



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio computacional de la transferencia de calor en un
motor de encendido por compresión utilizando e-fuels
mediante simulaciones CFD

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial (Acceso desde Grado
I. Mecánica)

AUTOR/A: Gómez Carretero, Juan

Tutor/a: Bracho León, Gabriela Cristina

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

AGRADECICIOS

A Gabriela Bracho, tutora de este Trabajo de Fin de Máster, por haber accedido a llevarlo a cabo desde el primer momento y por la ayuda que he recibido por su parte siempre que lo he necesitado.

A Cassio Sphor, por ponerme en contexto al comenzar el proyecto y por responder a todas mis dudas tanto durante el tiempo de trabajo en la Universidad como cuando lo he necesitado estando fuera de ella.

A mis padres y mi hermano, por apoyarme desde que empecé esta aventura en Valencia que, ahora, dos años más tarde, finalizo.

A mis abuelos, por creer en mí y por dirigir sus oraciones para que consiguiera todo aquello que me he propuesto durante este tiempo.

RESUMEN

Las alternativas a los combustibles tradicionales en motores de combustión interna son muy numerosas en la actualidad, sin embargo, aún nos encontramos lejos de contar con una solución que aporte rendimientos y autonomía similares a los del diésel o la gasolina. En este trabajo se profundiza en el estudio de combustibles alternativos de origen sintético, conocidos como *e-fuel*, mediante el análisis de la transferencia de calor en las paredes de la cámara de combustión de un motor de encendido por compresión utilizando técnicas computacionales (CFD).

La principal ventaja que presentan estos nuevos combustibles respecto a los tradicionales es la emisión de partículas de hollín a la atmósfera. Los *e-fuel* apenas emiten una minúscula parte de lo que lo hacen sus competidores convencionales. Debido a ello, el principal objetivo del presente trabajo es analizar el comportamiento del proceso cuando se usan estos combustibles sostenibles.

A lo largo del documento se presentará el contenido teórico básico, así como un desarrollo de las herramientas utilizadas. En base a esto, se realizará un estudio de la transmisión de calor en las paredes del cilindro para diferentes casos y configuraciones, con el fin de obtener las conclusiones esperadas.

ABSTRACT

Alternatives to traditional fuels in internal combustion engines are currently very numerous, however, we are still far from having a solution that provides performance and autonomy similar to that of diesel or gasoline. In this work, the study of alternative fuels of synthetic origin, known as e-fuels, is done by analyzing the heat transfer in the walls of the combustion chamber of a compression ignition engine using computational techniques (CFD).

The main advantage of these new fuels over traditional ones is the emission of soot particles into the atmosphere. E-fuels barely emit a minuscule part of what their conventional competitors do. Due to this, the main objective of the present work is to carry out an assessment to determine the performance of the combustion, paying special attention to the heat transfer through the walls, and compare it with traditional fuels behaviour.

Throughout the document, the basic theoretical content will be presented, as well as a development of the computational tools used. Based on this, a study of the heat transfer in the cylinder walls will be carried out for different cases and configurations, in order to obtain the expected conclusions.

RESUM

Les alternatives als combustibles tradicionals en motors de combustió interna són molt nombroses en l'actualitat, no obstant això, encara ens trobem lluny de comptar amb una solució que aporte rendiments i autonomia similars als del dièsel o la gasolina. En aquest treball s'aprofundeix en l'estudi de combustibles alternatius d'origen sintètic, coneguts com a e-fuel, mitjançant l'anàlisi de la transferència de calor en les parets de la cambra de combustió d'un motor d'encesa per compressió utilitzant tècniques computacionals (CFD).

El principal avantatge que presenten aquests nous combustibles respecte als tradicionals és l'emissió de partícules de sutge a l'atmosfera. Els e-fuel a penes emeten una minúscula part del que ho fan els seus competidors convencionals. A causa d'això, el principal objectiu del present treball és analitzar el comportament del procés quan s'usen aquests combustibles sostenibles.

Al llarg del document es presentarà el contingut teòric bàsic, així com un desenvolupament de les eines utilitzades. Sobre la base d'això, es realitzarà un estudi de la transmissió de calor en les parets del cilindre per a diferents casos i configuracions, amb la finalitat d'obtindre les conclusions esperades.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| | |
|-------------------------------------------------------------|----------|
| MEMORIA | 1 |
| 1. INTRODUCCIÓN | 3 |
| 1.1. Motivación | 3 |
| 1.2. Justificación | 4 |
| 1.3. Objetivos | 7 |
| 1.4. Metodología | 8 |
| 2. MARCO TEÓRICO..... | 10 |
| 2.1. Motores de combustión interna alternativos | 10 |
| 2.1.1. Consideraciones previas..... | 10 |
| 2.1.2. Parámetros geométricos | 11 |
| 2.1.3. Motores de encendido por compresión [9] | 13 |
| 2.1.4. Análisis de ciclo..... | 15 |
| 2.2. Transmisión de calor en las paredes del cilindro | 16 |
| 2.2.1. Mecanismos básicos de la transmisión de calor [12] | |
| 17 | |
| 2.2.2. Estado de arte..... | 18 |
| 2.3. Combustibles alternativos | 21 |
| 2.3.1. Combustibles utilizados..... | 22 |
| 2.3.2. Producción de OMEx [18] | 22 |
| 3. HERRAMIENTAS | 24 |

| | | |
|--------|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.1. | CFD (Dinámica Computacional de Fluidos) | 24 |
| 3.1.1. | Descripción general | 24 |
| 3.1.2. | Ecuaciones que gobiernan el cálculo CFD..... | 26 |
| 3.1.3. | Turbulencia..... | 28 |
| 3.1.4. | Métodos de discretización | 29 |
| 3.1.5. | Clasificación de las mallas | 31 |
| 3.1.6. | OpenFOAM | 33 |
| 3.1.7. | Modelos de transmisión de calor..... | 37 |
| 4. | RESULTADOS | 49 |
| 4.1. | Descripción del sistema a estudiar | 49 |
| 4.2. | Estudio de la malla | 51 |
| 4.2.1. | Malla gruesa | 53 |
| 4.2.2. | Malla fina..... | 56 |
| 4.3. | Estudio de los modelos de turbulencia | 58 |
| 4.4. | Comparación de emisiones..... | 61 |
| 4.5. | Efecto de los modelos sobre la misma configuración de pistón | 61 |
| 4.5.1. | Comparación de los modelos de transferencia de calor..... | 62 |
| 4.5.2. | Efecto sobre la predicción de la liberación de energía y la presión en el cilindro | 67 |

| | | |
|--------|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 5. | EFFECTO DEL MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR USANDO OTROS COMBUSTIBLES..... | 72 |
| 5.1. | Transferencia de calor utilizando combustibles alternativos..... | 73 |
| 5.2. | Configuración optimizada del pistón..... | 75 |
| 5.2.1. | OME1 | 75 |
| 5.2.2. | OME3 | 79 |
| 5.2.3. | Comentarios..... | 81 |
| 6. | CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS..... | 83 |
| 6.1. | Conclusiones | 83 |
| 6.2. | Líneas futuras | 85 |
| 7. | BIBLIOGRAFÍA..... | 86 |
| | PLIEGO DE CONDICIONES..... | 93 |
| 1. | CONDICIONES GENERALES | 95 |
| 1.1. | General..... | 95 |
| 1.2. | Realización de los ensayos | 96 |
| 1.3. | Validez de los ensayos | 96 |
| 2. | CONDICIONES TÉCNICAS..... | 97 |
| 2.1. | Introducción..... | 97 |
| 2.2. | Especificaciones de material y equipos..... | 97 |
| 3. | CONDICIONES DE SEGURIDAD Y SALUD..... | 99 |
| 3.1. | Introducción..... | 99 |

| | |
|--------------------------------------------------|----|
| 3.2. Real Decreto 488/1997 del 14 de abril | 99 |
|--------------------------------------------------|----|

PRESUPUESTO **108**

| | |
|---------------------------------------------|-----|
| 1. PRESUPUESTO..... | 110 |
| 1.1. General..... | 110 |
| 1.2. Costes a tener en cuenta | 111 |
| 1.3. Desglose de costes unitarios | 112 |
| 1.3.1. Coste de material y software..... | 112 |
| 1.3.2. Coste del personal cualificado | 113 |
| 1.3.3. Coste de oficina | 114 |
| 1.4. Presupuesto total | 115 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Figura 1. Proceso de transformación de la energía..... | 10 |
| Figura 2. Esquema de un MCIA. | 12 |
| Figura 3. Pistones de inyección directa (izquierda) e inyección indirecta (derecha). | 14 |
| Figura 4. Pasos para resolver numéricamente un problema con CFD. | 30 |
| Figura 5. Discretización temporal para sistemas resueltos mediante CFD. | 30 |
| Figura 6. Mallas tipo O, tipo C y tipo H, respectivamente. | 32 |
| Figura 7. Mallas no estructuradas. | 33 |
| Figura 8. Atomización del espray. Modelo KH-RT. | 35 |
| Figura 9. Operaciones del modelo RIF. | 37 |
| Figura 10. Variación del ratio de viscosidad adimensional con el número de Prandtl. | 43 |
| Figura 11. Morfología de las mallas: malla gruesa arriba; malla refinada debajo. | 52 |
| Figura 12. Presión-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla gruesa). | 54 |
| <i>Figura 13. Tasa de liberación de calor-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla gruesa).</i> | <i>55</i> |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 14. Emisiones de NO _x . Comparación de tamaño de malla (malla gruesa)..... | 56 |
| Figura 15. Presión-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla fina). | 57 |
| Figura 16. Tasa de liberación de calor-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla fina)..... | 57 |
| Figura 17. Emisiones de NO _x . Comparación de tamaño de malla (malla fina). | 58 |
| Figura 18. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación de modelos de turbulencia..... | 59 |
| Figura 19. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal. Comparación de modelos de turbulencia..... | 60 |
| Figura 20. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor. | 63 |
| Figura 21. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor. | 64 |
| Figura 22. Tasa de liberación de calor acumulada-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor. | 64 |
| Figura 23. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación de los modelos de transferencia de calor. | 66 |

