

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN
Y LA FORMACIÓN DE EMISIONES EN UN MOTOR DE
AUTOMOCIÓN COMBINANDO MODELADO CFD Y
EXPERIMENTOS**

TRABAJO FINAL DE GRADO

REALIZADO POR:

Ángel Novella Estellés

DIRIGIDO POR:

Dr. Ricardo Novella Rosa

TITULACIÓN:

Grado Ingeniería Mecánica

ESCUELA:

ETSID

Valencia, Junio de 2016

RESUMEN

El objetivo principal planteado en el presente trabajo fin de grado es analizar el proceso de combustión y formación de emisiones en un motor diésel de automoción de última generación. Para ello se plantea una metodología que combina eficientemente la información experimental obtenida en un motor monocilíndrico de investigación con aquella obtenida de la simulación mediante modelado fluidodinámico computacional (CFD) del mismo motor. Se estudiarán dos condiciones de operación características del funcionamiento del motor en plena carga, el de máximo par y el de máxima potencia, realizando en ambos casos un estudio paramétrico de dosado relativo por ser uno de los parámetros de mayor interés en estas condiciones.

Para conseguir dicho objetivo en primer lugar se calibrará el modelo CFD comparándolo con los ensayos experimentales tratando de reproducir con un grado de precisión adecuado la evolución temporal de la presión en el cilindro y la liberación de calor. Una vez calibrado el modelo se describirá con detalle el proceso de combustión mediante el análisis de la liberación de calor, la formación de emisiones contaminantes y el consumo de combustible. Para finalizar el estudio, se evaluará el impacto de cambiar de la tobera de inyección por una de menor diámetro y con ello de menor área efectiva, compensando la reducción de permeabilidad por medio del incremento de presión de inyección hasta alcanzar condiciones de iso-tasa de inyección, identificando particularmente las diferencias en las emisiones contaminantes.

RESUM

L'objectiu principal plantejat en el present treball fi de grau és analitzar el procés de combustió i formació d'emissions en un motor dièsel d'automoció d'última generació. Per a això es planteja una metodologia que combina eficientment la informació experimental obtinguda en un motor d'un sol cilindre d'investigació amb aquella obtinguda de la simulació per mitjà de modelatge fluid-dinàmic computacional (CFD) del mateix motor, i s'estudiaran dues condicions d'operació característiques del funcionament del motor en plena càrrega, el de màxim parell i el de màxima potència, realitzant en ambdós casos un estudi paramètric dedosatge relatiu per ser un dels paràmetres de major interès en estes condicions.

Per a aconseguir eixe objectiu en primer lloc es calibrarà el model CFD comparant-lo amb els assajos experimentals tractant de reproduir amb un grau de precisió adequat l'evolució temporal de la pressió en el cilindre i l'alliberament de calor. Una vegada calibrat el model es descriurà amb detall el procés de combustió mitjançant l'anàlisi de l'alliberament de calor, la formació d'emissions contaminants i el consum de combustible. Per a finalitzar l'estudi, s'avaluarà l'impacte de canviar de la tovera d'injecció per una de menor diàmetre i amb això de menor àrea efectiva, compensant la reducció de permeabilitat mitjançant l'increment de pressió d'injecció fins a aconseguir condicions d'iso- taxa d'injecció, identificant particularment les diferències en les emissions contaminants.

ABSTRACT

The main objective of in this final degree project is to analyze the combustion process and emissions formation in a last generation automotive diesel engine. This requires a methodology that effectively combines the experimental data obtained in a single-cylinder research engine with that obtained from computational fluid dynamic (CFD) simulations of the same engine. Two operating conditions characteristic of the full load engine operation will be studied, maximum torque and maximum power, performing in both cases a parametric study sweeping the equivalence ratio since it is one of the key parameters in these conditions.

To achieve this objective first the CFD model will be calibrated by comparing against experimental results until getting an appropriate accuracy in terms of the temporal evolution of the cylinder pressure and the heat release rate. After calibrating the CFD model, the combustion process will be described in detail by analyzing the heat release rate, the pollutant emissions and the fuel consumption. The impact of changing the injector nozzle decreasing the diameter of the holes and thus the effective area will be evaluated to complete the study, offsetting the reduction in permeability by increasing injection pressure to achieve iso-injection rate conditions, focusing particularly on the differences observed in pollutant emissions.

PALABRAS CLAVE

AUTOMOCIÓN

CAD	Grados de giro del cigüeñal (Crank Angle Degree)
CFD	Dinámica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics)
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono

EMISIONES

HC	Hidrocarburos sin quemar
IMEP	Presión media indicada (Indicated Mean Effective Pressure)
ISFC	Consumo indicado (Indicates Specific Fuel Consumption)
MCIA	Motor de combustion interna alternative
MEP	Motor de encendido provocado

MODELO

MOTOR

NO	Monóxido de nitrógeno
NO ₂	Dióxido de nitrógeno
NO _x	Óxidos de nitrógeno
O ₂	Oxígeno
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
SoI	Inicio de la inyección (Start of Injection)
SOOT	Hollín

KEY WORDS

CAD

CFD

CO

CO₂

EMISSIONS

ENGINE

HC

ISFC

MEP

NO₂

NO_x

O₂

PMI

PMS

SoI

SOOT

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA.....	16
1. Introducción	16
1.1 Introducción	16
1.2 Revisión bibliográfica	18
1.3 Soluciones empleadas en el tratamiento de emisiones.....	20
1.4 Métodos planteamiento solución	22
1.5 Objetivos	23
2. Herramientas experimentales y teóricas	24
2.1 Introducción	24
2.2 Herramientas Experimentales.....	24
2.2.1 Introducción	24
2.2.2 Motor de investigación	24
2.2.3 Sala de ensayos	26
2.3 Herramientas teóricas.....	27
2.3.1 Converge	27
2.3.2 CALMEC	33
2.3.3 Matlab	35
2.3.4 EnSight.....	35
2.4 Síntesis y conclusiones	36
3. Metodología	37
4. Análisis de resultados.....	39
4.1 Análisis de máxima potencia	39
4.1.1 Validación modelo CFD	39
4.1.2 Análisis fundamental	43
4.1.3 Aspectos físicos	52
4.2 Análisis de máximo par	54
4.2.1 Validación modelo CFD	54
4.2.2 Análisis fundamental	58
4.2.3 Aspectos físicos	67
5. Comparación de toberas	69
5.1 Introducción	69
5.2 Cambio tobera en máxima potencia.....	69
5.3 Cambio tobera máximo par	75
6. Conclusiones y trabajos futuros	81

6.1	Introducción	81
6.2	Conclusiones.....	81
6.3	Líneas de trabajo futuro	82
	Bibliografía	83
	Presupuesto	84
1.	Introducción	84
2.	Costes del proyecto.....	86
2.1	Coste mano de obra	86
2.2	Coste material fungible	87
2.3	Coste de amortización de equipos y licencias CFD	88
2.4	Presupuesto total	89
3.	Metodología cálculo presupuesto.....	90

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Introducción

El motor diésel fue inventado por Rudolf Diesel (1858 – 1913), un ingeniero francés, en 1898. Este concepto es el resultado directo del desarrollo de las ideas propuestas en 1824 por el ingeniero Sadi Carnot (1796 – 1832). También, el Dr. Nicholas Otto (1832 – 1891), construyó el primer motor de combustión interna de cuatro tiempos que funcionaba con gasolina utilizando el encendido por llama, el cual pasó a ser el modelo de todos los motores de cuatro tiempos. En 1897, Diésel consiguió una eficiencia teórica y práctica del 75.6%, que era muy superior al motor de vapor que lograba únicamente un 10%. En 1927, Robert Bosch (1861 – 1942), mejoró el sistema de inyección pasando a ser reducido y compacto, el cual era un limitante en el uso de los motores Diésel en instalaciones estacionarias, dando lugar a un aparato compacto y ligero el cual podía ser controlado a diferentes cargas y velocidades.

En la actualidad, los motores Diésel son versiones optimizadas del motor mencionado anteriormente adaptado a los cambios y necesidades del mercado. A pesar de ello, siguen siendo uno de los motores con mayor rendimiento entre todos los MCIAs.

Desde la década de los 90s en Europa, el motor diésel ha sufrido una evolución muy positiva en la automoción, donde antes su utilización era limitada. En los últimos años, ha sido el tipo de vehículo más vendido, invirtiendo así la situación inicial, superando el 50% del mercado del transporte.

Esta clara mejora en el mercado es producida por la gran evolución que han sufrido los motores diésel a nivel de prestaciones, logrando la misma potencia y alcanzando un mayor par efectivo que un motor MEP, teniendo un coste equivalente al de la competencia. Además, los vehículos diésel tienen otras ventajas, como el consumo, ya que en éste es más reducido, que unido al menor precio del combustible, resulta más económico a lo largo del tiempo, lo cual es un factor importante para la gran mayoría de la población a la hora de adquirir un vehículo. También cabe destacar su mayor durabilidad frente a los motores gasolina. Es decir, el claro aumento de los motores Diésel en el campo de la automoción se debe al bajo consumo de combustible ligado a su mayor fiabilidad y durabilidad, manteniendo una potencia igual de competente y unos precios adaptados al mercado.

Debido a la alta cantidad de vehículos que circulan por las carreteras, la calidad del aire se ha visto fuertemente afectada, disminuyéndola considerablemente. Este

problema viene derivado de la cantidad de contaminantes que se forman en la combustión de estos motores. Las sustancias contaminantes más importantes que forman los gases de escape emitidos son el monóxido de carbono (CO), Óxidos de nitrógeno (NO_x), hidrocarburos HC) y partículas de Soot.

El principal contaminante de los motores diésel, son los óxidos de nitrógeno (NO_x). Este tipo de emisiones afecta en mayor medida a niños, ancianos y personas con problemas de salud, sobre todo en términos respiratorios. Además, los NO_x afectan al medio ambiente a través de la 'lluvia ácida', lo cual afecta directamente a la vegetación, a la acidificación de las aguas tanto de ríos, lagos etc.

En los motores MEC, las emisiones de Hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO) emitidas, serían un problema secundario, debido a la cantidad producida, a diferencia de los MEP, en los cuales, el CO sería un problema serio a tratar, ya que estos suponen la gran mayoría de las sustancias tóxicas emitidas.

La preocupación por la calidad del aire es cada vez mayor por ello, desde hace unos años, han entrado en vigor una serie de normativas para intentar limitar y reducir la cantidad de emisiones de los principales contaminantes mencionados anteriormente.

Para poder regular y limitar este problema, la Unión Europea, en 1992 estableció la normativa EURO 1, la cual regula las emisiones de NO_x, PM (partículas de Soot diésel), HC y CO, principalmente. La gran reducción tiene lugar en los óxidos de nitrógeno en la evolución de dicha normativa, por ejemplo, en la EURO3 se permitían 0.5 g/km, actualmente con la EURO6, únicamente se permiten 0.08 g/km, como se observa en la **Figura 1**.

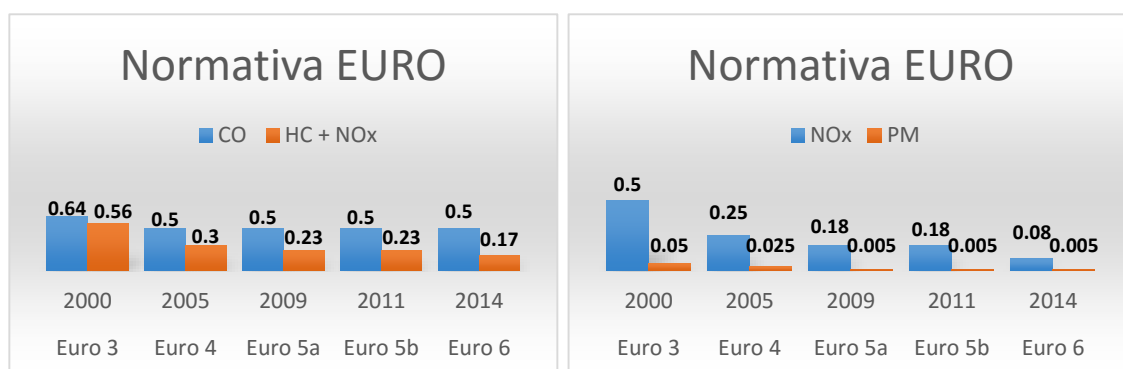


Figura 1: Evolución cronológica de la normativa EURO anticontaminación de la Unión Europea.
Fuente: www.diesel.net [1]

En los últimos años, se ha añadido el problema del efecto invernadero, donde se ve afectado directamente por el dióxido de carbono (CO₂) y el óxido nitroso (N₂O). Esto es algo alarmante, ya que estos componentes suponen un porcentaje importante de las

emisiones totales de los motores, y actualmente, el transporte es una de las principales causas de este problema, alrededor del 14% de estos contaminantes a nivel mundial. Por ello, en el año 2008, la Comisión Europea llevó a cabo una propuesta para combatir el cambio climático e incentivar el uso de energías renovables, estableciéndose así ciertos límites para los vehículos.

Por lo tanto, la fabricación de los motores se vio afectada teniendo que investigar y mejorar dos aspectos. En primer lugar, la reducción de las emisiones para poder homologarlos cumpliendo todas las normativas referentes al consumo, y en segundo lugar, mantener y mejorar las prestaciones, rendimiento, fiabilidad, costes etc. de los motores para mantenerse competentes en el mercado.

Uno de los principales factores ligados a la reducción de las emisiones de CO₂ es la reducción del consumo de combustible. Una manera óptima y efectiva para llevar a cabo dicho objetivo, es la mejora del rendimiento térmico del motor. El rendimiento térmico muestra la eficiencia del sistema para transformar el calor en trabajo mecánico, es decir, si un motor posee un mayor rendimiento térmico, para un mismo trabajo, necesitará una menor aportación de calor, por ejemplo, de combustible, por lo que el consumo se verá reducido, abarcando directamente el problema del efecto invernadero.

El problema de los contaminantes, es un problema muy importante a nivel mundial, ya que se han dado casos, como el reciente de Volkswagen y Audi, los cuales han sido detectados falseando las emisiones, a través de un software, en el que se indicaba una emisión inferior de óxido de nitrógeno y dióxido de carbono. Este tipo de fraude se produce ya que reducir las emisiones a los niveles tan estrictos que marca la normativa, conlleva un gasto muy elevado para los fabricantes.

1.2 Revisión bibliográfica

Anteriormente se ha comentado la importancia de las emisiones y su repercusión, se va a explicar brevemente la combustión Diesel convencional para comprender su procedencia.

En el proceso de inyección, en los instantes próximos al PMS (Punto Muerto Superior), el combustible penetra radialmente en estado líquido a gran velocidad, para que al mezclarse con el aire, comience el proceso de atomización, evaporación y englobamiento del aire. Estos procesos se llevan a cabo para alcanzar la distribución aire-combustible más óptima para que al producirse la reacción de oxidación se libere la energía química del combustible en forma de calor. Este proceso termodinámico es propenso a la formación de emisiones contaminantes, tales como NO_x y partículas.

Aunque la importancia de la inyección es indiscutible, no se va a realizar un análisis detallado de dicho proceso, ya que el objetivo de éste es la comprensión del proceso de combustión y la formación de emisiones.

En la literatura clásica de combustión Diesel [2, 3] se analiza de forma temporal el proceso de combustión mediante la tasa de inyección y la liberación de calor. Podría decirse que la liberación de calor es más importante, y ésta se obtiene con el proceso de variación de presión en la cámara de combustión, calculada mediante un modelo basado en el primer principio de la termodinámica [4]. En el proceso de combustión se distinguen las siguientes fases características:

Fase de retraso al encendido

Después del inicio de la inyección, se dan una serie de procesos químicos y físicos que conducen al encendido del combustible. Tradicionalmente, el instante en el cual se inicia la liberación de calor ha sido relacionado con el aumento de presión y temperatura debido a la combustión. Sin embargo, varios estudios confirman que el autoencendido es un proceso continuo, el cual no entra dentro de este proyecto debido a su complejidad. En cambio, el efecto que produce el autoencendido a nivel de presión, temperatura etc. es un aspecto interesante.

Actualmente, existen una serie de correlaciones que han ido desarrollándose en el campo de la investigación [2, 5] que facilitan el estudio de la variación de las condiciones termodinámicas del gas sobre el tiempo de retraso.

Fase de combustión premezclada

En la zona entre la longitud líquida y el frente del chorro, se produce un aumento de temperatura entre los 800-900K debido a las reacciones mínimamente exotérmicas que dan lugar al encendido. En ese momento, las reacciones exotérmicas procedentes del autoencendido, suponen un aumento brusco de temperatura y de presión.

La cantidad de masa quemada a lo largo de dicha fase depende de la masa inyectada en el tiempo de retraso y de la tasa de mezcla con el gas ambiente [6].

En la formación de contaminantes un aspecto muy importante es la localización donde se realiza la combustión premezclada. Investigadores como Idcheia y Pickett [7, 8] han aportado información acerca de la localización de esta fase en varias temperaturas, presiones y concentración de oxígeno.

Fase de combustión por difusión rápida

La llama de difusión se alcanza junto con el máximo de la tasa de inyección y comienza en la periferia del frente del chorro y se propaga hacia la tobera del inyector, donde se estabiliza antes de alcanzarla. En este punto, alcanza un estado cuasiestacionario donde sus propiedades generales se conservan pese a la variación de su tamaño.

El modelo para la descripción del fenómeno lo propuso Dec [9] y lo amplió Flynn [10] posteriormente. En la llama difusiva contiene en su interior combustible sin quemar o parcialmente oxidado y *Soot*, rodeado de la superficie donde se produce la oxidación a agua y dióxido de carbono.

Cabe destacar también la formación de NO_x en la parte externa de la zona de combustión ya que existe exceso de oxígeno y altas temperaturas.

Fase de combustión por difusión lenta

Esta fase es la que comprende el periodo entre el fin de la inyección y la combustión total del combustible. Cuando se deja de inyectar masa a través del inyector, ésta sigue mezclándose con el aire debido al swirl, al movimiento del pistón y en gran parte a la energía residual de la inyección. En ese momento, la llama cuasiestacionaria o difusiva se pierde.

La formación de NO , según ciertos estudios [11], se forma en gran parte en esta fase de la combustión. Por lo que al *Soot* respecta, éste escapa por el avance de apertura de válvulas o porque las partículas ya no pueden ser oxidadas.

1.3 Soluciones empleadas en el tratamiento de emisiones

Con el avance de la tecnología y de la ciencia a lo largo de sus investigaciones en los MCIAs, se han implementado muchas soluciones y mejoras respecto al modelo inicial, como se describirá a continuación.

Uno de los principales avances en la optimización de los motores Diésel son los sistemas de inyección directa de combustible. Este nuevo sistema de inyección proporciona gases de escapes limpios y a su vez un mayor rendimiento y un mayor par. Además, proporciona una mayor atomización del combustible, aumentando su ignición y facilitando el comienzo del ciclo de combustión, reduciendo así el ruido y las emisiones de NO_x , dándose una combustión más uniforme y por lo tanto aumentando su rendimiento.

Otro elemento implementado en los motores MEC, es el turbocompresor, el cual permite incrementar los niveles de eficiencia y potencia específica llegando a mejorar los niveles de rendimiento y reduciendo el consumo simultáneamente.

En definitiva, con estas dos mejoras tecnológicas, la inyección directa de combustible y el turbocompresor, los motores Diésel, han aumentado el rendimiento y reducido su consumo principalmente. Además, se ha podido reducir significativamente algún componente contaminante.

A pesar de las mejoras comentadas anteriormente, cabe destacar que empleando únicamente estas mejoras no se ha conseguido reducir las emisiones cumpliendo así los niveles permitidos por la normativa anteriormente citada. Por lo tanto han de plantearse diferentes soluciones más complejas.

Actualmente, para hacer frente al grave problema de las emisiones podemos englobar dos tipos de soluciones:

- Soluciones pasivas: Aquellas que intentan la reducción de emisiones a través de sistemas de post-tratamiento de los gases de escape. Este tipo de soluciones se localizan a lo largo de la línea de escape.
- Soluciones activas: Aquellas que se emplean para disminuir la formación de sustancias contaminantes por medio de la variación de las condiciones de operación dentro del motor.

Las soluciones activas internas se basan en la destrucción de emisiones directamente en el interior del cilindro modificando los procesos termodinámicos.

En cuanto a las soluciones pasivas, su objetivo principal es reducir la emisión de la mayor cantidad de sustancias contaminantes producidas en el proceso de combustión a la atmósfera.

A la hora del post-tratamiento de los óxidos de nitrógeno encontramos diversas posibles soluciones, las cuales emplearemos teniendo en cuenta la limitación según la normativa del país en que nos encontremos:

- Catalizadores selectivos de reducción (SCR)
- Catalizadores de absorción
- Catalizadores pasivos de NO_x

Por otra parte, para la captación y eliminación de las partículas de Soot emitidas por el motor Diésel, encontramos las siguientes posibles soluciones:

- Trampas de regeneración continua (CRT)
- Filtros de partículas Diésel (DPF)

Por último, también es empleado para la reducción tanto de NO_x, CO y HC, el catalizador de tres vías, el cual con mezcla pobre tiene una gran eficiencia con CO y HC, y en cambio, con un dosado rico alcanza una mayor eficiencia con los NO_x. El punto óptimo de funcionamiento de este tipo de sistema de post-tratamiento es en la mezcla estequiométrica ($Fr = 1$) en el cual alcanza un rendimiento del 80%.

1.4 Métodos planteamiento solución

La combustión de los motores produce una alta cantidad de emisiones perjudiciales para el medio ambiente, las cuales están reguladas por la normativa EURO mencionada anteriormente, y que en la mayoría veces no es suficiente para cumplirla con los elementos de post-combustión como catalizadores, filtros... Por lo tanto ha de realizarse un estudio del motor para la reducción de dichos contaminantes a través de estrategias internas en el interior del cilindro, ya sea modificando la presión de inyección, el empleo de inyecciones piloto...

A la hora de investigar el comportamiento del motor en la combustión se dispone de dos opciones bien diferenciadas. Por un lado están los ensayos experimentales y por otro la simulación CFD de la cámara de combustión.

Los ensayos experimentales son aquellos que se realizan en el motor directamente. Esto permite la obtención de datos reales de la instalación sin dar lugar a duda o error. Además, este tipo de mediciones permite cambiar de forma inmediata los parámetros de funcionamiento, como presión, inicio de inyección... teniendo estas medidas un corto tiempo de ejecución. Sin embargo, este procedimiento tiene unos costes elevados, tanto de instalaciones, como mantenimiento, el empleo de aparatos de medida precisos que encarece el precio del ensayo. También es necesario más personal, como un técnico y un ayudante para el correcto funcionamiento del motor. Por último, no se pueden cambiar los parámetros físicos del motor.

Por otro lado, se encuentra la simulación CFD. Esta metodología es más barata que la anterior, por lo que es mejor para la empresa. Así mismo, permite modelar y modificar tanto parámetros de funcionamiento como de diseño, ajustando así también toberas, posiciones, relaciones de compresión... Por otro lado, encontramos con unos resultados con incertidumbres ya que no hay un fundamento físico que los valide y un tiempo de ejecución bastante prolongado respecto al ensayo experimental.

Tras conocer y analizar las dos alternativas, se llega a la conclusión de que la combinación de ambas es la solución más óptima para el problema. Es decir, se pueden realizar unas primeras medidas mediante ensayos experimentales para luego poder validar las simulaciones CFD una vez se obtengan unos valores similares a los medidos

experimentalmente debido a que no siempre los parámetros empleados en los ensayos experimentales van a ser los que se emplearán en la calibración del motor en la simulación. Puede ser que se necesite reajustar valores como el inicio de inyección, las tasas tanto de piloto como de principal (sin modificar la cantidad de masa inyectada) para poder obtener unos resultados similares a los registrados inicialmente en el motor.

A la hora de realizar cambios sería mejor emplear la técnica del CFD ya que permite una mayor libertad a la hora de realizar cambios y esto otorga tener más alternativas para alcanzar la solución óptima al problema.

Para finalizar el estudio completo y verificar que el resultado idóneo alcanzado en las simulaciones es el que se deberá implementar en el motor, se realizarán los últimos ensayos para validar que las medidas son las esperadas, siendo éstas muy similares a las del CFD y por lo tanto dando por válido el estudio y logrando el objetivo planteado.

