



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN EN EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL DE INYECCIÓN DIRECTA

AUTOR: MAR FERNÁNDEZ MARCO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2014-15

AGRADECIMIENTOS

“A mi familia, por apoyarme siempre

A mi tutor Jaime y a Ricardo, por guiarme en este camino y dedicarme tantas horas

A mis compañeros, por enseñarme cada día”

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Introducción
 - 1.1. Antecedentes
 - 1.2. Justificación
 - 1.3. Objetivos
2. Herramientas usadas
 - 2.1. Software SiCiclo
 - 2.2. Ley de combustión empírica de Wiebe
3. Metodología usada
 - 3.1. Explicación general
 - 3.2. Ciclo de trabajo en el motor
 - 3.3. Definición y ajuste de la ley teórico-experimental
 - 3.3.1. Definición del estudio de la variación de la duración de la combustión.
 - 3.3.2. Definición del estudio de la variación en la proporción de la premezcla de la combustión
 - 3.3.3. Definición del estudio conjunto de la variación de la duración y la proporción de la premezcla de la combustión
 - 3.4. Definición del estudio conjunto de la variación SoC- proporción de la premezcla en la combustión
4. Resultados de los estudios realizados
 - 4.1. Resultados de los estudios sobre la variación de la duración y la proporción de la premezcla en la combustión
 - 4.1.1. Resultados del estudio de la variación de la duración de la combustión

4.1.2. Resultados del estudio de la variación de la proporción de la premezcla en la combustión

4.1.3. Resultados del estudio conjunto de la variación de la duración y la proporción de la premezcla en la combustión

4.2. Resultados del estudio conjunto de la variación SoC- proporción de la premezcla en la combustión

5. Estudio de optimización de ciclo

6. Conclusiones finales

6.1. Conclusiones sobre los estudios paramétricos

6.2. Conclusiones sobre el estudio de optimización

7. Bibliografía

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. Presupuesto de ingeniería
 - 1.1. Presupuesto de recursos humanos
 - 1.2. Presupuesto de material
 - 1.3. Presupuesto final

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES DEL DOCUMENTO

Desde hace décadas se ha instaurado en el campo de los motores alternativos, en general, y, especialmente en el de los motores diésel, una presión importante por parte de las instituciones y las empresas para reducir tanto las emisiones como el consumo. Sin embargo, los niveles de exigencia respecto a las emisiones se endurecieron fuertemente en poco tiempo y por tanto, los principales esfuerzos se destinaron a introducir sistemas de postratamiento que redujeran drásticamente las emisiones. Conseguido este objetivo, el consumo vuelve a ser el propósito clave.

En esta línea de optimización del consumo un punto clave es mejorar el ciclo de trabajo en el motor, de manera que se consiga el máximo rendimiento posible, lo que en un motor Diesel DI pasa por modificar la ley de combustión para analizar su efecto en el rendimiento. Es en este punto donde el uso de modelos termodinámicos para simular el ciclo cobra especial importancia.

Para ello en CMT Motores Térmicos se han mejorado en los últimos años varias herramientas para el modelado termodinámico. En proyectos previos realizados en el mismo marco de trabajo se desarrolló un modelo de simulación adaptado a tal propósito, SiCiclo, con el que se trabajará en este estudio y que se explicará en capítulos posteriores. Así mismo, otros trabajos hicieron una primera aproximación al problema.

En este caso se pretende avanzar y ahondar en el estudio mediante el uso de leyes de combustión más flexibles que las que se usaron en los estudios anteriores y modificando la metodología de trabajo para obtener resultados más realistas.

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL DOCUMENTO

Existen dos grandes motivos que nos han llevado a realizar y elegir el trabajo.

En primer lugar, la realización de un trabajo de fin de grado como este es un requisito académico para los alumnos de ingeniería de la UPV en su último curso de grado.

Sin embargo, la elección de este trabajo y su realización posterior se han visto motivadas por el gran interés académico y comercial que en los últimos años han adquirido los motores diésel en el campo de la automoción.

Además del estudio de las posibles formas de disminución del consumo en el motor Diesel DI a partir del análisis y la modificación de la ley de combustión en el ciclo del motor, este estudio se interesa por la capacidad de reducir los NOx que se forman en un motor de combustión Diesel como consecuencia de la temperatura. Este último punto está estrechamente ligado al ámbito académico de la rama de ingeniería cursados y ha supuesto una motivación personal para su realización.

En conclusión, la mejora de la eficiencia de los motores Diesel DI no ayudará únicamente a reducir su coste, sino que también, a partir de la disminución del consumo, que se traduce en menos combustible necesario para las mismas prestaciones, y por tanto, en menos emisiones de CO2, y en la reducción de los NOx térmicos que se originan durante el ciclo del motor, ayudaremos a construir un parque móvil más responsable y limpio, más respetuoso con el medio ambiente.

1.3. OBJETIVOS DEL DOCUMENTO

El objetivo general de este trabajo es el de evaluar de forma cualitativa y cuantitativa el efecto de la ley de combustión en el rendimiento del motor.

Con el propósito de clarificar y ordenar el proceso se pueden fijar tres objetivos parciales:

1. Caracterizar el efecto de la ley de combustión en el rendimiento en diferentes condiciones de operación, y seguidamente, identificar y justificar posibles tendencias.
2. Evaluar cómo repercute el cambio de la ley de combustión en otros parámetros de control importantes para el motor, que deben ser controlados y en algunos casos limitados por sus posibles consecuencias.
3. Combinar los objetivos anteriores para explorar el potencial de mejora respecto a las condiciones de referencia, manteniendo una serie de limitaciones desde el punto de vista mecánico, de las emisiones y del ruido en el motor.

Estudiar cuál es la influencia de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento nos aportará información muy útil sobre posibles formas de optimización del rendimiento en la combustión. Esto puede ser muy interesante para la actual industria automovilística que busca constantemente la máxima eficiencia de sus motores, mediante la reducción del consumo y las emisiones.

CAPÍTULO 2. HERRAMIENTAS USADAS PARA LA REDACCIÓN

2.1. SOFTWARE SICICLO:

Para llevar a cabo el presente trabajo de fin de grado se han usado diferentes herramientas teóricas. Entre ellas la principal y más importante es el programa SiCiclo.

Se trata de una herramienta de modelado termodinámico que permite evaluar de forma predictiva, es decir, con poca información experimental, el comportamiento del motor ante la variación de diversos parámetros de operación. Y lo que es más interesante, no es necesario variar estos parámetros físicamente para poder observar su influencia sobre las prestaciones del motor. Para ello SiCiclo simula la curva de presiones y temperaturas que se tienen en la cámara del motor, por tanto, durante un ciclo cerrado, a partir de una ley de combustión impuesta.

De este modo se realiza una predicción de las prestaciones y los flujos térmicos en un motor Diésel de inyección directa.

Cabe destacar que el funcionamiento de SiCiclo no sería posible sin su herramienta espejo: Calmec. Se trata de herramienta de diagnóstico que, a partir de la señal de presión registrada en el cilindro, modela la evolución de la ley de combustión. Es de Calmec de donde SiCiclo obtiene la ley de combustión del ciclo considerado a partir de la cual comienza a trabajar. [Se ha recurrido a estas dos herramientas Calmec y SiCiclo ya que el propósito del estudio es modelar un ensayo real, en caso contrario se podría haber impuesto simplemente una ley de combustión conocida, como es el caso de las leyes Wiebe o Watson, que harían trabajar con leyes rígidas, preestablecidas sin demasiada capacidad de cambios en ellas.](#)

A grandes rasgos el proceso que sigue SiCiclo es el siguiente:

1. El modelo resuelve la ecuación del primer principio en la cámara del motor para calcular las condiciones termodinámicas y el ciclo indicado.

Para poder llevar a cabo el punto anterior se necesitan una serie de términos que intervienen el balance de energía, por lo que se deben incluir una serie de submodelos de cálculo:

- Modelo nodal que junto con el modelo de Woschni ajustado sirve para calcular las temperaturas en los principales elementos del motor (pistón, cilindro y culata) y el reparto del flujo de calor en el motor a través de las paredes.
- Modelo de pérdidas mecánicas que permite evaluar las prestaciones debidas a los cambios en las variables de entrada del motor, además de simular posibles mejoras en sus características. Este modelo de pérdidas proporciona una estimación de la potencia consumida por los diferentes dispositivos del motor.
- Modelos cuasiestacionario, de blow-by y de evaporación, para poder realizar el balance de masa dentro del cilindro.
- Modelos del gas ideal y de las deformaciones.

- Finalmente se procede a calcular el balance de energía global del motor.

➤ Submodelos:

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

Ley de combustión
 Propiedades del gas
 Balance de masa:
 • Modelo cuasiestacionario
 • Modelo blow-by
 • Modelo evaporación
 Resultado
 Gas ideal
 Modelo deformaciones
 Resultado
 • Modelo blow-b
 • Modelo Woschni ajustado
 • Modelo nodal
 • Simulación tasa de inyección
 • Modelo evaporación

Ilustración 1. Ley de combustión

Este balance de energía global en el motor se realiza mediante un modelo y metodología de trabajo desarrollado anteriormente en el CMT y, partiendo de datos ya medidos en la sala de ensayo y procesados en una base de datos global, que queda fuera del objeto de este trabajo.

- Definición del sistema a considerar
- Análisis externo del sistema
- Análisis interno del sistema
- Combinación de los resultados del análisis externo e interno,

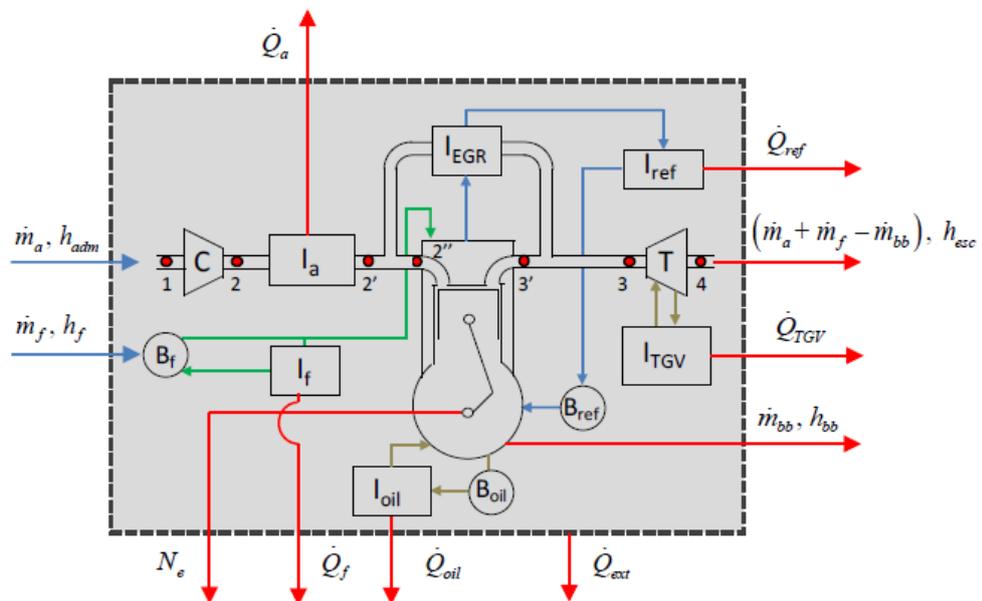


Ilustración 2. Esquema del motor y límites del sistema a considerar

Como resultado de este análisis del primer principio en la cámara se obtiene la evolución de la presión y la temperatura en el cilindro. Es de estos datos y usando una metodología previamente desarrollada, de donde se estima el reparto global de energía en el motor.

En el caso de SiCiclo se simularán todos los términos pero no existirá verificación experimental.

2.2. LEY DE COMBUSTIÓN EMPÍRICA DE WIEBE

Para la realización del trabajo se ha escogido simular la ley de liberación de calor en el ciclo cerrado mediante un modelo termodinámico predictivo basado en la superposición de dos leyes empíricas de Wiebe.

En general, dentro de la cámara de combustión tienen lugar los siguientes procesos:

- **Fase 1:** retraso al autoencendido. En esta fase no existe liberación de calor y se da entre el inicio de la inyección en cámara y el inicio de la combustión.
- **Fase 2:** combustión premezclada. Una vez alcanzadas las condiciones óptimas de mezcla con el aire y temperatura parte del combustible prende. Se da desde el inicio de la combustión hasta el mínimo relativo tras el primer pico de liberación de calor. Esta fase es relativamente corta, sin embargo, la liberación de calor en la misma es muy intensa.
- **Fase 3:** combustión por difusión. El combustible no quemado en la Fase 2 va quemando dentro de la cámara lentamente, en una llama difusiva, cuando se alcanza el dosado estequiométrico en su interfaz. Se da desde el final de la combustión hasta el final de la combustión total.

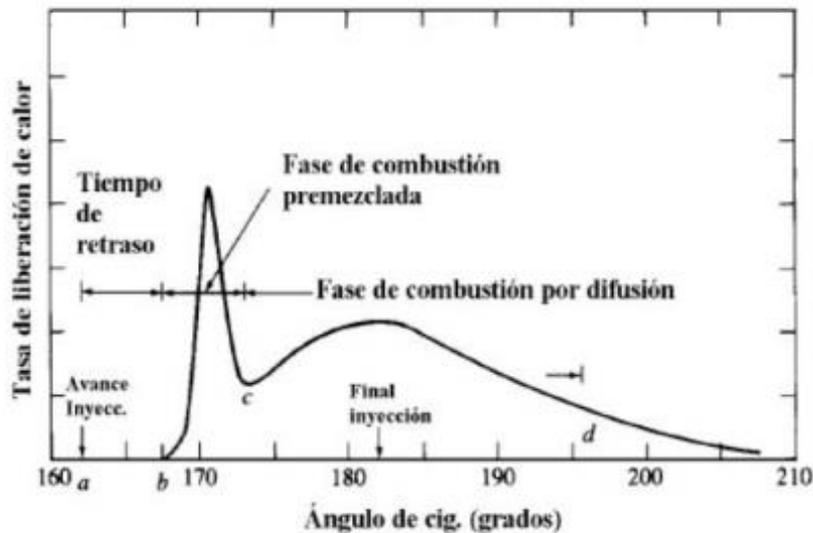


Ilustración 3. Ley de combustión de Wiebe

Dicho esto, en el presente trabajo se ha escogido simular tanto la Fase 1 como la 2 mediante sendas leyes empíricas de Wiebe. Estas se rigen por la siguiente ecuación:

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

c_1 : grado de completitud (6.908)

c_2 : parámetro de forma (2.2)

α_0 : inicio de la combustión

$\Delta\alpha_c$: duración de la combustión

Ecuación 1. Ley de combustión de Wiebe

Al usar dos leyes de Wiebe introduciremos un parámetro β que nos servirá para asignar un peso relativo a cada una de las leyes, y por tanto, a la combustión premezclada y por difusión, dentro de la ley de combustión total.

De manera que la ley de liberación de calor total será de la forma:

$$FQL_{total} = \beta * (1 - \exp[-c_1((\alpha - \alpha_0)/\Delta\alpha)^{c_2}]) + (1 - \beta) * (1 - \exp[-c_1((\alpha - \alpha_0)/\Delta\alpha)^{c_2}])$$

Los diferentes términos se explican a continuación:

- β : variable que asigna un peso relativo a cada componente de la ecuación. Modificándola cambia la importancia relativa de la combustión premezclada o difusiva.
- C_1 : grado de completitud. Se considerará como una constante de valor 6.908.
- C_2 : parámetro de forma. Se considerará como una constante de valor 2.2.
- α : ángulo en el que finaliza la combustión de cada una de las leyes de Wiebe.
- α_0 : ángulo en el que comienza la combustión de cada una de las leyes de Wiebe.
- $\Delta\alpha$: duración del proceso de combustión de cada ley de Wiebe expresado en ángulos.

CAPÍTULO 3.METODOLOGÍA USADA

3.1. EXPLICACIÓN GENERAL

En el trabajo posterior se va a analizar la influencia de la ley de liberación de calor sobre el rendimiento y otros parámetros de interés en los motores diésel actuales.

Para ello se estudiará el comportamiento de cinco variables de salida, las cuales nos ayudarán a comprender la evolución y las diferencias de la combustión en cada régimen y grado de carga, cuando tenemos en cuenta la actuación de distintos efectos en el ciclo, así como la variación de algunos de los parámetros característicos de la ley de liberación de calor.

Estas variables de salida son:

- Rendimiento indicado a alta presión.
- Presión máxima en cámara.
- Gradiente de presión máxima.
- Temperatura máxima en cámara.
- Angulo de 50% de masa quemada (ang50).

Mientras que los parámetros característicos de la ley de liberación de calor que variaremos y que nos permitirán modificar la forma y la posición de la misma son:

- Proporción o peso de la premezcla: variando este término, que se corresponde con el término β de cada ecuación de Wiebe anteriormente explicada, cambia la proporción premezcla-difusión, y de este modo la forma de la ley de combustión final. Esta se ve muy influida por dicho factor, potenciando o atenuando sus picos, o incluso, alargando o acortando el proceso de combustión si dejamos otros factores libres.
- Duración total de la combustión: actuando sobre las duraciones individuales de las dos ecuaciones de Wiebe se consigue alterar la duración total de la combustión y así cambiar la forma de la ley de liberación de calor.
- Inicio de la combustión (SOC): mediante la modificación de los ángulos de inicio de la combustión de cada ley de Wiebe no solo varia la posición de la ley de combustión, sino, también su forma, pudiendo separar el inicio de ambas leyes, lo que afecta de forma decisiva a la misma.

En último lugar los efectos que tendremos en cuenta para el estudio, entendidos como las posibles mejoras que podríamos llevar a cabo en el ciclo son:

- Cálculo del avance óptimo: de este modo se tiene en cuenta la mejora que se puede conseguir en el ciclo si ajustamos la distribución, y por tanto, el ángulo en el que se empieza a quemar combustible dentro de la cámara, al ángulo óptimo, esto es, el que introduce menores pérdidas en el motor.
- Transmisión de calor nula (o modelo de motor adiabático): mediante este efecto se descuentan las pérdidas que se dan en el ciclo como consecuencia de la transferencia de calor a través de

paredes al aceite y al propio refrigerante. Debemos puntualizar que este es un estudio teórico, que intenta acercarse al ciclo ideal, ya que en la realidad, siempre existirán pérdidas de este tipo.

- Cálculo del avance óptimo considerando el motor adiabático: se combinan en este caso los dos efectos anteriores logrando optimizar aún más el proceso de combustión.

Lo que se intenta lograr es descomponer el ciclo ideal como el ciclo real más la suma de las distintas pérdidas que se han identificado, esto es:

$$\eta_{\text{real}} = \eta_{\text{ideal}} - \sum \text{pérdidas}$$

Por otra parte se han escogido estos tres efectos debido a que, mediante los estudios anteriormente explicados, realizados en el CMT en relación al balance de energía dentro del motor, se concluyó que el avance no optimizado y la potencia de transmisión de calor a las paredes son los efectos más significativos e influyentes en las prestaciones del motor.

Para estudiar la influencia de los parámetros mencionados se realizarán estudios con la herramienta SiCiclo en los que variaremos conjuntamente la duración de la combustión y el peso de la premezcla. Se procederá a realizar este análisis en diferentes puntos del mapa de funcionamiento del motor que representan diferentes modelos de funcionamiento del mismo. Se intenta de esta manera, hacer un barrido de todo el mapa del motor, variando tanto el régimen de giro como la carga, para obtener resultados extrapolables al resto de puntos de funcionamiento. Para ellos los puntos escogidos son:

- A 1000 rpm al 25, 50 y 100% de carga.
- A 2500 rpm al 25, 50 y 100% de carga.
- A 4000 rpm al 25, 50 y 100% de carga.

A continuación se presentan las características iniciales de los diferentes puntos de trabajo escogidos:

1. 1000 rpm:

Regimen de giro teorico(rpm): 1000			
Grado de carga(%)	25	50	100
Regimen de giro real (rpm)	1002,7	1002,6	1002,7
Gasto de combustible (g/s)	0,277	0,47863	1,034
Gasto de aire (g/s)	7,725	8,08	16,378
Dosado	0,035857	0,059236	0,0631335
Presión de admisión (bar)	1,016	1,036	1,303
Presión de inyección (bar)	394	537	701

Tabla 1. Características régimen de giro 1000 rpm

2. 2500 rpm:

Regimen de giro teorico(rpm):2500			
Grado de carga(%)	25	50	100
Regimen de giro real (rpm)	2501,9	2501,9	2499,7
Gasto de combustible (g/s)	1,29971	2,35585	4,3878
Gasto de aire (g/s)	26,678	44,08	87,583
Dosado	0,0487184	0,053439	0,0500987
Presión de admisión (bar)	1,443	1,779	2,588
Presión de inyección (bar)	993	1237	1412

Tabla 2. Características régimen de giro 2500 rpm

3. 4000 rpm:

Regimen de giro teorico(rpm):400			
Grado de carga(%)	25	50	100
Regimen de giro real (rpm)	4001,1	4000,1	3999,7
Gasto de combustible (g/s)	1,7243	2,946	5,459
Gasto de aire (g/s)	74,67	88,559	113,391
Dosado	0,02392	0,033265	0,048143
Presión de admisión (bar)	1,563	1,832	2,33
Presión de inyección (bar)	738	884	1591

Tabla 3. Características régimen de giro 4000 rpm

Por otro lado en algunos puntos se hará un estudio cambiando de manera simultánea el inicio de la combustión de las leyes de Wiebe y la premezcla. Es decir, mediante este análisis se intentará

comprender el efecto que tiene sobre la ley de liberación de calor el hecho de separar las dos partes que, como se ha visto, conforman la ley de combustión total mientras, a su vez, cambia el grado de premezcla en la ley de combustión.

Para llevar a cabo estos estudios se empleará una herramienta del programa SiCiclo denominada Desing of Simulation (DoS) que permite realizar simulaciones de la ley de combustión para distintos valores de los parámetros a analizar de manera automatizada.

A partir de los ensayos realizados con esta herramienta y los resultados obtenidos crearemos una serie de mapas en los que se reflejará cómo evolucionan las variables de interés ya citadas en función de los parámetros que estén variándose. Estos mapas van a mostrar también la influencia de cada parámetro sobre cada variable en función de los efectos o pérdidas que se estén considerando en el motor.

Además se estudiarán los balances de energía globales que obtendremos también con SiCiclo.

Con todo ello se analizará por qué ocurren los distintos fenómenos, si se puede concluir que existe o no una tendencia común a todos los puntos de funcionamiento, cuál es la ganancia concreta o la optimización que se consigue al ir descontando distintas pérdidas sucesivamente

Por tanto, la metodología seguida consta de los siguientes puntos:

- Ajuste de las leyes de Wiebe teóricas: se ajustarán dos leyes de Wiebe teóricas de manera que se correspondan con la ley de combustión experimental obtenida en distintos ensayos del motor.
- Estudios del efecto de la duración de la combustión: se pretende analizar cómo afecta el hecho de tener combustiones más o menos largas a la forma de la ley de combustión.
- Estudio del efecto de la proporción de la premezcla: el objetivo es ver cómo afecta aumentar el sucesivamente el peso de la premezcla en la ley de liberación de calor a la forma de la misma.
- Estudio del efecto combinado de la duración de la combustión y la proporción de la premezcla: se analizará la influencia de variar la duración total de la combustión a la vez que varía la proporción de premezcla sobre las distintas variables analizadas y en los distintos escenarios planteados, es decir, con un ciclo con el SOC optimizado, uno adiabático y uno adiabático y en su SOC óptimo.
- Estudio del efecto combinado del SOC y la proporción de la premezcla: se estudiará la influencia de variar el ángulo de inicio de la segunda ley de Wiebe ajustada, separando así el inicio de la combustión en ambas leyes hasta un cierto límite, junto a la variación de la proporción de premezcla. Al igual que el estudio anterior se pretende ver cómo afectan dichos cambios a las distintas variables y en los diferentes escenarios de estudio.

3.1. CICLO DE TRABAJO DE UN MOTOR

Como se ha explicado en el último apartado entre las herramientas usadas para la realización de este trabajo se incluye un modelo termodinámico capaz de realizar un balance de energía en el motor. Dicho modelo se desarrolló y se implantó anteriormente en CMT y queda fuera de este trabajo establecerlo,

sin embargo, es de interés profundizar un poco en él, principalmente para entender por qué se han considerado una serie de efectos sobre el rendimiento del motor y se han despreciado muchos otros.

En primer lugar se van a establecer cuáles son las diferencias entre un ciclo real y uno teórico en el motor Diesel DI y cómo influyen, tanto cualitativa como cuantitativamente las diferentes imperfecciones que distinguen ambos ciclos.

Las siguientes líneas de este apartado están escritas con el fin de explicar el ciclo de trabajo en condiciones normales de un motor Diesel DI.

Consideraremos el ciclo ideal como una evolución del gas dentro del cilindro únicamente durante el ciclo cerrado, que se lleva a cabo mediante procesos idealizados, sin pérdidas y que, en el caso de los motores Diesel, se toma a una presión limitada, máxima por otro lado, que se establece en 200 bar, considerando que este es el límite que puede soportar el motor.

Este ciclo teórico comparte con el real una sucesión similar en los procesos, una misma relación de compresión y una misma energía aportada por unidad de masa, así como que la presión y la temperatura en un punto de referencia de la línea de compresión es idéntica, pero no tiene en cuenta procesos irreversibles ni pérdidas de ningún tipo en el ciclo.

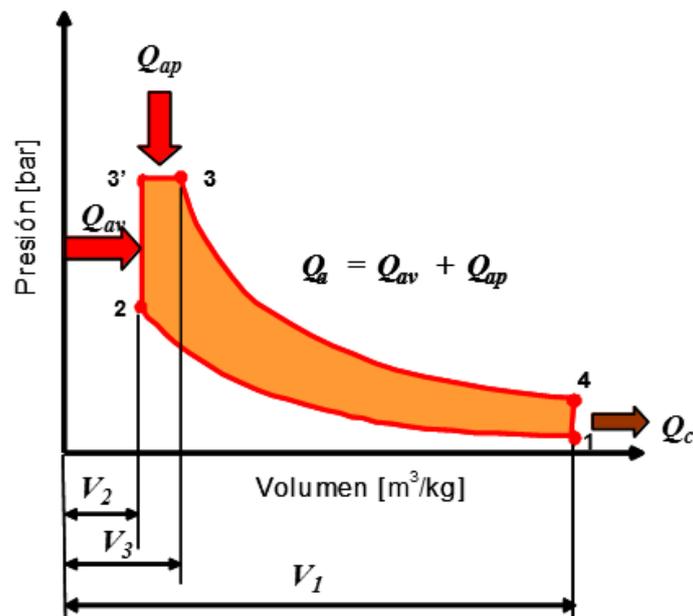


Ilustración 4. Ciclo de trabajo del motor Diesel

Por otra parte, las causas de las principales pérdidas que se dan en un ciclo real respecto de uno teórico y que se consideraron en estos trabajos a la hora de realizar los estudios paramétricos que determinaron cuáles eran decisivos son:

- **Pérdidas por bombeo:** como resultado del proceso de renovación de la carga.
- **Pérdidas por transmisión de calor por las paredes.**

- **Efecto de la temperatura del gas:** como las propiedades termodinámicas de este dependen de la temperatura y la composición de la mezcla variarán durante el ciclo.
- **Avance no optimizado:** que se puede dar por razones múltiples, habitualmente porque se busca un compromiso entre el rendimiento y las emisiones.
- **Velocidad de la combustión:** ya que la combustión ideal es instantánea pero la real no lo es.
- **Combustión incompleta:** se originan monóxidos de carbono, hollines e hidrocarburos sin quemar durante el proceso de combustión, que hacen que la fracción de masa quemada sea inferior a uno al final de ciclo.
- **Efecto de la composición del gas:** a pesar de que en el ciclo ideal se considera que solo existe aire en cámara, en realidad lo que hay es una mezcla de aire, combustible y gases quemados.
- **Distribución real:** ya que el avance del AAE no siempre es el más favorable en el ciclo real.

Se realizó un estudio paramétrico anteriormente en CMT para ver cómo y cuánto influían las diferentes pérdidas sobre el ciclo y sobre el resto de efectos en el motor.

El orden que se adoptó fue el siguiente, de mayor a menor influencia:

1. Avance no optimizado y velocidad de combustión.
2. Potencia de transmisión de calor por las paredes.
3. Efecto de la temperatura del gas.
4. Efecto de la composición del gas.
5. Distribución real (AAE).
6. *Blow-by*.
7. Combustión incompleta.

En la siguiente figura pueden verse los resultados obtenidos en aquel estudio, de modo que se aprecia como al incluir sucesivamente los distintos efectos nos alejamos cada vez más del ciclo ideal. El efecto más significativo es el de la optimización del avance, de hecho este se debe reajustar cada vez que se tiene en cuenta un nuevo efecto. Seguidamente la influencia de la potencia calorífica transmitida a las paredes es muy importante, y después el efecto de la temperatura y de la composición del gas, aunque estos dos últimos son inevitables. El resto de efectos, tienen en general, poco peso en el cambio del ciclo:

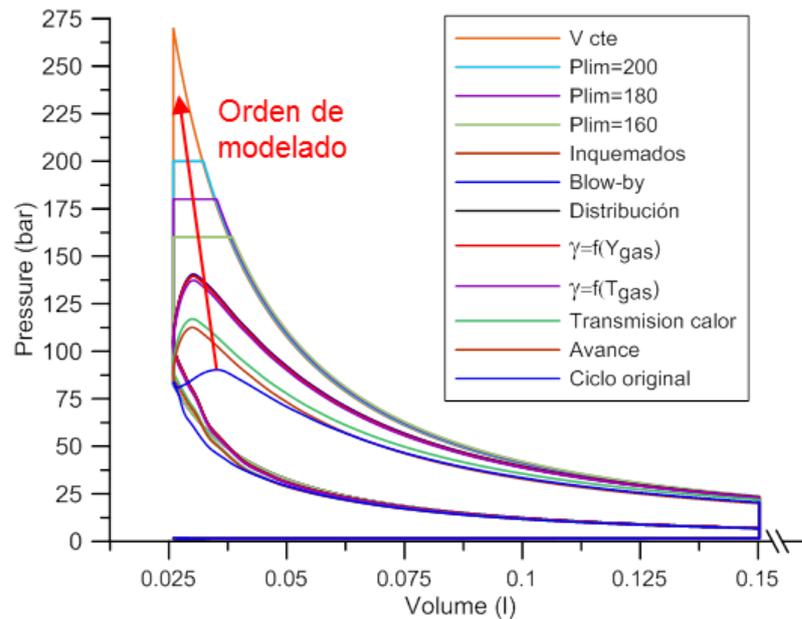


Ilustración 5. Ciclo original y con los sucesivos efectos

En la siguiente imagen se aprecia que el hecho de cambiar el orden de los diferentes efectos no es trivial desde el punto de vista de las pérdidas de energía:

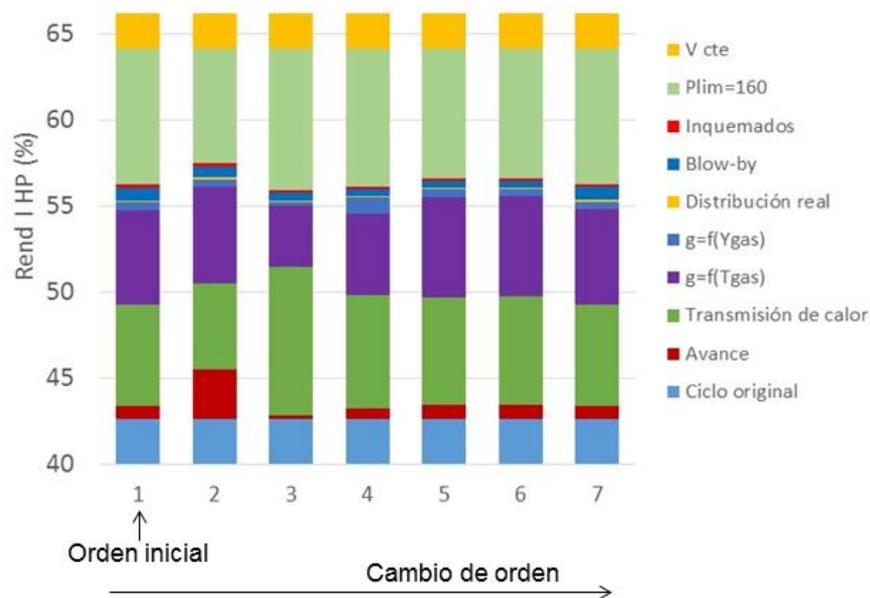


Ilustración 6. Distribución de las pérdidas según el orden de los efectos

A la vista de los resultados en el presente trabajo se decidió considerar únicamente los dos primeros efectos de la lista, los más influyentes y decisivos, y despreciar el resto considerando que no afectaban fuertemente al comportamiento del motor o que, como en el caso de gammas, a pesar de afectar de manera importante, son inevitables sus efectos.

De este modo, de ahora en adelante, cuando se hable de efectos considerados nos estaremos refiriendo únicamente al avance optimizado y la transmisión de calor a las paredes. El efecto de la velocidad de

combustión se va a obviar puesto que, como se concluyó en el estudio, es un parámetro demasiado importante y variarlo trastoca por completo el ciclo total.

3.2. DEFINICIÓN DEL AJUSTE DE LAS LEYES DE WIEBE TEÓRICAS

En primer lugar, para comenzar el estudio de la optimización de la combustión en el motor mediante el ajuste de diferentes parámetros directamente relacionados con la combustión se debe ajustar a partir de datos experimentales una ley teórica de combustión que será con la que trabajará SiCiclo en adelante.

De entre las diferentes opciones que presenta SiCiclo se ha escogido trabajar con dos leyes de Wiebe.

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

c_1 : grado de completitud (6.908)

c_2 : parámetro de forma (2.2)

α_0 : inicio de la combustión

$\Delta\alpha_c$: duración de la combustión

Ecuación 2. Ley de combustión de Wiebe

Se ajustarán dos de estas leyes, ya que combinando ambas se consigue representar tanto la parte difusiva como la premezclada de la combustión real. Se obtiene así una única ley de liberación de calor teórica que se ajusta de manera bastante aproximada a la liberación real de calor en el motor que se obtiene con Calmec en un punto determinado, en este caso concreto se ha elegido el de 2500 rpm y 50 % de carga real.

Para este trabajo se ha considerado que el estudio de una ley de combustión teórica nominal a partir de dos leyes de Wiebe en el punto medio, tanto para régimen de giro como para carga, 2500rpm y 50 % de carga será suficiente. Esto es así debido a que todas las leyes obtenidas del proceso experimental son similares y, en comparación con el rango de parámetros a barrer, estas se encuentran dentro de un estrecho rango de valores, lo que justifica que se unifiquen en un punto medio facilitando su comparación. Por tanto, en adelante no van a realizarse nuevos estudios de ajuste, si bien, los rangos de estudio de los diferentes parámetros de la ley de liberación de calor se han escogido de manera que sean lógicos y plausibles en distintos puntos del mapa de funcionamiento, esto es, a distintos regímenes

y distintos grados de carga. Dado que el análisis es teórico, esto hecho no aporta una nueva fuente de error.

Tras un proceso de ajuste iterativo se llega a la conclusión de que los valores que nos dan unas curvas que, en su suma, son más parecidas a la real son:

$$FQL_{total} = \beta * (1 - \exp[-c1((\alpha - \alpha0)/\Delta\alpha)^{c2}]) + (1 - \beta) * (1 - \exp[-c1((\alpha - \alpha0)/\Delta\alpha)^{c2}])$$

LEYES DE WIEBE TEÓRICAS					
C1	SOC	$\Delta\alpha$	C2	β	
6,908	1	38	2,2		
6,908	1	100	2,2	0,65	

Tabla 4. Características de las leyes teóricas de Wiebe

En la siguiente gráfica se puede observar el grado de exactitud del ajuste. Como se ve, excepto por el hecho de que se está obviando la inyección piloto que tiene lugar en el motor real, la combinación de las leyes teóricas de Wiebe ajusta de manera correcta a la ley de liberación de calor real.

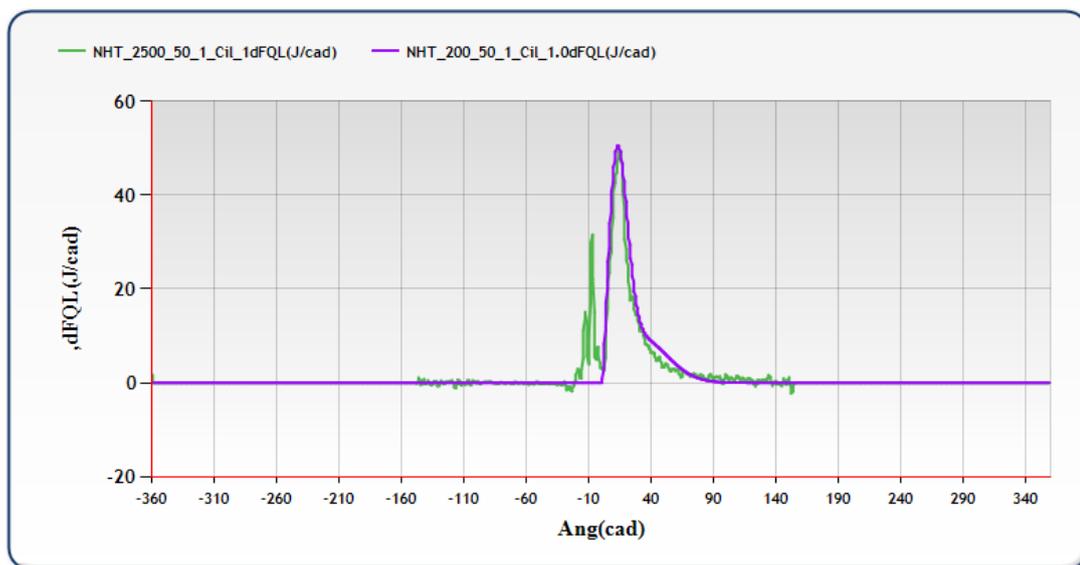


Ilustración 7. Comparación dFQL real y dFQL ajustada

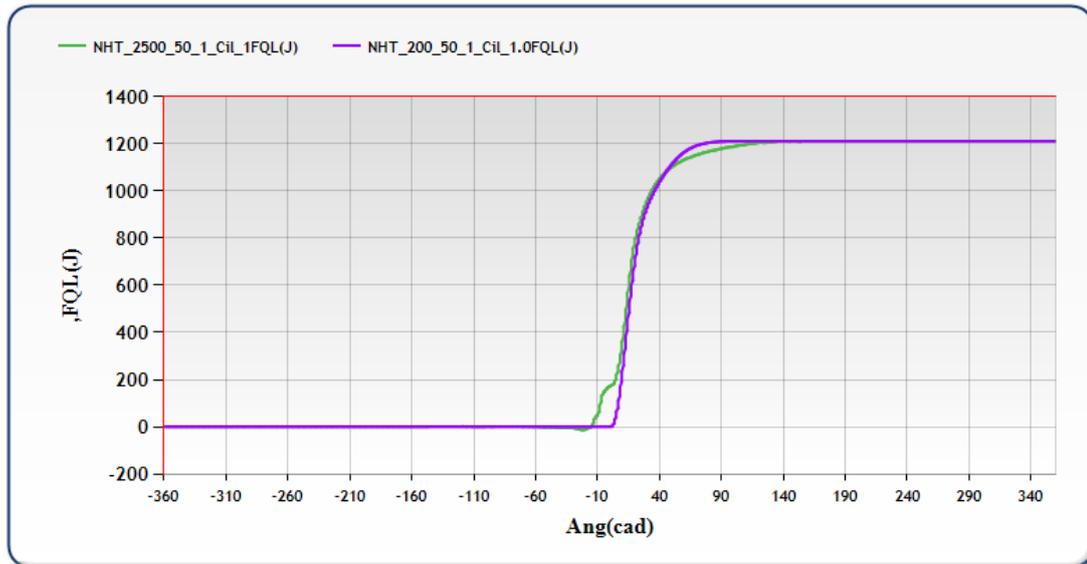


Ilustración 8. Comparación FQL real y FQL ajustada

Debe explicarse que el hecho de obviar la inyección piloto era completamente necesario, pues, utilizando solo dos leyes de Wiebe para la simulación no se podía ajustar con exactitud esta pequeña inyección. Sí se podría hacer considerando más leyes de Wiebe en el ajuste total. Para tener en cuenta este efecto, aunque no se han ajustado más leyes de combustión que sirvan de patrón para la inyección piloto, al hacer el estudio del SoC y la premezcla las características de las leyes de combustión harán que el funcionamiento sea similar al caso en el que existen inyecciones piloto en el motor.

