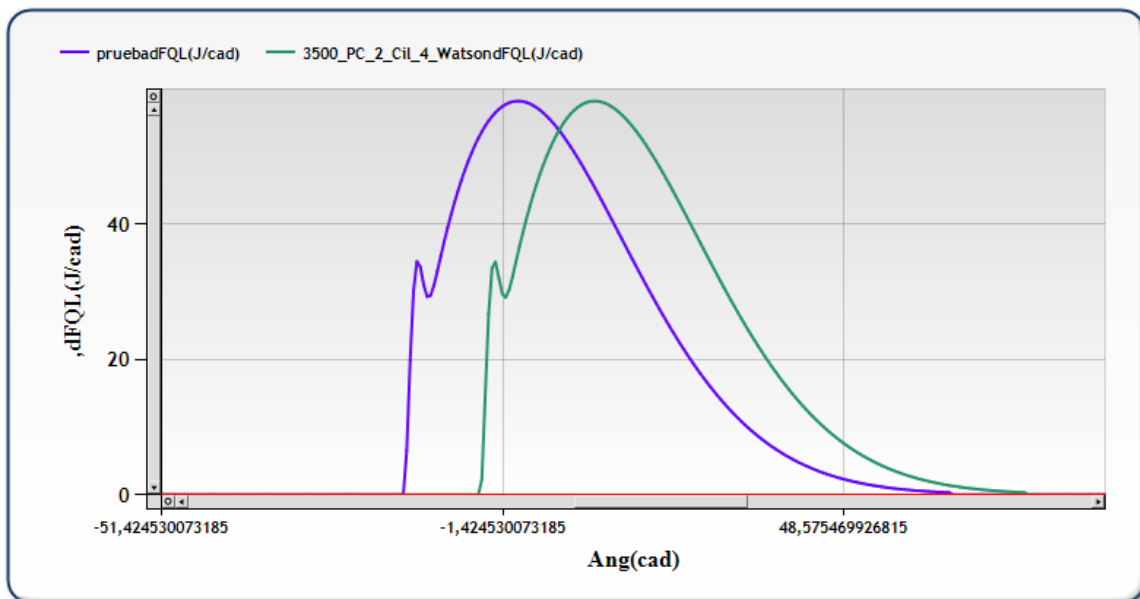


Figura 161 Comparativa de leyes de combustión con SOI absoluto de -21° y -10.3° .

2 Duración de la combustión: Al modificar la duración de la combustión sería el efecto equivalente a cambiar la presión de inyección, es decir, si se aumenta la duración de la combustión sería equivalente a inyectar a menor presión, ya que se tendría que inyectar la misma cantidad de combustible en más tiempo, y al reducir la duración de la combustión sucedería la inversa.

El resultado de cambiar la duración de la combustión será un cambio en la forma de la df_{ql} siendo más alargada y más plana en caso de aumentar la duración de la combustión, ya que la cantidad de calor a liberar es la misma, pero al aumentar la duración de la combustión equivaldría a inyectar a baja presión lo que supondría que la cantidad de combustible que está siendo quemado al mismo tiempo en la cámara de combustión es menor.

En caso de reducir la duración de la combustión sucederá el caso contrario la curva será más estrecha y puntiaguda ya que toda la liberación de calor se realiza en un espacio angular más pequeño.

A continuación serán expuestos dos ejemplos.