Resumiendo, la mejor forma de actuar a la hora de conocer el problema y poder solucionarlo es la combinación de ensayos experimentales como de CFD.

1.5 Objetivos

El objetivo principal de la investigación realizada analizar el proceso de combustión y formación de emisiones en un motor diésel de automoción de última generación operando en distintas condiciones (grados de carga y régimen de giro), combinando información experimental con modelado fluidodinámico computacional.

Para poder llevar a cabo el objetivo principal será necesario:

- Desarrollar una metodología de análisis adecuada para la consecución del objetivo planteado.
- Calibrar y validar el modelo CFD utilizado para ello la información experimental obtenida en un motor monocilíndrico de investigación.
- Evaluar la sensibilidad tanto del proceso de combustión como de los procesos de formación de emisiones con los parámetros fundamentales del motor en cada condición de operación.
- Evaluar el impacto de la tecnología de inyección el proceso de formación de la mezcla.

2. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y TEÓRICAS

2.1 Introducción

Para realizar la investigación científico-técnica son necesarias diferentes herramientas teóricas y experimentales, las cuales se requiere la elección de ellas, la calibración y su validación para poder emplearlas. A lo largo del capítulo describiremos las herramientas seleccionadas para el estudio de investigación. A continuación, se describirán la sala de ensayos, con sus instrumentos y equipos, y el equipo informático empleado.

2.2 Herramientas Experimentales

2.2.1 Introducción

Las herramientas experimentales es el espacio junto con la instrumentación del lugar donde se realizan los ensayos experimentales necesarios para llevar a cabo la investigación, en este caso los ensayos de un motor monocilíndrico de automoción de última generación.

En este tipo de ensayos experimentales se busca la capacidad de reproducir los ensayos a través de las herramientas empleadas con una dispersión e incertidumbre limitada. Para ello es necesario conocer la precisión de los instrumentos empleados y la validez de las medidas.

Por la importancia que tiene sobre la investigación final, se considera necesario incluir en este apartado tanto el motor monocilíndrico como la sala de ensayos en la cual se ha realizado el estudio.

2.2.2 Motor de investigación

El motor empleado es un monocilíndrico de *Renault S.A.*, Diesel, de inyección directa. Es un motor de cuatro tiempos derivado del motor comercial K9K 1.5 dci, el cual emplean vehículos de la marca como el *Renault Captur*. Está compuesto por el bloque motor, con el cárter y el sistema de masas contrarrotantes, lubricados por aceite, para el correcto equilibrado del motor.

El motor mencionado anteriormente posee las siguientes características:

Descripción	Valor	Unidades
Carburante	Diesel	-
Material bloque/culata	Acero/aluminio	-
Número de cilindros	1	-
Cilindrada	365.18	cm ³
Diámetro	76	mm
Carrera	80.5	mm
Relación de compresión	15.4	-
Longitud biela	133.75	mm
Número de válvulas entrada/escape	1/1	-
Mínima distancia pistón-culata	0.65	mm
Presión máxima del cilindro	160	bar
Diámetro bowl	25	mm
Profundidad del bowl	12.9	mm
Coef. Torbellino medio	1.8	-
Coef. Descarga entrada cilindro	0.0588	-
Diámetro válvula admisión	32.5	mm
Diámetro válvula escape	29	mm

Figura 2: Principales características del motor de investigación.

Este motor de investigación, al no estar conectado a equipos, las pérdidas mecánicas que presenta son las producidas por fricción y bombeo.

También cabe destacar que el pistón y la culata han sido optimizados y por ello no son exactamente idénticos al motor comercial que simula. Además, el bowl ha sido modificado para un mayor rendimiento de combustión intentando evitar el impacto del combustible en la pared en la medida de lo posible.

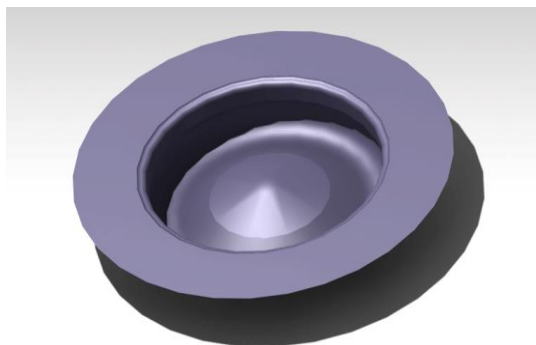


Figura 3: Imagen del Bowl modificado. Fuente: Renault.

2.2.3 Sala de ensayos

Se conoce como sala de ensayos el recinto donde está el motor de investigación junto a los instrumentos necesarios para realizar las medidas y ensayos. Para este proyecto, la sala de ensayos se encuentra localizada en el Edificio 6D de la Universidad Politécnica de Valencia, en el Centro de Motores Térmicos, CMT. Esta sala dispone de medidas de seguridad adecuadas e insonorización, además de los siguientes componentes:

- Bancada: Se emplea para el aislamiento de vibraciones o resonancias producidas por el motor, que está localizado sobre ella. Está compuesta de una plancha de acero, resortes y perfiles.
- Sistema de ventilación: Parte muy importante en la sala de ensayos. Se encarga de mantener la sala en condiciones para poderla utilizar. Mantiene el aire limpio sin contaminantes ni gases perjudiciales para las personas en ella. Además mantiene la presión, temperatura, humedad para poder trabajar en ella y refrigera tanto la sala como los equipos de su interior.
- Red de agua de refrigeración: Sistema encargado de la refrigeración del motor y del combustible. Está formado por un aljibe de 50000 L. aproximadamente situado en el exterior del edificio bajo tierra. El agua de éste elemento pasa un filtro y mediante dos bombas es suministrada a todas las salas de ensayo, incluyendo la indicada para la investigación. Para que la temperatura del agua sea la indicada para cumplir su función, ésta se envía a la torre de refrigeración de la azotea del edificio cuando su temperatura supera un valor determinado.
- Red de combustible: Sistema independiente de combustible al de la red de abastecimiento del edificio. Esta sala de ensayos dispone de un depósito del cual a través de una bomba se facilita a la balanza de combustible.
- Instalación de aire comprimido: Sistema compresor – secador – remanso para suministrar, en las condiciones de presión y humedad deseadas, aire comprimido.
- Sistema de seguridad: Acorde a la legislación en vigor, la sala dispone de un sistema de seguridad contra incendios, detección de CO y metano.

En lo referente a la instrumentación disponible en la sala para tomar medidas en los ensayos realizados es la siguiente:

- Sensor de par y régimen de giro
- Sensor de presión y temperatura media
- Transductores de señales instantáneas
- Presión en el cilindro
- Presión en raíl e inyección

- Presión en el colector de admisión
- Señal de inyección

2.3 Herramientas teóricas

2.3.1 Converge

Converge es un software de la empresa *Convergent Science*. Este código es empleado para resolver las ecuaciones de conservación de la dinámica de fluidos. Con este software se puede resolver cualquier problema de motores de combustión interna alternativos a través de las ecuaciones y métodos que comentaremos a continuación.

Este código permite una amplia configuración pre-procesado muy sencilla e intuitiva, y también su configuración a través de código, pero no dispone de un sistema de post-procesado el cual han de emplearse otros programas como *MATLAB* o *EnSight*, los cuales ha sido necesario el desarrollo de códigos para un post-procesado cómodo, rápido y eficiente.

Una de las principales características que diferencian *Converge* de otros programas similares es que no es necesario introducir el mallado del dominio a estudiar puesto que el propio programa lo genera automáticamente conforme avanza el cálculo, por lo que te facilita la opción de estudiar una mayor cantidad de geometrías variando únicamente algunos parámetros en la generación de malla.

Un software CFD emplea las ecuaciones de fluido-dinámica, como anteriormente se ha nombrado. Concretamente, el software empleado, resuelve las ecuaciones de conservación de momento, masa y energía. A partir de las ecuaciones anteriores permiten resolver otras como la de transporte de especies y de turbulencia. A continuación se analizará cómo resuelve el programa *Converge* las ecuaciones anteriormente nombradas.

Transporte de masa y cantidad de movimiento

En flujo compresible, las ecuaciones de transporte de masa y momento son las siguientes:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i$$

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' + \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}$$

Donde los parámetros empleados son los siguientes:

Término	Significado
u	Velocidad
ρ	Densidad
S	Término fuente
P	Presión
μ	viscosidad
μ'	Viscosidad de dilatación
σ_{ij}	Tensor de tensiones
δ_{ij}	Delta de Kronecker

Tanto la ecuación de conservación de cantidad de masa como de cantidad de movimiento pueden ser resueltas para flujos compresibles e incompresibles. Cuando la hipótesis de incompresibilidad no es válida, se empleará la ley de gases ideales.

$$\frac{P}{\rho} = Z \left(\frac{R}{W} \right) T$$

En la ley de gases ideales los términos representan lo siguiente:

Término	Significado
R	Constante del gas
W	Peso molecular
Z	Factor de compresibilidad

El parámetro de factor de compresibilidad, Z, adquiere valor de 1 cuando nuestro gas es considerado ideal. En cambio, si el gas es tratado como real, este factor viene dado por la ecuación de *Redlich-Kwong*. Hay que mencionar, además que la presión es calculada a través del algoritmo *PISO*¹.

$$Z = \frac{v_r}{v_r - 0.08664} - \frac{0.42748}{(v_r + 0.08664)T_r^{3/2}}$$

$$v_r = \frac{P_c v}{RT_c}$$

Transporte de la energía

¹ Algoritmo para la resolución de la presión a través del método descrito por Issa. (1986).

Este parámetro puede ser calculado a través de las ecuaciones anteriores de transporte de masa y cantidad de movimiento o independientemente, donde quedar definida únicamente con términos difusivos.

La ecuación de transporte de la energía para flujo compresible es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ji} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) S$$

Donde los términos empleados son:

Término	Significado
Y_m	Fracción másica de la especie m
ρ	Densidad
S	Término fuente
P	Presión
D	Coefficiente de difusión másica
e	Energía específica interna
K	Conductividad
h_m	Entalpía de la especie m
σ_{ij}	Tensor de tensiones
T	Temperatura

Como sucede en anteriores ecuaciones, si se consideran ecuaciones para la turbulencia, la conductividad será remplazada por dicho valor turbulento.

Transporte de especies

La ecuación define la fracción másica de las especies en el dominio del cálculo:

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}}$$

Donde:

Término	Significado
Y_m	Fracción másica de la especie m
M_m	Masa de la especie m
M_{tot}	Masa total de la celda
ρ_m	Densidad de la especie m
ρ_{tot}	Densidad total de la celda

Para su resolución, puede darse con la influencia de la ecuación de transporte o independientemente. Si se realiza sin tener en cuenta la ecuación de momento, serán influyentes únicamente los términos difusivos.

En flujo compresible, la ecuación de conservación de especies se expresa del siguiente modo:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m$$

$$\rho_m = Y_m \rho$$

$$D = \frac{\nu}{Sc}$$

Donde:

Término	Significado
u	Velocidad
ρ	Densidad
ρ_m	Densidad de la especie m
Y_m	Fracción másica de la especie m
D	Coefficiente de difusión másica
S_m	Término fuente de la especie m
Sc	Número de Schmidt

Transporte especies pasivas

Una especie pasiva es aquella que se comporta como una especie activa pero no influye en el resultado de las ecuaciones anteriores. Este tipo de especies se emplean en varios sub-modelos, por ejemplo, el de Soot). El comportamiento de dichas especies en flujo compresible viene dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \phi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S$$

Donde:

Término	Significado
u	Velocidad
ρ	Densidad
D	Coefficiente de difusión másica
S	Término fuente
ϕ	Término escalar pasivo

Modelo de turbulencia

Cabe la posibilidad de resolver el complejo problema de la turbulencia a través de dos modelos, el RANS, fundamentado en variables promediadas, y el LENS, más

próximos a la realidad. *Converge* dispone de tres modelos RANS: modelo estándar $k - \epsilon$, RNG $k - \epsilon$ y por último el modelo de distorsión rápida RNG $k - \epsilon$.

- RANS: Las variables de flujo son descompuestas en una componente media y otra pulsante como se ve en la ecuación. Esta descomposición se incorpora a las ecuaciones de conservación cuando se deriva las ecuaciones de transporte. Los nuevos términos que aparecen en las ecuaciones, son conocidos como tensiones de *Reynolds* y representan los efectos de la turbulencia. Las ecuaciones proporcionan el comportamiento del flujo compresible en condiciones turbulentas empleando este modelo.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_{tke}} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \epsilon + S$$

$$\sigma_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\delta_{ij} \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_{\epsilon}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - c_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(c_{\epsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \sigma_{ij} - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon + c_S S_S \right) \frac{\epsilon}{k} - \rho R$$

Donde:

Término	Significado
K	Energía cinética turbulenta
ε	Energía cinética de disipación turbulenta
S	Término fuente
R	Parámetro dependiente del modelo de turbulencia
$c_{\epsilon z}$	Constantes del modelo

- LENS: Se diferencia del modelo RANS en la forma de descomponer los campos. Este modelo los descompone el campo de velocidades en uno de velocidad resuelto, promedio espacial del campo real, y un sub-campo por resolver.

Este tipo de modelo es empleado en aplicaciones específicas ya que posee un mayor coste computacional.

Método resolución

Los métodos que *Converge* emplea para la resolución de las ecuaciones anteriores son el método de volúmenes finitos, para ecuaciones de conservación en forma integral,

y el método de diferencias finitas, ecuaciones de conservación en forma diferencial. El utilizado en la mayoría de cálculos es el método de volúmenes finitos, aunque se pueden combinar ambos métodos. En dicha combinación, la ecuación de transporte de momento se resolverá a través del método de diferencias finitas y para el resto de ecuaciones el método de volúmenes finitos.

El método con mayor precisión de los dos es el método diferencias finitas, aunque el de volúmenes finitos conserve las cantidades transportadas en celdas regulares e irregulares, por ello se emplea más en las zonas cercanas de condiciones de contorno con refinamientos de malla.

- Método de diferencias finitas: Para la resolución de las ecuaciones diferenciales se realiza aproximaciones numéricas a los diferenciales en cada celda. En un dominio universal se emplea la ecuación En cambio, si es de segundo grado se resuelve a través de las ecuaciones:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \cong \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \cong \frac{\phi_{i+1} - \phi_1}{x_{i+1} - x_1}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \cong \frac{\phi_1 - \phi_{i-1}}{x_1 - x_{i-1}}$$

Donde:

Término	Significado
ϕ	Variable
x	Coordenada espacial

- Método de volúmenes finitos: Debido a que la mayoría de las celdas son irregulares, es el más empleado por sus ventajas. Se parte de la ecuación diferencia de una onda simple, véase también su forma integral. Esta ecuación integral se resuelve mediante el sumatorio de los flujos a través de las caras de la celda. El valor obtenido corresponde al centro de la celda y debe ser interpolado a las superficies de la misma. Una media de los valores de las celdas adyacentes y asignarlo a la superficie unida es una solución factible, por lo que la variable viene dada por las ecuaciones:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial u\phi}{\partial x} = 0$$

$$\frac{d}{dt} \int \phi dV + \int nu\phi dS = 0$$

$$\phi_{i+1/2} = \frac{1}{2} \phi_i + \frac{1}{2} \phi_{i+1}$$

$$\phi_{i-1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i-1}$$

Donde:

Término	Significado
ϕ	Variable
S	Superficie de la celda
V	Volumen de la celda
n	Superficie normal

Sub-modelos

Converge permite calcular parámetros a través de sub-modelos definidos por el usuario. Estos sub-modelos son:

- Sub-modelos de propiedades: Se realizan cálculos a través de ecuaciones añadidas por el usuario. Ese tipo de sub-modelo es empleado para mecanismos de reacciones químicas para las propiedades químicas del fluido, modelos de combustión...
- Sub-modelos de emisiones: Para el cálculo del comportamiento físico y químico de algunas especies emplea variables extraídas del resultado de las ecuaciones de conservación.
- Funciones definidas por el usuario (UDF): Opción del programa para el empleo de código libre para el cálculo de parámetros no resueltos por *Converge*.

2.3.2 CALMEC

En el estudio experimental del proceso de combustión de motores Diesel, es necesario un modelo termodinámico el cual obtenga la ley de liberación de calor (FQL) y su derivada (DFQL) a partir de la medida de presión instantánea en la cámara de combustión.

Para los motores MEC, en la mayoría de los casos, son modelos cerodimensionales de una zona y éste aplica el primer principio de la termodinámica al volumen de control de la cámara de combustión durante el ciclo cerrado, entre ángulo del cierre de válvulas de admisión y apertura de válvulas de escape.

CALMEC es el modelo de diagnóstico empleado en los ensayos de esta investigación. Este modelo parte de una serie de hipótesis, que son las siguientes:

- La cámara de combustión se supone uniforme ya que en las condiciones en el interior ésta durante el proceso de combustión, tanto las velocidades del fluido como de la propagación de la llama es inferior a la velocidad del sonido.
- El fluido de la cámara de combustión es considerado una mezcla de aire, combustible gaseoso y productos quemados en condiciones estequiométricas.
- La mezcla se considera un gas ideal. Esta hipótesis es discutible para el combustible en estado gaseoso, ya que para el aire y productos quemados es fácilmente asumible. Pero el estudio llevado a cabo por Lapuerta [12] se confirma la escasa diferencia en Temperatura y FQL, por lo que es aceptada la hipótesis. Cabe destacar que esta hipótesis puede afectar levemente a la formación de emisiones contaminantes.

Una vez conocidas las hipótesis del modelo, CALMEC, para poder considerar flujos de combustible y *blow-by*, plantea el primer principio de la termodinámica aplicando sistemas abiertos. Así resuelve la ecuación en intervalos de cálculos dados por la resolución angular.

$$\Delta FQL = m_{cil} \times \Delta u_{cil} + \Delta Q_w + p \times \Delta V - (\bar{h}_{f,iny} - u_{f,g}) \times \Delta m_{f,evap} + R_{cil} \times T_{cil} \times \Delta m_{bb}$$

Donde:

Término	Significado
ΔFQL	Energía térmica liberada por el gas
$m_{cil} \times \Delta u_{cil}$	Variación energía interna sensible por el gas
ΔQ_w	Transferencia de calor entre gas y superficies de pistón, cilindro, culata y válvulas
$p \times \Delta V$	Trabajo total realizado por el gas
$(\bar{h}_{f,iny} - u_{f,g}) \times \Delta m_{f,evap}$	Energía asociada al proceso de inyección de combustible
$R_{cil} \times T_{cil} \times \Delta m_{bb}$	Energía perdida por el volumen de control debido al flujo <i>blow-by</i> por los segmentos

2.3.3 Matlab

Matlab es un programa de cálculo de altas prestaciones para cálculo numérico y visualización, el cual integra:

- Análisis numérico
- Cálculo matricial
- Procesamiento de señales
- Gráficos

Este programa nos permite analizar datos, desarrollar algoritmos y programar aplicaciones o modelos. Este tipo de herramienta facilita la resolución de problemas que anteriormente eran más costosos.

En este proyecto, el programa *Matlab* se ha utilizado para el post-procesado de los cálculos realizados en *Converge*. Éste programa facilita una gran cantidad de información útil que necesita ser tratada por el código para una buena organización y comprensión del problema o caso tratado. Se pueden realizar gráficos para una mayor comprensión además de cálculos complejos u obtención de parámetros que no proporciona el programa de cálculo.

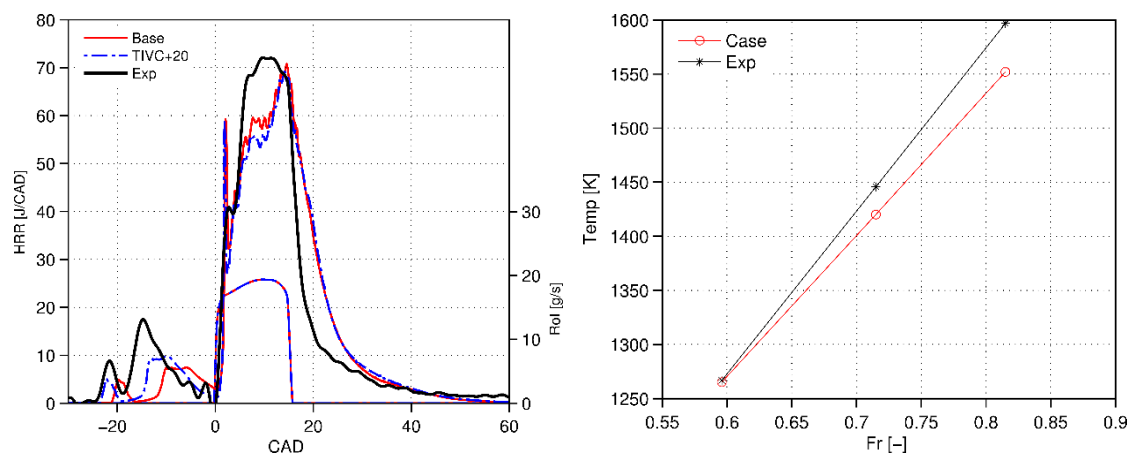


Figura 4: Ejemplo de gráficos realizados con Matlab.

2.3.4 EnSight

EnSight es una herramienta del post-procesado que facilita el procesado de resultados de forma visual para su comprensión e interpretación. A través de este software se obtiene la geometría estudiada y localizando en ésta alguna especie para visualizar su formación, el recorrido del chorro del combustible si impacta contra la pared del cilindro etc.

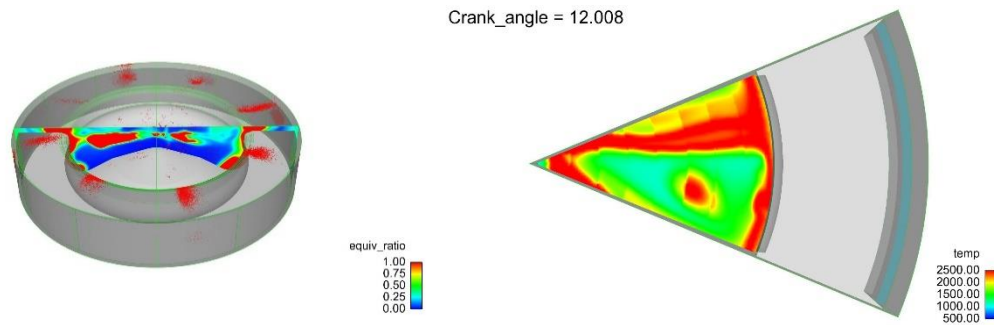


Figura 5: Ejemplo de representaciones realizadas con EnSight.

2.4 Síntesis y conclusiones

En este capítulo se han detallado las herramientas empleadas para el correcto desarrollo de la investigación. En primer lugar se ha analizado y explicado las herramientas experimentales, en las que se ha incidido en el motor monocilíndrico, parte fundamental del proyecto, junto con la sala necesaria para su óptimo funcionamiento. También se han descrito las herramientas teóricas, dándole mayor importancia al software de simulación empleado ya que es la parte más importante de la investigación, junto con aplicaciones complementarios para realizar un análisis completo.

Con el correcto uso de las herramientas descritas y la metodología que se explicará en el capítulo 3, se afrontarán los objetivos del proyecto garantizando un resultado satisfactorio.

3. METODOLOGÍA

La implantación de una buena metodología es una parte fundamental para poder alcanzar los objetivos planteados anteriormente. Cada metodología viene dada por el objetivo principal de la investigación, por lo que la metodología implementada a lo largo del proyecto viene condicionada por los objetivos marcados anteriormente.

En primer lugar, una vez obtenidos los resultados experimentales se realiza una primera configuración del caso simulando las condiciones experimentales para comprobar si el resultado obtenido por el CFD es válido o hace falta realizar una calibración del modelo.

A continuación, si el resultado de la simulación de dicho caso no simula de forma apropiada los procesos experimentales, se realiza un estudio paramétrico, es decir, se varía únicamente un parámetro entre el caso anterior y el nuevo simulado para ver en qué afecta éste en la simulación. Si el resultado obtenido es mejor, aceptamos esa variación y repetimos dicho ajuste paramétrico hasta obtener un resultado similar al experimental para validarlo. Las condiciones de validación se verán más adelante. Un ejemplo de un ajuste paramétrico sería modificar el Sol (*Start of injection*) del combustible.