Como ya se explicó C_1 y C_2 son valores constantes que se corresponden con el parámetro de completitud y el parámetro de forma respectivamente; SoC se refiere al ángulo de inicio de la combustión; $\Delta\alpha$ a la duración de cada ley de Wiebe y β al peso de la premezcla en la ley total.

3.2.1. DEFINICIÓN DEL ESTUDIO DEL EFECTO DE LA DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN

Una vez establecidas unas leyes ajustadas de Wiebe acordes con las obtenidas de experimentos en el motor, se procede a realizar, como primer método de estudio, un barrido de la duración de la combustión.

El hecho de que, en un primer momento, el ángulo de inicio coincida en las dos leyes (1°) supone que la duración total de la combustión se corresponde con la duración de la ley difusiva (100° en el caso de la ley nominal).

Por tanto, en SiCiclo realizamos un estudio paramétrico variando la duración tanto de la primera ley de Wiebe, que representará la parte premezclada de la combustión, como de la segunda ley, que representa la difusiva.

Para escoger los rangos de variación se ha asumido que la primera ley de Wiebe representa algo más de un tercio de la duración total de la ley de combustión y que esta proporción se mantiene constante. Además los valores están limitados de manera que no tengamos combustiones demasiado cortas o demasiado largas, y que, por ese motivo no pudieran ocurrir realmente en algún punto de funcionamiento del motor.

A continuación se muestra una tabla con los valores de la duración de la combustión escogidos para realizar el estudio:

DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN	
$\Delta\alpha$	
WIEBE 1	WIEBE 2
4,75	12,5
9,5	25
19	50
28,5	75
38	100
47,5	125
57	150

Tabla 5. Valores de la duración de la combustión de cada ley

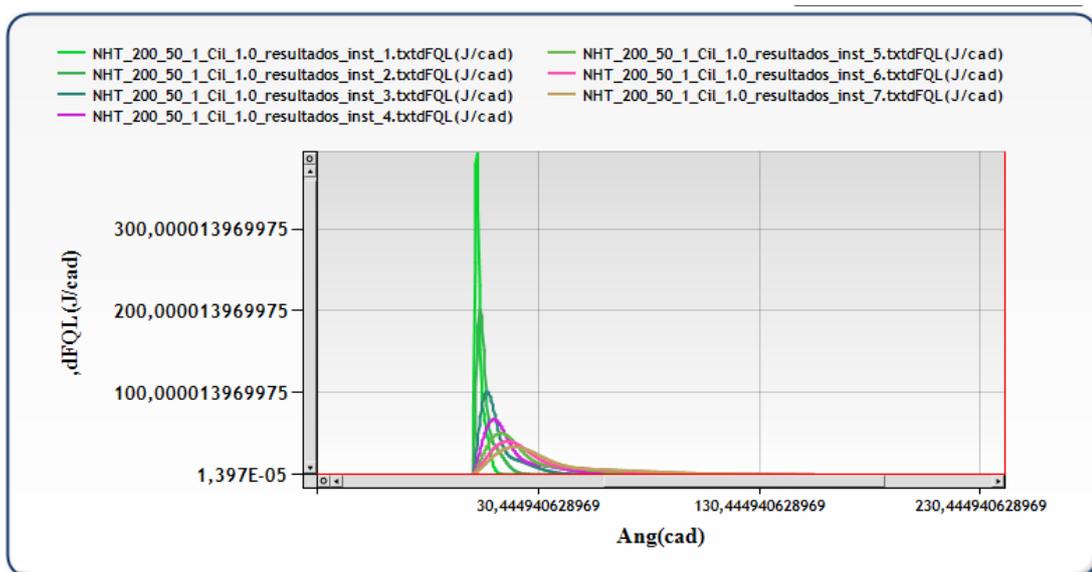


Ilustración 9. dFQL con diferentes duraciones de la combustión

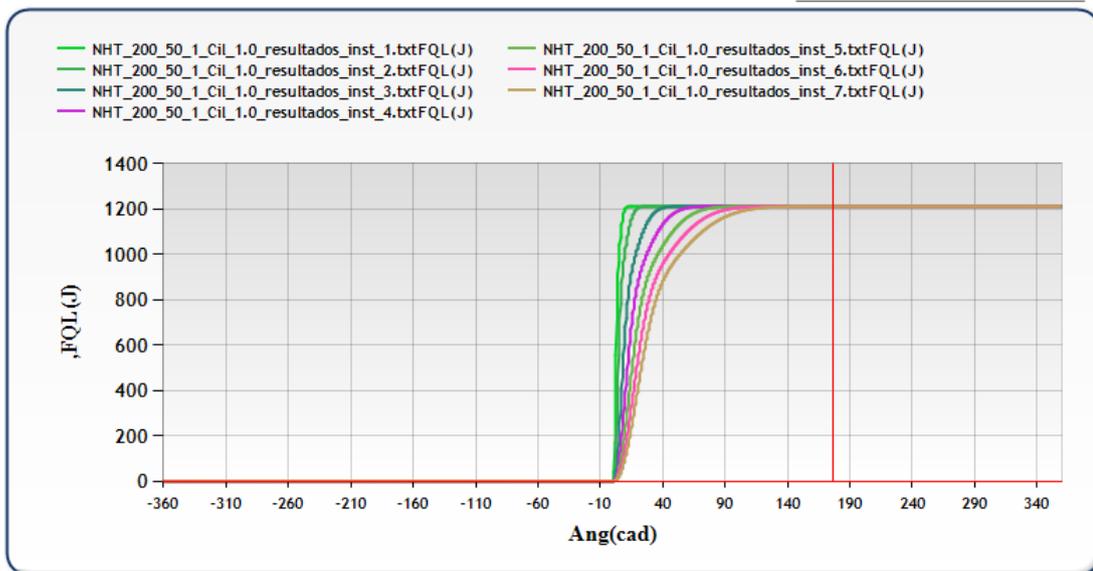


Ilustración 10. FQL con diferentes duraciones de la combustión

3.2.2. DEFINICIÓN DEL ESTUDIO DEL EFECTO DE LA PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA

Continuando con los estudios paramétricos se realizará, en segundo lugar, un barrido del parámetro β en la ecuación de Wiebe. Esto equivale a variar el peso de la etapa de quemado en combustión premezclada de la ley de liberación de calor final.

De este modo, en SiCiclo se realiza un estudio paramétrico variando la proporción de premezcla en cada ley. Como se ha mencionado antes, esto se logra variando el parámetro β de la ecuación de Wiebe que da el peso relativo de cada una de las leyes individuales de quemado que componen la ley de liberación de calor total. Así se va aumentando progresivamente el valor de β en la primera ley, la que se asocia con la combustión premezclada, mientras que simultáneamente se reduce el parámetro β de la segunda ley (que se corresponde con el quemado difusivo).

Teniendo en cuenta que los parámetros normales de este valor en los motores de combustión interna diésel hoy en día dependen de las condiciones de inyección-combustión. Por ejemplo, con una pequeña inyección piloto se puede conseguir un peso de la combustión difusiva en torno al 95%, y sin embargo, en motores de combustión no convencional como los PCI o los HCCI toda la combustión se considera premezclada. En el presente estudio se ha considerado conveniente realizar un barrido amplio de dicho parámetro. Por tanto, se consideran leyes que van desde una ausencia total de premezcla hasta leyes en las que solo existe esta combustión premezclada y en las que se elimina la parte difusiva.

Aunque habitualmente en un motor determinado el rango es bastante acotado, adoptando este sistema de amplio intervalo se extenderá campo de utilización del estudio a diferentes tipos de motores.

A continuación se muestra una tabla con los valores de la proporción de la premezcla escogidos para realizar el estudio:

PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA β	
WIEBE 1	WIEBE 2
0	1
0,2	0,8
0,4	0,6
0,6	0,4
0,8	0,2
1	0

Tabla 6. Valores de proporciones de la premezcla en cada ley

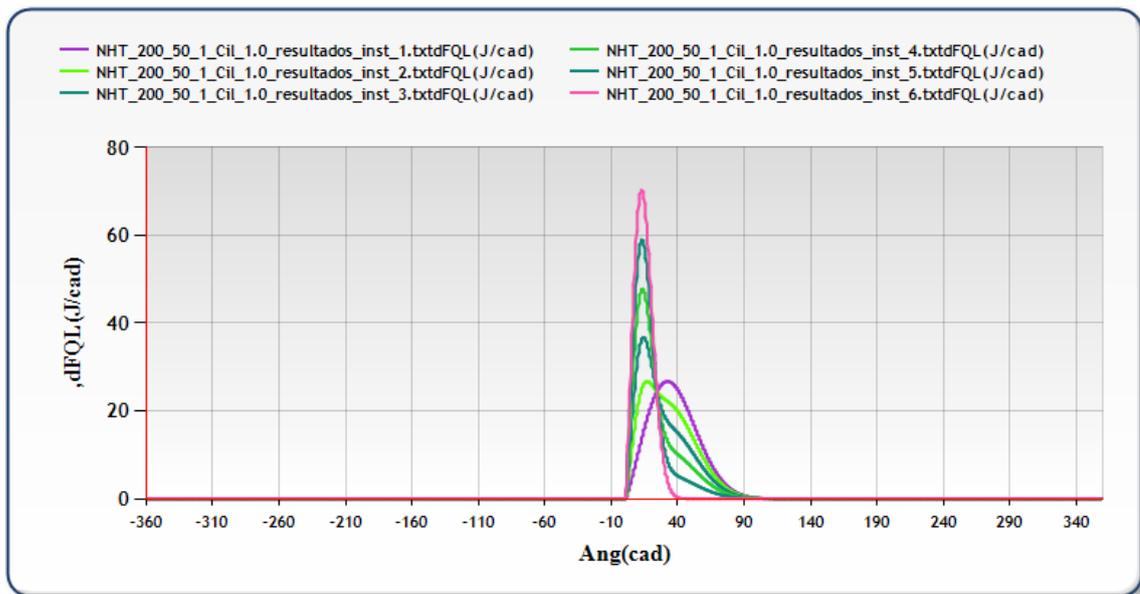


Ilustración 11. dFQL con diferentes proporciones de la premezcla

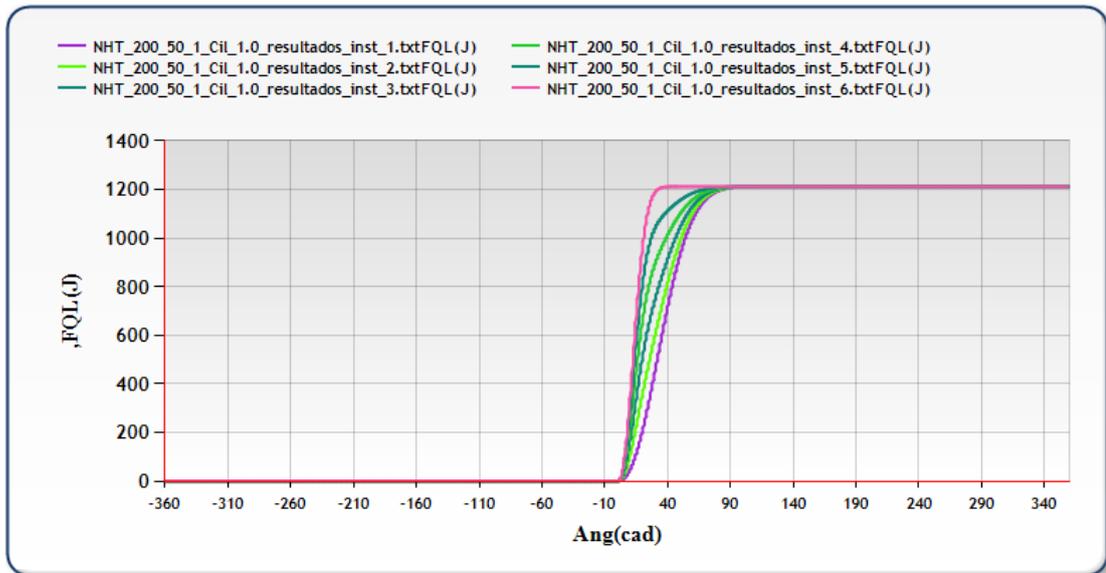


Ilustración 12.FQL con diferentes proporciones de la premezcla

3.3.3. DEFINICIÓN DEL ESTUDIO DEL EFECTO COMBINADO DE LA VARIACIÓN DE LA DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN Y LA PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA:

En el siguiente estudio, dando por buena las leyes de Wiebe nominales obtenidas, y admitiendo que el rango de barrido de los parámetros se encuentra dentro de los razonables en los que puede trabajar el motor, se va a realizar un análisis paramétrico cruzado de los dos factores estudiados anteriormente, es decir, variando a la vez la duración de la combustión y el peso de la premezcla.

Como ya se ha explicado anteriormente, para cambiar ambas variables se modifican los parámetros $\Delta\alpha$ y β en las dos leyes de Wiebe de manera conjunta y proporcional.

Los rangos de variación de cada variable serán una vez más:

PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA β	
WIEBE 1	WIEBE 2
0	1
0,2	0,8
0,4	0,6
0,6	0,4
0,8	0,2
1	0

Tabla 7. Valores de la proporción de la premezcla en cada ley

DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN $\Delta\alpha$	
WIEBE 1	WIEBE 2
4,75	12,5
9,5	25
19	50
28,5	75
38	100
47,5	125
57	150

Tabla 8. Valores de la duración de la combustión en cada ley

Además se introducirán por primera vez el estudio de efectos en el motor para poder estimar como afectan las principales pérdidas al proceso de combustión. Como se explicó anteriormente esto consiste en examinar en primer lugar como influye que la combustión comience no en el punto nominal calculado anteriormente, si no en el óptimo para cada circunstancia, el que maximiza el rendimiento indicado. En segundo lugar, se observará el efecto de considerar el motor adiabático, sin pérdidas de calor al exterior de la cámara que hagan disminuir el rendimiento. Por último, se estudiará qué ocurre si además de considerar el motor adiabático se recalcula el avance óptimo para esta nuevo escenario de trabajo.

En conclusión, lo que se obtiene es un estudio combinado de dos variables con varios niveles cada una de ellas , lo que dará lugar a un modelo de Diseño de Simulación calculado mediante SiCiclo.

La siguiente imagen ilustra algunos de los casos de estudio:

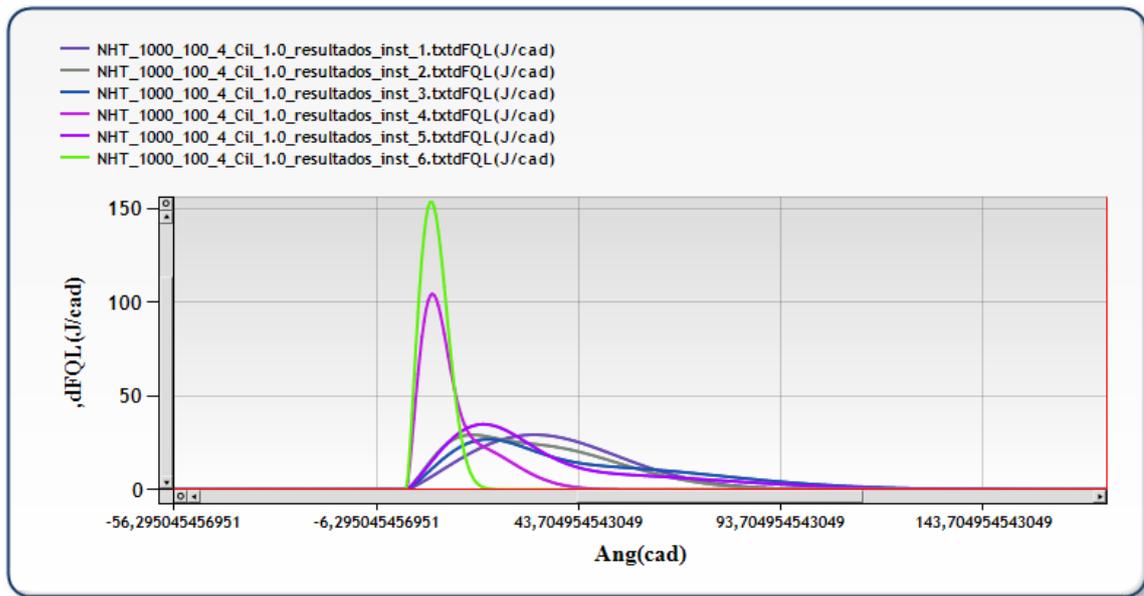


Ilustración 13.dFQL con diferentes premezclas y duraciones

En un punto determinado de trabajo, se observa como al variar conjuntamente β y $\Delta\alpha$ cambia la forma de la ley de combustión haciéndose más picuda con valores más grandes de β y duraciones menores de la combustión, Así mismo cuando la duración de crece y disminuye el parámetro β las combustiones son más suaves y prolongadas.

3.3. DEFINICIÓN DEL ESTUDIO CONJUNTO DE LA VARIACIÓN SoC-PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA EN LA COMBUSTIÓN

Para continuar con el estudio de los diferentes parámetros que pueden afectar a la forma y la posición de la ley de combustión y, de esta forma, a las distintas variables que caracterizan el funcionamiento del motor como son el rendimiento o la presión en cámara, se pretende llevar a cabo un análisis paramétrico cruzado del SoC o ángulo de inicio de la combustión de cada ley de Wiebe y el peso de la premezcla.

Por tanto, el presente estudio trata de investigar qué ocurrirá en el caso de que las dos leyes de Wiebe teóricas que fueron ajustadas en un principio y que, en su conjunto, reflejan el comportamiento de la ley de liberación calor experimental, no comiencen en el mismo punto. Es decir, vamos a reproducir el comportamiento de la ley general de combustión si las dos leyes individuales que la forman separan sus ángulos de comienzo de la combustión cada vez más, hasta que tengamos dos leyes completamente independientes y separadas la una de la otra.

Para ello variarán los parámetros SoC y β en las leyes de Wiebe dentro de los siguientes rangos:

PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA β	
WIEBE 1	WIEBE 2
0	1
0,2	0,8
0,4	0,6
0,6	0,4
0,8	0,2
1	0

Tabla 9. Valores de la proporción de la premezcla en cada ley de Wiebe.

Soc.	
WIEBE 1	WIEBE 2
1	1
1	6
1	1
1	16
1	21
1	26
1	31
1	36
1	41
1	46
1	51

Tabla . Valores del SoC en cada ley de Wiebe

Así se obtendrán los diferentes valores de las variables de interés en función de la combinación de distintos valores de SoC y β .

De nuevo se considerarán los efectos de varias imperfecciones sobre el rendimiento del ciclo indicado disminuyendo sus prestaciones, ya indicados anteriormente.

Las siguientes imágenes ilustran algunos de los casos de estudio con diferentes valores del SoC y de β se observa como las leyes de combustión se van separando más y más hasta tener dos leyes independientes. Progresivamente va aumentando la duración total de la combustión. El peso de la premezcla afecta a la combustión de la manera habitual, dando más o menos importancia a la parte difusiva en comparación con la premezclada.

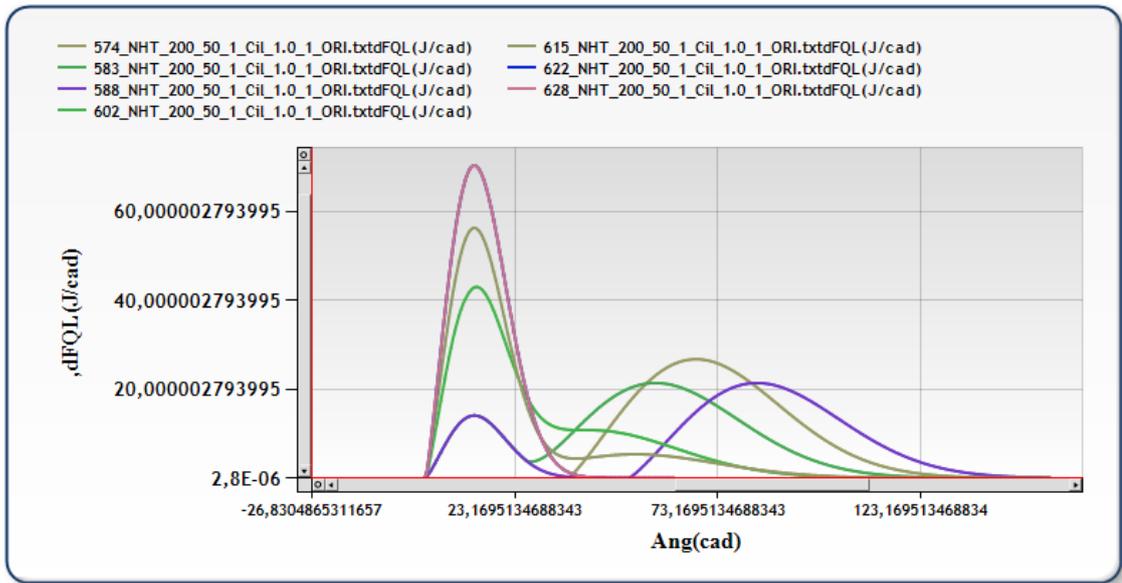


Ilustración 14. dFQL con diferentes proporciones de la premezcla y diferentes SoC

CAPÍTULO 4. RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS REALIZADOS

En adelante se van a exponer los resultados obtenidos en los estudios anteriormente expuestos. Estos son:

- Resultados del estudio del efecto de la duración de la combustión.
- Resultados del estudio del efecto de la proporción de la premezcla
- Resultados del estudio del efecto combinado de la variación de la duración de la combustión y la proporción de la premezcla.
- Resultados del estudio del efecto combinado de la variación del SOC y la proporción de la premezcla.

4.1. RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS SOBRE LA VARIACIÓN DE LA DURACIÓN Y LA PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA EN LA COMBUSTIÓN.

4.1.1. RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN

El objetivo de este estudio es comprender como afecta a la ley de liberación de calor el hecho de aumentar o disminuir la duración de la combustión a partir del punto nominal en el que la componente premezclada se extendía durante 38° y la difusiva durante 100° .

Este análisis se ha realizado únicamente en el punto medio de funcionamiento del motor a 2500 rpm y 50% de grado carga, y se ha asumido, al no haber ninguna evidencia en contra, que este comportamiento será general independientemente del punto de trabajo en el que se encuentre el motor.

Los valores de duración de la ley de difusión que se corresponden con los valores de duración total de la combustión, se han implementado de menor a mayor:

DURACIÓN TOTAL DE LA COMBUSTIÓN $\Delta\alpha$ ($^\circ$)						
12,5	25	50	75	100	125	150

Tabla 10. Duración total de cada ley de Wiebe

Se aprecia como al aumentar o disminuir la duración de la combustión con respecto al valor nominal la ley de liberación de calor cambia de forma, tornándose más picuda cuanto más corta es esta

combustión. Por tanto la combustión se vuelve más brusca y violenta y la liberación de calor es más repentina y acusada.

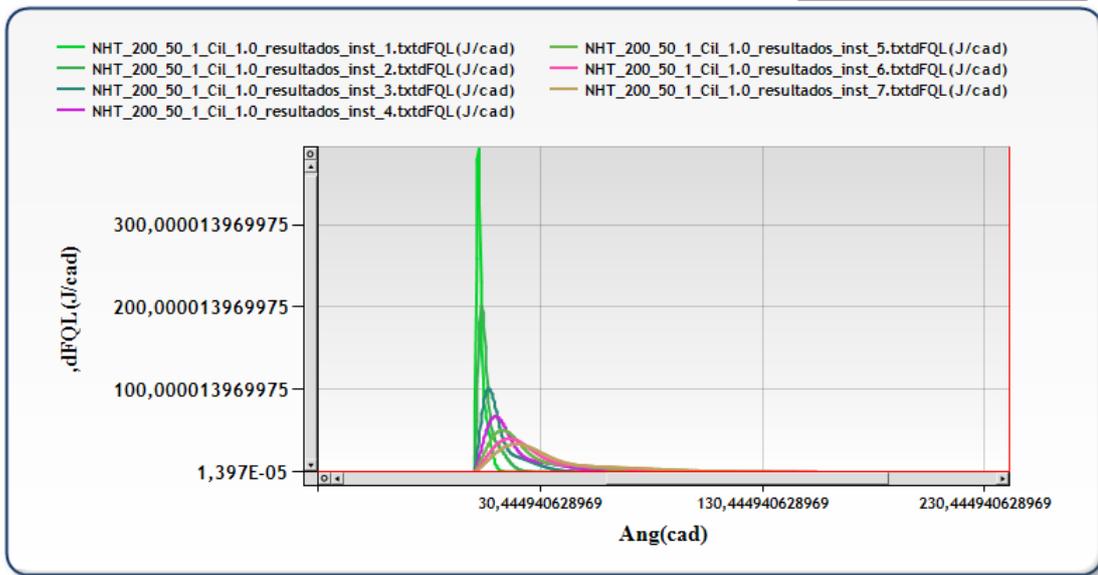


Ilustración 15.dFQL con diferentes valores de la duración de la combustión

En el diagrama P-V se aprecia cómo cuanto menor es la duración de la combustión mayores son las presiones alcanzadas en cámara:

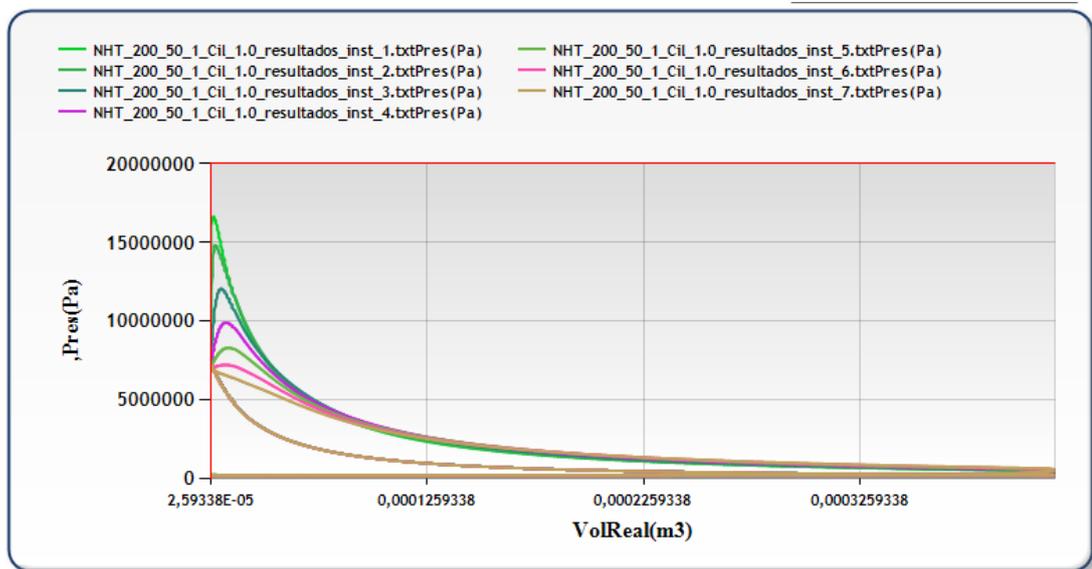


Ilustración 16.Relación presión-volumen en cámara con diferentes valores de la duración de la combustión

Por otro lado se ve como se modifica el rendimiento indicado conforme varía la duración de la combustión:

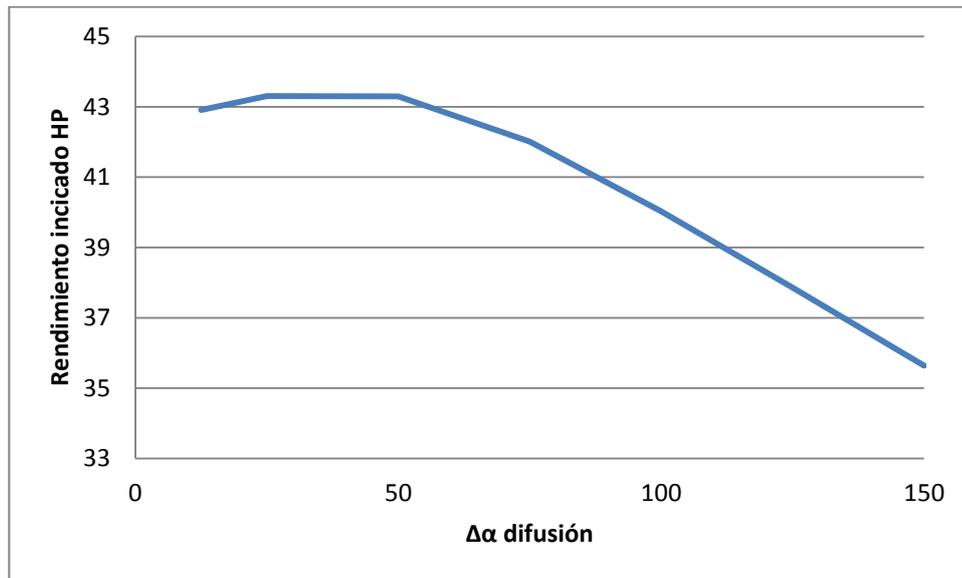


Ilustración 17. Rendimiento indicado en función de la duración de la combustión

De manera que se hace patente como al aumentar la duración de la combustión aumenta el rendimiento indicando hasta llegar a un máximo, que se corresponde con una duración intermedia de 50° con un rendimiento de 43.3 puntos porcentuales y a partir de ese punto vuelve a decrecer paulatinamente. Esto nos lleva a considerar que existe un óptimo para la duración de la combustión que maximizará el rendimiento y que rondará valores intermedios de la duración.

4.1.2. RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA EN LA COMBUSTIÓN

El objetivo de este estudio es comprender como afecta a la forma y la posición de la ley de liberación de calor el hecho de aumentar o disminuir la componente premezclada de la combustión, lo que implica directamente aumentar o disminuir la componente difusiva de la misma.

Este análisis se ha realizado, al igual que el anterior y por los mismos motivos, únicamente en el punto medio de funcionamiento del motor a 2500 rpm y 50% de grado carga.

Los valores de la proporción de la premezcla en la primera ley de Wiebe, que se corresponden con el peso real de la componente premezclada en la combustión final, se han implementado de menor a mayor de la siguiente forma:

PROPORCION DE LA PREMEZCLA (%)					
0	0,2	0,4	0,6	0,8	1

Tabla 11. Valores para la proporción de la premezcla en cada ley de Wiebe

Así, se observa que el principal efecto de aumentar el peso de la premezcla se da sobre la forma de la ley empírica total de Wiebe. Se puede ver como las leyes iniciales se convierten en otras en las que la combustión es más brusca, como demuestra el hecho de que las leyes de liberación de calor se vuelvan más cortas y picudas progresivamente, conforme aumentamos la premezcla.

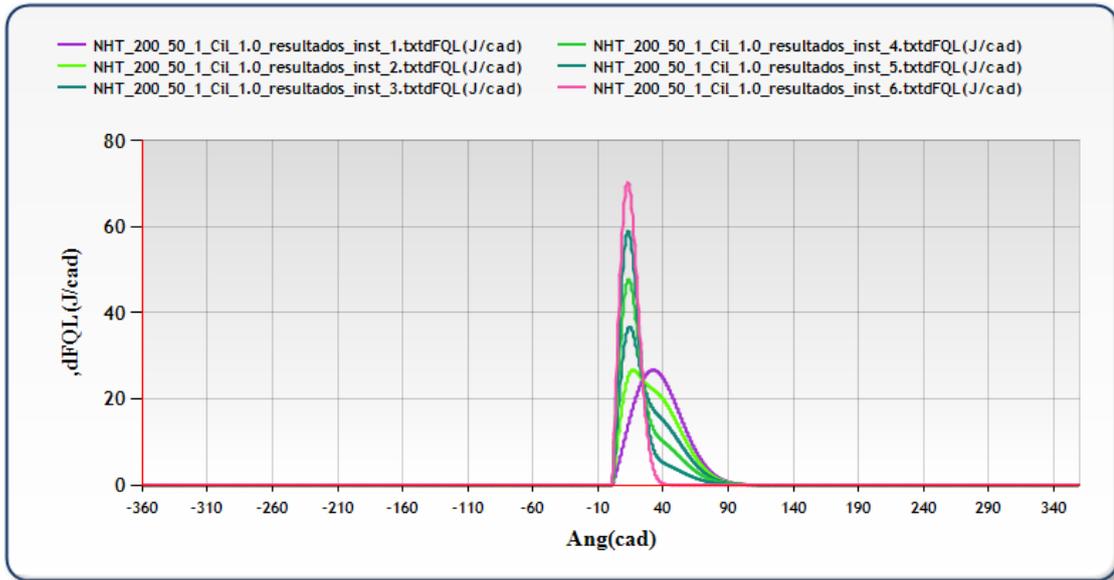


Ilustración 18. dFQL con diferentes valores de la proporción de la premezcla

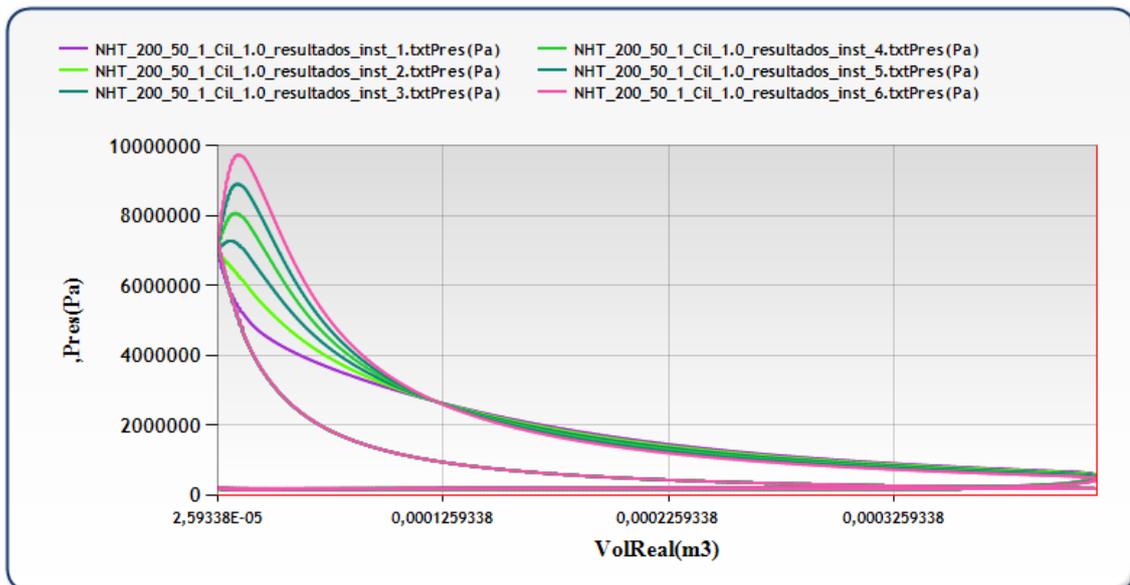


Ilustración 19. Relación presión-volumen en cámara con diferentes proporciones de la premezcla

Si ahora se atiende a la evolución del rendimiento indicado a medida que aumenta el grado de premezcla en la combustión:

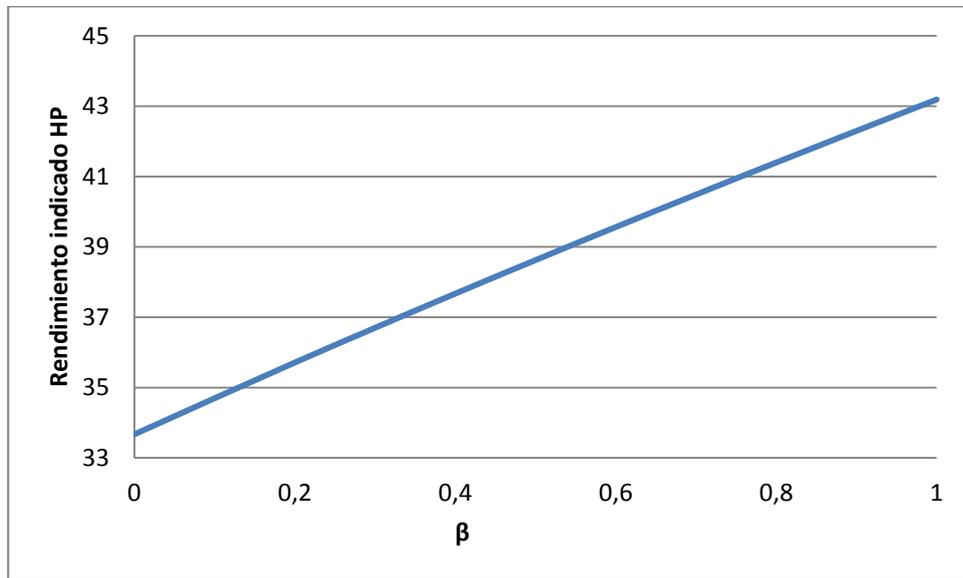


Ilustración 20. Rendimiento indicado en función de la proporción de la premezcla

En este caso se observa una tendencia clara. Al aumentar el peso de la premezcla el rendimiento indicado aumenta progresivamente, alcanzando su máximo (43.2 puntos porcentuales) en el caso de que el parámetro β sea igual a 1. Una β igual a 1 supone una combustión completamente premezclada sin proceso difusivo alguno en la combustión.

