



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

OPTIMIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR DIÉSEL PARA EL CUMPLIMIENTO DE NORMATIVA DE EMISIONES CONTAMINANTES

AUTOR: ANDREU OLTRA GIMENO

TUTOR: JAIME MARTÍN DIAZ

Curso Académico: 2017-18

Resumen

Los motores de combustión interna alternativos se han visto sometidos al cumplimiento de unas normativas de gases contaminantes cada vez más restrictivas fomentando el desarrollo e investigación en nuevas técnicas más vanguardistas y estrategias de reducción de emisiones como EGR, sistemas de pos tratamiento, entre otros.

El proyecto realizado en el Instituto Universitario CMT consiste en la optimización de la combustión de un motor diesel de 4T de 1.9l de cilindrada Euro IV mediante la herramienta predictiva OD ciclo. Para ello, se ha implementado un modelo predictivo de NOx el cual ha sido calibrado mediante datos experimentales que se tomaron previamente en la sala de ensayos.

Una vez calibrado y validado el modelo con un error promedio relativo del **18%** de NOx, se ha realizado el estudio de optimización del rendimiento indicado mediante una herramienta de algoritmos genéticos reduciendo al mismo tiempo las emisiones por debajo de las exigencias de las normativas: Euro IV, Euro V, etc.

Para la realización del estudio, la variable a manipular ha sido únicamente la ley de liberación de calor a partir de la cual se ha conseguido optimizar un ciclo de homologación NEDC en normativa EURO V disminuyendo los valores de NOx por debajo de **2 g/kWh**.

Por otro lado, se ha realizado un estudio en paralelo analizando el impacto de los NOx en puntos de alta carga donde existen dos variables a manipular: la ley de liberación de calor y la tasa de EGR. Con ello se consigue reducir considerablemente la formación de NOx térmicos y a su vez, conseguir mejores rendimientos indicados.

Finalmente, se trata de un modelo teórico, y se pretende seguir estudiando en trabajos futuros cómo afectan diferentes parámetros al rendimiento y las emisiones, como por ejemplo, variar el inicio de la inyección, la presión de rail, presión y número de inyecciones, entre otros.

Palabras clave: modelo predictivo, normativas contaminantes, combustión, motor diésel, algoritmos genéticos, óxidos de nitrógeno, ciclo.

Resum

Els motors de combustió interna alternatius s'han vist sotmesos al compliment d'unes normatives de gasos contaminants cada vegada més restrictives fomentant el desenrotllament i investigació en noves tècniques més avantguardistes i estratègies de reducció d'emissions com EGR, sistemes de pos-tractament, entre altres.

El projecte realitzat en l'Institut Universitari CMT consisteix en la optimització de la combustió d'un motor dièsel de 4T de 1.9l de cilindrada Euro IV per mitjà de la ferramenta predictiva OD síciclo. Per aconseguir-ho s'ha implementat un model predictiu de NOx que ha sigut calibrat per mitjà de dades experimentals que es van prendre prèviament en la sala d'assajos.

Una vegada calibrat i validat el model amb un error mitjà relatiu del **18%** de NOx, s'ha realitzat l'estudi d'optimització del rendiment indicat per mitjà d'una ferramenta d'algoritmes genètics reduint al mateix temps les emissions per davall de les exigències de les normatives: Euro IV, Euro V, etc.

Per a la realització de l'estudi, la variable a manipular ha sigut únicament la llei d'alliberament de calor a partir de la qual s'ha aconseguit optimitzar un cicle d'homologació NEDC en normativa EURO V disminuint els valors de NOx per davall de **2 g/kWh**.

D'altra banda, s'ha realitzat un estudi en paral·lel analitzant l'impacte dels NOx en punts d'alta càrrega on hi ha dos variables a manipular: la llei d'alliberament de calor i la taxa d'EGR. Amb això s'aconsegueix reduir considerablement la formació de NOx tèrmics i al seu torn, aconseguir millors rendiments indicats.

Finalment, es tracta d'un model teòric, i es pretén continuar estudiant en treballs futurs com afecten diferents paràmetres al rendiment i les emissions, com per exemple, variar l'inici de la injecció, la pressió de rail, pressió i nombre d'injeccions, entre altres.

Paraules clau: model predictiu, normatives contaminants, combustió, motor dièsel, algoritmes genètics, òxids de nitrogen, síciclo.

Abstract

Internal combustion engines have been required to fulfill with increasingly stringent polluting gas regulations, encouraging development and research into new techniques and emission reduction strategies such as EGR, aftertreatment systems, etc.

The project carried out at the Instituto Universitario CMT consists of optimizing the combustion of a 4T diesel engine using a 0D predictive tool.

The studied engine is a 1.9-liter Euro IV. Therefore, for the research study it has been implemented a NO_x emissions model which has been calibrated by experimental data that were previously measured in the test cell.

Once the model has been calibrated and validated with an average error of 18% of NO_x, it is ready to carry out the indicated performance optimization study. With this aim I have implemented a genetic algorithm tool to enhance the efficiency while reducing emissions below the requirements of the regulations: Euro IV, Euro V.

For the realization of the study, the variable to be manipulated was only the law of heat release from which it has been possible to optimize a NEDC homologation cycle in EURO V regulations by decreasing the NO_x values below 2 g / kWh.

On the other hand, a parallel study has been carried out analyzing the impact of NO_x in high load points where there are two variables to be manipulated: the law of heat release and the EGR rate. This considerably reduces the thermal NO_x formation and, in turn, achieves better indicated performances.

Finally, it is a theoretical model, and it is intended to continue studying in future works how different parameters affect performance and emissions, such as varying the start of injection, rail pressure, pressure and number of injections, between others. Finally, since it is a theoretical model it is intended to represent this results in future works by varying the settings of injection.

Keywords: predictive model, polluting regulations, combustion, diesel engine, genetic algorithms, nitrogen oxides, ciclo.

Agradecimientos

A mi familia por estar a mi lado en todos los momentos de dificultad donde parecía que todo se derrumbaba y ellos confiaron en mí. Por darme la oportunidad de haberme formado como ingeniero en una de las escuelas más potentes a nivel mundial.

A ellos, por estar unidos como un equipo de remo apoyándonos en todo momento, días y noches, sábados y domingos en la biblioteca, para hacer frente a todos los obstáculos en forma de trabajos, exámenes, prácticas que hemos tenido que superar.

A ella, porque no ha dejado de estar a mi lado desde el primer momento, instándome a que sea mejor cada día.

A mis supervisores del CMT, Diego y Jaime que han estado en todo momento supervisándome y dirigiéndome cuando parecía que perdía el rumbo del proyecto.

Contenido

Memoria

1	Introducción	2
1.1	Justificación	2
1.2	Motivación y antecedentes.....	3
1.2.1	Emisiones contaminantes reguladas.....	4
1.2.2	Sistemas de pos-tratamiento	8
1.3	Objetivos	9
2	Herramientas empleadas: experimentales y teóricas.....	11
2.1	Herramienta experimental.....	11
2.1.1	Descripción del motor	11
2.1.2	Sala de ensayos	12
2.2	Herramientas teóricas.....	14
2.2.1	Descripción herramienta predictiva SICICLO	14
2.2.2	Algoritmos genéticos.....	19
3	Modelo de NOx	25
3.1	Introducción	25
3.2	Descripción de la formación de NOx térmicos.....	25
3.2.1	Cálculo temperatura gases inquemados.....	28
3.2.2	Cálculo temperatura como consecuencia del calor liberado.....	32
3.2.3	Cálculo temperatura de corrección.....	33
3.3	Mecanismo de reducción NOx	34
3.4	NOx térmicos VS NOx totales.....	35
4	Metodología	39
4.1	Introducción	39
4.2	Calibración modelo NOx.....	40
4.2.1	Cálculo de la corrección $\Delta T(n,N)$	40
4.2.2	Cálculo de la corrección $K(YO_2, \lambda)$	42
4.3	Validación Modelo NOx.....	44
4.4	Metodología optimización	46
4.4.1	Diagrama de flujo	46
4.4.2	Parámetros de la combustión	49
4.5	Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes.....	51

4.5.1	Selección y justificación puntos de estudio	51
4.5.2	Generación población inicial	53
4.5.3	Desarrollo Función Objetivo.....	54
4.6	Estudio 2: Comportamiento dFQL y NOx en puntos de alta carga	55
4.6.1	Selección puntos de estudio	56
4.6.2	Estrategia sin EGR.....	56
4.6.3	Estrategia con EGR	56
5	Resultados	59
5.1	Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes.....	59
5.2	Estudio 2: Comportamiento DFQL y NOx en puntos de alta carga	78
6	Conclusiones y trabajos futuros	94
6.1	Conclusiones.....	94
6.2	Trabajos futuros	95
7	Bibliografía	97
Presupuesto		
1	Desarrollo económico	105
1.1	Consideraciones	105
1.2	Estudio económico	105
1.2.1	Amortización de equipos.....	105
1.2.2	Gastos generales	107
1.2.3	Gastos de mano de obra	108
1.2.4	Resumen del presupuesto.....	110

Índice de figuras

Figura 1.1: Portable Emissions Measurement System.....	3
Figura 2.1: Motor diésel de inyección directa del proyecto [36]	12
Figura 2.2: Esquema adquisición de datos sala de ensayos.....	13
Figura 2.3: Esquema del funcionamiento básico del algoritmo genético	20
Figura 2.4: Proceso optimización	21
Figura 2.5: Comparación métodos optimización	22
Figura 3.1: Llama difusiva de combustión y formación de NOx [31]	26
Figura 3.2: Evolución de la temperatura durante un proceso de combustión [31].....	33
Figura 3.3: Esquema teórico de los mecanismos de reducción de NOx [31]	35
Figura 3.4: NOx térmicos VS NOx totales con diferentes valores de YO2 y Fr [31]	36
Figura 4.1: Representación del mapa de funcionamiento del motor	40
Figura 4.2: Valores para la corrección $\Delta T(n, N)$	41
Figura 4.3: Puntos de operación para la calibración de la corrección $K(YO_2, \lambda)$	42
Figura 4.4: Valores para la corrección $K(YO_2, \lambda)$	43
Figura 4.5: Valores para la corrección $K(Y_{O_2}, \lambda)$ interpolada para todo el mapa motor.....	44
Figura 4.6: Ensayos para la validación del modelo de NOx.....	44
Figura 4.7: Ciclo validación modelo NOx.....	45
Figura 4.8: Error relativo en los ensayos de validación del modelo de NOx.....	46
Figura 4.9: Diagrama proceso optimización de la combustión y calculo NOx	47
Figura 4.10: Fases de la combustión, parámetros de entrada [38]	49
Figura 4.11: Ciclo de homologación NEDC.....	51
Figura 4.12: Puntos de estudio finales	53
Figura 5.1: Evolución DFQL punto de operación 1250_3.....	64
Figura 5.2: Presión en cámara punto de operación 1250_3	64
Figura 5.3: Temperatura en cámara punto de operación 1250_3.....	65
Figura 5.4: Evolución DFQL punto de operación 1500_2.....	66
Figura 5.5: Presión en cámara punto de operación 1500_2	66
Figura 5.6: Temperatura en cámara punto de operación 1500_2.....	67
Figura 5.7: Evolución DFQL punto de operación 2000_2.....	73

Figura 5.8: Presión en cámara punto de operación 2000_2	73
Figura 5.9: Temperatura en cámara punto de operación 2000_2	74
Figura 5.10: Evolución DFQL punto de operación 2000_5	75
Figura 5.11: Presión en cámara punto de operación 2000_5	75
Figura 5.12: Temperatura en cámara punto de operación 2000_5	76
Figura 5.13: Evolución DFQL punto de operación 2000_13	81
Figura 5.14: Presión en cámara punto de operación 2000_13	81
Figura 5.15: Evolución DFQL punto de operación 2000_21	82
Figura 5.16: Presión en cámara punto de operación 2000_21	83
Figura 5.17: Evolución DFQL punto de operación 2500_21	84
Figura 5.18: Presión en cámara punto de operación 2500_21	84
Figura 5.19: Evolución DFQL punto de operación 3000_15	85
Figura 5.20: Presión en cámara punto de operación 3000_15	86
Figura 5.21: Evolución DFQL punto de operación 3000_21	87
Figura 5.22: Presión en cámara punto de operación 3000_21	87
Figura 5.23: NOx VS Rendimiento punto de operación 2000_13	89
Figura 5.24: NOx VS Rendimiento punto de operación 2000_21	89
Figura 5.25: NOx VS Rendimiento punto de operación 2500_21	90
Figura 5.26: NOx VS Rendimiento punto de operación 3000_15	90
Figura 5.27: Punto de operación 3000_21	91

Índice de tablas

Tabla 1.1: Comparación ciclos de homologación NEDC y WLTP	2
Tabla 1.2: Límites contaminantes Euro II	4
Tabla 1.3: Límites contaminantes Euro III	5
Tabla 1.4: Límites contaminantes Euro IV	5
Tabla 1.5: Límites contaminantes Euro V Gasolina	6
Tabla 1.6: Límites contaminantes Euro V Diesel	6
Tabla 1.7: Límites contaminantes Euro VI Gasolina	7
Tabla 1.8: Límites contaminantes Euro VI Diesel	7
Tabla 2.1: Ficha técnica del motor	11
Tabla 2.2: Instrumentación sala de ensayos	12
Tabla 4.1: Densidad de puntos en las diferentes áreas del ciclo NEDC	52

Tabla 5.1: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 1250_3 y 1500_2.....	59
Tabla 5.2: Parámetros característicos de las iteraciones resultantes de los puntos 1250_3 y 1500_2.....	60
Tabla 5.3: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 1	60
Tabla 5.4: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 2	61
Tabla 5.5: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 3	61
Tabla 5.6: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 4	62
Tabla 5.7: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 5	62
Tabla 5.8: Comparativa valores experimentales VS teóricos iteración 3.....	63
Tabla 5.9: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 2000_2 y 2000_5.....	68
Tabla 5.10: Parámetros característicos de las iteraciones resultantes de los puntos 2000_2 y 2000_5.....	68
Tabla 5.11: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 1 ..	69
Tabla 5.12: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 2 ..	69
Tabla 5.13: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 3 ..	70
Tabla 5.14: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 1 ..	70
Tabla 5.15: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 5 ..	71
Tabla 5.16: Comparativa valores experimentales VS teóricos iteración 4 puntos 2000_2 y 2000_5.....	72
Tabla 5.17: Resultado optimización punto 2000_13	78
Tabla 5.18: Resultado optimización punto 2000_21	79
Tabla 5.19: Resultado optimización punto 2500_21	79
Tabla 5.20: Resultado optimización punto 3000_15	80
Tabla 5.21: Resultado optimización punto 3000_21	80
Tabla 5.22: Resumen valores teóricos VS experimentales puntos alta carga.....	92
Tabla 1.1: Amortización hardware	106
Tabla 1.2: Amortización software	107
Tabla 1.3: Resumen amortizaciones	107
Tabla 1.4: Costes generales.....	108

Tabla 1.5: Costes mano de obra Ingeniero Superior	108
Tabla 1.6: Coste partidas del Ingeniero.....	109
Tabla 1.7: Resumen costes totales Ingeniero	109
Tabla 1.8: Resumen presupuesto final.....	110

MEMORIA

Capítulo I

INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

Contenidos:

1	Introducción	2
1.1	Justificación	2
1.2	Motivación y antecedentes.....	3
1.2.1	Emisiones contaminantes reguladas.....	4
1.2.2	Sistemas de pos-tratamiento	8
1.3	Objetivos	9

1 Introducción

1.1 Justificación

En los últimos años el medio ambiente ha ido adquiriendo gran relevancia e importancia para la sociedad, por ello van tomando conciencia y está cada vez más implicada en la búsqueda de formas de reducir las emisiones fomentando los transportes públicos o privados con bajas emisiones de CO₂ llevando a la industria de automoción a encontrar soluciones de compromiso cada vez más estrechas entre emisiones contaminantes y prestaciones del motor.

El sector de la automoción se encuentra en continuo crecimiento y desarrollo invirtiendo cada vez en técnicas más vanguardistas para conseguir resultados cada vez más eficientes en cuanto a diseño, contaminantes, prestaciones, etc. Tras el conocido caso de **Volkswagen** donde manipulaban los mapas de motor para cumplir con las normativas contaminantes y poder cumplir con los ciclos de homologación, los motores de combustión interna alternativos están sometidos a exigencias más elevadas de las mismas en aras de reducir las emisiones y conseguir un hábitat mucho más saludable y con ello vehículos que contribuyan en la medida de lo posible a una mayor eficiencia energética y una notable mejora en el medio ambiente. Todo ello se ha llevado a cabo con un cambio de ciclo de homologación pasando del *New European Driving Cycle* (NEDC) al *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures* (WLTP) cuya implantación se hizo en septiembre de 2017 y que se aplicará a todos los vehículos de la Unión Europea en septiembre de 2018. Las diferencias entre ambos ciclos se muestran en la *Tabla 1.1: Comparación ciclos de homologación NEDC y WLTP* .

	NEDC	WLTP
Ciclo	Simple	Específico, 3 potencias
Tiempo	20 min	30 min
Distancia	11 km	23.25 km
Fases	37% urbano y 67% extraurbano	13% urbano y 87% extraurbano
Vmed	34 km/h	46.5 km/h
Vmax	120 km/h	131 km/h
Temperatura	20-30°C	30°C
Cambio de marcha	Puntos fijos	Puntos según vehículo

Tabla 1.1: Comparación ciclos de homologación NEDC y WLTP

Además en septiembre de 2017 también ha entrado en vigor la normativa Euro VI dtemp que incluye un ciclo nuevo, Real Driving Emissions (RDE) cuya aplicación se estima en torno a 2020. Este nuevo ciclo de homologación se basa en la medición de emisiones en conducción real mediante equipos diseñados para tal causa: *Portable Emissions Measurement Systems* (PEMS) tal cómo se observa en la *Figura 1.1: Portable Emissions Measurement System* .



Figura 1.1: Portable Emissions Measurement System

1.2 Motivación y antecedentes

El presente Trabajo de Fin de Máster (TFM) es un proyecto de carácter académico del Máster en Ingeniería Industrial dirigido por Jaime Martín Díaz del departamento de motores y máquinas térmicas. El interés por la automoción y los motores tras las asignaturas cursadas tanto en grado como en Máster estimula la idea de realizar un proyecto de la mano de los mejores profesionales en el sector de la automoción, siendo uno de los centros de investigación de mayor reconocimiento a nivel internacional.

La idea es aplicar una serie de conocimientos técnicos y competencias adquiridas durante los 6 años de estudios. El presente proyecto es de carácter científico y abarca la calibración y validación de un modelo predictivo de NOx así como una posterior optimización de la ley de combustión de calor en aras de reducir las emisiones contaminantes, en especial los NOx que tantos problemas están dando a los motores diésel.

Para ello se emplea una herramienta predictiva, Sículo, el cual a partir de la ley de liberación de calor es capaz de obtener la presión instantánea en la cámara de combustión.

Las emisiones de NOx van a ser el eje central de todo el proyecto ya que en todo momento se va a estar mencionando a los mismos.

La compra de vehículos diésel ha ido en aumento en los últimos años en detrimento de la gasolina gracias a su consumo mucho más reducido, añadido al menor coste económico del mismo. Sin embargo, los NOx son mucho más elevados que en los motores gasolina como consecuencia de la combustión que se produce en cada uno de ellos.

Por todo ello, se antoja indispensable invertir en investigación y desarrollo en ese campo, y desde el centro de motores térmicos se ha pretendido seguir avanzando en esta línea de investigación y tratar de reproducir leyes de combustión teóricas con bajas emisiones de NOx que cumplan con las nuevas normativas contaminantes, reduciendo costes y cientos de ensayos en banco motor optimizando de esta manera los recursos y siendo capaz de abarcar más áreas de estudio.

1.2.1 Emisiones contaminantes reguladas

Desde hace décadas la Unión Europea ha ido desarrollando e implementando diferentes normativas en aras de regular y disminuir las emisiones que afectan al ecosistema.

Estas normativas son catalogadas como 'Euro' basadas en la directiva 70/220/ECC. A continuación se detallan cada una de ellas, desde la más antigua hasta la actual:

- EURO I (1992)

La implantación de la Euro I supuso el uso de la gasolina sin plomo como combustible así como el catalizador con el fin de reducir emisiones de CO y cumplir con los límites establecidos.

CO: 2.72 g/km (gasolina y diesel)

HC +NOx: 0.97 g/km (gasolina y diésel)

PM: 0.14 g/km

- Euro II (1996)

Con esta normativa se produce un ligero incremento de las restricciones de CO así como de los hidrocarburos no quemados y NOx en motores diésel y gasolina. Si bien, en la *Tabla 1.2: Límites contaminantes Euro II* se diferencia los límites de emisiones para diésel y gasolina:

Contaminante	Diésel	Gasolina
CO (g/km)	1	2.2
HC+NOx (g/km)	0.7	0.5
PM (g/km)	0.08	SIN LÍMITE

Tabla 1.2: Límites contaminantes Euro II

- EURO III (2000)

En esta normativa se implementó un nuevo procedimiento de ensayo para eliminar el periodo de calentamiento del motor. Los límites de emisiones se hicieron más

restrictivos respecto a la normativa anterior en CO y PM, además diferenció el límite de NOx en motores diésel. Así pues, en motores gasolina se fijaron límites diferenciados para NOx y HC cómo se observa en la *Tabla 1.3: Límites contaminantes Euro III*:

Contaminante	Diésel	Gasolina
CO (g/km)	0.64	2.3
HC (g/km)	0.56*	0.2
NOx (g/km)	0.5	0.15
PM (g/km)	0.05	SIN LÍMITE

Tabla 1.3: Límites contaminantes Euro III

*Suma de HC+NOx en motores diésel.

- EURO IV (2005)

Esta normativa y la siguiente se centran en hacer más estrechas las restricciones de gases contaminantes en motores diésel, con mayor atención a los NOx y PM. Para ello ver la *Tabla 1.4: Límites contaminantes Euro IV*:

Contaminante	Diésel	Gasolina
CO (g/km)	0.5	1
HC (g/km)	0.3*	0.1
NOx (g/km)	0.25	0.08
PM (g/km)	0.025	SIN LÍMITE

Tabla 1.4: Límites contaminantes Euro IV

*Suma de HC+NOx en motores diésel.

- EURO V (2009)

Esta normativa ataca fuertemente la reducción de partículas añadiendo el uso del filtro de partículas de forma obligatoria. Por otro lado, el valor de NOx también se vio reducido notablemente y por primera vez se estableció un valor límite de PM en motores gasolina de inyección directa. En las partículas se estableció una cantidad

máxima así como un tamaño de las mismas. Los valores límite se resumen en la *Tabla 1.5: Límites contaminantes Euro V Gasolina* y la *Tabla 1.6: Límites contaminantes Euro V Diesel*

Contaminante	Gasolina
CO (g/km)	1
HC (g/km)	0.01
NOx (g/km)	0.06
PM (g/km)*	0.005

Tabla 1.5: Límites contaminantes Euro V Gasolina

*Sólo para motores gasolina inyección directa

Contaminante	Diésel
CO (g/km)	0.5
HC (g/km)	0.23
NOx (g/km)	0.18
PM ₁₀ (g/km)	0.025
PM _{2.5} (g/km)	6e11

Tabla 1.6: Límites contaminantes Euro V Diesel

- EURO VI (2014)

Siguiendo las mismas líneas que las anteriores normativas se incorpora una reducción del límite de emisiones contaminantes tanto en motores diésel como en gasolina.

Pese a llevar años en estudio de desarrollo e investigación y habiendo sido utilizada en normativas pasadas, se profundizó en la estrategia de EGR para la reducción de NOx junto con el uso de filtro de partículas para la reducción de PM.

Los límites de esta normativa son los mostrados en la *Tabla 1.7: Límites contaminantes Euro VI Gasolina* y *Tabla 1.8: Límites contaminantes Euro VI Diesel*:

Contaminante	Gasolina
CO (g/km)	1
HC (g/km)	0.1
NOx (g/km)	0.06
PM ₁₀ (g/km)	0.005
PM _{2.5} (g/km)	6e11

Tabla 1.7: Límites contaminantes Euro VI Gasolina

Contaminante	Diésel
CO (g/km)	0.5
HC + NOx (g/km)	0.17
NOx (g/km)	0.08
PM ₁₀ (g/km)	0.005
PM _{2.5} (g/km)	6e11

Tabla 1.8: Límites contaminantes Euro VI Diesel

- EURO VI dtemp (2017)

En esta normativa se incorpora el nuevo ciclo de homologación: *REAL DRIVING EMISSIONS*. Supone una nueva exigencia por parte de la unión europea que trata de cumplir con las emisiones en condiciones de tráfico real.

1.2.2 Sistemas de pos-tratamiento

Este proyecto se centra en el estudio del comportamiento de los NOx en un motor de combustión diésel, por ello los sistemas de post-tratamiento que se van a describir son los relativos a los mismos.

1) Recirculación gases de escape

La recirculación de gases de escape es una medida efectiva de reducción de NOx en motores diésel, llegando a poder recircular hasta un 50% de los mismos. Actualmente los gases recirculados se enfrían antes de introducirlos en la admisión para que el proceso de reducción de NOx sea más eficiente.

2) Catalizador Selectivo de Reducción (SCR)

Basado en un reactor químico consiste en disminuir la concentración de determinados gases contaminantes de los gases de escape mediante el empleo de una sustancia adicional.

Consiste en la inyección de urea capaz de generar el amoníaco (NH₃) necesario en un catalizador de hidrolisis.

De este modo, los NO y NO₂ reaccionan con el amoníaco reduciendo los NOx producidos durante la combustión. Las reacciones principales que se formal son las siguientes:

- $4\text{NO} + 4\text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 4\text{N}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$
- $2\text{NO}_2 + 4\text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 3\text{N}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$
- $\text{NO} + \text{NO}_2 + 2\text{NH}_3 \rightarrow 2\text{N}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$

3) Catalizador de reducción (Lean NOx trap)

Para que esta medida sea efectiva se precisa que los gases de escape provengan de una mezcla rica. La presencia de CO, HC y H₂ favorece las reacciones de reducción de NOx. Ante la ausencia de oxígeno no se eliminan grandes cantidades de CO y HC por lo que sería necesaria una inyección de aire para aportar oxígeno.

De entre diferentes catalizadores como el Pt y el Pd se ha detectado que el rodio es el más efectivo en la reducción de óxidos de nitrógeno.

1.3 Objetivos

El objetivo principal del presente proyecto es analizar el impacto que tiene la limitación de los NOx sobre el rendimiento y la forma de las leyes de combustión de calor en un motor diésel de inyección directa.

Así pues, de manera específica los objetivos principales se pueden estructurar de la siguiente forma:

- Reproducir leyes de combustión teóricas capaz de cumplir con las exigencias de las normativas contaminantes y obteniendo valores óptimos en cuanto a prestaciones mediante el uso de un modelo de NOx predictivo previamente calibrado y validado.

Todo ello puede contribuir en un avance importante para la herramienta predictiva SICICLO ya que además de predecir el comportamiento termodinámico del ciclo de combustión, el usuario podrá conocer la emisiones de NOx de un motor en todo su rango de operación.

Esto permitirá realizar la calibración de los motores de combustión de manera predictiva y cumpliendo las normativas anticontaminantes reduciendo notablemente los costes experimentales en banco motor.

Como objetivos secundarios se ha trazado un plan para mejorar las habilidades de programación y de análisis de resultados así como el conocimiento en una mayor medida del funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos. Así pues, el manejo y aprendizaje de softwares comerciales como Mode Frontier o Matlab supone un reto ya que son dos herramientas muy empleadas en el mundo.

Finalmente, este proyecto supone conocer un poco mejor las normativas de anticontaminación pasadas y más actuales con lo que permite dotar al alumno de una mayor visión de los procesos y ciclos de homologación, ya que en la actualidad las empresas pioneras del sector presentan elevados picos de carga de trabajo dentro de los departamentos de emisiones.

Capítulo 2

Herramientas empleadas: Experimentales y teóricas

Contenidos:

2	Herramientas empleadas: experimentales y teóricas.....	11
2.1	Herramienta experimental.....	11
2.1.1	Descripción del motor	11
2.1.2	Sala de ensayos	12
2.2	Herramientas teóricas.....	14
2.2.1	Descripción herramienta predictiva SICICLO	14
2.2.2	Algoritmos genéticos.....	19

2 Herramientas empleadas: experimentales y teóricas

2.1 Herramienta experimental

Para la implementación de este modelo predictivo de NOx en la herramienta SiCiclo será necesario disponer de herramientas experimentales y teóricas.

Por un lado se describe las características principales del motor de combustión sobre el que se va a realizar el estudio. Este motor se encuentra dispuesto en un banco de ensayos en el instituto de investigación Centro de Motores Térmicos.

Por otro lado se describirán herramientas teóricas a partir de las cuales se ha desarrollado el modelo predictivo de NOx.

Será necesaria una sala completamente instrumentada que permita la adquisición de todos los datos para su posterior tratamiento y obtención de resultados. Esta sala también será descrita con más detalle en siguientes apartados.

2.1.1 Descripción del motor

En la *Tabla 2.1: Ficha técnica del motor* se resume las características principales del motor de estudio, a partir del cual se va a desarrollar el presente trabajo. A continuación se observa en la *Figura 2.1: Motor diésel de inyección directa del proyecto* [36] una imagen física del motor.