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 24. Transferencia de calor acumulada en el cilindro-Ángulo del cigüeñal. Comparación de los modelos de transferencia de calor. ... | 67 |
| Figura 25. Comparación del perfil del pistón: caso base – caso optimizado..... | 68 |
| Figura 26. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y el optimizado..... | 69 |
| Figura 27. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor acumulada-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base y el optimizado..... | 70 |
| Figura 28. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y el optimizado para el diésel. | 71 |
| Figura 29. Presión - Ángulo del cigüeñal (izquierda) y Temperatura – Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre caso base, OME1 y OME3..... | 73 |
| Figura 30. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y los combustibles alternativos. ... | 74 |
| Figura 31. Comparación del perfil del pistón: diésel caso optimizado – OME1 caso optimizado..... | 76 |
| Figura 32. Presión-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado..... | 76 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 33. Transferencia de calor en la culata-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor acumulada en la culata-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado. | 77 |
| Figura 34. Transferencia de calor en el liner-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor en el pistón-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado. | 78 |
| Figura 35. Transferencia de calor en el cilindro-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor acumulada en el cilindro-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado..... | 78 |
| Figura 36. Comparación del perfil del pistón: diésel caso optimizado – OME1 caso optimizado..... | 79 |
| Figura 37. Presión-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME3 como combustible y el caso optimizado..... | 80 |
| Figura 38. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base utilizando OME3 como combustible y el caso optimizado..... | 81 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tabla 1. Parámetros geométricos del cilindro de un motor diésel... | 12 |
| Tabla 2. Parámetros del modelo de transmisión de calor para el modelo de Han y Reitz..... | 44 |
| Tabla 3. Descripción del motor ensayado..... | 49 |
| Tabla 4. Punto de operación. | 49 |
| Tabla 5. Información relevante de los combustibles utilizados. | 50 |
| Tabla 6. Propiedades de los combustibles utilizados..... | 51 |
| Tabla 7. Tiempo de simulación en función del tamaño del mallado para los casos derivados de la malla gruesa base. | 53 |
| Tabla 8. Tiempo de simulación en función del tamaño del mallado para los casos derivados de la malla refinada base. | 53 |
| Tabla 9. Comparación de emisiones NO _x | 61 |
| Tabla 10. Equipos informáticos y software. | 111 |
| Tabla 11. Montaje e instalación de equipos informáticos. | 111 |
| Tabla 12. Instalación de software..... | 111 |
| Tabla 13. Personal..... | 111 |
| Tabla 14. Alquiler de la oficina. | 112 |
| Tabla 15. Presupuesto desglosado..... | 115 |
| Tabla 16. Presupuesto con impuestos. | 116 |

PARTE I

MEMORIA

Introducción

1.1. Motivación

La primera patente a partir de la cual se puede hablar de la creación de los motores de combustión interna alternativa (MCIA) se remonta al año 1876, cuando Gasmotorenfabrik Deutz AG se la concedió al alemán Nicolaus Otto. No obstante, los primeros antecedentes se remontan al siglo XVIII, con la máquina de vapor, surgida de los avances tecnológicos acontecido en la primera revolución industrial. Estas máquinas fueron las primeras en producir energía mecánica a partir de fuentes no provenientes directamente de la naturaleza, como el viento o el agua.

Actualmente, la totalidad de los motores térmicos tienen como germen inicial la mencionada máquina de vapor, al igual que el MCIA patentado por Otto. Todos ellos tienen en común que el fluido de trabajo se encuentra contenido en un recinto delimitado por paredes móviles que, al desplazarse, consigue modificar el volumen del mismo que evoluciona por el motor. [1]

Este fluido de trabajo contiene el combustible, que es capaz de llevar a cabo una reacción exotérmica con el oxígeno, generando energía térmica a partir de la energía asociada a su configuración molecular. Tradicionalmente, los combustibles utilizados en los MCIA han sido líquidos de origen fósil (procedentes del petróleo). Esto se debe a la facilidad que tiene de almacenamiento, así como a su gran densidad energética, lo que les aporta gran autonomía a los motores y permite diseñar sistemas de alimentación relativamente sencillos. Sin embargo, su desarrollo se ve condicionado por las normativas limitadores de emisiones, lo que obliga a desarrollar sistemas cada vez más eficaces y limpios de combustión. [2]

Las emisiones producidas por los vehículos con MCIA han contribuido, históricamente, a la evolución del efecto invernadero. Esto se debe a la formación

de hidrocarburos (HC) sin quemar o parcialmente quemados provenientes de una combustión incompleta y los óxidos de nitrógeno (NO_x). Los contaminantes más importantes derivados del proceso de combustión son, aparte de los dos elementos recién mencionados, el monóxido de carbono (CO), el óxido de azufre (SO_x) y gases que contribuyen al efecto invernadero como el dióxido de carbono (CO_2). [3]

Por estos motivos, a lo largo de los años ha ido creciendo la preocupación social a este respecto, lo que se ha reflejado en el incremento de elaboración de normativa y legislación en todos los ámbitos sociales, tanto a nivel local, como nacional e internacional, limitando la cantidad de sustancias contaminantes que los motores de los vehículos pueden emitir a la atmósfera.

A nivel europeo, la primera normativa regulatoria para las emisiones de vehículos nuevos se creó en el año 1970 con la directiva 70/220/CE, de la cual derivan todas las posteriores y que se sustituyó en el año 2007 por la 715/2007 y la 692/2008 para su implementación. De igual forma, los niveles de reducción de los límites de emisión ($\text{HC} + \text{NO}_x$) se han ido definiendo en las regulaciones desde Euro 1 hasta Euro 6. [4]

1.2. Justificación

Como respuesta a la situación descrita en el apartado Motivación, han aparecido combustibles parcialmente sustitutivos de la gasolina y el diésel. En particular, los últimos años han comenzado a asentarse los conocidos como biocombustibles, que se tratan de combustibles de origen biológico como el biodiesel (como componente de gasoil) o el ETBE (como componente de la gasolina), éter derivado del bioetanol.

Sin embargo, es necesario buscar, también, otras soluciones, ya que estos biocarburantes, llamados de primera generación, no podrían atender una demanda que representara una porción principal del parque automovilístico

debido a una insuficiencia de la capacidad del cultivo agrícola necesario para su obtención. [2]

Entre las alternativas exploradas y utilizadas significativamente por la población general como respuesta a la problemática de las altas emisiones de los motores propulsados por combustibles tradicionales, se encuentra la utilización de vehículos de motorización eléctrica e híbrida, aparte de los mencionados motores impulsados por carburantes alternativos. Según Aegon Asset Management, la venta de coches eléctricos e híbridos representa el 5 % del total en la actualidad, con unas previsiones de llegar al 39 % en 2030. Sin embargo, esas perspectivas reflejan un enorme peso de los vehículos con motores de combustión interna, de forma que se hace necesario buscar la manera de desarrollar e implementar combustibles alternativos que puedan competir en cuanto a eficiencia y precio con el diésel y la gasolina.

A nivel político, existen reglamentaciones en los distintos ámbitos de la sociedad acerca de este tema. Concretamente, la calidad de aire se encuentra reglamentada por la Unión Europea en las Directivas 2001/81/CE y 2008/50/CE, que establecen ciertos límites para la concentración de contaminantes en el aire, según el cual cada Estado Miembro ha de presentar un informe indicando la calidad del aire a nivel local y regional. En este sentido, cabe destacar que, en la actualidad, un número muy significativo de los Estados Miembros no cumplen los límites acordados, existiendo graves problemas con las medidas de NO_x (el límite se encuentra en una concentración de 40 µg/m³ de NO₂), sobre todo en grandes espacios urbanos. [5]

Por su parte, en 2015, todos los Estados Miembros de las Naciones Unidas aprobaron los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), como parte de la agenda 2030. Estos están formados por un total de 17 objetivos con los que se hace un llamamiento universal a, entre otros asuntos, "proteger el planeta y mejorar las vidas (...) de las personas de todo el mundo". [6] En España, la Secretaría de Estado de Energía, perteneciente al Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, se ha comprometido a cumplir con los objetivos planteados,

entre los que desataca, para ese horizonte (año 2030), reducir un 55 % los gases de efecto invernadero en comparación con 1990. Igualmente, ha planteado una agenda llamada Horizonte 2050 en la que el objetivo recién mencionado habría que reducirlo hasta un 80 % respecto de ese mismo año, interpelando, directamente, al consumidor medio a través de “reducciones (de emisiones) domésticas”. [7]

Como respuesta a la problemática descrita, en el presente Trabajo de Fin de Máster (TFM) se estudiará la viabilidad técnica de la utilización de combustibles sintéticos, producidos básicamente a partir de fuentes renovables, con la finalidad de analizar el efecto que tienen dichos combustibles sobre la transmisión de calor en las paredes del sistema durante el proceso de combustión. Para ello, van a presentarse y estudiarse resultados obtenidos a través de simulaciones en CFD (*Computational Fluid Dynamics* – Dinámica de fluidos computacional), la cual permite [8]:

- Obtener resultados e información detallada sin la aparición de medidas intrusivas.
- Reducir personal y el número de experimentos requerido, lo que supone un ahorro económico.
- Reproducir condiciones difíciles para entornos de laboratorio.