Mediante los dos estudios anteriores se ha podido hacer un primer análisis de la influencia de dos de los principales parámetros de la ley empírica de Wiebe. Se aprecia como la forma de la ley de combustión cambia al modificar estos factores.

Se concluye que el efecto de aumentar la premezcla o disminuir la duración de la combustión tiene efectos similares. Dentro de la cámara se quema la misma masa de combustible más rápidamente, ya sea por la mejor mezcla previa con el aire o por la reducción del tiempo disponible para ello, y de este modo se tienen combustiones más rápidas, con una transmisión de calor más brusca. En el caso contrario, si disminuye el peso de la combustión premezclada o alargamos esta combustión progresivamente, las leyes de liberación de calor se suavizan, lo que induce a pensar que la transmisión de calor se hace de forma más lenta y paulatina, es decir, se reduce, aunque esto no compensa el empeoramiento del ciclo indicado por una combustión muy atrasada.

Sin embargo la tendencia con respecto al rendimiento indicado no se puede generalizar, ya que, si bien en el caso de la proporción de la componente premezclada parece ser directamente proporcional, de manera que aumentando esta aumenta el rendimiento; este comportamiento no se reproduce en el caso de la duración de la combustión. A través de este estudio se ha podido comprobar que para un SoC determinado existe un óptimo en la duración que maximiza el rendimiento y que no se corresponde con combustiones demasiado rápidas o demasiado lentas, sino más bien, con valores intermedios. No obstante este comportamiento no es generalizable ya que está condicionado por el SoC. Es por esto que en el siguiente apartado se estudia el efecto combinado.

Con los siguientes estudios se pretende ahondar en estos resultados y definir, si es posible, una tendencia general de las leyes de combustión estudiando cuáles son los parámetros que más fuertemente modifican la forma y la posición de la ley de liberación de calor.

4.1.3. RESULTADO DEL ESTUDIO DEL EFECTO COMBINADO DE LA VARIACIÓN DE LA DURACIÓN DE LA COMBUSTIÓN Y LA PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA:

El objetivo del siguiente estudio paramétrico es múltiple. Por un lado, se pretende entender cuál sería el efecto sobre el proceso de combustión y sobre diferentes variables de interés en el motor, de modificar simultáneamente los parámetros $\Delta\alpha$ y β , es decir, aumentar y disminuir la duración de la combustión mientras que también se otorga más o menos peso a la premezcla.

Esto significa poder analizar si un factor tiene o no más peso sobre el otro en términos de rendimiento, presión y temperatura. Así como cuáles son los rangos óptimos de ambos términos que nos permitirán conseguir el rendimiento máximo.

Por otro lado se van a considerar distintos puntos de funcionamiento en el motor, desde bajo hasta alto régimen de giro y desde baja hasta alta carga (en adelante se utilizará la nomenclatura rpm@%carga), con el fin de examinar si existen tendencias de comportamiento comunes a todos los posibles modos de funcionamiento del motor o si por el contrario, los mismos términos influyen de manera diferente en función del punto en el que este trabaje.

En último lugar se quiere comparar la influencia de variar la duración y la premezcla de la ley de liberación de calor cuando se descuentan las principales pérdidas en el motor para observar si la optimización de los mismos es realmente decisiva o si realmente, la optimización solo es posible actuando sobre la causa de dichas pérdidas.

A continuación se van a exponer los resultados obtenidos agrupados en función de la variable estudiada primero y del punto de funcionamiento en función del régimen de giro y la carga después. Los resultados muestran los diferentes ciclos calculados teniendo en cuenta el avance óptimo en primer

lugar (RENDIHPAO), el motor adiabático en segundo (RENDIHPTQ) y el motor adiabático y con su avance optimizado en tercero (RENDIHPTQAO).

- **Rendimiento indicado a alta presión:**

1. 1000@25:

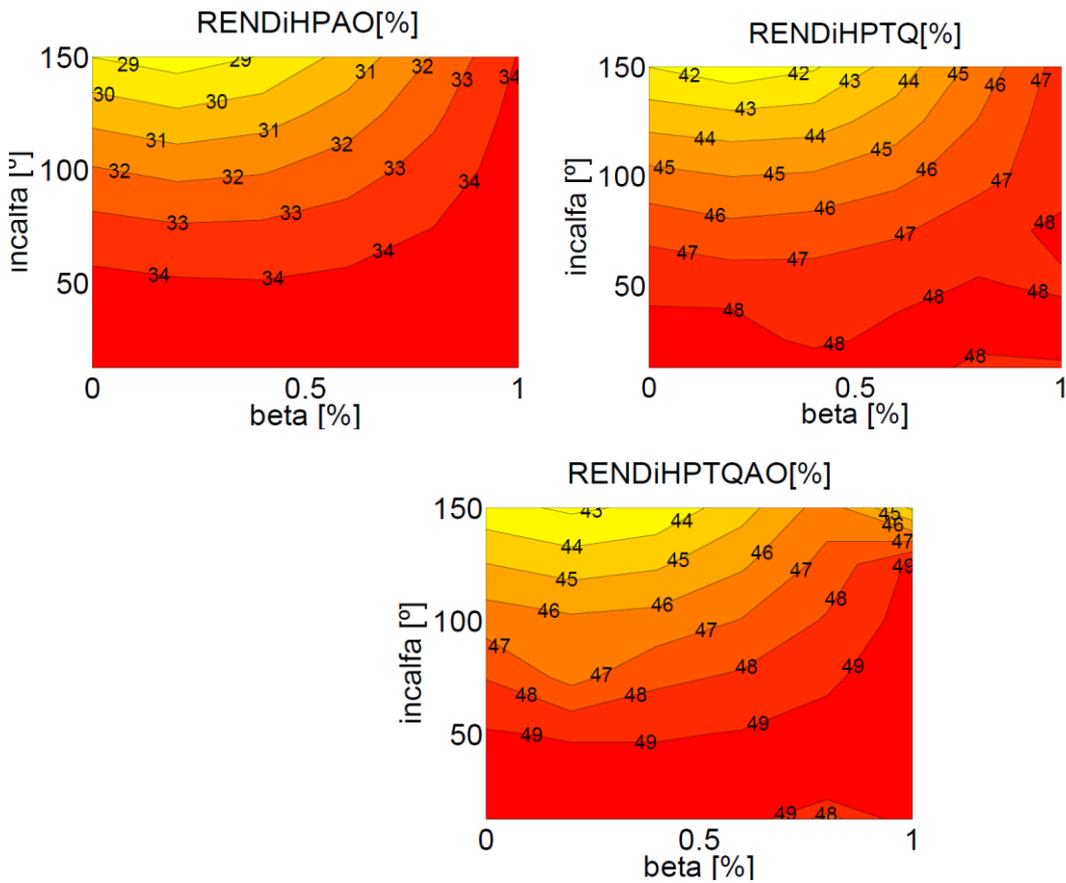


Ilustración 21. Rendimiento indicado en el ensayo 1000@25

2. 1000@50:

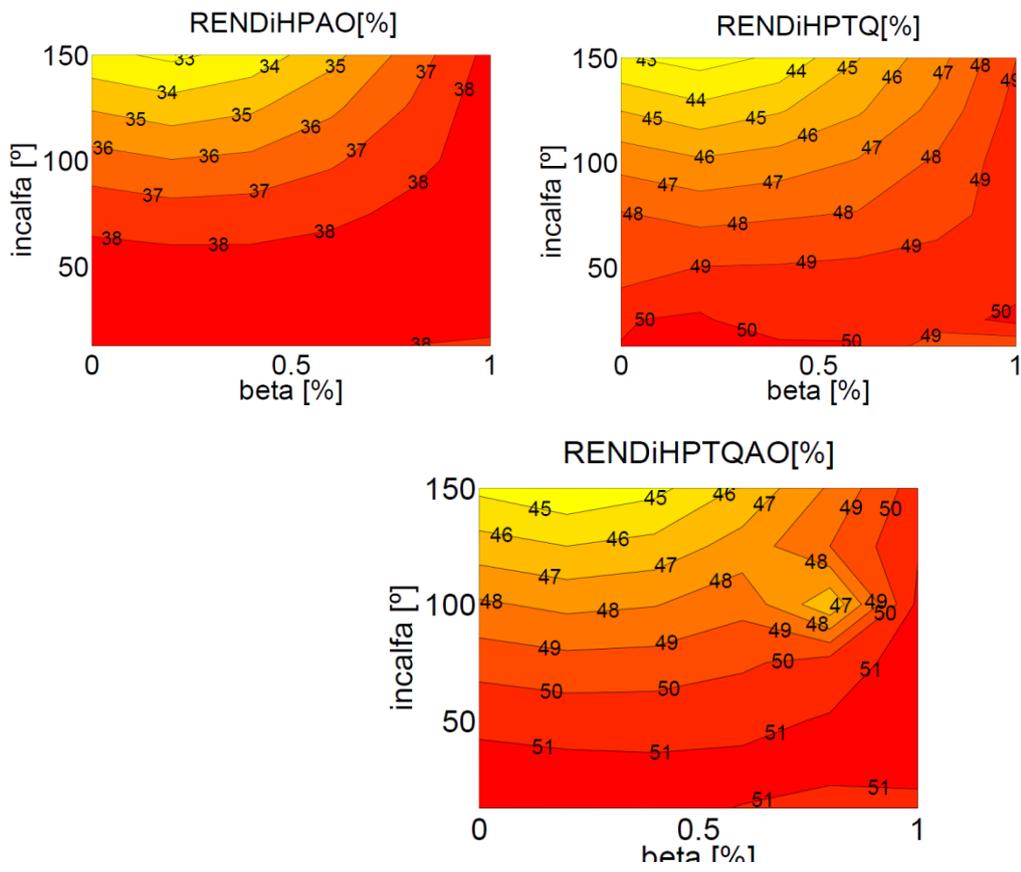
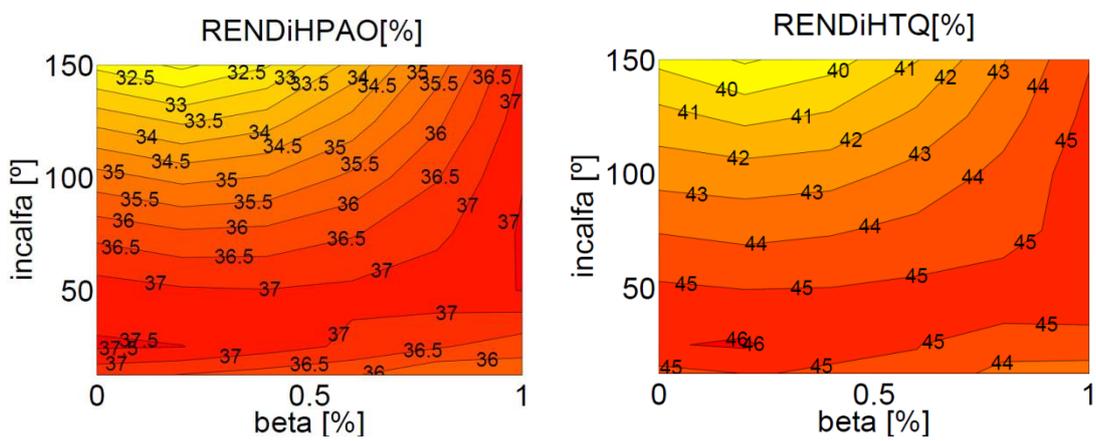


Ilustración 22. Rendimiento indicado en el ensayo 1000@50

3. 1000@100:



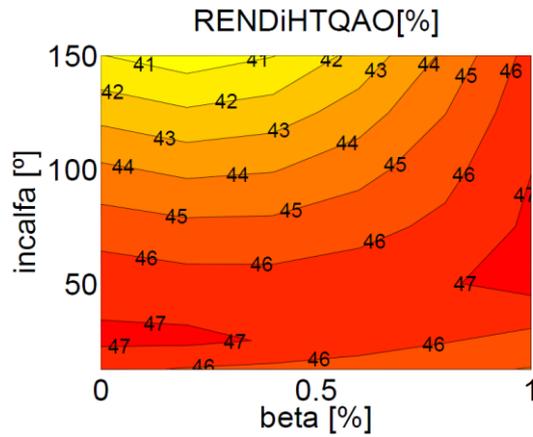
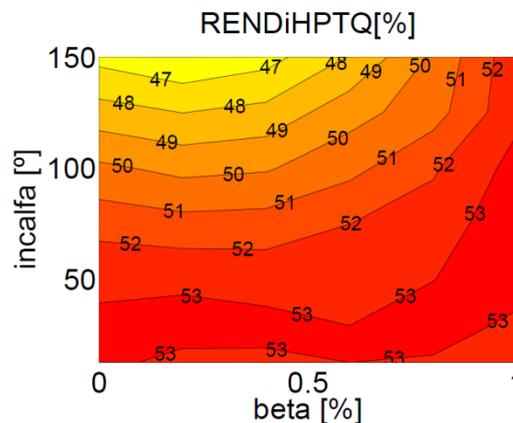
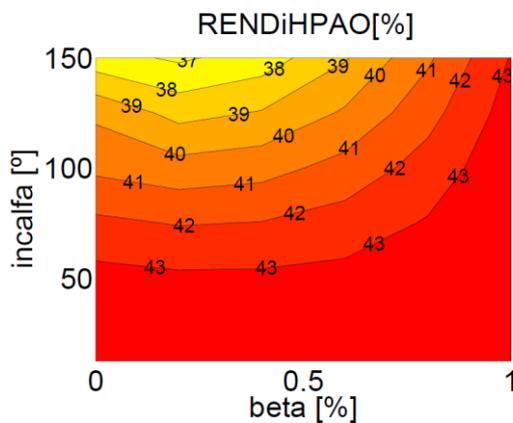


Ilustración 23. Rendimiento indicado en el ensayo 1000@100

En el punto de bajas vueltas, a 1000 rpm se puede apreciar como el rendimiento sufre un aumento pronunciado al pasar de un ciclo con el SoC optimizado pero con pérdidas por transmisión de calor a unos sin ellas, siendo aún más elevado este rendimiento cuando además de ser el ciclo adiabático la combustión comienza en el momento adecuado. Esta tendencia es común en a los tres porcentajes de carga analizados, sin embargo, a pesar de que al variar la carga de una muy baja (25%) a una media (50%) la mejora del rendimiento es notable, incluso sin descontar ningún tipo de pérdida, esto no sucede al pasar de medias a altas cargas (100%). Este podría ser un primer indicio de que alcanzada una carga mínima el rendimiento del motor es más o menos estable o mejor dicho, independiente de la misma. Se deberá profundizar más en este aspecto con los siguientes estudios.

4. 2500@25:



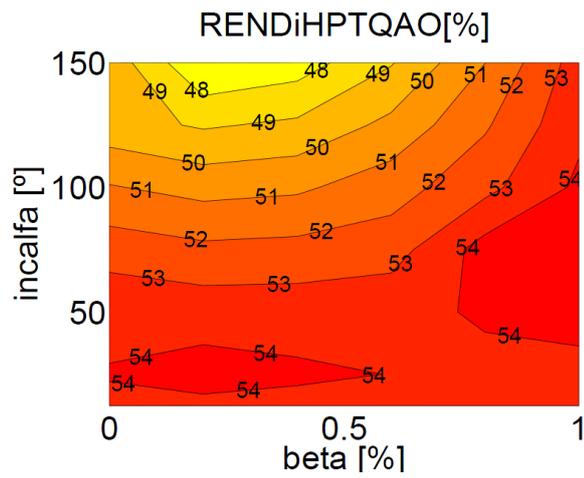


Ilustración 24. Rendimiento indicado en el ensayo 2500@25

5. 2500@50:

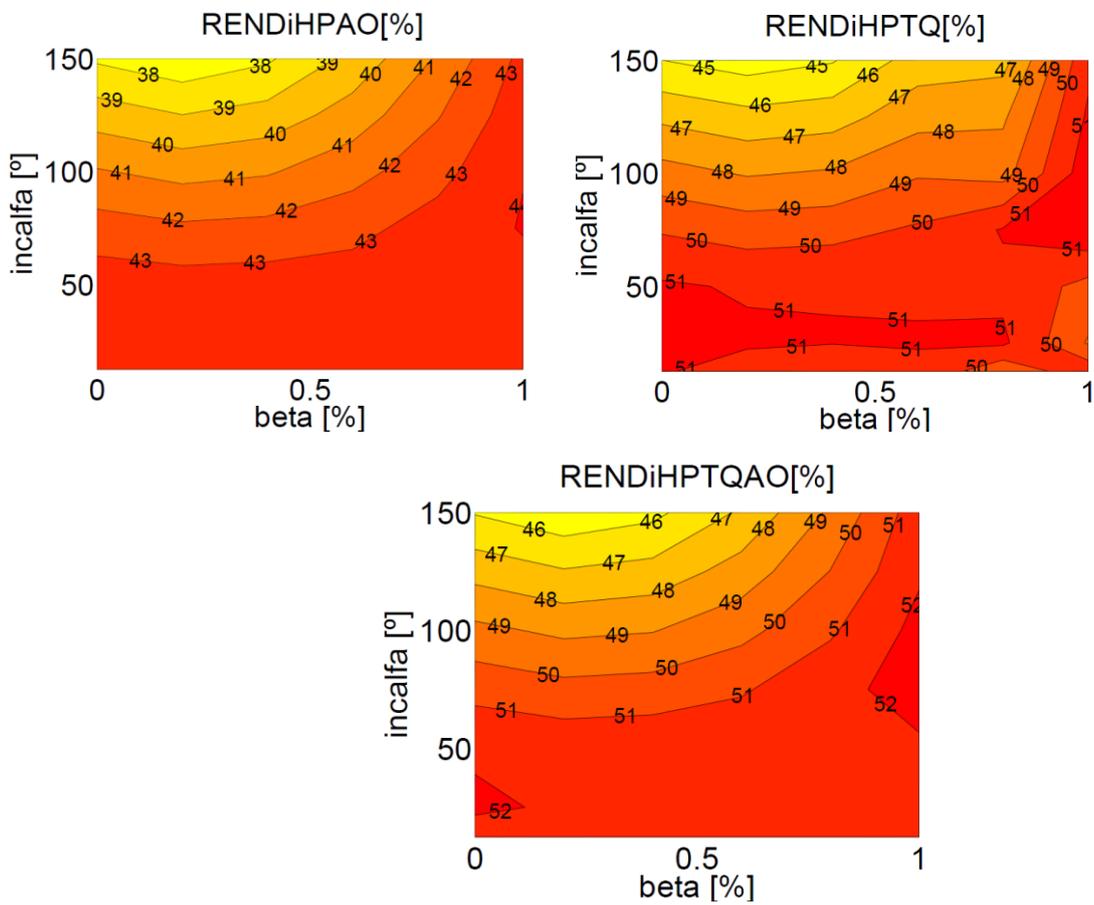


Ilustración 25. Rendimiento indicado en el ensayo 2500@50

6. 2500@100:

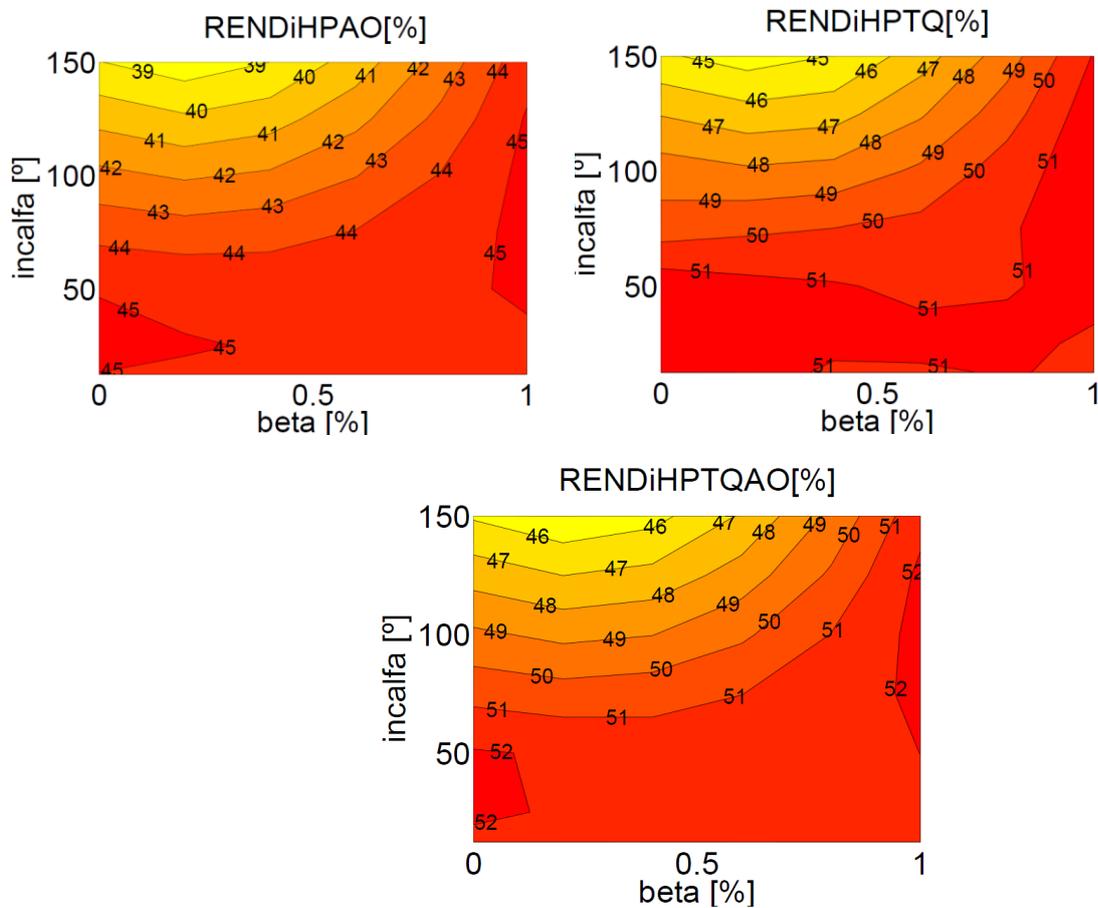


Ilustración 26. Rendimiento indicado en el ensayo 2500@100

Una vez más se aprecia una mejora notable del rendimiento al descontar las principales causas de pérdidas en la cámara, sin embargo en este punto de trabajo, parece que el aumento del rendimiento en relación al aumento de carga solo se aprecia, y de manera muy ligera, al pasar de medias al altas cargas.

7. 4000@25:

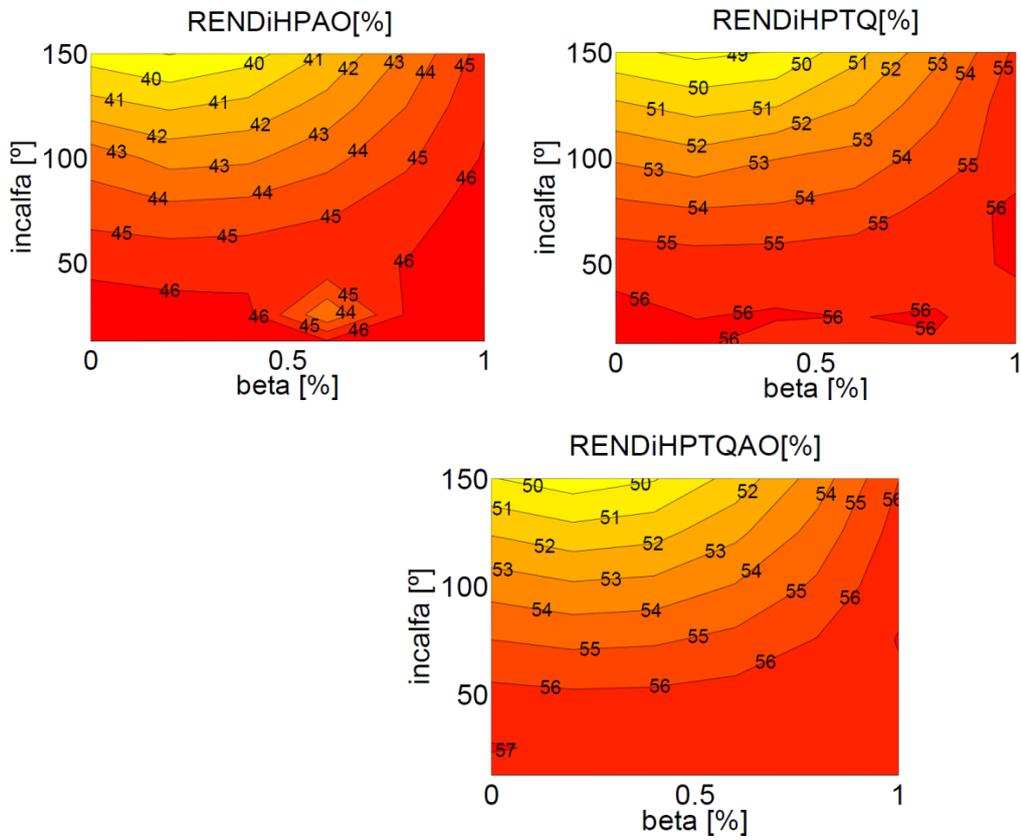
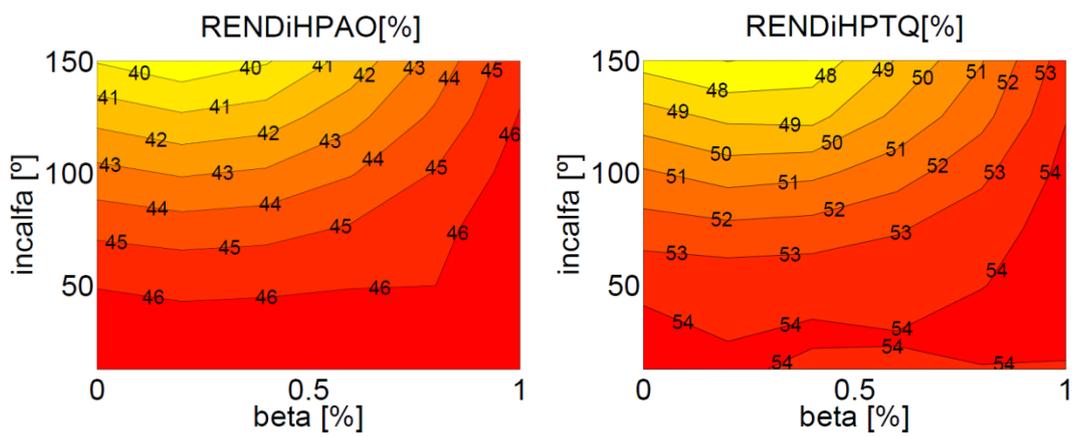


Ilustración 27. Rendimiento indicado en el ensayo 4000@25

8. 4000@50:



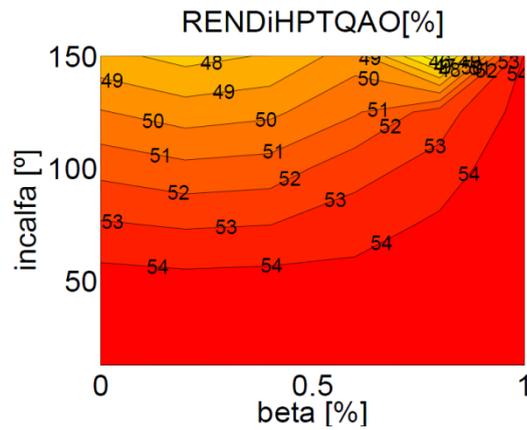


Ilustración 28. Rendimiento indicado en el ensayo 4000@50

9. 4000@100:

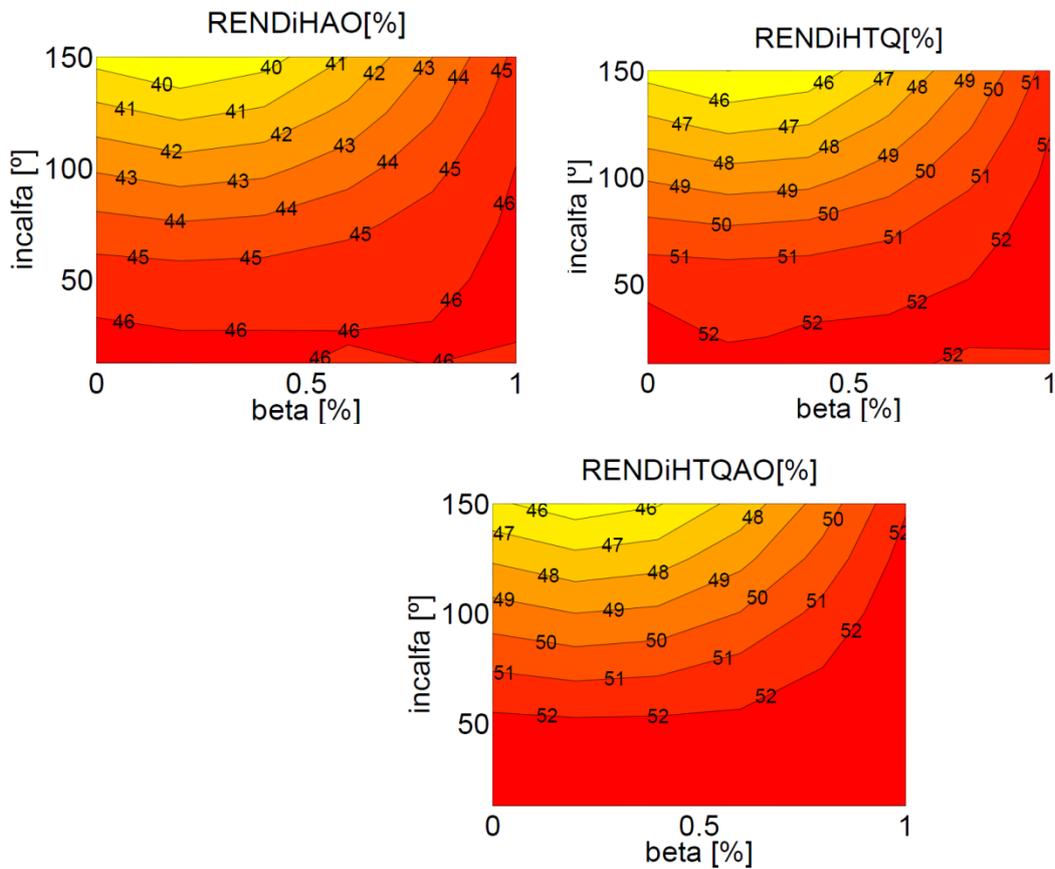


Ilustración 29. Rendimiento indicado en el ensayo 4000@100

En el punto de altas rpm se puede afirmar que el hecho de aumentar la carga no afecta al rendimiento, manteniéndose este en torno a un valor de partida constante (del 40 al 46 %) en el primer supuesto en el que únicamente se tiene un ciclo con un avance de la inyección optimizado. Así mismo, es destacable, que si bien si se consigue una mejora del rendimiento al eliminar causas de pérdidas, esta en términos porcentuales es menor que en puntos con rpm más bajas.

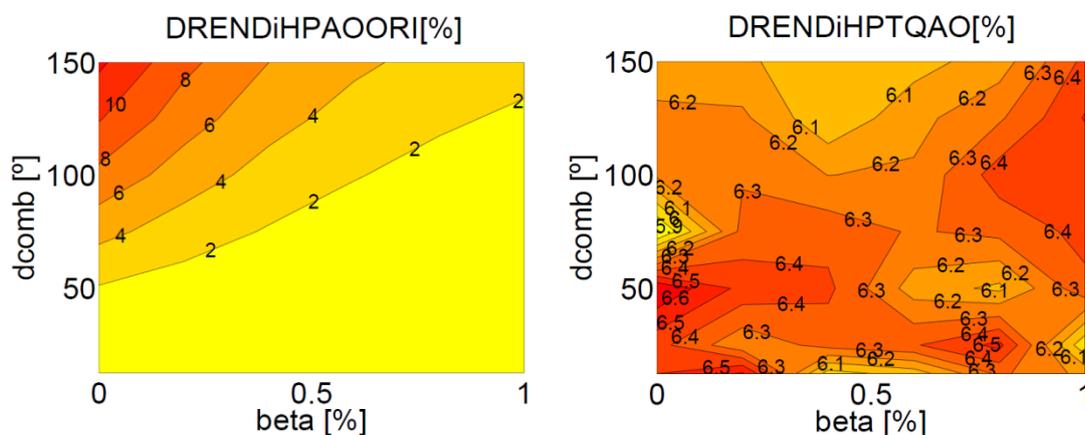
En conclusión, en primer lugar se debe apuntar que el rendimiento indicado a alta presión (de ahora en adelante nos referiremos a él como rendimiento) aumenta a medida que aumenta el régimen de giro de manera acusada, y a su vez, también parece aumentar, aunque de manera más ligera y no de manera uniforme, al crecer el grado de carga.

Si se pasa a analizar el efecto de la proporción de la premezcla y la duración de la difusión, se ve como el rendimiento crece progresivamente a medida que aumenta el peso de la premezcla (crece β) y la combustión se hace más corta. Al contrario, los valores más bajos de rendimiento se dan para combustiones con mucha importancia de la difusión y duraciones prolongadas. Este comportamiento parece generalizado y común a todos los puntos de trabajo, independientemente de su carga y sus rpm.

De todas formas parece que, en general, exceptuando algunos ensayos concretos, a partir de un cierto valor de la duración de la combustión, de unos 20° como máximo, lo que supone combustiones muy cortas, el rendimiento tiende a estabilizarse en torno a un máximo siendo independiente del peso de la componente premezclada en la ley de liberación de calor.

En un análisis general de la influencia de la duración de la combustión y el peso de la premezcla, se puede afirmar que optimizando ambas nos movemos en un rango de rendimientos entre el 33 y el 47 %, esto es en el caso de trabajar con un ciclo indicado con todas las pérdidas incluidas, en el que solo se optimiza el SoC.

En cuanto a la influencia de las distintas causas de pérdidas analizadas se va a estudiar en un punto de trabajo (concretamente el de 2500 rpm y 100% de carga, ya que las tendencias son similares en todos los puntos) como evoluciona el rendimiento al descontar sucesivamente las pérdidas analizadas. Para ello se muestran los siguientes mapas en los que se puede ver en valor absoluto la diferencia entre el ciclo anterior calculado, es decir, el ciclo con la pérdida a estudiar incluida, y el ciclo descontando dicha pérdida. Se aclara que el primer diferencial de rendimientos calculados es entre el ciclo original, es decir sin un avance de la inyección ajustado al óptimo y un ciclo con este ajustado.



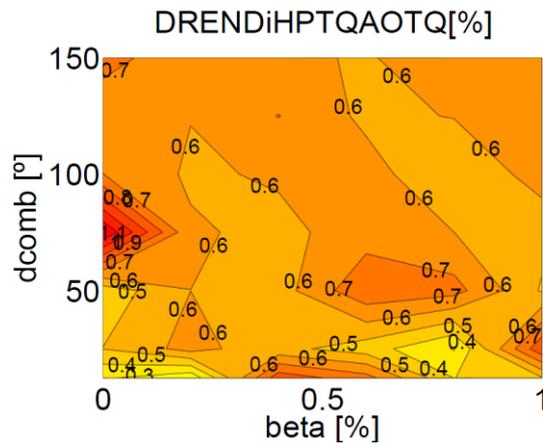


Ilustración 30. Diferencial del rendimiento indicado en el ensayo 2500@50

Como era previsible, al descontar las pérdidas progresivamente el rendimiento aumenta: es mayor al considerar la adiabaticidad del motor que considerando solo el inicio de la combustión en el punto óptimo llegando a mejoras de 10 puntos porcentuales en algunos casos, y mayor en el caso del motor adiabático y con su inicio de la combustión recalculado. Sin embargo, si es conveniente destacar que el mayor incremento generalizado del rendimiento se consigue al considerar condiciones adiabáticas, logrando aumentar el rendimiento en torno a 6 o 7 puntos porcentuales. Este comportamiento es completamente lógico, considerando que ahora el calor que no se pierden por pérdidas a través de las paredes del motor se convertirá en potencia indicada, es decir, en potencia generada por los gases dentro de la cámara. Además es importante señalar que esta optimización del rendimiento es generalizada y no depende de la duración ni del peso de la premezcla.

El aumento al recalcular el avance óptimo es notable pero mucho menor, en torno a 2 o 3 puntos porcentuales en las zonas con poca duración y alta premezcla (donde el rendimiento ya era alto), siendo mucho mayor, sobre 6 a 10 puntos en los puntos en los que las condiciones eran más desfavorables (combustiones largas y prácticamente difusivas). La razón de estos resultados cabe atribuirlos a que al imponer combustiones muy largas sin modificar el avance respecto a la referencia, la combustión comenzará muy pronto durante la compresión, por lo que es imprescindible optimizar el SoC para obtener resultados aceptables.

En último lugar el recalcular el avance óptimo en condiciones adiabáticas supone una mejora del rendimiento menos importante, menor de 1 punto porcentual, pero independiente de las características de la combustión. Puede concluirse por tanto que una vez optimizado el SoC y posteriormente eliminada la transmisión de calor, el potencial de mejora es muy pequeño y no depende de la forma de la combustión.

Es importante resaltar que los aumentos de potencia estudiados no están relacionados con las pérdidas mecánicas que podamos tener y, por tanto, no puede afirmarse que al aumentar el rendimiento indicado lo haga también el efectivo.