Descripción	Datos técnicos
Cilindrada	1910 cc
Cilindros	4 en línea
Carrera	90.4 mm
Diámetro	82 mm
Cilindrada unitaria	477.5 cm ³
Relación de compresión	17.5:1
Gestión del aire	Turbo geometría variables
Potencia máxima @rpm	110 kW @4000rpm
Par máximo @rpm	315 Nm @2000rpm

Tabla 2.1: Ficha técnica del motor



Figura 2.1: Motor diésel de inyección directa del proyecto [36]

2.1.2 Sala de ensayos

En la *Tabla 2.2: Instrumentación sala de ensayos* se muestra un resumen de los equipos principales así como un esquema del sistema de adquisición de datos del banco motor donde se ha desarrollado el proyecto.

Variable a controlar	Equipamiento
Presión en el cilindro	Kistler 6125C
Régimen de giro	Dinamómetro
Par	Dinamómetro
Flujo másico de aire	AVL Flowsonix Air
Flujo másico de combustible	AVL 733S Fuel meter
Control de temperatura de fluidos	Termopares tipo K
Temperatura de las paredes	Termopares tipo K
Presión media	Transductor de presión piezorresistivo Kistler
Analizador gases escape	HORIBA MEXA 7100DEGR
Flujo refrigerante	Khorne 4010 Optiflux
Oil cooler wáter flow	Yoko AdmagAE2018MG Isoil MS500
EGR cooler wáter flow	Khorne 4010 Optiflux

Tabla 2.2: Instrumentación sala de ensayos

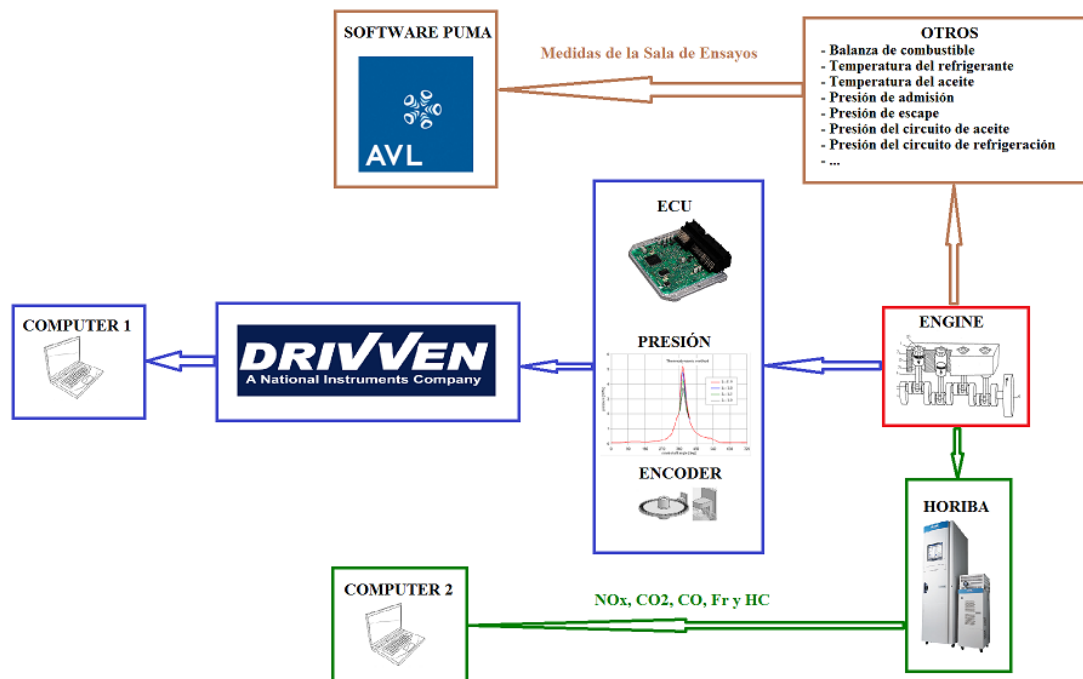


Figura 2.2: Esquema adquisición de datos sala de ensayos

Como muestra el esquema de la *Figura 2.2: Esquema adquisición de datos sala de ensayos* el banco motor está provisto de un robusto y complejo equipo de medición de emisiones contaminantes “Horiba Mexa 7100 DEGR”, que se encarga del cálculo de las emisiones de NO_x, CO₂, CO y HC.

La central electrónica de control del motor está programa en un software denominado DRIVEN, que permitirá realizar un seguimiento de los parámetros de funcionamiento del motor y ofrecerá la posibilidad de modificar dichos parámetros a petición del usuario.

Por último, hace uso de un software denominado SAMARUC que permite al usuario controlar variables tan importantes como la temperatura del refrigerante o la temperatura del aceite, entre otras.

2.2 Herramientas teóricas

2.2.1 Descripción herramienta predictiva SICICLO

Los modelos ideales son el método más simple de reproducir el funcionamiento de los motores de combustión aunque no representan con precisión el comportamiento real de un MCI. Para ello se usan modelos termodinámicos debido a su gran utilidad prediciendo la presión instantánea y la temperatura en la cámara de combustión permitiendo el cálculo de parámetros de operación del motor como rendimientos, presión media efectiva, par, etc. Cabe destacar que estos modelos también usan hipótesis simplificadoras, por lo que en muchos casos no se obtienen resultados del todo precisos.

Para ello se describe un modelo termodinámico lo más completo posible para obtener resultados lo más eficientes y reales posibles que tiene en cuenta la transferencia de calor con las paredes de la cámara de combustión, las pérdidas por blow-by, la inyección de combustible, las deformaciones del motor y los cambios instantáneos en las propiedades de los gases.

Se describen las hipótesis principales en las que está basado el modelo termodinámico, los balances de masa y energía y los sub-modelos necesarios para calcular estos balances.

I. Hipótesis básicas:

- La presión en la cámara de combustión se asume que es uniforme.
 - Esta suposición es normalmente asumida en procesos de combustión en MCI, ya que tanto la velocidad de los fluidos como del frente de llama son mucho más pequeños que la velocidad del sonido [8].
- Se consideran 3 especies.
 - Las especies mencionadas son las siguientes: Aire, combustible evaporado y productos estequiométricos de la combustión, ya que un motor diesel operando de forma convencional con una combustión por difusión, la llama se localiza en una zona estequiométrica de aire-combustible durante la fase de combustión controlada de la mezcla [9], implicando que esta hipótesis sea completamente realista.
- Se asume el comportamiento de un gas ideal.
 - Tal y como muestra Lapuerta [10] es una hipótesis que se puede dar con cierta fiabilidad, ya que los errores cometidos son casi despreciables.
- Los calores específicos dependen de la composición y temperatura del gas.
 - Esta hipótesis se sostiene mediante las dos anteriormente descritas.

- El cálculo de la energía interna se realiza suponiendo una temperatura media uniforme a lo largo de la cámara de combustión.
 - Esta hipótesis es una de las más críticas puesto que interviene en el cálculo de la energía interna del gas. Puede tener una gran importancia en los productos quemados. No obstante, el error disminuye con el avance de la combustión, ya que la dilución de los productos y la transferencia de calor hacen que la temperatura de la cámara se vaya haciendo cada vez más uniforme.
- Se tiene en cuenta la transferencia de calor a través de las paredes de la cámara de combustión.
 - La fracción de energía del combustible que se pierde por la transferencia de calor con las paredes depende de las dimensiones del motor y de las condiciones de operación. Es necesario considerar estas pérdidas de calor para obtener resultados lo más verídicos posibles del estado termodinámico de la carga[11] ya que los valores en un motor diésel de inyección directa oscilan en un 10% para un motor que opera a plena carga y elevadas revoluciones, y un 30% aproximadamente operando a baja carga bajas revoluciones.
- En el modelo intervienen las fugas por blow-by
 - Claro indicador de la integridad de los segmentos del pistón y la lubricación. Normalmente el flujo fugado por blow-by es prácticamente nulo. Sin embargo, en velocidades bajas el flujo por blow-by puede suponer un 4% de la masa total atrapada en el interior del cilindro, y además, durante el arranque en frío es mucho más crítico, superando valores del 20% [12, 13]. Por lo tanto es recomendable tener este parámetro en cuenta en del desarrollo del modelo.
- Se tiene en cuenta la inyección de combustible.
 - El combustible inyectado es un punto importante tanto para el balance de masas como de energía. Se ha comprobado que el error en el balance de energía puede llegar a valores del 7% en dosados ricos de aire-combustible.
- Se considera la deformación del motor.
 - En modelos simples OD no se suelen considerar las deformaciones del motor en los cálculos de volumen instantáneo. En este caso, al tratarse de un motor diésel la presión en el PMS alcanza valores por encima de los 150 bar provocando deformaciones superiores al 2%, las cuales no son despreciables.

II. Balance de energía:

Los balances de masa y energía se resuelven entre el cierre de la admisión (IVC) y la apertura del escape (EVO), teniendo en cuenta la cámara de combustión como un sistema abierto debido al blow-by y la inyección de combustible, obteniendo cómo resultados principales la presión instantánea y la temperatura.

Se trabaja con dos ecuaciones principalmente; la primera ley de la termodinámica en sistemas abiertos (2.2) y la ecuación de los gases perfectos (2.1):

$$P \cdot V = M \cdot R_c \cdot T \quad (2.1)$$

$$dU_c = -dQ + dW + h_{f,inj} \cdot dm_{f,inj} - h_c \cdot dm_{bb} = -dQ - pdV + h_{f,inj} \cdot dm_{f,inj} - h_c \cdot dm_{bb} \quad (2.2)$$

Dónde:

U_c = Energía interna de la carga

Q = Transferencia de calor de las paredes

W = Trabajo

$h_{f,inj}$ = Entalpía específica del combustible en las condiciones de inyección

$m_{f,inj}$ = Masa del combustible inyectada

m_{bb} = Masa perdida por blow – by

De este balance también se obtienen otros resultados: la Masa y composición instantáneas, así como el flujo de calor a las paredes de la cámara.

Por otro lado se obtienen parámetros indicados: presión, trabajo, consumos, rendimiento, etc.

III. Balance de masa:

La masa confinada en el IVC es la suma de la masa de aire fresco (ma), la correspondiente al EGR ($mEGR$) y la masa de gases residuales del ciclo anterior ($mres$) menos la masa de cortocircuito (mcc) que se produce en el cruce de válvulas. Los flujos ma y $mEGR$ son medidos de forma experimental, mientras que $mres$ y mcc son calculados a través de un modelo simple de llenado-vaciado como el descrito en [14].

IV. Sub-modelos:

En este apartado se describen los sub-modelos en los que se basa la herramienta predictiva Siculo necesarios para los cálculos del balance de masa y energía descritos.

- Modelo blow-by

- El flujo másico instantáneo por blow-by a través de los segmentos de los cilindros se estima a través de la ecuación de una tobera adiabática como en [15].

$$m_{bb} = C_{bb} \cdot A_{ref} \cdot p \cdot \sqrt{\frac{x}{R_c \cdot T}} \quad (2.3)$$

$$x = \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{crk}}{p} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{crk}}{p} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \quad (2.4)$$

Donde;

C_{bb} = coeficiente descarga tobera

A_{ref} = Sección de referencia

p_{crk} = Presion del carter

- Modelo de inyección de combustible
 - Influye notablemente en el balance de masas, la composición de la mezcla y en el balance de energía. Si bien, ya que la fracción de calor liberado es a principal fuente de información, la precisión sobre la forma de tasa de inyección no es un problema crítico.
- Modelo de propiedades de la mezcla
 - Para calcular las propiedades termodinámicas del gas se utilizan las siguientes expresiones:

$$R_c = R_a \cdot Y_a + R_f \cdot Y_f + R_b \cdot Y_b \quad (2.5)$$

$$C_{v,c} = C_{v,a} \cdot Y_a + C_{v,f} \cdot Y_f + C_{v,b} \cdot Y_b \quad (2.6)$$

Los subíndices c, a, f y b se refieren a las propiedades medias de la cámara, aire, combustible y productos quemados estequiométricamente.

R_a = constante específica del aire

R_f = constante específica del combustible

R_b = constante específica de los productos quemados estequiométricamente

$C_{v,a}$ = calor específico a volumen constante del aire

$C_{v,f}$ = calor específico a volumen constante del combustible

$C_{v,b}$

= calor específico a volumen constante de los productos quemados estequímicamente

- Modelo para la fracción de calor liberado
 - El proceso más complejo a considerar cuando se realiza un balance de energía en la combustión. Se pueden encontrar diversas propuestas para la modelización de este fenómeno, desde las leyes simples de liberación de calor propuestas por Wiebe [16] o Watson y otros [17], hasta otros modelos considerablemente más complejos como los propuestos por Barba y otros [18], Hiroyasu y otros [19] o Arrègle y otros [20,21]. Como se indica, el objetivo del modelo propuesto no es la predicción del fenómeno físico envuelto en el fenómeno de la combustión, sino la disposición de precisión de las condiciones termodinámicas de la cámara. Por lo tanto, se utilizarán leyes de liberación de calor obtenidas utilizando una herramienta de diagnóstico de la combustión en ensayos experimentales en los puntos que se deseen modelar.
- Modelo de cálculo de volumen instantáneo en el interior de la cámara
 - El volumen instantáneo resulta de la suma del volumen de la cámara de combustión, el volumen desplazado instantáneo y la deformación debido a las fuerzas de presión y de inercia.

$$V = V_{cc} + V_{d,inst} + \Delta V_p + \Delta V_i \quad (2.7)$$

- Modelo de transferencia de calor

La convección es el principal fenómeno de transferencia de calor a través de las paredes de la cámara de combustión. Así pues, existe algo de radiación aunque es casi despreciable frente a los valores alcanzados por convección [22].

En el modelo de transferencia de calor se utiliza es una variación de la expresión propuesta por Woschni [23, 24] para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Se ha intentado mejorar el modelo original tal y cómo se describe en trabajos previos [25,26], estas constantes han sido modificadas así como la forma de considerar el efecto del swirl en aras de conseguir soluciones mucho más realizables en los motores diésel de inyección directa. Estas mejoras se llevaron a cabo por medio de cálculos CFD, como se describe en las referencias citadas.

A continuación se describe la ecuación de la transferencia de calor:

$$h = CD^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.53} \left[C_{w1} \cdot c_{wm} + C_{w2} \cdot c_u + C_2 \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{V_{IVC} \cdot p_{IVC}} \cdot (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (2.8)$$

Dónde:

$$C = 0.012$$

$$C_2 = 0.001$$

C_m = Velocidad media del pistón

C_u = Velocidad tangencial del gas en la cámara[25]

C_{w1} y C_{w2} = Constantes de transmisión de calor ajustadas.

p_0 = Presión en el motor asumiendo evolución politrópica

Finalmente, para el cálculo de la transmisión de calor es necesaria la estimación de la temperatura de las paredes mediante un modelo nodal que calcula la temperatura media de la camisa del cilindro, del pistón y de la culata del motor [27, 28].

2.2.2 Algoritmos genéticos

Los algoritmos genéticos (AG) se utilizan para resolver problemas complejos de búsqueda y optimización a partir de métodos adaptativos inspirados en la evolución natural y evolución genética. A lo largo de la historia las poblaciones han ido evolucionando por selección natural y supervivencia, descrito por Darwin (1859). De esta forma, se puede extrapolar dicho concepto a problemas reales y complejos que nos rodean en la actualidad.

Los AG se basan en modelos poblacionales que utilizan operadores de selección y recombinación generando posibles puntos de estudio dentro de un espacio de búsqueda. Estos operan con una población inicial de individuos, cada uno de los cuales aporta una solución real y factible a un problema. A cada individuo se le asigna un valor en base a su efectividad para competir por unos determinados recursos. Las probabilidades de éste de reproducirse aumentarán conforme mayor sea su grado de supervivencia y sea más capaz de adaptarse a su entorno. De este modo, será capaz de cruzar su material genético con otro individuo con características similares. Esto desemboca en la producción de nuevos individuos con características similares a sus antecesores y con lo cual lo más fuertes por selección natural. Por ello, tras obtener la población inicial se evalúa su capacidad de supervivencia y adaptación y si se considera que es baja o se considera incapaz de sobrevivir se genera una nueva población de individuos que automáticamente sustituirán a la inmediatamente anterior. De este modo se pretende que crezcan aquellas poblaciones con mayor capacidad para hacer frente a su entorno cambiante. Así, se favorece explorar aquellas áreas más prometedoras del espacio de búsqueda ya que se ha ido obteniendo las poblaciones más fuertes y con mayor capacidad de supervivencia. Finalmente el AG convergerá en una solución 'óptima' o muy eficiente del problema, pues dado que es una herramienta heurística no está diseñada para conseguir el valor óptimo absoluto.

El funcionamiento de los AG se reduce al mostrado en la *Figura 2.3: Esquema del funcionamiento básico del algoritmo genético* que aclara lo previamente descrito y explicado en proyectos similares [35]:

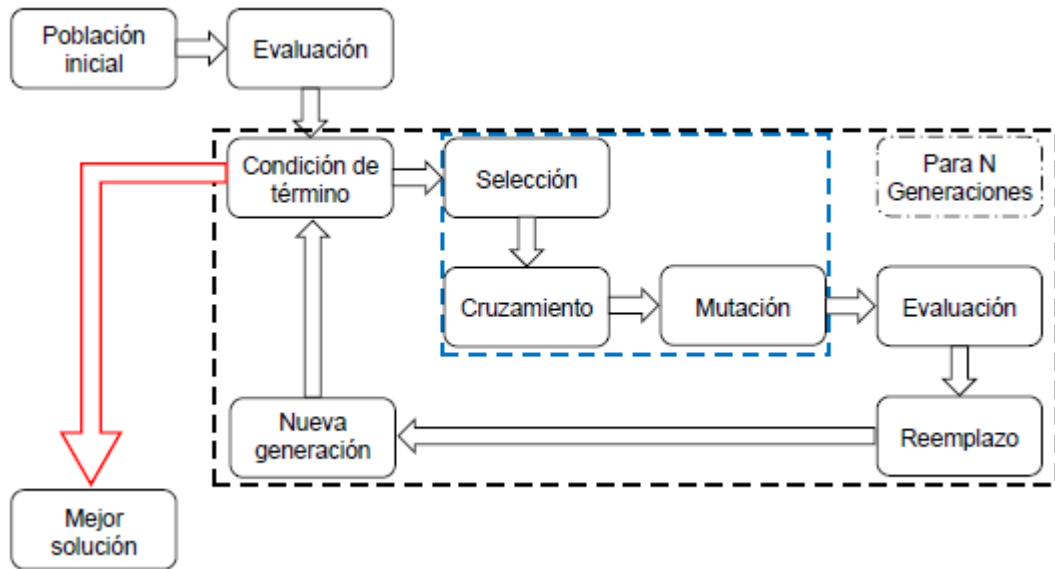


Figura 2.3: Esquema del funcionamiento básico del algoritmo genético

1. **Población inicial:** Se genera la población inicial tal y como se describe en 2.2.2.1 *Proceso de cálculo*
2. **Evaluación:** se determina la apta que es la población generada para la resolución del problema.
3. **Condición de término:** es el punto de paro del AG que también viene definido en 2.2.2.1 *Proceso de cálculo*. Mientras busca la solución que converge a una solución óptima dentro de las condiciones requeridas se producen los siguientes escenarios:
 - a. **Selección:** Se escogen aquellas combinaciones con mayor potencial para ser cruzados con otras con las mismas posibilidades.
 - b. **Cruzamiento:** Se toman varios individuos de la población y se combinan con otros con aptitudes similares para conseguir una solución con mayores cualidades.
 - c. **Mutación:** Altera de forma aleatoria las características de las poblaciones para abarcar zonas de estudio que no se hayan explorado.
 - d. **Reemplazo:** Se sustituye la nueva población por las anteriores de forma que proporciona mejores resultados a la hora de cumplir con la función objetivo del problema.
4. **Solución óptima:** A medida que se van generando iteraciones se almacena la mejor combinación resultante hasta el momento.

La herramienta informática que se ha utilizado en el presente estudio es el software estadístico llamado **Mode Frontier**, basada en algoritmos genéticos para la resolución de problemas complejos.

En el presente problema se va a optimizar una función definida a partir de la cual se tiene el control de diferentes parámetros de entrada y cuya única salida será el valor de la función objetivo que se ha querido optimizar.

Para ello se generan y evalúan distintas poblaciones de parámetros de entrada con el propósito final de establecer qué conjunto de ellos son los que optimizan la función objetivo. Véase *Figura 2.4: Proceso optimización*.

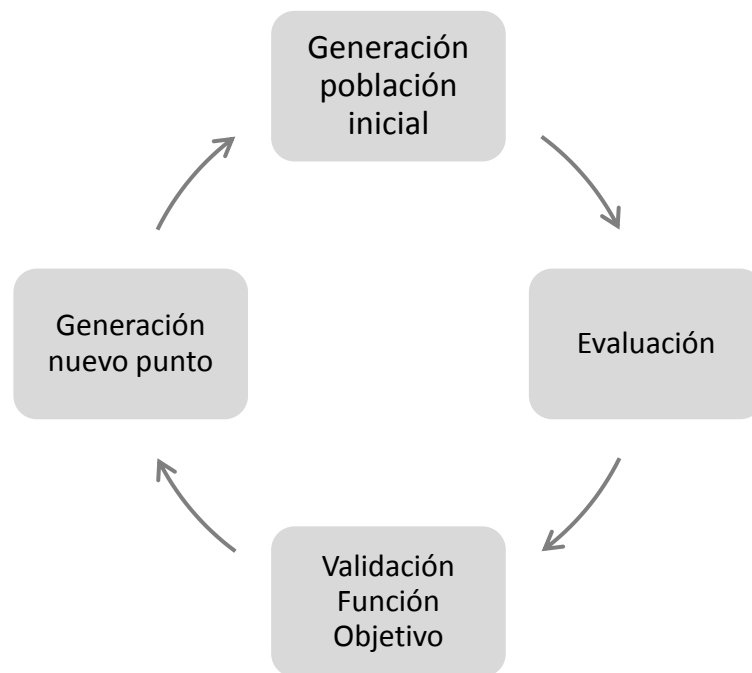


Figura 2.4: Proceso optimización

2.2.2.1 Proceso de cálculo

Los principales procesos para la resolución del problema son: selección de la población inicial y el proceso iterativo que va a llevar a cabo el algoritmo genético. Se precisa de un estudio inicial para determinar con la mayor exactitud posible cuál es la metodología más adecuada para el problema que se quiere resolver. La selección de la población inicial y el proceso iterativo determinarán el desarrollo del cálculo y las soluciones obtenidas dependerán fuertemente de los métodos seleccionados para cada procedimiento.

- Población inicial

En primer lugar hay que definir el método a partir del cual se calculará la población inicial. Después de haber realizado varios estudios y pruebas con los diferentes métodos que

ofrece la herramienta Mode Frontier se concluye que el más eficiente para el presente estudio es el Sobol. Es por ello que se usará este método para la selección de la población inicial.

Se trata de un AG que emula el comportamiento de la secuencia aleatoria, repartiendo uniformemente en el espacio de diseño, en aras de reducir los efectos de agrupamiento que se encuentran en el muestreo aleatorio. La *Figura 2.5: Comparación métodos optimización* compara ambos métodos y da una clara evidencia de que la secuencia Sobol reparte de una manera más uniforme la población en todo el espacio de diseño.

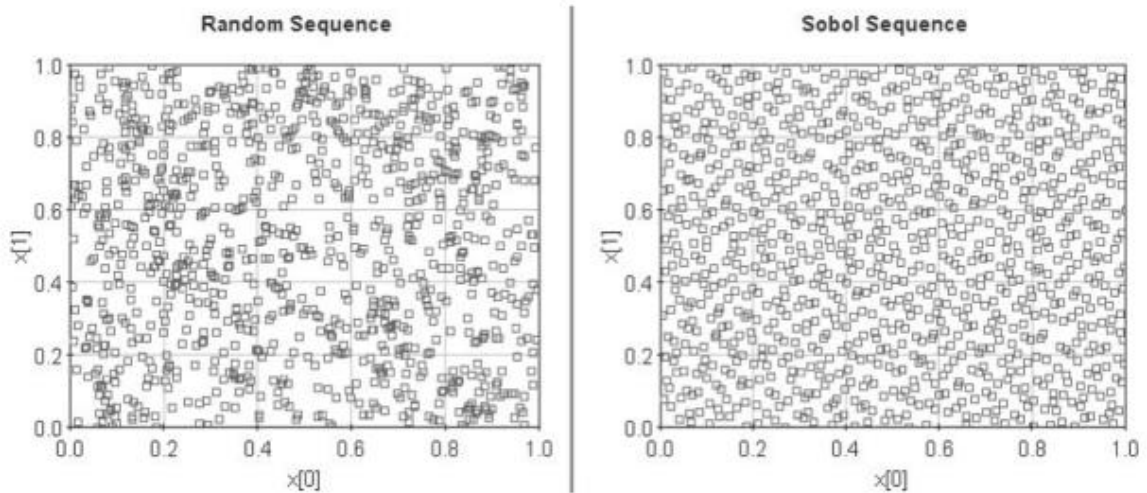


Figura 2.5: Comparación métodos optimización

Para la selección de la población inicial se precisa también de la cantidad de experimentos cuyo trade-off tiempo-resultados es óptimo. El número óptimo de población inicial debería ser a entre 15 y 20 veces el número de inputs según diversos autores. En el presente estudio el número de variables de entrada es de 16. Sabiendo que el tiempo de cálculo se incrementa exponencialmente dependiendo de la población inicial se ha intentado comparar el estudio con una población inicial de 15 veces el número de variables de entrada y de 20 respectivamente. Finalmente, con 15 se ha obtenido resultados más satisfactorios tiempo-resultados que con una población 20 veces e número de variables así que se prosigue con esta generación descrita, obteniendo una población inicial de 240.

Proceso de iteración

En este proyecto se va a trabajar con herramientas multi-objetivo puesto que involucra la búsqueda de más de una variable. Este algoritmo multiplica el número de puntos de la población inicial por un número de generaciones proporcionado por el usuario. En el presente trabajo se ha determinado que el número de generaciones óptimo, de 15. Esta metodología asegura que para cada paso de la iteración se almacenan los mejores individuos, de esta forma el valor a maximizar no disminuye y, que si existe un valor óptimo, el algoritmo converge a dicho valor. Otra ventaja es que puede cumplir con más de un objetivo o cumplir con restricciones impuestas como es el caso del presente estudio.

Capítulo 3

Modelo de NOx

Contenidos

3	Modelo de NOx	25
3.1	Introducción	25
3.2	Descripción de la formación de NOx térmicos.....	25
3.2.1	Cálculo temperatura gases inquemados.....	28
3.2.2	Cálculo temperatura como consecuencia del calor liberado.....	32
3.2.3	Cálculo temperatura de corrección.....	33
3.3	Mecanismo de reducción NOx	34
3.4	NOx térmicos VS NOx totales.....	35

3 Modelo de NOx

3.1 Introducción

El modelo de NOx que se ha utilizado para el desarrollo del proyecto se basa en un modelo de Arrhenius para el cálculo de la formación térmica de NOx descrita por las reacciones de Zeldovich así como el cálculo de unas correcciones y constantes para considerar otras formas de formación de NOx. El modelo se basa en la llama de difusión de los motores diésel de inyección directa.

El procedimiento a seguir se va a explicar a continuación donde se desarrollará en la medida de lo posible la formación de NOx térmicos así como mecanismos de reducción de los mismos y la comparación de éstos con los NOx totales en un proceso de combustión.

3.2 Descripción de la formación de NOx térmicos

Los NOx producidos en los motores de encendido por compresión son consecuencia, en su gran mayoría, por las elevadas temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión combinadas con un dosado relativo cercano a 1.

Las reacciones que forman parte en este mecanismo fueron descritas en primer lugar por Zeldovich [30] tal y como se recoge en las siguientes ecuaciones:



En los motores diésel esta formación térmica se produce exclusivamente en la zona cercana a la llama difusiva debido a las altas temperaturas y disponibilidad de reactivos.

Así pues, se considera inviable considerar el conjunto de estas ecuaciones debido a la cinética química que llevan asociadas, por lo que se procede como si de una reacción global simple se tratase.

La capa límite de formación de NOx térmicos se localiza entre la llama difusiva y una pequeña distancia donde las temperaturas disminuyen habiendo más oxígeno disponible.

La siguiente imagen muestra una llama difusiva de combustión, representando la temperatura, el O2 disponible y la formación de NOx.