La importancia de conocer la transferencia de calor en un sistema como el descrito radica, principalmente, en que, cuanto menor sea esta, mayor energía se aprovecha en forma de trabajo y, por tanto, mayor es el rendimiento de la máquina. Al aumentar el rendimiento del motor, se disminuye el gasto de combustible utilizado para ofrecer unas mismas prestaciones, con lo que se producen menos emisiones a la atmósfera por parte de los gases de escape y, así, se contribuye a una disminución de la contaminación.

Por su parte, cabe destacar el apoyo que este tipo de proyectos recibe por parte de entidades públicas para su desarrollo e implantación, como es el caso de la Agencia Valenciana de Investigación (AVI), que, entre otros muchos objetivos, fomenta la “valorización y transferencia de resultados de investigación

a las empresas". Gracias a organismos como el mencionado, muchos proyectos de los ejecutados en el ámbito universitario tienen una posterior implantación a escala empresarial y ven sus resultados prácticos aplicados al mundo real.

1.3. Objetivos

Como ya se ha indicado, va a realizarse un estudio acerca de la transferencia de calor producida en las paredes de un cilindro de un MCIAlimentado con diferentes combustibles. Por tanto, se busca conocer mejor, a partir de simulaciones realizadas a ordenador, los efectos producidos por la combustión de ciertos combustibles en las paredes del cilindro. Para ello, lo que se pretende es utilizar una serie de modelos diferentes con los que acercarse, de la forma más aproximada posible, a un caso real. Para conocer esta transferencia de calor, lo que va a hacerse es dividir las paredes en tres sólidos independientes que forma parte del mismo sistema y estudiar la energía perdida en cada uno de ellos: pistón, culata y liner¹.

En cuanto a los modelos a utilizar, se tratará de interpretar la adecuación de cada uno de ellos a un modelo real y, así, su utilidad en lo que se refiere a su utilización para simular este tipo de sistemas.

Para generar las simulaciones previstas es necesario desarrollar unos estudios previos y establecer una serie de condiciones de contorno:

- Es importante conocer cada uno de los modelos que van a utilizarse, así como los parámetros básicos imprescindibles para implementarlos.
- Obtener una malla computacional adecuada para el sistema planteado, lo suficientemente refinada para que proporcione unos resultados representativos y lo suficientemente gruesa para que tenga un tiempo computacional asumible.

¹ El liner es lo que se conoce como la camisa del cilindro, que es el cuerpo de este que guía el movimiento del pistón, sellando los gases en expansión resultantes de la combustión y disipando las temperaturas producidas por la combustión, llamado así por su nombre proveniente del inglés.

- Conocer el alcance de las simulaciones y los modelos para asegurar una correcta aplicación de ellos al sistema.

1.4. Metodología

El proyecto se encontrará estructurado en dos partes diferenciadas: memoria y presupuesto, con la intención de hacerlo comprensible y ameno, facilitar una búsqueda efectiva en el mismo y presentarlo de la manera más ordenada y rigurosa posible. A continuación, se desarrolla cada una de las partes del trabajo y se muestra una descripción de cada una de las partes en los que está dividido:

- **Memoria.** Se trata del cuerpo principal del TFM, donde se desarrolla la forma en la que se ha llevado a cabo el estudio de la transmisión de calor a través de las paredes del cilindro con los combustibles elegidos, así como la descripción y estudio de las metodologías aplicadas. La Memoria se divide en:
 - **Introducción.** En ella se presenta el trabajo, donde se indica la motivación del mismo, su justificación, se presentan los principales objetivos y se desarrolla la presente metodología.
 - **Marco teórico.** Sirve como línea guía sobre la que se fundamentan las metodologías desarrolladas en la práctica en el trabajo, a partir de las cuales se han llevado a cabo las simulaciones y llegado a unos resultados y conclusiones. Dicho apartado se fundamenta, principalmente, en el desarrollo teórico acerca de la transferencia de calor a través de las paredes del cilindro, de una descripción detallada de los combustibles a utilizar y sus efectos y una breve presentación del estado del arte del campo que se desarrolla.
 - **Herramientas.** Se desarrollan las herramientas computacionales utilizadas para generar las simulaciones de los modelos planteados. Se describe el funcionamiento del CFD y se incorporan las bases

teóricas de los modelos de transferencia de calor analizados en el trabajo.

- **Resultados.** En este apartado se describe el sistema sobre el que se realizan las simulaciones, presentando sus parámetros más importantes y las condiciones de contorno tenidas en cuenta. Como indica el título, se realiza un análisis del proceso de transmisión de calor y cómo este debe afectar a su entorno en función de los parámetros elegidos para el cilindro estudiado.
- **Efecto del modelo de transferencia de calor usando otros combustibles.** Se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas, teniendo en cuenta los efectos de las diferentes variables del sistema. Se comparan los resultados entre los diferentes modelos y combustibles utilizados, así como el efecto del perfil del cilindro para cada uno de los combustibles alternativos estudiados.
- **Conclusiones y líneas futuras.** Por un lado, se exponen las conclusiones obtenidas como resultado del estudio de los anteriores apartados y las simulaciones realizadas. Por otro, se proponen las líneas de estudio futuras más adecuadas a estos resultados obtenidos y se ofrece una valoración personal acerca de estos.
- **Pliego de condiciones.** Se establecen las condiciones generales a partir de las que se realizan los ensayos, al igual que las condiciones técnicas y sobre salud y seguridad en el ámbito sobre el que se enfoca este proyecto.
- **Presupuesto.** En el presupuesto se detallan los costes de los recursos utilizados para el desarrollo del proyecto, realizando un desglose de precios y sus respectivos detalles.

Marco teórico

2.1. Motores de combustión interna alternativos

Para poder profundizar en el conocimiento de los motores de combustión interna alternativos va a realizarse un análisis básico en este apartado, donde, a partir de unas consideraciones básica y las principales características constructivas, poder profundizar en el conocimiento de este tipo de motores.

2.1.1. Consideraciones previas

Un motor es una máquina capaz de transformar algún tipo de energía en energía mecánica, con el fin de aprovecharla posteriormente para un proceso posterior. En particular, un motor térmico es aquel que obtiene energía mecánica a partir de energía térmica. Esta energía térmica puede obtenerse directamente (energía geotérmica o radiación solar) o provenir de distintas fuentes, como pueden ser de origen químico, de forma que se requiere un proceso adicional para conseguir la energía térmica. Esta transformación puede llevarse a cabo mediante una combustión. Dentro del motor, para que esta energía térmica pueda transformarse en mecánica, tiene que haber un fluido de trabajo con la capacidad de variar su energía a partir de esta energía térmica y los elementos de trabajo. [9]



Figura 1. Proceso de transformación de la energía.

Estos motores pueden clasificarse de dos formas en función de dónde se produzca el proceso de combustión [9]:

- Motores de combustión externa. La combustión se produce externamente al fluido de trabajo.
- Motores de combustión interna. La combustión tiene lugar en el propio fluido de trabajo, y puede producirse de forma continua o discontinua:
 - o Combustión continua. La combustión se produce sin interrupciones temporales, mientras el fluido pasa de forma continua a través del motor.
 - o Combustión discontinua. La combustión se lleva a cabo de manera intermitente. Si el trabajo se produce sobre una superficie móvil describiendo un movimiento giratorio, se tiene un motor rotativo; en el caso de que lo haga describiendo un movimiento rectilíneo se habla de motores alternativos.

2.1.2. *Parámetros geométricos*

La importancia de definir unos parámetros geométricos antes de empezar a trabajar y desarrollar conceptos relacionados con el motor y su funcionamiento está en que no existe una nomenclatura universalmente aceptada, ya que el desarrollo en el campo de los MCIAs ha sido desarrollado independientemente por investigadores de diversos países.

Los parámetros geométricos, esquematizados en la Figura 2, permiten caracterizar dimensionalmente la geometría de los elementos más destacables de un motor, fijándose en el diseño del motor, condicionando, así, su funcionamiento tanto en lo relativo a las prestaciones como a las emisiones. [10]

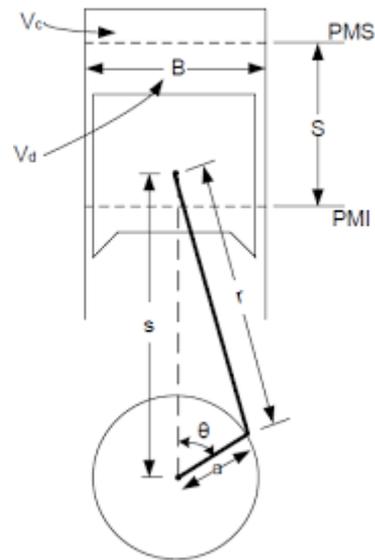


Figura 2. Esquema de un MCIA.