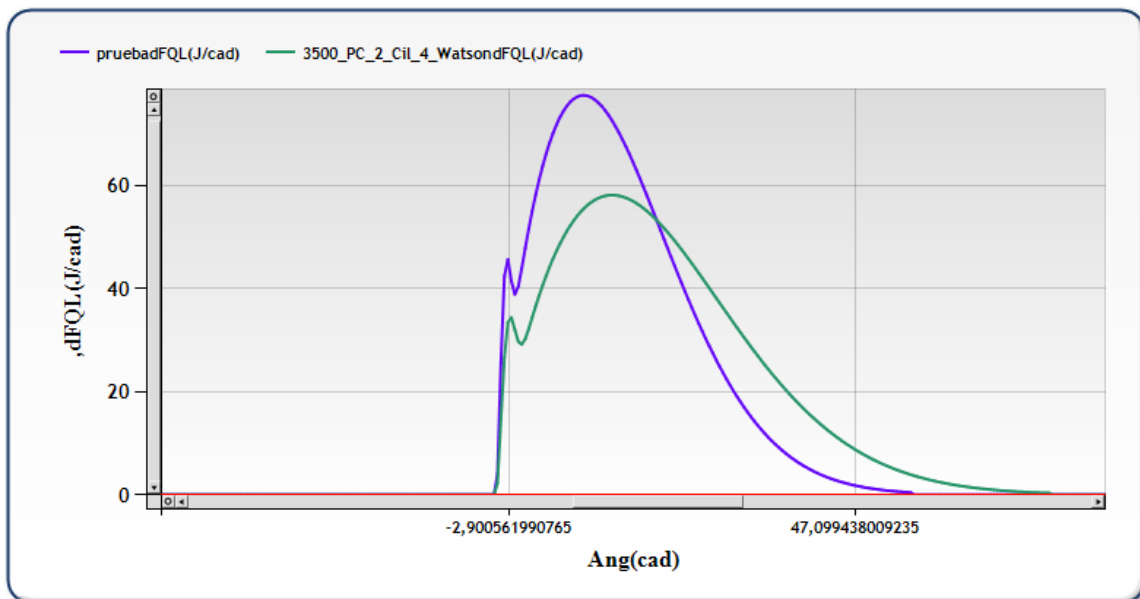


Figura 162: Comparativa entre leyes de combustión con una duración de 80° (verde) y 60° (azul).

3. Coeficiente Beta:

El coeficiente beta es un coeficiente sin significado físico, solo sirve para ajustar la forma de la curva, en concreto sirve para cambiar la proporción de premezcla en la ley de combustión aumentando el pico de premezcla en el caso de subir el valor de este parámetro.

Al aumentar el coeficiente aumenta considerablemente el valor del pico de premezcla y al disminuirlo ocurre el efecto contrario, cabe destacar que cuando el valor de beta es cero, en la curva de Watson desaparece la combustión premezclada y cuando el valor de beta es de uno la combustión solo es premezclada.

A continuación se adjuntan dos ejemplos, en el primero se puede ver la forma que tiene la curva para un valor de beta igual a 0 y en la segunda con beta igual a 0.5.