La concentración de reactivos y el grado de reacción influyen directamente en la formación de NOx. El grado de reacción se modela con el uso de una ecuación de Arrhenius exponencial como la que se muestra a continuación:

$$r_{\text{reac}} = e^{\frac{-k_{ac}}{T_{\text{reac}}}} \quad (3.4)$$

Dónde:

k_{ac} = Constante que depende de la cinética química

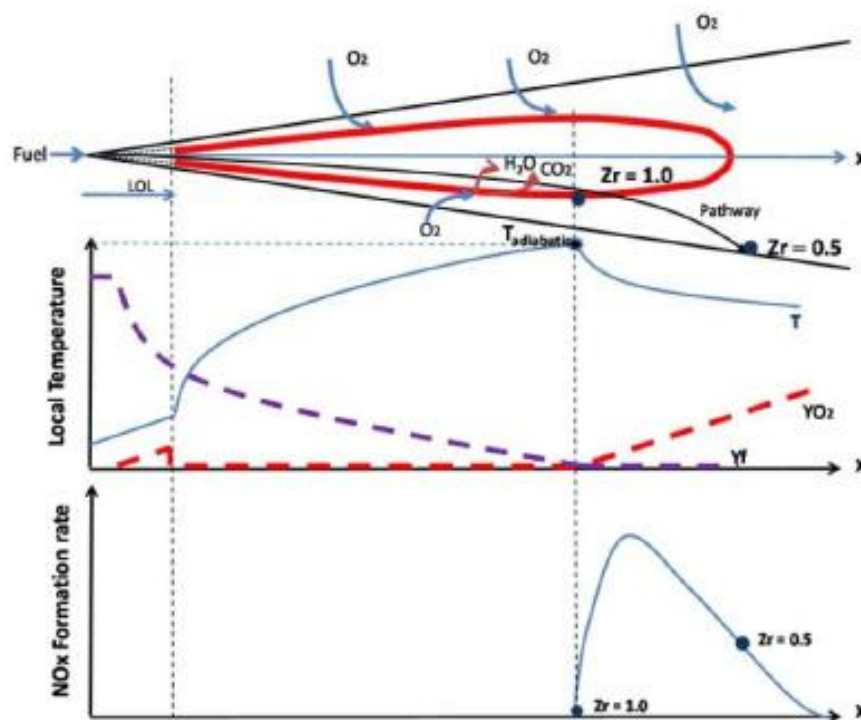


Figura 3.1: Llama difusiva de combustión y formación de NOx [31]

Cómo se observa en la *Figura 3.1: Llama difusiva de combustión y formación de NOx* la temperatura que se alcanza en la cinética química es aproximadamente la temperatura adiabática teniendo en cuenta una serie de variaciones que vienen dadas por la llama de combustión y el punto de funcionamiento del motor.

$$T_{\text{reac}} = T_{\text{ad}} + \Delta T(N, n) \quad (3.5)$$

La concentración de reactivos depende directamente del flujo másico que atraviesa la llama, y por lo tanto, depende de la masa quemada de combustible, y con ello de la fracción de calor liberado. Por lo tanto se reduce a un modelo de NOx térmico simplificado:

$$dNO_x^{th} = k_f \cdot dFQL(\alpha) \cdot e^{\frac{-k_{ac}}{T_{reac}(\alpha)}} \quad (3.6)$$

Dónde:

k_f = Constante que representa la proporcionalidad entre la $dFQL(\alpha)$ y la cantidad de reactivos que pasan a través de la llama.

A continuación, integrando la ecuación (3.6) a lo largo de la duración de la combustión se obtiene la siguiente expresión:

$$NO_x^{th} \left[\frac{mg}{str} \right] = \int_{SOC}^{EOC} k_f \cdot dFQL(\alpha) \cdot e^{\frac{-k_{ac}}{T_{ad}(\alpha) + \Delta T(N,n)}} \cdot d\alpha \quad (3.7)$$

La primera ley de la termodinámica se antoja indispensable para el cálculo de la fracción de calor liberado en la combustión. Este cálculo se realiza con una herramienta de diagnóstico de la combustión, CALMEC [29]. El principio de funcionamiento del mismo se basa en la toma los valores de la presión instantánea en cámara medidas en banco motor, a partir del cual resuelve el balance de energía dando como resultados las leyes de combustión experimentales.

El cálculo de las constantes k_f y k_{ac} es necesario en todo modelo teórico y deben ajustarse de tal modo que reduzcan los errores de medidas en comparación con los valores experimentales. Dichas constantes se corregirán y se obtendrá valores ajustados cuando se realice las calibraciones del modelo, sin embargo, los valores iniciales considerados tendrán gran relevancia en la tendencia que vayan a tener las correcciones. De una forma un poco más clara:

- La corrección $\Delta T(n, N)$ se suma a la temperatura adiabática de llama cuyo valor debe ser negativo para que el modelo predictivo sea estable y funcione adecuadamente.
- La corrección $(K_{Y_{O_2}\lambda})$ relaciona la formación de NOx térmicos con los NOx totales. Se comparan los Térmicos respecto a los totales porque en motores diésel la mayoría de NOx son formados por consecuencias de elevadas temperaturas. Si bien, dicho valor nunca podrá ser mayor que los NOx totales.

Los rangos a los que deben pertenecer las constantes anteriores tras diversos estudios realizados en el pasado [36] y actuales para que se cumplan las tendencias de los valores de las correcciones del modelo son:

$$k_f \in (0.1, 0.5)$$

$$k_{ac} \in (45000, 120000)$$

Los valores escogidos que mejor se ajustaban al modelo son los siguientes:

$$k_f = 0.3$$

$$k_{ac} = 81500$$

La temperatura en un proceso de combustión sin pérdidas de calor se conoce como temperatura adiabática de llama (T_{ad}).

Para el cálculo de la temperatura adiabática de llama se empleará un modelo bizona que considera los gases quemados y la mezcla sin quemar para seguir la evolución del coeficiente politrópico a lo largo de todo el proceso de combustión.

Ésta se calcula teniendo en cuenta la temperatura de los gases inquemados (T_{ub}), las temperaturas alcanzadas como consecuencia del calor liberado (T_{nd}) así como una corrección una corrección (T_{dis}) que tiene en cuenta la energía absorbida por la disociación parcial de los productos de la combustión [31].

$$T_{ad}(\alpha) = T_{ub}(\alpha) + \Delta T_{nd} - \Delta T_{dis}(\alpha) \quad (3.8)$$

Siendo α el valor del ángulo de cigüeñal correspondiente, lo que permite obtener la temperatura adiabática a lo largo de todo el proceso de combustión.

A continuación se explica con mayor detalle el cálculo de las temperaturas mencionadas.

3.2.1 Cálculo temperatura gases inquemados

La temperatura de gases inquemados T_{ub} se calcula asumiendo una evolución politrópica:

$$T_{ub}(\alpha) = T_{ub}(\alpha - 1) \cdot \left(\frac{p_{cyl}(\alpha)}{p_{cyl}(\alpha - 1)} \right)^{\left(\frac{\gamma(\alpha-1)-1}{\gamma(\alpha-1)} \right)} \quad (3.9)$$

Donde p_{cyl} , T_{ub} , p_{cyl-1} , T_{ub-1} son las presiones y las temperaturas en el interior del cilindro en un determinado ángulo y en el ángulo anterior respectivamente.

1) En primer lugar, hay que definir el peso molecular del combustible y sus relaciones hidrógeno-carbono (H/C) y oxígeno-carbono (O/C). El combustible escogido tiene una composición muy similar al dodecano.

- Peso molecular del combustible: 166 [g/mol]
- Relación H/C: 1.7843
- Relación O/C: 0

Utilizando este modelo se realizará un seguimiento de la masa quemada en el interior del cilindro y la masa sin quemar a partir de un balance de la masa total contenida en el cilindro. Este seguimiento se hará para todo el ciclo de combustión.

2) A continuación se describen cada una de las variables que se controlarán a lo largo de todo el ciclo y de qué depende cada una de ellas:

- Masa en el interior del cilindro:

$$m_{cil}(\alpha) = m_{air} + m_{EGR} + m_{fuel_{evapacum}}(\alpha) \quad (3.10)$$

Sólo se consideran la masa de aire, la masa de EGR y la masa de combustible evaporada para simplificar el modelo. La masa de EGR está compuesta de gases quemados y de aire limpio.

- Masa de combustible evaporada:

$$m_{fuel_{evapacum}}(\alpha) = m_{fuel_{evapSOC}}(\alpha) + m_{fuel_{evap}}(\alpha) \quad (3.11)$$

La masa de combustible evaporada es la suma de la masa evaporada en el instante inicial más todo aquello que se ha evaporado a lo largo del ciclo de combustión conforme avanza α .

- Masa de combustible quemada:

$$m_{fq}(\alpha) = m_{fuel} \cdot FQL \quad (3.12)$$

La cantidad de combustible quemado va en función de la cantidad inyectada y de la fracción de calor liberado de forma adimensional, por ello, cuando se haya quemado todo el combustible este valor será igual a la masa de fuel.

- Masa de combustible sin quemar:

$$m_{fsq}(\alpha) = m_{fuel_{evapacum}}(\alpha) - m_{fq}(\alpha) \quad (3.13)$$

La masa de combustible sin quemar es la masa de combustible evaporado hasta ese momento menos la masa de combustible quemada hasta ese instante.

- Masa aire quemada:

$$m_{aq} = \frac{m_{fq}}{F_{e_{mezcla}}} \quad (3.14)$$

La masa de aire quemada durante la combustión se define a partir de la cantidad de combustible quemado y del dosado de la mezcla.

- Masa de aire sin quemar:

$$m_{asq}(\alpha) = (m_{aire} + m_{EGR}) \cdot Y_{aIVC} - m_{aq}(\alpha) \quad (3.15)$$

La masa de aire sin quemar resulta ser la suma de la masa de aire más la masa de EGR multiplicada por la fracción másica de aire al cierre de la admisión al que se le resta la cantidad de aire quemado en cada instante de avance de la combustión.

- Masa de productos quemados estequiométricamente en la zona quemada:

Esta variable se refiere a la masa de gases quemados que vuelva a transitar la zona del frente de llama:

$$m_{qq}(\alpha) = m_{aq}(\alpha) \cdot \frac{1 - Y_{aIVC}}{Y_{aIVC}} \quad (3.16)$$

La masa de productos quemados estequiométricamente en la zona quemada es la masa de aire quemada por la relación entre los quemados y el aire al cierre de la admisión.

- Masa de productos quemados estequiométricamente en la zona sin quemar:

$$m_{qsq}(\alpha) = (m_{aire} + m_{EGR}) \cdot (1 - Y_{aIVC}) - m_{qq}(\alpha) \quad (3.17)$$

La masa de productos quemados estequiométricamente en la zona sin quemar se calcula como la masa total de aire en el cilindro multiplicado por 1 menos la fracción másica de

aire, cuyo resultado es la masa de quemados en el interior del cilindro, término al que habrá que restar la masa de productos quemados estequiométricamente en la zona quemada.

- Masa total gases quemados:

$$m_{\text{tgq}}(\alpha) = m_{\text{aq}}(\alpha) + m_{\text{fq}}(\alpha) + m_{\text{qq}}(\alpha) \quad (3.18)$$

La masa total de quemados es el total de la suma del aire y el combustible sin quemar así como de los productos quemados estequiométricamente en la zona de quemados.

- Masa total de gases sin quemar:

$$m_{\text{tgsq}}(\alpha) = m_{\text{asq}}(\alpha) + m_{\text{fsq}}(\alpha) + m_{\text{qsq}}(\alpha) \quad (3.19)$$

En este caso ocurre lo mismo pero siendo en este caso la suma de los quemados para cada una de las variables: aire, combustible y productos quemados estequiométricamente en la zona sin quemar.

3) Una vez descrito todas las variables de masa quemada y masa sin quemar se procede a describir el proceso de cálculo de la temperatura de los gases sin quemar en cada uno de los instantes del ciclo de combustión.

Como instante inicial se considera el momento de la temperatura de los gases sin quemar en el inicio de la combustión (SOC).

La presión instantánea en el cilindro es conocida y medida en banco motor. Finalmente se realiza un seguimiento de la evolución del coeficiente politrópico de los productos sin quemar.

Para ello es imprescindible contar con los valores de las fracciones másicas de quemados, aire y combustible sin quemar a lo largo de todo el proceso de combustión:

- Fracción de aire sin quemar:

$$Y_{\text{asq}}(\alpha) = \frac{m_{\text{asq}}(\alpha)}{m_{\text{tgsq}}(\alpha)} \quad (3.20)$$

- Fracción másica de combustible sin quemar:

$$Y_{\text{fsq}}(\alpha) = \frac{m_{\text{fsq}}(\alpha)}{m_{\text{tgsq}}(\alpha)} \quad (3.21)$$

- Fracción másica de productos quemados estequiométricamente en la zona sin quemar:

$$Y_{qsq}(\alpha) = \frac{m_{qsq}(\alpha)}{m_{tgsq}(\alpha)} \quad (3.22)$$

- Fracción másica quemados:

$$Y_q(\alpha) = \frac{m_{tgq}(\alpha)}{m_{tgsq}(\alpha)} \quad (3.23)$$

A continuación se calculan los calores específicos a volumen constante para los productos quemados estequiométricamente, aire y combustible sin quemar, así como una relación entre ellos consiguiendo un único valor de calor específico para todos ellos. Para realizar el cálculo de los calores específicos a volumen constante de los quemados, aire y combustible sin quemar se usarán las siguientes fórmulas obtenidas a través de métodos empíricos [34].

Obtenidos los calores específicos y las constantes de los gases sin quemar se puede calcular la evolución del coeficiente politrópico a lo largo del proceso de combustión:

$$Y_{sq}(\alpha) = 1 + \frac{R_{sq}(\alpha)}{C_{vsq}(\alpha)} \quad (3.24)$$

Finalmente, con las variables descritas se calcula la temperatura de gases sin quemar mediante la ecuación (3.9).

$$T_{ub}(\alpha) = T_{ub}(\alpha - 1) \cdot \left(\frac{p_{cyl}(\alpha)}{p_{cyl}(\alpha - 1)} \right)^{\frac{\gamma(\alpha-1)-1}{\gamma(\alpha-1)}}$$

3.2.2 Cálculo temperatura como consecuencia del calor liberado

Atacando otro concepto, el cambio de temperatura como consecuencia del calor liberado ΔT_{nd} depende del oxígeno disponible en la cámara de combustión y del dosado relativo aire combustible F_r (1 en el frente de llama).

$$\Delta T_{nd} = 37630.5 \cdot \frac{y_{o2}}{3.48 \cdot F_r} = 10813.36 \cdot y_{o2} \quad (3.25)$$

3.2.3 Cálculo temperatura de corrección

Finalmente, ΔT_{dis} se aproxima por correlaciones cómo se explica a continuación:

$$\Delta T_{dis}(\alpha) = A \cdot (T_{ub}(\alpha) + \Delta T_{nd}(\alpha))^B \quad (3.26)$$

- Si $T_{ub} + \Delta T_{nd} < 2600K$

A: $1.55 \cdot 10^{-7}$

B: 2.667

- Si $T_{ub} + \Delta T_{nd} \geq 2600K$

A: $7.136 \cdot 10^{-10}$

B: 3.36

La Figura 3.2: Evolución de la temperatura durante un proceso de combustión [31] muestra el cálculo de las mencionadas temperaturas para ensayos reales de un motor de combustión:

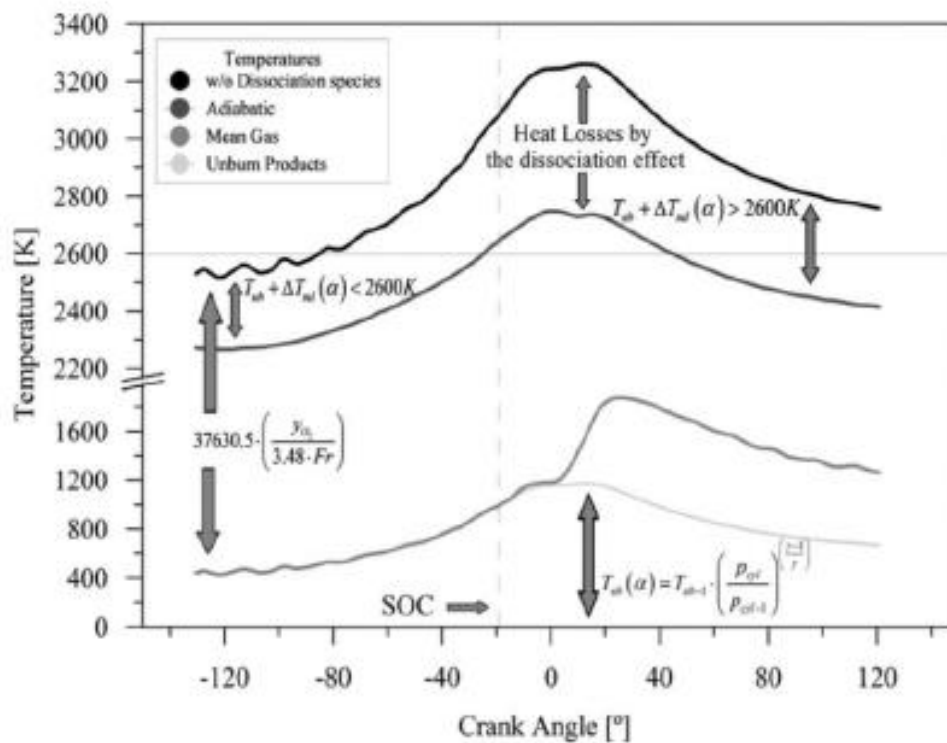


Figura 3.2: Evolución de la temperatura durante un proceso de combustión [31]

3.3 Mecanismo de reducción NOx

El modelo térmico descrito tiene en cuenta los NOx formados por la combustión, pero no tiene los reducidos por el propio frente de llama debido a los ya formados anteriormente.

Considerando una llama de difusión diesel, las condiciones locales en el interior de una llama de difusión estable es una región con altas temperaturas no demasiado lejos de la temperatura adiabática de llama y una mezcla de gases quemados.

Este efecto de reducción ha sido probado en proyectos pasados por CMT – Motores Térmicos en 2008 [33].

La reducción de NOx proviene principalmente de dos fuentes [31]:

- **NOx proveniente de la recirculación de gases de escape (EGR):** Los NOx recirculados tras el proceso de combustión anterior mediante el EGR ingresan de nuevo en la cámara de combustión. La masa de NOx que interviene en este proceso viene dada por la siguiente expresión:

$$NOx^{re}_{EGR} = m_{EGR} \cdot F_r \cdot Y_{NOx,exh} \quad (3.27)$$

Dónde:

m_{EGR} = masa de recirculación de gases de escape

F_r = dosado relativo aire combustible

$Y_{NOx,exh}$ = Fracción másica de NOx en el escape

- **Re-entrada de NOx en llama difusiva:** Algunos de los productos creados durante el proceso de combustión pueden re-entrar en la llama difusiva en el mismo ciclo. Al inicio de la combustión (SOC) no habrá NOx que hayan re-entrado en la llama, pero al final si todos los productos se han mezclado homogéneamente en la cámara, la eficiencia de este proceso sería F_r . Para considerar toda la evolución de la combustión se asume una situación intermedia “ $k_{re} \cdot F_r$ ”, con $0 < k_{re} < 1$, para este estudio se considerará $k_{re} = 0.5$. Este valor implica que el 50% de los gases de escape vuelven a pasar por superficie delimitada por el frente de llama de la combustión. Si se considera además un rendimiento de reducción (ϵ) la concentración final de NOx en el escape será:

$$Y_{NOx,exh} = \frac{NOx^{th} \cdot (1 - k_{re} \cdot F_r \cdot \epsilon)}{m_{aire} + m_{fuel} + m_{EGR} \cdot F_r \cdot \epsilon} \quad (3.28)$$

Para el desarrollo de este modelo se ha asumido un rendimiento de reducción $\epsilon = 1$. Esto implica que el 100% de los NOx que re-entran en la llama difusiva son reducidos. Véase *Figura 3.3: Esquema teórico de los mecanismos de reducción de NOx* [31]

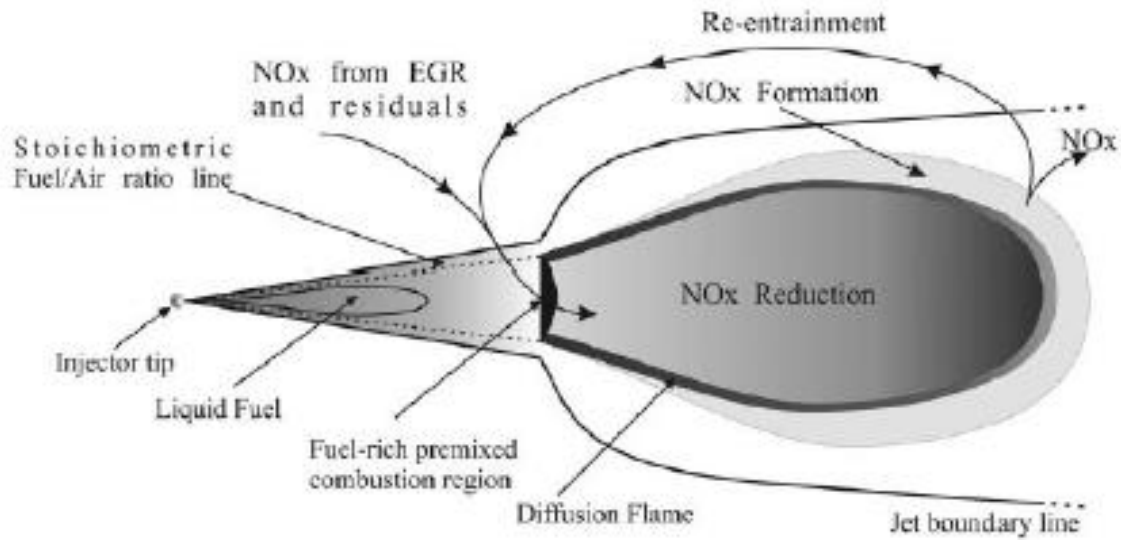


Figura 3.3: Esquema teórico de los mecanismos de reducción de NOx [31]

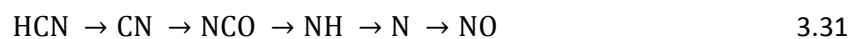
Considerando los efectos de reducción de NOx descritos, los NOx finales vienen dados por la siguiente expresión:

$$NOx_{total} = Y_{NOx,exh} \cdot (m_{aire} + m_{fuel}) \quad (3.29)$$

3.4 NOx térmicos VS NOx totales

La formación de NOx térmicos es el mecanismo más representativo en motores diésel, si bien, existen otros mecanismos de importancia relevante [34].

Combustiones rápidas estudiadas por Fenimore consideran que la formación de NO se debe a la reacción de nitrógeno atmosférico con radicales de hidrocarburos en las regiones ricas en combustible tal y como se muestra en las siguientes reacciones:



El NO se debe principalmente a los siguientes factores: presiones altas, condiciones pobres en combustible y la presencia de un tercer reactivo. Este mecanismo inicia la formación de NO2 a partir de nitrógeno atmosférico:





La Figura 3.4: NOx térmicos VS NOx totales con diferentes valores de YO2 y Fr [31] representa una gran cantidad de simulaciones empleando Chemkin, un software comercial de cinética química. Se partió de diversas condiciones iniciales para para estimar de forma cuantitativa la importancia de la formación de NOx térmicos respecto al total de los NOx producidos.

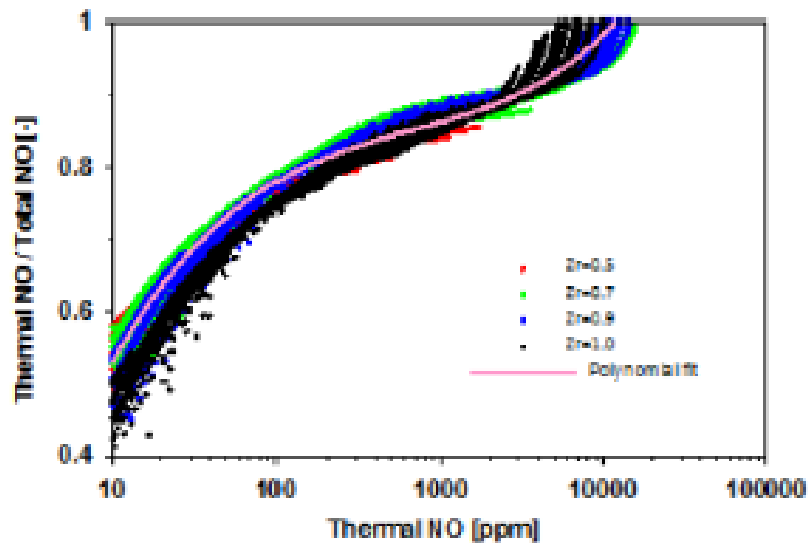


Figura 3.4: NOx térmicos VS NOx totales con diferentes valores de YO2 y Fr [31]

Los resultados muestran que en un motor diésel normal casi todos los NOx se crean por formación térmica. Sin embargo, en situaciones de mucho EGR donde se buscan estrategias de combustión a baja temperatura (LTC), la formación de NOx térmicos solo representa un pequeño porcentaje del total de NOx.

Capítulo 4

Metodología

Contenidos

4	Metodología	39
4.1	Introducción	39
4.2	Calibración modelo NO _x	40
4.2.1	Cálculo de la corrección $\Delta T(n,N)$	40
4.2.2	Cálculo de la corrección $K(YO_2, \lambda)$	42
4.3	Validación Modelo NO _x	44
4.4	Metodología optimización	46
4.4.1	Diagrama de flujo	46
4.4.2	Parámetros de la combustión	49
4.5	Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes.....	51
4.5.1	Selección y justificación puntos de estudio	51
4.5.2	Generación población inicial	53
4.5.3	Desarrollo FO.....	54
4.6	Estudio 2: Comportamiento dFQL y NO _x en puntos de alta carga	55
4.6.1	Selección puntos de estudio	56
4.6.2	Estrategia sin EGR.....	56
4.6.3	Estrategia con EGR	56

4 Metodología

4.1 Introducción

En este capítulo se explica la metodología empleada para estudiar el impacto que tiene la implementación de un modelo de NOx en una herramienta predictiva en la Ley de Combustión de calor como en el rendimiento de un motor diésel. Todo el estudio se ha realizado a nivel teórico, pudiendo avanzar en un futuro con estudios experimentales.

Dentro de los dos ámbitos de estudio la metodología empleada ha sido idéntica para los diferentes puntos de operación analizados, de modo que se puede extraer soluciones concluyentes y observar las tendencias que se ha conseguido. Los puntos de operación se han escogido, por una parte para cumplir con un ciclo de homologación NEDC por lo que se ha adquirido una pequeña muestra que represente dicho ciclo, y por otro lado diferentes puntos de operación en régimen y alta carga para abarcar un amplio abanico de posibilidades con puntos de mayores prestaciones y analizar el impacto de NOx en dichos puntos que emiten más contaminantes. No obstante, en puntos posteriores se explica con mayor detalle la selección de los mismos.

Se ha optimizado la Ley de Liberación de Calor en ciclo cerrado y para ello se ha estudiado varias formas de poder realizarlo. Existen numerosas formas, desde la Ley de Wiebe hasta la casi completa liberalización de los parámetros que definen la forma que adquiere la dFQL. La Ley de Wiebe simula la tasa de quemado de combustible. Los términos de la citada expresión permiten variar el peso de la pre-mezcla, la duración total de la combustión o el inicio de la misma.

La ley de Wiebe es demasiado rígida para el presente estudio, por ello se ha procedido a utilizar el método de liberación de las variables que definen la forma de la Ley de liberación de Calor.

Previo a proceder al estudio de optimización de la forma de la dFQL ha habido que calibrar y validar el modelo de NOx previamente descrito.

4.2 Calibración modelo NOx

Se dispone de todas las variables necesarias para la realización de las dos correcciones que se mencionan en el modelo en aras conseguir un error relativo aceptable en todas las condiciones de operación del motor.

Para ello se ha partido de 138 ensayos experimentales, donde cada punto de funcionamiento fue repetido 3 veces para tener un muestreo estadístico evitando posibles errores y dispersiones en las medidas o en la adquisición de datos. Véase *Figura 4.1: Representación del mapa de funcionamiento del motor*.

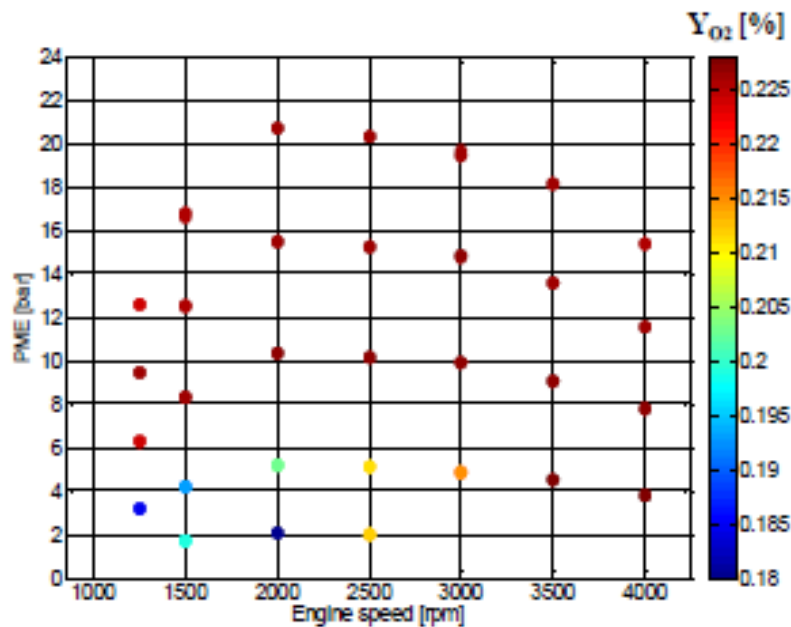


Figura 4.1: Representación del mapa de funcionamiento del motor

Los puntos de operación son aquellos que permiten caracterizar el mapa de funcionamiento del motor con la mayor eficiencia y precisión posibles.

- Régimen de giro (rpm): 1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.
- Grado de carga (%): 25, 50, 75, 100.
- Los ensayos **1500_2**, **2000_2** y **2500_2** fueron medidos para caracterizar mejor la zona del mapa del motor donde se utilizaba EGR.
- YO2= fracción másica de oxígeno al cierre de la admisión.

4.2.1 Cálculo de la corrección $\Delta T(n,N)$

Para el cálculo de la corrección de la temperatura adiabática de llama $\Delta T(n,N)$, se emplearán ensayos con una YO2 > 22% (ensayos sin EGR) ya que la calibración sobre la variación de la temperatura debe hacerse en puntos de operación donde la mayoría de los

NOx se produzcan mediante mecanismo térmico, puesto que la ecuación utilizada para calibrar la corrección es la de formación de NOx térmicos.