- Presión máxima en cámara:

1. 1000@25:

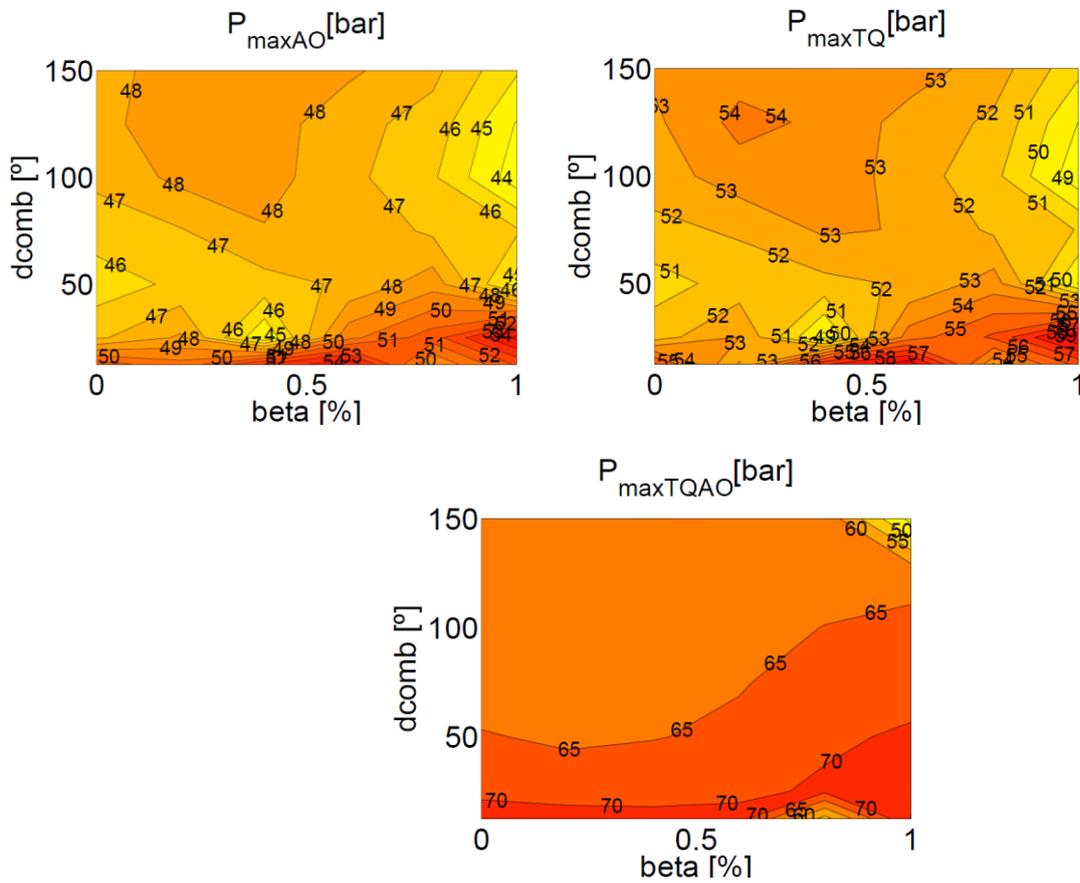
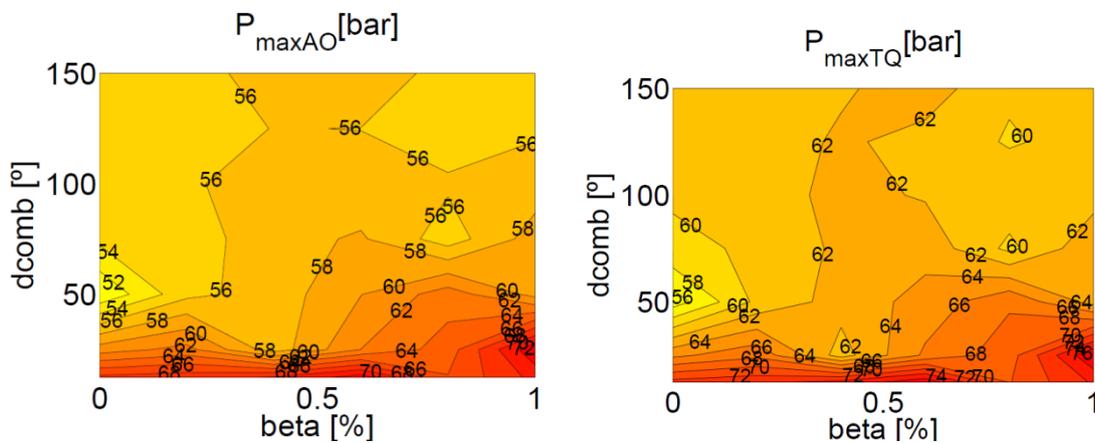


Ilustración 31. Presión máxima en el ensayo 1000@25

2. 1000@50:



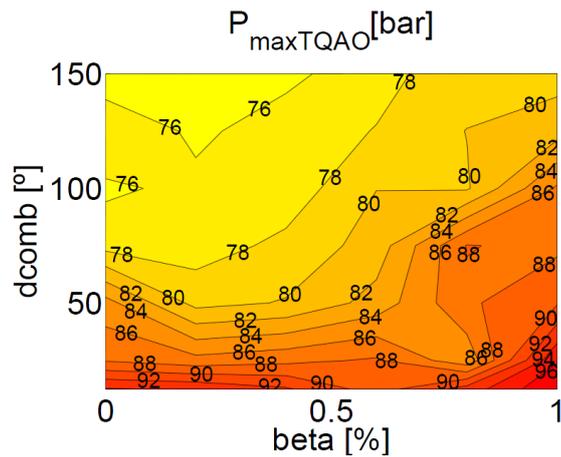


Ilustración 32. Presión máxima en el ensayo 1000@50

3. 1000@100:

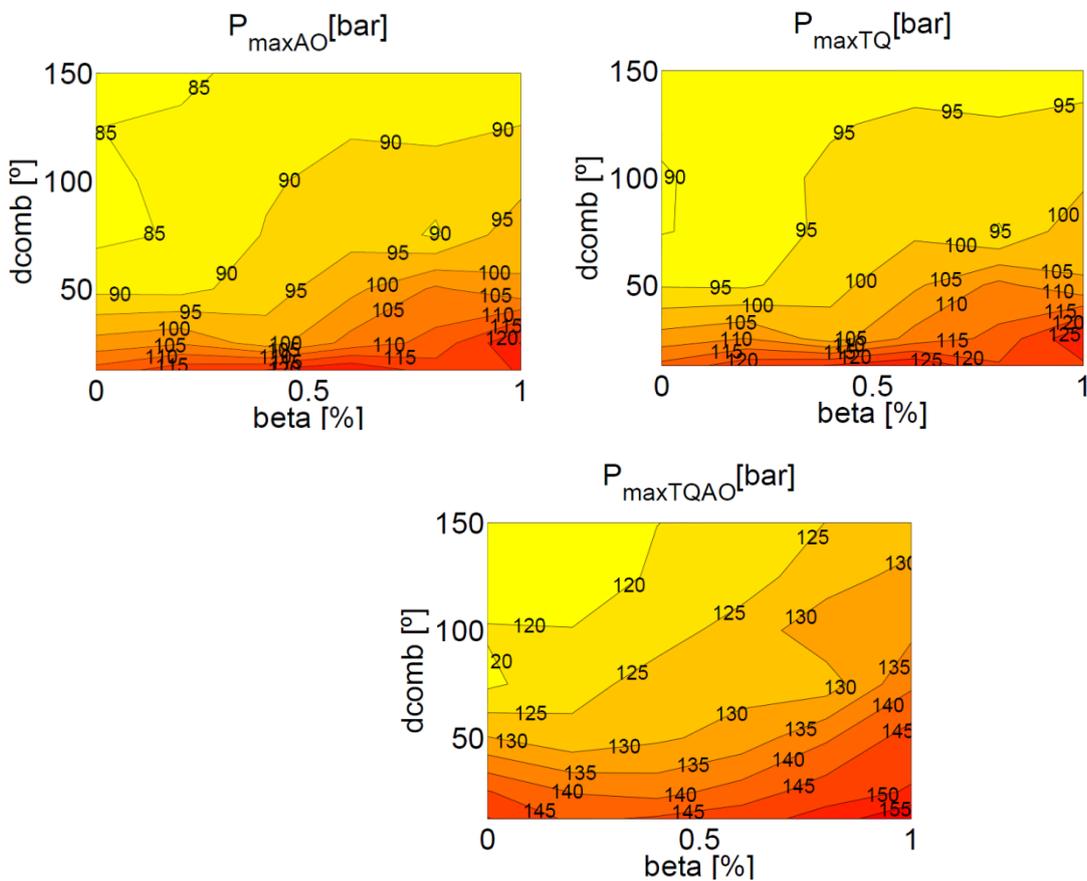


Ilustración 33. Presión máxima en el ensayo 1000@100

En primer lugar es señalable que la variación de la presión máxima en cámara (p_{max}) no sigue una distribución similar a la del rendimiento, al menos, al calcular los ciclos con SoC óptimo y adiabáticos, si bien, en el ciclo adiabático con inicio de la combustión óptimo el patrón de comportamiento es algo más parecido. Esto es, básicamente que en los primeros casos es mucho más influyente la duración de la combustión que el peso de la premezcla sobre la p_{max} , aumentando de manera considerable al ser

menor el tiempo disponible para la combustión. Por otro lado parece claro que a mayores cargas mayores presiones alcanzadas.

4. 2500@25:

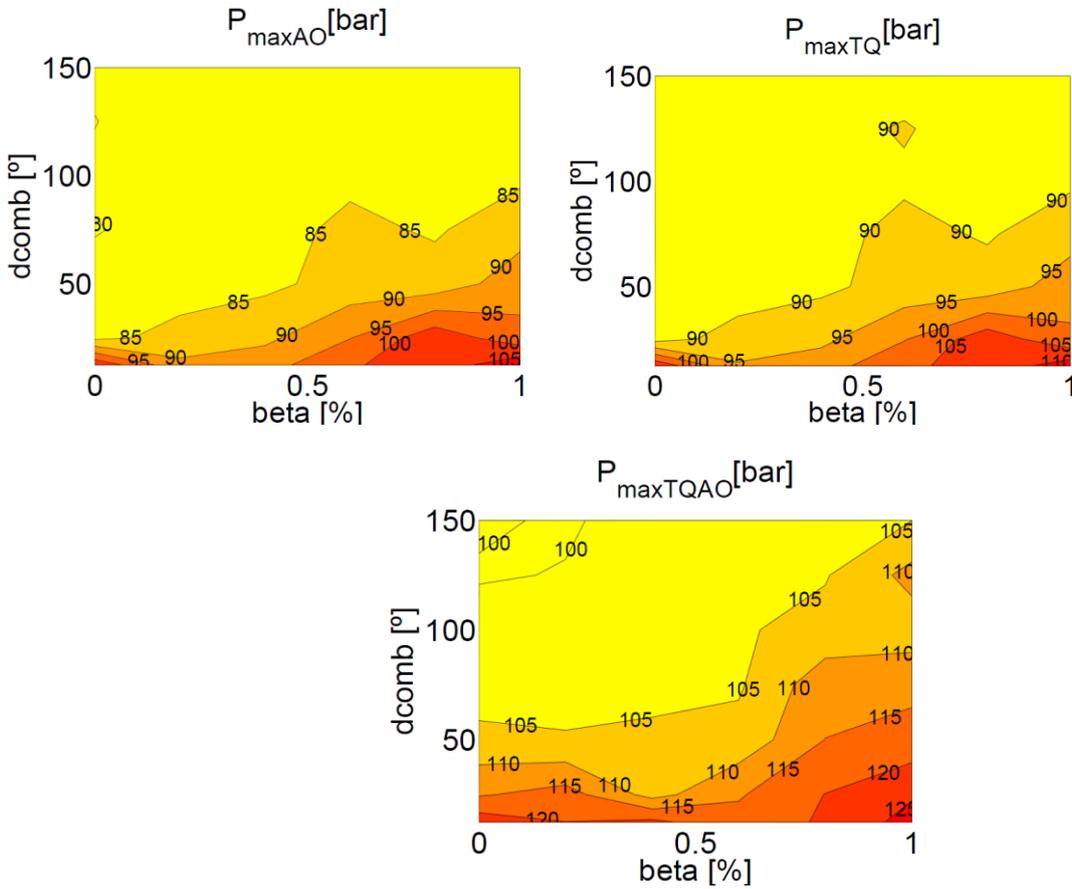
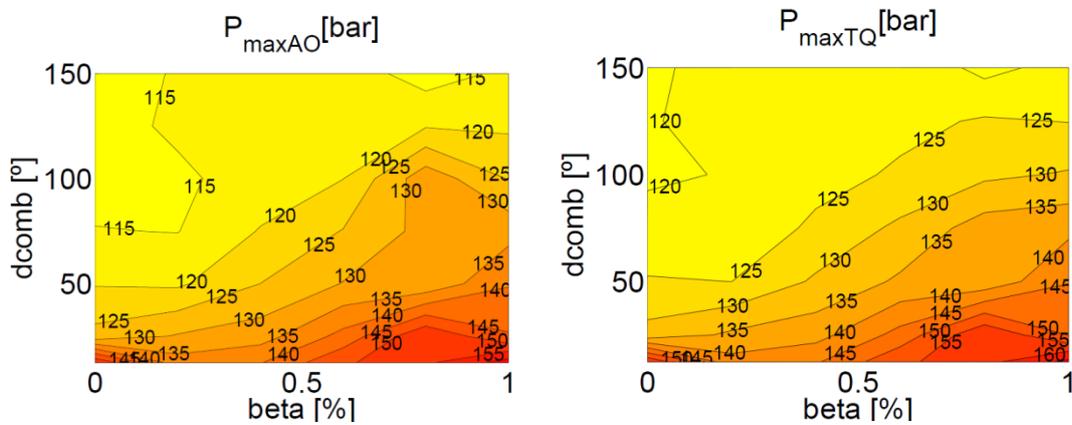


Ilustración 34. Presión máxima en el ensayo 2500@25

5. 2500@50:



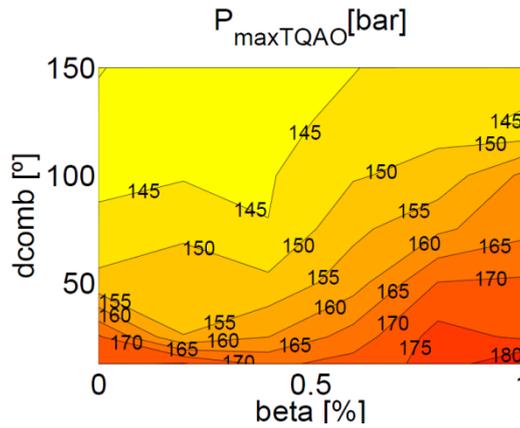


Ilustración 35. Presión máxima en el ensayo 2500@50

6. 2500@100:

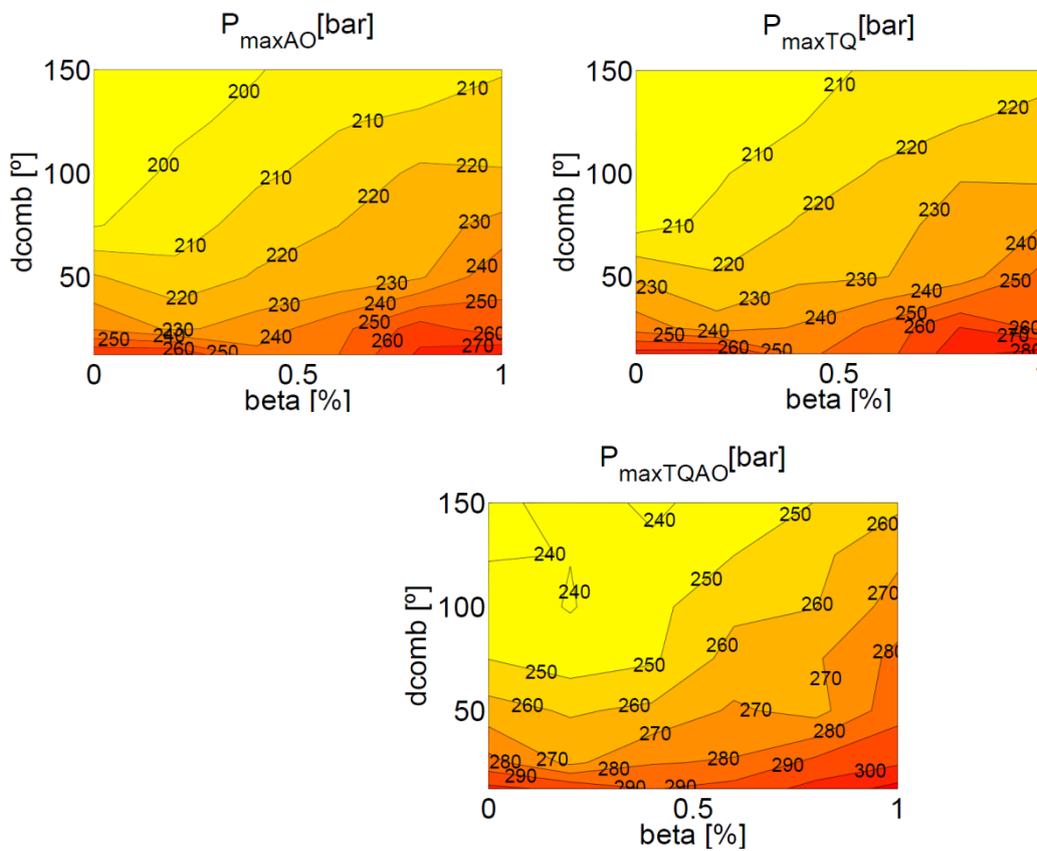


Ilustración 36. Presión máxima en el ensayo 2500@100

Al aumentar el régimen, trabajando a 2500 rpm se ve como la distribución de la variación de p_{max} sigue sin parecerse a la del rendimiento, es decir, el factor más influyente sigue siendo la duración de la combustión siendo prácticamente irrelevante la proporción de la premezcla (que si parece algo más destacable en el caso del ciclo adiabático con SoC optimizado). Sigue destacando un crecimiento de la presión muy acusado cuando, además, de trabajar con un ciclo adiabático en este se calcula el SoC óptimo. Ya puede entreverse que este crecimiento pronunciado de la presión podría ser el causante de

que la variación del rendimiento entre el ciclo adiabático y el adiabático con SoC óptimo sea mínimo. Por otro lado, la tendencia a la alza de la presión con la carga parece confirmarse y también su aumento con el régimen de giro.

7. 4000@25:

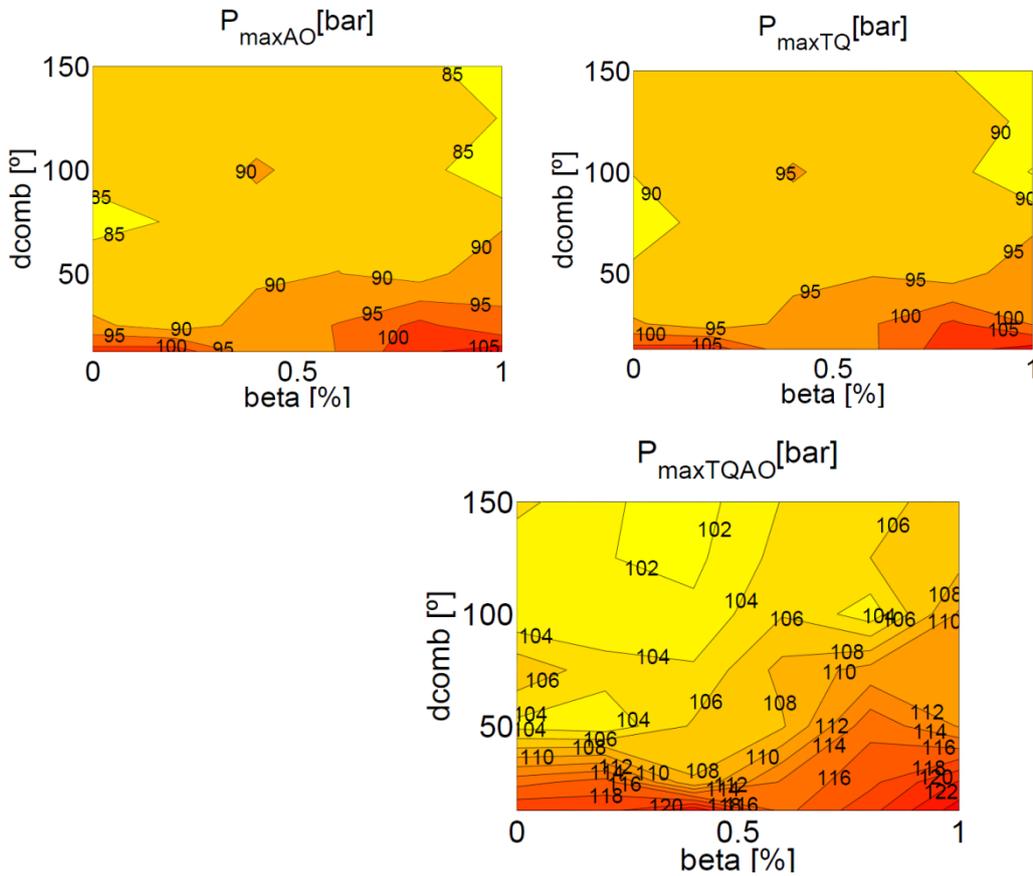
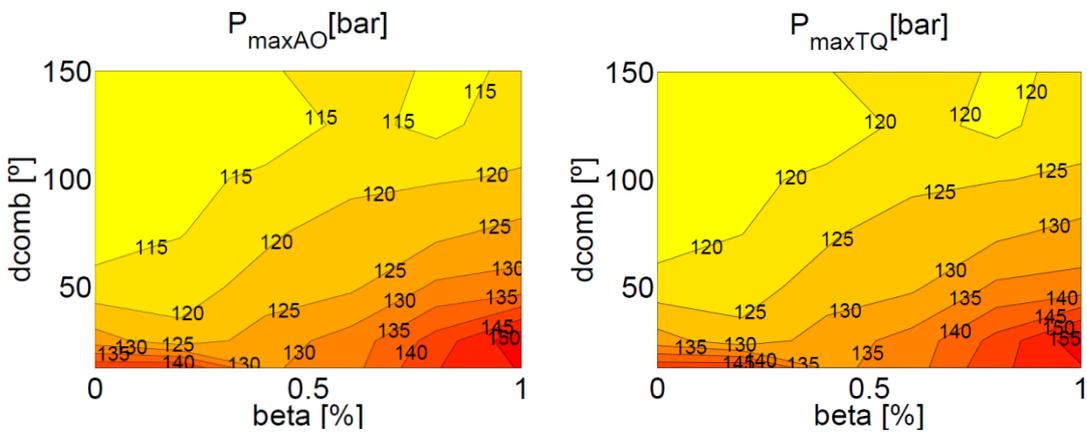


Ilustración 37. Presión máxima en el ensayo 4000@25

8. 4000@50:



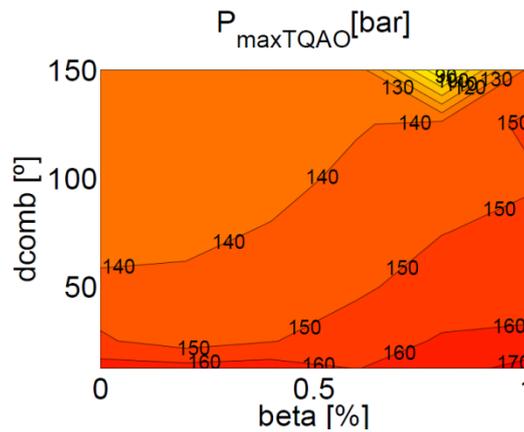


Ilustración 38. Presión máxima en el ensayo 4000@50

9. 4000@100:

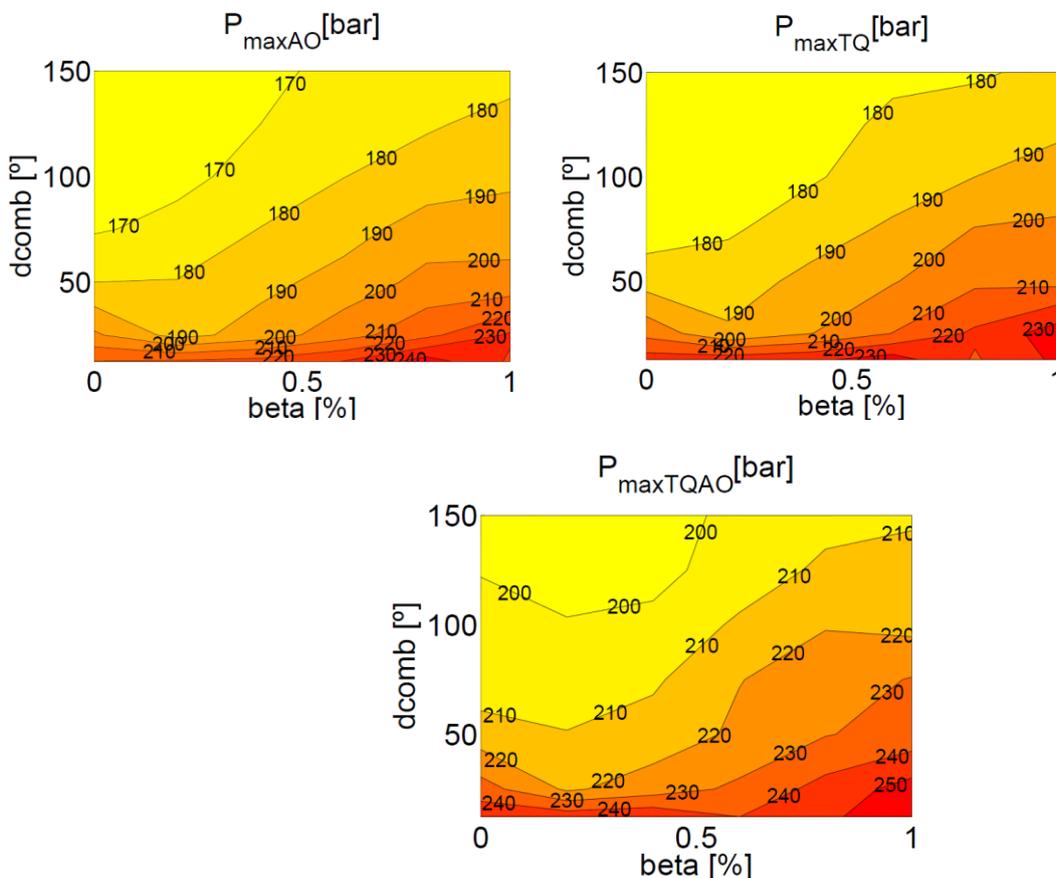


Ilustración 39. Presión máxima en el ensayo 4000@100

Aunque a grandes rasgos las tendencias señaladas en los puntos de menor régimen parecen cumplirse, se podría decir que a alto régimen el comportamiento es más parecido al del rendimiento, ya que parece que la influencia de la proporción de la mezcla es algo más significativa que en los otros puntos de trabajo, si bien sigue siendo mayor la variación de la pmax con respecto a la duración de la combustión

Finalmente, como en el caso del rendimiento, la presión máxima alcanzada en cámara sufre un aumento progresivo al incrementar el régimen de giro y ahora también aparece un claro incremento con el grado de carga. A bajo régimen, 1000 rpm, se parte de valores entorno a los 45 bar con un 25% de carga y se alcanzan los 85 bares a plena carga. Del mismo modo a alto régimen, 4000 rpm, el valor de la presión máxima crece con el grado de carga pero partiendo de valores iniciales mucho más altos, alrededor de 90 bares a baja carga y pasando a los 220 bares a plena carga.

Dicho esto y fijando el interés en el efecto de cambiar la duración de la combustión y el peso de la premezcla en la ley de combustión se nota que el aumento de la presión en cámara está básicamente influido por el tiempo disponible para la combustión aumentando al disminuir este, siendo la importancia en la variación de la premezcla claramente menos significativa. Con combustiones cortas y muy premezcladas las presiones alcanzadas en cámara son máximas. Como se explicó en el estudio aislado de la variación de cada parámetro por separado, al acortar la combustión o hacer más importante la componente premezclada, las leyes se tornan más picudas; con estas leyes más rápidas la presión alta y la elevada temperatura que se alcanza en cámara aumentan la transmisión de calor.

Así mismo, si se consideran leyes de liberación de calor principalmente más lentas o también con una combustión en su mayor parte difusiva, las presiones instantáneas que se alcanzan son menores. Si se visualizan las leyes de combustión se observa como suavizan su perfil, es decir, la combustión se lleva a cabo en un tiempo mayor y de manera menos violenta lo que explica las presiones menores que se tienen en cámara.

Para una mejor comprensión visual tenemos la siguiente imagen:

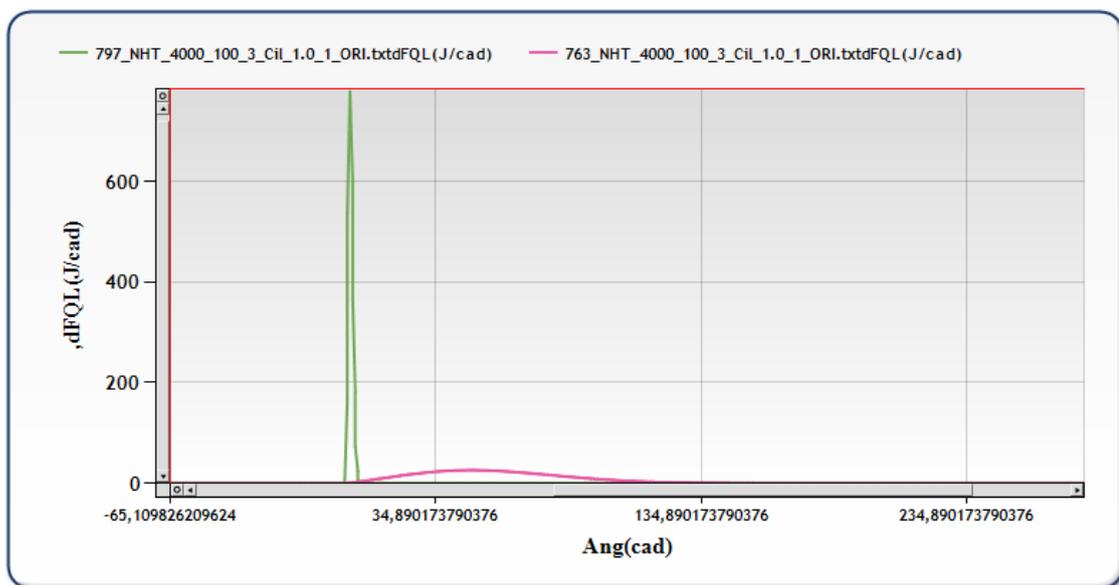


Ilustración 40. $dFQL$ de dos leyes opuestas en premezcla y duración

Se estudiará ahora cómo afectan los distintos efectos considerados en el motor, de la misma manera que se hizo con el rendimiento, a partir del punto 2500 rpm y 50% de carga, admitiendo que los resultados y las tendencias generales se pueden extrapolar al resto de puntos de funcionamiento.

(Aclarar que, en este estudio, el nombre DP_{max} hace referencia al diferencial de presión en cámara al considerar, uno tras otro, los diferentes efectos):

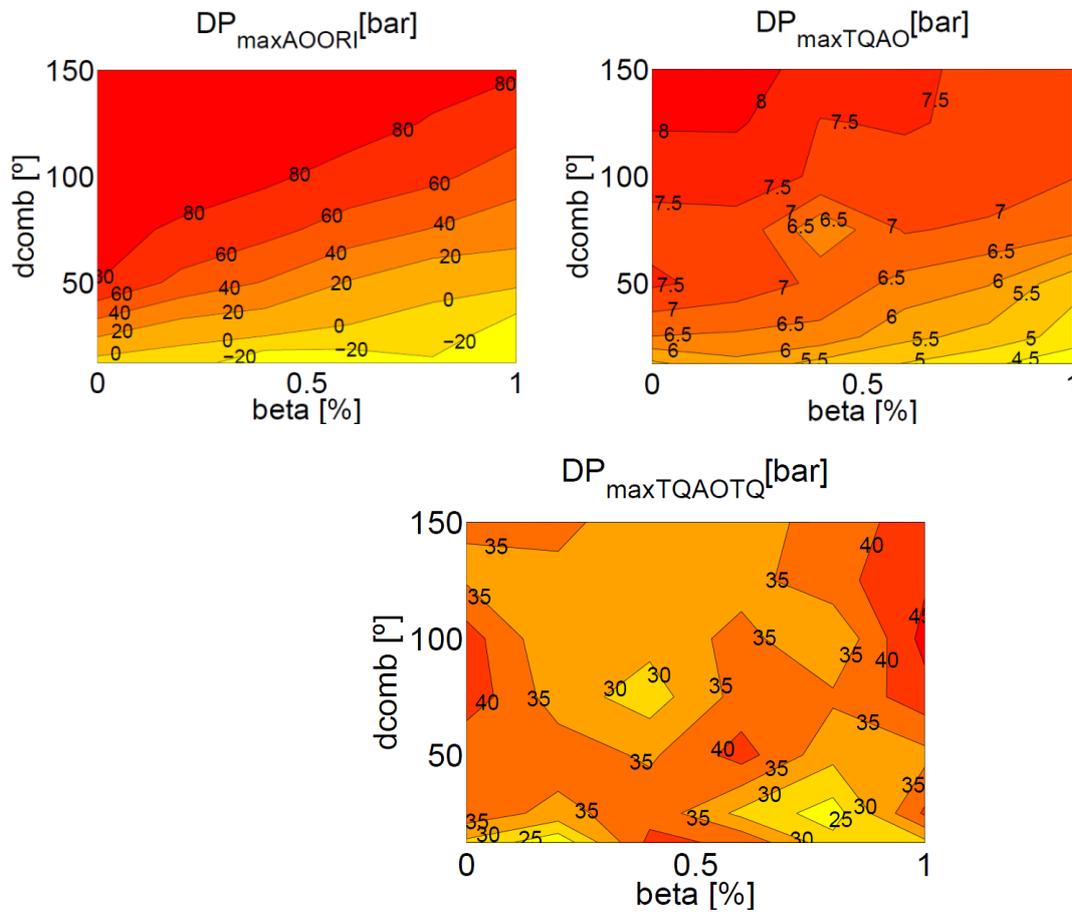


Ilustración 41.Diferencial de la presión máxima en el ensayo 2500@50

A través de los mapas anteriores se puede ver como varía la presión máxima en cámara a medida que se van considerando diferentes efectos.

En el caso de incluir el avance óptimo la presión aumenta en los puntos en los que antes era más baja y disminuye en aquellos puntos en los que alcanzaba sus valores máximos. Es decir, como su propio nombre indica, optimiza el proceso restringiendo la presión y acotándola dentro de un rango más razonable con valores menos extremos. Cabe destacar que la variación en valor absoluto es acusada, de hasta 80 bares en las combustiones más lentas y con mayor componente difusiva. La razón se ha comentado antes para el análisis del rendimiento: al comenzar la combustión en el momento óptimo esta se adelanta al PMS y por tanto, se empieza a quemar mezcla unos grados antes, durante la etapa de combustión. Debido a esta combustión avanzada la presión evoluciona hasta que se alcanza dicho PMS y las presiones finales son, de este modo, mayores.

Al considerar el cilindro adiabático la presión experimenta cambios menos acusados. Sigue aumentando más en los puntos en los que se alcanzaban presiones más bajas, pero ahora no disminuye

en ningún punto. Más bien aumenta en menor medida en las combustiones más cortas y premezcladas en las de por si los valores de la presión ya son más altos.

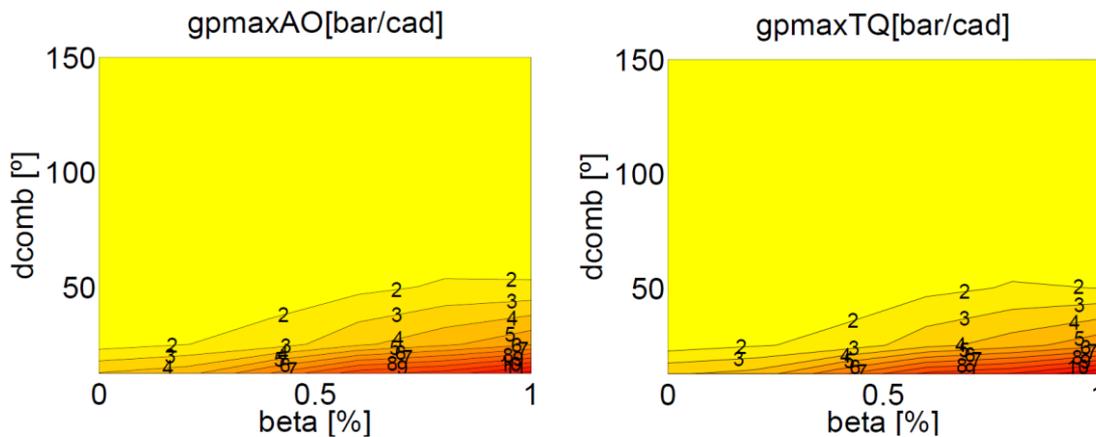
Por último, cuando SiCiclo recalcula el punto óptimo del inicio de la combustión considerando el motor adiabático la presión se amplifica una vez más y esta vez el incremento vuelve a ser importante, alrededor de unos 30 bares. Se debe hacer una vez más incapié en el hecho de que existe un gran aumento de la p_{max} cuando se pasa de un ciclo adiabático a uno adiabático y con inicio de la combustión optimizado. Dicho aumento de la presión tan acusado en cámara se traduce en un aumento del rendimiento casi mínimo (inferior al 1% como se vio en el análisis de la variación del rendimiento con los efectos). Es decir, con presiones demasiado altas las mejoras que se pueden alcanzar en el rendimiento se ven restringidas.

Por otra parte, a partir del mapa considerado no se puede establecer un patrón específico relacionado con el porcentaje de la premezcla y la duración de la difusión, aunque si es notable la mayor influencia de este último parámetro.

En conclusión parece claro que el efecto más influyente sobre la presión no es la adiabaticidad del motor sino el hecho de comenzar la combustión en el punto más conveniente. De esta manera, al empezar la ley de liberación de calor en su punto óptimo los valores de la presión se incrementan en mayor medida traduciéndose esto en menores incrementos del rendimiento en algunos casos, cuando las presiones son muy elevadas. .