Con el fin de alcanzar los objetivos marcados, dentro del mapa motor, seleccionaremos dos puntos de operación, ambos de alta carga. Cuando se realiza el estudio a carga alta, éste se lleva a cabo variando el dosado de la mezcla, ya que el objetivo es lograr una mayor potencia en el motor, por ello se realizará el estudio en los puntos de máximo par (2500 rpm) y máxima potencia (3750 rpm). En cambio, si el ensayo se realizara a baja carga, en éste se modificaría la cantidad de EGR ya que se buscaría reducir el consumo, pero sobretodo las emisiones, ya que el ensayo NEDC (New European Driving Cycle) para comprobar el cumplimiento de la normativa se realiza en cargas medio-bajas.

A continuación se detalla en la **Tabla 1** los parámetros característicos de los puntos de alta carga seleccionados para el estudio.

Alta carga:

Velocidad [rpm]	masa [mg]	inj. [bar]	IMEP [bar]	Tadm [K]	Tesc [K]	Sol [CAD]	Fr [-]
2500	46.98	24.10	384.22	1406.27	-11.20	0.75	
2500	58.98	26.78	383.54	1628.50	-11.10	0.95	
3750	35.51	18.64	420.93	1267.92	-24.30	0.60	
3750	46.80	22.39	427.46	1596.96	-23.80	0.82	

Tabla 1: Parámetros característicos de los puntos de carga alta estudiados.

Una vez conocidos los datos principales de los puntos a analizar, en primer lugar se calibra la presión de la simulación frente al experimental, teniendo que obtener un perfil y una IMEP similar. A continuación, el siguiente parámetro a ajustar es la liberación de calor donde el proceso de combustión simulado en el CFD y el experimental deberán tener un perfil de liberación de energía parecido. Una vez calibrados los dos parámetros anteriores, el próximo aspecto a modelar son las emisiones teniendo que obtener valores similares y unas tendencias parecidas, obteniendo estas con los diversos puntos de cada velocidad analizada. Finalmente, el último paso es el consumo de la instalación, procurando obtener el mismo o incluso menor.

Para validar una simulación frente al ensayo, han de ser similares los perfiles de presión y liberación de calor, además de obtener unos valores similares de IMEP, consumo, NO_x , humos, CO ... También las tendencias de estos resultados han de coincidir, es decir, si experimentalmente el consumo aumenta frente al dosado, esto debe reflejarse también en la tendencia de la simulación. Ha de considerarse que la validación será diferente según el punto, ya que en alta carga, por ejemplo, las emisiones como los NO_x no son tan importantes a la hora de la calibración.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 Análisis de máxima potencia

4.1.1 Validación modelo CFD

Con el fin de alcanzar los objetivos planteados en el proyecto, en primer lugar se van a seleccionar dos puntos del mapa motor de alta carga, el punto de máximo par y el otro de máxima potencia.

En primer lugar, se ha seleccionado el punto de máxima potencia que corresponde a una velocidad de 3750 rpm del motor de investigación. En este punto tenemos únicamente una inyección de larga duración.

Para poder validar el modelo, se necesita calibrar tres puntos diferentes variando el dosado de la mezcla empleada, los cuales se adjunta en la **Tabla 2** con datos significativos de los mismos, comprobando si las tendencias del modelo y el experimental son similares, teniendo en cuenta que en carga alta los NO_x no cobran tanta importancia.

Velocidad [rpm]	masa inj. [mg]	IMEP [bar]	Tadm [K]	Tesc [K]	Sol [CAD]	Fr [-]
3750	35.51	18.64	420.93	1267.92	-24.30	0.60
3750	41.25	20.89	423.36	1446.84	-23.80	0.72
3750	46.80	22.39	427.46	1596.96	-23.80	0.82

Tabla 2: Datos característicos de los puntos a modelar en máxima potencia.

En las tendencias anteriormente mencionadas se va a analizar el comportamiento de diferentes parámetros en función del dosado, que es el término que variaremos en los diferentes puntos de alta carga.

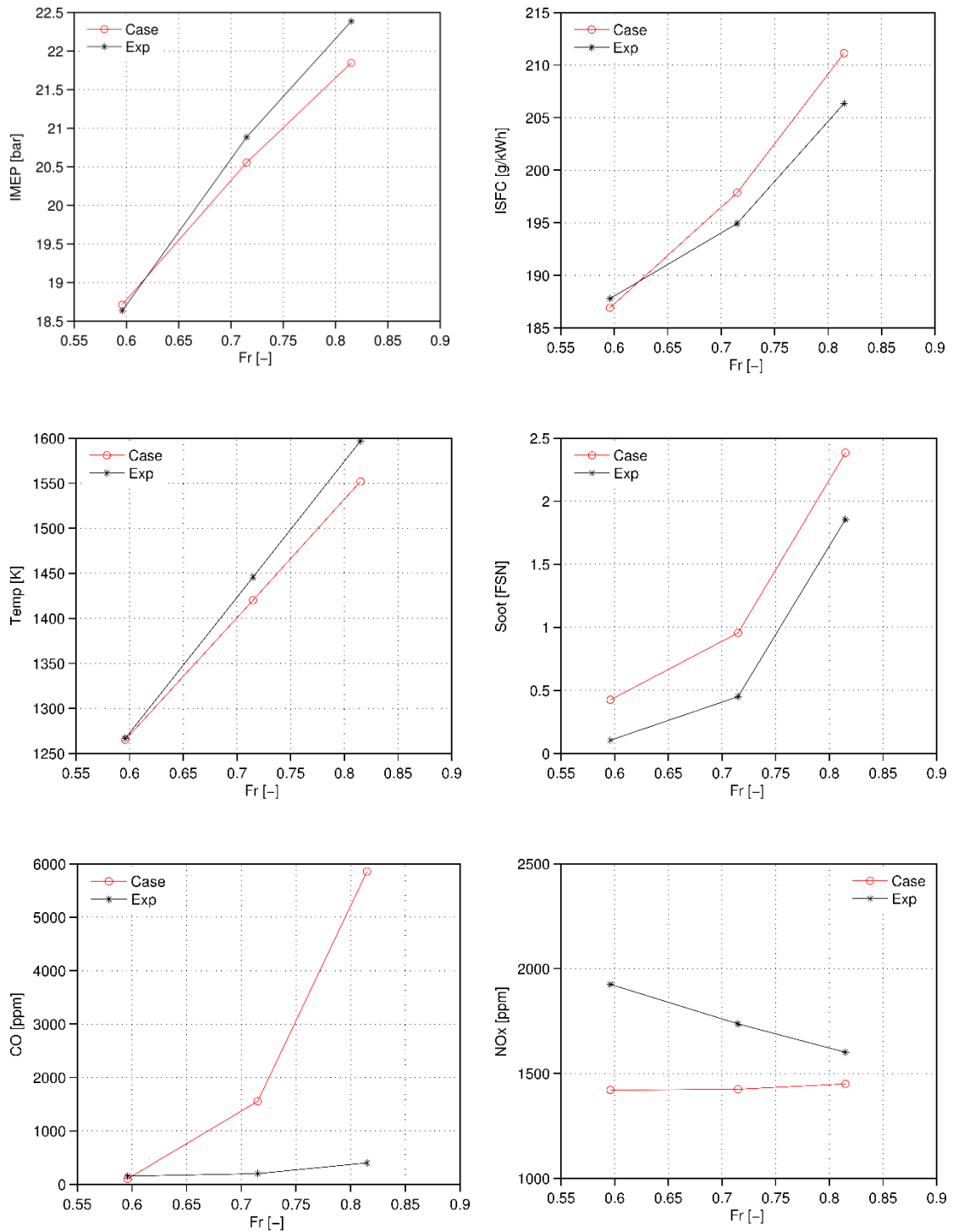


Figura 6: Resultados de tendencias de máxima potencia CFD frente experimental.

Como se observa en la **Figura 6**, el modelo CFD obtenido de 3750 rpm en cuanto a términos de presión, consumo y temperatura las tendencias se cumplen ya que como en el experimental, el resultado aumenta frente al dosado. También se observa que en cuanto a la presión y consumo, en el primer punto se cruza con el experimental, con lo cual falta un poco de sensibilidad al modelo, pero la diferencia es mínima por lo que se acepta como válido el modelo.

En lo referente a las emisiones, en los resultados obtenidos las tendencias y las sensibilidades no son tan correctas como en presión, consumo y temperatura. Si se analiza el humo, la tendencia y la sensibilidad del modelo son correctas, pero los valores son ligeramente superiores a los experimentales. En cambio, en el CO y los NO_x la simulación no ha captado la sensibilidad del motor y las tendencias no son iguales a las experimentales, donde se puede observar claramente en el CO, donde el nivel de CO en el punto con el dosado más alto tiene una cantidad considerablemente superior. Pese a esto, al ser alta carga y no estar controlado para cumplir la normativa ya que este proceso se efectúa a baja carga, se puede aceptar como válido el modelo.

Una vez se ha aceptado el modelo teniendo en cuenta las tendencias y sensibilidad del modelo, ha de hacerse un análisis de cada punto para validar que la evolución temporal de la presión en el cilindro a lo largo del proceso y la liberación de calor son similares experimentalmente y en el cálculo CFD. Además han de analizarse los niveles de emisiones numéricamente y a lo largo del proceso y se estudiará dónde se forman las emisiones en el cilindro del motor.

En primer lugar se va a analizar el primer punto con el dosado más bajo. Se va a comprobar el comportamiento a nivel de presión y liberación de calor del combustible en el cilindro a lo largo del recorrido analizado.

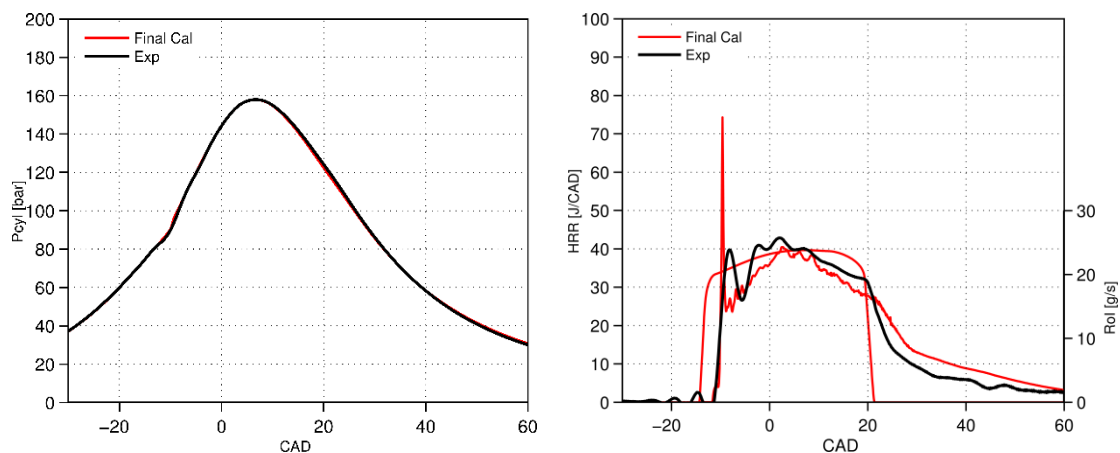


Figura 7: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) CFD frente experimental.

Como se observa en la **Figura 7** la presión en el cilindro en la simulación y la experimental que son prácticamente iguales por lo que podemos asumir que el modelo reproduce correctamente lo ocurrido en el interior del cilindro del motor experimental. En cambio, en la liberación de calor, no ha sido posible reproducirla de forma tan correcta, pero aceptamos el modelo ya que la cantidad de energía liberada, que viene dada por el volumen comprendido por la representación, es igual, por lo que la cantidad

de energía liberada es la misma y el modelo reproduce de forma aceptable el proceso de combustión del motor.

También, en la **Tabla 3** se han recopilado los valores más significativos del estudio como presión, consumo y emisiones.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
Exp.	18.64	187.78	150.00	1924.70	0.11	96.82
CFD	18.71	186.91	101.41	1421.18	0.42	96.38

Tabla 3: Principales resultados numéricos CFD frente experimental.

Las predicciones del software de simulación los valores obtenidos son generalmente aceptables respecto los niveles experimentales excepto el nivel de NO_x que representa una diferencia considerable. Este parámetro ha sido estudiado particularmente probando varios mecanismos de formación de emisiones y no ha sido simulado correctamente en ninguna ocasión. En este punto, esta pequeña incertidumbre de cálculo no es de gran importancia por la importancia de la calibración de emisiones en alta carga.

Seguidamente se analizará el caso con el dosado más elevado, para comprobar que el modelo funciona correctamente representando el proceso que sucede en el interior de la cámara de combustión del motor.

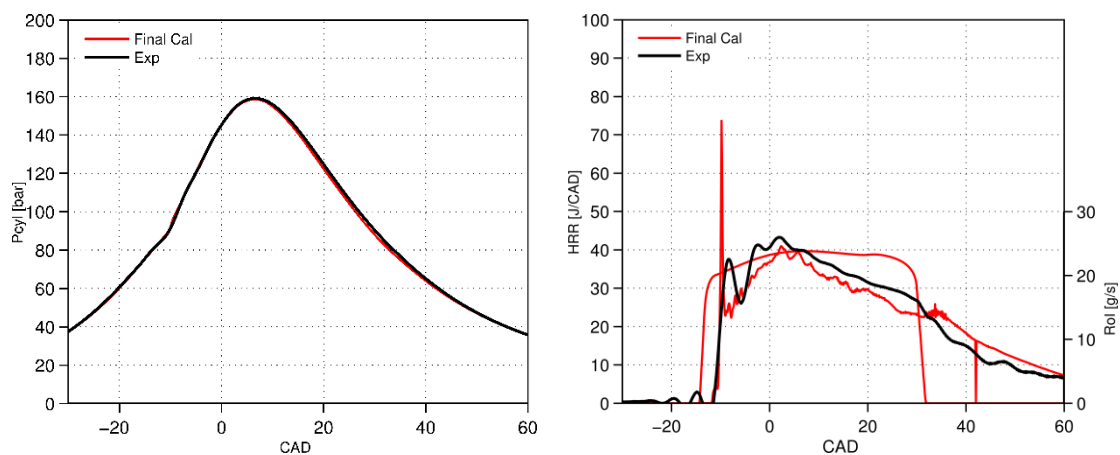


Figura 8: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) CFD frente experimental.

Tras la representación del resultado de la simulación CFD del caso con el dosado más elevado como se muestra en la **Figura 8**, la presión a lo largo del proceso de combustión es simulada correctamente, ya que la mínima diferencia de presión entre el ensayo experimental y el caso simulado es aceptable. Ahora véase la liberación de calor

donde sucede lo mismo que el caso anterior, donde la cantidad energía liberada es la misma, sin embargo el software no reproduce exactamente igual la liberación de calor. Esto quiere decir, que el modelo reproduce correctamente el proceso de combustión en todos los puntos estudiados a máxima potencia del motor de investigación.

Los parámetros más significativos se han comparado en una tabla de CFD y experimental para comprobar si los resultados del cálculo son similares a los experimentales.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
Exp.	22.36	206.35	400.00	1601.00	1.85	96.55
CFD	21.85	211.14	5857.97	1450.50	2.38	97.06

Tabla 4: Principales resultados numéricos CFD frente experimental.

En general, los resultados mostrados en la **Tabla 4** obtenidos están dentro de un rango aceptable comparándolos con los resultados experimentales excepto el resultado del CO. Este valor es de difícil calibración ya que no se ha podido disminuir de forma más significativa después de varias pruebas para ello, pero igual que se ha comentado en el primer punto con las emisiones, en alta carga no son muy significativas.

En resumen, teniendo en cuenta que las tendencias del modelo son iguales que las experimentales, la presión en el cilindro la reproduce adecuadamente la simulación tanto en el dosado mayor como el menor, la cantidad de energía liberada experimentalmente es la calculada por la simulación CFD, y por último, viendo los valores de los parámetros significativos, se puede afirmar que el modelo del punto a 3750 rpm está bien calibrado.

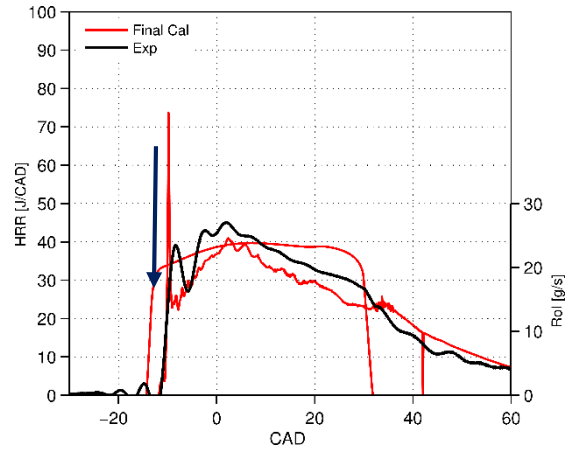
4.1.2 Análisis fundamental

Una vez finalizado el proceso de calibración del modelo sabiendo que la reproducción de la simulación con respecto al ensayo es aceptable, se procede a un análisis fundamental en el cual se tratará de comprender y visualizar el proceso de combustión dentro del cilindro además del estudio del proceso de formación de emisiones en éste.

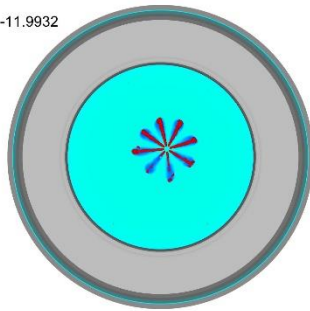
Las gráficas de liberación de calor si son analizadas, transmiten una gran cantidad de información acerca del comportamiento del combustible dentro de la cámara de combustión a lo largo del proceso estudiado.

Ya que dichas gráficas tienen el mismo formato y siguen las mismas tendencias sin tener en cuenta el dosado de máxima potencia, se va a proceder a analizar el caso a mayor dosado, pero sabiendo que los fenómenos interpretados a continuación, se dan lugar en el resto de los casos.

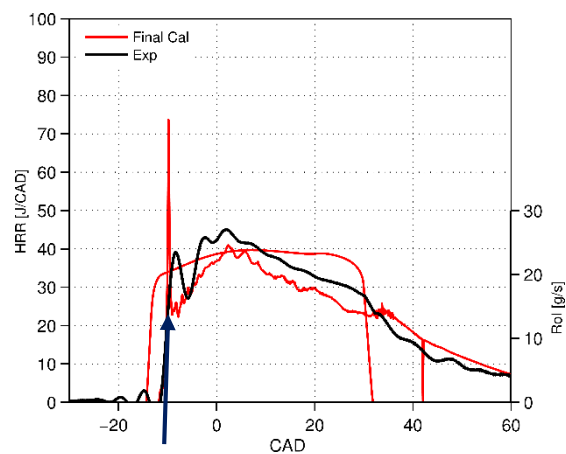
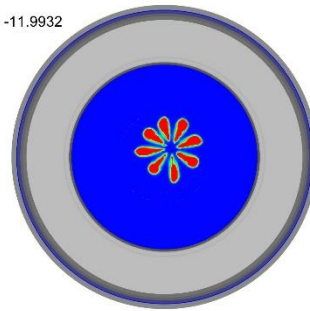
En primer lugar se va a analizar el pico de energía que se observa en la gráfica:



Crank_angle = -11.9932



Crank_angle = -11.9932



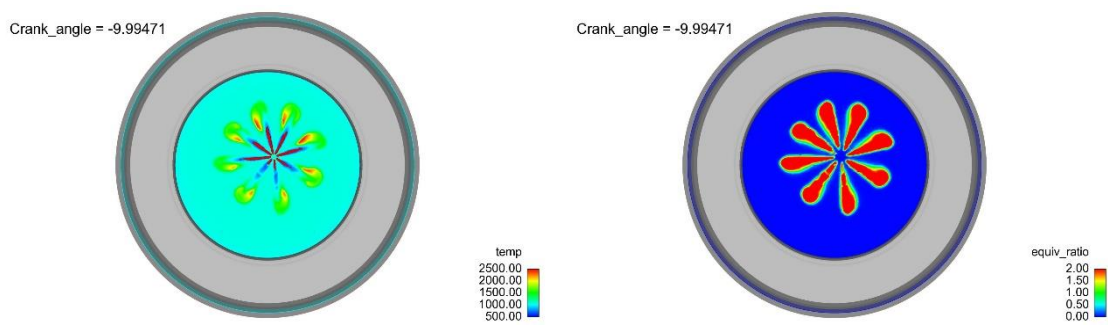
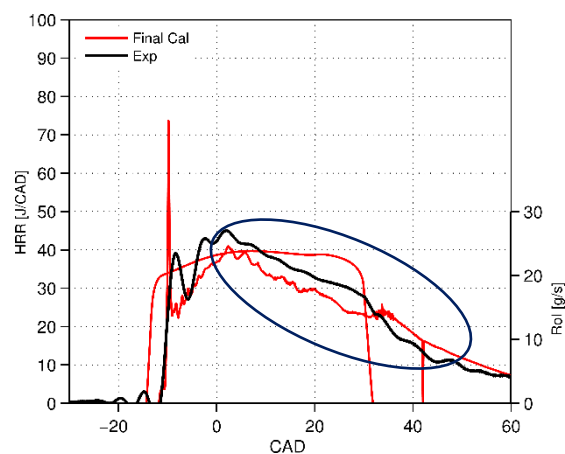


Figura 9: Representación gráfica del proceso de autoencendido.

Como se aprecia en la **Figura 9**, la imagen de la izquierda representa la temperatura y la derecha el dosado en el interior del cilindro.

En la liberación de calor se aprecia un pico de liberación de calor. Éste es producido por el autoencendido del combustible como se aprecia en las imágenes. Cuando se empieza a inyectar el combustible, como en el primer grupo de imágenes, la liberación de calor es nula, pero cuando el combustible se autoenciende, como sucede en el segundo grupo, aparece el pico de liberación de calor, ya que es mucha energía liberada en muy poco tiempo debido a que se autoencienden los ocho chorros de combustible a la vez.

Además de detectar el autoencendido el combustible, puede observarse el comportamiento del fluido a lo largo del proceso.



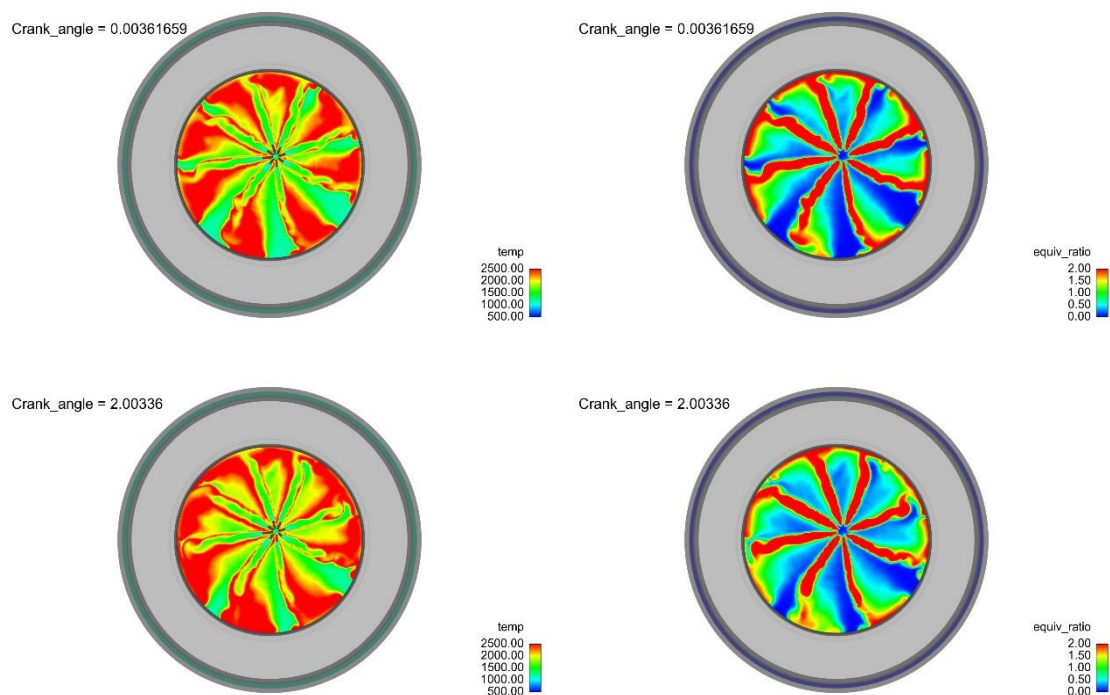


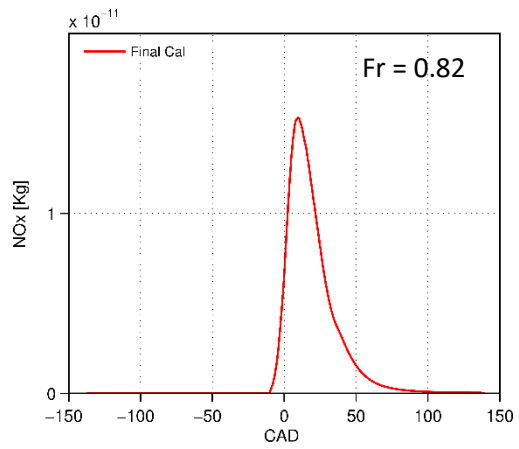
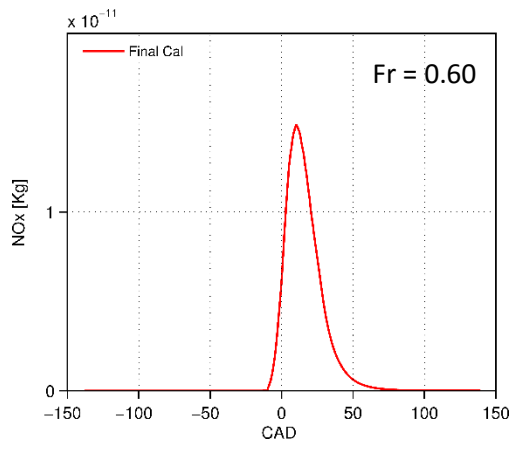
Figura 10: Representación gráfica del proceso de combustión.