Una vez leídas las variables del ensayo, el objetivo será encontrar una corrección de la temperatura adiabática de llama ($\Delta T(n, N)$), de forma que los NOx medidos en la sala de ensayos sean iguales a los calculados por el modelo. Para ello se debe disponer de una ecuación con una incógnita, siendo esta la temperatura adiabática de llama:

$$NO_{x_{exp}} = \left(\int_{SOC}^{EOC} k_f \cdot dFQL(\alpha) \cdot e^{\frac{-k_{ac}}{T_{ad}(\alpha) + \Delta T(n, N)}} \cdot d\alpha \right) \cdot \frac{(1 - k_{re} \cdot F_r \epsilon)}{m_{air} + m_{fuel} + m_{EGR} F_r \epsilon} \cdot (m_{air} + m_{fuel}) \quad (4.1)$$

Una vez resulta la ecuación y habiendo realizado todas las correcciones de los diferentes puntos de operación sin EGR se obtiene unos resultados como los mostrados en la *Figura 4.2: Valores para la corrección $\Delta T(n, N)$* :

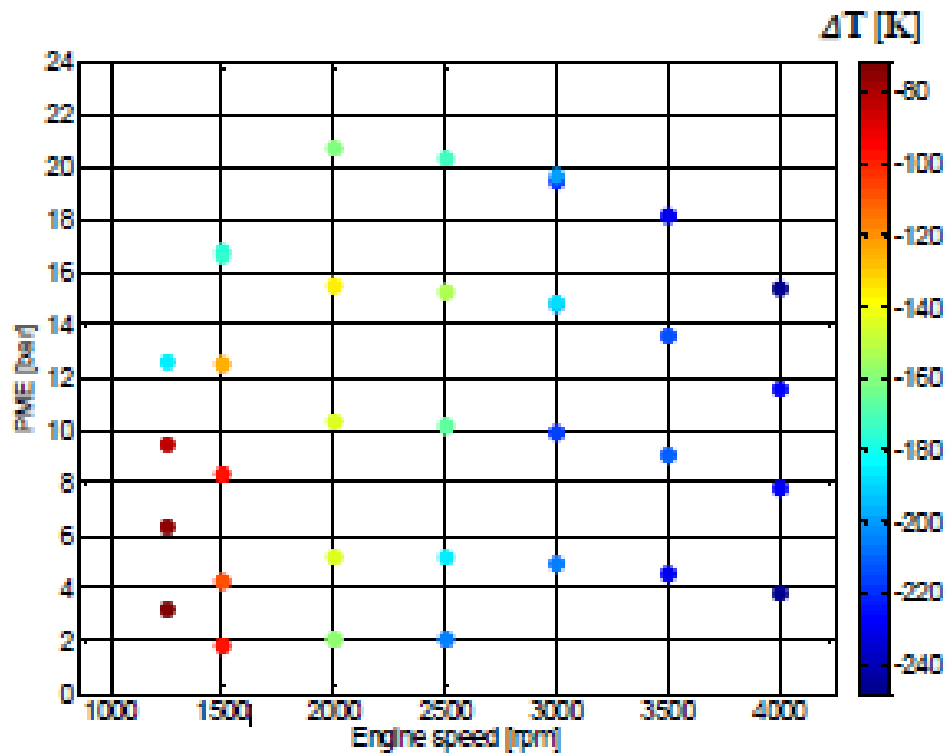


Figura 4.2: Valores para la corrección $\Delta T(n, N)$

El valor de la temperatura adiabática de llama abarca valores en un rango de [-80, 240] grados Kelvin y con una tendencia creciente negativa al aumentar el grado de carga el régimen de giro.

4.2.2 Cálculo de la corrección $K(YO_2, \lambda)$

Tras obtener la tabla con los valores obtenidos para la corrección de la temperatura adiabática de llama se procede a poner a punto la corrección sobre los NOx térmicos respecto a los NOx totales ($K(YO_2, \lambda)$).

Algunos de los puntos que habían empleado EGR se manipularon manualmente para aumentar dicho valor y obtener así mayor información y conseguir un modelo más sofisticado.

Por ello, una vez obtenido la corrección de temperatura, se calcula la corrección para todos los ensayos que se van a utilizar en la calibración del modelo. Véase *Figura 4.3: Puntos de operación para la calibración de la corrección $K(YO_2, \lambda)$* .

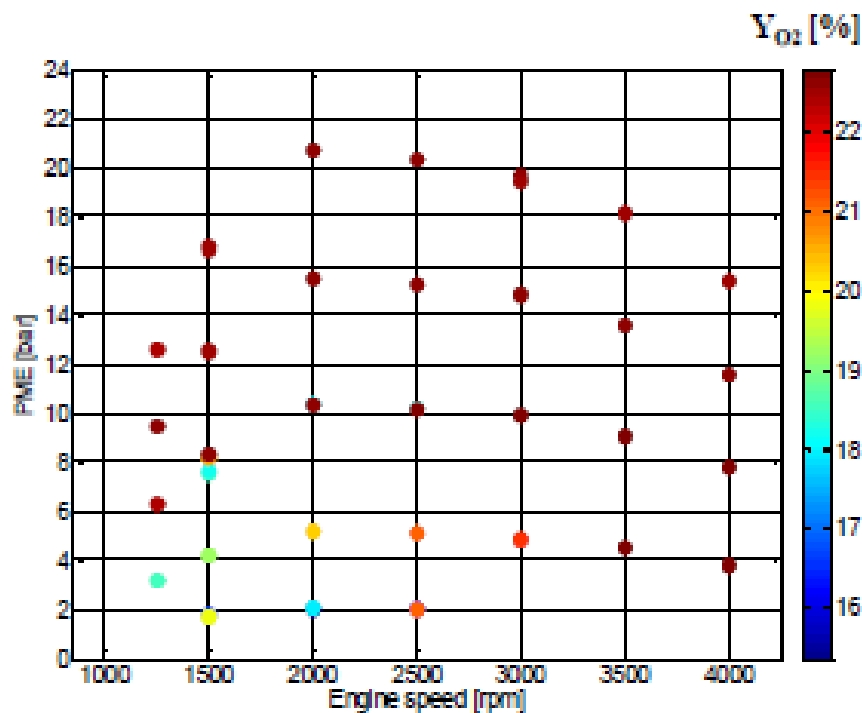


Figura 4.3: Puntos de operación para la calibración de la corrección $K(YO_2, \lambda)$

Esta corrección relaciona los NOx térmicos y los NOx totales formados durante el proceso de combustión. En condiciones donde hay oxígeno disponible y se produce la combustión por llama difusiva normal la mayoría de NOx producidos son NOx térmicos.

Para todos los ensayos sin EGR se considera que los NOx térmicos van a ser igual a los totales ya que no hay ningún factor externo que pueda provocar la reducción de los primeros.

$$K(YO_2, \lambda) = \frac{NOx^{th}}{NOx^{total}} \quad (4.2)$$

A continuación, se igualan matemáticamente los NOx experimentales obtenidos en banco motor con los NOx térmicos que proporcionaba la ecuación del modelo predictivo. Al resolver la ecuación se obtiene la corrección de la temperatura adiabática de llama.

La ecuación a resolver es la siguiente:

$$K(Y_{O_2}, \lambda) = \frac{\left(\int_{SO_2}^{EOC} k_f \cdot dFQL(\alpha) \cdot e^{\frac{-k_{ac}}{T_{ad}(\alpha) + \Delta T(n,N)}} \cdot d\alpha \right) \cdot \frac{(1 - k_{re} F_r \epsilon)}{m_{air} + m_{fuel} + m_{EGR} F_r \epsilon} \cdot (m_{air} + m_{fuel})}{NO_{exp}} \quad (4.3)$$

En dicha ecuación las incógnitas van a ser las dos correcciones. Si bien, para hallar la corrección de temperatura de los ensayos con EGR se interpolará linealmente con los datos del ensayo en estudio sobre la gráfica generada en la calibración de la primera corrección. De este modo quedará una ecuación con una sola incógnita. Véase *Figura 4.4: Valores para la corrección K (YO₂, λ)*.

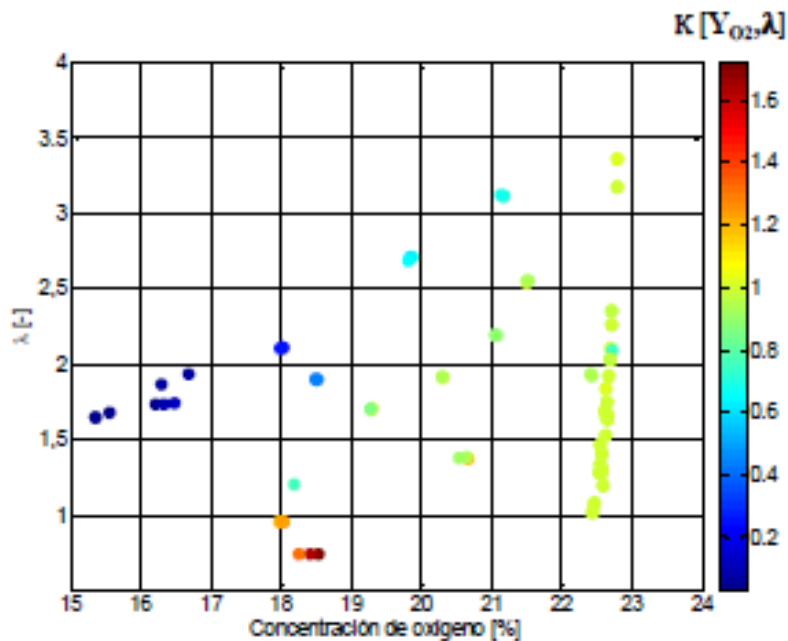


Figura 4.4: Valores para la corrección K (YO₂, λ)

El rango de la segunda corrección oscila entre [0,2, 1,6]. Se observa que ensayos con una YO₂ > 22%, el valor de k es 1 o muy cercano a 1, tal y cómo se esperaba.

Aquellos puntos en los que se ha obtenido un valor de k superior a 1 no tienen sentido físico, ya que es imposible que los NOx térmicos producidos en la combustión sean superiores a los NOx térmicos totales.

Tras la calibración del modelo se tendrán representados aproximadamente 37 puntos de operación del motor, por lo tanto para una posterior validación se precisa de una malla continua en la que quede representado todo el mapa de funcionamiento del motor. Véase *Figura 4.5: Valores para la corrección K(Y_{O2}, λ) interpolada para todo el mapa motor*.

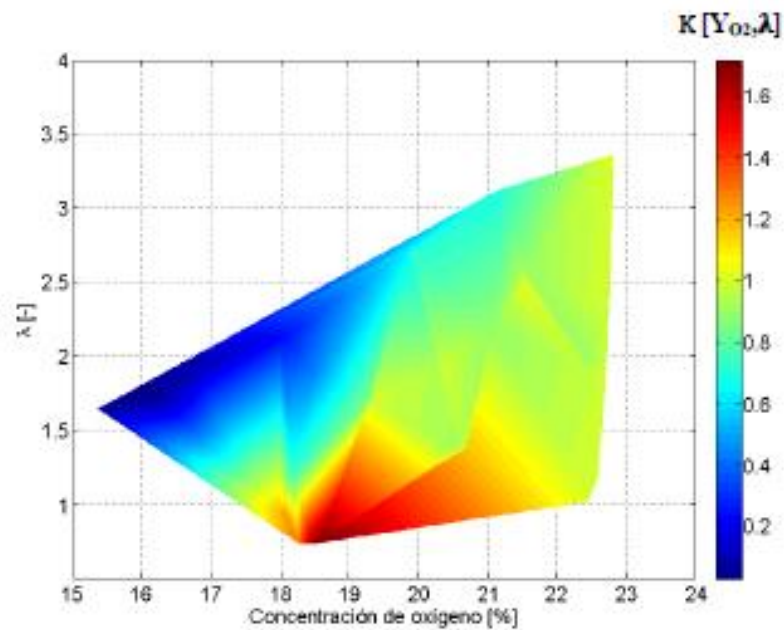


Figura 4.5: Valores para la corrección $K(Y_{O_2}, \lambda)$ interpolada para todo el mapa motor

4.3 Validación Modelo NOx

En este punto se procede a validar el modelo de NOx previamente calibrado con las dos correcciones descritas. En este caso se hará uso de 240 ensayos medidos de forma experimental en banco motor y de los cuales se dispone de los valores de NOx emitidos por el motor en cada uno de los mismos. Se muestra en la *Figura 4.6: Ensayos para la validación del modelo de NOx* las características de los puntos de operación con los que se validará el modelo.

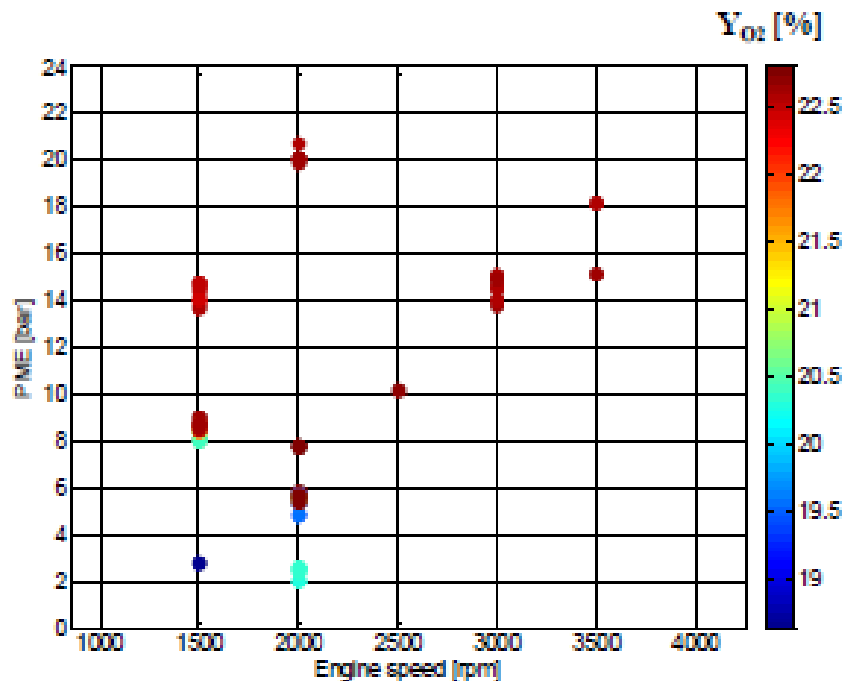


Figura 4.6: Ensayos para la validación del modelo de NOx

Estos 80 puntos de operación disponen cada uno de variaciones en diferentes parámetros del motor como se muestra a continuación:

- Régimen de giro
- Grado de carga
- Presión de raíl
- Flujo másico de EGR
- Inicio de la inyección (SOI)

El proceso de validación para los nuevos ensayos se describe a en la *Figura 4.7: Ciclo validación modelo NOx*.

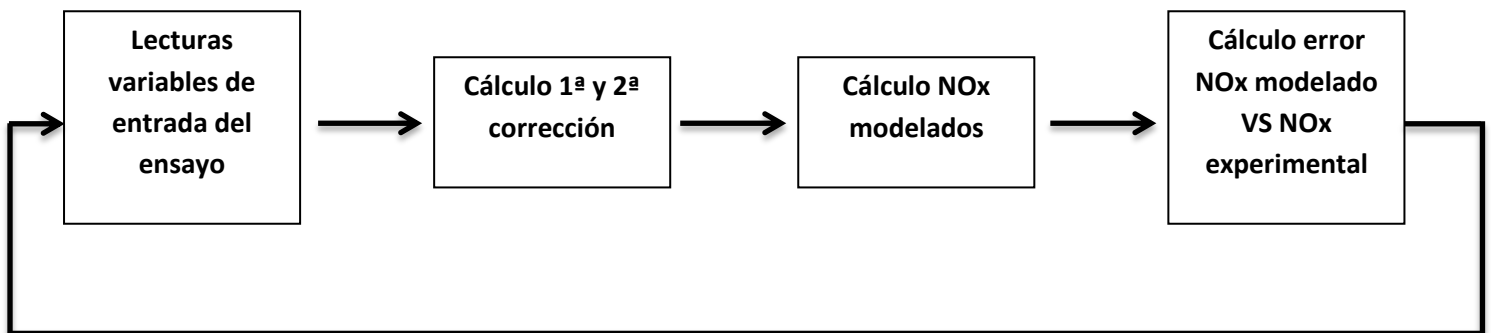


Figura 4.7: Ciclo validación modelo NOx

En primer lugar se lee las variables de entrada del ensayo de estudio para posteriormente calcular la 1ª y la 2ª corrección previamente explicadas.

Una vez calculadas las correcciones se procede a calcular los NOx modelados mediante la siguiente ecuación:

$$NO_{x_{\text{modelo}}} = \left(\int_{SOC}^{EOC} k_f \cdot dFQL(\alpha) \cdot e^{\frac{-k_{ac}}{T_{ad}(\omega) + \Delta T(n,N)}} \cdot d\alpha \right) \cdot \frac{(1 - k_{re} \cdot F_r \epsilon)}{m_{air} + m_{fuel} + m_{EGR} F_r \epsilon} \cdot (m_{air} + m_{fuel}) \quad (4.4)$$

Una vez calculado la formación de NOx en dicho punto de operación se compara con los valores de NOx medidos en banco para calcular el error relativo producido.

$$\text{Error}(\%) = \frac{|NO_{x_{\text{modelo}}} - NO_{x_{\text{exp}}}|}{NO_{x_{\text{exp}}}} \cdot 100 \quad (4.5)$$

Calculado el error en dicho ensayo se vuelve al inicio del proceso descrito y se realiza dicho procedimiento con los 240 ensayos que se dispone para validar el modelo. A continuación se calcula el error promedio de todos los puntos, resultando ser el error promedio relativo del **18%** de NOx. A continuación se representan en la *Figura 4.8: Error relativo en los ensayos de validación del modelo de NOx* los NOx experimentales medidos en

banco motor frente a los NOx teóricos obtenidos para los ensayos con los que se validó el modelo.

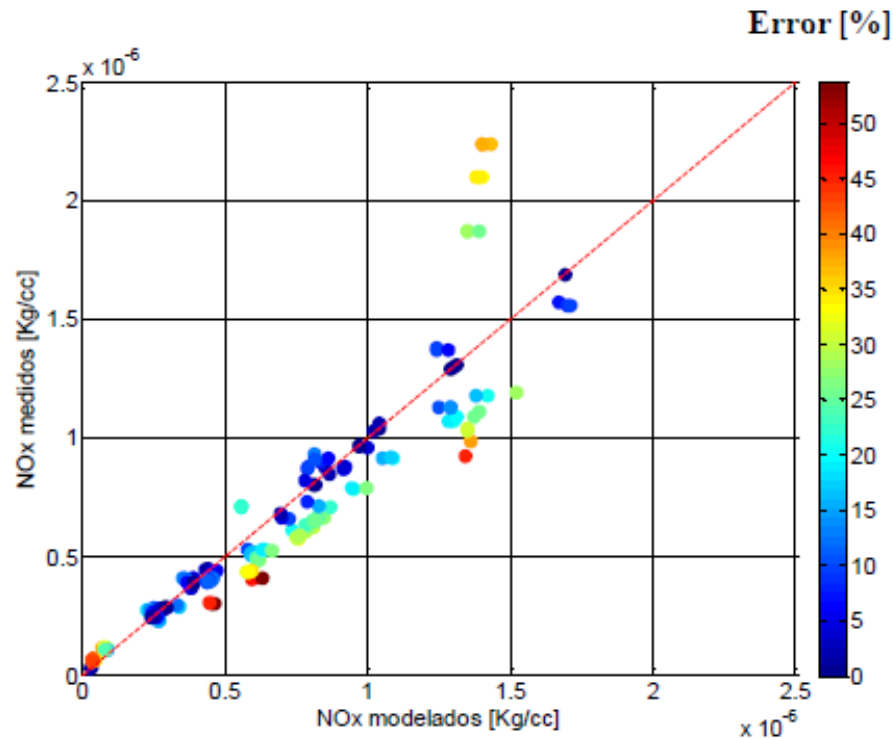


Figura 4.8: Error relativo en los ensayos de validación del modelo de NOx

La gran mayoría de puntos se ajusta a la recta de calibración calculada, claro indicador de que los valores teóricos obtenidos son muy similares a los experimentales siendo el error medio relativo muy próximo a 0%.

4.4 Metodología optimización

4.4.1 Diagrama de flujo

La herramienta principal de optimización es puramente estadística por lo que se ha utilizado otros programas también imprescindibles para el campo de los motores. Se ha realizado un flujo de trabajo (véase *Figura 4.9: Diagrama proceso optimización de la combustión y calculo NOx*) capaz de interconectar dicha herramienta con la herramienta predictiva Siciclo. Resulta que Mode Frontier internamente es capaz de ejecutar cualquier script de Matlab, por lo que partiendo de esa herramienta que Mode Frontier atesora, se ha utilizado los tres programas simultáneamente para la realización de la optimización. Se ha elaborado un diagrama de flujo para entender mejor esta conexión entre software.

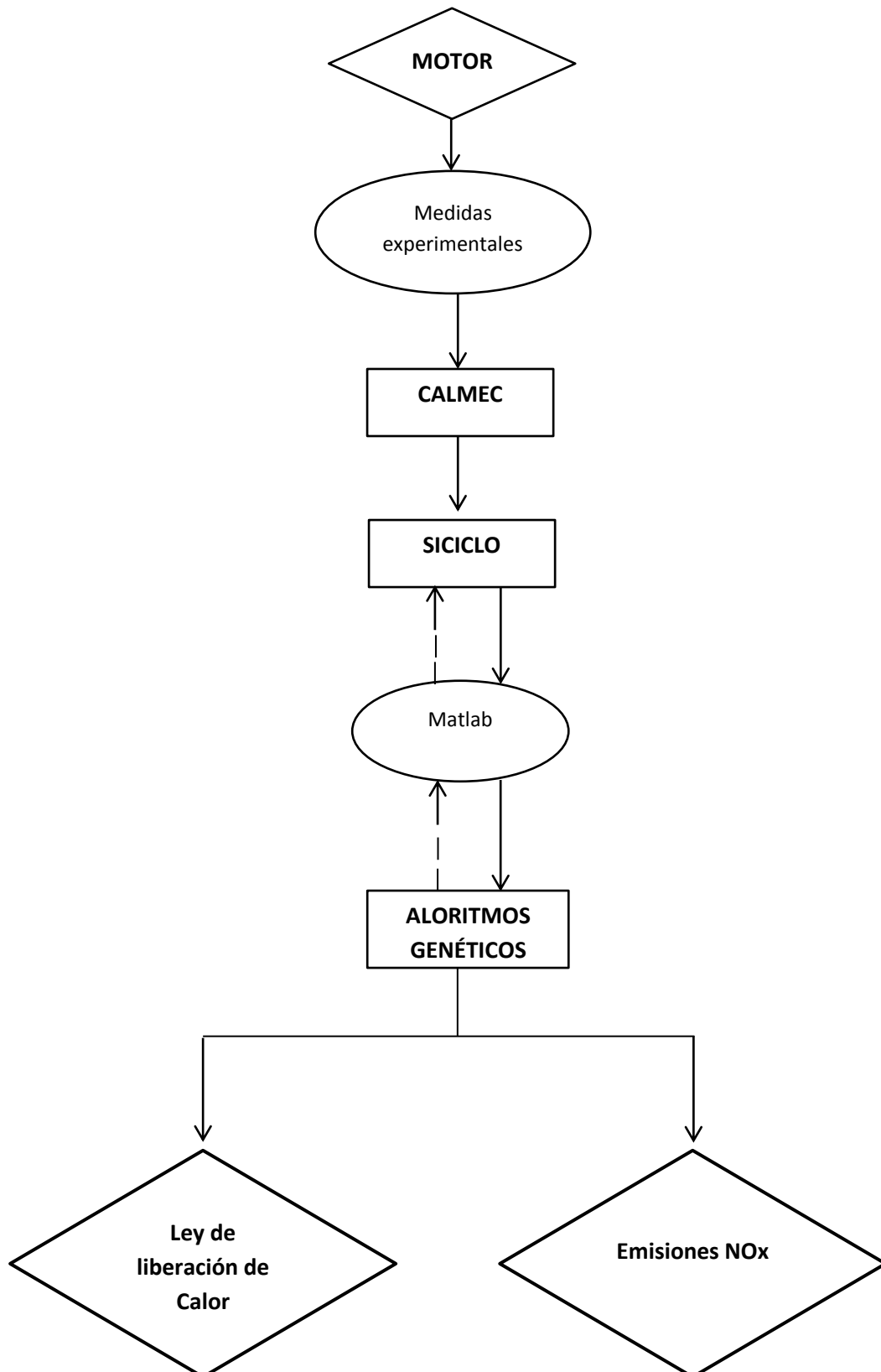


Figura 4.9: Diagrama proceso optimización de la combustión y calculo NOx

A continuación se explica en unos pocos pasos el proceso de la *Figura 4.9: Diagrama proceso optimización de la combustión y calculo NOx*:

- A partir de ensayos obtenidos en banco motor, se analiza la combustión mediante CALMEC consiguiendo crear una base de datos que de las cuales se alimentarán el resto de programas. Se caracterizan diversos puntos representativos del funcionamiento del motor, tratando de abarcar todo el campo de actuación del motor.
- De este modo, ya se puede emplear Siculo de manera independiente. Con dicho programa se pueden variar los parámetros de entrada de un proceso de combustión cualquiera y así evaluar los resultados. Así, se puede simular tantos ensayos como se desee. En el punto 4.4.2 se explicarán cuáles son las variables que se manipularán con la herramienta Siculo.
- Conocidos todos los settings y variables a manipular se procede a enviar dicha información a la herramienta de cálculo iterativo y se inicializa el proceso de iteración.
- Será necesaria la existencia de un script de Matlab que facilite la conexión entre la herramienta de cálculo y la de simulación. La herramienta de cálculo hace una llamada al script de matlab el cual contiene una función que ejecuta la herramienta de simulación. De este modo, el script lee la familia de valores obtenida en la herramienta de cálculo que sirve como datos de entrada manipulados a la herramienta predictiva permitiendo evaluar la combustión de cada una de las iteraciones que va realizando.
- En este momento se produce la transmisión de datos en sentido contrario, través del script de Matlab, los resultados proporcionados por la herramienta predictiva se le facilitan a la herramienta de cálculo y esta valora la efectividad de los mismos respecto a los inmediatamente anteriores. A posteriori, se propondrá una nueva solución tratando de mejorar la inmediatamente anterior y así sucesivamente hasta que complete todo el proceso de optimización marcado, intentando alcanzar la solución óptima. Así pues, la herramienta de simulación irá analizando los resultados de la combustión para cada una de las iteraciones realizadas.
- Conforme se suceden las iteraciones, el algoritmo va acotando la zona de soluciones deseables hasta que finalmente converge a la óptima.
- Finalizado el proceso iterativo, se obtienen los valores de las variables que caracterizan la forma de la dFQL y se alcanza un proceso de combustión cuyo rendimiento sea máximo.
- Además de la ley de combustión se analiza del impacto de la restricción de NOx en la forma de la dFQL y el rendimiento.

4.4.2 Parámetros de la combustión

Se han considerado dos tipos de variables que definen la ley de liberación de calor: por un lado, aquellas sobre las que puede actuar directamente la herramienta estadística, y por otro lado, aquellos que vienen impuestos al inicio del ensayo. Estos últimos los introduce el operador al inicio y el software transmite dicho valor al modelo interno para cada una de las iteraciones que se realiza. Sin embargo, los parámetros sobre los que la herramienta gobierna y puede controlar, se establecen rangos entre los que pueden oscilar delimitando el campo de actuación adoptando de este modo soluciones reales que puede llegar a tomar la ley de liberación de calor. El fin es posibilitar la optimización del proceso de cálculo y evitar soluciones, a priori inviables.

A continuación se muestran en la *Figura 4.10: Fases de la combustión, parámetros de entrada* [38]a las fases de la combustión de un motor diésel para explicar con mayor detalle las variables de entrada controlables.