Los principales parámetros geométricos se presentan en la siguiente tabla (Tabla 1):

Tabla 1. Parámetros geométricos del cilindro de un motor diésel.

| Símbolo | Parámetro |
|----------|-------------------------------------|
| V_c | Volumen de la cámara de combustión |
| V_d | Volumen desplazado |
| PMS | Punto muerto superior |
| PMI | Punto muerto inferior |
| S | Carrera del pistón |
| B | Diámetro del cilindro |
| s | Distancia eje del cigüeñal – pistón |
| r | Longitud de la biela |
| a | Longitud de la manivela |
| θ | Ángulo del cigüeñal |

2.1.3. Motores de encendido por compresión [9]

En función del proceso de combustión, los MCIA se clasifican en motores de encendido por compresión (MEC) y motores de encendido provocado (MEP)². En este proyecto va a trabajarse con los primeros de ellos y, por tanto, van a ser los estudiados en este apartado.

En los MEC o motores diésel, el comienzo de la combustión se da a partir de un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible en el momento que, debido al proceso de compresión, se producen unas temperaturas lo suficientemente altas en la cámara de combustión. Para tratar de controlar el instante de encendido, el combustible se inyecta a la cámara de combustión al final de la carrera de compresión, coincidiendo con el momento en el que el aire alcanza temperaturas suficientes para el autoencendido. Esta mezcla aire-combustible puede considerarse parcialmente heterogénea, lo que hace que la combustión se lleve a cabo en las regiones donde existen unas condiciones adecuadas de la mezcla, en las que el dosado local es similar al estequiométrico. Debido a esto, dentro de la cámara de combustión pueden aparecer muchos frentes de llama diferentes que dependen del chorro de combustible inyectado y del movimiento del aire en su interior (penetración, atomización, evaporación y mezcla con el aire).

Formación de la mezcla

La combustión en un motor diésel puede producirse dentro de un rango muy amplio de dosado, lo que hace que el régimen de giro pueda controlarse manteniendo el caudal de aire e inyectando el combustible necesario para producir la potencia deseada, de forma que, a diferencia de los MEP, no es necesario estrangular la admisión. El principal efecto de esta característica de los

² Un motor de encendido provocado (MEP) se caracteriza por un aporte de energía externo al ciclo termodinámico exterior en el inicio de la combustión. La mezcla de aire y combustible puede realizarse durante el proceso de admisión fuera del cilindro (mezcla homogénea) o introducirse aire durante la admisión y el combustible más tarde durante la compresión (mezcla heterogénea).

MEC es que tiene un bajo deterioro de rendimiento a cargas parciales, ya que el trabajo para admitir gases frescos no se ve alterado.

Cámara de combustión

Las relaciones de compresión típicas para motores MEC se encuentran dentro de un rango aproximado de entre 15 y 21. Por su parte, debido a que hay poco tiempo para formar la mezcla, la cámara de combustión de los motores diésel tiene geometrías especiales que ayudan al aire a realizar unos determinados movimientos en relación a los del chorro del inyector. Así, en función de la geometría existen motores de inyección directa, de inyección indirecta o con precámara.



Figura 3. Pistones de inyección directa (izquierda) e inyección indirecta (derecha).

Los ensayos de este trabajo se han realizado para motores de inyección directa, que tienen una culata plana y la cámara de combustión generada en la cabeza del émbolo, soportando presiones de hasta 2500 bar. El inyector se sitúa en el centro de la cámara de combustión y cuenta con varios orificios.

Tipo de combustible

Cabe destacar que una ventaja de los MCI es la versatilidad en lo relativo a la composición y las fases (líquido y gaseoso) que pueden usarse de los combustibles. Actualmente, la mayoría de combustibles utilizados son derivados del petróleo; no obstante, con el fin de reducir emisiones nocivas a la atmósfera,

últimamente se está apostando por compuestos sintéticos que sirven como mezcla para estos derivados del petróleo.

Idealmente, un combustible ha de tener un alto poder calorífico, facilidad para arrancar el motor en cualquier condición, baja emisión de contaminantes... La resistencia al autoencendido en los MEC debe ser lo más baja posible, la cual se mide con el indicador conocido como índice de cetano, que aumenta al disminuir la resistencia al autoencendido. Por su parte, en estos motores es destacable el efecto de la viscosidad del combustible, debido a su influencia en el comportamiento del sistema de inyección, así como en las propiedades de las gotas de combustible en la cámara de combustión.

2.1.4. Análisis de ciclo

En un ciclo termodinámico, la evolución que presenta el fluido dentro del sistema se caracteriza por tener, al finalizarlo, las mismas propiedades termodinámicas que en el momento del inicio, de ahí su nombre y su carácter repetitivo. En los ciclos de aire-combustible, los calores específicos dependen de las composiciones de los elementos que lo integra y su variación a lo largo del tiempo. A diferencia de un motor de encendido provocado (MEP), los MEC tienen una relación de compresión y una presión máxima de combustión mayores. En cada ciclo producido en un MEC se llevan a cabo una serie de etapas consecutivas descritas a continuación [11]:

- **Compresión.** Posteriormente a la admisión, se comprime el fluido formado por aire y gases residuales, introduciendo el combustible al final de la compresión. Las diferencias de temperaturas entre el aire y la pared son relativamente pequeñas, por lo que se asemeja a un proceso adiabático. Debido a que la disipación de energía cinética en energía interna es casi despreciable, puede considerarse como un proceso reversible.
- **Combustión.** El proceso de combustión de los MEC se realiza por encendido y se encuentra controlado por la inyección. En este proceso

sucedan dos fases, una primera, de gran rapidez, en la que hay una combustión premezcla (combustión isócora), y otra posterior, más lenta, donde ocurre una combustión por difusión controlada por la inyección (combustión isobárica).

- **Expansión.** En este proceso se produce un aumento del volumen del cilindro, expandiéndose el fluido formado por productos quemados.

Se puede considerar como reversible por las mismas razones que se han descrito en el proceso de compresión. Sin embargo, al necesitar una correcta refrigeración del motor, la expansión no puede tratarse como adiabática, cediendo entre un 10 % y un 20 % del calor aportado.

2.2. Transmisión de calor en las paredes del cilindro

Dentro de un mismo ciclo termodinámico, existen enormes diferencias en cuanto al flujo de calor transmitido, yendo desde valores negativos (admisión) hasta otros del orden de decenas de MWm^{-2} (combustión), todo ello, en espacios temporales de milisegundos. Las partes del motor que sufren mayores cargas térmicas son las que se encuentran en contacto con el gas: el pistón, la culata y el liner. Además, de cómo sea la transferencia de calor en estas partes del motor dependen otros parámetros como el rendimiento, las emisiones o las prestaciones.

Al aumentar la cantidad de calor transmitida hacia el exterior del cilindro, disminuye el rendimiento y, por tanto, aumenta la cantidad de combustible que hay que quemar, aumentando las emisiones hacia el exterior. Por ello se trabaja en tratar de disminuir lo máximo posible la transferencia de calor por los elementos mencionados. Por su parte, el aire de la admisión se calienta debido al contacto con las paredes, disminuyendo su densidad y, por tanto, bajando su rendimiento volumétrico. Por otro lado, la temperatura de las paredes hace que

disminuya la temperatura de los gases de escape, por lo que hay una menor energía disponible en el escape para ser recuperada. [12]

2.2.1. Mecanismos básicos de la transmisión de calor [12]

En un MCIA intervienen las tres formas de transmisión de calor: conducción, convección y radiación:

- **Conducción.** Relacionada con las interacciones mutuas entre las moléculas, asociada a los movimientos aleatorios moleculares. Se presenta aislado en las partes sólidas del motor.
- **Convección.** Es un modo de transferencia de calor que aparece entre sólidos y fluidos entre los que existe una diferencia de temperatura y movimiento relativo. Aparece entre el gas y las paredes de la cámara de combustión. Se trata de convección forzada cuando el motor está en funcionamiento, ya que el movimiento del gas se debe al funcionamiento del propio motor.
- **Radiación.** Depende de la temperatura absoluta del cuerpo emisor y se trata de la energía electromagnética emitida por la materia proveniente de la agitación microscópica de los componentes de un cuerpo. En un motor diésel predomina la radiación proveniente de las partículas, no tanto, así, como la que deriva del gas.

Formalmente, la transferencia de calor en las paredes de la cámara de combustión implica resolver la ecuación adimensionalizada de transporte de energía que, haciendo las simplificaciones oportunas³, tiene la siguiente forma:

³ Para estudiar la transferencia de calor en las paredes de la cámara de combustión se supone un gas ideal con calor específico y conductividad constantes, con presión uniforme en el espacio.

$$\frac{\partial \check{T}}{\partial \tau} = \frac{1}{Re Pr} \check{V}^2 T^* - \check{u} \check{V} \check{T} + \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \frac{\check{T}}{\check{p}} \frac{d\check{p}}{d\tau} + \check{q} \quad (1)$$

Donde:

- \check{T} , \check{p} , y \check{u} son los valores adimensionalizados de la temperatura, presión y velocidad, respectivamente, según unos valores de referencia.
- τ es el tiempo adimensionalizado, según $\tau = t u_0/D$.
- γ es la relación entre los calores específicos.
- \check{q} es el término de generación adimensionalizado.