Analizando la **Figura 10**, en la gráfica de liberación de calor, llega un momento donde la liberación de calor decrece y no se produce de forma uniforme y constante. Este suceso es producido porque el combustible se aloja en la pared como se observa en las imágenes. Cuando esto sucede, el fluido no se quema de forma constante y uniforme por lo que libera menos energía y tarda más tiempo en quemarse completamente, por ello se observa una mayor duración de tiempo de liberación de energía aunque tenga unos valores inferiores. Además, la combustión se ve afectada por la interacción de los chorros cuando se tocan entre sí, lo que perjudica a la combustión. En resumen, cuando el combustible se aloja en la pared y los chorros se tocan entre sí, se produce una combustión más larga pero liberándose una menor cantidad de energía por CAD.

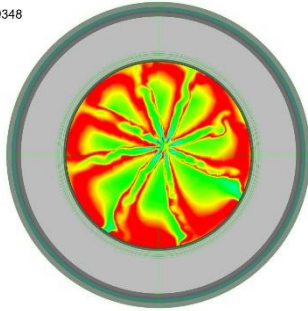
Por otra parte podemos analizar la formación de emisiones a lo largo del proceso de simulación y también localizarlas en la cámara de combustión.

Analizado las tendencias de la simulación se concluye que la formación de emisiones no se produce la misma cantidad en todos los puntos, por lo que se va a realizar una comparación y comprensión de los casos a mayor y menor dosado.

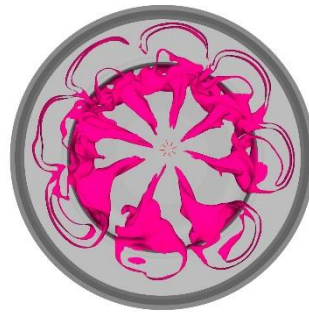
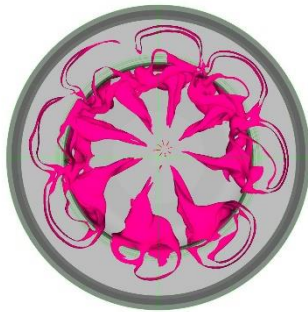
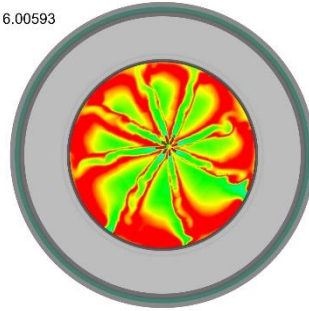
En primer lugar se va a estudiar la formación de NO_x a lo largo del proceso simulado.



Crank_angle = 6.00348



Crank_angle = 6.00593



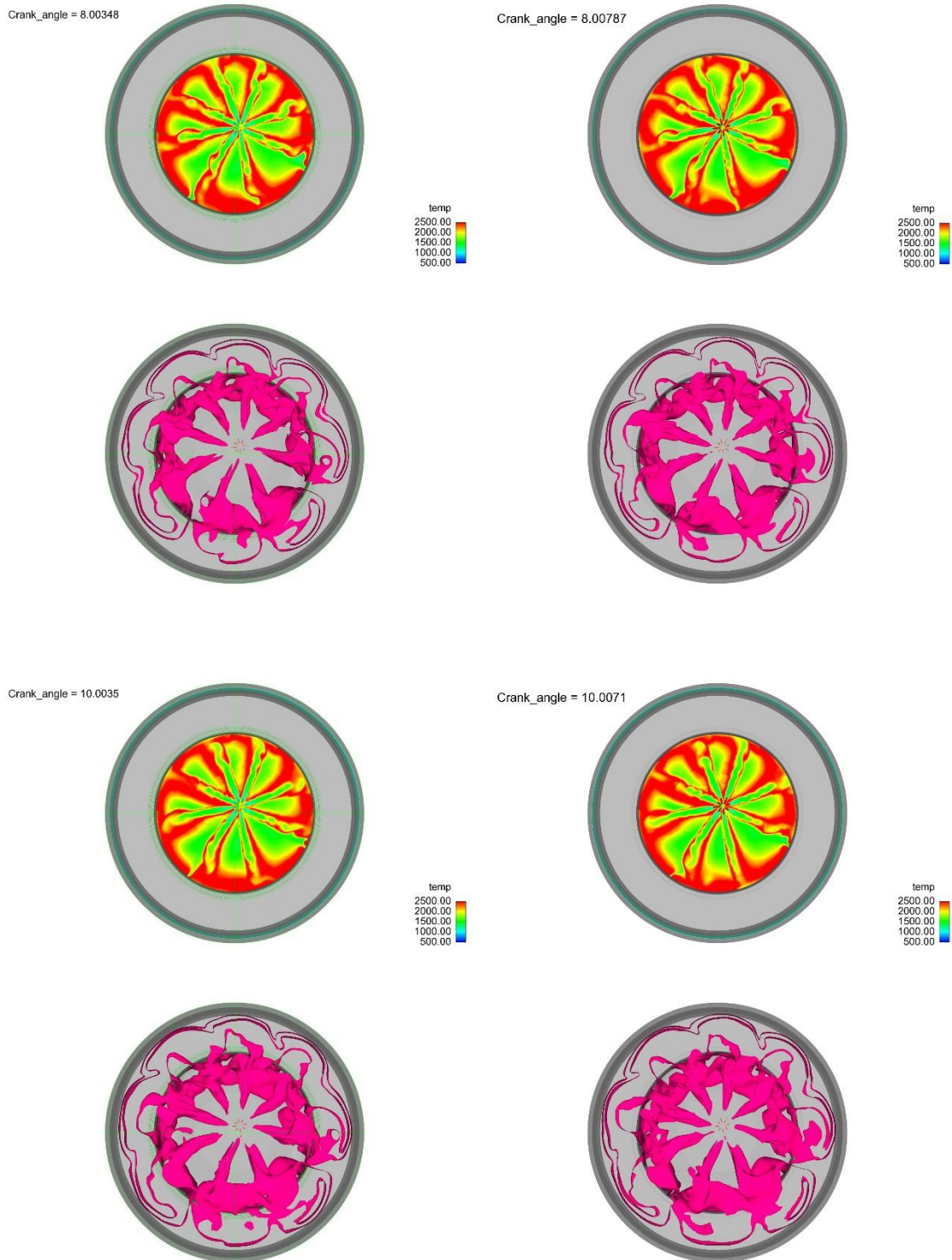


Figura 11: Proceso de formación de emisiones NOx.

Los óxidos de nitrógeno (NOx) se forma al reaccionar el oxígeno con el nitrógeno. Este proceso de formación tiene lugar en altas temperaturas y presión. Estas temperaturas son debidas a la combustión del fluido en la cámara de combustión.

Como apreciamos en la **Figura 11**, los óxidos de nitrógeno se forman en las zonas de alta temperatura, que en el motor monocilíndrico de investigación se da alrededor del chorro o en la pared donde se acumula el combustible como se ha visto anteriormente.

Comparando los dos casos, el de mayor y menor dosado, la formación de NO_x se produce en las mismas zonas ya que el comportamiento del combustible, como hemos visto anteriormente, es similar. Cabe destacar una mayor formación de estos contaminantes a mayor dosado debido a la presencia de un mayor combustible.

Una vez comprendido el proceso de formación de NO_x , se va a analizar la formación de Soot y de monóxido de carbono (CO) durante la combustión.

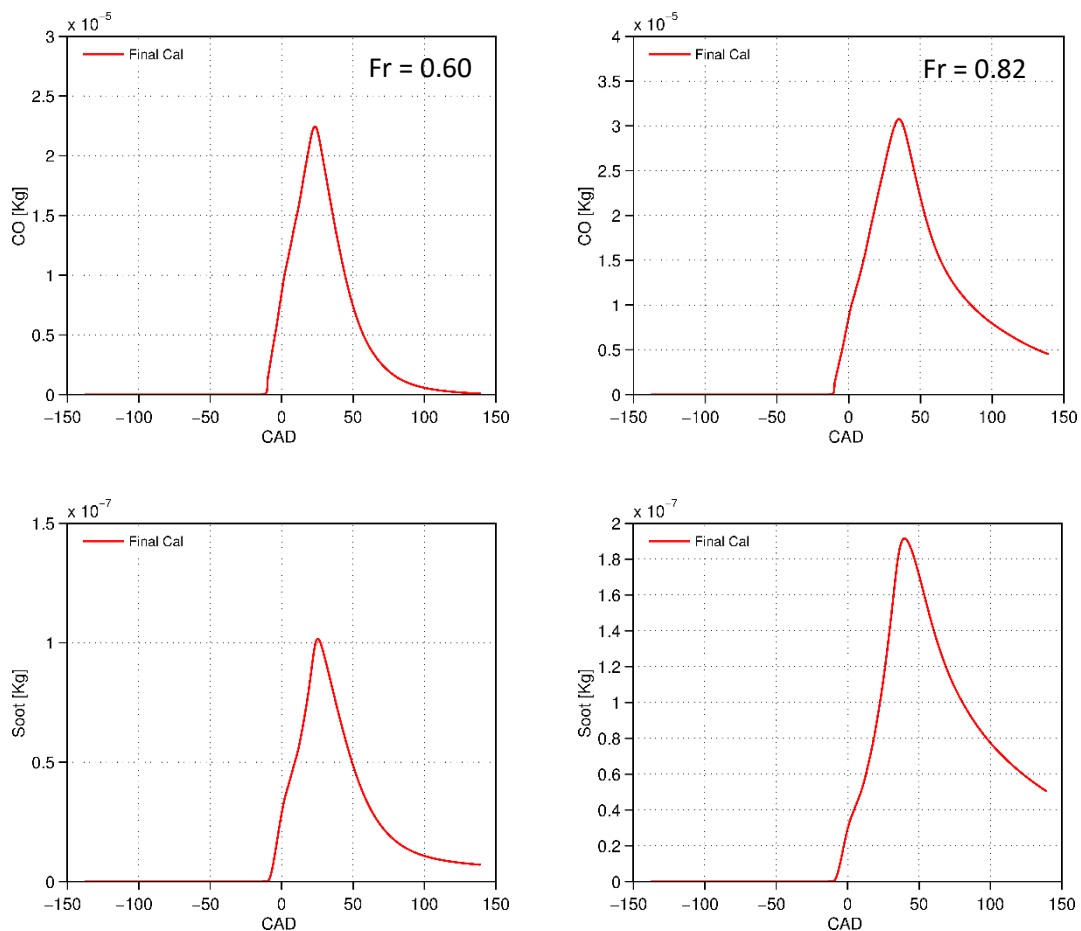


Figura 12: Proceso de formación de emisiones CO (arriba - izda) y Soot (abajo - izda) en bajo dosado y CO (arriba - drcha) y Soot (abajo - drcha) en dosado alto.

El Soot sufre primero un proceso de formación y después uno de reducción. Esta sustancia contaminante se produce por falta de oxígeno para poder reaccionar en zonas ricas y cuando alcanza zonas pobres se reduce, como se observa en la **Figura 12**. Debido a que la formación de esta sustancia depende del dosado, la cantidad de emisiones

formadas dependerá del dosado de la mezcla inyectada, por lo que se va a analizar la cantidad de masa en función del dosado en cada caso analizado:

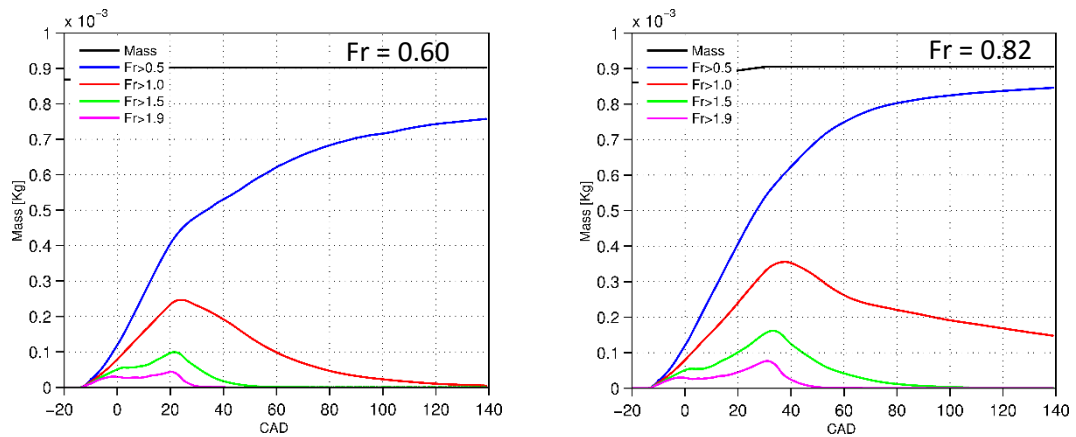
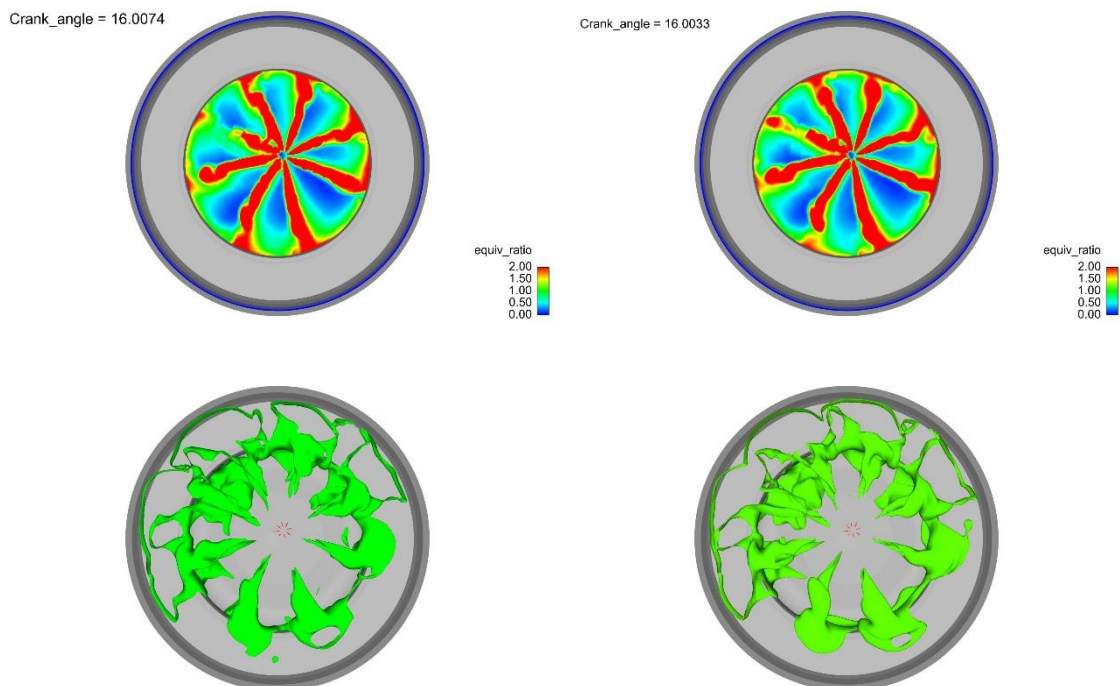


Figura 13: Proceso de fracción de mezcla con menor dosado (izda) y mayor dosado (drcha)

En las **Figura 13** se ve reflejado la mayor cantidad de masa con un mayor dosado en el segundo caso. Esto favorecerá a una mayor cantidad de estas emisiones ya que ésta se forma con una menor cantidad de oxígeno, es decir, a mayor dosado. En las gráficas se distingue claramente que en el primer caso la mayoría de la masa posee un dosado pobre, en cambio, en la segunda se ve un aumento de la masa rica y por tanto de unas condiciones favorables para este tipo de formaciones.

Para una mayor comprensión, se va a analizar el proceso de formación en el interior de la cámara en ambos casos:



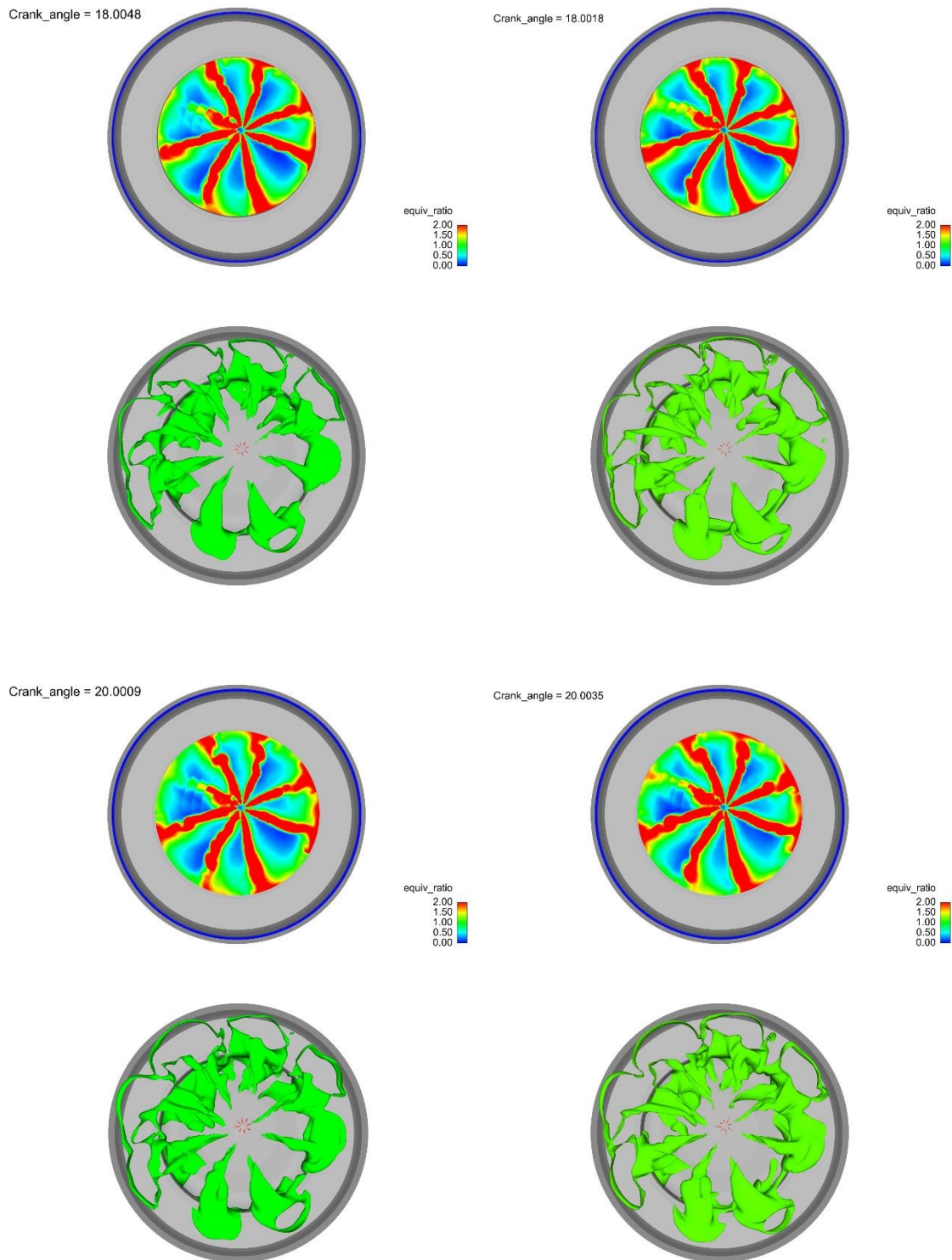


Figura 14: Representación formación de Soot con menor dosado (izda) y mayor dosado (drcha)

Tras visualizar la formación de Soot en el interior de la cámara en la **Figura 14**, se localiza esta sustancia claramente en las zonas cercas del chorro donde el dosado es rico y se produce una falta de oxígeno. También cabe destacar el alto nivel de sustancia

pegado a las paredes porque, como se ha comentado anteriormente, se acumula combustible y por lo tanto cumple las condiciones anteriormente mencionadas para la formación del contaminante.

En lo referente a la formación del monóxido de carbono (CO), como se observa en la **Figura 12**, tiene un comportamiento similar al del Soot y además, se produce en las mismas condiciones, con alto dosado por falta de oxígeno, por lo que el análisis realizado se puede aplicar a dicho compuesto. Es necesario destacar que el rendimiento de combustión se ve directamente afectado con el dosado, a un mayor dosado éste disminuye, ya que como el CO no reacciona para transformarse en CO₂, la cantidad de energía liberada es menor.

Otra parte importante a la hora de realizar un análisis y es el consumo del sistema. El consumo se ve afectado directamente por la presión del sistema y por el dosado, es decir, a un aumento del dosado y por tanto de combustible, no aumenta tanto la presión debido al deterioro de la mezcla y por ello la combustión empeora y el consumo aumenta más en relación al aumento de presión obtenida, como se ve reflejado en la **Figura 15**.

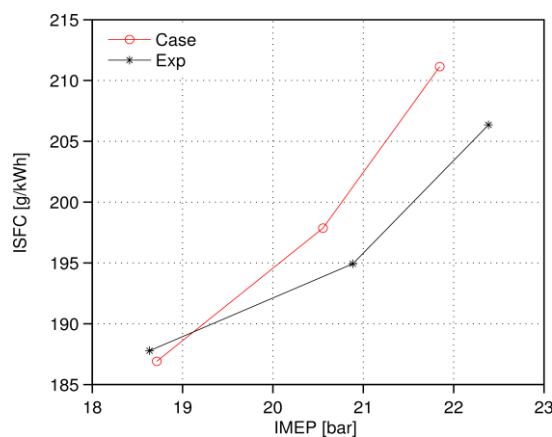


Figura 15: Relación entre IMEP y ISFC.

4.1.3 Aspectos físicos

Realizar cálculos a través del programa de simulación posee muchas ventajas como se ha comentado anteriormente, pero hay que comprobar que los resultados obtenidos se puedan dar en la vida real ya que este programa no posee limitaciones físicas que lo limiten.

Una vez finalizados los cálculos, ha de comprobarse la temperatura máxima alcanzada ya que físicamente se tiene una temperatura límite para no deformar el material que forma el instrumento ensayado, en este caso el motor y también que la

presión obtenida no supere la presión máxima capaz de soportar el motor de investigación.