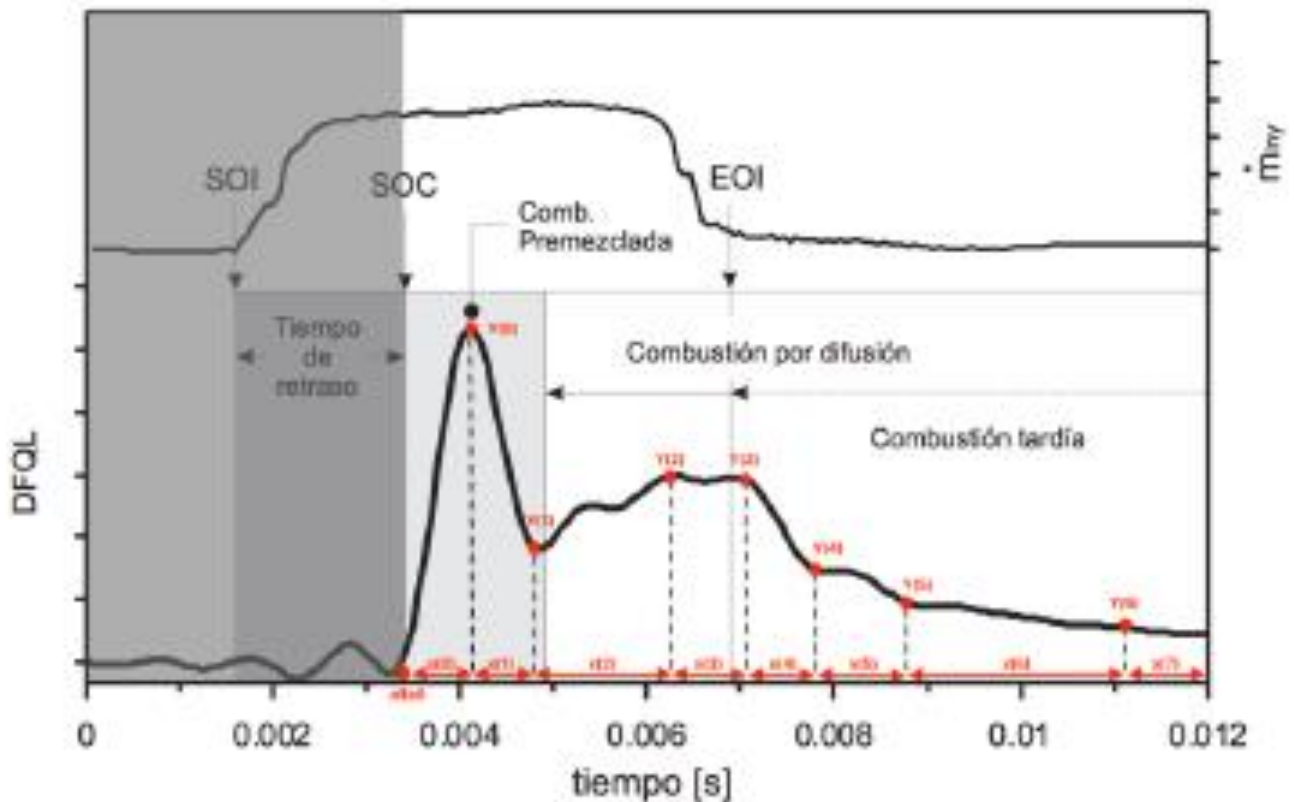


Figura 4.10: Fases de la combustión, parámetros de entrada [38]

Los parámetros de la combustión son:

- Inicio de la combustión (α_0). El rango de este parámetro es bastante amplio y considerando estudios pasados de los procesos de combustión [37], se considerará un

valor entre $[-10,10]$ ° con una discretización de 0.5 ° que se define en el software estadístico.

- Incremento angular $X(i)$. Uno de los pilares sobre los que se sustenta la forma de la ley de liberación de calor es el incremento angular, donde se ha definido 8 puntos $X(i)$. Partiendo desde el inicio de la combustión, cada uno de estos puntos corresponde a una altura $Y(i)$ definida, de forma que la ley de liberación de calor se va construyendo por tramos. Por ello, si suma el valor de las $X(i)$ se obtiene la duración total de la combustión, ya que, como se ha mencionado, en ese período se libera toda la energía posible en la combustión. Dichos valores de $X(i)$ pueden oscilar entre $[0.5, 5]$ °, valores determinados tras la realización de numerosas pruebas y determinando que los mismos aportaban soluciones convergentes óptimas.
- Altura de la dFQL $Y(i)$. Junto con el incremento angular existe otra variable con la que se termina de dar forma a la ley de liberación de calor, la altura de la dFQL $Y(i)$, necesaria porque el inicio y final de cada incremento angular viene dado por una $Y(i)$. Esta altura hace referencia a la cantidad de energía liberada en el proceso de combustión. En este caso el rango de oscilación resulta ser $[0,1]$ con una discretización de 0.05 . Finalmente con dicha ley se pretende evaluar para cada punto de operación el máximo rendimiento posible así como el cumplimiento de las restricciones de NOx impuestas, entre otras.

Con la dFQL obtenida y mediante la herramienta de simulación se puede evaluar el ciclo de trabajo así como algunos parámetros de relevancia:

- El gradiente de presión máximo, que será una de las restricciones del sistema y determinará en gran medida la forma de la dFQL así como su rendimiento.
- Presión media máxima alcanzada a lo largo de todo el ciclo. Se impondrá como restricción para poder obtener leyes de combustión realizables y con resultados reales dentro del funcionamiento de un motor de este tipo. A mayor valor de la presión se obtiene mayor temperatura provocando mayores cantidades de NOx, si bien se estudiará una situación de compromiso.
- Temperatura media máxima alcanzada en el ciclo. Claro indicador de las condiciones termo-mecánicas que debería soportar la cámara de combustión en caso de reproducirse determinada dFQL. Además, influye directamente en la producción de NOx por lo que será un parámetro muy importante a tener en cuenta.
- Rendimiento indicado. Con esta variable se evalúa la solución obtenida y es el valor a optimizar.
- NOx teóricos. Es la otra variable a optimizar (en este caso minimizar) y que, junto con el rendimiento indicado se analizará validando o no el resultado obtenido.

4.5 Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes

El objetivo principal es la aplicación de un modelo de NOX predictivo en aras de encontrar la mejor combustión teórica cumpliendo con las normativas contaminantes. Para ello se ha seguido un procedimiento meticuloso para conseguir unos resultados fiables a la vez que realizables en proyectos futuros.

4.5.1 Selección y justificación puntos de estudio

En primer lugar se explica cómo se ha seleccionado los puntos de estudio. Se parte de un ciclo NEDC real cualquiera como el mostrado en la *Figura 4.11: Ciclo de homologación NEDC*:

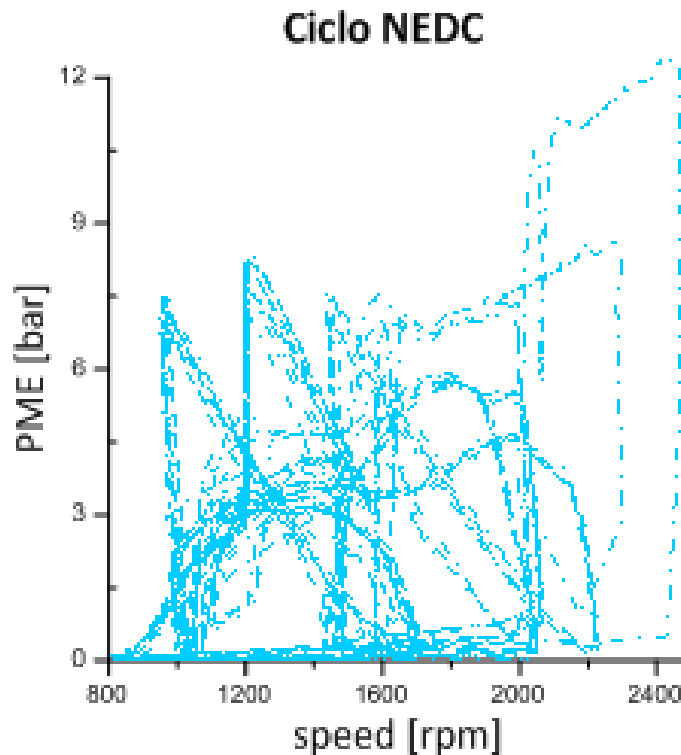


Figura 4.11: Ciclo de homologación NEDC

Como se observa, de todo el ciclo mostrado hay determinadas zonas donde el motor tiene mayor incidencia. La zona principal de estudio abarca de [0,6] bar y de [1000,2000] rpm.

Se ha dividido el ciclo en 20 cuadrículas del mismo tamaño, 1.5 bar de altura y 300 rpm en el eje X. Teniendo hecha la división se procede a calcular cuáles son las áreas de mayor influencia, es decir, en que zonas el motor está operando en mayor medida. Los resultados son los siguientes:

PME(bar)/n(rpm)	800-1100	1100-1400	1400-1700	1700-2000	2000-2300
4.5-6	4.76	4.27	3.20	2.73	4.29
3-4.5	13.58	11.83	3.56	12.91	12.9
1.5-3	8.69	8.54	2.50	9.13	8.29
0-1.5	16.86	0.033	4.97	2.05	11.21

Tabla 4.1: Densidad de puntos en las diferentes áreas del ciclo NEDC

De todas las opciones disponibles se intenta seleccionar aquellas con mayor densidad de población, además de que se disponga de un punto de operación ensayado en banco motor dentro de dicha región.

De este modo, se seleccionan las 4 áreas marcadas en rojo y el estudio proseguirá simplificando dichas áreas a puntos de operación concretos por capacidad de cálculo y tiempo.

Finalmente los puntos representativos de dichas zonas que simularán el ciclo completo NEDC se pueden visualizar en la *Figura 4.12: Puntos de estudio finales*:

- 1250_3
- 1500_2
- 2000_2
- 2000_5

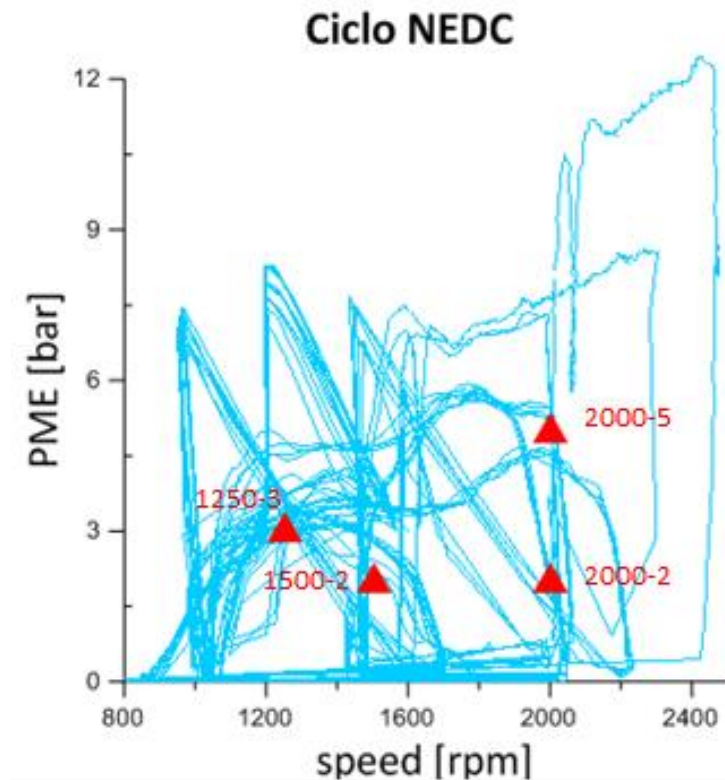


Figura 4.12: Puntos de estudio finales

4.5.2 Generación población inicial

El estudio del impacto de NOx en el modelo para cumplir con las normativas contaminantes lleva consigo una ligera variación a la previamente descrita. Si bien, la metodología descrita es muy similar con el uso de la herramienta estadística, pero en este caso se generará una población inicial de posibles valores de inicio de la combustión, incremento angular, altura de la dFQL, etc., y a continuación se optimizará mediante una función objetivo (En adelante FO) que se explica en el apartado 4.5.3 *Desarrollo Función Objetivo* empleando un script en matlab en detrimento del software estadístico.

De este modo, se genera la población inicial de 1500 posibilidades para cada uno de los puntos de operación representativos del ciclo NEDC y, a continuación se optimiza el conjunto de los puntos de operación, como si de un ciclo de homologación real se tratase.

Con el empleo de la FO se relacionan entre sí las 1500 posibilidades de los 4 puntos de operación dos a dos, es decir, los dos puntos de baja carga y régimen y dos puntos de alto régimen y baja carga. Esto se ha realizado así por simplificar cálculo matemático ya que el hardware no disponía de potencia suficiente para ejecutar 1500^2 combinaciones. Así pues, se consigue acotar en un nivel máximo y mínimo el valor de emisiones de NOx que tendría lugar tras la optimización.

Es por esto que la FO se evaluará en 1500^2 soluciones para el caso de bajo régimen, e ídem para el caso de alto régimen.

4.5.3 Desarrollo Función Objetivo

Como se ha comentado en 4.5.2 *Generación población inicial* para la realización de la optimización se ha desarrollado una FO, que en este caso se busca como resultado el valor de las emisiones de NOx en g/kWh, ya que los límites impuestos por las normativas vienen dados en dichas unidades o en g/km.

El principal motivo de este desarrollo se fundamenta en que la optimización del ciclo de homologación se ha de realizar en todo su conjunto, y no de manera individual de cada punto de operación del mapa de motor.

Dada esta premisa y sabiendo que Mode Frontier optimiza cada punto de operación individualmente surgió la necesidad de buscar una función objetivo que hallase una situación de compromiso entre rendimiento y NOx.

Por un lado, de los datos obtenidos en banco motor se tiene todos los datos relativos a revoluciones, par, frecuencia de operación en el ciclo, la masa de combustible, presión media efectiva, etc.

Por otro lado, como se ha explicado en el punto 4.5.2 *Generación población inicial* se obtiene los valores de rendimiento y NOx en g/s iniciales para cada punto sin optimizar.

Para el desarrollo de la FO se ha partido del resultado final, dado que se quiere encontrar un valor con unidades en g/kWh. Dicho esto, se sabe que se va a necesitar de la formación de NOx en g/s y de la potencia efectiva. Se ha de obtener el resultado de ambas para todo el ciclo como se muestra a continuación:

$$\text{Formación de NOx en todo el ciclo NEDC (g/s)} = \sum_1^n g_{NOx}^i \cdot n_i \cdot t_i \quad (4.6)$$

$$\text{Potencia efectiva en todo el ciclo NEDC (kW)} = \sum_1^4 N_e^i \cdot t_i \quad (4.7)$$

Dónde:

$$N_e^i = m f_i \cdot \eta_e^i \quad (4.8)$$

Con las expresiones (4.6) y (4.7) y sabiendo que el resultado final ha de estar en las unidades de g/kWh se obtiene la expresión (4.9):

$$\frac{g_{NOx}}{kWh} = \frac{\sum_1^n g_{NOx}^i \cdot n_i \cdot t_i}{\sum_1^4 N_e^i \cdot t_i} \cdot \frac{\frac{\sum_1^n n_i \cdot t_i}{\sum_1^n n_i \cdot t_i}}{\frac{\sum_1^n m f_i \cdot \eta_e^i}{\sum_1^n m f_i \cdot \eta_e^i}} \quad (4.9)$$

Sustituyendo la expresión (4.8) en la (4.9) se obtiene:

$$\frac{g_{NOx}}{kWh} = \frac{\sum_1^n \frac{n_i \cdot t_i}{\sum_1^n n_i \cdot t_i} \cdot g_{NOxciclo}^i}{\sum_1^n \frac{mf_i \cdot t_i}{\sum_1^n mf_i \cdot t_i} \cdot \eta_{Ne}^i} \cdot \frac{\sum n_i \cdot t_i}{\sum mf_i \cdot t_i} \quad (4.10)$$

A continuación se busca un término que pondere los NOx y el rendimiento de manera que minimice la FO, por lo que el factor de ponderación de rendimiento quedará en el denominador y el de NOx en el numerador, para que la solución converja en unos resultados favorables en cuanto a emisiones y rendimiento. Por ello, sabiendo que:

$$X_{NOx} = \frac{n_i \cdot t_i}{\sum_1^n n_i \cdot t_i} \quad (4.11)$$

$$X_{\eta} = \frac{mf_i \cdot t_i}{\sum_1^n mf_i \cdot t_i} \quad (4.12)$$

Finalmente se obtiene la siguiente función objetivo al sustituir (4.10) y (4.11) en (4.12):

$$FO = \frac{g_{NOx}}{kWh} = \frac{\sum X_{NOx}^i \cdot g_{NOxciclo}^i}{\sum X_{\eta}^i \cdot \eta_e^i} \cdot \frac{\sum n_i \cdot t_i}{\sum mf_i \cdot t_i} \quad (4.13)$$

La FO minimizará a raíz de la disminución de los NOx (numerador) y el aumento del rendimiento (denominador) donde ambas condiciones suponen disminuir el valor de la FO.

NOTA:

- n_i = revoluciones, (rpm)
- mf_i = combustibl ($\frac{g}{s}$)
- η_e^i = Rendimiento efectivo
- $g_{NOxciclo}^i$ = gramos deNOx por ciclo
- t_i = Frecuencia operación respecto al total del ciclo (s)

4.6 Estudio 2: Comportamiento dFQL y NOx en puntos de alta carga

Este estudio complementa objetivo principal del proyecto, ya que se va a tratar de evaluar el impacto de los NOx en la optimización de la ley de liberación de calor en puntos de alta carga y altas revoluciones.

A diferencia del caso anterior no se va a evaluar ningún ciclo de homologación, sino que se va a optimizar la ley de liberación de calor para obtener el máximo rendimiento así como reducir emisiones locales hasta valores inferiores que dicta la normativa permitiendo encontrar una situación de compromiso entre NOx- η_e .

Al modelo existente se le introduce la restricción de los NOx habiéndose tomado el valor que impone la normativa como referencia y no porque se esté optimizando el ciclo.

4.6.1 Selección puntos de estudio

Cómo se ha comentado se va a elegir puntos de altas revoluciones y alta carga con el valor máximo de par. Partiendo de estudios previos se ha elegido puntos que están fuera del ciclo NEDC y así analizar los casos más desfavorables y que además se dispone de ensayos del motor del proyecto en banco motor. Dichos puntos son los mencionados a continuación:

- 2000_13
- 2000_21
- 2500_21
- 3000_15
- 3000_21

Comprobando estos puntos en un ciclo NEDC se muestra evidencia de que estos puntos están fuera del mismo. No obstante, son puntos válidos puesto que el estudio busca analizar los casos más desfavorables del motor.

4.6.2 Estrategia sin EGR

En primer lugar se utilizó una estrategia con los parámetros de entrada comentados anteriormente, sin el uso de EGR, solamente controlando el SOI, la altura de la dFQL, incremento angular, etc.

Se trata de un motor Euro IV y las emisiones en PRE-CAT sin sistemas de post-tratamiento son elevadas por lo que resultó muy complicado encontrar un trade-off en el que los límites de NOx se cumplieran con rendimientos asumibles.

Por este motivo se procede en el siguiente punto a emplear una estrategia con EGR, considerada en ciclo cerrado cuyos resultados serán mejores.

4.6.3 Estrategia con EGR

En este caso se introduce una nueva variable controlable en el modelo, la tasa de EGR (%). De este modo al generar la población inicial, la herramienta estadística tendrá en cuenta los parámetros descritos en la metodología principal así como tasa de EGR del punto de operación.

Capítulo 5

5. Resultados

Contenido

5	Resultados	59
5.1	Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes.....	59
5.1	Estudio 2: Comportamiento dFQL y NOx en puntos de alta carga	78

5 Resultados

5.1 Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes

El presente estudio abarca el análisis de puntos de bajo régimen y carga con el fin de cumplir en la medida de lo posible un ciclo de homologación completo.

Tal y cómo se ha explicado en el *apartado 4.5 Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes* se ha optimizado los 4 puntos de operación dos a dos acotando el ciclo en la zona inferior y superior respectivamente. Tras ello, se han seleccionado las 5 mejores combinaciones de cada grupo de las 1500² posibilidades, a partir de los cuales se muestran las características más importantes que debe tener la combustión para cumplir con los valores de emisiones así como garantizar un buen funcionamiento del motor en prestaciones. A continuación se muestra en la *Tabla 5.1: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 1250_3 y 1500_2* el valor de emisiones de NOx dado para cada una de las combinaciones obtenidas.

Combinación	Iteración (1250_3)	Iteración (1500_2)	FO (g/kWh)
1	1323	940	0.12
2	1323	1149	0.12
3	1115	940	0.12
4	1115	1149	0.12
5	1323	277	0.11

Tabla 5.1: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 1250_3 y 1500_2

Cómo se observa en primera medida en la *Tabla 5.1: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 1250_3 y 1500_2* los valores de NOx tras la optimización de los puntos de bajo régimen resulta ser inferior a los que dicta la normativa Euro VI, fijando el valor máximo en **0.4 g/kWh**.

En la *Tabla 5.2: Parámetros característicos de las iteraciones resultantes de los puntos 1250_3 y 1500_2* se muestran los parámetros teóricos más característicos para cada una de estas iteraciones:

	1250_3		1500_2			
Datos/Iteración	1323	1115	940	1149	277	Ud
alpha 0	-5.5	-2.5	-5.5	-2.5	0	°
durcomb	24	17.5	24	17.5	23	°
Limit of RHR	27	28.7	27	28.7	17	J/cad
Limit of P	63.66	61.31	63.66	61.31	48.72	bar
Grad P máx	2.95	2.23	2.95	2.23	1.51	bar/°
Rend_Efec	31.97	32.4	31.97	32.4	26.72	%
Ne*	1.56	1.585	1.56	1.585	1.09	kW
Tmáx	1278.15	1346.03	1278.15	1346.03	1055.88	°C

Tabla 5.2: Parámetros característicos de las iteraciones resultantes de los puntos 1250_3 y 1500_2

*Potencia efectiva producida en un cilindro

Para una mayor compresión, se muestran a continuación cada una de las combinaciones con las iteraciones resultantes a partir de las cuales se escogerá una de ellas como resultado final en función del valor de NOx dado y de las prestaciones generadas.

- Punto de operación bajo régimen y baja carga: **1250_3 y 1500_2**.

1			
Puntos de operación	1250_3	1500_2	
Datos/Iteración	1323	940	Uds
alpha 0	-5.5	-2.5	°
durcomb	24	22	°
Limit of RHR	27	35	J/cad
Pmáx teo	63.66	59.91	bar
Grad P máx	2.95	2.62	bar/°
Rend_Efec	31.97	26.9	%
Ne*	1.56	1.1	kW
Tmáx	1278.15	1135.13	°C

Tabla 5.3: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 1

2			
Puntos de operación	1250_3	1500_2	
Datos/Iteración	1323	1149	Uds
alpha 0	-5.5	2.5	º
durcomb	24	22	º
Limit of RHR	27	23	J/cad
Limit of P	63.66	50.99	bar
Grad P máx	2.95	1.5	bar/º
Rend_Efec	31.97	26.46	%
Ne	1.56	1.08	kW
Tmáx	1278.15	1022.64	ºC

Tabla 5.4: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 2

3			
Puntos de operación	1250_3	1500_2	
Datos/ID	1115	940	Uds
alpha 0	-2.5	-2.5	º
durcomb	17.5	22	º
Limit of RHR	28.7	35	J/cad
Limit of P	61.31	59.91	bar
Grad P máx	2.23	2.62	bar/º
Rend_Efec	32.4	26.9	%
Ne	1.585	1.1	kW
Tmáx	1346.03	1135.13	ºC

Tabla 5.5: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 3

4			
Puntos de operación	1250_3	1500_2	
Datos/Iteración	1115	1149	Uds
alpha 0	-2.5	2.5	°
durcomb	17.5	22	°
Limit of RHR	28.7	23	J/cad
Limit of P	61.31	50.99	bar
Grad P máx	2.23	1.5	bar/°
Rend_Efec	32.4	26.46	%
Ne	1.585	1.08	kW
Tmáx	1346.03	1022.64	°C

Tabla 5.6: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 4

5			
Puntos de operación	1250_3	1500_2	
Datos/Iteración	1323	277	Uds
alpha 0	-5.5	0	°
durcomb	24	23	°
Limit of RHR	27	17	J/cad
Limit of P	63.66	48.72	bar
Grad P máx	2.95	1.51	bar/°
Rend_Efec	31.97	26.72	%
Ne	1.56	1.09	kW
Tmáx	1278.15	1055.88	°C

Tabla 5.7: Características combustión puntos de operación 1250_3 y 1500_2 - combinación 5

La combinación de estos dos puntos de operación resultaba dar unos valores de emisiones de NOx de **0.12 g/kWh** en todas las combinaciones mostradas a excepción de la quinta que era ligeramente inferior, y dadas las características de todas ellas, la tercera iteración resulta ser la más favorable puesto que presenta mejores rendimientos y mayor potencia efectiva del motor.

3			
Punto de operación	1250_3	1500_2	
Datos/Iteración	1115	940	Unidades
Teórico			
P máx	61.31	59.91	bar
Rend_Efec	32.4	26.9	%
Alpha 0	-2.5	-2.5	°
Durcomb	17.5	22	°
Ne	1.585	1.1	kW
Tmáx	1346.03	1135.13	°C
Experimental			
P max	52.15	46.32	bar
Rend_Efec	32.65	27.37	%
Alpha 0	5.2	-0.6	°
Durcomb	17.3	23	°
Ne	1.59	1.12	kW
Tmáx	1228.36	1060.19	°C

Tabla 5.8: Comparativa valores experimentales VS teóricos iteración 3

Comparando ambos puntos de operación con los que se obtuvieron experimentalmente en sala de ensayos, se observa que punto 1250_3 consigue valores de rendimiento y potencia similares mientras que el 1500_2 ve disminuidas ligeramente sus prestaciones, sin embargo, al tratarse de un motor calibrado para normativa Euro IV que se somete a las exigencias de Euro VI, dicha reducción no parece alarmante.

A continuación se muestra la evolución de la DFQL, la FQL, la presión y la temperatura en cámara obtenida en ambos puntos de operación respectivamente.