- **Gradiente de presión máxima:**

1. 1000@25:



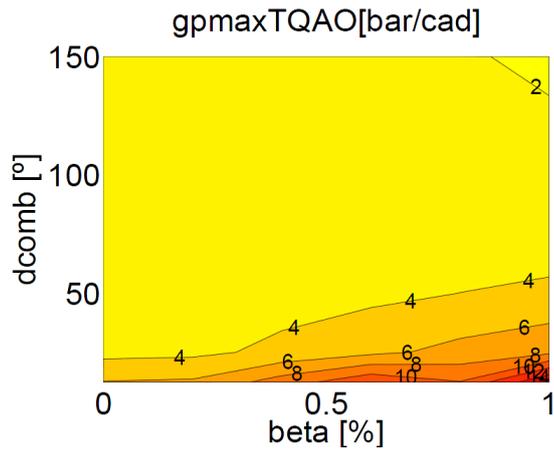


Ilustración 42. Gradiente de presión en el ensayo 1000@25

2. 1000@50:

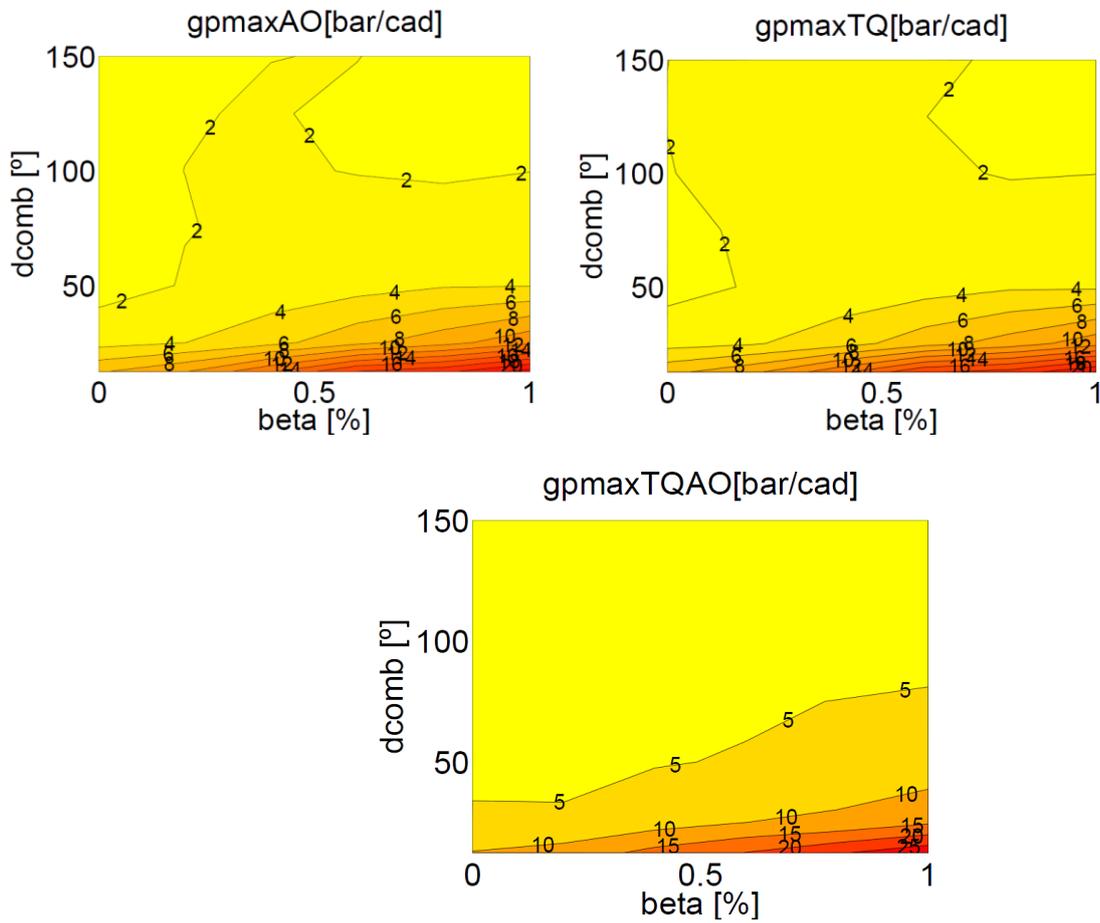


Ilustración 43. Gradiente de presión en el ensayo 1000@50

3. 1000@100:

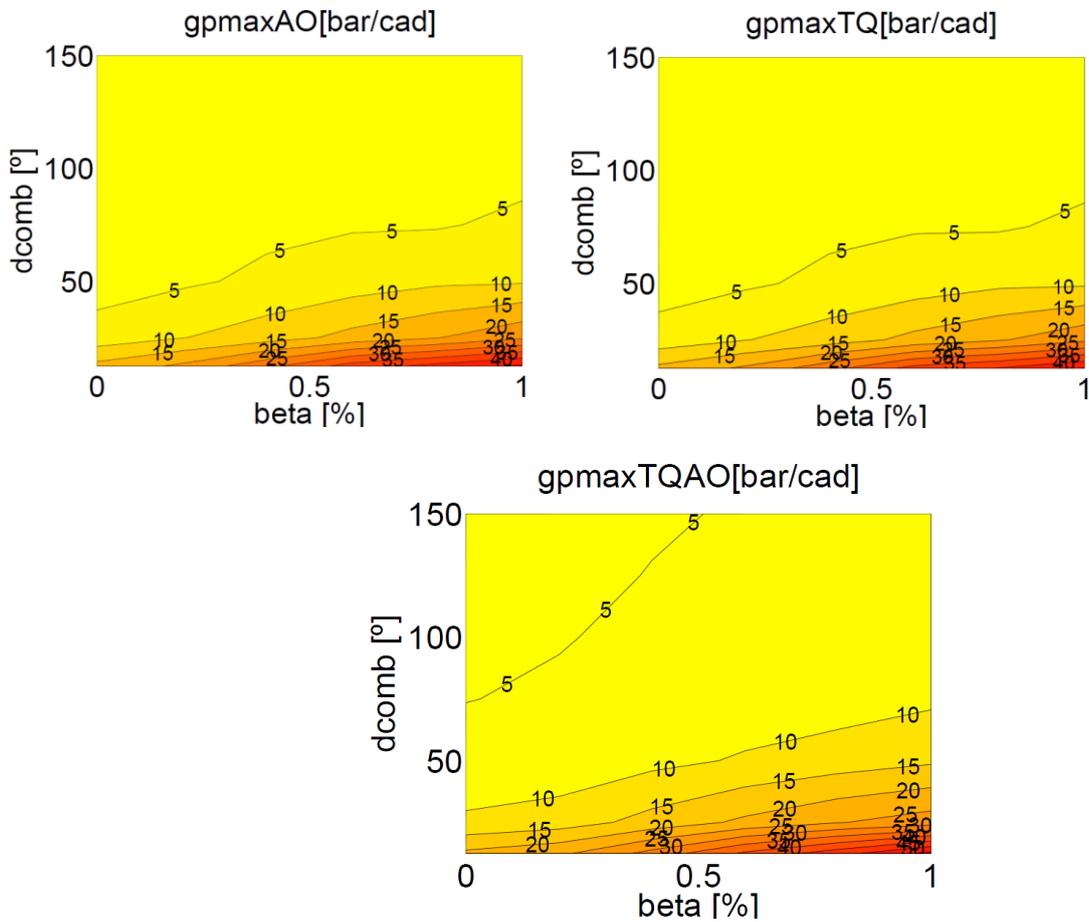


Ilustración 44. Gradiente de presión en el ensayo 1000@100

Se observa en el caso del gradiente de presión en cámara una tendencia similar al caso de la presión máxima estudiada con anterioridad, esto en cuanto a la distribución. Pero existe a la vez una clara diferencia y es que el gpm se ve más influido por la componente premezclada que por la duración de la combustión, creciendo fuertemente al pasar de combustiones completamente difusivas a completamente premezcladas. Por otro lado, parece que los mayores incrementos se dan al pasar de un ciclo adiabático con uno adiabático y con SoC óptimo, lo que está en consonancia con la tendencia establecida para la presión máxima en cámara aunque esto solo ocurre con bajas cargas.

4. 2500@25:

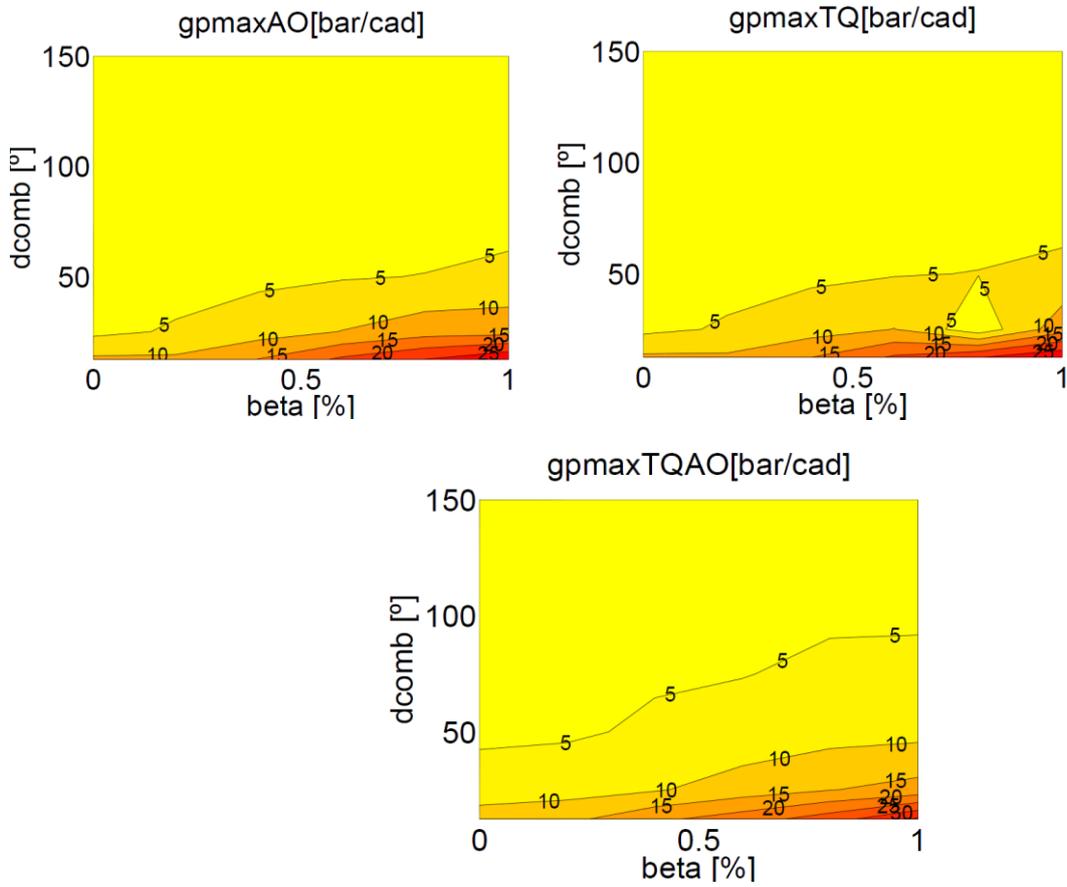
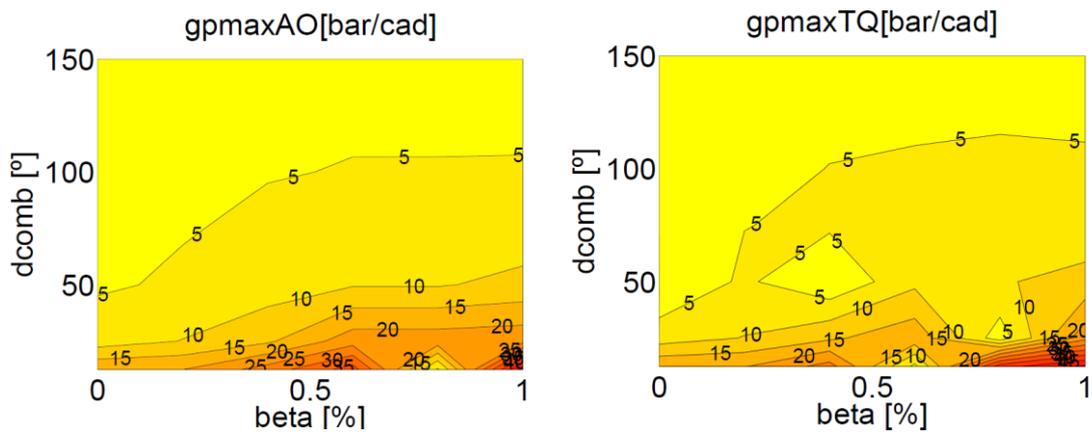


Ilustración 45.Gradiente de presión en el ensayo 2500@25

5. 2500@50:



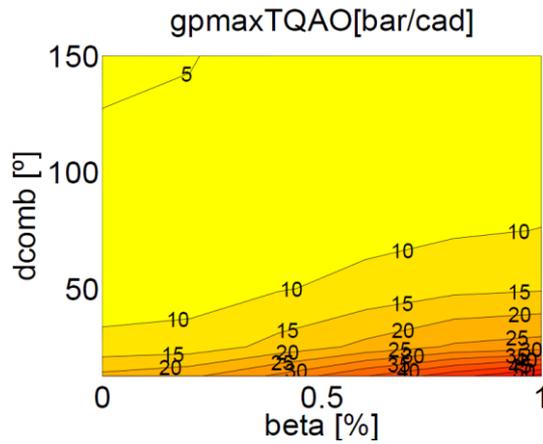


Ilustración 46. Gradiente de presión en el ensayo 2500@50

6. 2500@100:

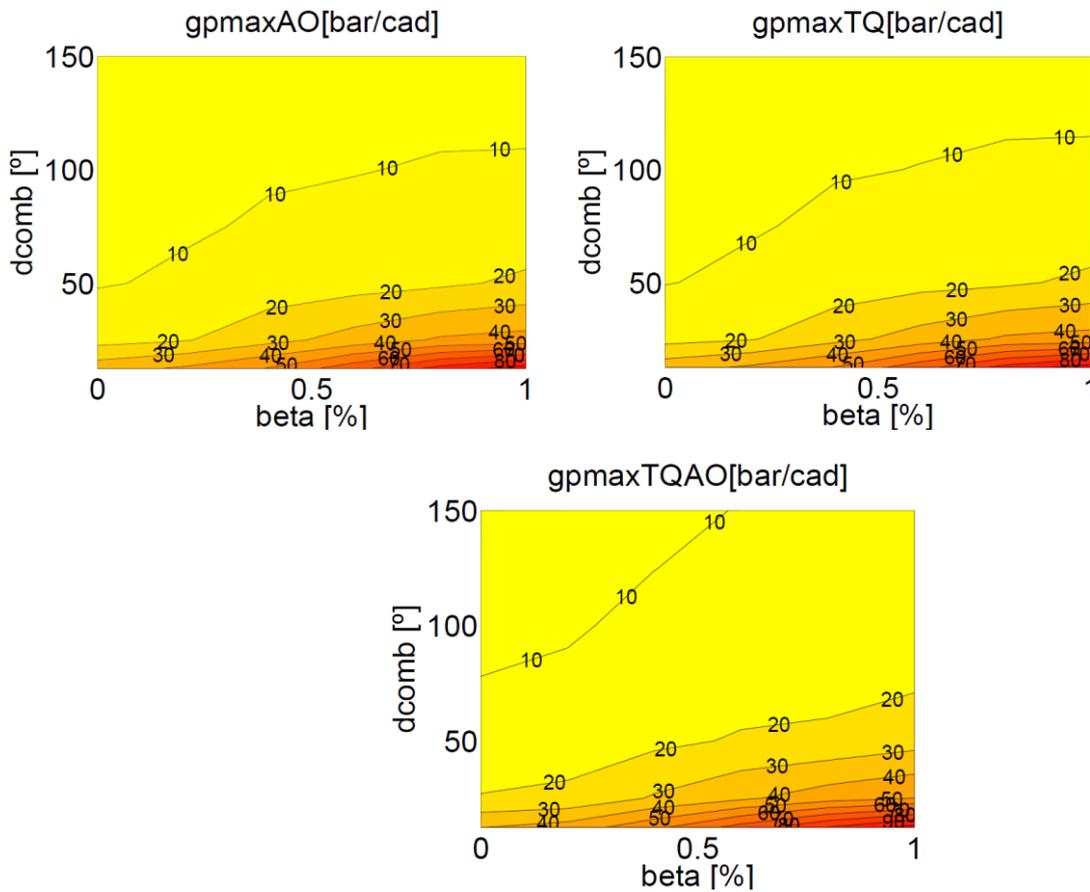


Ilustración 47. Gradiente de presión en el ensayo 2500@100

Una vez más la tendencia del gpmax es a aumentar cuando lo hace la componente premezclada de manera notable, y más ligeramente cuando disminuye la duración de la combustión. Así mismo, los valores del gpmax parecen crecer cuando se alcanzan altas cargas. Destacar también, que en los dos puntos estudiados hasta ahora la optimización del proceso mediante el descuento de las pérdidas parece

tener una influencia secundaria en el gradiente de presión siendo su principal causa de cambio la componente β .

7. 4000@25:

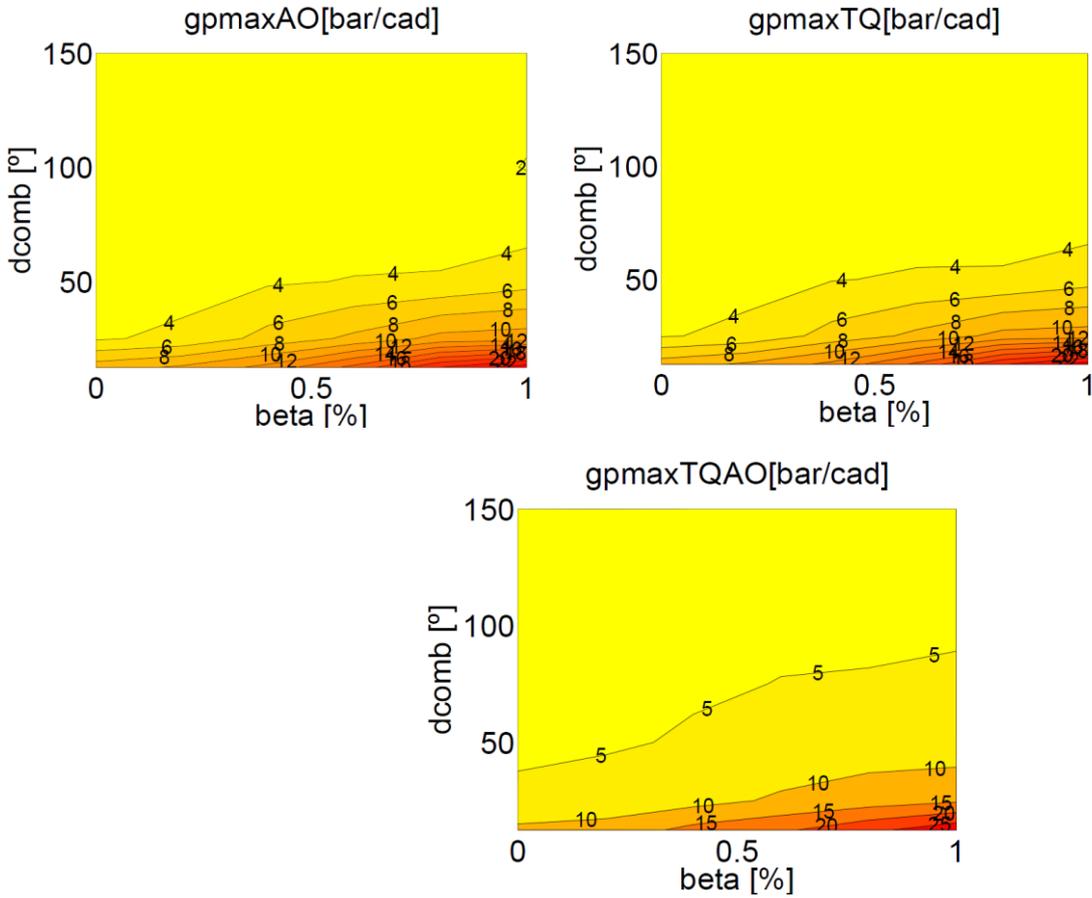
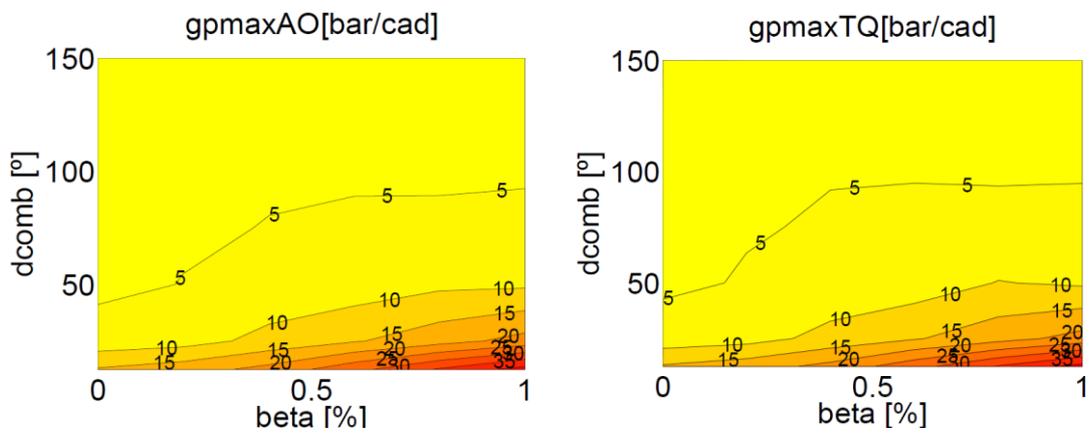


Ilustración 48. Gradiente de presión en el ensayo 4000@25

8. 4000@50:



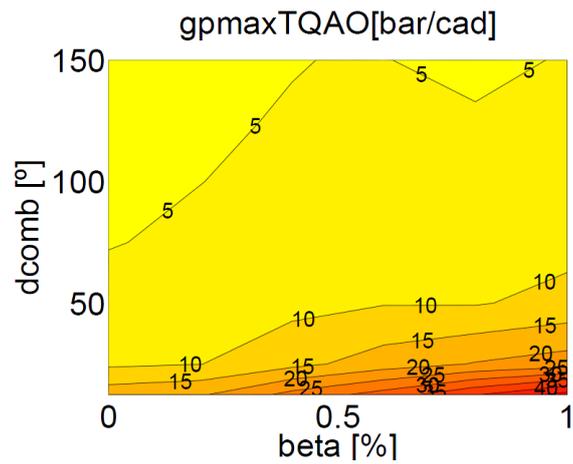


Ilustración 49. Gradiente de presión en el ensayo 4000@50

9. 4000@100:

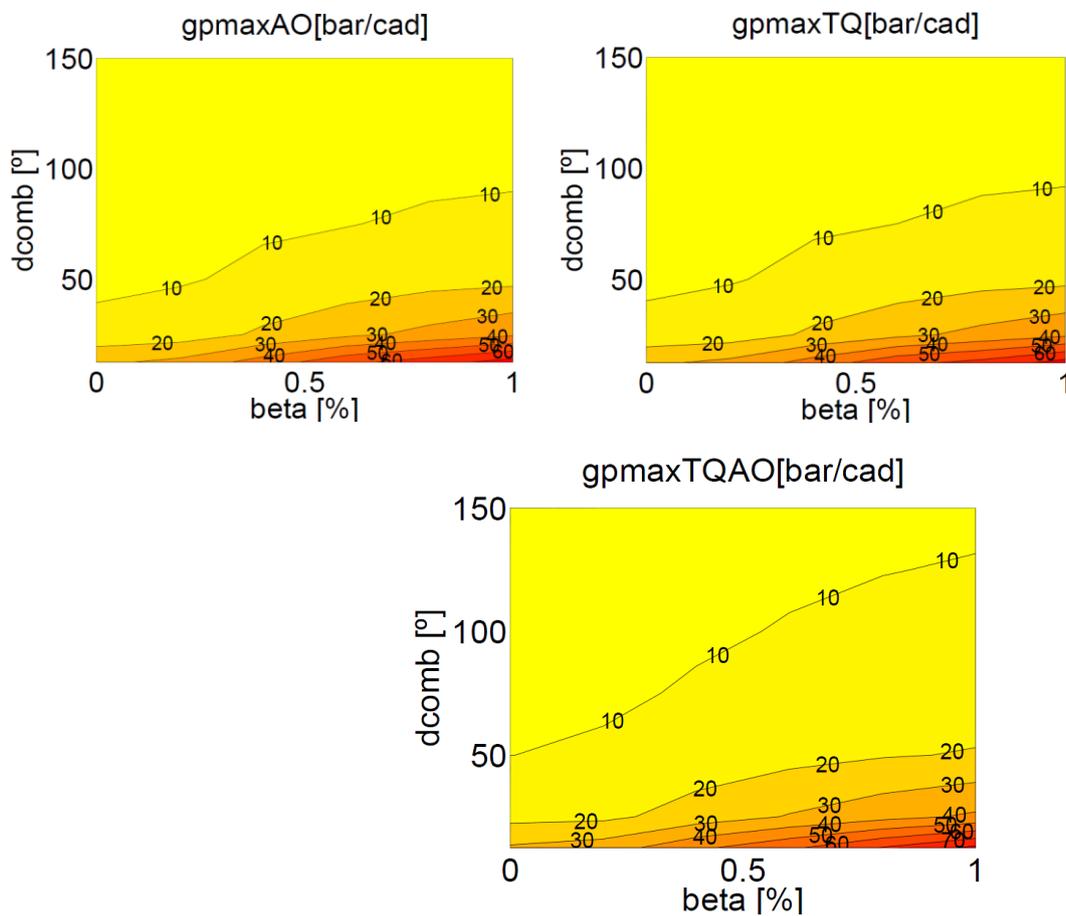


Ilustración 50. Gradiente de presión en el ensayo 4000@100

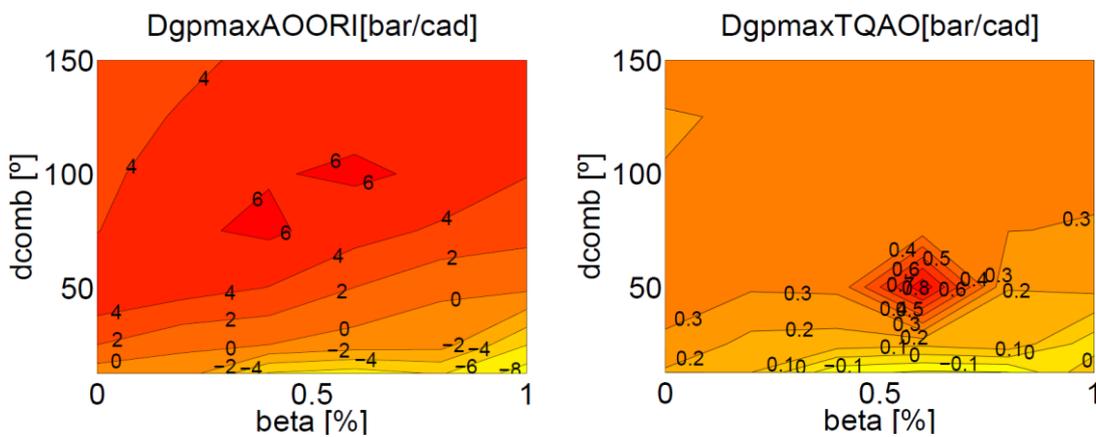
Una vez más el gradiente de presión sigue el comportamiento observado en los otros regímenes. Destaca su aumento a medida que crece el nivel de carga y la mayor influencia del peso de la premezcla.

El comportamiento del gradiente de máxima presión en cámara es bastante similar independientemente del régimen de giro, aumentando, sin embargo, a medida que aumenta la carga. De todos modos no presenta cambios demasiado pronunciados ni en las tendencias ni en los valores alcanzados en función del punto de trabajo.

Por otra parte se encuentra un patrón de funcionamiento uniforme en todos los puntos de trabajo: mientras que la variación de la presión con respecto a la duración de la combustión es muy suave (como máximo de 10 bares cuando las combustiones son lentas y difusivas), el gradiente de presión crece de forma continuada cuando crece el peso de la premezcla en la ley de combustión, hasta que, en combustiones cortas y muy premezcladas, alcanza sus valores máximos que pueden sobrepasar los 50 bares.

Esto se debe a que al ser mayor la combustión por premezcla, esta se vuelve más rápida y del mismo modo, la presión, como se vio en el estudio anterior, alcanza los valores máximos más rápidamente, dando lugar así a incrementos de presión más pronunciados.

Una vez más, se analiza como afecta el descontar las distintas pérdidas estudiadas a la variable en cuestión, en este caso, el gradiente de presión máxima:



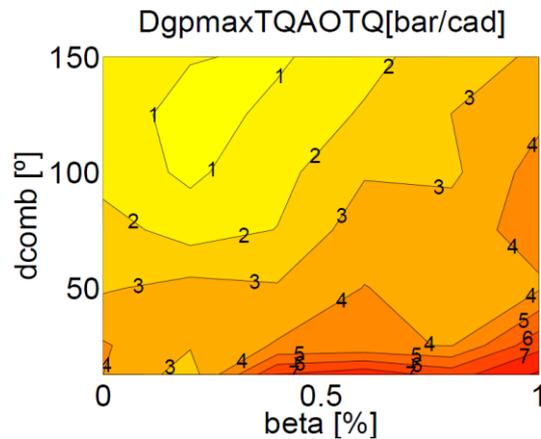


Ilustración 51. Diferencial del gradiente de presión en el ensayo 2500@50

El gradiente de presión sigue un patrón con respecto a los efectos considerados muy similar al de la presión máxima en cámara, lo que es razonable ya que son parámetros estrechamente relacionados.

Al calcular el ciclo en su SoC óptimo el gradiente aumenta en las combustiones más largas y difusivas (en torno a 4-5 puntos) debido a que en estas zonas también habían aumentado las presiones; y disminuye en las combustiones cortas y premezcladas donde las presiones también disminuían al optimizar el avance (hasta 6 puntos porcentuales menos). Cuando se calcula el ciclo adiabático los gradientes cambian poco, solo unas décimas y aumentan menos o incluso disminuyen ligeramente con premezclas grandes y duraciones cortas, donde recordemos, las presiones y los gradientes de presión eran más elevados inicialmente.

Por último al recalcular el avance óptimo volvemos a encontrarnos con una tendencia más definida: los gradientes aumentan y lo hacen más notablemente cuanto más rápidas son las combustiones, llegando a valores máximos de 7 puntos de aumento. Esto es debido a que eliminación de la transmisión de calor, permite adelantar un poco el SoC para optimizar el rendimiento.

Por todo lo expuesto se puede generalizar que, al igual que ocurre con la presión máxima en cámara, el gradiente máximo de presión está fuertemente relacionado con el inicio de la combustión. Así cuando esta empieza en su punto más favorable los gradientes de presión se optimizan y cambian más fuertemente. Sin embargo, el tener un ciclo adiabático o no, no parece ser un factor decisivo en la evolución del gradiente de presión.

- **Temperatura máxima en cámara:**

1. 1000@25:

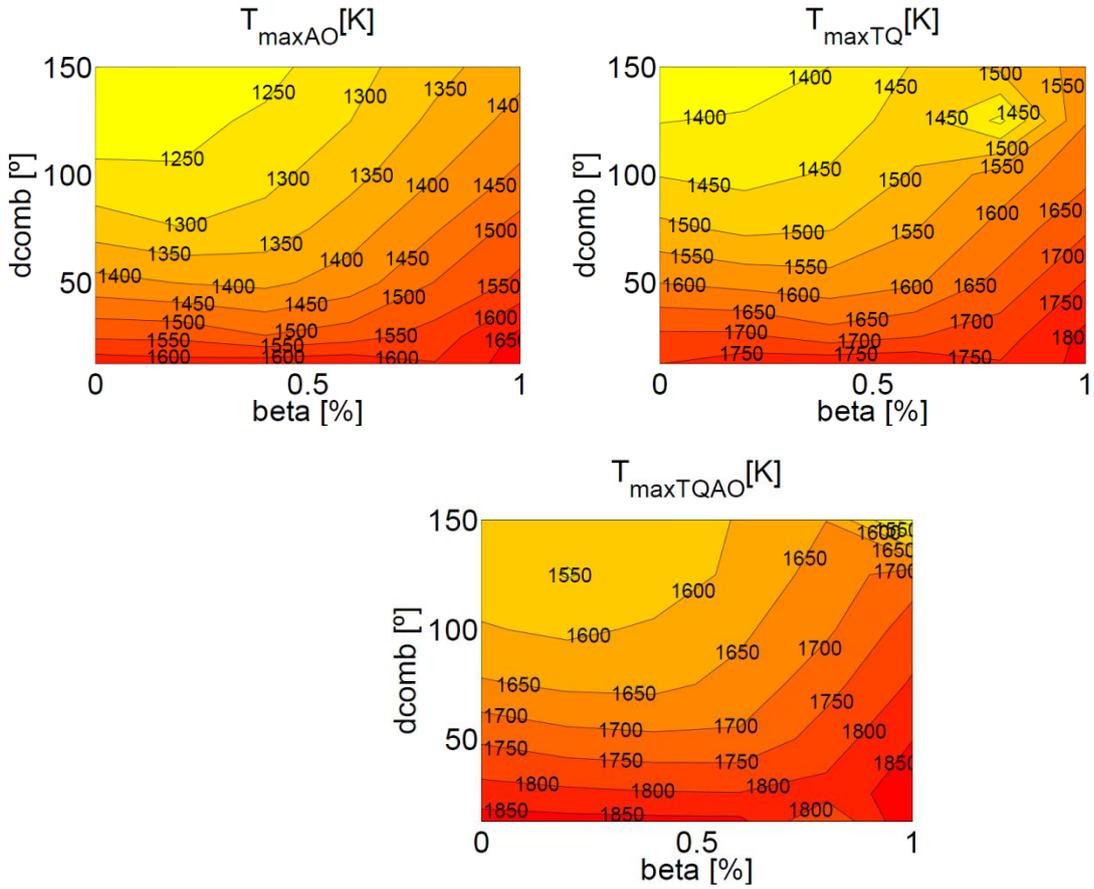
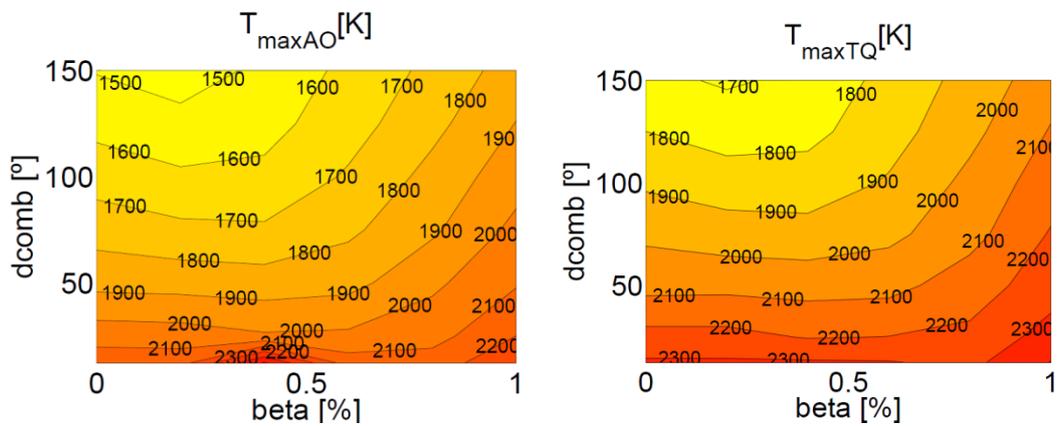


Ilustración 52. Temperatura máxima en el ensayo 1000@25

2. 1000@50:



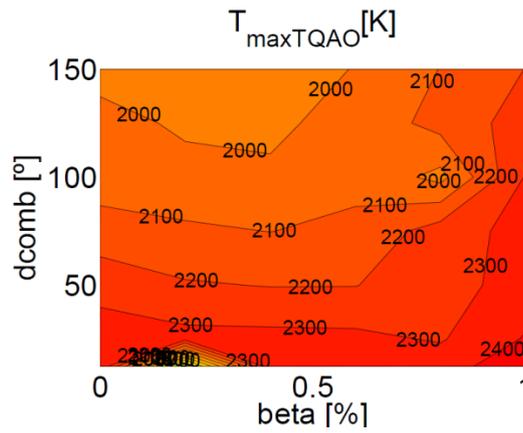


Ilustración 53. Temperatura máxima en el ensayo 1000@50

3. 1000@100:

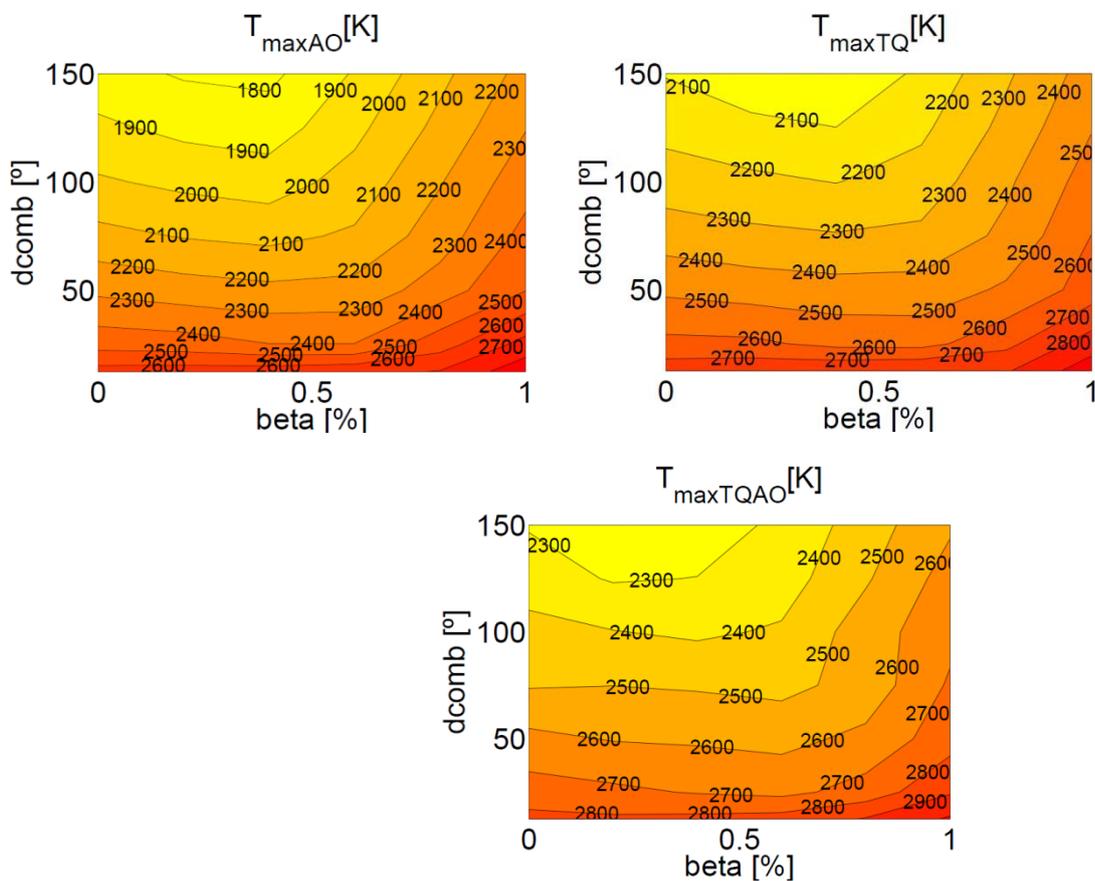


Ilustración 54. Temperatura máxima en el ensayo 1000@100

Analizando la temperatura máxima que se alcanza en cámara, T_{\max} , se observa una distribución, en esta ocasión si, muy similar a la del rendimiento. De este modo, la temperatura aumenta conforme aumenta la carga. Los valores de aumento rondan los 150-200°C en los casos en los que la combustión

es más difusiva y lenta; y están en torno a 50-100 °C de aumento cuando las combustiones son muy rápidas o con mucho peso de la componente premezclada.