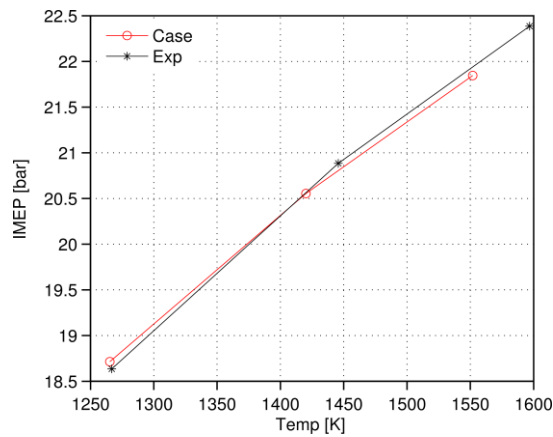


Figura 16: Relación entre la Temperatura e IMEP.

En la **Figura 16** se analiza la Temperatura y presión obtenida en la simulación frente a la medida en el ensayo experimental. En este caso, tanto las presiones como las temperaturas son similares, pero en el caso más crítico con la temperatura y presión más elevada, en la simulación se han calculado valores inferiores, por lo que no supondría ningún problema físico para nuestro sistema, ya que no lo deformaría ni se vería dañado al implementar el ensayo realizado en la simulación en nuestro motor de investigación.

4.2 Análisis de máximo par

4.2.1 Validación modelo CFD

Una vez el modelo de máxima potencia está calibrado, se ha decidido realizar el estudio del punto de máximo par, dentro de todo el mapa motor a alta carga, para comprobar que empleando el mismo modelo calibrado, las tendencias en este punto se siguen cumpliendo y que el modelo es válido para cualquier punto de alta carga.

En el punto de máximo par, a diferencia del punto de máxima potencia, tenemos dos inyecciones, una piloto en la cual se inyecta una pequeña cantidad de combustible para aumentar la temperatura y la presión de la cámara de combustión antes de la inyección principal.

Igual que en el procedimiento de la calibración de 3750 rpm, se han analizado un estudio en tres casos diferentes variando el dosado de los mismos, para corroborar que las tendencias experimentales y de la simulación son iguales. A continuación, en **Tabla 5** se detallarán las características de los casos estudiados:

Velocidad [rpm]	masa inj. [mg]	IMEP [bar]	Tadm [K]	Sol [CAD]	Pil Sol [CAD]	Princ Fr [-]
2500	46.98	24.10	384.22	-21.70	-11.20	0.75
2500	52.76	25.80	386.33	-21.70	-11.20	0.85
2500	58.98	26.78	383.54	-21.60	-11.10	0.95

Tabla 5: Datos característicos de los puntos a modelar en máximo par.

A continuación se va a analizar las tendencias calculadas en función del dosado, ya que este es el parámetro que variará en el estudio del punto de máximo par, para corroborar que el modelo es válido para dicho punto.

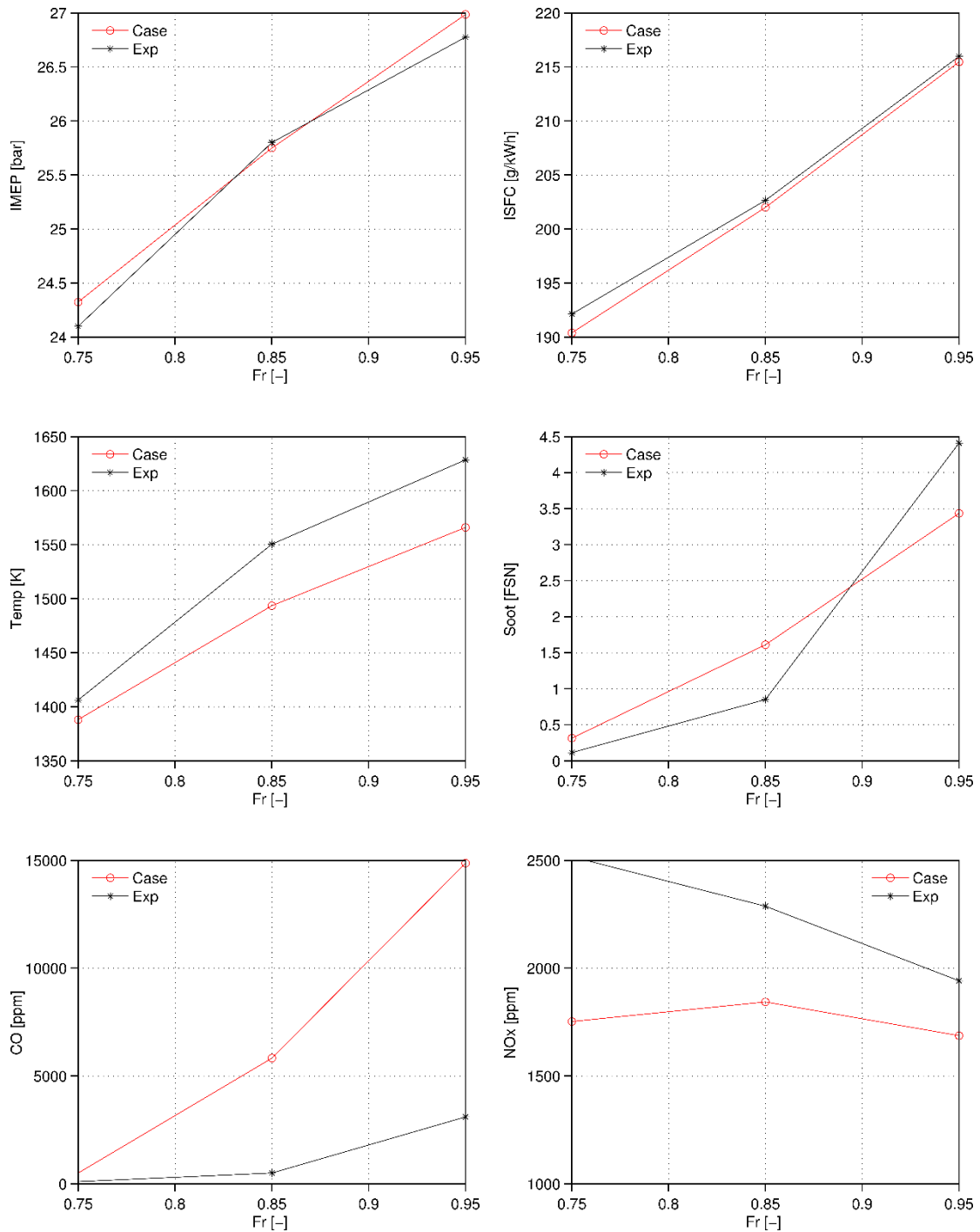


Figura 17: Resultados de tendencias de máximo par CFD frente experimental.

En la **Figura 17** donde se aprecian las tendencias de presión, consumo y temperatura, aplicando el modelo de 3750, se han obtenido unas tendencias similares a las experimentales. Se puede ver un mínimo cruce de tendencias en la presión, pero al ser un cruce mínimo, se puede dar por válido el modelo.

En lo referente a las tendencias de emisiones, destaca claramente la falta de sensibilidad en el Soot ya que la tendencia de la simulación rompe con la obtenida experimentalmente. El resto de emisiones, puede ser más o menos sensible el modelo, pero no se cruzan las tendencias obtenidas con las medidas experimentalmente. Pero, al tratarse de un punto de alta carga, no son tendencias tan influyentes a la hora de validar un modelo, por lo que se puede considerar que el modelo de máxima potencia es válido para máximo par.

Visto que el modelo reproduce de forma aceptable las tendencias experimentales ha de estudiarse si dicho modelo es capaz de simular de forma eficiente lo sucedido en el interior de la cámara de combustión a lo largo del proceso, para ello vamos a analizar, como en anteriormente el caso con un menor y mayor dosado.

En primer lugar se va a analizar el modelo con menor dosado de los simulados a través del CFD:

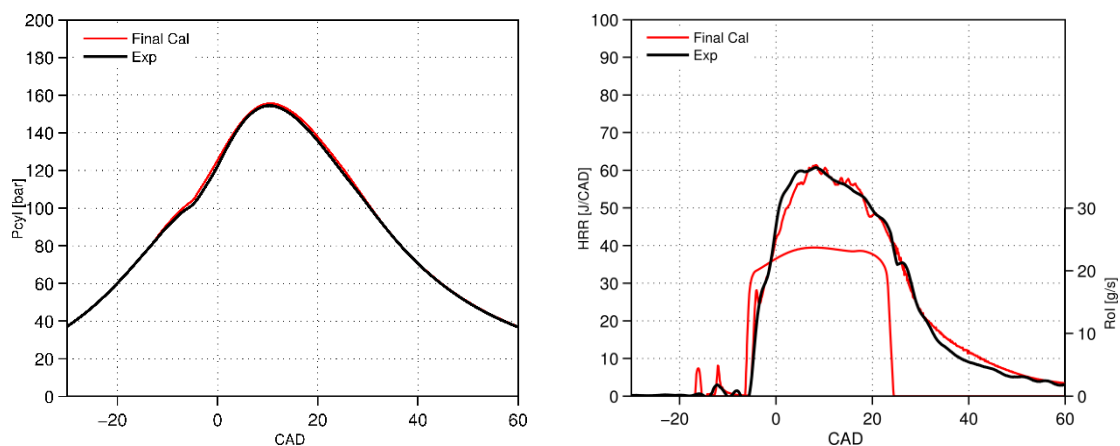


Figura 18: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) CFD frente experimental.

En la **Figura 18** donde se muestra la presión a lo largo del cilindro, no se reproduce de forma tan precisa como en el caso de máxima potencia, pero se trata de un error mínimo ya que la simula de forma casi precisa y en lo referente a la liberación de calor, la simulación es capaz de obtener de forma bastante óptima lo que sucede en la combustión del proceso ya que la energía liberada es la prácticamente la misma simulada como experimental.

También, en la **Tabla 6** se han recopilado los valores más significativos del estudio como presión, consumo y emisiones.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
Exp.	24.10	192.13	100.00	2516.95	0.12	89.39
CFD	24.32	190.40	503.65	1752.63	0.31	93.22

Tabla 6: Principales resultados numéricos CFD frente experimental.

Los parámetros simulados mediante el modelo empleado de máxima potencia representan de forma correcta el proceso de combustión ya que la presión y el consumo, que como se ha comentado en ocasiones anteriores son los resultados más significativos a alta carga, son valores muy aproximados a los experimentales. Sin embargo, el modelo mantiene las dificultades en las emisiones NO_x de igual forma que en el caso de 3750 rpm.

Por último, se comprobará el modelo cuando se simula un caso de máximo par con el dosado más elevado, para corroborar la validez del modelo empleado.

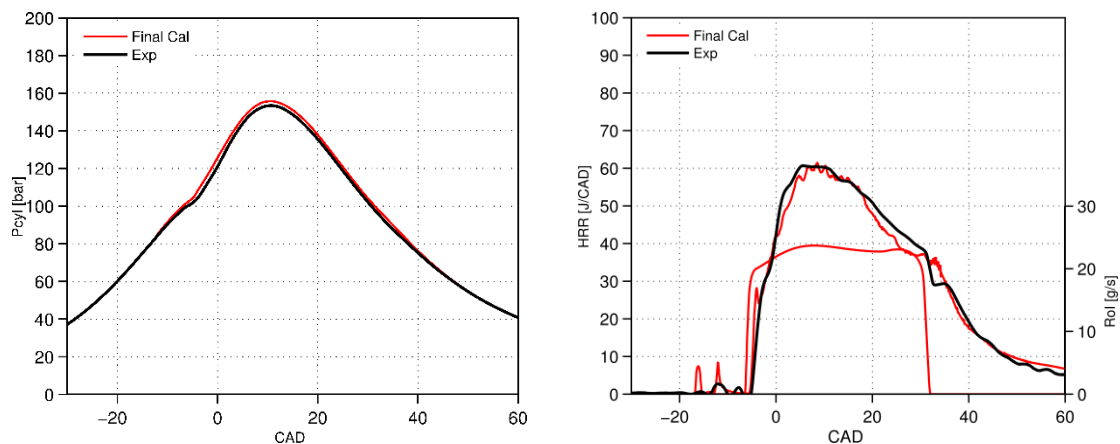


Figura 19: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) CFD frente experimental.

Por último, en el punto de máximo dosado, el modelo empleado no es capaz de calcular exactamente lo sucedido en el interior del cilindro del motor de investigación en cuanto a presión se refiere, como se ve reflejado en la **Figura 19**, pero debido al poco error de cálculo y que el modelo es válido para el resto de puntos tanto en máximo par como máxima potencia, y además, la liberación de calor es simulada de forma correcta, siendo la energía liberada prácticamente la misma, el modelo de calibración es aceptado como válido.

Una vez visto que en este punto de máximo dosado a 2500 rpm es donde mayores dificultades está presentando el modelo, se va a realizar una comparación numérica de los valores significativos:

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
Exp.	26.77	215.98	3100.00	1941.30	4.41	89.50
CFD	26.98	215.46	14868.25	1687.07	3.43	94.62

Tabla 7: Principales resultados numéricos CFD frente experimental.

Como se refleja en la **Tabla 7** los valores característicos de carga alta como, son la presión y el consumo, están calculados por el CFD de forma que se aproximan de forma muy óptima los valores experimentales siendo prácticamente iguales. En lo referente a las emisiones, se puede afirmar que el modelo no es del todo correcto, sobre todo en el CO, como sucedía de forma idéntica en el caso de máximo dosado en máxima potencia.

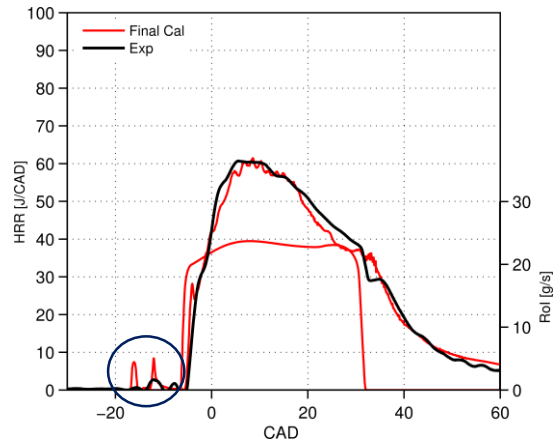
En definitiva, tras aplicar el modelo calibrado en el punto de máxima potencia e implementarlo en el punto de máximo par, cabe destacar que éste es capaz de simular y reproducir de forma correcta, con una incertidumbre de un 1% aproximadamente en los puntos significativos de carga alta como son presión y consumo. Sin embargo, los resultados a nivel de emisiones en CFD, sobretodo en CO, no son del todo representativos en comparación con los experimentales.

4.2.2 Análisis fundamental

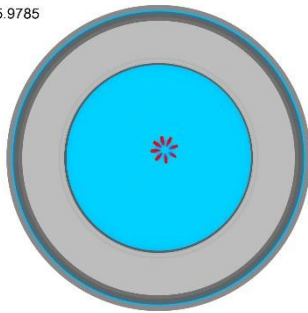
Ahora que el modelo es válido para el nuevo punto de operación seleccionado y por lo tanto, la simulación de lo ocurrido a lo largo del proceso en la cámara de combustión es correcta, ha de analizar el comportamiento del fluido para ver si los fenómenos destacados anteriormente se siguen produciendo o el combustible adquiere otro comportamiento.

Como sucedía en el anterior punto de operación, los casos de mayor y menor dosado, en términos de liberación de calor, se comportan de forma similar como se observan en la **Figura 18** y **Figura 19** por lo que se va a realizar el análisis basado en el caso de mayor dosado asumiendo el mismo comportamiento en ambos casos, igual que se plantea en el anterior caso.

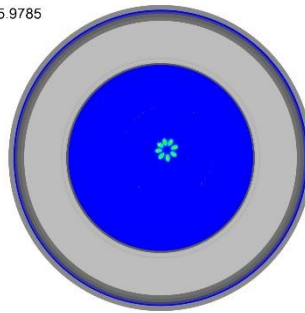
La primera diferencia respecto al punto de operación en 3750 rpm, es que se presenta la necesidad de una inyección piloto.



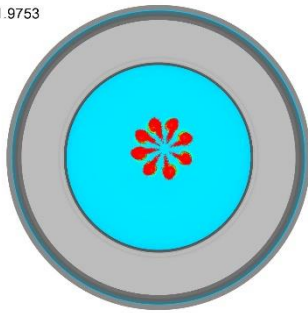
Crank_angle = -15.9785



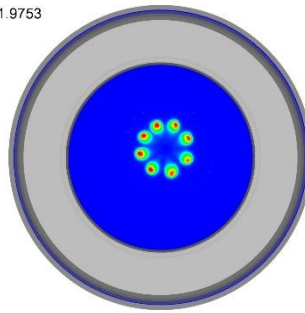
Crank_angle = -15.9785



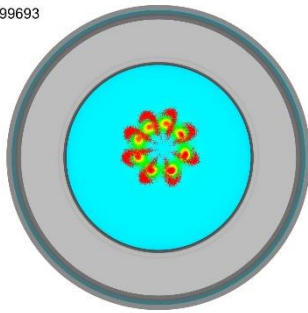
Crank_angle = -11.9753



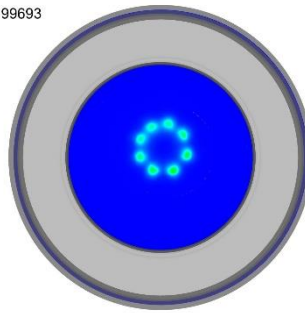
Crank_angle = -11.9753



Crank_angle = -7.99693



Crank_angle = -7.99693



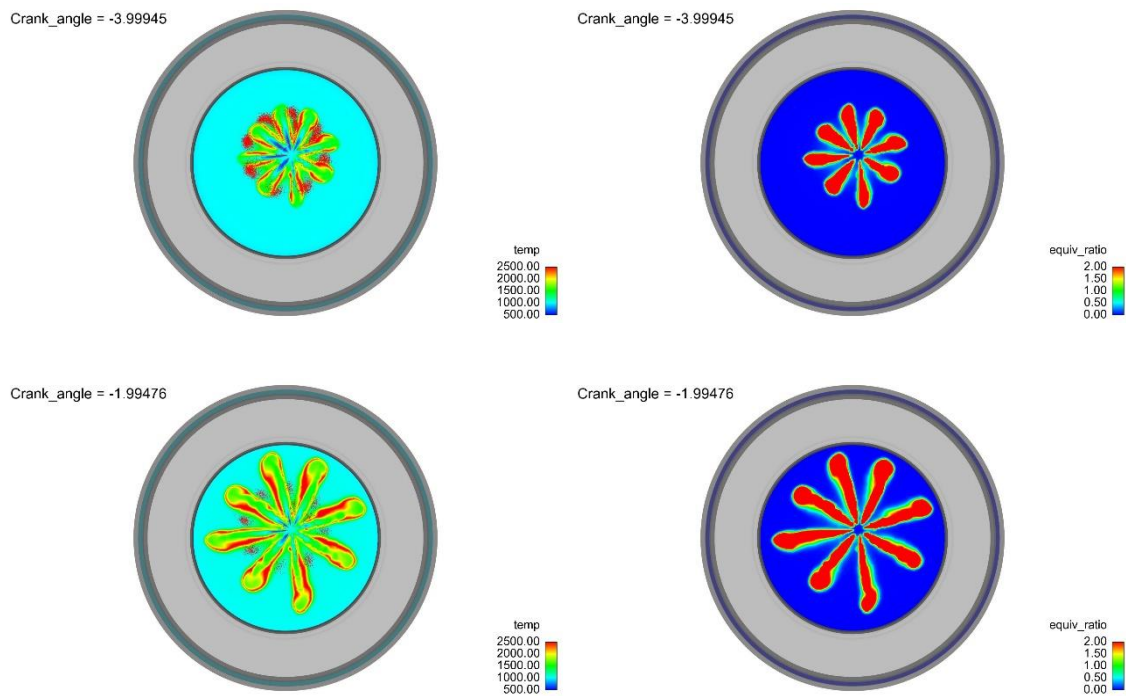
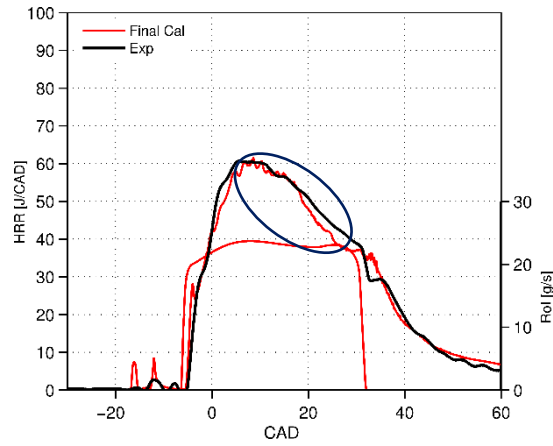


Figura 20: Representación influencia inyección piloto mediante Temperatura (izda) y dosado (drcha)

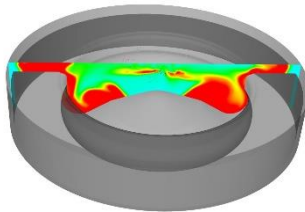
Como se observa en las imágenes de la **Figura 20**, se inyecta una pequeña cantidad de masa en la inyección piloto lo cual libera una pequeña cantidad de energía y esto provoca no tener el pico de liberación de calor cuando se inyecta la principal, como sucedía en el caso analizado en el capítulo 4, ya que se ha aumentado la temperatura y la presión, además de inyectar el chorro de la principal en una zona caliente lo que facilita su combustión.

El principal objetivo a lograr con esta inyección piloto es disminuir el alto incremento de presión que se produce cuando se inyecta una gran cantidad de masa de combustible en una cámara de combustión a baja temperatura, ya que la masa que se autoenciende al mismo tiempo es mayor y esto produce dicho fenómeno, lo que se traduce en ruido y a través de la inyección piloto es reducido de forma considerable.

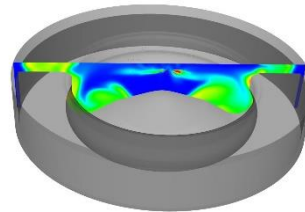
En la segunda parte del análisis fundamental de la liberación de calor se tratará de comprender el comportamiento del fluido en el interior de la cámara y su combustión.



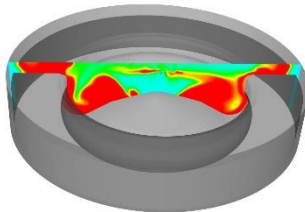
Crank_angle = 16.0035



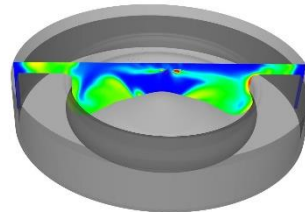
Crank_angle = 16.0035



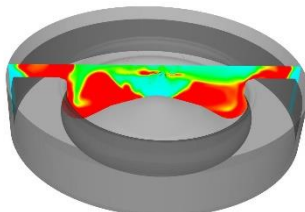
Crank_angle = 18.0023



Crank_angle = 18.0023



Crank_angle = 20.0013



Crank_angle = 20.0013

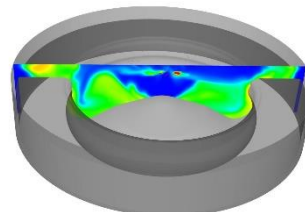


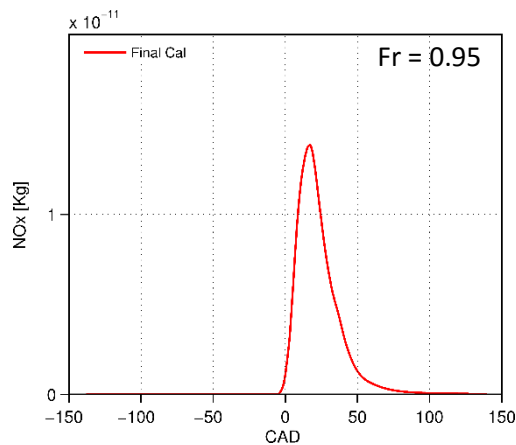
Figura 21: Representación gráfica del proceso de combustión.