- Punto de operación 1250_3

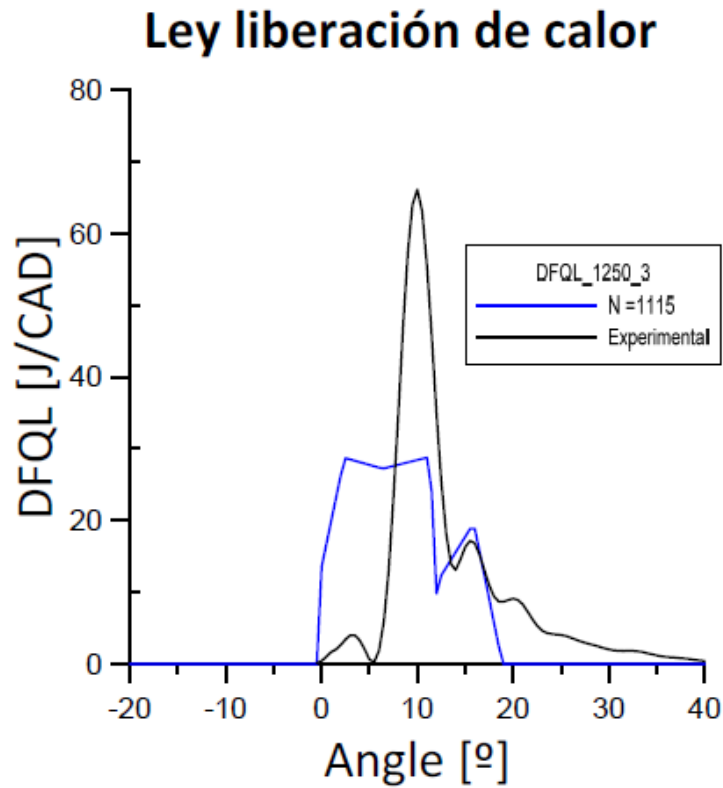


Figura 5.1: Evolución DFQL punto de operación 1250_3

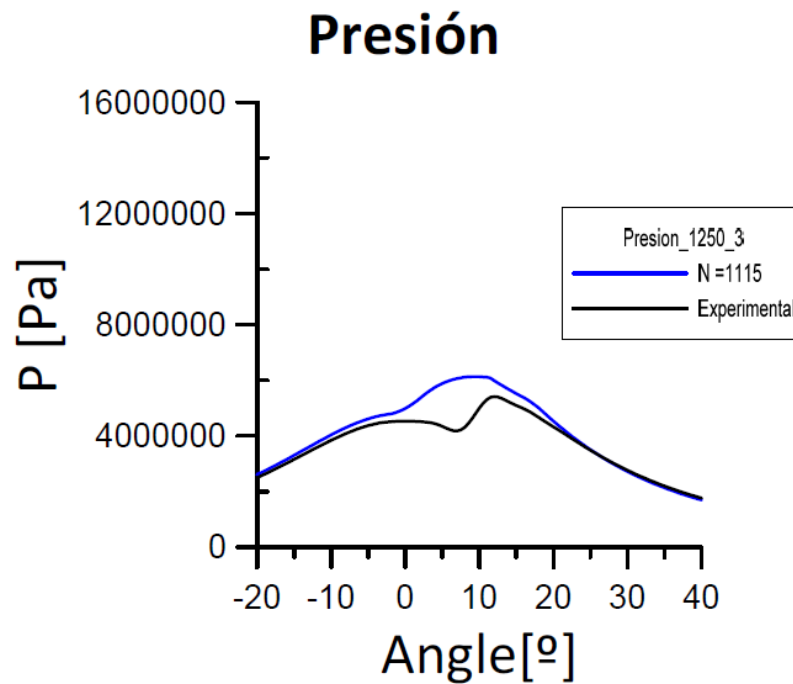


Figura 5.2: Presión en cámara punto de operación 1250_3

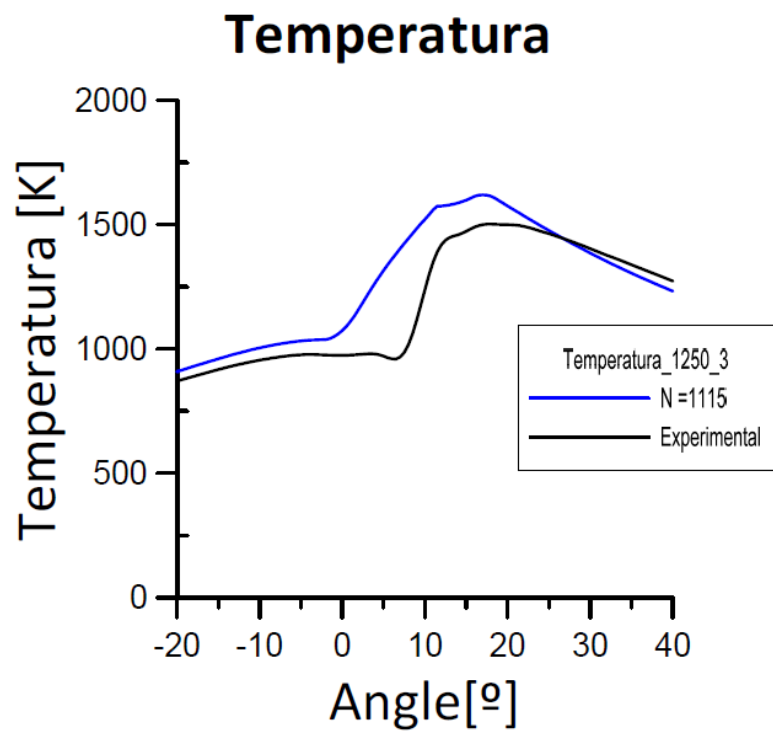


Figura 5.3: Temperatura en cámara punto de operación 1250_3

- Punto de operación 1500_2

Ley liberación de calor

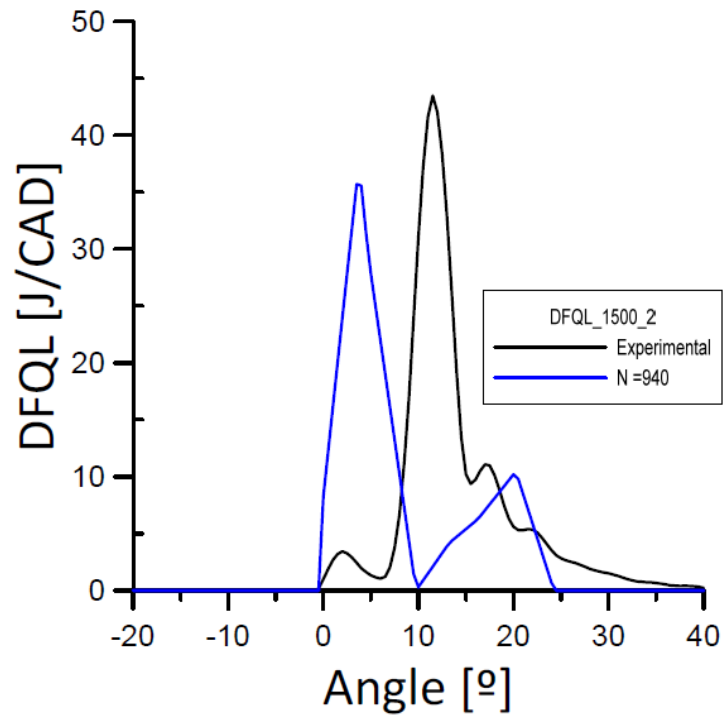


Figura 5.4: Evolución DFQL punto de operación 1500_2

Presión

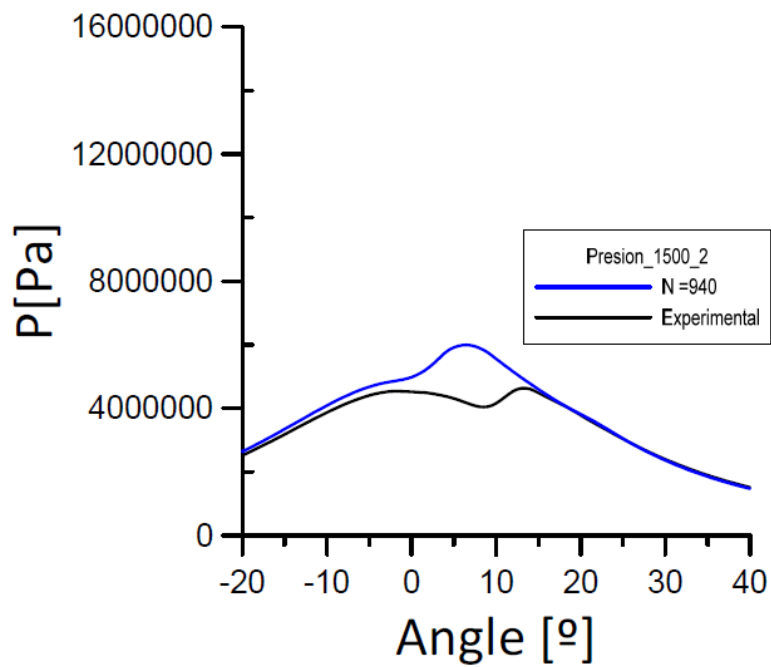


Figura 5.5: Presión en cámara punto de operación 1500_2

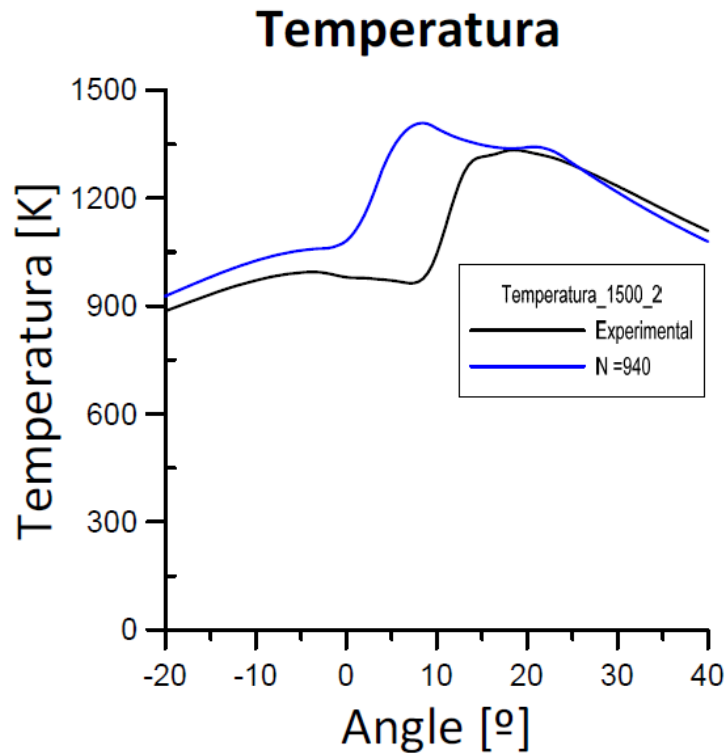


Figura 5.6: Temperatura en cámara punto de operación 1500_2

Tal cómo se observa en la *Figura 5.1: Evolución DFQL punto de operación 1250_3* y la

Figura 5.4: Evolución DFQL punto de operación 1500_2, ambas DFQL siguen una tendencia muy similar, con un primer pico máximo de liberación de calor que podría producirse tras una combustión en pre-mezcla al inyectar más combustible y un segundo pico de menor energía liberada. Ambas DFQL teóricas presentan unos inicios de la combustión muy similares, habiéndose adelantado a los ensayos experimentales. En el punto 1250_3 se ha adelantado casi 8° mientras que el punto de operación 1500_2 la influencia es menor con tan solo 2°. En el punto 1250_3 este adelanto de 8 grados provoca que se inyecte más combustible en la fase de pre-mezcla que en este caso provoca un pico de energía liberada menor que la experimental pero que se estabiliza durante gran parte de la combustión. Es por ello que tras un pequeño pico de combustión por difusión termina el proceso, mientras que en el ensayo experimental la inyección se produce más tarde provocando un primer pico mucho mayor y ocurriendo una tercera fase de combustión tardía. Respecto al punto 1500_2 las evoluciones de la combustión son mucho más semejantes en las combustiones por difusión y pre-mezcla, sin embargo también se mantiene la combustión tardía en la experimental.

Al adelantarse la combustión e inyectar más combustible en el punto 1250_3, como se ha mencionado la presión máxima es mayor en la teórica tal como se observa en la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.***, lo que provoca que la temperatura máxima sea también mayor como en la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*** En el punto 1500_2 ocurre un proceso similar tal cómo se puede ver en la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.*** y la ***¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.***

Asimismo, el gradiente de presiones observado es de 2.23 bar/° y 2.62 bar/° para los puntos 1250_3 y 1500_2 respectivamente, siendo las presiones muy similares a la experimental y considerablemente inferiores a los 160 bar tal y como se puede visualizar en la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* y la *¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.* que eran una de las restricciones impuestas en la optimización.

Una vez descrito y comentado los resultados para los puntos de menor régimen de giro, se muestran los resultados para alto régimen, ya que comparados estos se podrán definir en mayor medida los resultados y el plan a seguir a partir de ese momento. Se muestra en primer lugar el resumen de los valores de emisiones obtenidos para cada combinación.

ID	ID 2000_2	2000_5	FO (g/kWh)
1	1106	941	1.25
2	74	941	1.24
3	1323	941	1.24
4	1106	547	1.23
5	1115	941	1.23

Tabla 5.9: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 2000_2 y 2000_5

Cómo se observa en la *Tabla 5.9: Resumen valores NOx tras la optimización de los puntos 2000_2 y 2000_5* los valores de NOx tras la optimización de los puntos de bajo régimen resulta ser inferior a los que dicta la normativa Euro V, fijando el valor máximo en **2 g/kWh**.

En la tabla siguiente se muestran los parámetros teóricos más característicos para cada una de estas iteraciones:

Iteración	2000_2				2000_5		Ud
	1106	74	1323	1115	941	547	
alpha 0	-4.5	10.5	-5.5	-3	4	-7	°
durcomb	17	25	24	17.5	20.5	23	°
Limit of RHR	34	24	25	25	48	42	J/cad
Limit of P	68.77	55.03	67.73	65.83	66.97	86.91	bar
Grad P máx	2.47	1.7	2.6	1.93	2.03	3.4	bar/ °
Rend_Efec	30.48	24.9	30.21	30.6	34.8	35.77	%
Ne	1.98	1.62	1.97	1.99	5.2	5.4	kW
Tmáx	1319.31	1098.29	1247.32	1303.87	1500.61	1568.6	°C

Tabla 5.10: Parámetros característicos de las iteraciones resultantes de los puntos 2000_2 y 2000_5

- Punto de operación bajo régimen y baja carga: **2000_2 y 2000_5**.

1			
Punto de operación	2000_2	2000_5	
Datos/Iteración	1106	941	Uds
alpha 0	-4.5	4	°
durcomb	17	20.5	°
Limit of RHR	34	48	J/cad
Limit of P	68.77	66.97	bar
Grad P máx	2.47	2.03	bar/°
Rend_Efec	30.48	34.8	%
Ne	1.98	5.2	kW
Tmáx	1319.31	1500.61	°C

Tabla 5.11: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 1

2			
Punto de operación	2000_2	2000_5	
Datos/Iteración	74	941	Uds
alpha 0	10.5	4	°
durcomb	25	20.5	°
Limit of RHR	24	48	J/cad
Limit of P	55.03	66.97	bar
Grad P máx	1.7	2.03	bar/°
Rend_Efec	24.9	34.8	%
Ne	1.62	5.2	kW
Tmáx	1098.29	1500.61	°C

Tabla 5.12: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 2

3			
Punto de operación	2000_2	2000_5	
Datos/Iteración	1323	941	Unidades
alpha 0	-5.5	4	°
durcomb	24	20.5	°
Limit of RHR	25	48	J/cad
Limit of P	67.73	66.97	bar
Grad P máx	2.6	2.03	bar/°
Rend_Efec	30.21	34.8	%
Ne	1.97	5.2	kW
Tmáx	1247.32	1500.61	°C

Tabla 5.13: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 3

4			
Punto de operación	2000_2	2000_5	
Datos/Iteración	1106	547	Unidades
alpha 0	-4.5	-7	°
durcomb	17	23	°
Limit of RHR	34	42	J/cad
Limit of P	68.77	86.91	bar
Grad P máx	2.47	3.4	bar/°
Rend_Efec	30.48	35.77	%
Ne	1.98	5.4	kW
Tmáx	1319.31	1568.6	°C

Tabla 5.14: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 1

5			
Punto de operación	2000_2	2000_5	
Datos/Iteración	1115	941	Uds
alpha 0	-3	4	°
durcomb	17.5	20.5	°
Limit of RHR	25	48	J/cad
Limit of P	65.83	66.97	bar
Grad P máx	1.93	2.03	bar/°
Rend_Efec	30.6	34.8	%
Ne	1.99	5.2	kW
Tmáx	1303.87	1500.61	°C

Tabla 5.15: Características combustión puntos de operación 2000_2 y 2000_5 - iteración 5

En el estudio en puntos de mayor alto régimen, la combinación 4 presenta unas características mejores que las anteriores en prestaciones, ya que tanto el punto 2000_5 como el 2000_2 presentan valores elevados de rendimiento, siendo el primero un 1% superior al resto de sus homólogos.

4			
Date/ID	2000_2_1106	2000_5_547	Unidades
Teórico			
Tmáx	1319.31	1568.6	°C
Rend_Efec	30.48	35.77	%
Alpha o	-4.5	-7	°
Durcomb	17	23	°
Ne	1.98	5.4	kW
P max	68.77	86.91	bar
Experimental			
Tmáx	1098.58	1279.63	°C
Rend_Efec	28.92	33.7	%
Alpha o	6.2	3.2	°
Durcomb	24.74	26.23	°
Ne	1.88	4.9	kW
P max	54.13	70.18	bar

Tabla 5.16: Comparativa valores experimentales VS teóricos iteración 4 puntos 2000_2 y 2000_5

Comparando ambos puntos de operación se observa que la potencia efectiva y el rendimiento han mejorado notablemente, en un 2% cada uno de ellos aproximadamente como se observa en la *Tabla 5.16: Comparativa valores experimentales VS teóricos iteración 4 puntos 2000_2 y 2000_5*.

Así pues, el valor de emisiones emitidas es en torno a **1.24 g/kWh**, que cumpliría con la normativa Euro V del Ciclo Europa.

Además, como sucedía anteriormente se muestra la evolución de la DFQL, FQL, temperatura y la presión para explicar en mayor detalle los resultados obtenidos.

- Punto de operación 2000_2

Ley liberación de calor

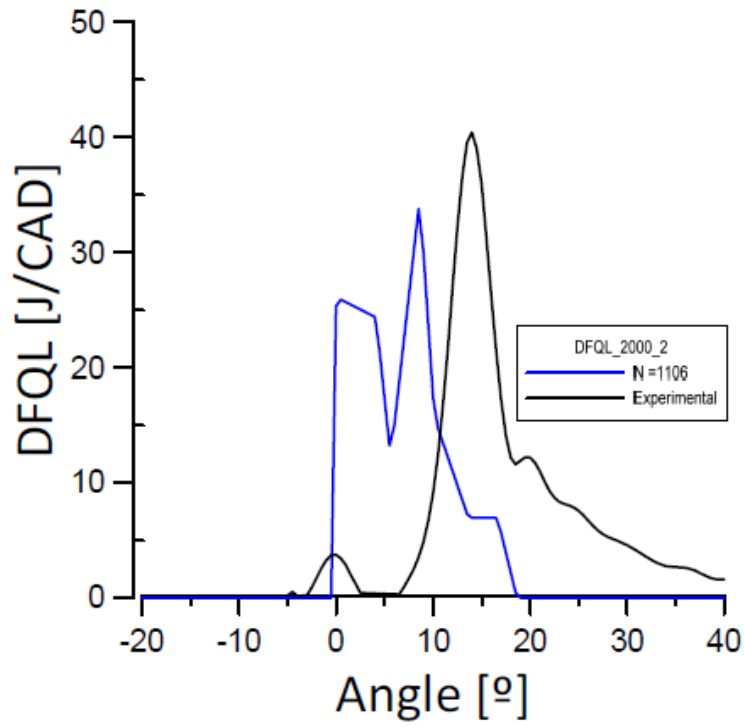


Figura 5.7: Evolución DFQL punto de operación 2000_2

Presión

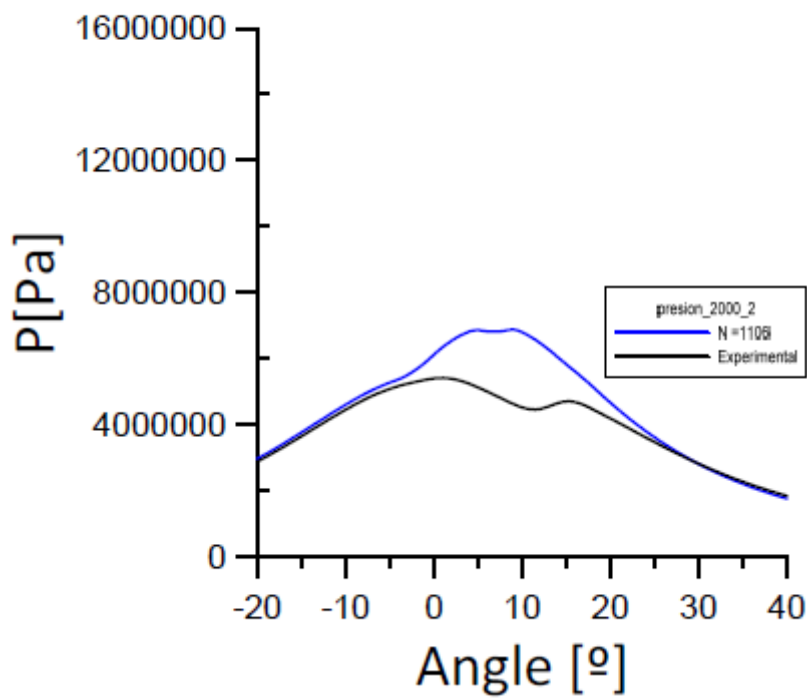


Figura 5.8: Presión en cámara punto de operación 2000_2

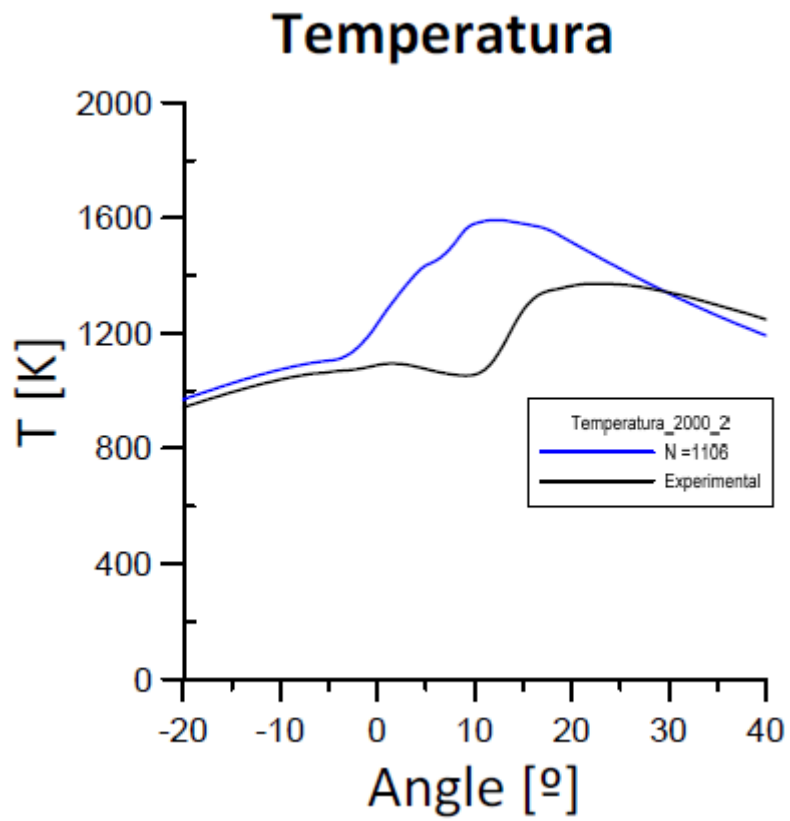


Figura 5.9: Temperatura en cámara punto de operación 2000_2

- Punto de operación 2000_5

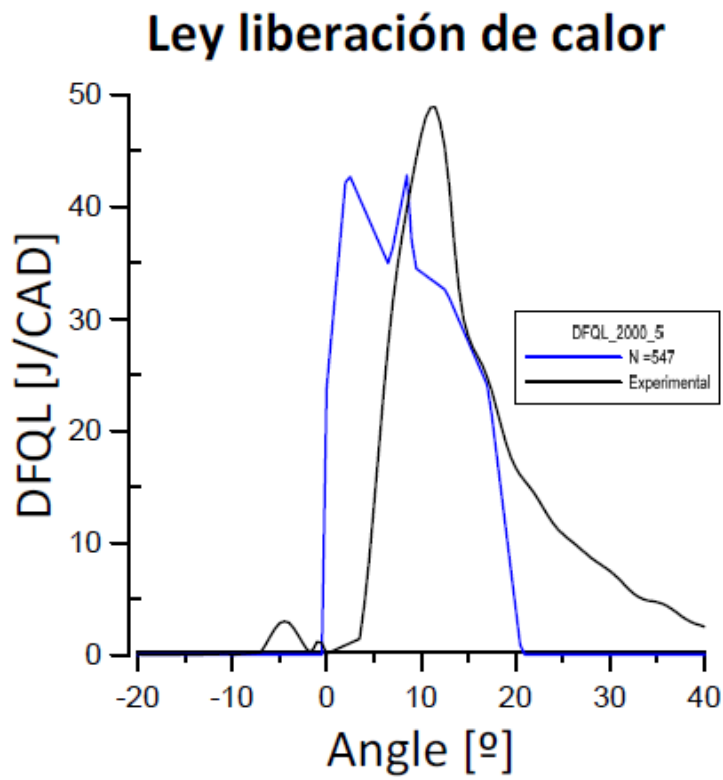


Figura 5.10: Evolución DFQL punto de operación 2000_5

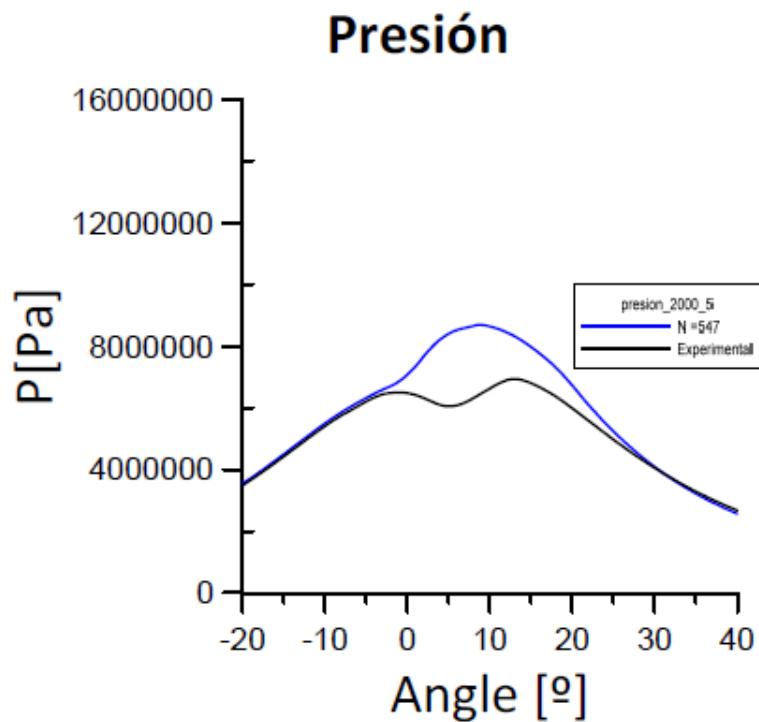


Figura 5.11: Presión en cámara punto de operación 2000_5

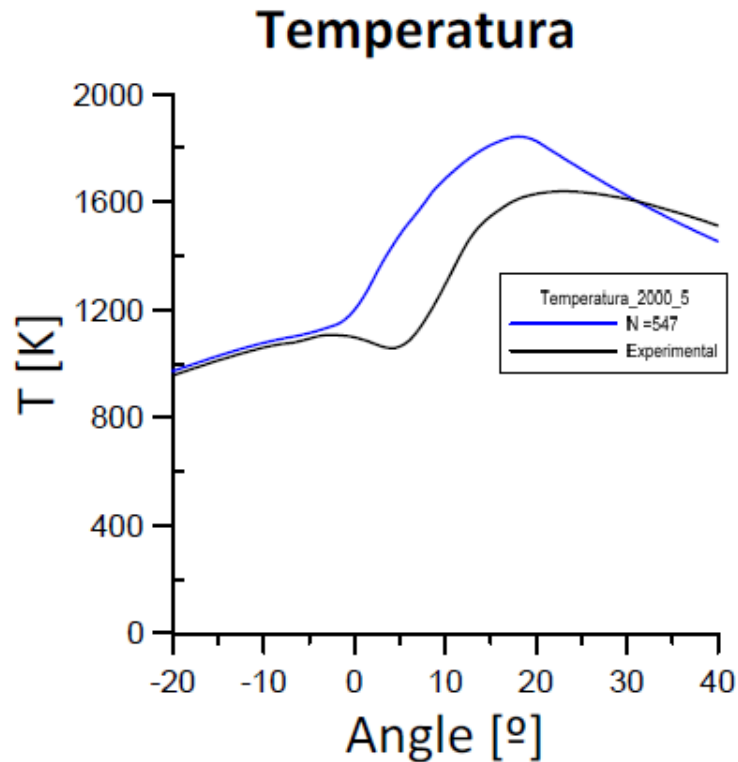


Figura 5.12: Temperatura en cámara punto de operación 2000_5

En este caso, la evolución que se ha logrado tras la optimización es muy similar con unas tendencias y una forma de la ley de combustión que respetan ciertas semejanzas en cuanto a características. En la figura de la DFQL del punto 2000_2 se aprecian dos montañas en forma de sierra que equivaldría a la primera fase de la combustión en pre-mezcla donde se quema la mayor cantidad de combustible. Acto seguido se aprecia un segundo pico que representa la 2ª fase de la combustión por difusión. Por otro lado, en la *Figura 5.10: Evolución DFQL punto de operación 2000_5* sucede algo muy que en el punto 2000_2, con la diferencia de que el pico máximo de energía liberada es mayor al tratarse de un punto con mayor potencia efectiva y por lo tanto, mayor cantidad de combustible inyectado. Los inicios de la combustión son muy parejos y muy próximos a cero, si bien, en ambos casos se ha adelantado 10 ° respecto al experimental provocando que la combustión en pre-mezcla adquiriera un valor máximo superior. El pico máximo de liberación de calores teóricos es inferior en ambos puntos de operación, no obstante, perdura durante gran parte de la combustión, donde las experimentales presentan un pico máximo de energía liberada mayor que perdura durante menor tiempo.

Por otro lado, las presiones en cámara son notablemente inferiores a 160 bar, siendo superiores las teóricas respecto a las experimentales, como consecuencia del adelanto del inicio de la combustión mencionado como se observa en la *Figura 5.8: Presión en cámara punto de operación 2000_2* y la *Figura 5.11: Presión en cámara punto de operación 2000_5*. Como consecuencia de producirse presiones máximas en cámara en ambos puntos de operación teóricos, las temperaturas también son mayores como se visualiza en la *Figura 5.9: Temperatura en cámara punto de operación 2000_2* y la *Figura 5.12: Temperatura en cámara punto de operación 2000_5*.

Por otro lado, el gradiente de presiones máximo que se produce es menor de 3.4 bar/º, siendo el límite impuesto en la optimización de 10 bar/º.

Finalmente, con los 4 puntos de operación optimizados dos a dos se obtiene los valores de NOX producidos por los mismos de forma acotada con un valor máximo y mínimo, que representan el conjunto del ciclo NEDC de una forma simplificada.

$$\text{NOx} = [0.12, 1.24] \text{ g/kWh}$$

Para conseguir dichos valores de emisiones en los 4 puntos de operación estudiados e intentar cumplir con las normativas Euro V y Euro VI, se ha conseguido acotar algunos parámetros más característicos de la combustión también mostrados en los resultados y gráficas anteriores.

- Inicio de la combustión:

$$\alpha_0 \in [-7, 2.5]^\circ$$

- Duración de la combustión:

$$Durcomb \in [17, 22]$$

- Valor máximo ley de liberación de calor:

$$dFQL_{max} \in [28.7, 42] \text{ J/cad}$$

- Gradiente de presión máxima:

$$gradp_{max} \in [2.23, 3.4]$$

- Presión máxima en cámara:

$$P_{max} \in [59.9, 86.9] \text{ bar}$$

- Temperatura máxima:

$$T_{max} \in [1135, 1568]^\circ \text{ C}$$

5.2 Estudio 2: Comportamiento DFQL y NOx en puntos de alta carga

Finalizado el estudio del cumplimiento de las normativas contaminantes se ha buscado aportar un poco más de valor añadido estudiando el comportamiento de las leyes de combustión teóricas optimizadas en puntos de alta carga fuera de los ciclos de homologación. Por ello, este estudio busca reproducir leyes teóricas en los casos más desfavorables así como evaluar el alcance de la herramienta desarrollada en todo el proyecto.

Adicionalmente, dónde se parametriza las formas de las leyes de combustión y se impone unas restricciones de presión y gradiente de presión máximos y un flujo adiabático, se realiza una estrategia de EGR , ya que cómo se comentó en la sección 4 *Metodología* el cumplimiento de los límites propuestos fue imposible mediante la modificación únicamente de la ley de combustión , queriendo analizar el comportamiento de la misma en dicho puntos de operación en ciclo cerrado.

Se muestra a continuación los resultados obtenidos tras la optimización para cada uno de los puntos de operación. La optimización genera 3748 posibles soluciones, por lo que se ha escogido las 5 mejores en cuanto a NOx y rendimiento. Éstas se comparan con las experimentales, a partir de las cuales se escogerá una como resultado final.