Como en el caso de las presiones, los valores más altos se encuentran al trabajar con combustiones muy rápidas y muy premezcladas, casi instantáneas.

4. 2500@25:

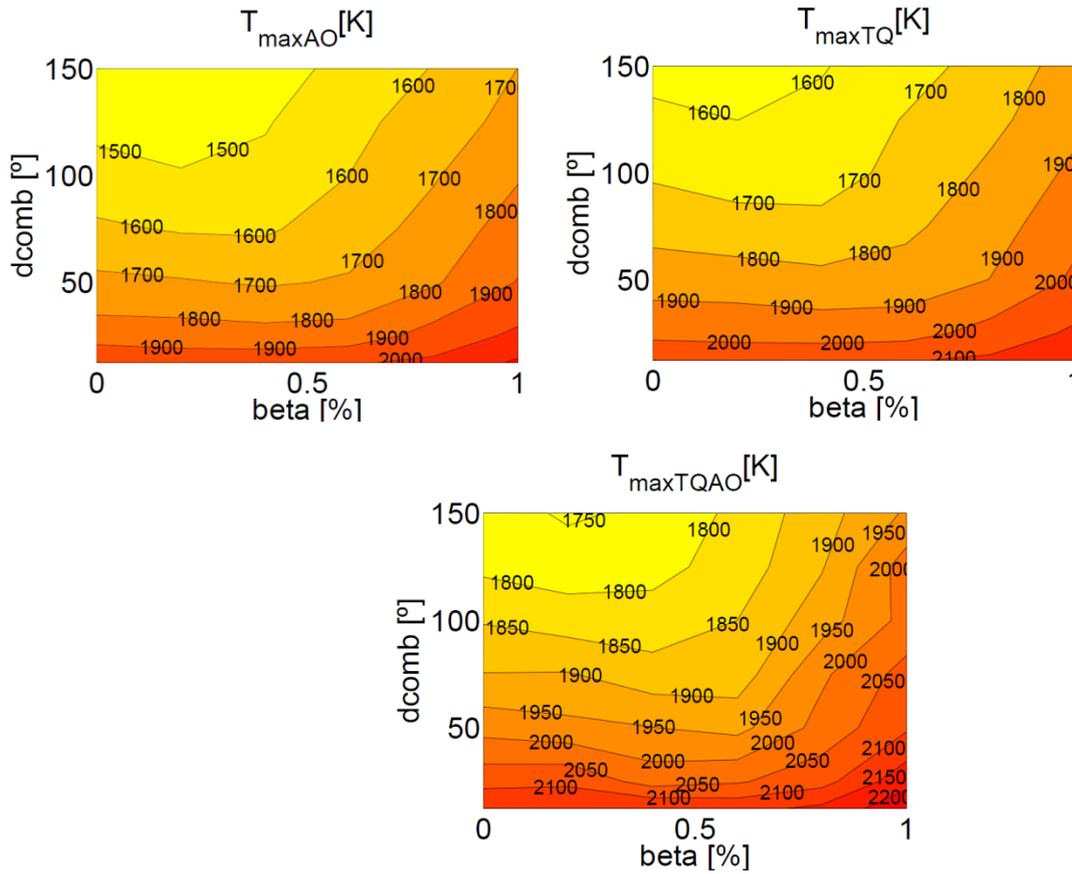
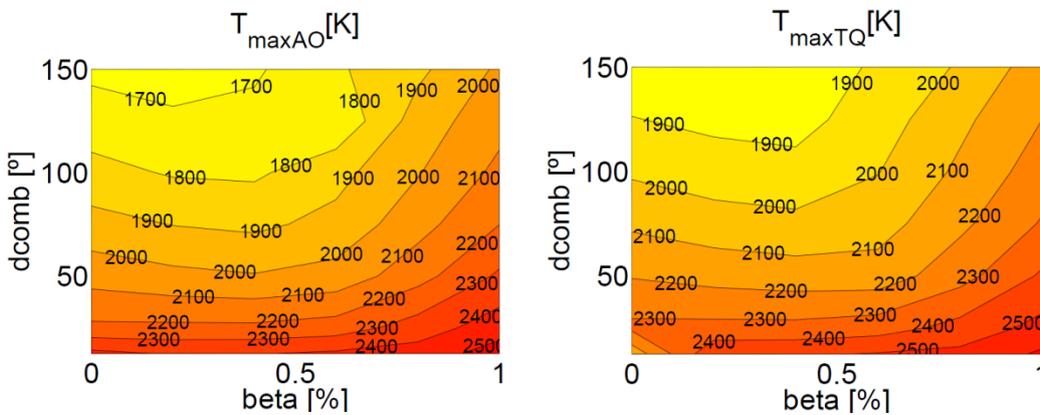


Ilustración 55. Temperatura máxima en el ensayo 2500@25

5. 2500@50:



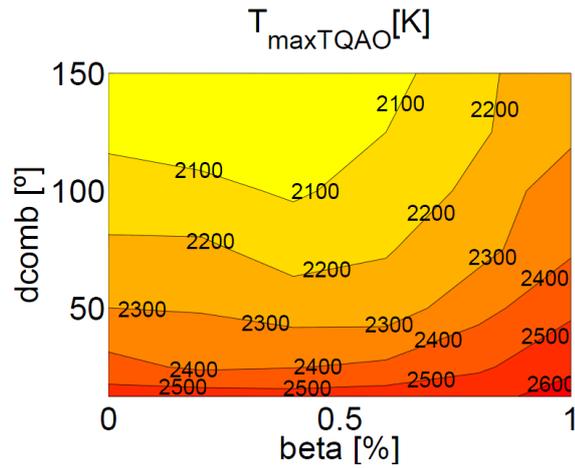


Ilustración 56. Temperatura máxima en el ensayo 2500@50

6. 2500@100:

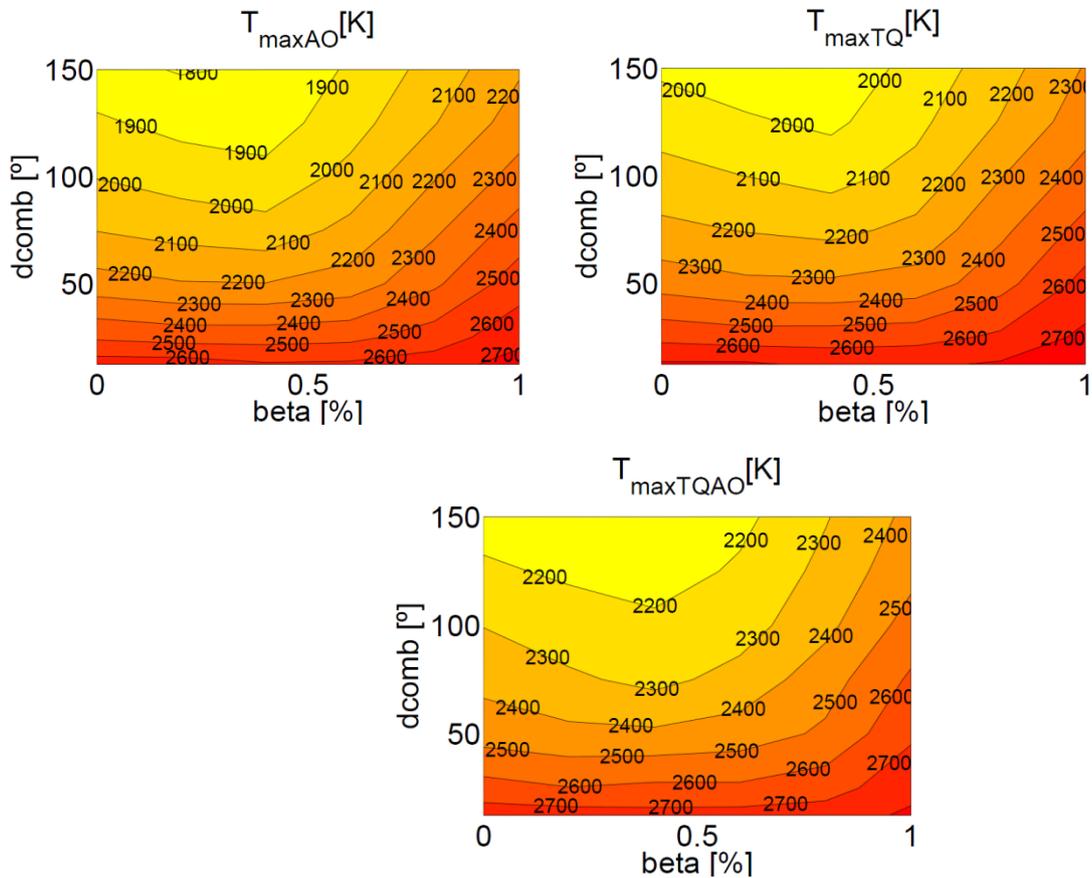


Ilustración 57. Temperatura máxima en el ensayo 2500@100

Se vuelven a repetir los patrones de comportamiento anteriormente mencionados, coincidiendo incluso los rangos de aumento de la temperatura máxima en cámara. Por otro lado, parece evidente el aumento de las temperaturas conforme aumenta el régimen de giro, aunque es más importante el incremento debido a la mayor carga.

7. 4000@25:

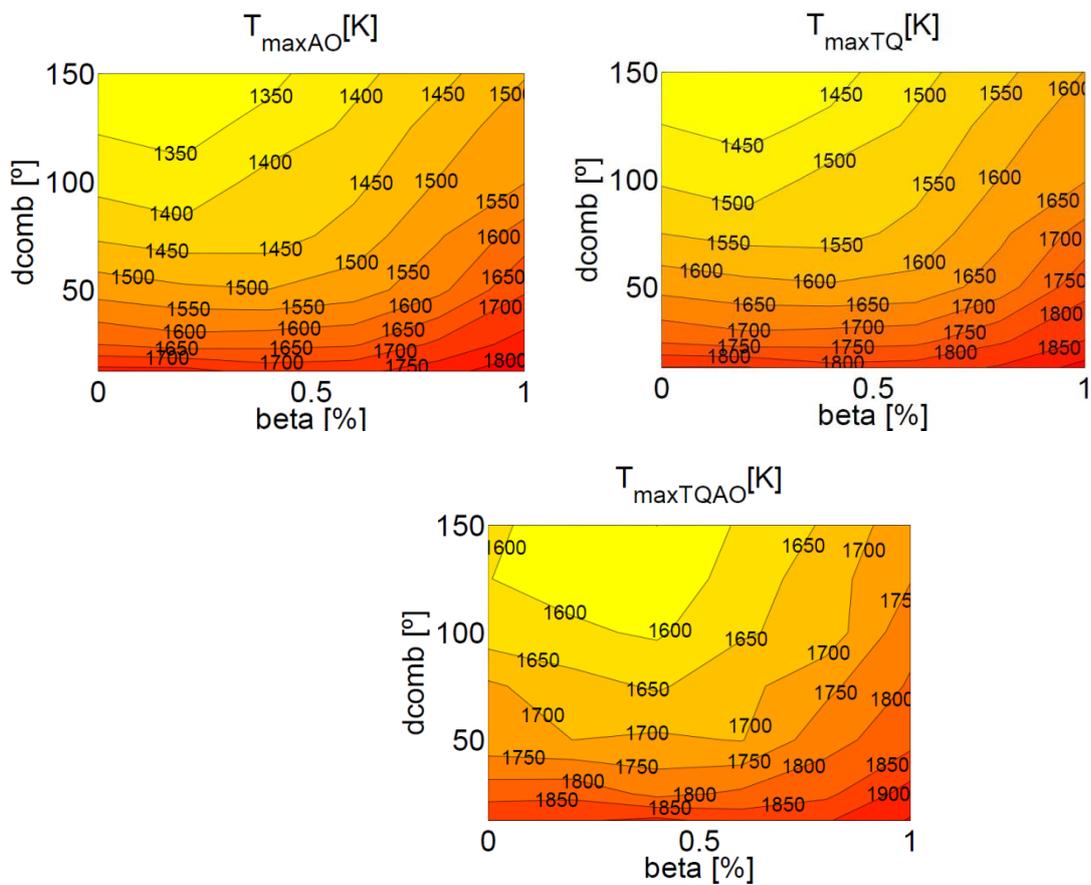
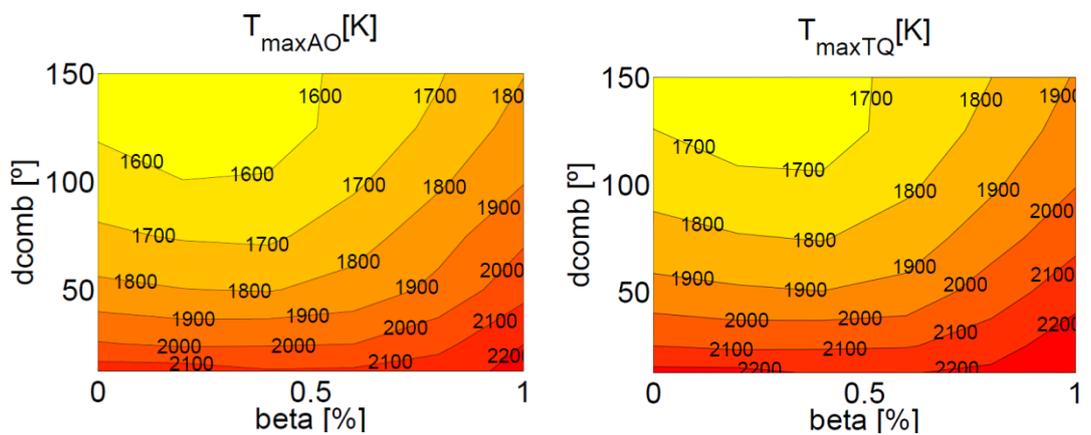


Ilustración 58. Temperatura máxima en el ensayo 4000@25

8. 4000@50:



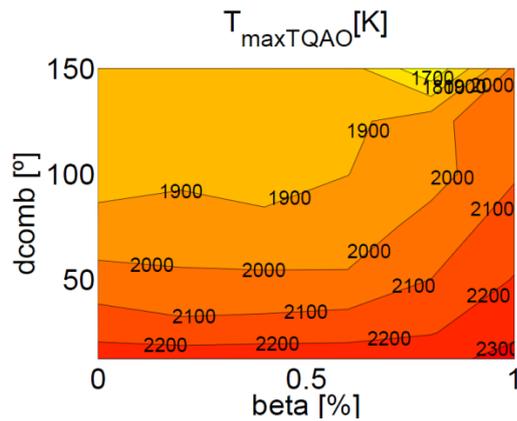


Ilustración 59. Temperatura máxima en el ensayo 4000@50

9. 4000@100:

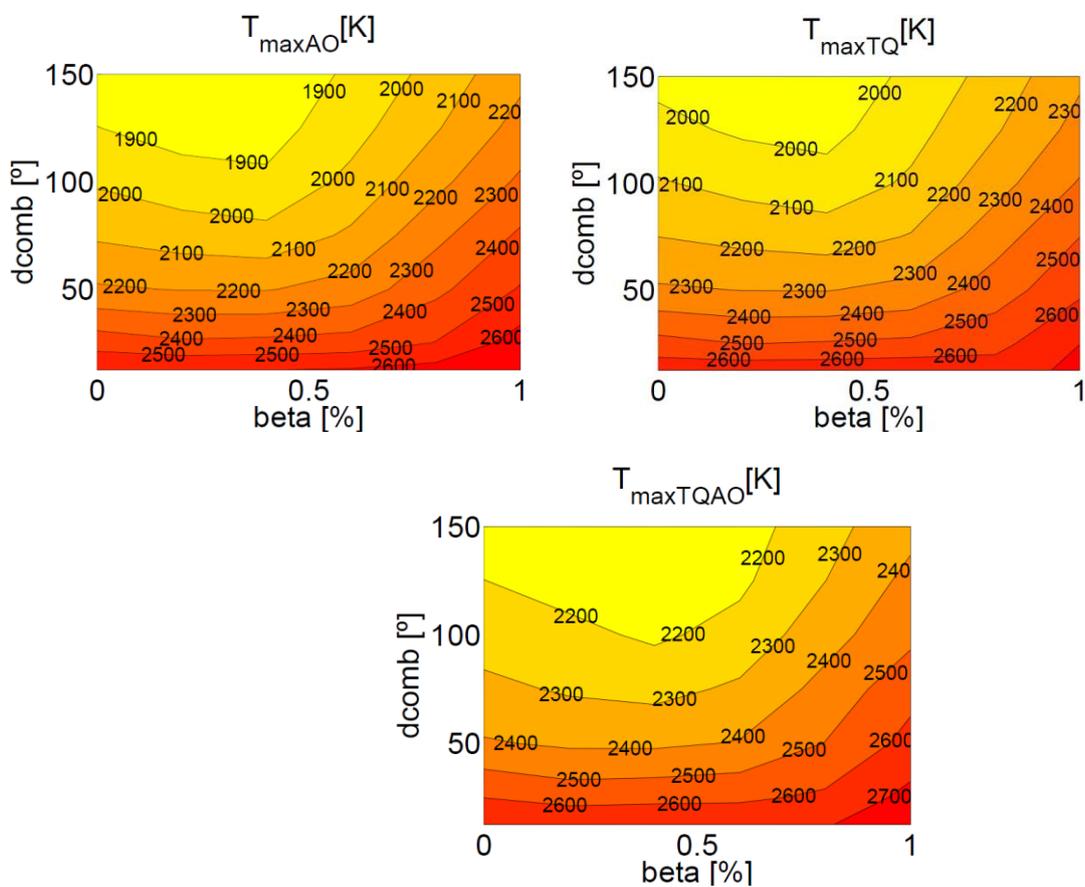


Ilustración 60. Temperatura máxima en el ensayo 4000@100

Cuando se estudia el régimen más alto, de 4000 rpm, la tendencia general se ratifica, sin embargo, los rangos de variación cambian. En este caso cuando se pasa de un proceso con avance óptimo a uno adiabático los valores de los procesos más largos y principalmente difusivos aumentan en unos 100°C de media, valores similares a los anteriores; pero los procesos más premezclados y rápidos no varían prácticamente o no lo hacen en absoluto. Al tratar con un ciclo adiabático y con SoC optimo el

aumento de los primeros se mantiene más o menos constante (100-150°C) , siendo el de los procesos rápidos y premezclados menos pronunciado, de unos 100°C como máximo.

Siguiendo con el esquema general de análisis se comentará que influencia tienen tanto el régimen de giro como la carga sobre la variable estudiada, en este caso la temperatura máxima en cámara.

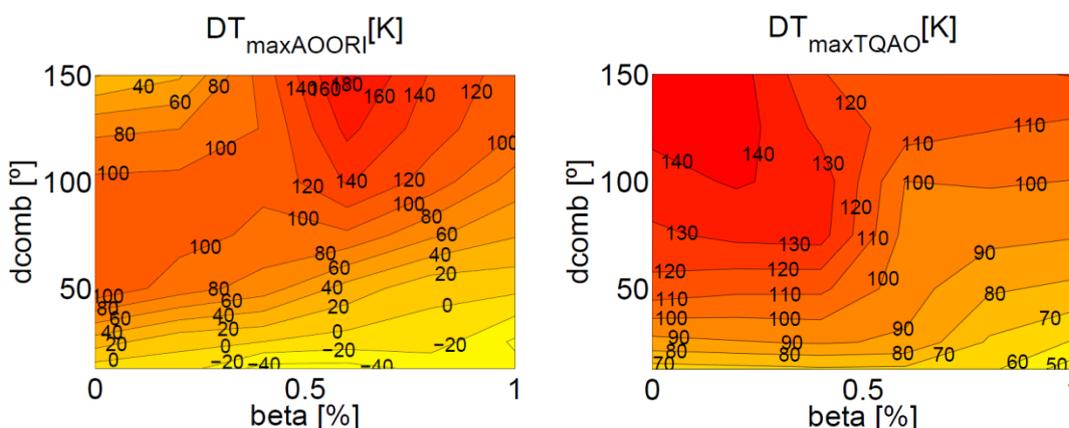
Es notable como la temperatura máxima crece de manera proporcional al grado de carga en el cilindro. Así con un 25% de carga se tienen temperaturas mínimas, que parten de los 1200 o 1300 K y a plena carga estas temperaturas alcanzan los 2500-2600 K. Es decir, aumenta la temperatura con el grado de carga ya que aumenta la relación aire-combustible con la que trabaja el motor, y al introducir mayor masa de combustible se posibilitan mayores temperaturas.

Por el contrario el régimen de giro apenas afecta a la evolución de las temperaturas y su efecto sobre ellas se puede considerar despreciable.

Fijando la atención en el efecto que tienen sobre la temperatura la cantidad de premezcla y la duración de la combustión aparece un patrón coherente y muy similar al de los rendimientos. Conforme las combustiones se vuelven más cortas y con más peso de la componente premezclada en la combustión total, las temperaturas se incrementan llegando a alcanzar valores alrededor de los 2700 K como máximo (a alta carga y alto régimen). Al igual que ocurría con los rendimientos, las temperaturas disminuyen cuando las combustiones son principalmente difusivas y de mayor duración.

De todas formas se observa mayor influencia de la premezcla sobre la temperatura que de la duración, lo que, como se acaba de mentar, hace que el comportamiento de las temperaturas se asemeje más al rendimiento de lo que lo hacían la presión máxima y el gradiente de presión, que dependían en mayor medida de la duración de la combustión

En relación a la evolución de la temperatura a medida que descontamos los tres efectos que estamos considerando sobre la combustión:



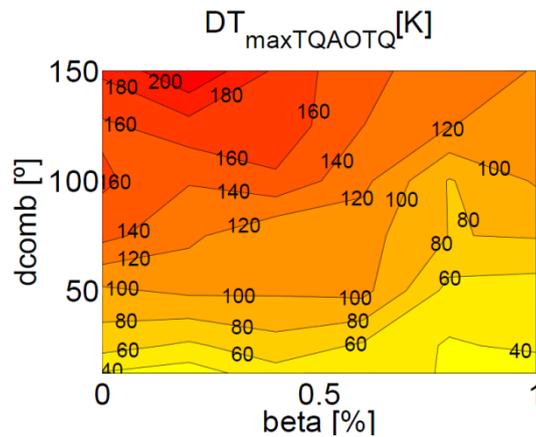


Ilustración 61. Diferencial de la temperatura máxima en el ensayo 2500@50

En general el comportamiento al eliminar las imperfecciones consideradas es similar. En las zonas donde las temperaturas que se alcanzan en cámara son mayores, el hecho de optimizar el proceso hace que disminuyan entre 20 y 40 °C (en el caso de optimizar el avance) o aumenten más ligeramente. Sin embargo, en las zonas del mapa donde las temperaturas de cámara eran inicialmente más bajas (combustiones difusivas y largas) el descuento de las pérdidas en el ciclo hace que crezcan de manera mucho más notable hasta 160°C en casos extremos.

A pesar de que en principio la optimización del ciclo mediante el cálculo de los tres efectos parece afectar a la temperatura más o menos por igual, es decir, el aumento en valor absoluto ronda en todos los casos los 100 °C ; quizá el efecto de anular la transmisión de calor al exterior a través de las paredes del cilindro es uno de los que mayores aumentos de la temperatura nos aporta. Al no tener pérdidas de calor al exterior la temperatura en la cámara es mucho mayor que si tuviéramos estas pérdidas. Como se verá en el próximo estudio el hecho de considerar el motor adiabático permite adelantar el SoC o punto óptimo de combustión en unos 10°. Esto guarda relación con el hecho de que las temperaturas varíen más fuertemente (aumentando) cuando se recalcula el ciclo adiabático y con avance óptimo. Al quemar en compresión una parte de la masa de combustible, se tiene más tiempo para la combustión y las temperaturas hasta las que evoluciona la mezcla son mayores.

- **Ángulo de 50% de masa quemada:**

1. 1000@25:

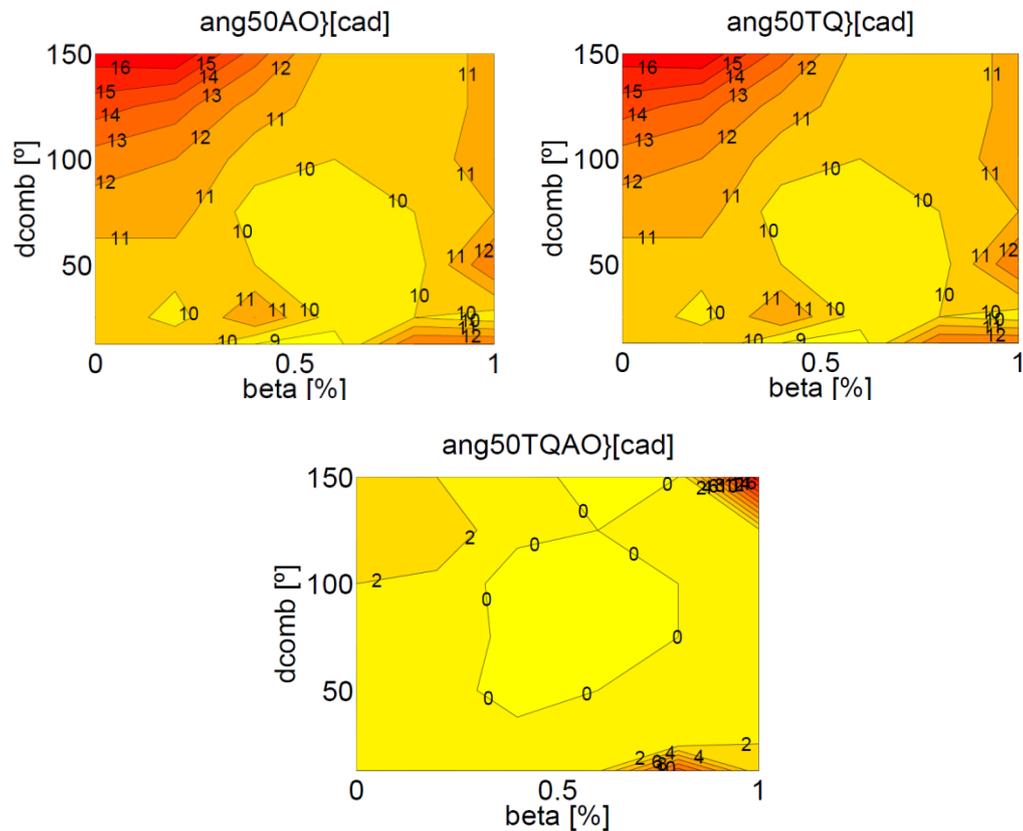


Ilustración 62.Ángulo de 50% de quemados en el ensayo 1000@25

A pesar de que en el punto anterior se han mostrado las tres figuras de ahora en adelante, puesto que el ángulo de inicio de la combustión es el mismo cuando calculamos el avance óptimo que cuando a partir de este ciclo recalculamos el ciclo adiabático vamos a mostrar solo los mapas correspondientes al avance óptimo y al ciclo adiabático con avance óptimo recalculado, dado que mostrar los del ciclo adiabático y los del avance óptimo sería repetitivo y no nos aportaría ningún tipo de información adicional.

2. 1000@50:

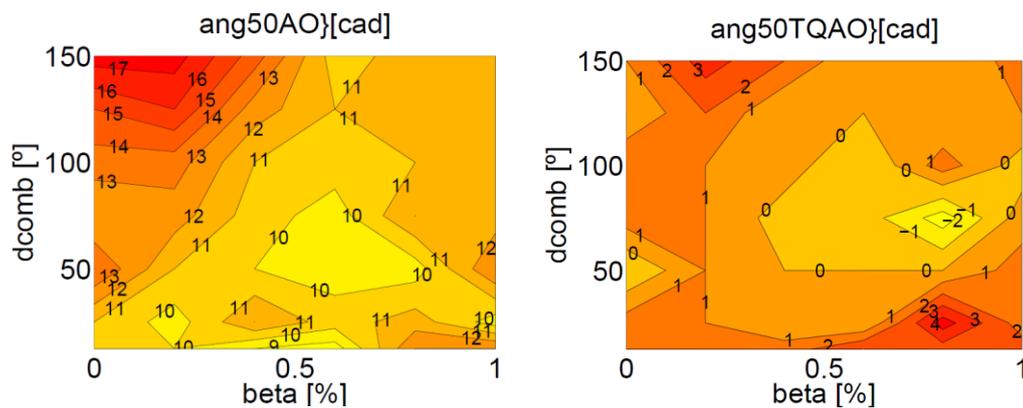


Ilustración 63. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 1000@50

3. 1000@100:

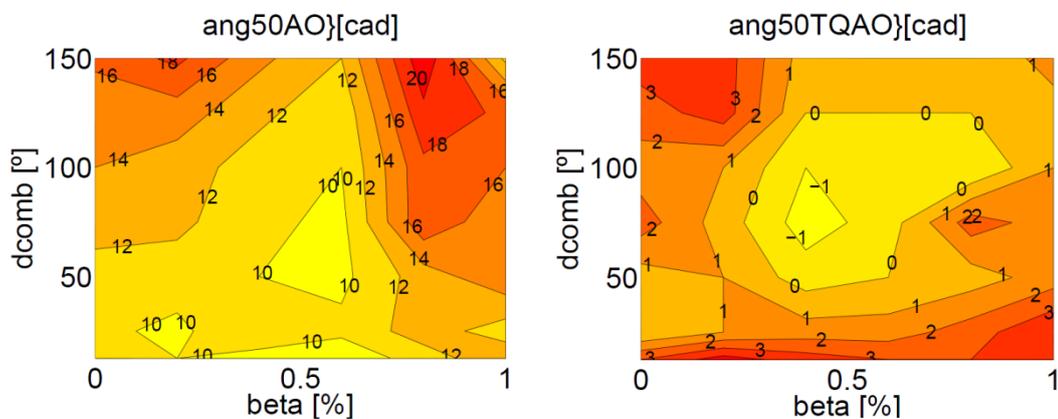


Ilustración 64. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 1000@100

Existe un dato muy destacable en el anterior mapa: el ángulo de 50% de masa quemada, y por tanto, el ángulo de inicio de la combustión, pueden adelantarse en unos 10° al considerar el motor adiabático. Este hecho está relacionado con el mayor incremento de las temperaturas y las presiones al calcular los ciclos con avance óptimo de la combustión y adiabaticidad. Sin embargo, esto parecía no traducirse en un incremento potencial del rendimiento indicado, aunque si se conseguían unos puntos porcentuales extra que podrían marcar la diferencia. Por otro lado, el grado de carga no se presenta como un parámetro determinante en cuanto al adelanto de la combustión, si no que el ángulo de inicio es independiente de este.

4. 2500@25:

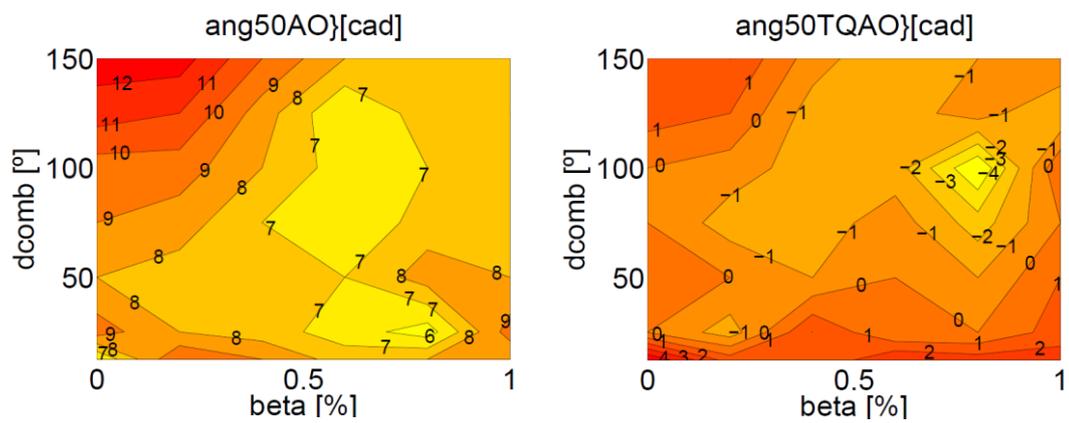


Ilustración 65. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 2500@25

5. 2500@50:

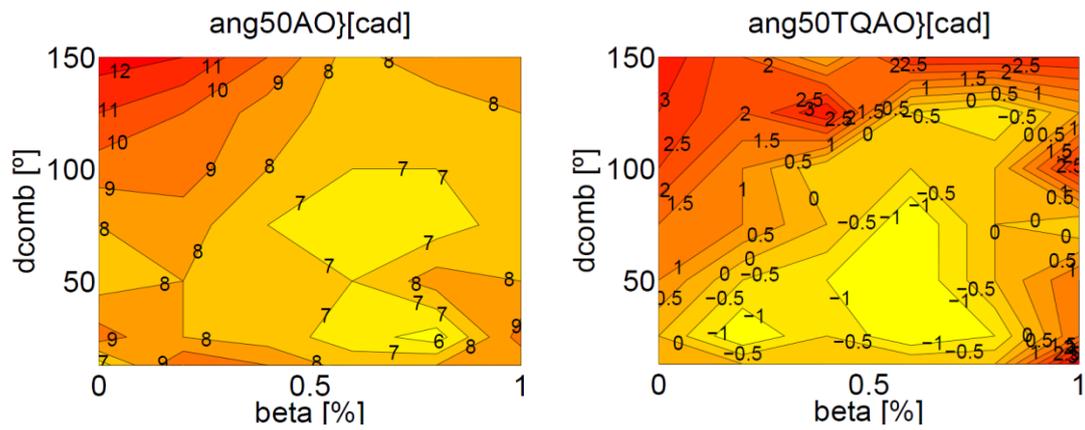


Ilustración 66. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 2500@50

6. 2500@100:

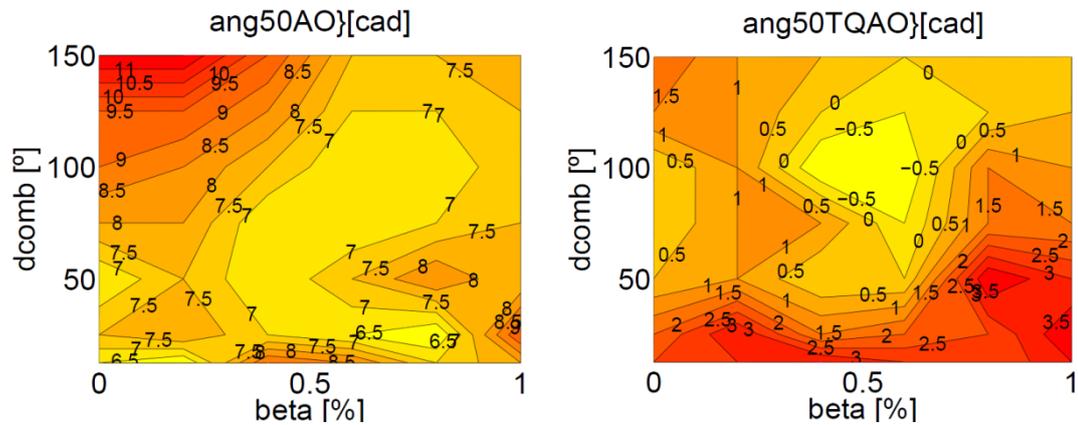


Ilustración 67. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 2500@100

Los patrones de comportamiento explicados antes se repiten. Cabe señalar que el régimen de giro si parece estar relacionado con el avance de la combustión, a medida que aumenta el régimen el avance parece hacerse menos acusado.