En la **Figura 21**, se observa que la combustión se da en la pared del cilindro lo cual la retiene y esto se ve reflejado en la caída de la energía liberada en el proceso. Este

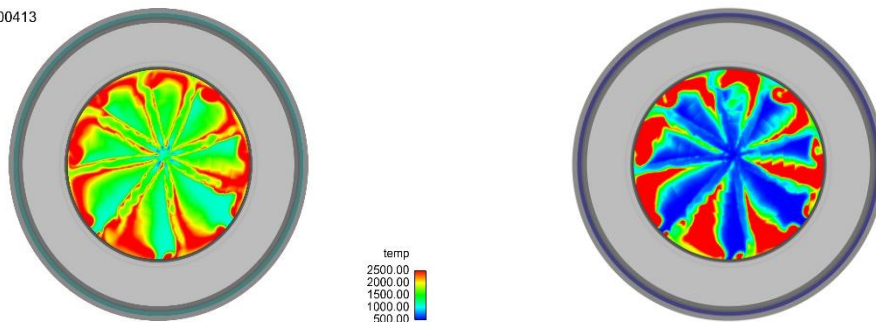
fenómeno es común en todos los procesos, tanto en los calculados en máximo par como en los vistos anteriormente en máxima potencia, como se ha analizado en el capítulo anterior. Otra diferencia que se observa es que los chorros no interactúan entre sí en este caso por lo que la combustión es más rápida y es simulada de forma más próxima a la experimental.

Por último, se han de comprender y estudiar el proceso de formación de emisiones a lo largo del proceso de combustión. Si analizamos las gráficas de tendencias, se observa que en todos los puntos el nivel de formación de NO_x es considerablemente similar, por lo que se va a realizar un estudio únicamente en un punto, asumiendo que, en todos, dicho proceso va a ser igual. En cambio, a nivel de Soot y CO el comportamiento del proceso de cambia radicalmente, por lo que se estudiará tanto a máximo dosado como a mínimo dosado.

El proceso de formación de NO_x en el caso de mayor dosado es el siguiente:



Crank_angle = 6.00413



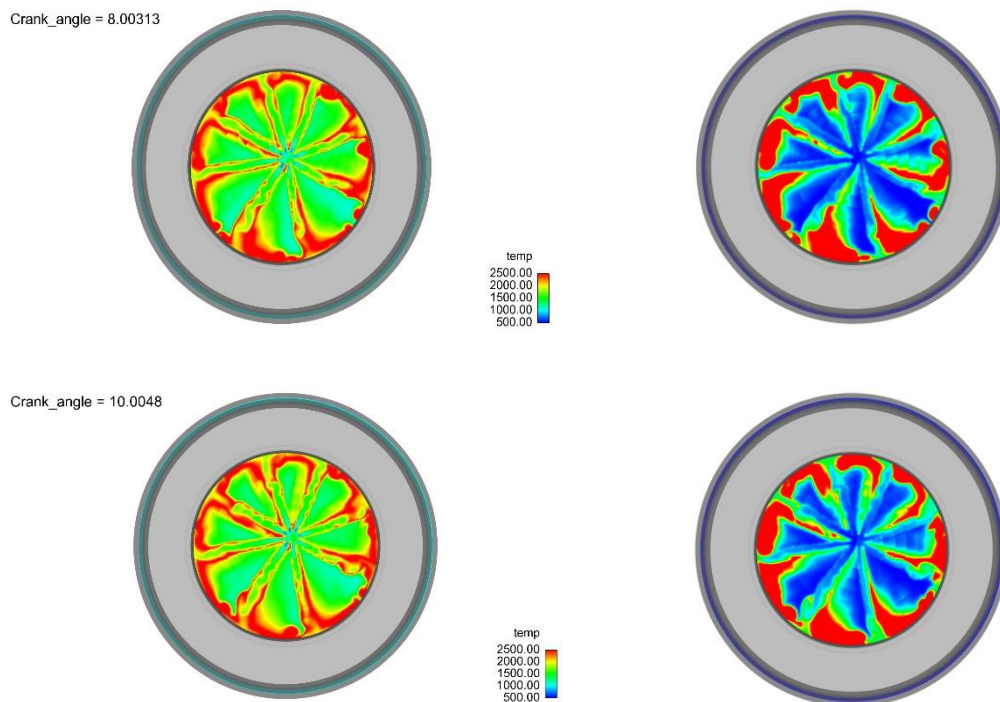


Figura 22: Proceso de formación de emisiones NO_x. Temperatura (drcha.) – NO_x (Izda).

La formación de NO_x tiene lugar en las zonas de altas temperaturas cuando reacciona el oxígeno con el nitrógeno, como se ha explicado anteriormente. Esta formación tiene lugar alrededor del chorro y en las zonas más calientes como se aprecia en la **Figura 22**.

También cabe destacar, que si comparamos este caso con el de máxima potencia, es notable la diferencia de emisiones formadas, es decir, como se había visto a nivel numérico, se aprecia una mayor cantidad de NO_x formados en este caso.

Una vez comprendida la formación de NO_x, se va a analizar la formación de Soot y monóxido de carbono en el proceso. Como se observa numéricamente y a través de las tendencias, el dosado empleado sí que posee una gran importancia a nivel de formación de dichos contaminantes, por lo que se comparará el caso de mayor dosado con el de mínimo dosado.

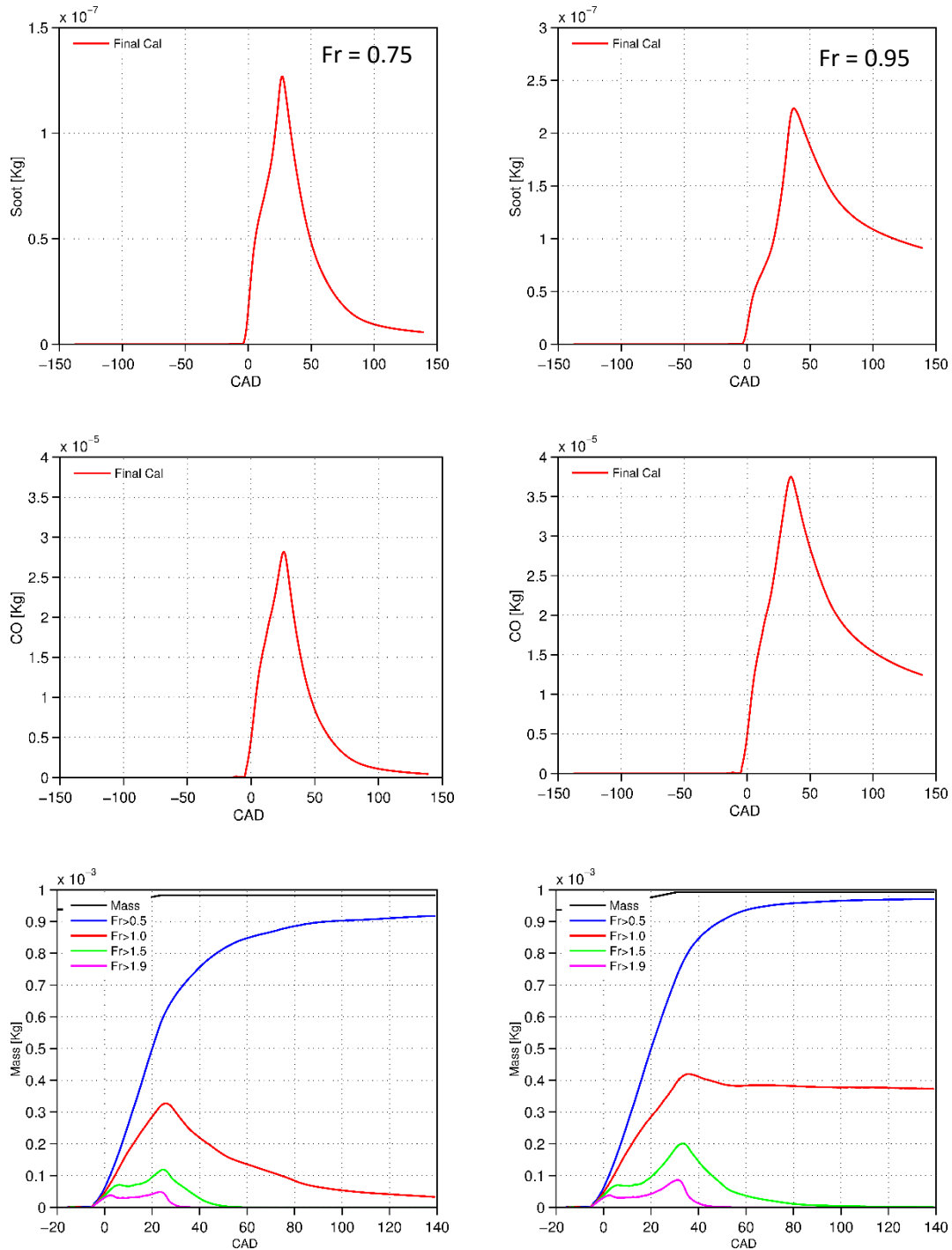
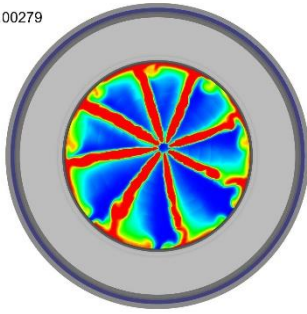


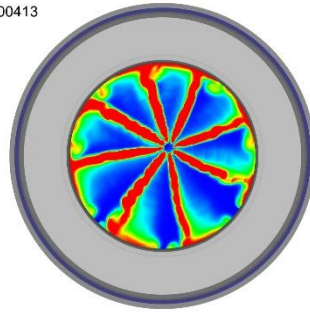
Figura 23: Proceso formación Soot (arriba), CO (medio) y fracción másica (abajo).

Como se había comentado y se ve reflejado en la **Figura 23**, el caso con un mayor dosado forma más contaminantes debido a que posee una mayor cantidad de masa con dosado rico y por tanto la mezcla tiene menos oxígeno y es más difícil reducir las emisiones en las zonas pobres. Este fenómeno también se producía en el caso anterior, donde la mayor cantidad de emisiones se daban en el caso con dosado más elevado.

Crank_angle = 6.00279

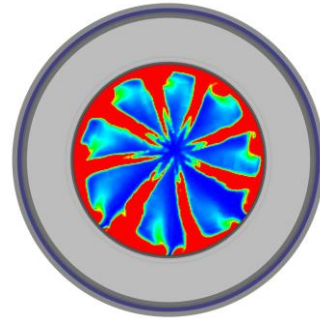
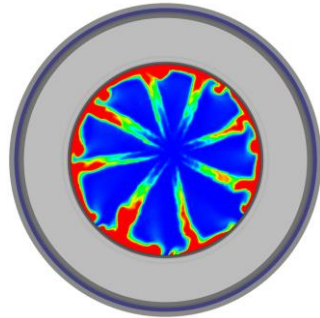


Crank_angle = 6.00413

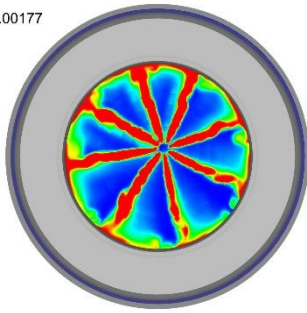


equiv_ratio
2.00
1.50
1.00
0.50
0.00

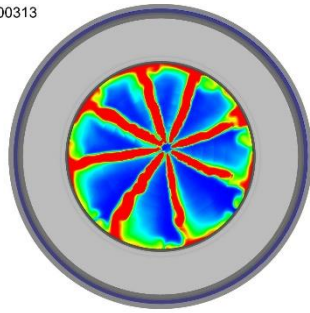
equiv_ratio
2.00
1.50
1.00
0.50
0.00



Crank_angle = 8.00177

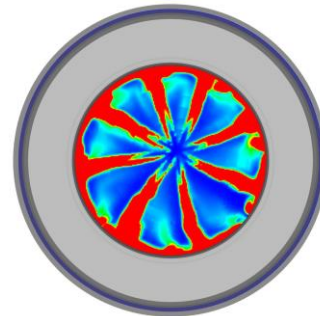
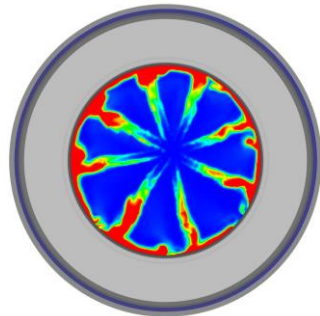


Crank_angle = 8.00313



equiv_ratio
2.00
1.50
1.00
0.50
0.00

equiv_ratio
2.00
1.50
1.00
0.50
0.00



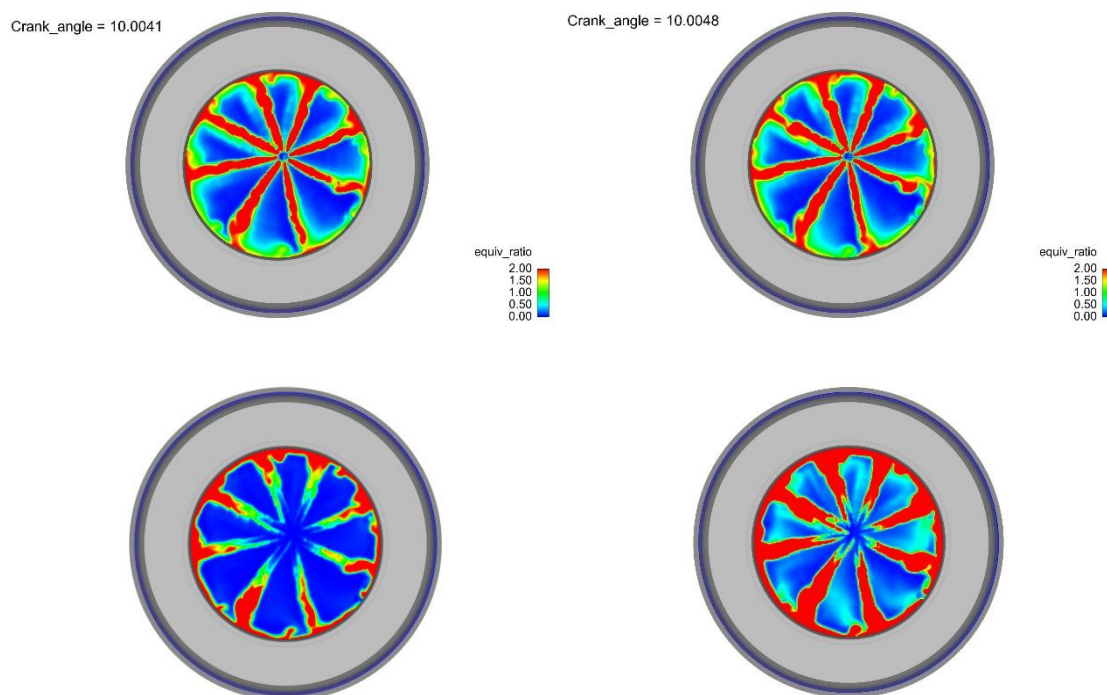


Figura 24: Representación formación de Soot con menor dosado (izda) y mayor dosado (drcha)
 Grupos de imágenes de 4: Temp menor dosado (arriba – izda), Soot menor dosado (abajo – izda),
 Temperatura mayor dosado (arriba – drcha.) y Soot mayor dosado (abajo – drcha).

Tras analizar las imágenes en la **Figura 24**, se llega a la conclusión de que el Soot se forma donde la mezcla es rica y por tanto hay un déficit de oxígeno. Como se había remarcado antes, el combustible se queda pegado a la pared durante la combustión, que es precisamente donde se forma el Soot en este caso. También cabe remarcar la mayor formación de Soot en mayor dosado de mezcla, ya que éste se forma en zonas ricas, las cuales se encuentran en mayor medida en el caso con un dosado mayor.

Ya que el monóxido de carbono, CO, tiene el mismo procedimiento de formación, es decir, se da en las zonas ricas con poco oxígeno a que no puede reducirse pasando a ser CO₂, el lugar de formación en la cámara de combustión será el mismo que en el Soot.

Si se compara el lugar de formación de las emisiones en el punto de máximo par y el de máxima potencia, se puede observar que tienen lugar los procesos en los mismos lugares, ya que al ser el mismo inyector y el mismo modelo, el combustible se comportará de forma semejante y dará pie a la formación de las emisiones en el mismo lugar en mayor o menor medida dependiendo de la composición del caso.

La última parte por analizar en el modelo es el consumo frente a la presión. Como se ha comentado en el capítulo anterior, el aumento de presión no es proporcional al consumo, ya que la combustión se deteriora. Si se compara los resultados entre ambos modelos, el resultado obtenido en máximo par es decir, este caso, el cálculo es más

favorable ya que obtenemos más presión con menos consumo, es decir tenemos una combustión con mayor rendimiento, sin embargo en el caso de máxima potencia, en comparación con la experimental, el consumo aumentaba una cantidad considerable con respecto al experimental tal y como se refleja en la **Figura 25**.

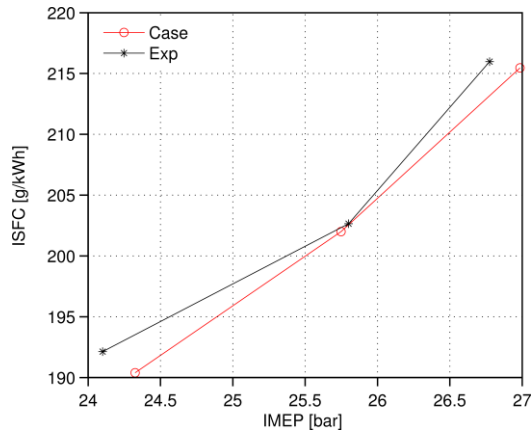


Figura 25: Relación entre IMEP y ISFC.

En resumen, una vez analizado el proceso de combustión y habiéndolo comparado frente al experimental y frente a los resultados del caso de máxima potencia, se puede afirmar que el modelo calibrado en máxima potencia e implementado en máximo par es completamente válido ya que reproduce de forma adecuada los ensayos experimentales planteados en la sala de ensayos previamente a la simulación CFD.

4.2.3 Aspectos físicos

Una vez comprendido el proceso de combustión de nuestro modelo y validado el modelo, por último ha de comprobarse que la simulación no calcula valores que físicamente no se puedan alcanzar experimentalmente y por tanto sea imposible llevar a la práctica lo desarrollado mediante la simulación CFD.

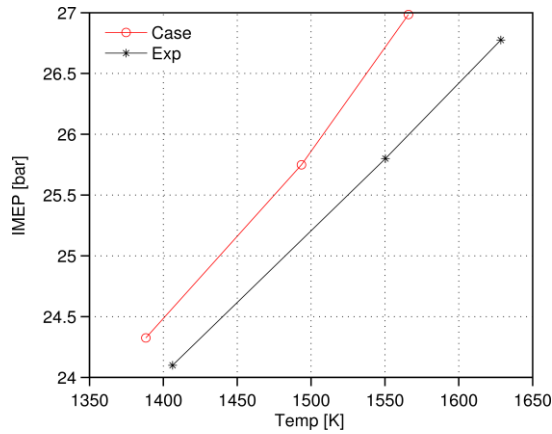


Figura 26: Relación entre la Temperatura e IMEP.

El cálculo realizado por el modelo en 2500 rpm es mínimamente superior en lo relacionado a presión como se deduce en la **Figura 26**. La Temperatura planteada no supone ningún problema para su implementación ya que siendo menor que la medida no puede perjudicar al sistema provocando deformaciones ni algún daño semejante a éste. Sin embargo la presión al ser ligeramente superior, habría que tenerla en cuenta. En este caso no sería una limitación obtenida, pero la tendencia es a obtener presiones mayores a las experimentales, por lo que sería recomendable observar la IMEP calculada, ya que podría ser que en algún momento diera un valor que no pueda ser implementado experimentalmente.

5. COMPARACIÓN DE TOBERAS

5.1 Introducción

Después de realizar el análisis detallado de los dos puntos de operación a carga alta, tanto el de máximo par como el de máximo rendimiento, con el fin de mejorar el rendimiento de la combustión, se ha implementado un estudio acerca de la influencia de un cambio de tobera en el proceso de estudio, viendo cómo afecta al proceso de combustión y a la formación de emisiones con el fin de mejorar la combustión y reducir los productos contaminantes.

Dicho estudio se ha llevado a cabo aplicando el mismo modelo validado anteriormente en los mismos puntos de operación con los mismos valores, conservando de forma lo más similar posible el gasto másico, y para ello ha sido necesario aumentar ligeramente la presión de inyección, pasando de 2000bar a 2350bar al cambiar de una tobera de 400cc/min a 360cc/min aplicando las siguientes fórmulas, la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernuilli:

$$\dot{m} = C_d \times \rho_f \times A_o \times u_{Bern}$$

$$u_{bern} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}}$$

Donde:

Término	Significado
\dot{m}	Gasto másico
C_d	Coficiente de descarga
ρ_f	Densidad del fluido
A_o	Área orificios
u_{Bern}	Velocidad del fluido
ΔP	Incremento de presión

5.2 Cambio tobera en máxima potencia

Para realizar el estudio del cambio de tobera, se ha simulado el cambio de una tobera de 400cc/min a 360cc/min empleando el mismo modelo de simulación validado anteriormente para ver la repercusión directa de la misma en el punto de máximo par, 2500 rpm, cambiando la presión de inyección, por lo que el resto de valores

característicos siguen siendo los reflejados en la **Tabla 2** excepto el *Sol* (*Start of injection*) de la inyección, tanto piloto como principal, que ha sido adelantado 1 CAD para ver qué impacto tiene ya que el gasto másico ha sido igualado.

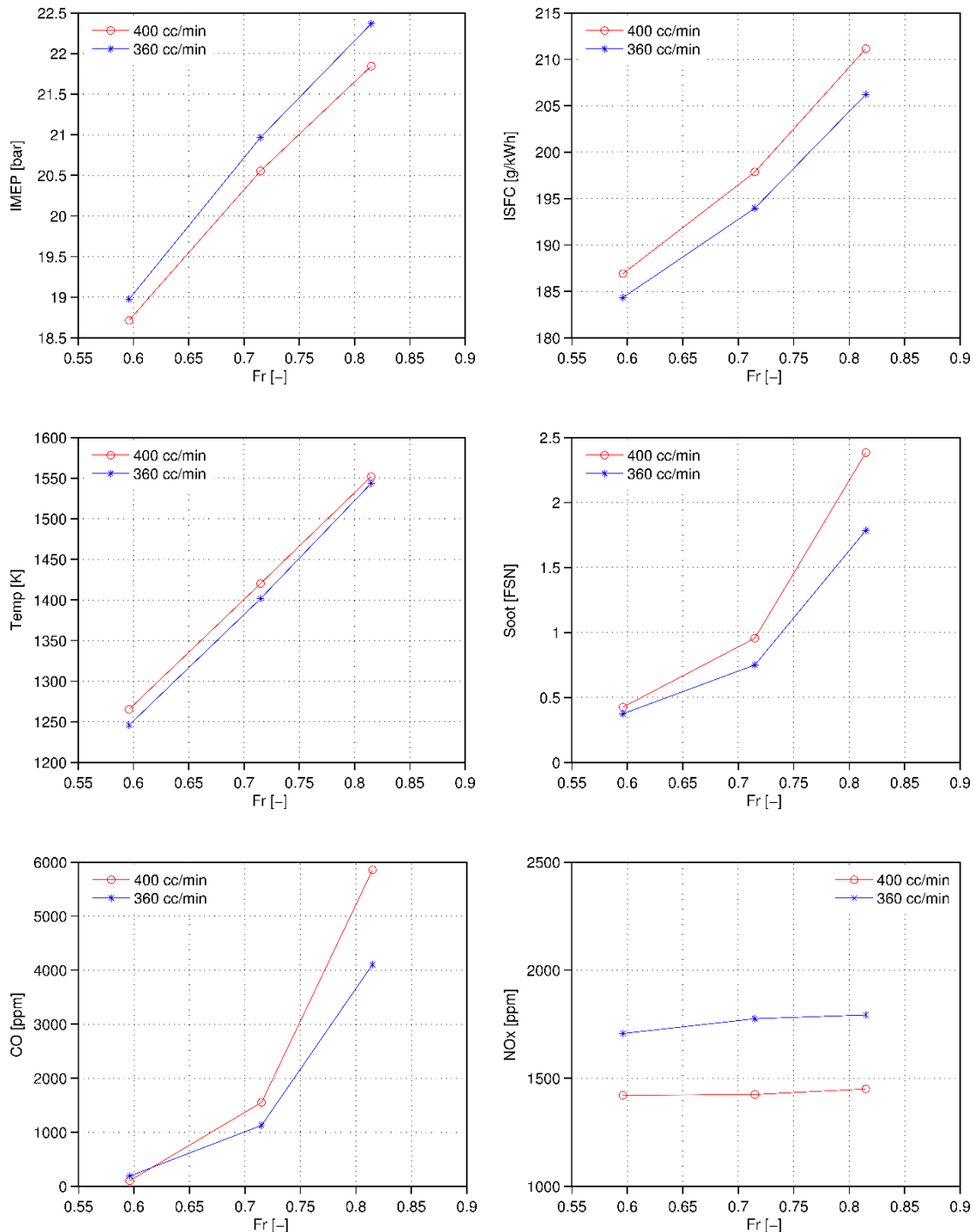


Figura 27: Resultados de tendencias de la tobera de 400 cc/min frente a la tobera de 360 cc/min.