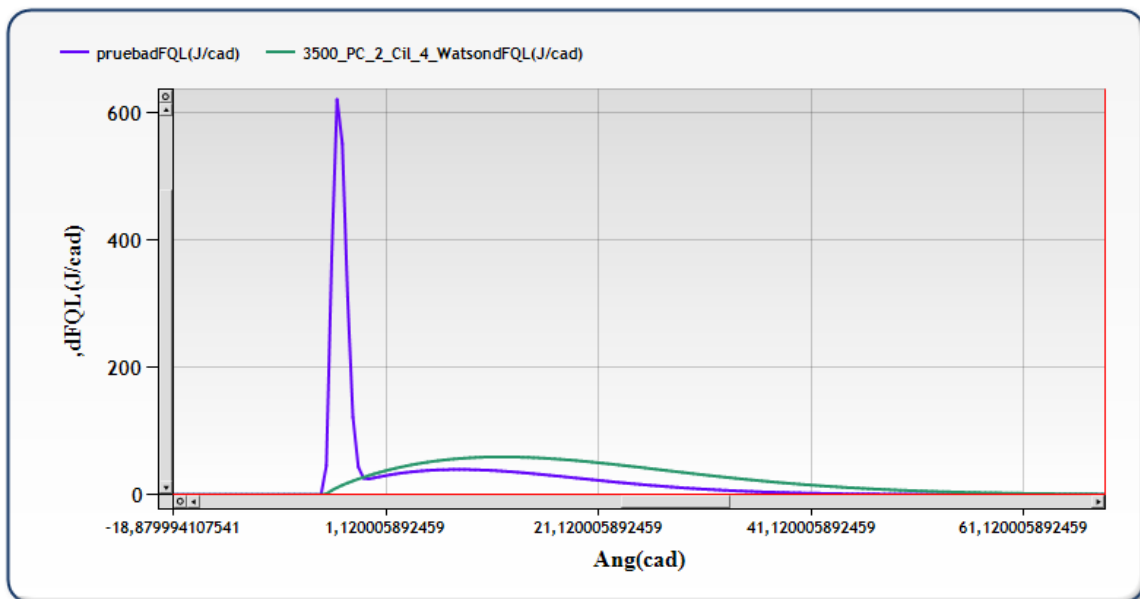


Figura 163: Comparativa leyes de combustión para valores de beta de 0.5 (azul) y 0 (verde).

Como se puede observar en las imágenes anteriores una combustión premezclada es una combustión mucho más violenta ya que tiene lugar en la cámara de combustión casi instantáneamente, esta combustión premezclada tiene lugar porque al inyectar el combustible se produce el englobamiento de oxígeno pero la combustión no se inicia hasta que las condiciones de presión y temperatura en la cámara de combustión son favorables para que la mezcla se autoencienda, en el momento que alcanza esta condición todo el combustible que se encuentre premezclado con el aire combustiónará, por eso la ley de liberación de calor es tan violenta cuando la combustión es premezclada, porque se quema más cantidad de combustible en menos tiempo.

4. Coeficiente C2 : El coeficiente c2 es un coeficiente cuyo valor no tiene un significado físico solo cambia la forma de la curva, en este caso al disminuir el parámetro C2 tienen lugar tres fenómenos simultáneamente: un desplazamiento del pico de difusión hacia la izquierda, aumenta la altura del pico de premezcla y aumenta la altura total de la dfql, en caso de aumentar el valor el efecto será el opuesto, como cabía esperar, cabe destacar que este parámetro tiene una fuerte influencia en la forma de la gráfica, es decir, con la variación de unas pocas décimas de su valor desplaza la curva considerablemente.

A continuación se puede ver la variación de la dfql para distintos valores de C2, para comenzar se representará el valor original de C2 1.76 y se disminuirá y aumentará para comprobar lo que ha sido comentado anteriormente.