Debido a las amplias dificultades que existen para resolver matemáticamente esta ecuación representando un entorno físico real, se recurre a diferentes simplificaciones para su resolución, como considerar los coeficientes globales en el ciclo promediados.

2.2.2. *Estado de arte*

2.2.2.1. **Transferencia de calor en MCIA**

La transferencia de calor en el interior de los motores está directamente relacionada con el efecto medioambiental producido por la combustión interna de los mismos. La forma de reducir las pérdidas caloríficas en un motor de combustión interna es mejorando su rendimiento, lo que puede conseguirse aislando las paredes de este utilizando los materiales adecuados con baja conductividad térmica y capacidad calorífica.

Los estudios realizados para conocer el comportamiento de las paredes del motor es necesario combinar modelos prácticos y teóricos. La distribución de temperatura en las paredes no es posible de detallar ni mediante modelos 0-D o 1-D ni mediante la utilización de termopares en el interior del cilindro. Debido a ello, el método más utilizado es con la utilización de modelos tridimensionales CFD (Dinámica Computacional de Fluidos), los cuales requieren de precisar las

condicione de contorno para obtener resultados fiables; sin embargo, para obtener resultados acerca de la transferencia de calor en las paredes hay que desacoplar los cálculos del flujo utilizando CFD y los del sólido mediante técnicas de elementos finitos. [13]

Una de las soluciones más fiables y utilizadas es el método de transferencia de calor conjugada (CHT – *Conjugate Heat Transfer*), que resuelve, de forma simultánea, el fluido y las regiones sólidas en un solo proceso iterativo computacional. Por su lado, uno de los mayores puntos es contra que tiene esta técnica es la necesidad de utilizar una malla muy fina que repercute en el tiempo de simulación, aumentándolo considerablemente. Para tratar de mejorar las prestaciones del CHT, puede utilizarse una técnica en la que, en lugar de realizar un análisis completo del proceso de combustión, el estudio se base en la relación de transferencia de calor (RoHR – *Rate of Heat Release*). Las variaciones respecto a los valores esperados usando CHT-RoHR apenas se diferencian en el 1 % para la temperatura en el pistón, un 3,7 % la transferencia de calor global o un 4,4 % la mayor diferencia en el liner. [13]

2.2.2.2. Recirculación de los gases de escape (EGR)

Parte de los gases de escape pueden recircularse mediante un sistema EGR para mezclarlos con los gases frescos de entrada y dirigirlos, de nuevo, a la admisión del cilindro. En relación al aire fresco, la mezcla resultante tiene menor concentración de oxígeno (con lo que se reducen las emisiones de gases NO_x) y mayor capacidad calorífica (produciendo ahorros de hasta el 10 % de combustible), aparte de tener gases inertes que no reaccionan durante el proceso de combustión. Sin embargo, otro efecto de la recirculación es la disminución de la temperatura máxima en el cilindro, lo que produce una disminución de la eficiencia térmica.

Uno de los efectos a estudiar producido por la recirculación de los gases de escape es la transmisión de calor en las paredes en el cilindro. Cabe destacar

que se trata de un efecto volátil sobre el que no existe un consenso claro, ya que hay autores que reportan efectos más significativos que otros.

Las conclusiones obtenidas por experimentos llevados a cabo con termopares localizados en el interior del cilindro en los que existen recirculaciones a alta presión mediante EGR muestran que la transferencia de calor en las paredes depende, principalmente, de la carga de combustible y la velocidad de giro del motor. Los efectos más destacables de EGR son los siguientes [14]:

- Contrariamente a lo estudiado hasta el momento, el EGR tiene una influencia significativa en la temperatura y el flujo de calor en la culata.
- El EGR consigue reducir la temperatura en las paredes y el flujo de calor.
- Las mayores variaciones de flujo de calor se producen en el centro de la culata. Con una relación de EGR del 30 % se han observado reducción del flujo de calor del 18 %.
- En general, el EGR produce un aumento de emisiones CO_2 , pero la disminución de los gases NO_x es diez veces superior al aumento de CO_2 .

2.2.2.3. La turbulencia y su efecto en la transferencia de calor [15]

Como se ha comentado anteriormente, la eficiencia del motor se encuentra estrechamente relacionada con la transferencia de calor en las paredes del motor, dependiendo esta, en gran medida, de los fenómenos turbulentos producidos en el momento de la admisión. Los efectos producidos por estas turbulencias tienen varias caras: por un lado, favorece la oxidación del hollín, así como la reducción del tiempo de combustión, favoreciendo la flexibilidad del tiempo de inyección y la eficiencia del ciclo; por otro lado, grandes niveles de turbulencias pueden impedir la combustión, ya que, al existir grandes velocidades angulares, se incrementa el momento angular, con lo que puede no producirse la mezcla adecuada.

En cuanto a la transmisión de calor, altos niveles de turbulencia producen un gran coeficiente de transferencia de calor por convección debido al incremento de la velocidad de los gases.

Son diferentes las herramientas existentes con las que estudiar el efecto de la turbulencia en flujos internos del cilindro de un motor. Entre ellos, existe la posibilidad de colocar termopares en la culata para medir la temperatura superficial en condiciones de funcionamiento. También se realizan análisis CFD con los que sacar conclusiones acerca de la transferencia de calor en las paredes teniendo en cuenta el efecto de las turbulencias.

Experimentos llevados a cabo por Broatch et al. mediante la combinación de técnicas experimentales (con 54 termopares en la culata y 34 en el liner) y teóricas obtuvieron conclusiones relativas a la temperatura y al flujo de calor en las regiones sólidas cercanas a la cámara de combustión:

- La zona central de la culata es la que más afectada se ve por la aparición de turbulencias, siendo pequeña y similar en las zonas más exteriores de esta y en la parte superior de liner. En el resto del liner, las turbulencias tienen un efecto casi nulo.
- Un incremento porcentual unitario de las turbulencia produce un aumento de entre el 4 % y el 12 % del calor perdido por la culata.
- Las pérdidas de calor pueden reducirse significativamente utilizando sistemas de combustión de bajas turbulencias.

2.3. Combustibles alternativos

Alternativamente a la utilización de combustibles convencionales (en el caso de este trabajo, al heptano), en los últimos tiempos se están desarrollando nuevos carburantes con los que reducir la huella de carbono y, así, tratar de emitir una cantidad inferior de gases contaminantes a la atmósfera. En este sentido, uno sobre los que más se está investigando recientemente y con el que, a priori, mejores resultados se están obteniendo, es el polioximetileno dimetil

éter⁴ , más conocido como OME_x. Se trata de un combustible sintético con propiedades ideales para su aplicación en motores diésel.

La familia de los OME_x son unos combustibles con alto contenido en oxígeno y, por lo tanto, buena inflamabilidad. Además, se ha observado una baja cantidad de elementos contaminantes en todos los puntos de operación del combustible, incluso notables reducciones de emisiones NO_x para altos valores de recirculación de los gases de escape. [16]

2.3.1. Combustibles utilizados

Para la realización del estudio de transferencia de calor objetivo en este trabajo se han realizado simulaciones con dos combustibles OME_x, concretamente, con OME1 y OME3.

El **OME1**, también conocido como dimetoximetano (C₃H₈O₂), se sintetiza mediante una reacción química en la que intervienen metanol y formaldehído. Se trata de un combustible con un poder calorífico inferior de 22,4 MJ/kg, con un número de cetano de 28 y punto de ebullición de 42 °C, lo que lo convierte en una propiedad crítica, al tratarse de una temperatura relativamente baja. [16]

Por su lado, el **OME3** (C₅H₁₂O₄) se obtiene a partir de largos procesos entre ellos que se incluye la destilación de otros OME_x. Cuenta con un poder calorífico inferior de 19,6 MJ/kg, lo que lo hace, en principio, algo menos atractivo que el OME1, pero con valores cercanos a él. Sin embargo, posee un mayor número de cetano que este y una temperatura de ebullición ciertamente superior, concretamente, de 156 °C. [17]

2.3.2. Producción de OME_x [18]

Actualmente, el mayor reto en para este tipo de combustibles es conseguir una producción eficiente y optimizada ya que solamente ciertos proveedores de

⁴ La notación química del polioximetileno dimetil éter es CH₃-O(-CH₂-O)_n-CH₃.

origen chino son capaces de producirlo en cantidades suficientes. Para elaborar OMEx es necesario emplear elementos como el metanol, formaldehídos e, incluso, el propio OME1.

Cabe destacar que, para la fabricación de este combustible, es conveniente realizar el proceso de reacción del metanol y el formaldehído (elementos económicamente asequibles) en sistemas acuosos con grandes cantidades de agua, donde los OMEx pueden extraerse durante o tras la reacción; no obstante, estas reacciones se encuentran limitadas por el equilibrio químico y están directamente condicionadas por parámetros como la presión y la temperatura. Como se ha comentado para el caso de la fabricación de OME3, también se emplea la destilación para la fabricación de estos combustibles.