7. 4000@25:

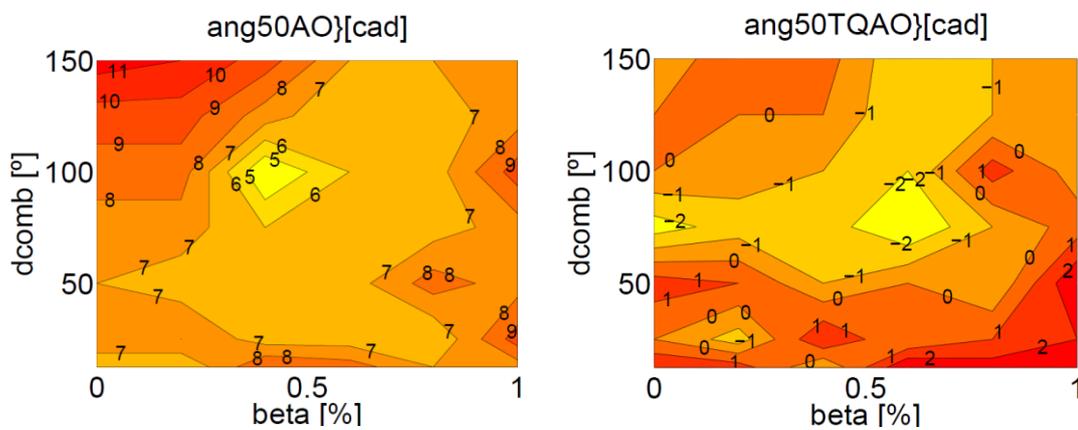


Ilustración 68. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 4000@25

8. 4000@50:

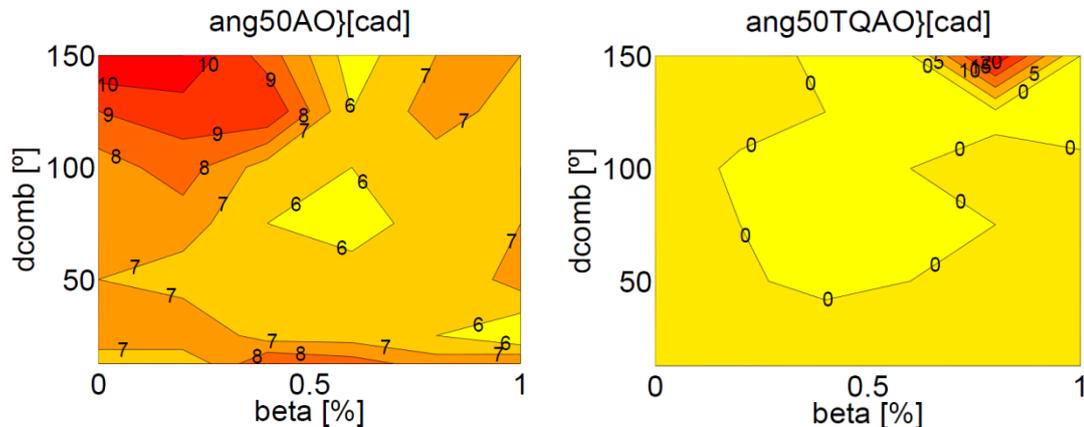


Ilustración 69. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 4000@50

9. 4000@100:

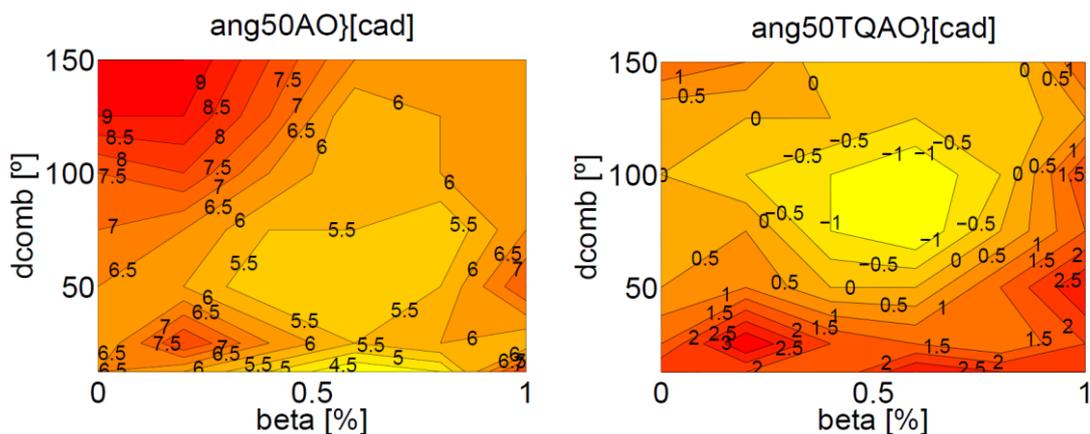


Ilustración 70. Angulo de 50% de quemados en el ensayo 4000@100

De nuevo las hipótesis planteadas anteriormente parecen confirmarse. En todo caso si es destacable el hecho de que al aumentar el régimen de giro, la variación del SoC óptimo al eliminar la transmisión de calor pasa de ser de unos 10° a unos 6°

Si se atiende en un primer lugar a la influencia del régimen de giro y el grado de carga sobre el ángulo de 50% de masa quemada (de ahora en adelante ang50).

A partir de los resultados que arrojan los mapas no se puede afirmar que haya una dependencia clara o al menos destacable con el grado de carga, dado que los valores del ang50 se mantienen prácticamente constantes independientemente de si está a un 25, 50 o 100% de carga. La poca dependencia que pueda existir con el régimen de carga se traduce en un ligero aumento del avance de la combustión cuando se tienen bajas cargas, lo que se corresponde con la tendencia general de los motores reales que poseen un sistema de adelanto por vacío. Si parece existir cierta dependencia del régimen de giro, de modo que,

al aumentar este, la combustión (y por tanto el ángulo en el que hemos quemado la mitad de la masa de combustible) no se adelantan. Se debe resaltar que, en un motor real, al aumentar el régimen suele adelantarse también la inyección, para mantener centrada la combustión, ya que, la combustión se alarga al subir el régimen. Este efecto no es el observado aquí debido a que en este estudio se está manteniendo la duración constante. El efecto de este adelantamiento cabe atribuirlo al de la transmisión de calor. En general, al aumentar el régimen el motor se vuelve más adiabático (hay menos tiempo para intercambiar calor) por lo que el óptimo se encuentra antes. Es destacable que este adelanto alcanza incluso unos pocos grados: 2 o 3 como máximo.

Con respecto a cómo afecta el grado de premezcla y la duración de la combustión, parece haber una tendencia general que se repite para cada punto de estudio. El ang_{50} disminuye en las zonas centrales del mapa, es decir, donde nos encontramos con leyes de liberación de calor con un peso similar de la premezcla y la difusión en la combustión y donde las duraciones son medias, ni muy cortas ni muy largas.

Si parece obvio que al considerar el ciclo adiabático el ang_{50} se adelanta enormemente, y pasa a tomar valores centrados en 0° . Como se comentó al principio del estudio: el ángulo de 50% de masa quemada, y por tanto, el ángulo de inicio de la combustión, pueden adelantarse en un rango de 10 a 6° al considerar el motor adiabático. Este hecho está relacionado con el mayor incremento de las temperaturas y las presiones al calcular los ciclos con avance óptimo de la combustión y adiabaticidad. Sin embargo, esto parecía no traducirse en un incremento potencial del rendimiento indicado, aunque si se conseguían unos puntos porcentuales extra que podrían marcar la diferencia.

La conclusión más interesante con respecto al ang_{50} es que, ante leyes de combustión muy diferentes, que van desde procesos completamente difusivos hasta totalmente premezclados, y con duraciones muy dispares, de 12.5° a 150° , el centrado de la combustión, que está directamente relacionado con el ángulo de inicio de la combustión (SoC) no varía demasiado. De hecho los valores no distan más de 5° unos de otros.

Esto parece conducir a que existe un rango de SoC que optimiza el proceso y que no depende del tipo de ley de liberación de calor que estemos considerando.

Comparando los resultados obtenidos en el punto $2500@100$ al incluir el cálculo con efectos:

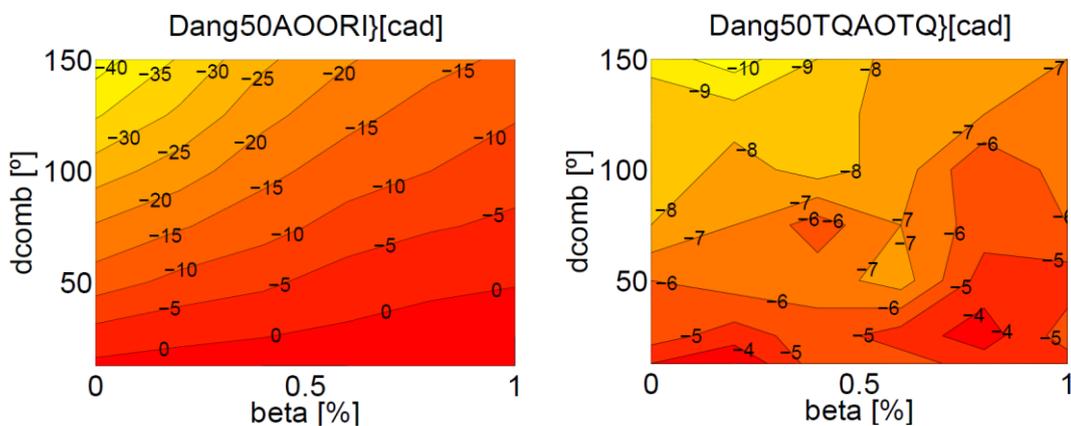


Ilustración 71. Diferencial del ángulo de 50% de quemados en el ensayo $2500@50$

Una vez más se obvian el mapa que compara la diferencia entre el $\text{ang}50$ que SiCiclo calcula teniendo en cuenta el avance óptimo y el ciclo adiabático, ya que no existe diferencia alguna y se tiene un mapa constante a valor 0.

Comparando los ciclos original y el que comienza en el SoC óptimo vemos como con combustiones más lentas y difusivas, donde los rendimientos eran peores, el $\text{ang}50$ se adelanta mucho, hasta 40° con respecto al ciclo original. Una hipótesis planteable sería que al tener combustiones muy largas el rendimiento disminuye notablemente y por tanto, para paliar este efecto se adelanta la combustión aunque esto signifique quemar parte de la masa durante la carrera de compresión. Esto supone que para optimizar el proceso el SoC debe adelantarse mucho y en consecuencia, también lo hace el $\text{Ang}50$. Sin embargo, el adelanto del SoC y del $\text{Ang}50$ disminuye, llegando a anularse a medida que se tienen combustiones más premezcladas y cortas debido a que con estas el rendimiento del ciclo es mayor al tener combustiones rápidas y cercanas al PMS.

Las leyes más dispares entre sí, es decir totalmente difusivas o premezcladas, con mínima o máxima duración, se muestran a continuación:

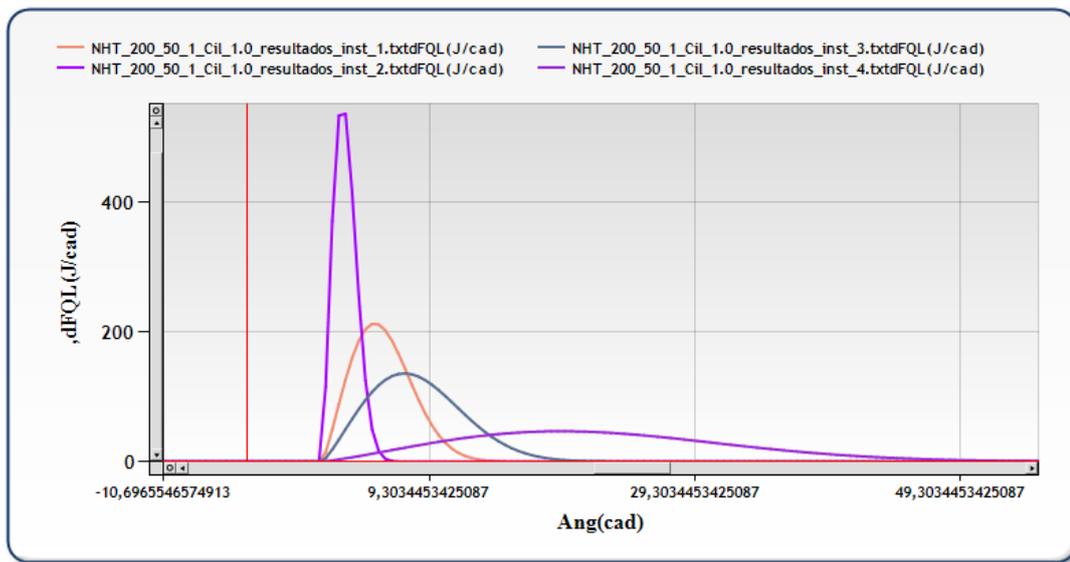


Ilustración 72. Leyes con máxima-mínima duración y premezcla

Al tratar fijarse en detalle en los ángulos de inicio de la combustión de cada una de ellas se obtiene lo siguiente:

β (%)	0	0	100	100
$\Delta\alpha$ ($^\circ$)	150	1,5	150	12,5
SoC original ($^\circ$)	1	1,5	1	5
SoC optimizado ($^\circ$)	-39	1	-12,5	1
ΔSoC ($^\circ$)	40	0,5	13,5	4

Tabla 12. Características de las leyes con máxima-mínima duración y premezcla

Se aprecia así, que las variaciones en el ángulo de 50% de masa quemada, que al final, son proporcionales a las variaciones de los ángulos de inicio de la combustión, se corresponden con los calculados por SiCiclo, lo que confirma nuestra teoría de que los grandes adelantos de inicio de la combustión para leyes muy prolongadas y con gran peso de la difusión, se centran en impedir que el rendimiento caiga en picado.

Al recalcular el SoC óptimo a partir del ciclo adiabático los adelantos tanto del SoC como del Ang50 son menores, aunque la tendencia se repiten: se adelanta más en las zonas más desfavorables en cuanto al rendimiento (combustiones muy largas con poca premezcla) y menos conforme tenemos leyes de liberación de calor más cortas o con más premezcla.

4.2. RESULTADO DEL ESTUDIO CONJUNTO DE LA VARIACIÓN SoC- PROPORCIÓN DE LA PREMEZCLA EN LA COMBUSTIÓN

El objetivo principal de este último estudio paramétrico es el de analizar qué ocurre en el motor cuando se modifican simultáneamente el ángulo de inicio de la combustión de cada ley de Wiebe y la proporción de la premezcla.

Como se acaba de indicar, se pretende ahondar en qué efecto tiene el separar progresivamente las dos leyes empíricas de Wiebe, que en un principio se ajustaron para que se asemejaran a la ley de liberación de calor experimental en el motor, a la vez que varía el peso de la premezcla como ya se hizo en el anterior estudio.

De este modo se estudiará cómo responden las variables de interés estudiadas: el rendimiento, la presión, la temperatura y la posición de la combustión (mediante el ang50).

Al igual que ocurría con el último estudio, se podrá analizar si un factor tiene o no más peso sobre el otro en términos de rendimiento, presión y temperatura. Así como cuáles son los rangos óptimos de ambos términos que permitirán conseguir el rendimiento máximo.

Este estudio va a realizarse únicamente en un punto de funcionamiento del motor, concretamente a régimen y carga medios, aceptando que su comportamiento será extrapolable a otros puntos de funcionamiento distintos, ya que a la vista de lo observado en el comportamiento en relación a la duración de la combustión y el SoC en el apartado anterior no parece que haya de existir una gran diferencia.

Es decir, se asumirá que los patrones de comportamiento, las tendencias que sigan las distintas variables tanto al realizar un barrido del SoC y de la premezcla conjuntamente, como al incluir el cálculo del impacto que sobre cada variable de interés tiene las distintas pérdidas consideradas, serán representativas para el motor y no solo aplicables a dicho punto. El punto de trabajo escogido es el de 2500 rpm y 50% de carga.

Dicho esto se exponen a continuación los mapas realizados a partir de los resultados obtenidos con la herramienta DOS de SiCiclo:

- **Rendimiento indicado a alta presión:**

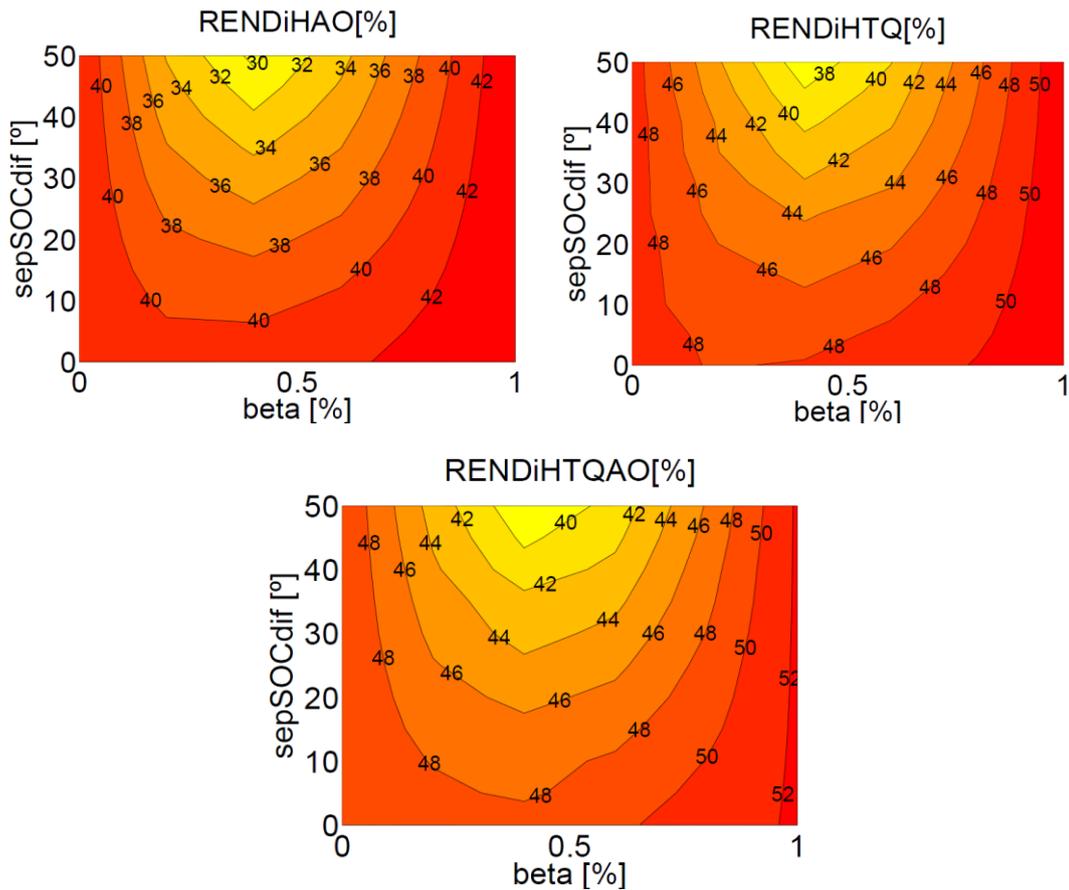


Ilustración 73. Rendimiento indicado en el ensayo 2500@50

En el estudio del rendimiento a través de la separación progresiva de las leyes de Wiebe y el aumento de la premezcla se encuentra, como se aprecia en los mapas, una tendencia bastante clara, independientemente de las pérdidas y efectos que estemos considerando.

Se ve como los rendimientos más altos se obtienen cuando ambas leyes de liberación de calor, la que representa la parte difusiva y la que representa la premezclada comienzan a la vez. A medida que las se van separando disminuye el rendimiento, siendo más pequeño cuanto más combinadas son las dos leyes, es decir, si se tiene una β igual a 0 o a 1 solo hay una ley efectiva de quemado y el rendimiento

es máximo, independientemente de la separación de cada una de ellas, ya que en realidad no existe separación alguna puesto que solo hay una ley efectiva. En el caso de que estén separadas y ambas leyes sean efectivas (ambas componentes tengan importancia en el proceso de combustión) el rendimiento va disminuyendo conforme se separan siendo mínimo con betas de 0.4 o 0.6 (con la máxima combinación de ambas leyes posibles) y ángulo de máxima separación. Es decir, se puede concluir que cuando las leyes son más compactas, ya sea porque comienzan a la vez o porque una de las dos partes de la combustión (premezcla o difusión) tienen un peso mucho mayor que la otra, independientemente de su separación, se obtienen los mayores rendimientos. Los rendimientos más bajos se dan cuando ambas leyes son independientes.

Prestando atención sobre otros parámetros de interés:

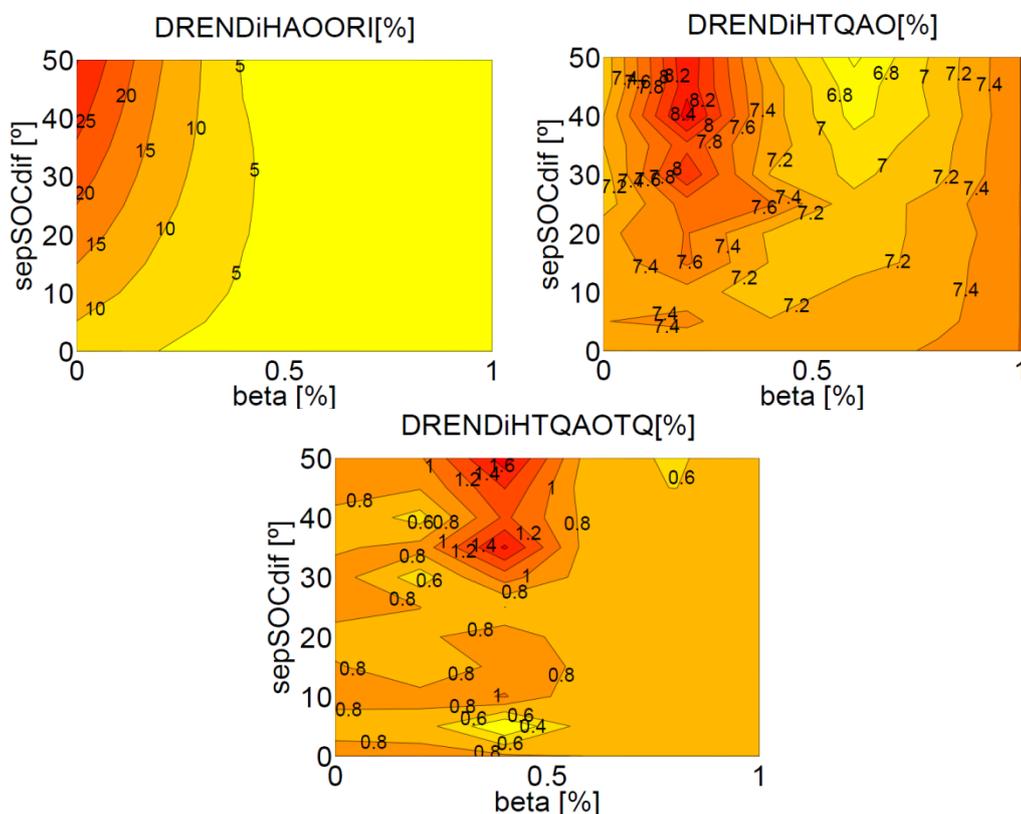


Ilustración 74. Diferencial del rendimiento indicado en el ensayo 2500@50

Estudiando el efecto que tiene sobre el rendimiento el hecho de optimizar sucesivamente el proceso de combustión descontando algunas de las causas de las pérdidas en el cilindro vemos que al calcular el ciclo en su punto de avance óptimo frente al ciclo nominal se gana en rendimiento, hasta 25 puntos porcentuales en las combustiones más separadas y difusivas, hasta que llega un punto en el que la ganancia se estabiliza. Por tanto, se puede afirmar que este incremento del rendimiento al calcular el

avance óptimo se ralentiza cuando el peso de la premezcla es mayor y los rendimientos a los que se llega en el ciclo son mayores también. Cabe señalar que la ganancia de rendimiento al calcular el SoC óptimo es la más acusada de la que se obtiene con los tres efectos.

Al considerar el cilindro adiabático, ya sea con el inicio de la combustión calculado anteriormente, o el realmente óptimo para esas nuevas condiciones, se consigue incrementar el rendimiento sobre todo en aquellas zonas en las que el inicial era mínimo, por lo que mejoramos el ciclo en las zonas de mayor interés. Como ocurría en el ensayo de estudio de la influencia de la duración de la combustión y el peso de la premezcla, el crecimiento del rendimiento al recalculer el punto de inicio de la combustión para las condiciones de adiabaticidad en cámara, es mucho menor, alrededor de 1 punto porcentual, que al considerar que no existe transmisión de calor al exterior.

- **Presión máxima en cámara:**

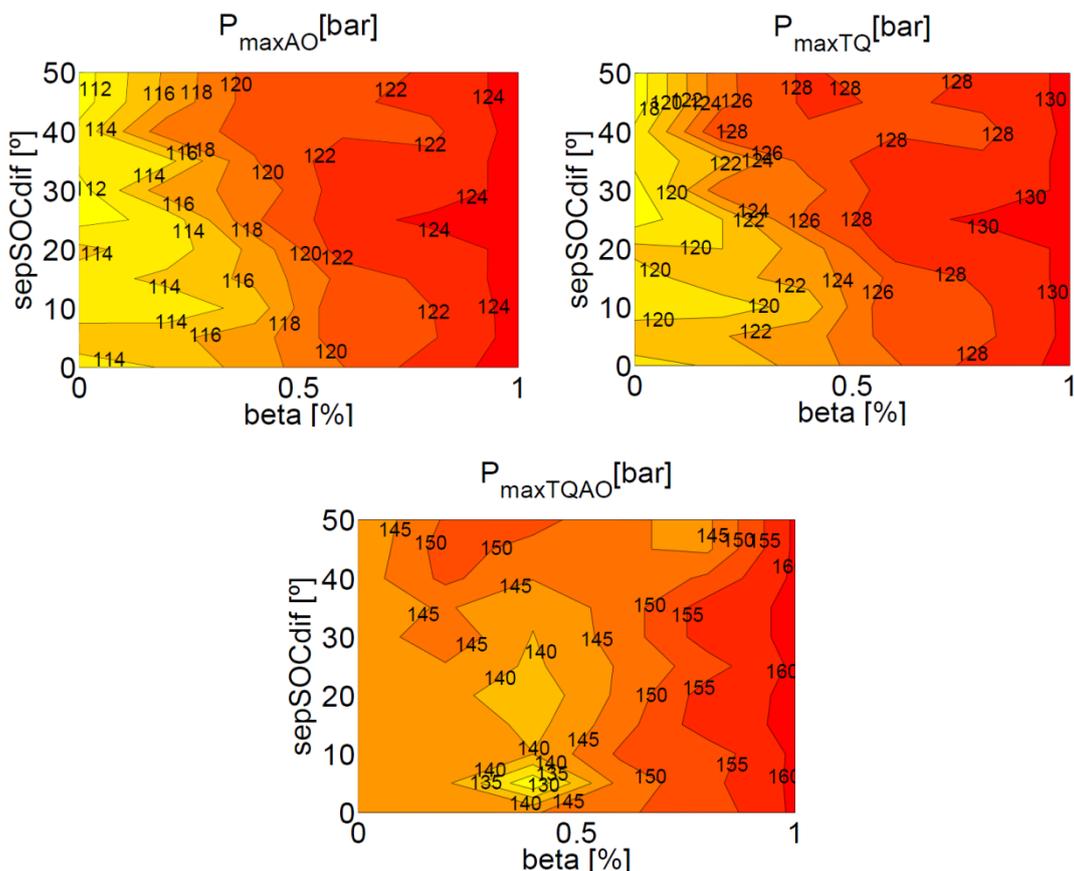


Ilustración 75. Presión máxima en el ensayo 2500@50

En el caso de la presión máxima alcanzada en cámara se puede decir que no está muy influida por la separación de las dos leyes de Wiebe, sino que, más bien, tienen una fuerte y directa dependencia de la

proporción de la premezcla. Se observa en los mapas como los valores más altos de la presión se dan para las mayores proporciones de premezcla, independientemente de cuál sea el ángulo de separación de las leyes que representan la componente difusiva y la premezclada.

Así, partiendo de valores más bajos de la presión, esta va creciendo al mismo ritmo que lo hace el peso de la premezcla. Este comportamiento está en línea con el que se vio en el estudio anterior en el que la importancia de la parte premezclada dentro de la combustión total era el parámetro más determinante a la hora de variar la presión en cámara.

A continuación se analiza el comportamiento del gradiente de presión:

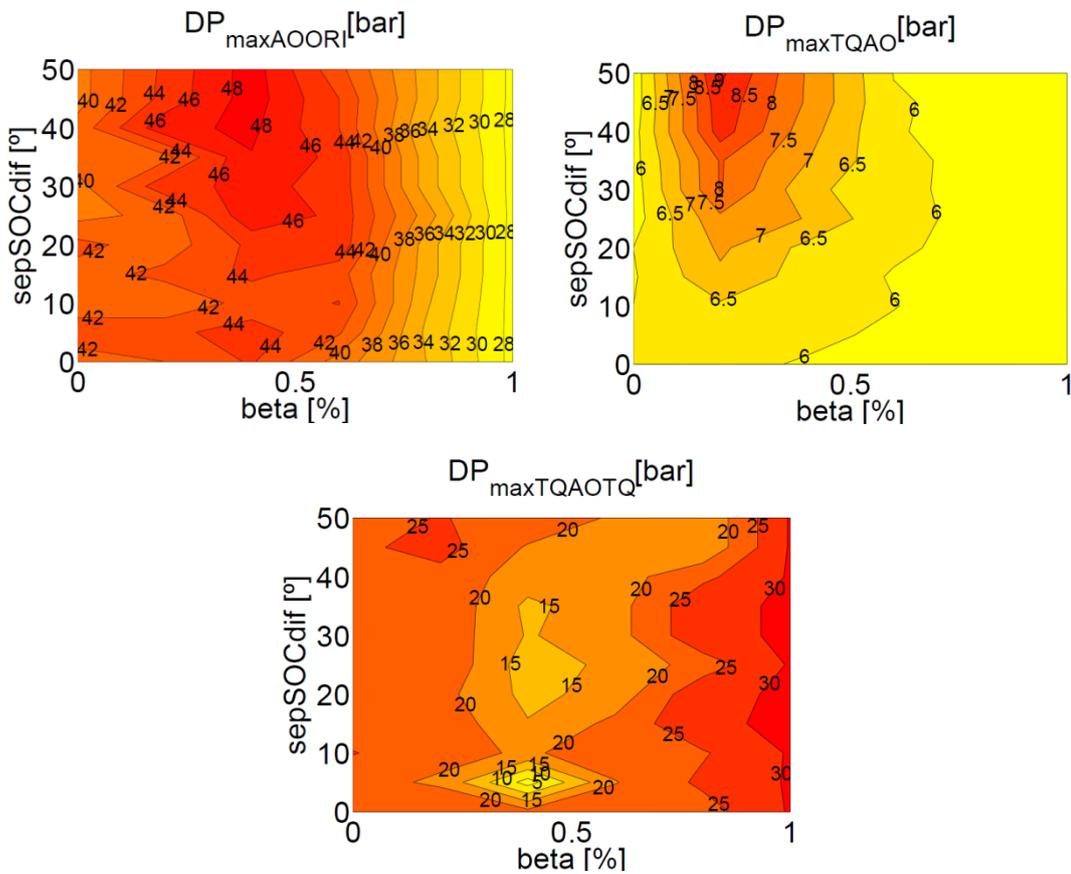


Ilustración 76. Diferencial de la presión máxima en el ensayo 2500@50

Al iniciar la combustión en el SoC óptimo la presión aumenta en la cámara. Crece más en las zonas en las que la presión inicial era menor y de manera más suave en las que la presión inicial era más elevada. Una vez más se produce una mejora real del ciclo que varía de manera diferente la presión en función del tipo de ley que tengamos en cada punto. Parece que el aumento de la presión está más bien relacionado con el valor de β y no con la separación de las leyes empíricas de Wiebe.

En cuanto a la mejora del ciclo al considerar el motor adiabático vemos como, en este caso, si es influyente la separación de las componentes premezclada y difusiva. Así la presión se incrementa en mayor grado cuando las combustiones son principalmente difusivas y muy separadas entre ellas. Al ser esto así, parece que el incremento del rendimiento en esta zona al considerar el motor adiabático esté relacionado con el aumento de la presión en la misma.

Al volver a calcular el ángulo de inicio óptimo para las nuevas condiciones el patrón de comportamiento es similar al del primer mapa, es decir, la presión cambia a un ritmo similar al que cambia el peso de la premezcla. Aunque ahora la presión aumenta más cuanto mayor es β .

Es destacable pero esperable que los mayores crecimientos de la presión se obtengan al optimizar el SoC, ya sea cuando se tiene un ciclo con pérdidas de calor o uno adiabático. Este comportamiento, parece confirmarse como una tendencia general en la presión.

- **Gradiente de máxima presión:**

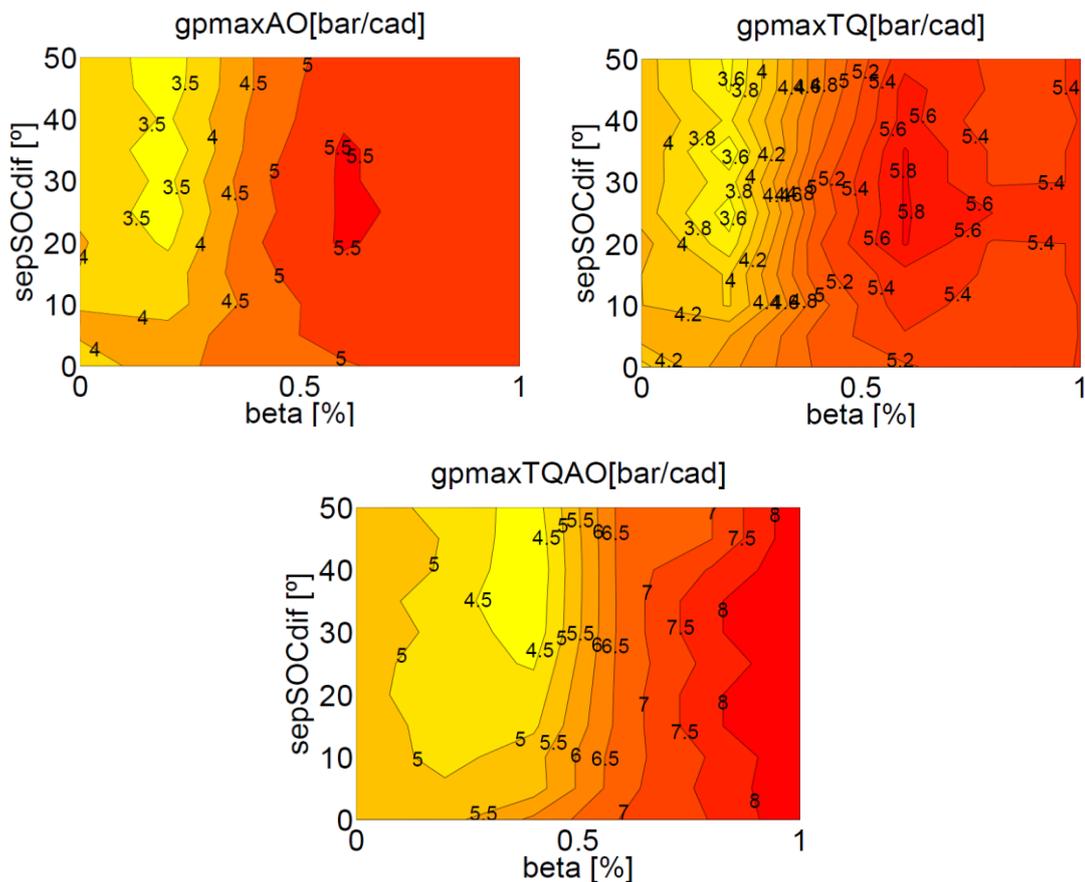


Ilustración 77. Gradiente de presión máxima en el ensayo 2500@50

Una vez más el gradiente de máxima presión en cámara sigue una distribución muy similar a la de la presión máxima en cámara. De esta forma, queda fuertemente determinado por el peso de la premezcla

en la combustión, aumentando a la vez que lo hace el parámetro β , alcanzando sus valores máximos para los mayores pesos de la componente premezclada.

Sin embargo, parece entreverse una cierta influencia del ángulo de separación de las leyes de combustión cuando se dan procesos principalmente difusivos. En estos casos se puede apreciar que a medida que se separan las componentes difusiva y premezclada del proceso de combustión disminuye el gradiente de presión, llegando a los valores mínimos del mismo cuando se tiene la máxima separación.

Ahora se estudiarán los gradientes de presión que se obtienen al incluir los efectos de avance óptimo, adiabaticidad de la cámara y adiabaticidad y avance óptimo recalculado.

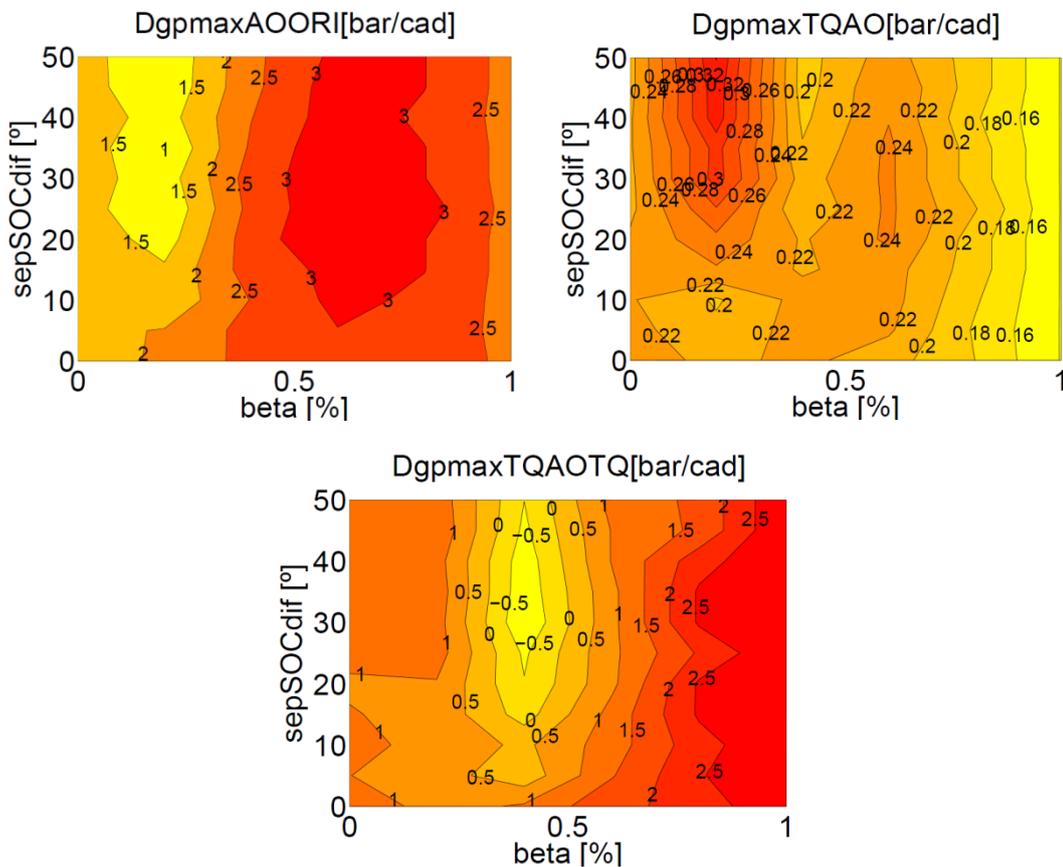


Ilustración 78. Diferencial del gradiente de presión máxima en el ensayo 2500@50

Quizá en este momento no se pueda establecer un patrón de comportamiento definido. Si se puede señalar que al pasar de un ciclo con inicio de la combustión libre a uno con SoC óptimo los mayores incrementos en el gradiente de presión aparecen en las zonas donde tenemos combustiones con pesos intermedios premezcla-difusión. En este caso ambas combustiones, formarían una más o menos compacta que incrementaría la presión en cámara (esto se vio en el apartado anterior) y que por tanto,

conducen a un mayor gradiente. El efecto de trabajar con un ciclo adiabático no parece ser decisivo y su efecto es prácticamente nulo. Finalmente la tendencia del gradiente de presión en un ciclo adiabático y con SoC óptimo se corresponde con la de la presión máxima en cámara. Ambos parámetros crecen más acusadamente cuando se tienen combustiones difusivas o premezcladas, y disminuyen al tener combustiones intermedias, con poca influencia de la separación entre los procesos.