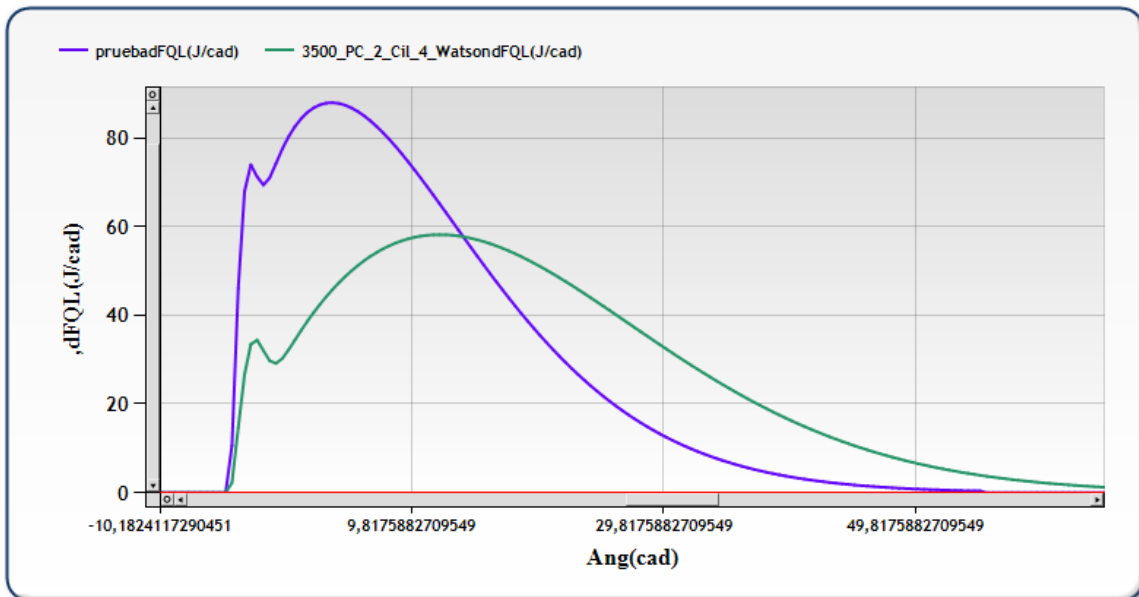


Figura 164: Comparación de las leyes de combustión con C2 original (verde) y C2 reducido (azul).

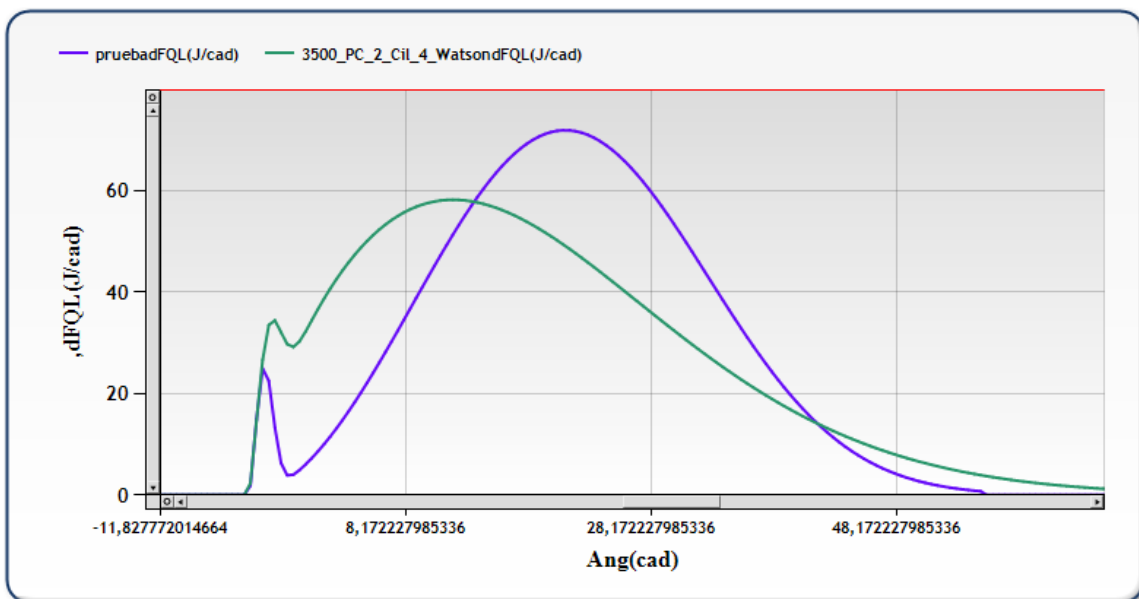


Figura 165: Comparación de las leyes de combustión al aumentar C2 (azul) frente a la original.

5. Constante C3: Esta constante al igual que las dos anteriores tampoco tiene significado físico, en este caso la constante desplaza el pico de la zona de combustión premezclada, al disminuir el valor de este parámetro aumentará la altura del pico de premezcla y tendrá el efecto contrario al aumentarlo.

A continuación se adjunta una comparativa de la influencia de C3 sobre la DFQL, para ello se mostrarán tres datos en los cuales se puede ver como varía la DFQL al aumentar el valor de c3 a 3 y al disminuirlo a 1.8.