Los puntos de operación que se han ensayado son los siguientes, con los siguientes datos experimentales obtenidos de banco motor:

- 2000_13

	2000_13					
	Experimental	Teórico				
Iteración	-	3458	2964	2630	3000	3343
% Tasa EGR	1.7	20	20	20	20	20
Rend (%)	45.22	45.85	45.85	45.85	45.85	45.85
NOx (g/kWh)	8.62	2.93	2.97	2.84	2.66	2.83
gradp max (bar/º)	4.93	7.97	9.74	8.64	9.02	8.57
pmax (bar)	151.942	159.86	159.96	159.81	159.88	159.76
alfa0 (º)	-3.3	-0.5	-0.5	-0.5	-0.5	-0.5
T max (ºC)	1832.51	2286.73	2286.33	2286.18	2286.51	2287.16
Durcomb (º)	26.8	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5

Tabla 5.17: Resultado optimización punto 2000_13

- 2000_21

	2000_21					
	Experimental	Teórico				
Iteración	-	3152	3445	3098	3397	3254
% Tasa EGR	0.19	15	15	15	15	15
Rend (%)	42.58	44.66	44.65	44.65	44.65	44.65
NOx (g/kWh)	6.19	2.83	2.83	2.73	3.01	2.71
gradp max (bar/º)	4.62	8.16	8.26	9.70	8.77	9.60
pmax (bar)	154.83	159.85	159.57	159.75	159.68	159.49
alfa0 (º)	-3.3	1.25	0.625	0.625	1.875	0.625
T max (ºC)	1979.73	2512.88	2496.97	2496.6	2515.43	2507.07
Durcomb (º)	37.3	23	24.5	24.5	22.5	23.5

Tabla 5.18: Resultado optimización punto 2000_21

- 2500_21

	2500_21					
	Experimental	Teórico				
Iteración	-	3689	3627	3496	3594	2604
% Tasa EGR	0.17	15	15	15	15	15
Rend (%)	43.88	45.15	45.14	45.13	45.13	45.13
NOx (g/kWh)	6.58	3.24	3.41	3.27	3.33	3.32
gradp max (bar/º)	4.18	9.34	9.57	9.47	9.24	9.49
pmax (bar)	152.79	159.84	159.28	159.86	159.70	159.57
alfa0 (º)	-15.77	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
T max (ºC)	1914.07	2458.27	2458.62	2458.6	2458.8	2458.92
Durcomb (º)	47.27	19	19	19	19	19

Tabla 5.19: Resultado optimización punto 2500_21

- 3000_15

	3000_15					
	Experimental	Teórico				
Iteración	-	3600	3658	3649	3158	2988
% Tasa EGR	1.77	20	20	20	20	20
Rend (%)	46.43	48.35	48.35	48.35	48.34	48.34
NOx (g/kWh)	6.85	3.39	3.48	3.32	3.07	3.01
gradp max (bar/º)	3.79	7.27	7.09	8.69	7.44	8.77
pmax (bar)	146.44	159.99	158.63	159.95	159.70	159.95
alfa0 (º)	-4.5	-2.5	-2.5	-3	-2.5	-3
T max (ºC)	1730.58	2242.97	2249.69	2233.73	2243.77	2234.61
Durcomb (º)	33	22	21.5	23	22	23

Tabla 5.20: Resultado optimización punto 3000_15

- 3000_21

	3000_21					
	Experimental	Teórico				
ID	-	3064	3022	3272	3293	3521
% Tasa EGR	1.12	20	20	20	20	20
Rend (%)	44.37	46.13	46.12	46.12	46.11	46.11
NOx (g/kWh)	5.87	1.64	1.92	1.73	1.80	1.65
gradp max (bar/º)	4.7	6.87	5.72	6.80	6.83	7.05
pmax (bar)	162.42	159.86	159.88	159.53	159.52	158.96
alfa0 (º)	-5.8	-2	-2	-2.5	-2	-2
T max (ºC)	1945.44	2488.56	2496.67	2496.87	2494.91	2489.32
Durcomb (º)	39.82	25	24.5	25	24.5	25

Tabla 5.21: Resultado optimización punto 3000_21

Con todos los resultados en mano, se procede a representar la evolución de las leyes de liberación de calor así como de temperatura y presión en cámara para una mayor compresión de los mismos.

- 2000_13:

Ley de liberación de calor

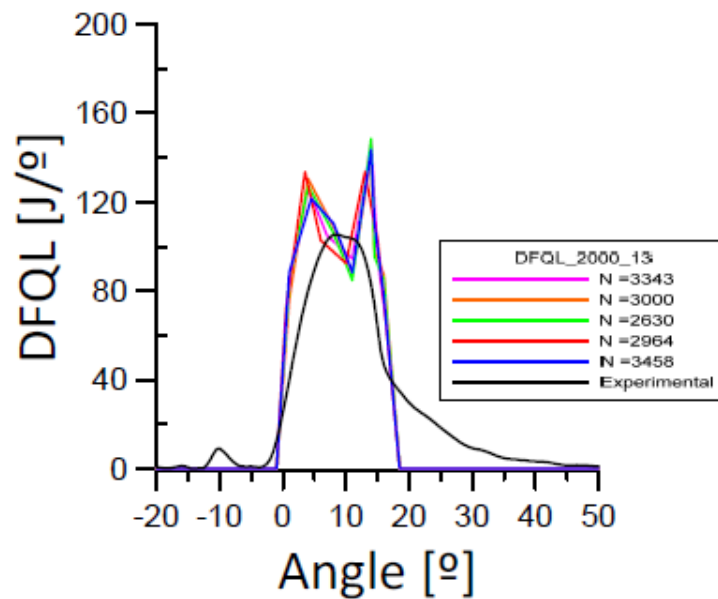


Figura 5.13: Evolución DFQL punto de operación 2000_13

Presión

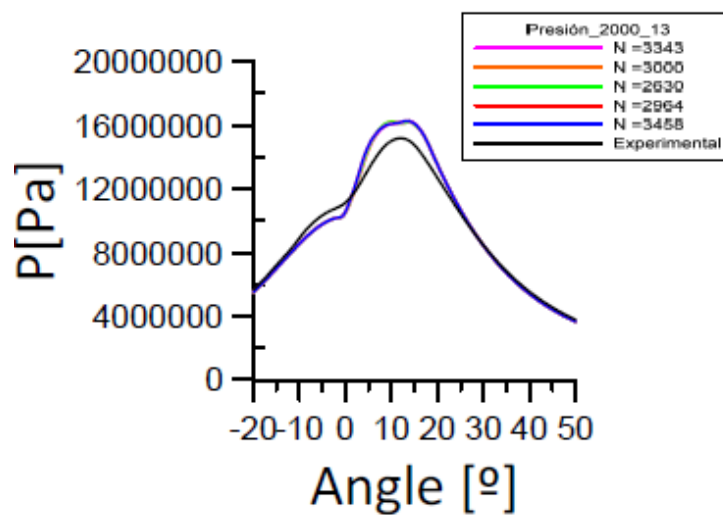


Figura 5.14: Presión en cámara punto de operación 2000_13

Con respecto a la Ley de liberación de calor en el punto **2000_13** se observa en la *Figura 5.13: Evolución DFQL punto de operación 2000_13* cómo las combustiones teóricas siguen la misma tendencia, produciéndose dos picos de combustión debido al límite de la presión máxima en cámara tal y cómo se observa en la *Figura 5.14: Presión en cámara punto de operación*

2000_13. Ello provoca que en un primer instante no se pueda quemar todo el combustible utilizado, por lo que se produce un segundo pico en el cual se libere toda la energía restante.

A su vez, se observa una duración de la combustión de entorno a 18° , mucho menor que el experimental (26.8°), de ahí a que los valores máximos de la DFQL sean también superiores (110J/° frente a 140 J/°) ya que en menor tiempo queman la misma cantidad de combustible.

Asimismo, el instante inicial también se ha visto modificado, estando más próximo a cero en las teóricas frente a -3.3° en banco de ensayos. Se retrasa en este el inicio de la combustión provocando que la cantidad inyectada sea mayor y con ello la energía que se produce aumente. Por otro lado, en la combustión experimental, al igual que sucedía en el punto 5.1 *Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes* se suprime la combustión tardía en las evoluciones teóricas en detrimento de la experimental. En adelante se verá que en todos los puntos de operación se produce un fenómeno similar.

Dicha combustión unida a la utilización de una tasa de EGR del 15% ha permitido reducir las emisiones de NOx en un porcentaje nada despreciable, pues en este punto se ha reducido en 5 g/kWh aumentando el rendimiento indicado en casi un 1% .

- 2000_21:

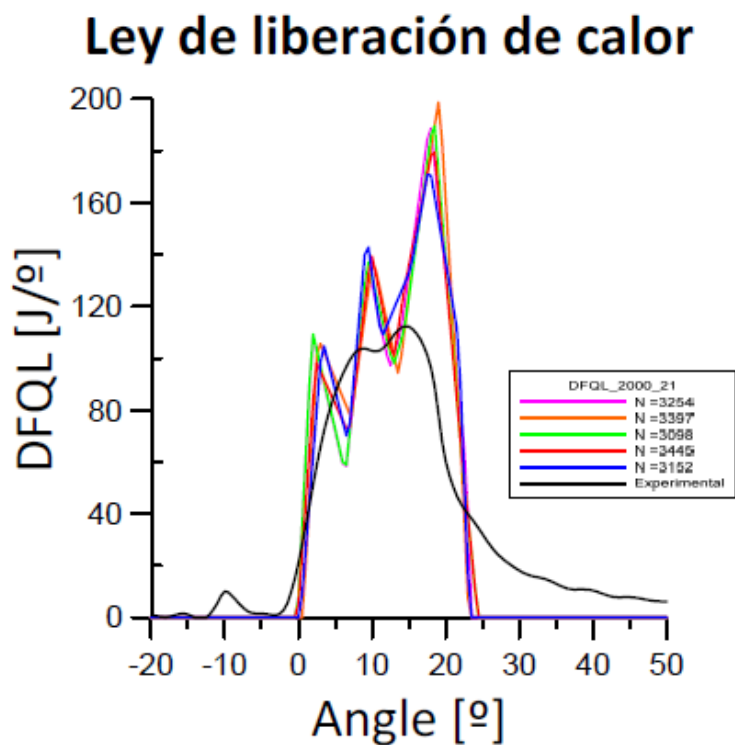


Figura 5.15: Evolución DFQL punto de operación 2000_21

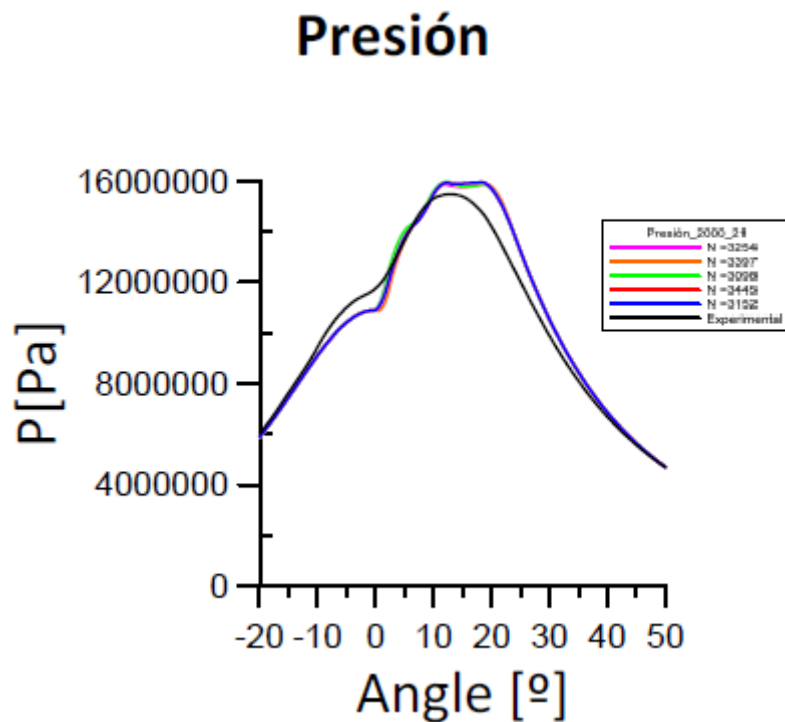


Figura 5.16: Presión en cámara punto de operación 2000_21

A diferencia del punto anterior, éste presenta una combustión donde se ha generado 3 picos máximos de liberación de energía como se aprecia en la *Figura 5.15: Evolución DFQL punto de operación 2000_21*, ya que se trata de un punto a plena carga, con una mayor cantidad de combustible. El límite de presión en cámara fuerza a que se tengan que producir estos 3 picos.

Ídem que en el caso anterior, el instante inicial es próximo a cero, y la duración es de 24°, 12 menos que la experimental. Al acortar la duración de la combustión tiene una consecuencia directa en la generación del pico máximo donde se alcanzan los 200 J/CAD frente a los 130 J/CAD experimentales. No obstante, en una posible reproducción experimental de dicha ley, los dos primeros picos de liberación de calor podrían aunarse en una primera combustión liberándose parte de la energía en una combustión en pre-mezcla, dejando el resto para el tercer pico en una combustión por difusión y reduciendo este valor en la medida de lo posible.

Las presiones son mayores en las evoluciones teóricas como se aprecia en la *Figura 5.16: Presión en cámara punto de operación 2000_21*.

El gradiente de presión máximo es de 8 bar/°, el doble que el que se produce en el ensayo experimental, no obstante, es inferior a la restricción impuesta de 10 bar/°, por lo que se dispone de margen para seguir afinando el modelo en estudios futuros. Por otro lado, la presión máxima sí que llega al límite de los 160 bar como se observa en la *Tabla 5.18: Resultado optimización punto 2000_21*.

En dicho punto, y tras una tasa de EGR del 15%, se ha conseguido disminuir los NOx **3.36 g/kWh** y un incremento de rendimiento del **2%**.

- 2500_21

Ley de liberación de calor

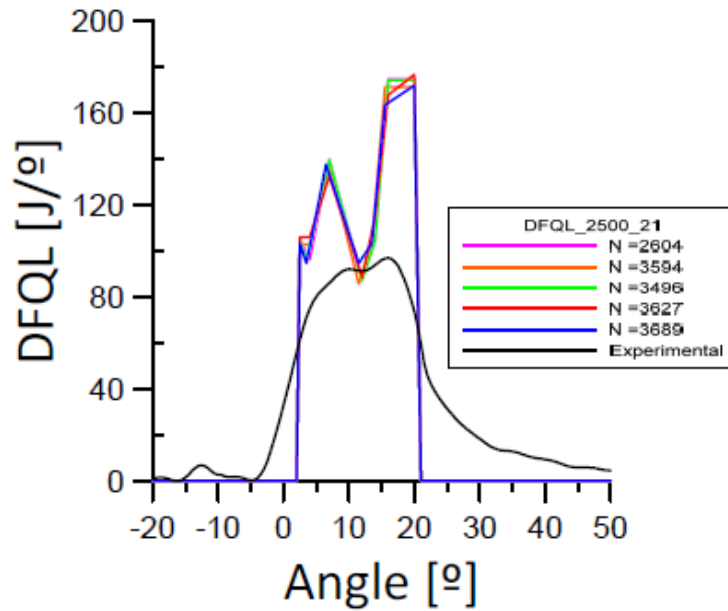


Figura 5.17: Evolución DFQL punto de operación 2500_21

Presión

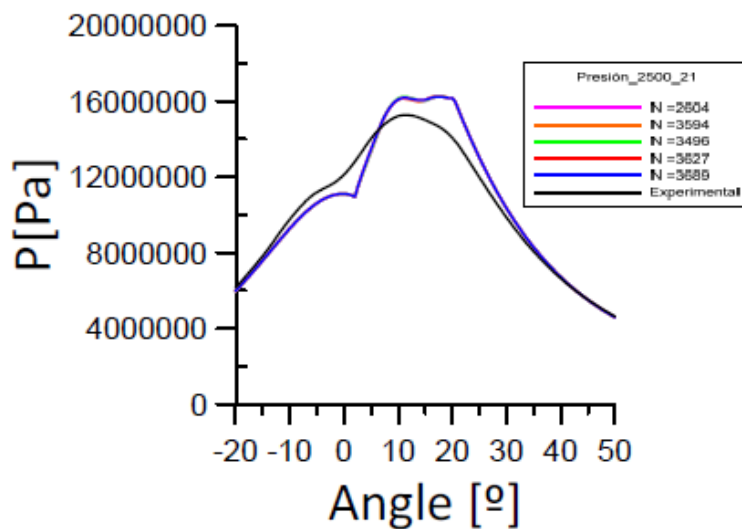


Figura 5.18: Presión en cámara punto de operación 2500_21

Este es un punto intermedio entre los anteriores mostrados y los que se describirán a continuación. Así pues, tras la optimización se ha conseguido reproducir leyes de combustiones teóricas idénticas y con propiedades y características similares.

La ley de liberación de calor se produce en este caso con dos puntos locales máximos, tal y como ocurría en el primer caso previamente comentado. El inicio de la combustión también se atrasa 17° con respecto a la experimental, reduciéndose la duración de la combustión a menos de la mitad tal y como se observa en la *Tabla 5.19: Resultado optimización punto 2500_21* y la *Figura 5.17: Evolución DFQL punto de operación 2500_21*. Consecuentemente, se alcanzan picos de liberación mucho más elevados debido al menor tiempo de residencia que está el combustible en la cámara de combustión. Más específicamente, el pico máximo de liberación de calor es de 180 J/° en las combustiones teóricas frente a los 90 J/° de la experimental.

Esto conlleva que la presión máxima se ajuste al límite establecido en el modelo, 160 bar/°, y además, el gradiente de presión máxima en este caso es de 9.34°, muy cercano a los 10 bar/° impuestos en las restricciones del modelo.

La tasa de EGR tal y como ocurría en los casos anteriores han sido mayores que la experimental aunque nada desorbitado al tratarse de un motor diesel Euro IV, siendo ésta de un **15%**. Con ello se ha conseguido una disminución de NOx de **3.35 g/kWh** aumentando el rendimiento en un **1.2%**.

- **3000_15:**

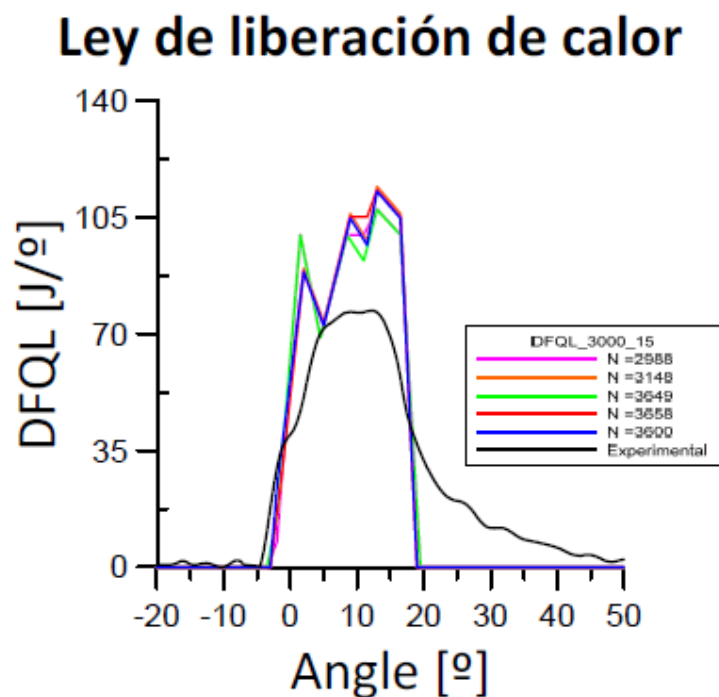


Figura 5.19: Evolución DFQL punto de operación 3000_15

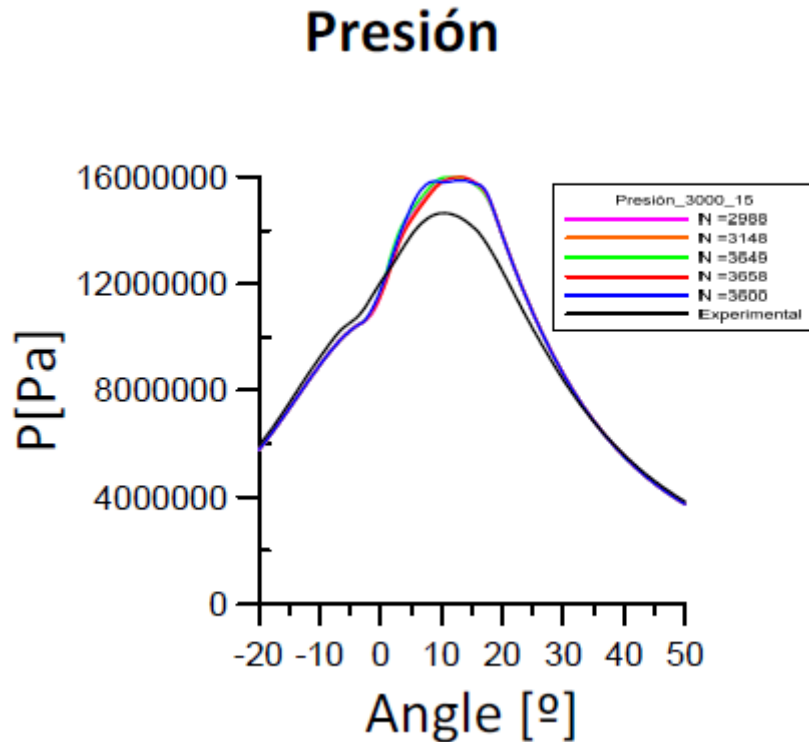


Figura 5.20: Presión en cámara punto de operación 3000_15

El punto 3000_15 es un punto de alto régimen y al 75% de carga, lo que supone una reducción de potencia y rendimiento y una menor capacidad de combustión. El pico máximo de liberación de calor se ha reducido, aun así la tendencia sigue las *dfql* de puntos de operación anteriores ya que tiene dos picos claramente diferenciados, con una combustión más leve al principio y siendo la segunda combustión más elevada, como se observa en la *Figura 5.19: Evolución DFQL punto de operación 3000_15*. El inicio de la combustión es muy parejo el de la combustión experimental frente a las combustiones teóricas habiéndose retrasado estas últimas sólo 2.5°. Por otro lado la duración de la combustión sí que se ha visto minorada en 11° tal como se observa en la *Tabla 5.20: Resultado optimización punto 3000_15*. Nuevamente, esta reducción de la combustión lleva ligada consigo el aumento de liberación de energía máxima comentada previamente.

Respecto a la presiones, son mayores las teóricas que la experimental como se aprecia en la *Figura 5.20: Presión en cámara punto de operación 3000_15*, ajustándose nuevamente a los 160 bar que impone la restricción del modelo. Por otro lado, el gradiente de presión máximo es de 7.27 bar/°, inferior al límite de 10 bar/°, por lo que se tiene cierta holgura en el modo de combustión generado.

Una vez más la optimización ha conseguido obtener una leyes teóricas repetitivas y con prestaciones y valores de emisiones similares gracias al empleo de la estrategia el EGR, esta vez en un 20%, provocando un aumento del 2% en rendimiento de alta presión y una considerable reducción de NOx, 3.5 g /kWh respecto al experimental.

- 3000_21:

Ley de liberación de calor

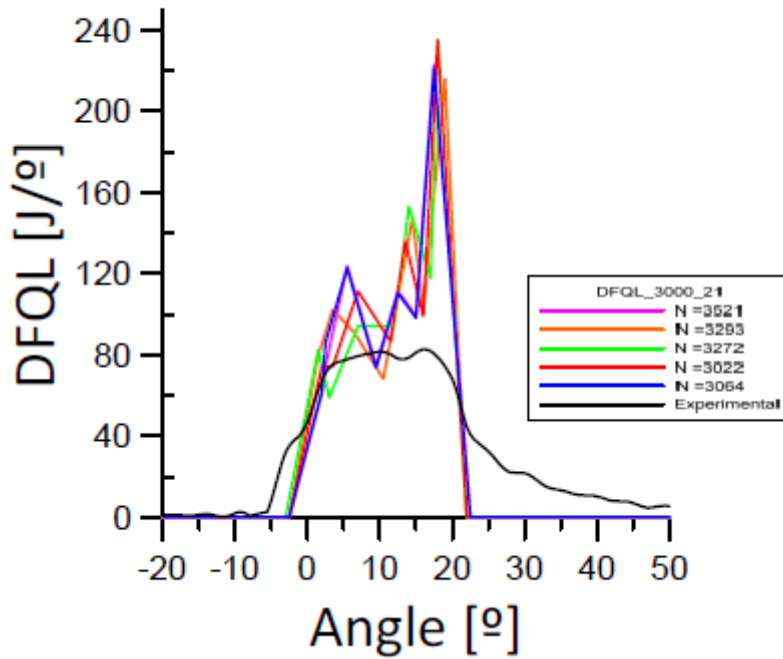


Figura 5.21: Evolución DFQL punto de operación 3000_21

Presión

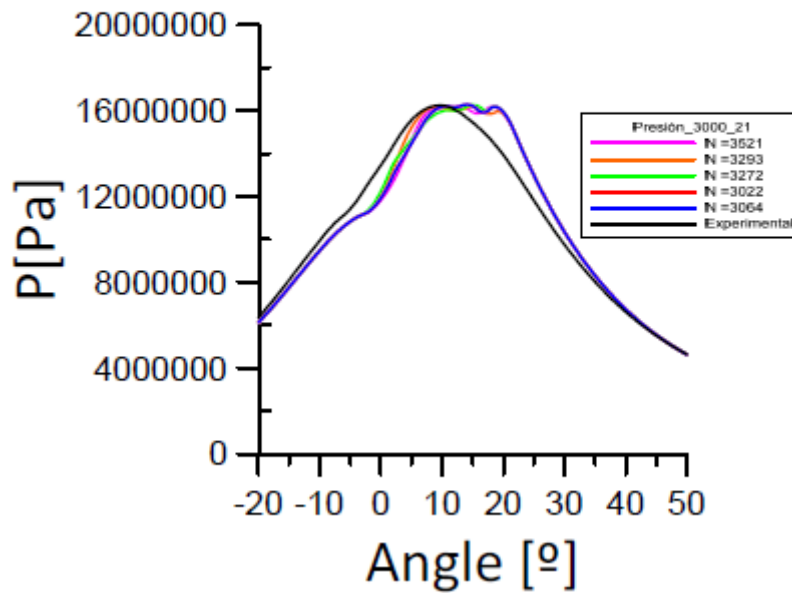


Figura 5.22: Presión en cámara punto de operación 3000_21

Por último, el punto 3000_21 y el más desfavorable, supone la realización del estudio con un elevado régimen y plena carga, abarcando así un amplio abanico de posibilidades.

Análogo al punto 2000_21 se generan tres picos locales máximos, lo que supone una mayor energía liberada. Esto se debe, principalmente, al aumentar la duración de la combustión respecto a puntos anteriores con respecto a la experimental tal y como se puede ver en la *Tabla 5.21: Resultado optimización punto 3000_21* y su temprano inicio tal y como sucedía con el punto 3000_15. De esta forma la cantidad de combustible que se inyecta es mayor, consiguiendo un primer pico de menor valor, aumentando a continuación en dos picos consecutivos en forma de sierra y de menor a mayor energía liberada, producto nuevamente del límite de presión.

La presión en cámara se vuelve a ajustar a los 160 bar que indica la restricción, mientras que el gradiente de presiones vuelve a disponer de margen 4 bar/º respecto al límite de 10 bar/º que indica la restricción, tal como se observa en la *Figura 5.22: Presión en cámara punto de operación 3000_21* y la *Tabla 5.21: Resultado optimización punto 3000_21*.

Los resultados son coherentes con un punto de alto régimen en carga, pues se va a necesitar mayor relación aire-combustible para conseguir una combustión óptima y reducir de este modo los inquemados.

Por este motivo, los picos generados son mayores que el resto de puntos ya que necesitan liberar mayor cantidad de energía en un tiempo similar para conseguir quemar todo el combustible inyectado y así obtener unos resultados en prestaciones y emisiones satisfactorios.

Los resultados en emisiones de NOx se ha conseguido reducir al emplear una tasa de EGR del 20%, suponiendo un aumento del casi 2% en rendimiento y una reducción de 4.2 g/kWh, valores nada despreciables en un punto de dichas características.

Finalmente, se muestra el trade off NOx VS Rendimiento en los puntos de operación mencionados que ha resultado tras la optimización de los mismos. En ellos se puede observar la tendencia que ha seguido la herramienta estadística y cómo en base a las restricciones impuestas y a las variables de entrada ha ido buscando las soluciones que más se adecuaban a los requerimientos establecidos.