Herramientas

3.1. CFD (Dinámica Computacional de Fluidos)

La dinámica computacional de fluidos (CFD – *Computational Fluids Dynamics*) es la modelización matemática de un fenómeno descrito a partir de un flujo de un fluido mediante técnicas computacionales. [19]

El presente apartado va a tratar acerca de la descripción de los aspectos fundamentales del CFD, así como sus etapas, las ecuaciones con las que se trabaja y los métodos de discretización. Igualmente, van a describirse los modelos de transmisión de calor utilizados para la generación de las simulaciones obtenidas para este proyecto.

3.1.1. Descripción general

Los sistemas que tratan de ser descritos mediante técnicas CFD involucran una cantidad enorme de interacciones entre las partículas involucradas, lo que hace que las ecuaciones diferenciales que tratan de describirlos se hagan prácticamente imposible de resolver de forma analítica. Para tratar de solventar esta limitación lo más aproximadamente posible, se realiza una discretización del dominio mediante mallados en los que se resuelve, de manera individual para cada malla, las ecuaciones que describen el sistema. Además, existen otra serie de complicaciones debido a la existencia de turbulencias y de fenómenos fisicoquímicos, lo que debe tenerse en cuenta a la hora de validar los resultados generados a partir de la modelización mediante técnicas CFD. [8]

La resolución de los procesos involucrados en este tipo de sistemas se lleva a cabo con la ayuda de ordenadores cada vez más potentes, los cuales han de resolver gran cantidad de ecuaciones en las que intervienen las distintas propiedades del fluido, así como las condiciones de contorno del sistema. Para poder generar una solución virtual precisa de los fenómenos físicos asociados al

flujo del fluido, las propiedades mencionadas tienen que ser consideradas de forma simultánea.

Los sistemas de los fluidos analizados se describen a partir de diferentes modelos matemáticos, en función de la capacidad que tengan para ajustarse de la manera más precisa a cada sistema en particular. Utilizar un modelo correcto es determinante en el análisis del CFD, así como aplicar adecuadamente los métodos numéricos, lo que es clave para generar una solución fiable. [19]

La realización de un correcto análisis de cálculo CFD conlleva la secuenciación de unas etapas comunes a todas las simulaciones [20]:

- **Pre-procesado.** En esta etapa trata del planteamiento del problema y de las ecuaciones que lo gobiernan, estableciendo las ecuaciones de contorno de este y la generación del mallado más adecuado con el que se va a trabajar. Decidir qué tipo de malla escoger, qué modelo utilizar... dependerá de la capacidad computacional y del tipo de análisis a estudiar (Transferencia de calor, fuerza, distribución de concentraciones, flujo...).
- **Solución de las ecuaciones.** Se trata de la etapa principal del proceso de CFD, en la que se obtiene una solución numérica a partir de las ecuaciones que gobiernan el sistema utilizando un modelo matemático.
- **Análisis de los resultados.** En cada punto de la malla definida se obtendrá una solución de cada una de las variables de campo. En general, aparecerán una enorme cantidad de valores numéricos que habrá que presentar de alguna forma reducida y entendible que permita realizar una correcta interpretación de los resultados. Para ello, se representa gráficamente la solución hallada, de manera que permita una visualización rápida del sistema.
- Igualmente, es interesante plantear una **comparación de los resultados** con otras soluciones ya obtenidas en anteriores simulaciones CFD, resultados experimentales o resultados tabulados procedentes de normativa, entre otros.

3.1.2. Ecuaciones que gobiernan el cálculo CFD

Las principales ecuaciones que describen la estructura de un sistema térmico de fluidos están basadas en los principios de conservación de las propiedades físicas de estos fluidos (masa, cantidad de movimiento y energía), ya que se tratan de magnitudes que permanecen constantes dentro de un mismo sistema cerrado. Este conjunto de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes, fueron desarrolladas en el siglo XIX [19].

A partir de estas leyes de conservación, se pretende encontrar, simultáneamente, una solución para la velocidad (\bar{v}), la presión (p) y la temperatura (T). No obstante, la forma final de estas ecuaciones también contiene otras cuatro variables termodinámicas que forman parte del sistema: densidad (ρ), entalpía (h), viscosidad (μ) y conductividad térmica (k), siendo estas dos últimas propiedades de transporte y todas ellas definidas a partir de la presión y la temperatura.

Conservación de la masa

Esta ecuación también es conocida como ecuación de continuidad e indica que la masa contenida en el sistema es constante a lo largo del tiempo. Se define como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(\nabla * \bar{v}) = 0 \quad (2)$$

Donde:

- $\frac{\partial \rho}{\partial t}$ representa la evolución de la masa en el sistema a lo largo del tiempo.
- $\rho(\nabla * \bar{v})$ es la variación neta de masa a través del volumen de control.

Por lo tanto, la masa del sistema se mantiene ya que no existe transferencia de calor con el entorno ni existe una creación ni desaparición de masa dentro del volumen de control descrito.

Conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de Navier-Stokes de la cantidad de movimiento se representa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla(\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla p + \nabla * \bar{\tau} + \rho \bar{g} \quad (3)$$

Donde:

- $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v})$ es la variación de la cantidad de movimiento con el tiempo.
- $\nabla(\rho \bar{v} \bar{v})$ representa la variación neta de cantidad de movimiento a través de la superficie del sistema.
- $-\nabla p$ es la fuerza superficial debida a la presión.
- $\nabla * \bar{\tau}$ es el término difusivo.
- $\rho \bar{g}$ tiene que ver con las fuerzas volumétricas implicadas en el sistema.

Conservación de la energía

Esta última ecuación procede de la primera ley de la termodinámica, que expresa que el trabajo (W) y el calor (Q) añadido a un sistema provoca, necesariamente, un incremento de la energía (E_t) dentro del mismo:

$$dE_t = dQ + dW \quad (4)$$

Que suele expresarse como:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho(\nabla * (h\bar{v})) = -\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla * (k\nabla T) + \Phi \quad (5)$$

Donde:

- $\rho \frac{\partial h}{\partial t}$ representa el término local de variación de la energía con el tiempo.
- $\rho(\nabla * (h\bar{v}))$ es el término convectivo (calor transmitido por las superficies).
- $-\frac{\partial p}{\partial t}$ es el trabajo debido a la presión.
- $\nabla * (k\nabla T)$ representa el flujo de calor.

- Φ son las fuerzas volumétricas.

3.1.3. Turbulencia

Un aspecto importante a tener en cuenta relativo a la resolución de las ecuaciones descritas en el apartado anterior (Ecuaciones que gobiernan el cálculo CFD) es el fenómeno de turbulencia que aparece en los fenómenos físicos ligados a fluidos, donde su principal característica es la aleatoriedad aparente de las fluctuaciones de las propiedades del fluido. [21]

Al tratarse de un flujo que puede calificarse como caótico, es prácticamente imposible de describir a la perfección con las herramientas con las que se cuentan en la actualidad. Este es el principal motivo por el que se recurren a técnicas aproximadas como el CFD para llevar a cabo análisis de este tipo de flujos. Las principales características del flujo turbulento son [22]:

- Este tipo de flujo se produce a velocidades altas, viscosidades bajas y a mayores dimensiones lineales características.
- Se considera flujo turbulento para números de Reynolds⁵ mayores de 3500-5000.
- Las partículas del fluido describen movimientos irregulares y poco previsibles, por lo que se trata estadísticamente en lugar de hacerlo de forma determinista.
- Presenta difusividad como característica principal, con lo que se produce un aumento de las tasas de transporte de masa, momento y energía.
- Otra característica importante es la rotacionalidad, que es la encargada de producir vórtices tridimensionales, mecanismo conocido como estiramiento de vórtice.

⁵ El número de Reynolds es un número adimensional que relaciona del fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es utilizado en mecánica de fluidos, entre otras disciplinas, y sirve para caracterizar el movimiento de un fluido dentro de un sistema, indicando si se trata de flujo laminar o turbulento.

- En los movimientos turbulentos se producen procesos disipativos por los cuales la energía cinética del flujo se transforma en energía interna a causa del esfuerzo del corte viscoso.

Para la representación CFD de este tipo de flujos existen distintos modelos matemáticos con los que resolverlos. En función de cada sistema es importante escoger el más adecuado de ellos para obtener una solución apropiada en función de las características del flujo que se está estudiando [23]:

- **RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes.** Se resuelven el promedio de las variables en función del tiempo, apareciendo nuevos términos en las ecuaciones temporales debido a las interacciones entre las fluctuaciones turbulentas, que son modeladas mediante modelos clásicos de turbulencia, como el modelo $k-\epsilon^6$. Requiere de necesidades computacionales asequibles con soluciones suficientemente precisas, lo que lo ha convertido en el principal modelo de cálculo para este tipo de cálculo en las últimas décadas. [24]
- **LES – Large Eddy Simulation.** Las escalas turbulentas son las que definen la solución del modelo, calculando las grandes escalas y modelando las pequeñas. Necesita de un mayor esfuerzo computacional que RANS al necesitar una malla más refinada.
- **DNS – Direct Numerical Simulation.** Se generan las mallas de un tamaño suficiente que permita calcular directamente las turbulencias sin necesidad de modelar.