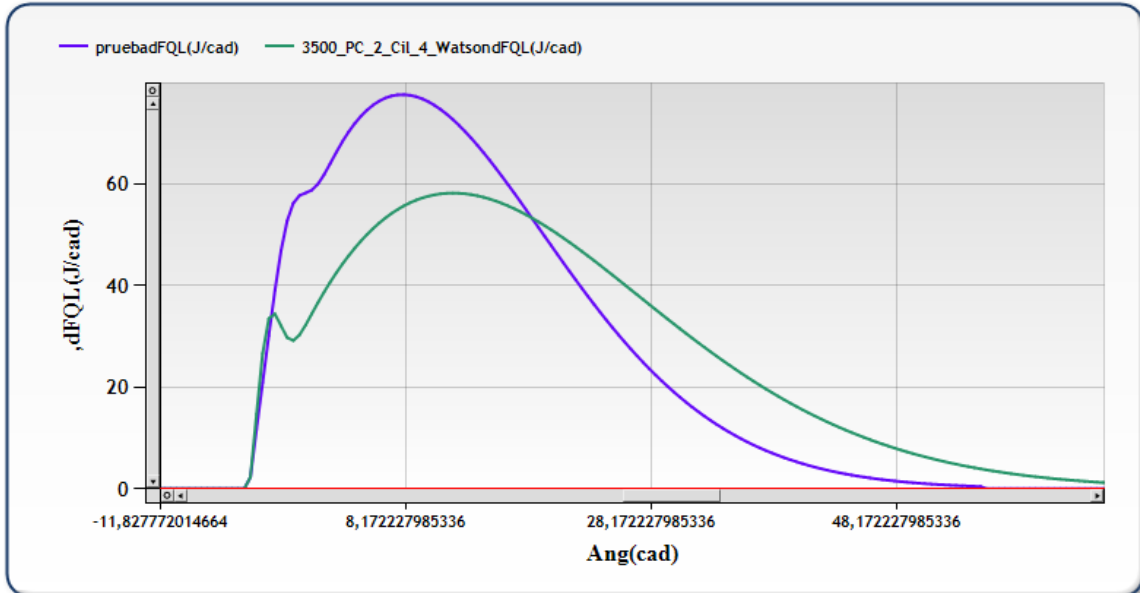


Figura 166: Comparación de las leyes de combustión al aumentar C3 (azul) frente a la original (verde)