Como se observa en las tendencias de la **Figura 27**, el haber adelantado el ángulo de inyección tiene un gran impacto en el sistema. Por ejemplo se observa un aumento de presión y disminuye el consumo. Cabe destacar que en respecto a las emisiones, es favorable el modelo con el *SoI* adelantado un grado, sin embargo el NO_x se ve aumentado en cierta medida.

Las tendencias se mantienen es decir, el modelo es sensible y mantiene las tendencias aumentando o disminuyendo igual que con la tobera antigua, pero se ven reflejados los efectos de la modificación realizada, a nivel de valores numéricos habiendo aumentado o disminuido, pero no rompiendo las tendencias marcadas por el modelo.

Una vez, el modelo mantiene las tendencias y se ve reflejado el efecto, se va a tratar de analizarlo particularmente mediante los casos en función del dosado. En primer lugar se va a realizar el análisis del caso con un menor dosado.

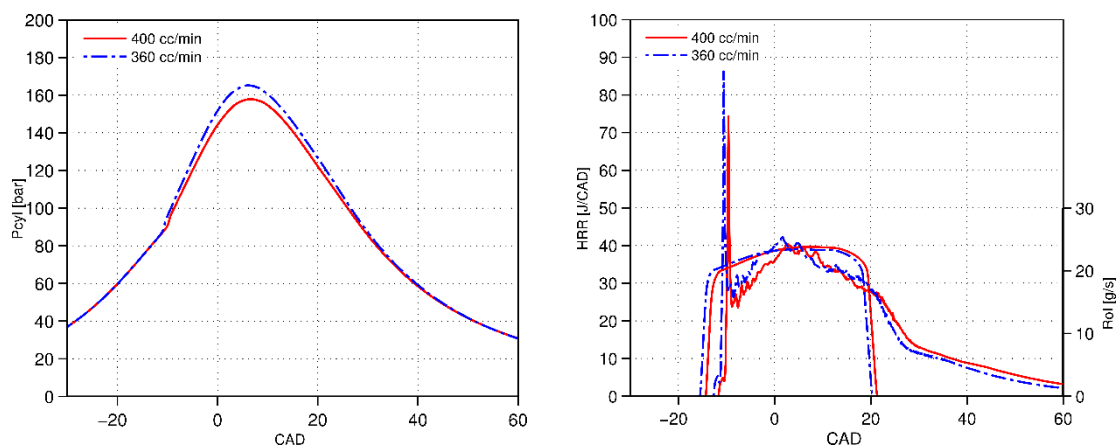


Figura 28: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) de la tobera 400 cc/min frente a la tobera 360 cc/min.

Como se observa en la **Figura 28** de la liberación de calor se observa claramente la modificación en la configuración llevada a cabo en el estudio, es decir, la liberación de calor en ambos casos es similar, excepto que al haberse inyectado un grado antes en la tobera de 360 cc/min y por lo tanto se ve reflejado la misma liberación de energía pero retrasada, por lo que se podría asumir que adelantar el *SoI* ligeramente no afecta a la cantidad de energía liberada. Sin embargo, en términos de presión, se ve claramente afectado ya que la presión aumenta considerablemente al empezar la combustión antes.

Para comprobar numéricamente la influencia de realizar dicha configuración, se adjunta la siguiente tabla:

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
400 cc/min	18.71	186.91	101.41	1421.18	0.42	96.38
360 cc/min	18.97	184.33	189.20	1706.59	0.37	97.26

Tabla 8: Principales resultados numéricos tobera 400 cc/min frente a tobera 360 cc/min.

Como se veía reflejado en las tendencias las diferencias en los parámetros característicos para carga alta (presión y consumo) los valores varían entorno al 1%, por lo que la diferencia es mínima, tal y como se observa en la **Tabla 8**. Hay que tener en cuenta la diferencia en cuanto a CO y NO_x, la tobera de 360 cc/min es superior dichas emisiones, pero no es un factor de gran repercusión en este punto de funcionamiento.

Siguiendo la tipografía de graficado hasta el momento en este capítulo, se va a analizar la cantidad de masa según el dosado y las emisiones producidas a lo largo de la combustión, siendo las líneas discontinuas la tobera de 360 cc/min y la continua 400 cc/min.

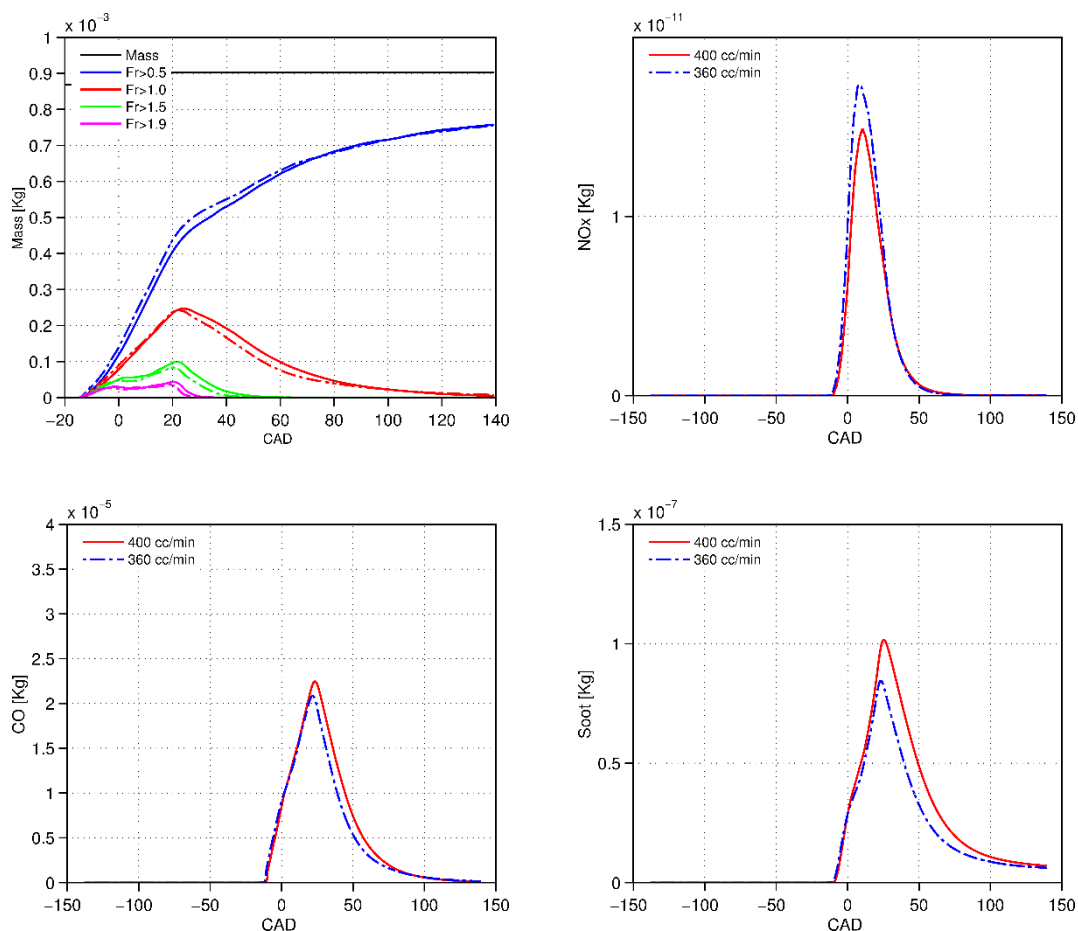


Figura 29: Resultados del modelo en términos de proceso de mezcla (arriba-izda), evolución de las emisiones de NO_x (arriba-dcha), de CO (abajo-izda) y de Soot (abajo-dcha).

Por lo que respecta a la **Figura 29** donde tenemos la cantidad de masa por dosado, se observa que la combustión realizada por la tobera 360 cc/min es mejor ya que la masa con dosados altos es menor y por lo tanto la cantidad de combustible por oxígeno es menor. Esto quiere decir que hay más cantidad de oxígeno, por lo que, como se ve reflejado en la formación de CO y Soot, esto favorecerá a la menor formación de estos contaminantes ya que favorece a la reducción de éstos.

Sin embargo como la combustión empieza antes y hay una mayor temperatura, y eso crea las condiciones óptimas para la formación de NO_x y por ello se refleja en una mayor formación en la tobera 360 cc/min con respecto a la de 400 cc/min.

Visto el efecto que tiene el adelantar un CAD con bajo dosado, se va a realizar el mismo estudio en el máximo dosado.

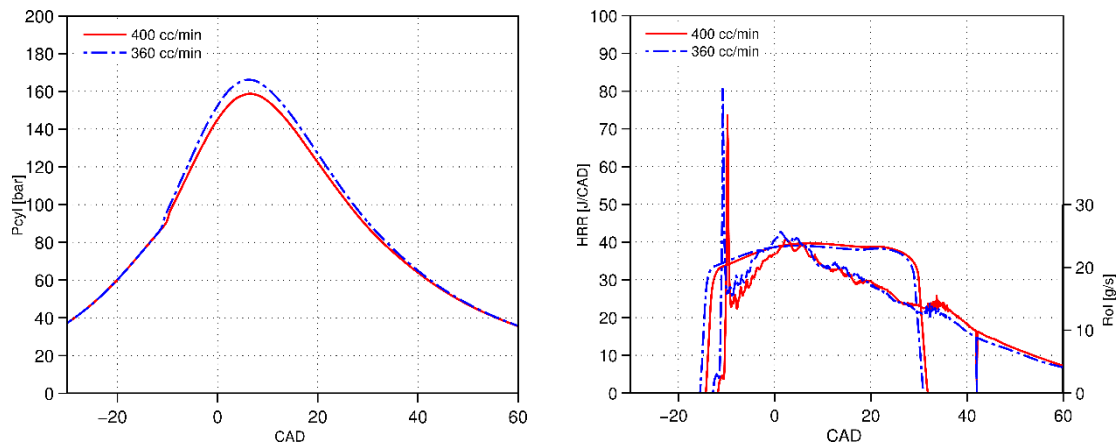


Figura 30: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) de la tobera 400 cc/min frente a la tobera 360 cc/min.

La **Figura 30** del caso de dosado más elevado es muy similares al caso calculado con mínimo dosado, por lo que se puede asumir que los fenómenos descritos anteriormente son válidos para este caso. La principal diferencia se da en la liberación de calor, donde aparentemente la cola de la liberación de calor es muy similar, por lo que aplicando lo comentado en anteriores capítulos, puede darse por el bloqueo de la combustión en la pared del cilindro, ya que ésta la limita.

Una vez comprendidos los fenómenos que suceden en el interior, se van a comparar numéricamente los resultados simulados.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
400 cc/min	21.85	211.14	5857.97	1450.50	2.38	97.06
360 cc/min	22.36	206.22	4105.42	1793.20	1.75	97.65

Tabla 9: Principales resultados numéricos tobera 400 cc/min frente a tobera 360 cc/min.

Los resultados obtenidos en la **Tabla 9** tras la simulación de ambos casos son similares en todos los aspectos, tanto en IMEP y consumo, en el cual es ligeramente más favorable la tobera de 360 cc/min, ya que posee un consumo menor, lo cual es interesante para el consumidor final. En lo que supone a las emisiones, hay ciertas diferencias en cuanto al Soot y CO el cual es más favorable en 360 cc/min pero en lo referido a NO_x es contrario. Estos efectos se estudiarán a continuación.

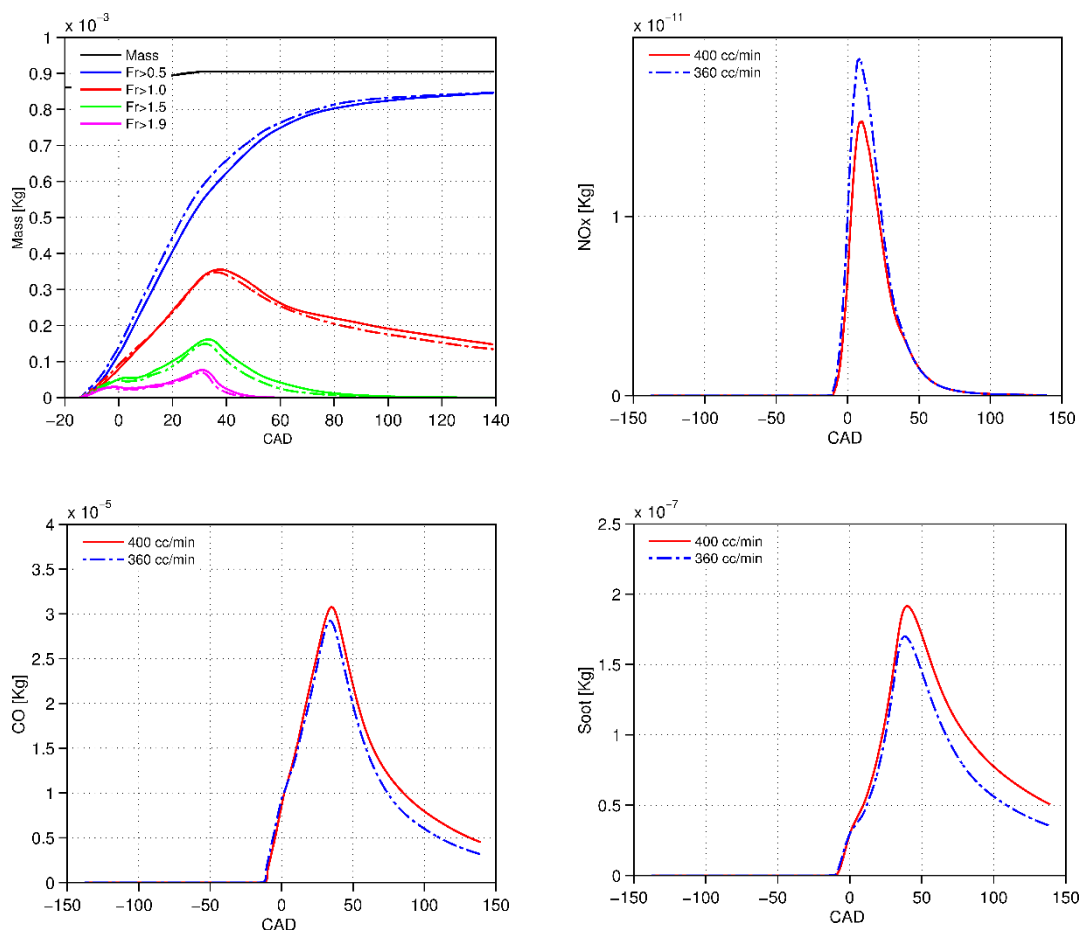


Figura 31: Resultados del modelo en términos de proceso de mezcla (arriba-izda), evolución de las emisiones de NO_x (arriba-dcha), de CO (abajo-izda) y de Soot (abajo-dcha).

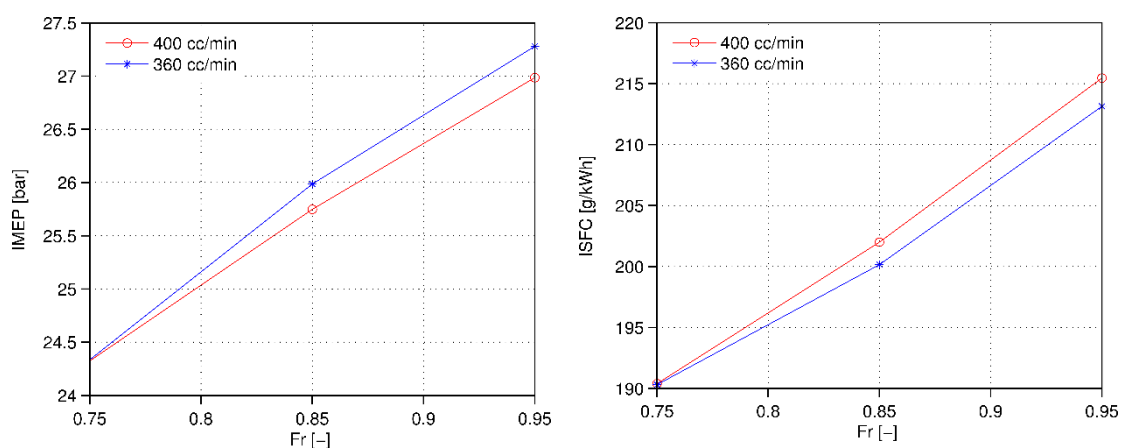
Teniendo en cuenta la masa en función del dosado, se observa en la **Figura 31** que en este caso con un mayor dosado, la tobera 360 cc/min realiza una mejor combustión por lo que la masa a mayor dosado es menor, es decir, hay menos combustible y más oxígeno, como en el caso anterior, por lo que las emisiones se volverán a ver afectadas como en el caso de menor dosado.

En resumen, realizar el cambio de tobera y adelantar un grado la inyección cumple el modelo calibrado con la anterior tobera de 400 cc/min. Esta modificación favorece al consumo y, además, al realizar una mejor combustión, favorece la formación de una menor cantidad de emisiones como CO y Soot, sin embargo, al tener una mayor temperatura, favorece la aparición de NO_x.

5.3 Cambio tobera máximo par

Al haber realizado el estudio a máxima potencia modificando el *SoI* de la inyección y verse claramente la dificultad que se surge para comparar los efectos del cambio directo de la tobera, ya que el adelantar la inyección repercute de forma directa en la combustión y por tanto no es sencillo distinguir el efecto del cambio de la tobera. Por ello, en el estudio del máximo par, se ha decidido realizarlo empleando las mismas características marcadas en la **Tabla 5**, exceptuando la presión de inyección ya que se busca mantener constante el gasto másico, como se ha explicado anteriormente.

En primer lugar se va a comprobar que el modelo mantiene las tendencias y es sensible al cambio de la tobera.



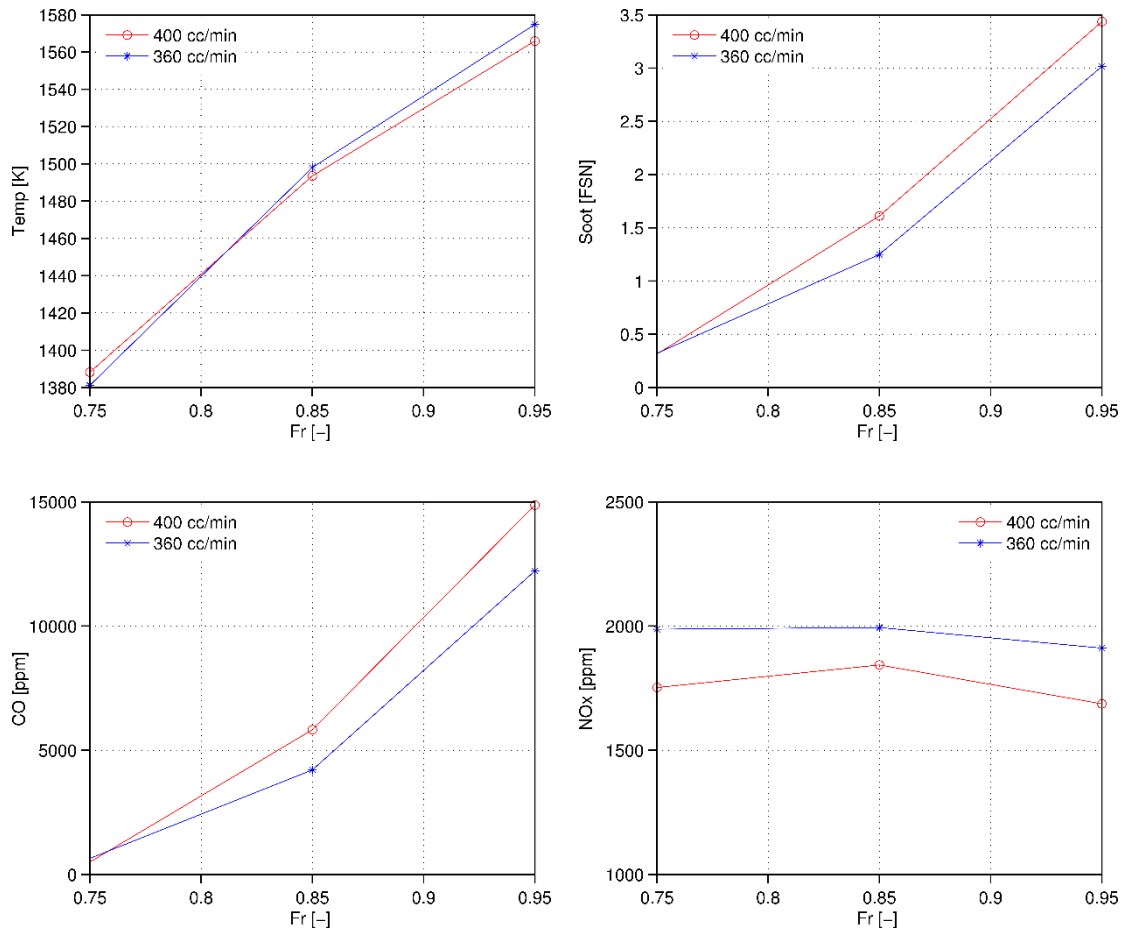


Figura 32: Resultados de tendencias de la tobera de 400 cc/min frente a la tobera de 360 cc/min.

Como se observa en las gráficas de la **Figura 32** las tendencias de ambas toberas empleando el mismo modelo de calibración es similar. Las tendencias de la tobera de 360 cc/min coinciden con las del modelo en 400 cc/min exceptuando en la temperatura, la cual se cruza cuando el caso tiene un dosado bajo. El resto de parámetros adquieren unos valores similares, siendo las diferencias no superiores al 1% en términos de presión y consumo. Analizando los resultados grosso modo se podría aceptar que el cambio de tobera no tiene un efecto significativo, ya que reproduce las mismas tendencias prácticamente.

Para comprobar la importancia en el cambio de la tobera, se va a realizar un análisis más en detalle los puntos con mayor dosado y menor.

En primer lugar se va a proceder al análisis de los casos con menor dosado.

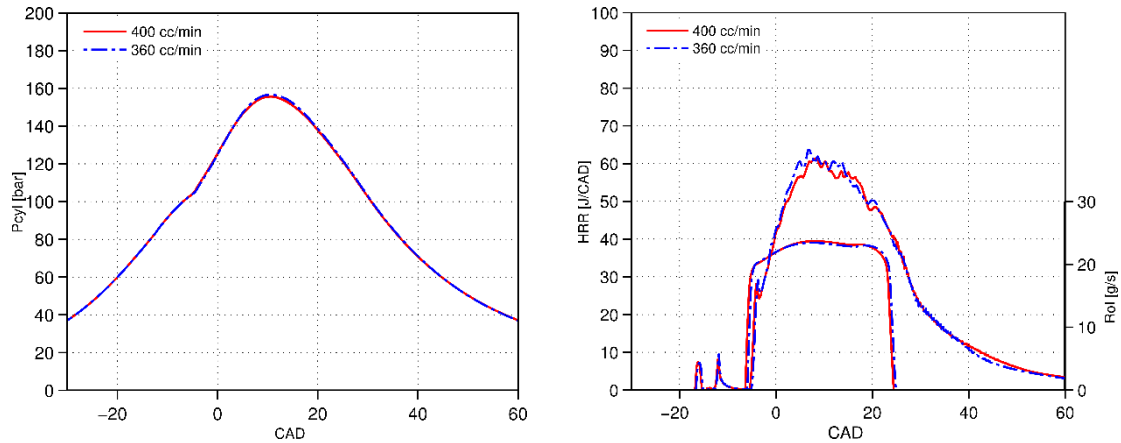


Figura 33: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) de la tobera 400 cc/min frente a la tobera 360 cc/min.