3.1.4. Métodos de discretización

Como ya se ha comentado, la forma de aplicar las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan los sistemas de fluidos que se tratan de simular se lleva a

⁶ El modelo $K-\epsilon$ es utilizado para sistemas en los que no existen grandes diferencias entre la creación y destrucción de turbulencias debido a convección y difusión. Se centra en los mecanismos que afectan a la turbulencia producida por la energía cinética del sistema, estudiando la dinámica de la turbulencia. [21]

cabo mediante métodos numéricos integrados en modelos matemáticos que han de ser resueltos de forma computacional. De esta forma, una vez definido el problema matemático, se procede a la discretización espacial y temporal, lo que significa que las ecuaciones diferenciales se tratan de expresar de manera algebraica, obteniendo soluciones discretas en función del mallado.

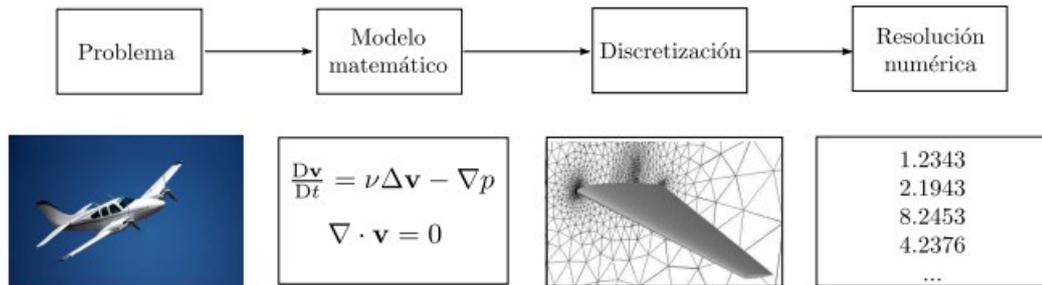


Figura 4. Pasos para resolver numéricamente un problema con CFD.

La discretización tanto espacial como temporal ha de ser adecuada. Espacialmente, hay que generar una malla numérica lo suficientemente pequeña como para obtener una solución representativa y lo suficientemente grande como para que el tiempo computacional sea adecuado. En el dominio del tiempo, la discretización ha de ser adecuada como para que las variaciones de la solución en el tiempo puedan ser captadas correctamente (Figura 5). [25]

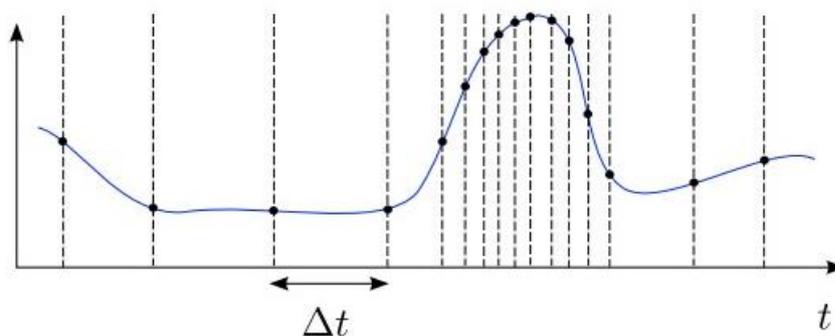


Figura 5. Discretización temporal para sistemas resueltos mediante CFD.

Los métodos de discretización en el espacio están asociados a las distintas formulaciones del problema matemático, como son la forma diferencial integral o débil. Estos métodos se clasifican de la siguiente forma [25]:

- **Métodos de diferencias finitas.** Las ecuaciones utilizan la formulación diferencial, aproximando las derivadas parciales en cada nodo del dominio con términos de los valores nodales de la función.

Se trata de un método muy sencillo y efectivo cuando se aplica sobre mallas estructuradas, sin embargo, no garantiza la conservación del momento y de la masa si no se tiene cuidado, por lo que su aplicación en geometrías irregulares es más delicada.

- **Métodos de volúmenes finitos.** Las ecuaciones utilizan la formulación integral, dividiendo el dominio en volúmenes de control en los que se aplican estas ecuaciones aproximadas mediante cuadraturas. Los nodos se encuentran en los centroides de estos volúmenes, tratando de obtener las soluciones en cada una de sus caras mediante técnicas de interpolación.

Entre sus ventajas, destaca que se puede utilizar para todo tipo de mallas, tanto estructuradas como no estructuradas, así como que todos los términos aproximados tienen un sentido físico claro al tratarse de volúmenes conservativos por construcción. Por el contrario, es difícil obtener esquemas de alto orden, sobre todo en tres dimensiones, ya que requieren de tres niveles de aproximación (diferenciación, integración e interpolación).

El método de volúmenes finitos es el utilizado por la mayor parte de los software CFD, entre ellos, el utilizado para este proyecto, OPENFOAM.

3.1.5. Clasificación de las mallas

El mallado de un sistema puede clasificarse como estructurado, no estructurado o híbrido. [25]

3.1.5.1. Mallas estructuradas

Se tratan de aquellas mallas definidas por un conjunto de nodos y los volúmenes de control que forman que pueden ser identificados unívocamente

mediante índices de coordenadas, ya sea bidimensional o tridimensional. Equivale a un mallado cartesiano utilizando el cambio de coordenadas correcto, siendo el tipo de malla más simple. Cada uno de los nodos tiene $n+2$ vecinos, donde n es el número de dimensiones espaciales del sistema.

Las mallas estructuradas son las más utilizadas en métodos de elementos finitos, sin embargo, solo pueden usarse en sistemas de dominios con geometrías simples y en muchas ocasiones se acumulan nodos en regiones carentes de interés.

Como se representa en la Figura 6, este tipo de mallas se subdividen en tres tipos: O, C y H.

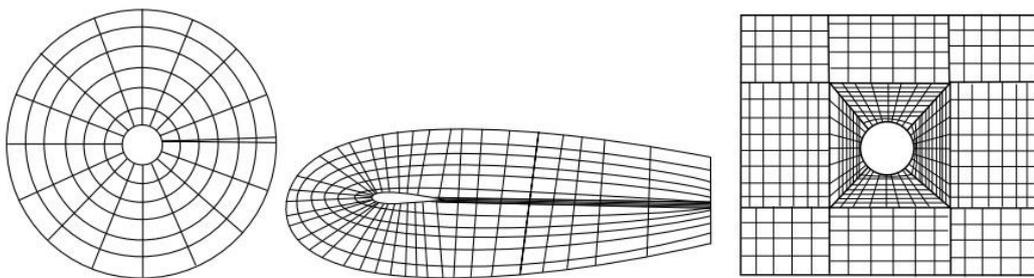


Figura 6. Mallas tipo O, tipo C y tipo H, respectivamente.

3.1.5.2. Mallas no estructuradas

Son mallas que pueden adaptarse a un entorno de forma arbitraria, tratándose de mallas más flexibles. En principio, pueden ser utilizadas con cualquier esquema de discretización espacial, aunque los que mejor se adaptan son los métodos de volúmenes y elementos finitos. No existe ninguna restricción en lo relativo a número de vecinos para cada uno de los nodos, ya que los volúmenes de control pueden tener cualquier forma, siendo los triángulos o cuadriláteros en dos dimensiones y los tetraedros o hexaedros en tres dimensiones los más utilizados en la práctica.

La principal ventaja de este tipo de mallado es la flexibilidad y su fácil adaptación a cualquier sistema. Por el otro lado, las complejas estructuras que crean estas mallas en ocasiones pueden producir una presentación muy irregular

de los datos y la necesidad de utilizar algoritmos más complejos y caros que los usados con mallas estructuradas.

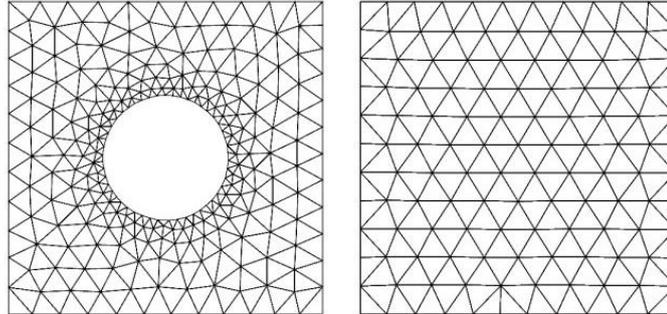


Figura 7. Mallas no estructuradas.

3.1.5.3. Mallas híbridas

Son la combinación de las mallas estructuradas y no estructuradas. Es necesario tener cuidados con el acoplamiento entre las diferentes mallas.

3.1.6. *OpenFOAM*

OpenFOAM (*Open Field Operation And Manipulation*) es un software CFD gratuito y de código abierto. Ha sido el utilizado en este trabajo, ya que es capaz de trabajar con flujos complejos de todo tipo, siendo capaz de resolver reacciones químicas, turbulencias, transferencias de calor... [26] También permite ejecutar cálculos en paralelo mediante la interfaz MPI, aprovechando los procesadores multinúcleo y ordenadores multiprocesador, con lo que, mientras se está ejecutando una simulación, el software es capaz de realizar otras simulaciones al mismo tiempo. [27]

Una de sus principales ventajas es la flexibilidad que existe a la hora de describir el dominio. OpenFOAM realiza tanto la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes, en este caso, como el pre y pos-procesamiento. En cuanto al mallado, permite desarrollar mallas no estructuradas de cualquier forma poliédrica, planteando una formulación integral de las ecuaciones que gobiernan el volumen de control. [28]

El método de discretización utilizado por OpenFOAM es método de volúmenes finitos, descrito en el apartado "Métodos de discretización" de este mismo capítulo. El modelado de la turbulencia lo lleva a cabo mediante los modelos RANS y LES, que pueden ser aplicados de forma directa o conjunta. [8]

En este apartado se van a presentar diferentes modelos que ha habido que implementar para realizar las simulaciones del proyecto para el estudio de transferencia de calor.