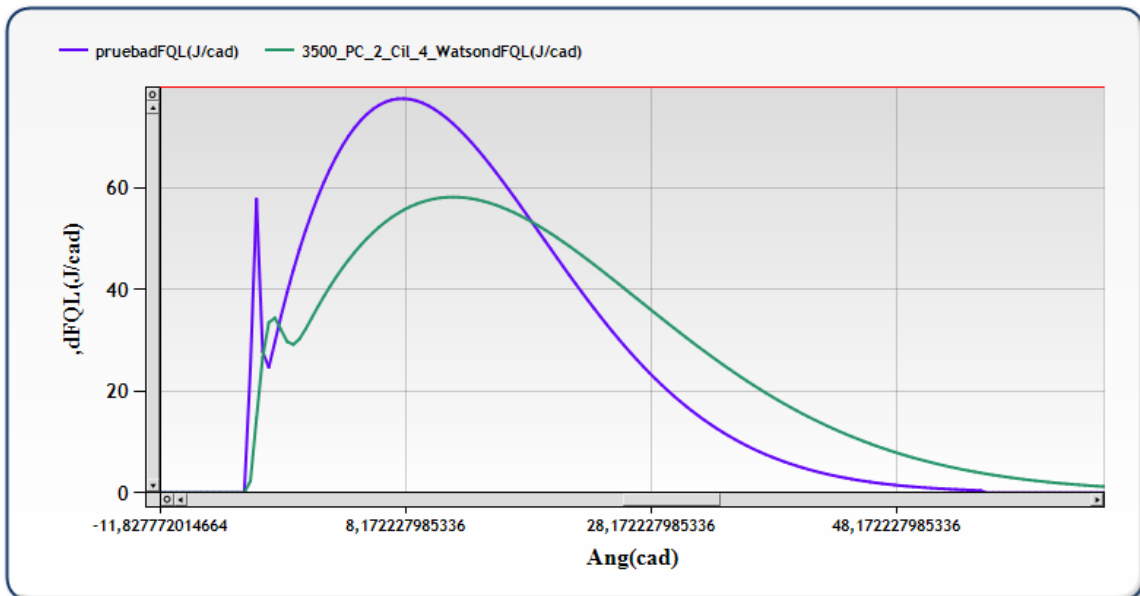


Figura 167: Comparativa de leyes de combustión al disminuir C3 (azul) frente a la original.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



6. Conclusión: En este anexo se ha visto como variar la forma de la ley de liberación de calor teórica mediante dos tipos de actuaciones:

- Actuando sobre parámetros físicos: Es decir actuando sobre parámetros que realmente existen en una combustión real como serían la posición de inyección y la presión de inyección, lo cual permite cambiar la posición y duración de la ley de liberación de calor respectivamente.
- Actuando sobre parámetros matemáticos: Actuando sobre los parámetros que no tienen un significado físico y que solo dan forma a la ley de combustión de manera matemática, como serían los coeficientes beta, C2 y C3 los cuales cambian la cantidad de premezcla, la posición del pico de difusión y la altura del pico de premezcla respectivamente.

En la ley de Watson existen otros dos parámetros como serían las constantes C1 y C4, las cuales no han sido variadas en este estudio debido a que la primera es el grado de completitud de la función y la segunda es un valor impuesto (recomendado).



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR Y RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL

Documento N°6: Anexo III.

AUTOR: JULIÁN GARCÍA CARRETERO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2013-14.



Anexo III: Cálculo de efectos en Sículo.

En este proyecto se ha realizado un estudio cuantificando el peso de cada una de las imperfecciones (a partir de ahora pueden ser llamados tanto imperfecciones como efectos o pérdidas) del ciclo indicado real sobre el rendimiento en función de los parámetros que modifican la forma de la ley de liberación de calor (SOI, duración de combustión, premezcla y duración de difusión).

A continuación se va a definir en qué consisten estas imperfecciones en detalle, se explicará cómo es el procedimiento de cálculo de dichas imperfecciones, se analizará la influencia del cambio del orden de las imperfecciones y finalmente se explicará porque se ha usado este orden para este estudio.

Las imperfecciones que han sido tenidas en cuenta para este estudio son las siguientes:

- Avance no optimizado: En el ciclo ideal a volumen constante (máximo rendimiento) SOI óptimo se encuentra en el PMS, pero en un ciclo ideal debido a la influencia de la dinámica de ondas, la transmisión de calor... el SOI no tiene por qué estar optimizado debido al compromiso emisiones-rendimiento.
En este caso la solución que será considerada para eliminar esta imperfección del ciclo real será utilizar el SOI óptimo para la ley de combustión real.
En los estudios realizados en este proyecto esta imperfección no se incluye para poder observar como varía el rendimiento al cambiar el SOI.
- Transmisión de calor: En el ciclo real existen pérdidas por transmisión de calor debido a las altas temperaturas que se alcanzan dentro del motor, en el ciclo ideal de volumen constante, estas pérdidas no existen. La solución que será considerada para eliminar esta imperfección es la de considerar el ciclo adiabático.
- Dependencia de las propiedades del gas con la temperatura: En un ciclo ideal se asumen las hipótesis de que el aire es un gas perfecto, por lo tanto el valor de γ es de 1.4, pero en el caso real este valor es dependiente con la temperatura. La hipótesis que se utiliza para eliminar esta imperfección será considerar el aire como un gas perfecto diatómico ($\gamma=1.4$).
- Dependencia de las propiedades del gas con la composición: En un ciclo real el valor de gamma que ha sido comentado anteriormente depende de la composición del aire, para eliminar esta imperfección se considerará que el valor de gamma permanece constante ($\gamma=1.4$).
- Condiciones al RCA: En un ciclo ideal el rendimiento es insensible a M_{RCA} , T_{RCA} y P_{RCA} , sin embargo el rendimiento del ciclo real sí que depende de M_{RCA} , T_{RCA} y P_{RCA} . Esta imperfección no se puede eliminar asique se evaluarán estas condiciones en este estudio.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