Como se apreciaba en las tendencias la tobera no tiene un impacto significativo al menos a nivel de presión y liberación de calor, como se aprecia en la **Figura 33**. Si bien es cierto que se aprecia una ligera diferencia en cuanto a la energía liberada, pero al ser tan pequeña, se podría decir que la liberación de calor es igual en ambas toberas.

Dado que gráficamente es muy difícil apreciar las diferencias entre ambas toberas, se va a realizar una comparación de valores numéricos.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
400 cc/min	24.32	190.40	503.65	1752.63	0.31	93.22
360 cc/min	24.33	190.31	646.09	1986.80	0.32	93.44

Tabla 10: Principales resultados numéricos tobera 400 cc/min frente a tobera 360 cc/min.

Como se observa en la **Tabla 10** la diferencia entre las toberas es mínima, sobre todo en los parámetros importantes en carga alta, como son la presión y el consumo. Si se analiza con más detalle las emisiones, los NO_x y las emisiones de CO son un poco superiores en cuanto a la tobera de 400 cc/min, pero diferencias mínimas las cuales no tienen gran repercusión a la hora de asumir el poco impacto que produce el cambio de tobera.

El último paso para comparar la influencia de la tobera en el caso de menor dosado a máximo par, es comparar la formación de emisiones a lo largo del proceso simulado en CFD.

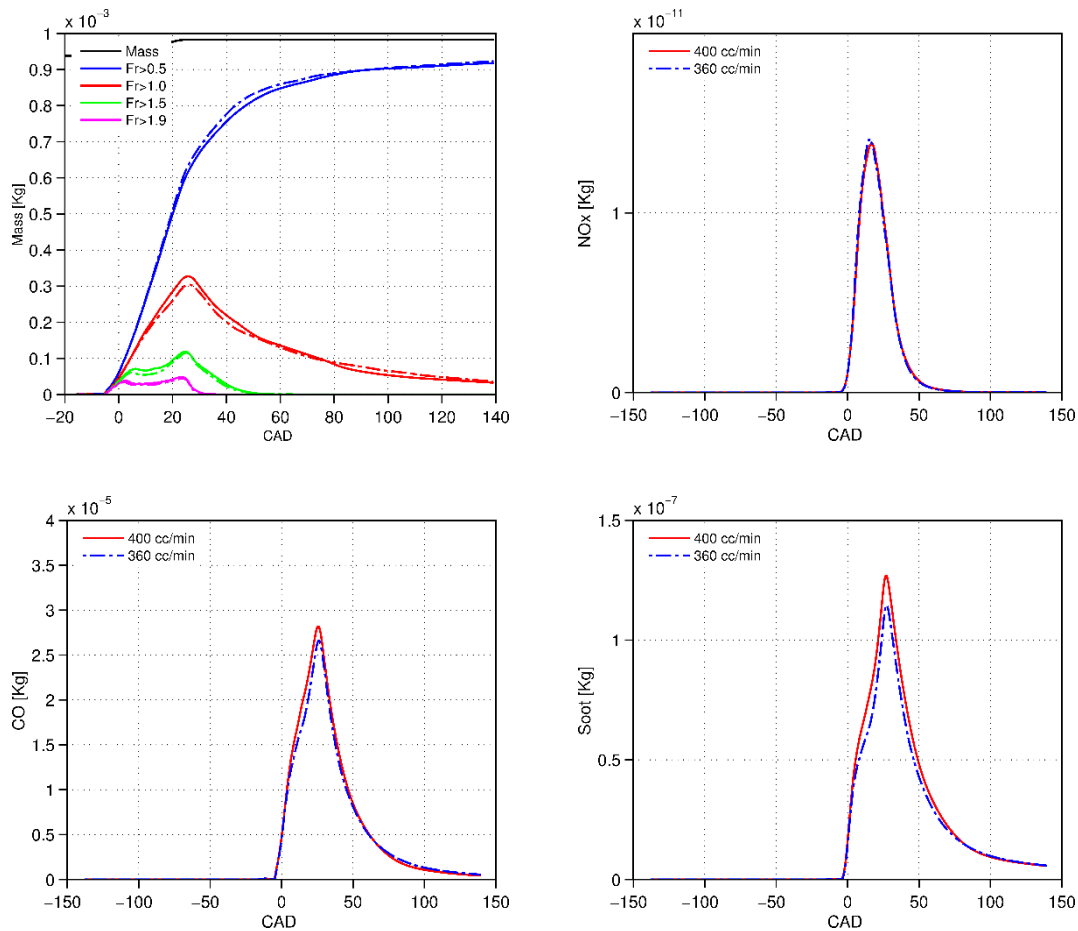


Figura 34: Resultados del modelo en términos de proceso de mezcla (arriba-izda), evolución de las emisiones de NO_x (arriba-dcha), de CO (abajo-izda) y de Soot (abajo-dcha).

A lo largo del proceso simulado, el proceso de mezcla es muy similar, por lo tanto la formación de emisiones es prácticamente idéntica. Cabe destacar el Soot, ya que en la tobera de 400 cc/min se distingue una ligera cantidad de formación mayor. Esto se produce ya que la tobera de 360 cc/min mezcla mejor por el incremento del flujo de mezcla introducido por el chorro y por tanto se produce una mejor combustión habiendo así una menor cantidad de zonas ricas en dosado y por tanto se disminuye la formación de Soot y CO. Sin embargo, al producirse una mezcla más rápida y con mayor temperatura, se aprecia un ligero aumento en la formación de NO_x como se aprecia en la **Figura 34**.

Una vez analizado el caso a baja carga, se procederá al estudio del punto de máximo par con el dosado más alto.

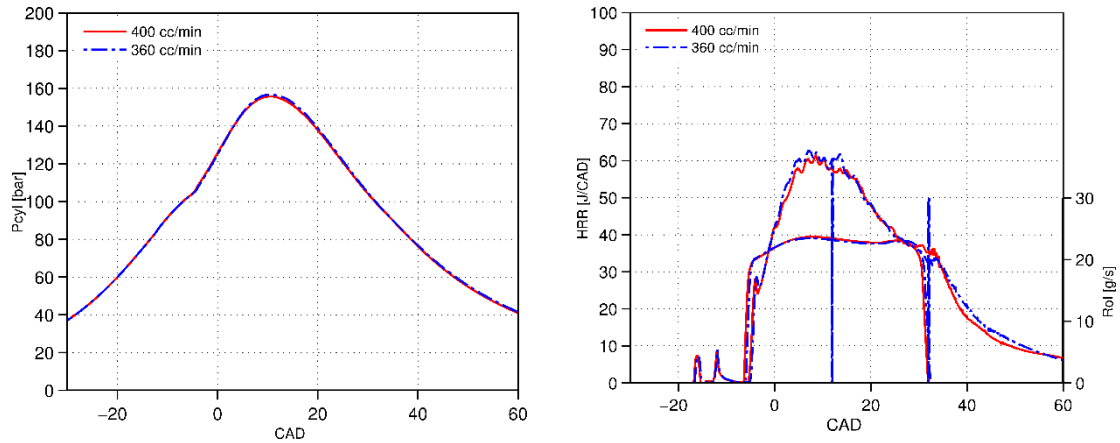


Figura 35: Perfil de presión (izda) y liberación de calor (drcha) de la tobera 400 cc/min frente a la tobera 360 cc/min.

Igual que sucede en el caso de bajo dosado, tanto la presión como la liberación de calor no se ven afectadas por el cambio de tobera, como se aprecia en la **Figura 35**.

Tras visualizar la simulación de la presión y la liberación de calor en interior del cilindro, el resultado del proceso es prácticamente igual, se analizará los resultados numéricos.

	IMEP [bar]	ISFC [g/kWh]	CO [ppm]	NOx [ppm]	Soot [FSN]	Noise [dB]
400 cc/min	26.98	215.46	14868.25	1687.07	3.43	94.62
360 cc/min	27.28	213.13	12218.24	1911.30	3.01	94.79

Tabla 11: Principales resultados numéricos tobera 400 cc/min frente a tobera 360 cc/min.

Como se aprecia en la **Tabla 11**, aunque la diferencia es pequeña, se observa como al reducir el tamaño del diámetro de la tobera, en el caso con mayor dosado, la IMEP aumenta y el consumo disminuye. También se refleja en la tabla una variación en términos de emisiones los cuales se analizarán más adelante.

En última instancia se va a proceder a analizar la formación de las emisiones a lo largo del ciclo simulado.

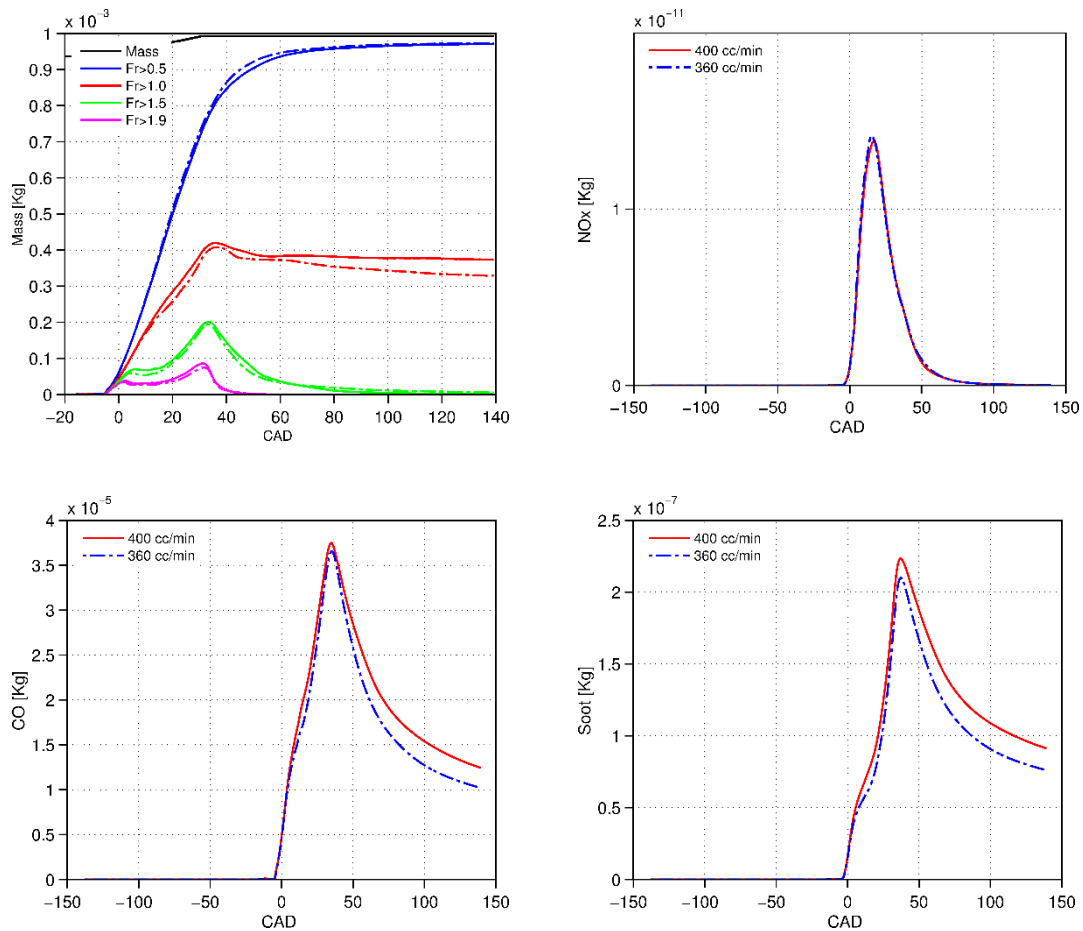


Figura 36: Resultados del modelo en términos de proceso de mezcla (arriba-izda), evolución de las emisiones de NOx (arriba-dcha), de CO (abajo-izda) y de Soot (abajo-dcha).

Como se aprecia en la **Figura 36**, en este proceso sucede lo mismo que en analizado a bajo dosado. En la tobera de 360 cc/min se mezcla mejor produciendo una menor cantidad de zonas ricas lo cual favorece la reducción de Soot y CO. En cambio, debido a la combustión rápida y con una mayor temperatura, se facilita la formación de NO_x.

En resumen, el sustituir una tobera manteniendo constante el gasto másico, relaciona directamente la relación de áreas de orificios con la presión de inyección, es decir, con la velocidad de inyección del combustible. Aunque donde se ve reflejada dicha variación es en la física del problema, se aprecia que el impacto de ésta es mínimo en el sistema, por lo que se concluye que la diferencia entre áreas de orificios es demasiado pequeña y que para que produjese un impacto importante en el proceso analizado debería ser mayor la diferencia entre los diámetros de los orificios.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Introducción

En este capítulo se recogerá resumidamente las conclusiones obtenidas a lo largo de la realización de dicho trabajo, relacionándolos entre sí en la medida de lo posible.

A continuación se expondrán varias líneas de investigación que aparecen tras finalizar este trabajo y sus conclusiones. Así quedan planteados los posibles trabajos futuros con más garantías de éxito para continuar con el trabajo desarrollado.

6.2 Conclusiones

Tras la comparación y el análisis detallado del proceso de combustión y la formación de emisiones en el motor diésel monocilíndrico empleado en la investigación, a partir de los datos registrados tanto de presión como de liberación de calor junto con los resultados obtenidos de la simulación CFD mediante la calibración y validación de un modelo, estudiar los efectos de la sustitución de una tobera por una de menor área de orificios manteniendo el gasto másico se puede concluir lo siguiente:

- El empleo de la herramienta CFD es muy eficiente, ya que los cálculos realizados mediante ésta simulan de manera eficaz lo sucedido en el interior del motor de ensayos de una forma más barata y sencilla. Además permite la modificación de parámetros tanto geométricos como de configuración del caso de manera sencilla y rápida. Sin embargo, cabe destacar la complejidad del ajuste de un modelo ya que conlleva una serie de iteraciones modificando gran cantidades de parámetros hasta obtener un modelo válido.
- A la hora de realizar un estudio de un motor a carga alta, los parámetros más importantes a tener en cuenta son los que permiten la obtención de una mayor potencia, como la presión y consumo, dejando las emisiones en un segundo plano puesto que éstas son controladas a baja carga mediante la normativa EURO.
- El uso de una inyección piloto para la combustión de la masa inyectada a través de la misma, favorece al autoencendido de la mezcla de la inyección principal. Este fenómeno se ve claramente reflejado en la disminución del incremento de presión y por tanto del ruido del motor.

- La sustitución de la tobera manteniendo toda la configuración del caso junto con el mismo gasto másico, no supone una gran repercusión en el proceso de combustión ya que influye únicamente sobre la velocidad. Puesto que la diferencia entre las toberas estudiadas es de $90\mu\text{m}$ a $86\mu\text{m}$, el efecto de ésta es moderado.

6.3 Líneas de trabajo futuro

Al finalizar el trabajo de investigación han aparecido ciertos aspectos sobre los cuales sería necesario ampliar y desarrollar en trabajos futuros. Al mismo tiempo, ciertas partes del presente trabajo podrían revisarse para tratar de mejorarse.

A lo largo de este punto se tratará de sintetizar las posibles líneas de trabajo futuro que sería necesario trabajar sobre ellas.

- Mejorar ligeramente el modelo implementado, para el cumplimiento de tendencias correctamente, tanto en sensibilidad como numéricamente, ya que en ciertos parámetros el modelo no está calibrado completamente debido al cruce de tendencias entre éste y el resultado experimental o incluso obteniendo valores muy por encima de los deseados.
- Implementar el modelo en carga baja. Un mapa motor posee carga alta y carga alta. Actualmente se ha trabajado sobre carga alta, quedando pendiente el trabajo sobre la baja carga, teniendo en cuenta el modelo en cuanto emisiones se refiere, puesto que, en esos puntos de funcionamiento adquieren un carácter importante al ser los factores controlados por la normativa europea.
- Simular el efecto de diversas toberas con un rango de diámetro de orificios más pequeño para que el efecto sea considerable ya que la tobera estudiada en el proyecto al ser de diámetro muy similar, el impacto producido ha sido reducido, no alcanzando así a observar los resultados deseados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Dieselnet: Emisiones Diesel *online*. www.dieselnte.com
- [2] Heywood J. B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [3] Taylor C. F. The internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol 2, 2 Ed.Revisada. The MIT Press, 1985.
- [4] Armas O. Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [5] Aggarwal S. K. Review of spray ignition phenomena: present status and future research. *Progress in Energy and Combustion Science*, 24(6):565–600, 1998.
- [6] García J. M. Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [7] Idicheria C. A. y Pickett L. M. Effect of egr on diesel premixed-burn equivalence ratio. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2):2931–2938, 2007.
- [8] Idicheria C. A. y Pickett L. M. Quantitative mixing measurements in a vaporizing diesel spray by rayleigh imaging. SAE, 2007-01-0647, 2007.
- [9] Dec J. E. A conceptual model of di diesel combustion based on laser-sheet imaging. SAE, 970873, 1997.
- [10] Hunter G. L. zur Loye A. O. Akinyemi O. C. Dec J. E. y Westbrook C. K. Flynn P. F., Durrett R. P. Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation. SAE, 1999-01-0509, 1999.
- [11] Dec J. E. y Canaan R. E. Plif imaging of no formation in a di diesel engine. SAE, 980147, 1998.
- [12] Lapuerta M. Un modelo de combustión fenomenológico para un motor Diesel de inyección directa rápido. Thesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1988.

PRESUPUESTO

1. Introducción

En este capítulo se va a presentar un coste aproximado del material del proyecto y los recursos empleados para llevar a cabo la investigación. A la hora de realizar el estudio, se diferencian dos partes, una la parte de ensayos experimentales y, por otro lado las simulaciones empleadas con el post-procesado necesario etc.

Los diferentes elementos a tener en cuenta para obtener el presupuesto son:

- Materiales empleados
- Equipos de laboratorio
- Herramientas utilizadas
- Mano de obra de profesionales en horas de trabajo dedicadas al proyecto

En lo referente a la adquisición de materiales necesarios para la realización de la investigación, no ha sido necesario la compra de ninguna herramienta ya que el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia los ha facilitado. Por ello, realizaremos un cálculo de la amortización de éstas en función del uso aplicado en el proyecto. Además, ha de considerarse los gastos referentes a los elementos fungibles, tales como combustible, electricidad, climatización...

Por lo tanto, obtenemos tres grupos distintos a la hora de considerar costes:

- Mano de obra profesional: Gasto del personal implicado en la realización del proyecto, valorando los costes en €/h. Se diferenciarán tres tipos de mano de obra:
 - Ingeniero industrial: Profesional encargado de la realización de simulaciones, análisis y tratamiento de datos
 - Técnico superior de laboratorio: Encargado de la sala de ensayo, en aspectos como montaje y desmontaje de la misma, mantenimiento necesario a cualquier elemento de la sala...
 - Operario de laboratorio.

- Amortización de las herramientas empleadas: Coste de amortización de los diferentes elementos empleados en los ensayos.
- Material fungible: Conjunto de materiales empleados específicamente para el desarrollo del proyecto ya que deben ser desechados al final del mismo o por su consumo, como por ejemplo combustible, sensores, filtros...

Los precios que se aplican en el presupuesto son precios acorde a tarifas legales y vigentes, teniendo en cuenta el Impuesto sobre el Valor Añadido para obtener el presupuesto. La unidad monetaria empleada al Euro.

2. Costes del proyecto

2.1 Coste mano de obra

Referencia	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/h)	Coste
2.1.1	Ing. Industrial	Horas	250	24.65	6162.50
2.1.2	Téc. Sup. Lab.	Horas	80	20.36	1628.80
2.1.3	Operario Lab.	Horas	80	14.08	1126.40
Costes mano de obra con IVA					8917.70

Tabla 12: Costes de mano de obra del proyecto.

2.2 Coste material fungible

Referencia	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/h)	Coste
2.2.1	Filtros aceite y comb.	Unidad	2	20.00	40.00
2.2.2	Combustible	Litros	100	7.45	745.00
2.2.3	Filtro medidor contaminant.	Unidad	6	63.00	378.00
2.2.4	E. Eléctrica	kWh	3800	0.07	266.00
2.2.5	Aceite	Litros	5	4.21	21.05
2.2.6	Termopares K y termoresistencias Pt100	Unidad	1	1720.00	1720.00
2.2.7	Transductor de presión PMA P40	Unidad	1	2500.00	2500.00
2.2.8	Sensor de presión escape	Unidad	1	3350.00	3350.00
2.2.9	Sensor de presión admisión	Unidad	1	2350.00	2350.00
2.2.10	Sensor de presión rail	Unidad	1	2450.00	2450.00
2.2.11	Sensor presión en cámara	Unidad	2	3866.00	7732.00
2.2.12	Sensor de PMI	Unidad	1	2750.00	2750.00
Coste material fungible con IVA					24302.05

Tabla 13: Coste de material fungible del proyecto.

2.3 Coste de amortización de equipos y licencias CFD

Referencia	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/h)	Coste
2.3.1	Sistema de admisión	Horas	80	8.27	661.60
2.3.2	Sistema de escape	Horas	80	0.36	28.80
2.3.3	Sistema de refrigeración y lubricación	Horas	80	0.81	64.80
2.3.4	Sistema de combustible	Horas	80	1.03	82.40
2.3.5	Torquímetro	Horas	80	3.25	260.00
2.3.6	Freno dinamométrico AMK	Horas	80	8.84	707.20
2.3.7	Pinza amperimétrica	Horas	80	0.2	16.00
2.3.8	Medidor de humos AVL	Horas	80	1.26	100.80
2.3.9	Codificador angular AVL	Horas	80	0.39	31.20
2.3.10	Horiba MEXA 7100 DEGR	Horas	80	10.55	844.00
2.3.11	Sistema de adquisición de datos AVL Puma	Horas	80	13.37	1069.60
2.3.12	Cadena de medidas Yokogawa y osciloscopio	Horas	80	0.89	71.20
2.3.13	Licencias software	Horas	350	26.35	9222.50
2.3.14	Clusters	Horas	350	18.30	6405.00
Coste amortización con IVA					19565.10

Tabla 14: Coste de amortización del proyecto.

2.4 Presupuesto total

Referencia	Descripción	Coste
2.4.1	Mano de obra	8917.70
2.4.2	Material fungible	24302.05
2.4.3	Amortización material	19565.10
Coste total con IVA		52784.85

Tabla 15: Presupuesto total del proyecto.

3. Metodología cálculo presupuesto

➤ Cálculo coste Ingeniero industrial

$$\text{Semanas trabajadas/año} = \text{Semanas/año} - \text{Semanas vacaciones y fiest/año}$$

$$\text{Semanas trabajadas/año} = 52 - 6 = 46$$

$$\text{Horas trabajadas/año} = \text{Semanas trabajadas/año} * \text{Jornada laboral}$$

$$\text{Horas trabajadas/año} = 46 * 38 = 1748$$

$$\text{Seguridad Social} = 23.6\% \times \text{Salario bruto/año}$$

$$\text{Seguridad Social} = 0.236 \times 34876 = 8228.61 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste hora} = \frac{\text{Coste total}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{34876 + 8228.61}{1748} = 24.65 \text{ €/hora}$$

➤ Técnico Superior Laboratorio

NOTA: Se supone mismas horas / año.

$$\text{Seguridad Social} = 23.6\% \times \text{Salario bruto/año}$$

$$\text{Seguridad Social} = 0.236 \times 29462 = 6953.03 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste hora} = \frac{\text{Coste total}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{29462 + 6953.03}{1748} = 20.36 \text{ €/hora}$$

➤ Operario de laboratorio

NOTA: Se supone mismas horas / año.

$$\textit{Seguridad Social} = 23.6\% \times \textit{Salario bruto/año}$$

$$\textit{Seguridad Social} = 0.236 \times 19908 = 4698.20 \text{ €/año}$$

$$\textit{Coste hora} = \frac{\textit{Coste total}}{\textit{Horas trabajadas}} = \frac{19908 + 4698.20}{1748} = 14.08 \text{ €/hora}$$