Trade Off NOx VS Rendimiento 2000_13

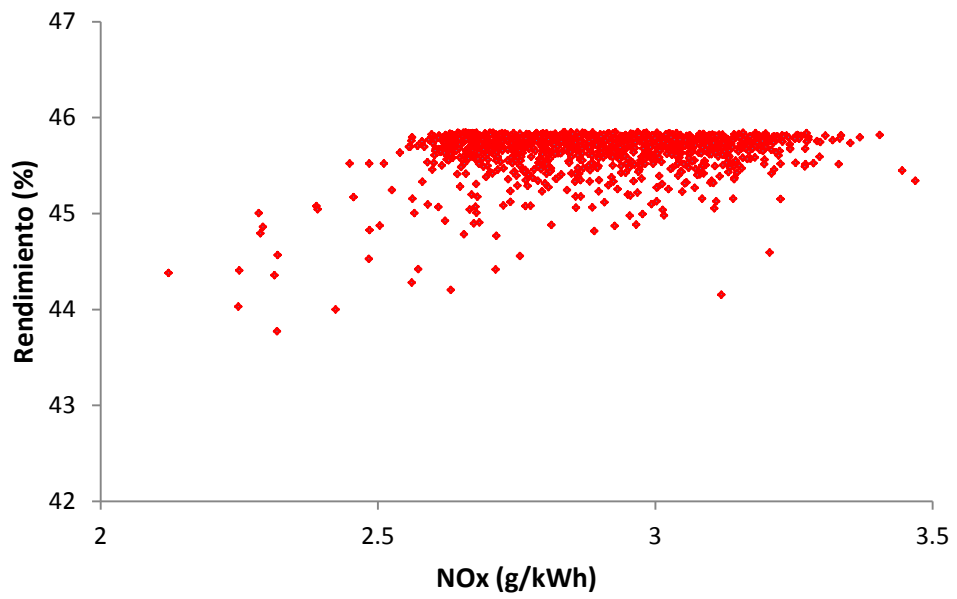


Figura 5.23: NOx VS Rendimiento punto de operación 2000_13

Trade off NOx VS Rendimiento 2000_21

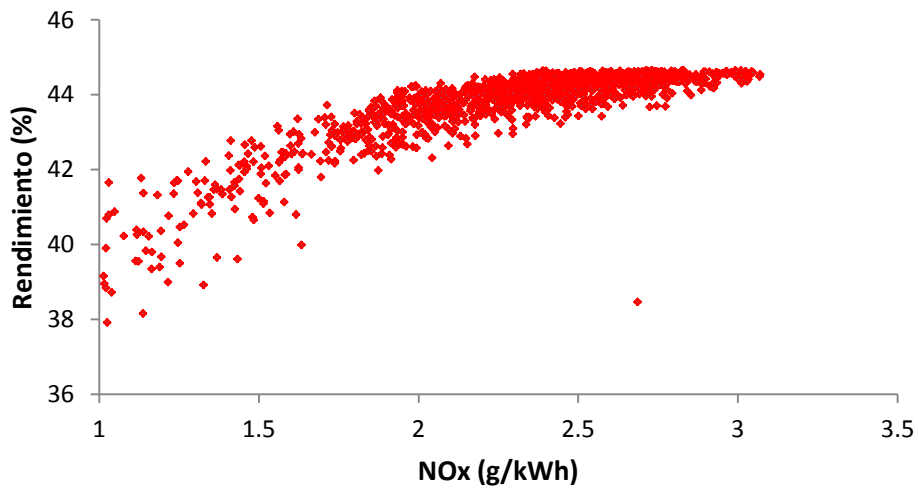


Figura 5.24: NOx VS Rendimiento punto de operación 2000_21

Trade off Rendimiento VS NOx 2500_21

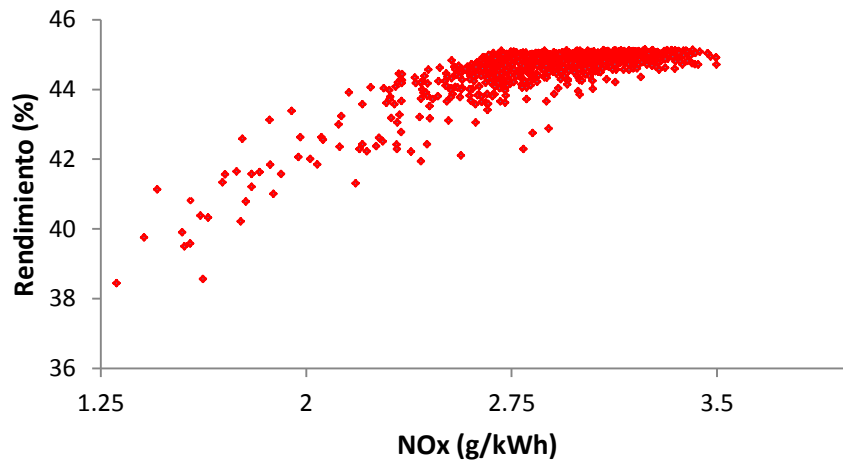


Figura 5.25: NOx VS Rendimiento punto de operación 2500_21

Trade off Rendimiento VS NOx 3000_15

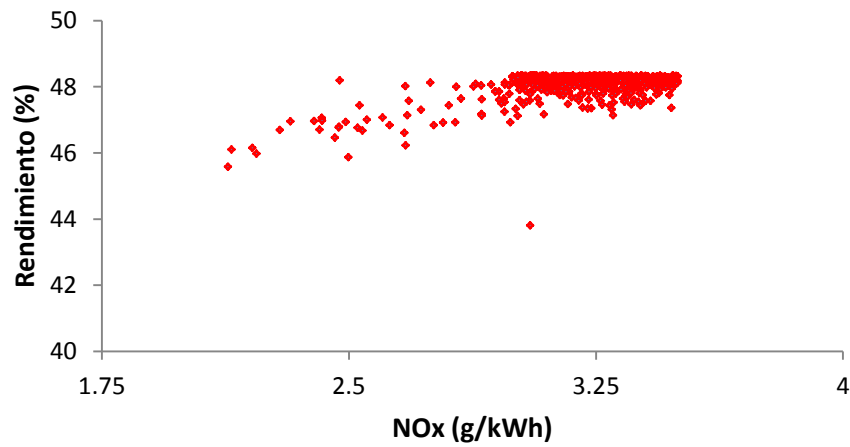


Figura 5.26: NOx VS Rendimiento punto de operación 3000_15

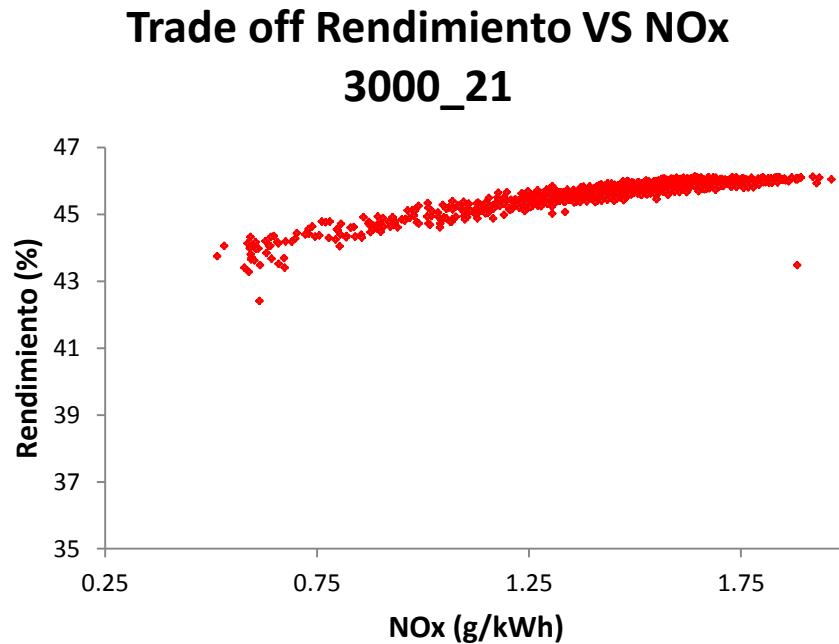


Figura 5.27: Punto de operación 3000_21

Cómo se observa en las gráficas anteriores se ha generado una nube de puntos que va convergiendo poco a poco en una solución óptima de menor a mayor concentración de puntos para mostrar la efectividad de la herramienta. Ésta va en la búsqueda de ese punto de compromiso entre rendimiento y NOx convergiendo en cada punto de operación en una situación de rendimiento y NOx que acorde a las restricciones impuestas se considera óptima.

Finalmente, tras el proceso de optimización de la forma de la combustión con las restricciones y modificando además la tasa de EGR y habiendo realizado un análisis de las leyes de liberación de calor y los parámetros más característicos obtenidos de forma teórica, se ha llegado a cumplir con los valores de la Euro IV e incluso en el punto 3000_21 la Euro V sin sistemas de pos tratamiento cómo se puede observar en la *Tabla 5.21: Resultado optimización punto 3000_21* resultando un valor final de **1.64 g/kWh**, inferior a los **2 g/kWh** que estipula la normativa Euro V.

Así pues, en la *Tabla 5.22: Resumen valores teóricos VS experimentales puntos alta carga* se muestra una comparativa de los valores obtenidos en banco motor con la mejor solución teórica para cada punto de operación. Se ha conseguido aumentar el rendimiento entre un **1 - 2%** en todos los puntos de operación, disminuyendo los NOx entre **3 g/kWh** y **5 g/kWh**.

Punto de operación	Tipo ensayo	Iteración	Grado de carga (%)	Tasa EGR exp(%)	NOx (g/kwh)	Rend (%)
2000_13	Experimental	-	75	1.7	8.62	45.22
	Teórico	3458	75	20	2.92	45.85
2000_21	Experimental	-	100	1.9	6.19	42.58
	Teórico	3152	100	15	2.83	44.65
2500_21	Experimental	-	100	1.7	6.58	43.88
	Teórico	3689	100	15	3.23	45.14
3000_15	Experimental	-	75	1.77	6.85	46.43
	Teórico	3600	75	20	3.38	48.34
3000_21	Experimental	-	100	1.12	5.87	44.37
	Teórico	3064	100	20	1.64	46.12

Tabla 5.22: Resumen valores teóricos VS experimentales puntos alta carga

Finalmente sólo resta añadir unas pequeñas conclusiones de este estudio para clarificar lo que se ha logrado.

En primer lugar, se ha generado en todos los puntos de operación diferentes leyes de combustión teóricas semejantes, con una clara repetitividad de la misma, acentuando la validez de los resultados obtenidos ya que sigue un patrón determinado.

Se ha respetado los valores de presión y gradientes de presión máximos, teniendo este último bastante holgura para mejorar la combustión en proyectos futuros.

Dado que las leyes obtenidas teóricamente se asemejan en la forma de combustión a las experimentales, podrían llegar a reproducirse en un banco de ensayos.

Se ha conseguido reducir los NOx considerablemente en todos los casos y aumentar el rendimiento indicado en pequeños porcentajes, que tratándose de puntos de alto régimen y carga resulta ser satisfactorio.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6	Conclusiones y trabajos futuros	94
6.1	Conclusiones.....	94
6.2	Trabajos futuros	95

6 Conclusiones y trabajos futuros

6.1 Conclusiones

El modelo predictivo implementado en el presente proyecto ha permitido estimar valores de las emisiones de NOx en un motor diésel de inyección directa conociendo la señal de la presión en el interior del cilindro.

Tras la calibración y validación del modelo predictivo los resultados del mismo han sido muy satisfactorios puesto que el error promedio relativo ha sido del **18%**, ajustándose a las expectativas, ya que se considera que es un error asumible en modelos de estas características.

Gracias a este modelo, a la herramienta predictiva SiCiclo y a un software estadístico que se basa en AG se ha podido realizar varios estudios donde el principal objetivo era el cumplimiento de normativas contaminantes y el impacto del cumplimiento de emisiones de NOx en puntos de alta carga respectivamente.

Estudio 1: Cumplimiento normativas contaminantes

Como se ha comentado a lo largo del proyecto se ha realizado dos tipos de estudios. El referente al cumplimiento de normativas contaminantes ha resultado con éxito puesto que se ha llegado a cumplir con los valores que dictan las normativas habiendo optimizado un ciclo de homologación NEDC.

El motor de estudio se trata de un motor EURO IV y por ese motivo se ha seleccionado un ciclo NEDC, donde se ha logrado reducir los valores de NOx, a lo largo del ciclo por debajo de **2g/kWh** (EURO V) e incluso por debajo de 0.4 g/kWh (**Euro VI**), una normativa más exigente que la del motor en cuestión, manteniendo las prestaciones en valores similares. Supone un avance puesto que se ha logrado reducir estas emisiones únicamente optimizando la combustión sin tener en cuenta sistemas de post-tratamiento, lo que supondría un gran avance debido al bajo rendimiento de los sistemas de post-tratamiento en condiciones de baja temperatura de escape como las que se encuentran en estos puntos de baja carga.

Estudio 2: impacto del modelo de NOx en puntos de alta carga

Por otro lado, respecto al segundo estudio, éste se ha centrado en analizar el impacto de los NOx en puntos de alta carga fuera del ciclo de homologación para analizar las capacidades de esta herramienta predictiva.

Se ha realizado el estudio siguiendo dos estrategias, una sin recirculación de gases de escape y otra haciendo uso de la técnica de EGR considerando ciclo cerrado.

Con esta última ha logrado conseguir repetitividad en las leyes de liberación de calor para todos los puntos de operación estudiados. En todos ellos se ha conseguido aumentar el rendimiento y reducir las emisiones de NOx incluso en el punto 3000_21 se ha conseguido reducir las emisiones por debajo de **2 g/kWh** obteniendo un valor de **1.64 g/kWh** frente a los

5.87 g/kWh del ensayo experimental. En este mismo punto el rendimiento indicado ha aumentado en **1.75%**.

6.2 Trabajos futuros

El empleo de un modelo de NOx mediante una herramienta predictiva ha permitido reducir notablemente costes de ensayo en banco de pruebas, pues con ella se ha realizado múltiples simulaciones en diversos puntos de operación, y se espera que esta herramienta siga siendo de utilidad en el futuro. La finalidad última de este modelo es continuar con la investigación y tratar de cumplir las nuevas normativas de emisiones EURO 6 y RDE (emisiones en condiciones reales de conducción) que vendrán en los próximos años.

Así pues, como trabajos futuros cabría destacar las siguientes líneas de investigación donde el eje central puede seguir siendo el modelo de NOx:

- Sabiendo que el modelo de NOx es capaz de cumplir con normativas contaminantes cada vez más exigentes, el siguiente paso consiste en afinar las leyes de combustión teóricas.
- Otra línea de desarrollo consiste en la implementación del modelo de NOx (actualmente en scrip de matlab) en la propia herramienta ciclo de modo que se reduzcan los tiempos de simulación.
- El estudio del impacto de NOx en puntos de alta carga se ha realizado teniendo en cuenta una estrategia de EGR en ciclo cerrado, por lo que habría que avanzar dicha parte de la investigación en las implicaciones que tendría en baja presión, por las pérdidas de bombeo que implicaría, pérdidas de rendimiento efectivo, etc.
- Optimizar la combustión a partir de variables independientes al mismo, como puedan ser la temperatura y presión de admisión analizando su impacto en el rendimiento indicado y en los NOx producidos.
- Tal como se ha comentado, alargar el estudio al cumplimiento de normativas EURO VI y EURO VItemp (*Real Driving Emissions* y *WLTC*)

Por otro lado, se puede abarcar líneas de investigación donde el modelo de NOx no gobierne el estudio de los mismos, como por ejemplo:

- Estudiar el comportamiento de otros gases contaminantes como el monóxido de carbono, partículas, los gases sin quemar analizando el impacto que tendría la minimización de los mismos en la combustión.
- Implementar un modelo de monóxido de carbono que junto con el modelo de NOx permitiese analizar el trade-off de los mismos y evaluar el impacto que tendría en las prestaciones y en las leyes de combustión teóricas que se obtuviesen.

7 Bibliografía

[1] R. Egnell

Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation.

SAE Paper 981424, 1998.

[2] D.J. Timoney, J.M. Desantes, L. Hernández, C.M. Lyons

The development of a semi-empirical model for rapid NO_x concentration evaluation using measured in-cylinder pressure in diesel engines.

Proc. Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng. 219 (2005) 621-631.

[3] D. Cipolat

Analysis of energy release and NO_x emissions of a CI engine fuelled on diesel and DME.

Appl. Therm. Eng. 27 (2007) 2095-2103.

[4] J.J. Hernández, J. Pérez-Collado, J. Sanz-Argent

Role of the chemical kinetics on modeling NO_x emission in diesel engines.

Energy Fuels 22 (2008) 262-272.

[5] M. Andersson, B. Johansson, A. Hultqvist & C. Noehre

A predictive real time NO_x model for conventional and partially premixed diesel combustion.

SAE Paper 2006-01-3329, 2006.

[6] J. Arrègle, J.J. López, C. Guardiola & C. Monin

Sensitivity study of a NO_x estimation model for on-board applications.

SAE Paper 2008-01-0640, 2008.

[7] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, A. García

A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines.

Applied Energy 88 (2011) 4632-4641.

[8] F. Williams

Combustion theory.

The Benjamin/Cummings Publishing Co. 1685.

[9] G.M. Faeth

Spray combustion phenomena.

In: Twenty-sixth symposium (international) on combustion. The combustion Institute; 1996. p. 1593-612.

[10] M. Lapuerta, R. Ballesteros, J.R. Agudelo

Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion.

Appl Therm Eng. 2006;26:1492-9.

[11] C.D. Rakopoulos, G.M. Kosmadakis, E.G. Pariotis

Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation..

Appl Energy 2010;87:1612-30.

[12] F. Payri, A. Broatch, J.R. Serrano, L.F. Rodríguez, A. Esmoris

A study of the potential of intake air heating in automotive DI diesel engines.

SAE Paper 2006-01-1233: 2006.

[13] C.D. Rakopoulos, G.M. Kosmadakis, A.M. Dimaratos, E.G. Pariotis

Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code.

Appl Energy 2011;88:111-1126.

[14] F. Paíry, J. Galindo, J. Martín, F.J. Arnau

A simple model for predicting the trapped mass in a DI diesel engine.

SAE Paper 2007-01-0494:2007.

[15] E. Abdi Aghdam, M.M. Kabir

Validation of a blow-by model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed.

Exp Therm Fluid Sci 2010;34:197-209.

[16] I Wiebe

Halbempirische formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit.

Verlag der akademie der Wissenschaften der UdSSR, Moscow 1956.

[17] N. Watson, A.D. Pilley, M. Marzouk

A combustion correlation for diesel engine simulation.

SAE Paper 800029; 1980.

[18] C. Barba, C. Burkhardt, K. Boulouchos, M. Bargende

A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection.

SAE Paper 2001-01-2933; 2001.

[19] H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai

Development and use of a spray combustion modelling to predict diesel engine efficiency and pollutants emissions (part 1).

Bull JSME 1983;26:569-75.

[20] J. Arrègle, J.J. López, J.M García, C. Fenollosa

Development of a zero-dimensional diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase.

Appl Therm Eng 2003;23:1301-17.

[21] J. Arrègle, J.J. López, J.M García, C. Fenollosa

Development of a zero-dimensional diesel combustion model. Part 1: analysis of the transient initial and final diffusion combustion phases.

Appl Therm Eng 2003;23:1319-31.

[22] W.J.D. Annand

Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.

P I Mech Eng 1963;177:973-90.

[23] G. Woschni

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine.

SAE Paper 670931; 1967.

[24] G. Woschni

Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren.

MTZ 31/12; 1970. p. 491-9.

[25] F. Payri, X. Margot, A. Gil, J. Martín

Computational study of the heat transfer to the walls of a DI diesel engine.

SAE Paper 2005-01-0210; 2005.

[26] F. Payri, X. Margot, A. Gil, J. Martín

Prediction of heat transfer to the walls in DI diesel engines.

In: Proceedings of the 2nd EACC; 2005.

[27] A.J. Torregrosa, P. Olmeda, J. Martín, C. Romero

A tool for predicting the thermal performance of a diesel engine.

Heat Transfer Eng 2011;32:891-904.

[28] A.J. Torregrosa, A. Broatch, P. Olmeda, J. Martín

A contribution to film coefficient estimation in piston cooling galleries.

Exp Therm Fluid Sci 2010;34:142-51.

[29] J. Benajes, P. Olmeda, J. Martín, R. Carreño

A new methodology for uncertainties characterization in combustion diagnosis and thermodynamic modelling.

Appl Therm Eng 2014;71:389-399.

[30] Y.B. Zeldovich

The oxidation of nitrogen on combustion and explosions.

“Acta Physicochim” USSR. 1946;21:2577.

[31] C. Guardiola, J.J. López, J. Martín, & D. García-Sarmiento

Semiempirical in-cylinder pressure based model for Nox prediction oriented to control applications.

Applied Thermal Engineering, 31(16), 2011.

[32] F. Payri, J. Arrègle, J.J. López, & E. Mocholí

Diesel NOx Modeling with a Reduction Mechanism for the Initial Nox Coming from EGR or Re-entrained Burned Gases.

SAE Technical Paper 2008-01-1188, 2008.

[33] J.M. Desantes, J.J. López, P. Redón & J. Arrègle

Evaluation of the thermal NO formation mechanism under low temperature diesel combustion conditions.

International Journal of Engine Research, 13(6), 531-539. 2012.

[34] M. Lapuerta, O. Armas, J.J. Hernández

Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas.

Appl. Therm Eng 1999;19:513-529.

[35] Sellés, José Manuel

Optimización teórica de la ley de combustión de un motor diesel bajo diferentes estrategias innovadoras. Trabajo final de Máster. Universidad Politécnica de Valencia. Junio 2018.

[36] Castro, Cesar Guillén

Modelado de las emisiones de óxidos de nitrógeno en motores diésel para la mejora de una herramienta predictiva. Trabajo Final de Grado. Universidad Politécnica de Valencia. Julio 2016.

[37] Domingo, Sonia

Análisis del efecto de la ley de combustión en el rendimiento de un motor Diesel de inyección directa. Trabajo final de Máster. Universidad Politécnica de Valencia. Julio 2017

[38] Zapata, Luis Daniel

Caracterización de los procesos de inyección. Combustión diésel mediante visualización y procesado digital de imágenes. Tesis doctoral Abril 2010.

PRESUPUESTO

Desarrollo económico

Contenido

1	Desarrollo económico	105
1.1	Consideraciones	105
1.2	Estudio económico	105
1.2.1	Amortización de equipos.....	105
1.2.2	Gastos generales	107
1.2.3	Gastos de mano de obra	108
1.2.4	Resumen del presupuesto.....	110

1 Desarrollo económico

El objeto de este presupuesto es realizar un estudio económico para determinar el posible coste que tendría el presente Trabajo.

Como se trata de un presupuesto de desarrollo del trabajo, el procedimiento para realizarlo será diferente al que se sigue para realizar un presupuesto de ejecución del material, tales como los de construcción, instalaciones etc.

Por ello cabe mencionar que se seguirán las recomendaciones del CTT (Centro de apoyo a la innovación, la investigación y la transferencia de tecnología).

1.1 Consideraciones

Aunque se trata de un Trabajo final de grado, el presupuesto será enfocado considerándolo como un estudio realizado como consecuencia de la necesidad de una empresa, suponiendo que el trabajo se realiza bajo la supervisión de un centro de investigación.

El estudio económico consta fundamentalmente de las siguientes partes:

- Amortización de equipos.
- Gastos generales.
- Gastos de Mano de Obra.

A los costes totales del proyecto se añadirá el 21% del valor como aplicación del IVA.

1.2 Estudio económico

A continuación se detallarán los aspectos más importantes para la realización de una valoración económica del presente Trabajo.

1.2.1 Amortización de equipos

Cuando se habla de amortización de equipos, se está refiriendo tanto al hardware informático como al software, y se tratarán cada una de ellas como dos amortizaciones diferentes:

- Amortización de hardware:

Para realizar el cálculo de amortización de los equipos habrá que estimar el tiempo de uso de los mismos.

Además, para calcular el coste de amortización de los mismos, será suficiente con emplear la siguiente expresión:

$$\text{coste amortización} = \text{precio} * \frac{\text{tiempo de uso(meses)}}{\frac{12 \text{ meses}}{\text{año}}} * \frac{1}{\text{Período de amortización(años)}}$$

Por lo tanto, a continuación se va a mostrar una tabla que mostrará los equipos utilizados así como su precio de adquisición, su tiempo de amortización, su tiempo de utilización además del coste de amortización del equipo asociada al desarrollo del presente Trabajo.

Equipo	Precio (€)	Tiempo de uso (meses)	Periodo de amortización (años)	Coste de amortización (€)
Multifuncion HP Officejet 5740 wifi FAX duplex	90	0.2	6	0.25
Portátil Lenovo Z50-70	1200	12	6	200

Tabla 1.1: Amortización hardware

Por lo tanto, la suma total del coste de amortización de los equipos asciende a:

Amortización del Hardware: 200.25 €.

Cabe aclarar que el período de amortización de los equipos se corresponde con el número de años que transcurren hasta su sustitución, siendo en este caso de 6 años en el caso del PC portable y el y la impresora se estima en 6 años, que es lo recomendable por el CTT.

- Amortización de software:

Para los software informáticos se supone un periodo de amortización de 6 años para cada uno de los empleados en este trabajo siguiendo las recomendaciones del CTT además, para el cálculo del precio de los mismos habrá que averiguar el valor del precio de la licencia de los mismos. Así pues, para calcular el coste de amortización, se hará uso de la expresión utilizado en el cálculo del coste de amortización de los hardwares.

Software	Precio (€)	Tiempo de uso (meses)	Periodo de amortización (años)	Coste de amortización (€)
ModeFrontier	15000	9	6	1875

Sicilo	500	12	6	84
Matlab	20000	12	6	3333
Paquete Office 2013	269	12	6	45

Tabla 1.2: Amortización software

Por lo tanto, el precio de los softwares empleados para el buen desarrollo y cumplimiento del objeto de este trabajo asciende a:

Amortización de software= 5336.5 €

Finalmente, se muestra una tabla a modo resumen de los costes de amortización tanto del software como del hardware es la siguiente:

Amortización hardware	200.25
Amortización software	5336.5
Total amortizaciones	5536.75

Tabla 1.3: Resumen amortizaciones

1.2.2 Gastos generales

Dentro de este apartado se puede incluir los gastos de mantenimiento y los gastos por requerimiento de material.

Respecto a los gastos de mantenimiento se debe incluir tanto los gastos relacionados con el mantenimiento de los equipos informáticos así como en los de la oficina técnica como por ejemplo la luz, agua, teléfono, conexión a internet, servicios de limpieza etc. La suma total de los gastos de mantenimientos puede estimarse en torno al 7% del coste de la mano de obra necesaria para la elaboración del trabajo, por tanto el coste relativo a los gastos de mantenimiento se calculará después de haber calculado los costes de mano de obra.

Por otro lado, cabe añadir, que el presupuesto relativo al material fungible es el siguiente:

Material fungible	Coste(€)
Tinta impresora	10

Encuadernación del Trabajo	5
1 paquete 500 hojas DIN A4	5

Tabla 1.4: Costes generales

Por tanto, el valor de los costes generales asciende a 20€.

1.2.3 Gastos de mano de obra

En este apartado se detallan los gastos generados por el Ingeniero durante el desarrollo del trabajo, teniendo en cuenta que se considera la existencia de mano de obra indirecta.

Además, cabe añadir que los costes de obra directa se corresponderán a:

- Honorarios de ingeniería
- Seguridad social

También hay que mencionar que los costes indirectos se calcularán como cantidad de euros/hora, sobre el tiempo dedicado por personal directo del trabajo

Este proyecto ha sido llevado a cabo por un solo ingeniero técnico que ha sido el encargado del modelado, análisis y viabilidad de la máquina.

Para calcular el coste del ingeniero se tendrá en cuenta las recomendaciones para personal eventual publicadas por el CTT y las recomendaciones para un Titulado Medio que es el título que se corresponde con ingeniero técnico, y actualmente con un graduado en ingeniería se muestran en la siguiente tabla:

CATEGORIA	RETRIBUCIÓN ANUAL BRUTA		COSTE ANUAL CON S.S.(32.1%) E INDEMNIZACIÓN (3.21&)		COSTE HORARIO (INCLUIDO S.S. E INDIRECTOS)	
	MÍN	MÁX	MÍN	MÁX	MÍN	MÁX
TITULO MEDIO	13.425,72	25.774,42	18.143,52	34.831,55	27,7	37,2

Tabla 1.5: Costes mano de obra Ingeniero Superior

Por lo tanto, el coste horario del ingeniero que le supondrá a la empresa teniendo en cuenta el pago a la seguridad social así como la indemnización y los costes indirectos será,

tomando el mínimo posible para un titulado en Grado en Ingeniería en Tecnologías industriales de 32€/h.

- Para calcular el coste del ingeniero técnico hay que tener en cuenta que un ingeniero técnico de investigación debe ganar entorno a los 32€/h.

Por tanto el coste del ingeniero será:

Partida	Tiempo(h)	Coste/h	Coste parcial
Búsqueda de información	50	32 €	1,600 €
Generación del modelo	200		6,400 €
Post proceso y análisis	250		8,000 €
Redacción de documentos	200		6,400 €
Coste Total			22,400 €

Tabla 1.6: Coste partidas del Ingeniero

Por lo tanto, el coste total del ingeniero asciende a 22400 €.

A continuación se muestra una tabla a modo resumen de los costes de mano de obra directo relativos al coste del ingeniero técnico y al pago de la seguridad social.

Honorarios de ingeniero	22400€
Honorario del ingeniero incluyendo el pago de la Seguridad social y las indemnizaciones	29590.4€
Coste total mano de obra directa	29590.4€

Tabla 1.7: Resumen costes totales Ingeniero

Teniendo en cuenta los costes indirectos, el coste horario del ingeniero asciende a 32€/h como se ha indicado previamente.

El coste total será de **29590€**.

Además, como se había especificado previamente, el coste relativo a los gastos de mantenimiento era entorno al 7% del coste total de mano de obra directa, por lo que el coste de gastos de mantenimiento asciende a:

$$\text{gastos de mantenimiento} = \frac{7}{100} * 29590 = 2071.3 \text{ €}$$

1.2.4 Resumen del presupuesto

CONCEPTO	IMPORTE (€)	DESCRIPCIÓN
MANO OBRA	29590	Suma de mano de obra directa e indirecta
Honorarios ingeniero más pago a la S.S. e indemnizaciones y Costes Indirectos	29590	Suma de honorarios, pagos a la Seguridad Social e indemnizaciones
AMORTIZACIONES	5536.75	Suma amortización hardware más software
Hardware	200.25	Amortización equipos informáticos
Software	5336.5	Amortización software informáticos
GASTOS GENERALES	2091.3	Gastos mantenimiento más material fungible
Mantenimiento	2071.3	Gastos de mantenimiento de equipos, etc.
Material	20	Gastos de material fungible
SUBTOTAL	37218.05	Suma partidas anteriores
IVA (21%)	7815.79	IVA del SUBTOTAL
TOTAL	45033.84	Suma del subtotal y el I.V.A.

Tabla 1.8: Resumen presupuesto final