- Fugas por Blow-by: En un ciclo real sí que es un efecto a tener en cuenta pero un ciclo ideal se considera un motor estanco en el cual no existen fugas por blow-by, por lo tanto para eliminar esta imperfección del ciclo real se considerará que no existen fugas por blow-by.
- Inquemados: En el ciclo ideal se considera que la combustión es perfecta, por lo tanto no existen inquemados, pero en el ciclo real sí que existe parte del combustible que no se quema, estas pérdidas suelen ser menores del 1% en el mapa motor, aun así se considerarán en este estudio. Para eliminarlas se supondrá que la combustión de este motor es completa.
- Duración de combustión finita: En un ciclo de combustión real la combustión tiene una determinada duración que varía dependiendo de la cantidad de combustible, la presión de inyección, cantidad de EGR... En un ciclo ideal las duraciones de combustión son instantáneas, para cuantificar este efecto se realizará como la diferencia entre el rendimiento del ciclo teórico y el del ciclo real una vez descontadas todas las pérdidas que se han comentado anteriormente. Para eliminar esta imperfección se considerará que el ciclo es un ciclo ideal con duración instantánea.

El procedimiento que ha sido utilizado en Siciclo para evaluar el peso de cada efecto sobre el rendimiento del ciclo ideal para cada uno de los parámetros del estudio ha sido descontar cada uno de los efectos de manera ordenada del ciclo real, y cuantificar el incremento de rendimiento que provoca, con ello se puede obtener el peso de cada una de las imperfecciones para cada uno de los parámetros de estudio.

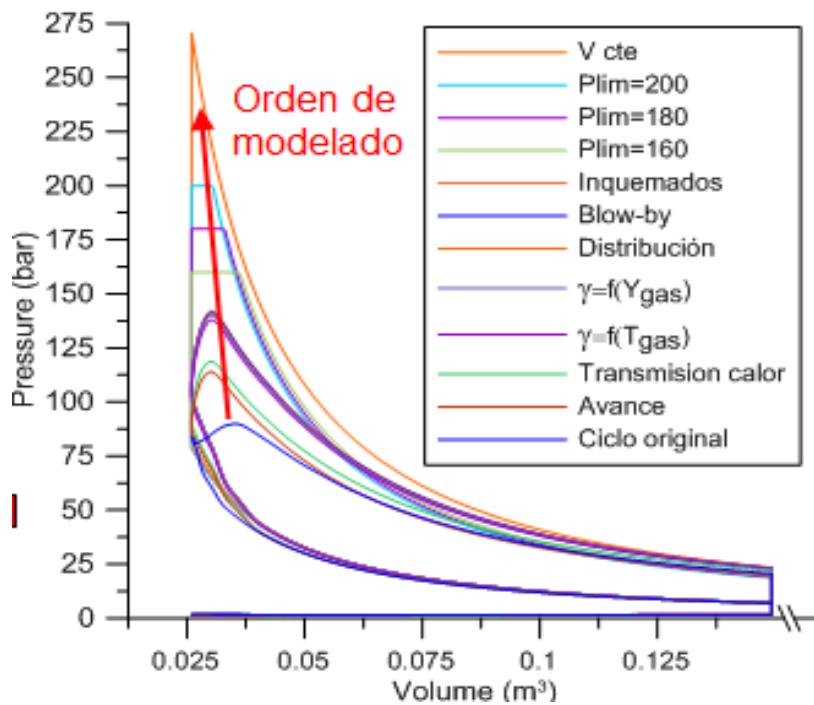


Figura 168: Procedimiento para evaluar el peso de los efectos.