- **Temperatura máxima en cámara:**

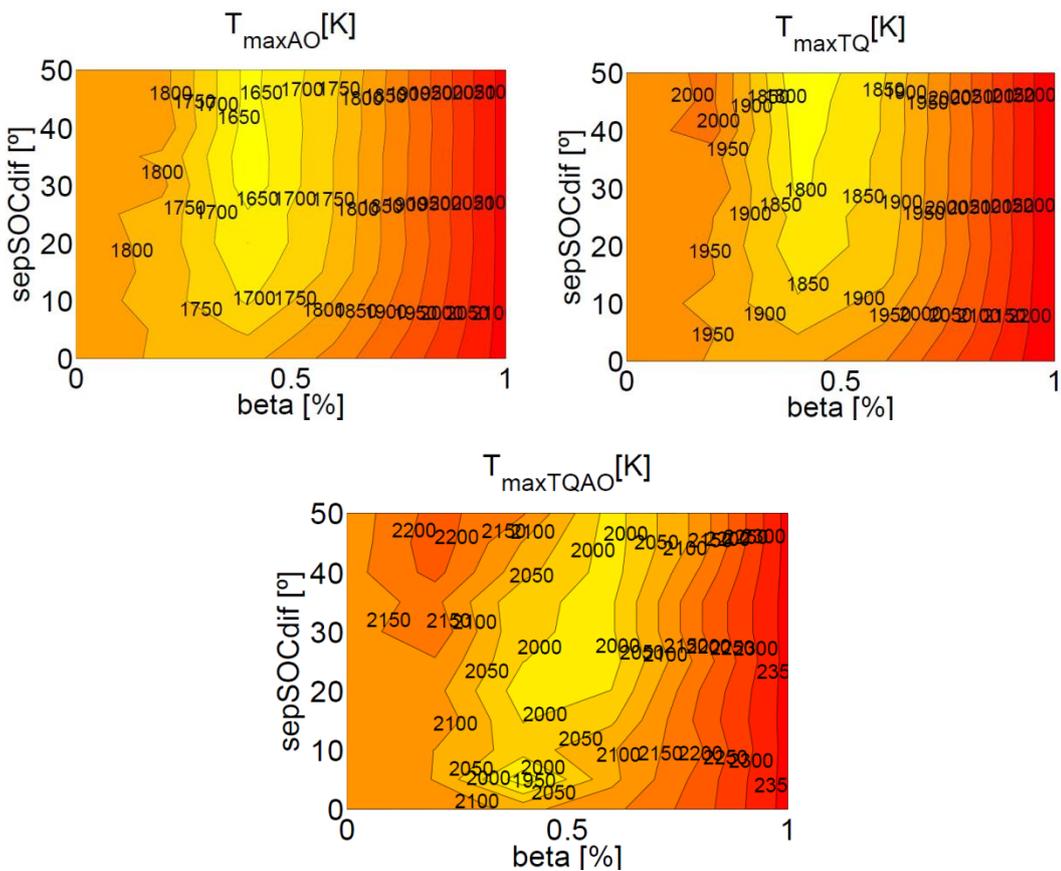


Ilustración 79. Temperatura máxima en el ensayo 2500@50

Como se puede observar en los mapas anteriores el patrón de comportamiento que sigue la temperatura máxima alcanzada en cámara recuerda al del rendimiento indicado aunque con algunas diferencias.

Como en el caso del rendimiento existe una zona en la que las temperaturas alcanzadas son mínimas y que se corresponde con aquellas leyes de liberación de calor en las que los pesos de las componentes difusiva y premezclada son similares. En este rango cuanto mayor es la separación entre ambas leyes de Wiebe menor es la temperatura que se alcanza en cámara.

Por otra parte, si la proporción de la premezcla es o muy baja (hasta un 20%) o muy alta (mayor del 65-70%), es decir, si la ley de combustión total está mucho más influida por una de sus dos componentes, premezcla o difusión, entonces la temperatura en cámara parece ser independiente de la separación que tengan estas dos leyes. Así la temperatura crece conforme crece el peso de la premezcla en la combustión final, al igual que ocurría en el estudio anterior.

Se puede entender que, si la contribución de una de las formas de combustión es mínima con respecto a la otra, entonces esta no influye prácticamente sobre la temperatura a la que se llega en el cilindro, y por tanto, es indistinta la separación que exista entre el inicio de la combustión de las dos leyes.

Una vez más, parece que el parámetro más influyente sobre la temperatura en cámara no es otro que la proporción de la premezcla.

Analizando la influencia de los efectos considerados sobre la temperatura máxima en cámara:

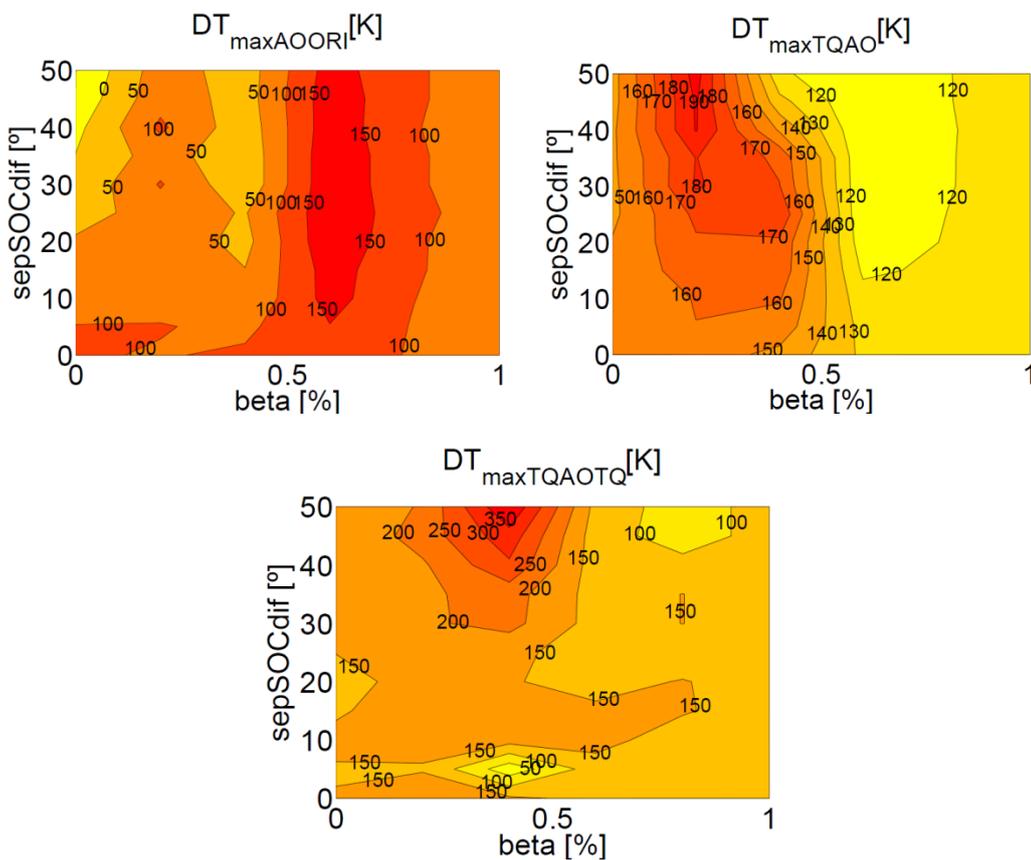


Ilustración 80. Diferencial de temperatura máxima en el ensayo 2500@50

Claramente, la temperatura en cámara aumenta al optimizar el proceso mediante la consideración de los distintos efectos. En concreto si se calcula el SoC más favorable con las condiciones del ciclo nominal la temperatura crece de manera más notable en aquellas combustiones que tienen un peso compartido de la premezcla y la difusión. Como se ha visto en el análisis anterior de la temperatura estas

combustiones presentan los mínimos valores del parámetro por lo que parece razonable este comportamiento.

Una vez calculado el ciclo adiabático, tanto con el mismo avance como con el óptimo para estas condiciones, los valores de temperatura crecen todavía más. Y, aunque el comportamiento no está del todo claro, se puede intuir que este crecimiento sigue siendo mayor en las zonas en las que la temperatura inicial presentaba valores mínimos.

En conclusión, parece que la mejora progresiva del proceso, en el caso de la temperatura, tiende a afectar de manera más contundente a los puntos más desfavorables en un principio.

- **Ángulo de 50% de masa quemada:**

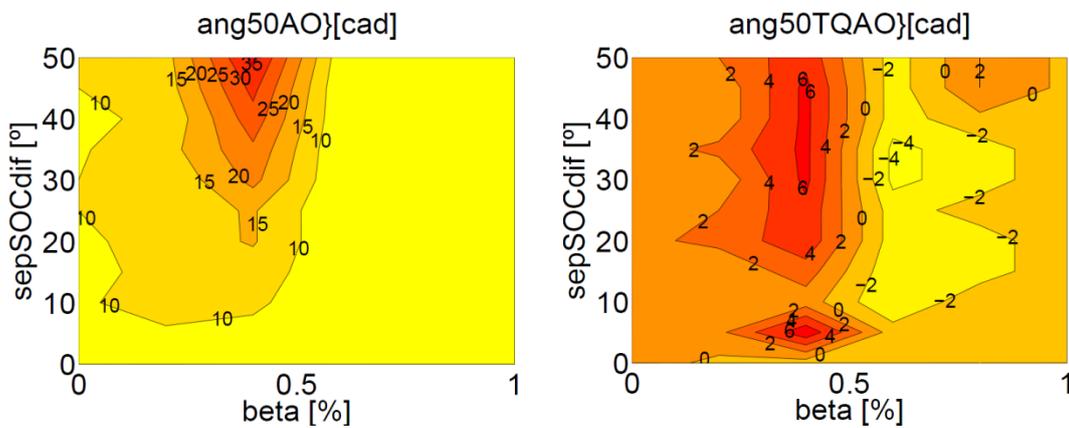


Ilustración 81. Ángulo de 50% de quemados en el ensayo 2500@50

No se muestra el mapa del Ang50TQ ya que, como se explicó antes este es el mismo que el de ang50AO.

Se pasa ahora a analizar los mapas del ángulo de 50% de masa quemada.

En este caso el comportamiento del parámetro ante los tres efectos considerados parece distinto.

En cuanto al Ang50 calculado suponiendo que la combustión comienza en el ángulo más favorable (pero teniendo en cuenta todas las demás pérdidas) y suponiendo que la cámara es adiabática (aunque empezando en ese mismo ángulo) encontramos un patrón parecido al del rendimiento. Se ve como al incrementar el peso de la premezcla en la combustión el Ang50 y del mismo modo el SoC se adelantan más sea cual sea la separación entre las Wiebes. Sin embargo, cuando domina la componente difusiva el ángulo de separación entre el comienzo de las dos leyes de combustión si parece condicionar el Ang50. Se observa como en ese caso, a medida que se separan las leyes el ángulo de 50% de masa quemada se atrasa.

De hecho, si la mayor parte del combustible se quema mediante un proceso difusivo es lógico y esperable que el Ang50 esté más retrasado, ya que la difusión es un proceso más lento de combustión.

Prestando atención al mapa del Ang50TQAO, el ángulo en el que el 50% de la masa de combustible se ha quemado al considera el cilindro adiabático y con su inicio de la combustión en el ángulo óptimo, el comportamiento es menos claro, y tal vez, se asemeja más al de los estudios anteriormente realizados, en los que se veía una zona central con β medias/altas y separaciones medias en las que el quemado se adelanta en mayor grado.

Parece que en este caso la influencia de β es la más considerable y a mayor importancia del proceso premezclado más adelantado está el Ang50 dado que se quema el combustible en un proceso más rápido.

Atendiendo al cálculo de efectos en el caso del Ang50:

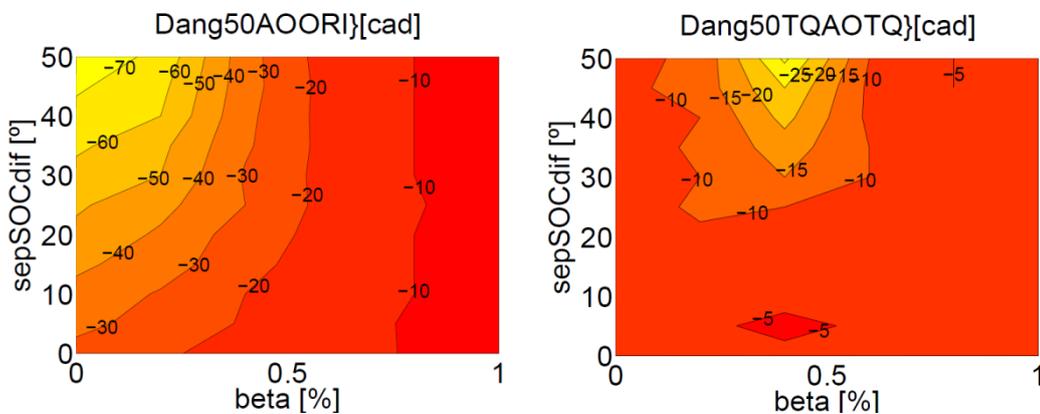


Ilustración 82. Diferencial del ángulo de 50% de quemados en el ensayo 2500@50

Como ocurría en prácticamente todos los casos estudiados, el ángulo de 50% de combustible quemado se adelanta mucho al calcular el avance óptimo con respecto al que se tenía en el ciclo original, y este adelanto es mucho más fuerte en cuanto se tienen combustiones difusivas y muy separadas. Los adelantos del Ang50 disminuyen con leyes más premezcladas independientemente de su grado de separación.

Este es el mismo patrón de comportamiento que se observaba al analizar el ángulo de 50% de masa quemada en los anteriores estudios. Cuando se quema con combustiones difusivas o con mayor peso de la difusión y muy separadas entre sí, los procesos se vuelven más lentos y por tanto, la hipótesis anteriormente planteada de que con procesos más lentos el rendimiento disminuye notablemente y por esta razón debe adelantarse el SoC enormemente parece confirmarse.

Cuando se considera un ciclo adiabático y con un nuevo SoC optimizado se ve como, a pesar de ser los adelantos menores, si son destacables en aquellas leyes que presenta un rendimiento indicado menor, las que tienen un peso similar de las componentes premezclada y difusiva y además estas componentes tienen ángulos de inicio de combustión bien diferenciados.

CAPÍTULO 5. ESTUDIO DE OPTIMIZACIÓN

En este último capítulo, se pretende cerrar todo el estudio realizado, aportando una serie de conclusiones que ayuden a caracterizar el comportamiento del motor Diesel DI e identificar qué rangos de funcionamiento son los más adecuados en cada punto de trabajo si el objetivo es minimizar tanto el consumo como las emisiones.

Para identificar estos rangos óptimos de funcionamiento en función de las distintas variables estudiadas, los mapas mostrados y analizados en los puntos anteriores no son del todo útiles. Si bien estos mapas ayudan a comprender la evolución del ciclo y del motor ante la variación de diferentes parámetros, y permiten establecer patrones de comportamiento generales, no definen de forma precisa que zonas de funcionamiento son las mejores si se tiene en cuenta más de un parámetro restrictivo.

La optimización individual es un proceso sencillo y fácil de llevar a cabo, sin embargo, cuando se combinan varios objetivos el proceso se complica. Si además se quieren imponer ciertas restricciones al proceso la optimización se vuelve aún más difícil.

Es decir, cuando se pretende optimizar tanto el consumo, caracterizado por el rendimiento; como la emisión de NOx, directamente relacionada con la temperatura máxima en cámara; así como el ruido, que vendrá definido por el gradiente de presión, y además, se desea que no se supere una cierta presión en cámara; en función de cuál sea nuestro criterio de optimización, qué parámetro sea el prioritario, obtendremos diferentes combinaciones de sus valores finales.

Por tanto, cuando el proceso de optimización debe lidiar con diferentes variables de salida y entrada, distintos elementos a optimizar, la mejor manera de llevarlo a cabo es definir una función de coste que sopesa la variación de los distintos parámetros y de como resultado un único valor de mérito que servirá como indicador de la idoneidad del proceso. Dependiendo de cuál sea la prioridad de optimización, es decir, qué parámetro se tenga más en cuenta, se obtendrán diferentes combinaciones óptimas de las variables de estudio.

La función de mérito implantada en este estudio se desarrolló en trabajos anteriores del CMT y, en este trabajo, se ha aceptado como una función adecuada. La función de mérito usada es la siguiente:

$$\text{Merit} = \frac{1000 \cdot \sum_i(\alpha_i)}{\sum_i \left(\alpha_i \cdot e^{\beta_r \frac{(\text{Output}_i - \text{Target}_i)}{\text{Target}_i}} \right)}$$

Ecuación 3.Ley de Wiebe

Se explica ahora cuáles son las variables que aparecen en la función de mérito usada:

- α : Esta variable permite asignar la importancia de los distintos parámetros, es decir, es el parámetro que da prioridad a uno u otro factor en el estudio de optimización. Para el estudio se

tendrán en cuenta 4 niveles distintos de optimización: primero dando mayor importancia a cada una de las variables estudiadas y finalmente la misma importancia a todas ellas.

- **β :** El valor de beta permite seleccionar la importancia de estar muy cerca del parámetro objetivo. También afecta a la flexibilidad de la función en el momento de encontrar las soluciones óptimas. De todas formas, a fin de disminuir el tiempo computacional y la dificultad de la función de mérito, en este estudio de optimización su valor se ha fijado en 1.
- **Output:** Se trata de la variable de salida que se quiere optimizar. En este caso se toman como variables de salida el rendimiento indicado a alta presión, la temperatura máxima en cámara y el gradiente de presión máximo. Se tomará el valor de cada variable en los diferentes puntos del mapa y se verá cómo de lejos se está de su objetivo.
- **Target:** Se trata del valor óptimo, objetivo, que se persigue durante el proceso de optimización. Para hallarlo se ha supuesto que el valor al que se quiere llegar es el más adecuado dentro del rango que tiene cada variable en cada punto de funcionamiento.

Es importante señalar que la presión límite de trabajo del ciclo se ha fijado en 200 bar. Este valor cumple con las restricciones físicas que impone el cilindro, por tanto, los puntos de trabajo que superen esta presión serán desestimados en el proceso de optimización, independientemente de qué valor de rendimiento, temperatura o gradiente de presión se alcance en ellos.

En cuanto al valor de α se han tomado valores de 100 o 0. Esto es, si uno de los factores tiene prioridad de optimización sobre el resto, entonces α_i será igual a 100 y la del resto de parámetros igual a 1. En el caso de que se quiera realizar una optimización conjunta el valor de cada α_i será de 1.

Para la realización de este estudio de optimización se han tomado los datos de los estudios realizados teniendo en cuenta solo la optimización del inicio de la combustión, entendiéndose que este era el único efecto de los analizados sobre el que podemos influir de manera eficaz en el motor, ya que, a día de hoy no se puede construir una cámara completamente adiabática. Así mismo se optimizará el proceso teniendo en cuenta la posible variación de la proporción de la premezcla y de la duración de la combustión. Esto último se ha hecho teniendo en cuenta que, como se comprobó antes, considerar las combustiones separadas no es interesante desde el punto de vista de la mejora de la eficiencia.

A continuación se va a mostrar, para cada punto de trabajo del motor, en función de su régimen de giro y su grado de carga, cuáles son los valores aconsejados de cada variable de estudio en función de la prioridad de optimización que se haya adoptado.

	<u>1000@25</u>	<u>1000@50</u>	<u>1000@100</u>	<u>2500@25</u>	<u>2500@50</u>	<u>2500@100</u>	<u>4000@25</u>	<u>4000@50</u>	<u>4000@100</u>
RendObj (%)	34,688	39,977	37,568	43,948	44,064	45,245	46,5	46,533	46,169
Tobj (K)	1202,2	1459,8	1775,1	1429,4	1655,1	192	1317,8	1520,4	1811,4
GPresObj (bar)	1,133	1,173	2,7	2,205	0,417	6,67	1,929	3,77	5,582

Tabla 13. Valores objetivo de los parámetros estudiados

	1000@25				1000@50				1000@100			
α_{Rend}	100	0	0	1	100	0	0	1	100	0	0	1
α_T	0	100	0	1	0	100	0	1	0	100	0	1
α_{GPres}	0	0	100	1	0	0	100	1	0	0	100	1
RendOpt (%)	34,66	28,99	34,067	34,067	38,453	32,779	38,43	38,43	37,47	32,441	36,361	36,361
Topt (K)	1520,8	1202,2	138	138	1867,9	1459,8	1867,9	1867,9	2360,2	175,1	2131,2	2131,2
GPresObt (bar/cad)	1,278	1,519	1,133	1,133	1,173	1,964	1,173	1,173	3,874	3,364	2,72	2,72
Presión (bar)	46,145	47,829	45,114	45,114	50,24	55,78	50,24	50,24	93,146	86,557	111,81	111,81
β (%)	0	0	1	1	0	0,2	0	0	1	0,4	0	0
$\Delta\alpha$ (cad)	25	150	150	150	50	150	50	50	100	150	75	75

	2500@25				2500@50				2500@100			
α_{Rend}	100	0	0	1	100	0	0	1	100	0	0	1
α_T	0	100	0	1	0	100	0	1	0	100	0	1
α_{GPres}	0	0	100	1	0	0	100	1	0	0	100	1
RendOpt (%)	43,739	36,829	43,348	43,348	37,847	37,847	37,847	37,847	43,711	38,411	39,03	39,03
Topt (K)	1790,2	1429,4	1723,9	1723,9	1685,5	1685,5	1685,5	1685,5	2096,8	1792	1835,7	1835,7
GPresObt (bar/cad)	2,614	2,849	2,205	2,205	0,418	0,418	0,418	0,418	7,371	7,059	6,67	6,67
Presión (bar)	84,041	81,71	81,05	81,05	115,95	115,95	115,95	115,95	199,32	197,52	194,7	194,7
β (%)	1	0,2	0	0	0,4	0,4	0,4	0,4	0	0,2	0	0
$\Delta\alpha$ (cad)	100	150	50	50	150	150	150	150	7	150	150	150

	4000@25				4000@50				4000@100			
α_{Rend}	100	0	0	1	100	0	0	1	100	0	0	1
α_T	0	100	0	1	0	100	0	1	0	100	0	1
α_{GPres}	0	0	100	1	0	0	100	1	0	0	100	1
RendOpt (%)	46,082	39,543	46,082	46,082	46,428	39,31	39,93	41,673	46,169	38,995	41,3	41,3
Topt (K)	1547,5	1317,8	1547,5	1547,5	1895,2	1520,4	1531,2	1582,7	2415,5	1811,4	1902,2	1902,2
GPresObt (bar/cad)	1,929	2,794	1,929	1,929	4,157	3,87	3,77	3,784	6,5	5,9	5,58	5,58
Presión (bar)	80,156	85,243	80,156	80,156	120,45	113,87	112,45	113,22	197,013	168,7	164,46	164,46
β (%)	1	0	1	1	1	0,2	0	0	1	0,2	0	0
$\Delta\alpha$ (cad)	100	150	100	100	100	10	150	125	75	150	125	125

Tabla 14. Resultados del estudio de optimización

Como se puede ver, para cada punto de trabajo se ha calculado cuales serían su rendimiento, temperatura y gradiente de presión más favorables.

Se observa, que en general, los puntos óptimos de funcionamiento en función del peso de la premezcla y de la duración de la combustión, independientemente del grado de carga y régimen de giro, se caracterizan por tener una beta de 0 o 1. Se puede declarar pues, que cuando en el motor el proceso de combustión se lleva a cabo mediante una sola combustión, es decir, una combustión compacta, ya sea premezclado y difusivo, el proceso se optimiza.

Por otra parte, parece que el peso de la premezcla en el proceso de combustión es más influyente que la duración del mismo en su optimización, sin embargo, al trabajar en a alto régimen de giro o a régimen medio pero alto grado de carga, la presión límite de 200 bar se convierte en una restricción real. Así en puntos de baja carga y/o régimen la presión límite no se llega a alcanzar en ningún momento y el ciclo evoluciona libremente, pudiendo escoger cualquier punto en su optimización. Por el contrario, a alto

régimen y/o carga se alcanzan presiones mayores que el límite impuesto y por consiguiente, los puntos óptimos serán aquellos con menos presión y por tanto con una duración mayor. Aunque los rendimientos más altos se obtienen con procesos más rápidos y mayor premezcla, son a su vez estos procesos los que implican temperaturas y gradientes de presión más altos, que son los que se quieren evitar. Por tanto, todos esos puntos de máximo rendimiento quedan descartados si se quiere mantener un equilibrio con las temperaturas máximas, directamente relacionadas con las emisiones de NOx y con los gradientes de presión máximos soportables por el motor sin que el trabajo se vuelva demasiado duro.

Por último señalar que al dar prioridad a la mejora del rendimiento tiende a penalizarse mucho la temperatura, de manera que estas son demasiado elevadas. Estas altas temperaturas se traducen en la formación de abundantes NOx térmicos que añadidos a los formados a partir del Nitrógeno y los precursores presentes en el combustible, no permitirán cumplir con la legislación actual que regula la emisión de NOx en los vehículos con motor Diesel DI que fija la emisión máxima de este tipo de contaminantes en 0.005 ppm.

De la misma manera si se prioriza la optimización de la temperatura para que esta no sea demasiado elevada el rendimiento decae notablemente. Es al optimizar el gradiente de presión, al disminuir el ruido que se genera en la cámara, cuando se alcanzan valores intermedios tanto para el rendimiento como para la temperatura. Es por esto, que en la mayoría de las ocasiones, independientemente de cuál sea el régimen de giro y el grado de carga, el punto de trabajo en el que se optimiza el gradiente de presión en cámara coincide con el punto en el que se obtienen los mejores resultados de cada variable a la vez.

Finalmente es destacable que mediante la optimización del inicio de la combustión y teniendo en cuenta las restricciones de presión, el rendimiento del lazo de alta presión en el ciclo, el rendimiento indicado, nunca superará el 46 %, lo que supone un valor razonable e incluso alto teniendo en cuenta que los rendimientos más bajos con los que se empezó en torno al 30%. En el caso de la temperatura máxima en cámara todavía son elevadas y por tanto, se generarán NOx durante el ciclo de trabajo lo que nos obligará a implantar un sistema de postratamiento de los gases de escape para poder cumplir con la normativa.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

6.1. CONCLUSIONES SOBRE LOS ESTUDIOS PARAMÉTRICOS.

Para concluir, se puede decir que, en general, independientemente del punto escogido, es decir, del régimen de giro y la carga, se siguen algunos patrones básicos.

En primer lugar, si uno se fija en concreto en el rendimiento indicado se ve como este es mayor a medida que aumenta el régimen de giro (pasando de valores máximos en torno al 50% en 1000 rpm hasta valores alrededor del 56% en 4000 rpm). Además el grado de carga también afecta sustancialmente al rendimiento dentro del mismo régimen, sumando 2 o 3 puntos porcentuales al pasar del 25 al 100% de carga.

Este incremento del rendimiento al aumentar tanto la carga como el régimen de giro ya es conocido en el caso del rendimiento efectivo, si bien, para el caso del indicado no existe ninguna evidencia de que tenga que ser así, aunque esto es lo que parecen concluir los ensayos realizados.

Además, a medida que la combustión se hace más corta y se da mayor peso a la premezcla frente a la etapa difusiva, tanto la temperatura, como el rendimiento alcanzan valores más altos. Al contrario, los valores más bajos de estas son para combustiones muy largas y básicamente difusivas.

La temperatura tiene una tendencia similar a la del rendimiento cuando se trata de la influencia de la proporción de premezcla y de la duración de la difusión. Como ocurre con el rendimiento con combustiones más cortas y más peso de la premezcla en el proceso de combustión los valores de temperatura son más altos.

Este patrón se repite incluso cuando se compara la influencia de la proporción de la premezcla frente al ángulo de separación del inicio de las componentes premezclada y difusiva dentro de la combustión total. En este caso sigue habiendo una influencia mayor sobre los distintos parámetros de la premezcla.

En general, a mayores pesos de la premezcla dentro de la combustión total, duraciones más cortas de la combustión y menores separaciones de los procesos diferenciados que componen la misma, mayores rendimientos indicados se alcanzan en el ciclo.

Sin embargo, no está claro cuál es el efecto que más condiciona el rendimiento. Por un lado al estudiar los ensayos relativos a la proporción de la premezcla y la duración de la combustión, el rendimiento se maximiza al considerar el motor adiabático, lo que a grandes rasgos es lógico y esperado. Sin embargo, cuando se analiza la importancia de la separación del SoC de las leyes individuales y la proporción de la premezcla, todo apunta a que la mayor optimización del ciclo se produce al iniciar la combustión en el punto más favorable.

La presión, en cambio, sigue otra tendencia en su comportamiento y al parecer, está más condicionado por el tiempo disponible para realizar la combustión en la cámara que por la importancia de la componente premezclada en el proceso.

Al igual que con el rendimiento, tanto presión como temperatura aumentan conforme lo hace el régimen y la carga, siendo esta la causa real de que aumente el rendimiento.

La temperatura y la presión máxima en cámara siguen en general una misma evolución en relación al cálculo con efectos progresivos. Sus valores van aumentando con cada paso de cálculo. El incremento de temperatura en el caso del ciclo adiabático con respecto al ciclo con solo avance óptimo está entre 100 y 200 K en función del punto del mapa considerado. Este valor se incrementa en otros 100 K (entiéndase el mismo punto del mapa aumenta su temperatura en 100 K) cuando se considera el ciclo adiabático y con su avance óptimo recalculado. En el caso de la presión el comportamiento es similar, al hacer el cálculo sucesivo de efectos, y por tanto ir aumentando el rendimiento del motor, las presiones alcanzadas son cada vez mayores, incrementando para un mismo punto del mapa una media de 10 a 20 bares entre cálculo y cálculo de efecto, aunque para la presión, el mayor aumento se alcanza al realizar un ciclo con su SoC optimizado, y no en el caso de considerar el ciclo adiabático, como ocurre con la temperatura.

También existen diferencias entre las dos variables cuando se considera el efecto combinado de la separación del SoC y del peso de la premezcla. En ese caso se puede considerar la presión en cámara prácticamente independiente de la separación de las leyes de combustión y directamente proporcional al peso de la premezcla, pero no se puede decir lo mismo de la temperatura que si tiene cierta dependencia de la separación del SoC.

De todas formas, para las dos variables de estudio es determinante el peso de la premezcla en la ley de combustión asumida, siendo el efecto de la separación secundario en comparación. En cuanto a los efectos, una vez más la presión está realmente influida por el cálculo del avance mejorando o más bien aumentando mucho en los casos en los que se asume el óptimo. La temperatura, en cambio, sufre grandes variaciones al asumir un ciclo adiabático y más aun cuando se reconsidera el ciclo adiabático y con SoC óptimo, llegando a aumentar hasta 350 K en algunos casos concretos.

En cuanto al gradiente de máxima presión está directamente relacionado con el peso de la premezcla en la combustión. Se puede decir, que, independientemente de la duración de la combustión, e incluso independientemente de la separación del inicio de la combustión de cada componente de la misma, al crecer β , el gradiente de presión crece, lo que por otra parte es un comportamiento lógico y ya predecible. Es este un comportamiento muy parecido al del rendimiento.

El gradiente de presión máximo no varía nada o lo hace de manera poco significativa en el caso del ciclo con avance óptimo o adiabático, sin embargo, si aumenta en uno, dos o tres bares en el caso del modelo adiabático y con avance óptimo.

Prestando atención al ángulo de 50% de masa quemada, como se puntualizó, parece que independientemente del tipo de ley que se estudie, más o menos rápida, mayor o menor difusión, bajo o alto régimen o carga... el patrón seguido es similar. Se tiende a adelantar este punto conforme tenemos

combustiones más compensadas, es decir, con duraciones intermedias y pesos similares de las componentes difusivas y premezcladas.

Por otra parte, al aumentar el régimen de giro, se aprecia un claro adelanto del SoC. La combustión comienza antes ya que el tiempo existente para realizarla es menor, y lo que se pretende es que, las mayores presiones sigan alcanzándose en el PMS.

Si se tienen en consideración los efectos analizados, es claro que la tendencia general es a adelantar el ángulo de inyección conforme se recalcula el SoC óptimo, ya sea en un motor real o en uno supuesto adiabático. Esto indica que, al adelantar la inyección y por tanto la combustión en unos cuantos grados, en general, se consigue incrementar el rendimiento.

Si se atiende a la influencia del régimen y el grado de carga en determinados parámetros de la combustión se puede observar que, en los puntos de baja carga las pérdidas relativas a la transmisión de calor son más elevadas que en los de alta. Este efecto es debido a que a 1000 rpm la cantidad de ciclos por unidad de tiempo es menor, y por tanto los fluidos están más tiempo en la cámara en contacto con las paredes generando mayores pérdidas por transmisión de calor. En este mismo régimen a plena carga descienden las pérdidas debido a que la cantidad de energía puesta en juego (el fuel inyectado) es mayor y de forma relativa la energía perdida es menor. A 4000 rpm también se observa esta tendencia aunque de una manera mucho menos pronunciada, y en este caso el descenso también está ligado al aumento de la energía puesta en juego en la combustión.

En cuanto a las pérdidas por velocidad y avance de la combustión se observa que son especialmente bajas en el punto a 1000 rpm al 25% de carga. Esto es debido a que en este punto el régimen es bajo, como también lo es la cantidad de fuel inyectado, y como consecuencia se tiene que la velocidad de combustión no es un parámetro crítico a vigilar, ya que hay tiempo suficiente para que se queme todo el fuel. Los cambios en el avance tampoco son críticos debido a esta razón. A 4000 rpm se observa un efecto similar aunque más moderado entre los puntos de baja y alta carga.

6.2. CONCLUSIONES SOBRE EL ESTUDIO DE OPTIMIZACIÓN

Con referencia al último estudio de optimización mediante la función de mérito es importante destacar que partiendo de rendimientos bajos (en los casos de mínimo rendimiento en torno al 30%) se llegan a alcanzar en los mejores caso rendimientos del 46% a través de la optimización del SoC, la temperatura y la presión en cámara. Por otro lado, se debe tener en cuenta que, aunque existen puntos en los que el rendimiento alcanzado es superior, en ellos la presión alcanzada supera la límite aceptable para el buen comportamiento del motor, o en otros casos las temperaturas son demasiado altas produciendo un elevado porcentaje de NOx que no cumplen con la normativa europea Euro V impuesta.

CAPÍTULO 7. BIBLIOGRAFÍA

- 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, 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.
- 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 DE LA ENERGÍA

ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN EN EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DIESEL DE INYECCIÓN DIRECTA

AUTOR: MAR FERNÁNDEZ MARCO

TUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR: ANTONIO GARCÍA MARTÍNEZ

Curso Académico: 2014-15

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto

ÍNDICE DE LA MEMORIA

5. Introducción
 - 1.1. Antecedentes del documento
 - 1.2. Justificación del documento
 - 1.3. Objetivos del documento

6. Herramientas usadas para la redacción
 - 2.3. Software SiCiclo
 - 2.4. Ley de combustión empírica de Wiebe
7. Metodología usada
 - 3.1. Explicación general
 - 3.2. Ciclo de trabajo en el motor
 - 3.3. Definición y ajuste de la ley teórico-experimental
 - 3.3.1. Definición del estudio de la variación de la duración de la combustión.
 - 3.3.2. Definición del estudio de la variación en la proporción de la premezcla de la combustión
 - 3.3.3. Definición del estudio conjunto de la variación de la duración y la proporción de la premezcla de la combustión
 - 3.4. Definición del estudio conjunto de la variación SoC- proporción de la premezcla en la combustión

8. Resultados de los estudios realizados
 - 4.1. Resultados de los estudios sobre la variación de la duración y la proporción de la premezcla en la combustión
 - 4.1.1. Resultados del estudio de la variación de la duración de la combustión

- 4.1.2.. Resultados del estudio de la variación de la proporción de la premezcla en la combustión
- 4.1.3. Resultados del estudio conjunto de la variación de la duración y la proporción de la premezcla en la combustión
- 4.2. Resultados del estudio conjunto de la variación SoC- proporción de la premezcla en la combustión
- 5. Estudio de optimización de ciclo
- 6. Conclusiones finales
 - 6.1. Conclusiones sobre los estudios paramétricos
 - 6.2. Conclusiones sobre el estudio de optimización
- 7. Bibliografía

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

- 2. Presupuesto de ingeniería
 - 2.1. Presupuesto de recursos humanos
 - 2.2. Presupuesto de material
 - 2.3. Presupuesto final

CAPÍTULO 1. PRESUPUESTO DE INGENIERÍA

El siguiente documento tiene como objetivo conocer los costes del estudio realizado con el fin de analizar el comportamiento de un motor Diesel DI de 1.6l Euro V ante diferentes situaciones.

Se ha estructurado el presupuesto en dos partes principales, los costes asociados a recursos humanos y los asociados a material de trabajo, es decir, en la primera parte se habla del coste de las personas necesarias para realizar el proyecto, y en la segunda la de los equipos y software utilizados para su desarrollo.

Cabe destacar que en este presupuesto no se tienen en cuenta los elementos que forman parte de las propias instalaciones del departamento CMT (lease climatización, seguridad, suministro de combustible...) por entenderse que todas ellas ya estaban disponibles antes de la realización del proyecto y lo seguirán estando después.

1.1.PRESUPUESTO DE RECURSOS HUMANOS

RECURSO	TAREA	UNIDADES (h)	COSTE UNITARIO (e/h)	COSTE (€)
Ingeniera de la Energia	Búsqueda de información	50	25	1250
	Análisis de la información	130	25	3250
	Simulación de distintos escenarios	100	25	2500
	Evaluación de los escenarios	50	25	1250
	Redacción del trabajo	60	25	1500
	Reuniones	20	25	500
				10250
Ingeniero industrial (Cotutor)	Supervisión del trabajo	70	35	2450
Ingeniero industrial (Tutor)	Orientación del alumno	40	45	1800
	Supervisión y corrección del trabajo	60	45	2700
	Reuniones	20	45	900
			5400	
TOTAL				18100

1.2.PRESUPUESTO DE MATERIAL DE TRABAJO

CONCEPTO	UNIDADES (h)	COSTE UNITARIO (e/h)	COSTE €
Banco de ensayo	20	30	600
PC Toshiba Statellite L750	150	0,25	37,5
Matlab 2012	50	0,9	45
Microsoft Office 2010	35	0,8	28
Impresora	1	0,55	0,55
Software SiCiclo CMT	50	1,5	75
			786,05
TOTAL			786,05

1.3.PRESUPUESTO FINAL

COSTE RECURSOS HUMANOS (€)	18100
COSTE MATERIAL DE TRABAJO (€)	786,05
TOTAL	18886,05