Como ha sido comentado anteriormente el orden en que se considerarán las imperfecciones tiene influencia sobre el peso de cada una por lo tanto será analizado cual es el mejor orden de los efectos para este proyecto.

Para ver cómo cambia el peso de cada efecto al cambiar el orden será rotado el orden de los 7 parámetros.

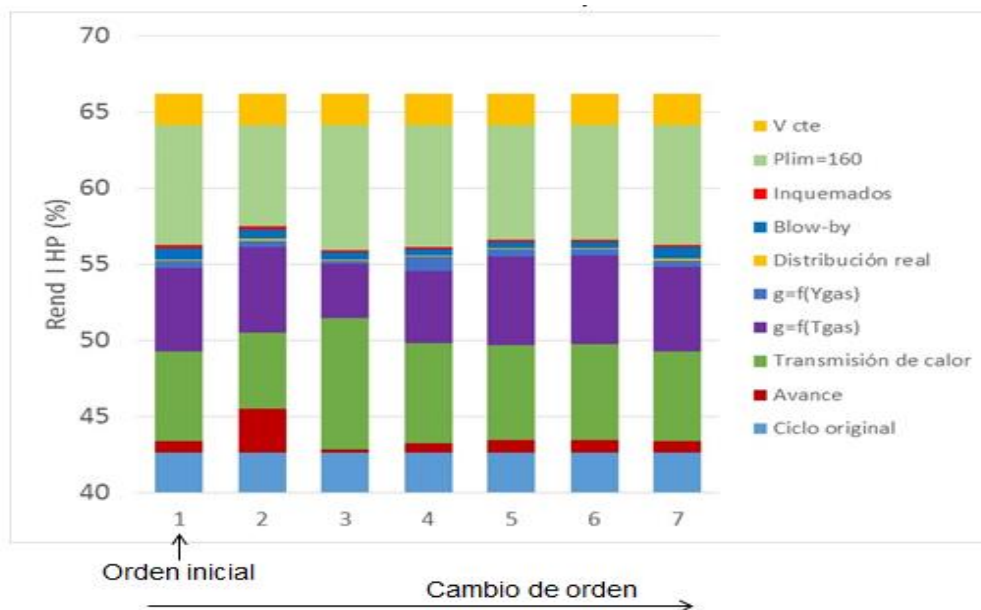


Figura 169: Influencia del orden de los efectos sobre el peso de cada uno de ellos.



Evaluación del efecto de la ley de combustión sobre la transmisión de calor y rendimiento de un motor Diesel.



Por lo tanto lo que se puede concluir es que no puede ser definido de forma categórica el peso de cada uno de los términos ya que puede cambiar de manera importante según el orden en el que haya sido modelado.

Hay una serie de efectos cuya influencia es despreciable, por lo tanto es independiente el orden de estudio para ellos como serían:

- Efecto de la composición del gas en gamma.
- Distribución real (AAE).
- Blow-by.
- Inquemados.

Como el peso de los efectos varía, se evaluarán los pesos más importantes en primer lugar ya que al principio es cuando hay condiciones más relevantes, por lo tanto los primeros parámetros serán:

- Avance no optimizado: Intentará buscar el SOI óptimo al principio ya que las condiciones son más realistas (En la mayor parte de este TFG no se realiza).
- Transmisión de calor: El peso de este efecto puede ser de entre el 5% y el 15%, siendo el más importante, por lo tanto se evaluará en segundo lugar.
- Efecto temperatura del gas en gamma: Es poco relevante ya que el resultado puede estar un poco distorsionado por calcularse en un motor adiabático.
- El efecto de la velocidad de combustión finita: se evalúa al final del ciclo ya que utilizar un ciclo ideal distorsionaría el resto de efectos.

Para concluir, una vez analizados cada uno de los efectos, se puede determinar que los efectos más importantes para el rendimiento serán, la transmisión de calor, la velocidad de combustión finita y el avance no optimizado.