3.1.6.1. Generación de la malla

El mallado que se ha de implementar para realizar la simulación CFD del sistema que se estudia ha de tener una calidad suficiente como para que sea representativo de la geometría real. Para ello, es necesario generar una malla no estructurada con la que obtener soluciones fiables.

Para reducir el tiempo de mallado, la generación de la malla se lleva a cabo de forma automática, partiendo de una geometría básica de tres regiones: la atomización del combustible, la del pistón y la de las capas que simulan el movimiento del pistón. Para el posicionamiento automático, en primer lugar, es necesario posicionar los puntos de control que definan el límite exterior de la cámara de combustión. Después, con el fin de conseguir los requerimientos necesarios para el mallado, se posicionan los puntos de control internos en función del ángulo de inyección. Existe un grado de libertad en el que el usuario puede definir el espaciado entre mallas, así como modificar la posición de algunos puntos de control. [29]

3.1.6.2. Modelo de spray [30]

En primer lugar, es necesario describir el modelo de inyector utilizado durante las simulaciones. Dicho modelo se aplica en la región mallada descrita anteriormente de la zona de pulverización.

El modelo usado, conocido como DPM, caracteriza las gotas del spray de forma que se encuentran definidas todas ellas por la misma velocidad, diámetro...

Cabe destacar que es necesario estudiar el proceso de atomización del spray, el cual puede dividirse en dos subprocesos: primario y secundario. Este modelo de atomización se calcula utilizando el modelo KH-RT (Kelvin-Helmholtz – Rayleigh-Taylor), que combina los efectos aerodinámicos producidos por las ondas KH con las inestabilidades RT causadas por la atomización secundaria, como se muestra en la Figura 8.

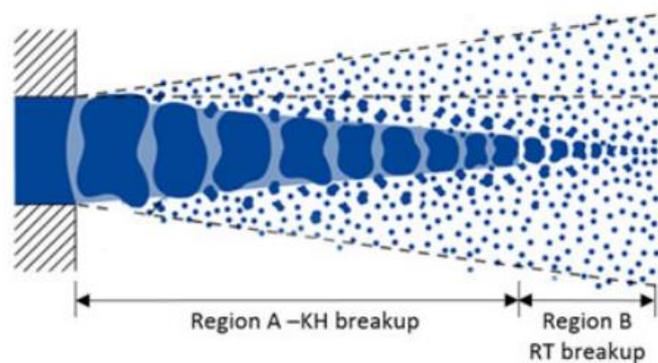


Figura 8. Atomización del spray. Modelo KH-RT.

En la atomización primaria, como se observa en la Figura 8, se forman las gotas a partir de la atomización de la fase líquida debido a la inestabilidad KH (región A), mientras que la región B está definida por las inestabilidades RT. El modelo define diferentes parámetros, de los que cabe destacar la frecuencia y su correspondiente longitud de onda, que se calculan a partir de ecuaciones experimentales en las que intervienen diversos números adimensionales.

La atomización secundaria se enfoca en los efectos causados por los mecanismos aerodinámicos del proceso del spray. La parametrización se realiza a partir de expresiones dependientes del número de Stokes⁷, ya que con él pueden describirse partículas discretas localizadas en un medio continuo.

⁷ El número de Stokes (Stk) se define como:

$$Stk = \frac{t_0 u_0}{I_0}$$

Donde:

- t_0 es el tiempo de relajación de la partícula.
- u_0 es la velocidad del flujo.
- I_0 es el diámetro característico.

3.1.6.3. Modelo de combustión

El proceso de combustión es uno de los más importantes en el ámbito de la ingeniería, ya que involucra flujos turbulentos, transferencias de calor, reacciones químicas, transferencias de calor por radiación y otra serie de procesos físicos y químicos relevantes. Es importante predecir el proceso de combustión por la implicación que tiene en la emisión de diferentes gases que afectan al medioambiente. Existen dos tipos de procesos de combustión de gases: con mezcla previa a la combustión y sin ella. El estudio realizado en este trabajo se trata de una combustión sin mezcla previa, ya que el combustible no se mezcla con aire previamente a la combustión. [24]

El modelo de combustión utilizado en el cálculo CFD de este trabajo es el RIF – *Representative Interactive Flamelets*, que se basa en un concepto de llama laminar, asumiendo que la escala temporal y espacial de las turbulencias son mucho mayores que las escalas químicas, así como que las reacciones suceden en una región claramente localizada. La evolución temporal de las variables solamente depende de la relación entre combustible-aire. [31]

La composición química de cada celda CFD de la llama se expresa como [31]:

$$Y_i(\bar{x}) = \sum_{j=1}^{N_f} M_j \int_0^1 Y_{i,j}(\tilde{Z}) P(\tilde{Z}, \tilde{Z}^{\prime 2}) dZ \quad (6)$$

Donde:

- Y_i es la fracción másica.
- N_f es el número de celdas de llama.
- M_j es el dosado⁸ en cada celda.
- Z es el dosado de la llama.

⁸ El dosado es la relación entre la masa del aire y la del combustible en el proceso de combustión.

En la Figura 9 se presenta un esquema del procedo del modelo de combustión RIF, en el que se indican las interacciones entre el dominio de la llama y de CFD. En cada iteración, los valores promedio (con los que se trabaja según el modelo RANS) escalares de las propiedades del fluido pasan a cada nodo de la llama. La composición química en el CFD se calcula a partir de las propiedades de la mezcla y de la distribución del mallado. Por su parte, la temperatura se actualiza a partir de la entalpía total y de la nueva composición química. [31]

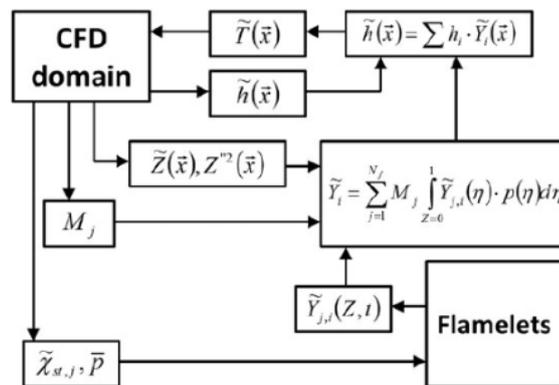


Figura 9. Operaciones del modelo RIF.

3.1.7. Modelos de transmisión de calor

El gran reto en el estudio de la transmisión de calor en las paredes de una cámara de combustión es encontrar un modelo capaz de reproducir fielmente los procesos que intervienen en ella mediante parámetros y ecuaciones representativos del sistema. Recientemente, se han desarrollado modelos avanzados que describen los mecanismos que suceden durante el proceso de combustión para dar lugar a soluciones relativamente precisas. Por otro lado, existe el problema de que, a la hora de realizar comparaciones, los datos experimentales disponibles son limitados, ya que se adquieren en puntos concretos de los sistemas. [32]

Tradicionalmente, los modelos de transmisión de calor se han basado en análisis dimensionales, útiles desde un punto de vista global, pero que no son

capaces de aportar soluciones con resolución espacial. Además, estos modelos suelen carecer de una base teórica sólida, aparte de no dar resultados fiables para condiciones que difieren de aquéllas con las que se han hallado las constantes empíricas. [33]

Entre las hipótesis aplicadas tradicionalmente, destaca la aproximación en la que la temperatura de las paredes se calcula a partir de un flujo constante e incompresible, así como aquéllas donde se aproximan términos en los que no tienen en cuenta parámetros como la presión o el RoHR (*Rate of heat release* – Tasa de liberación de calor). Por otro lado, se asume que el número de Prandtl, relativa al flujo turbulento, es constante a lo largo de todos los límites del sistema, cuando, en realidad, resultados experimentales han concluido que este número puede variar a lo largo de la región de estudio. Al asumir las hipótesis descritas, el modelo falla a la hora de sacar resultados acerca de la transferencia de calor en las paredes, por lo que se necesitan suposiciones más precisas capaces de solventar este tipo de problemas. [33]

En este apartado van a presentarse los cuatro modelos con los que se han realizado simulaciones para este trabajo, describiendo sus parámetros principales, así como sus posibilidades potenciales y lo que puede esperarse de cada uno de ellos.

3.1.7.1. Angelberger

Se trata de uno de los modelos no isotérmicos más difundidos, y como otros modelos tradicionales de transferencia de calor, suele proporcionar soluciones que sobreestiman esta transferencia de calor en función del motor y las condiciones de operación, lo que hace necesario llevar a cabo un ajuste de los resultados, que se desarrollará a lo largo del presente apartado. [34]

Transferencia de calor en las paredes

Las condiciones que hacen que un modelo de transferencia de calor sea válido imponen considerar el estudio de las turbulencias en el sistema, de forma que es necesario encontrar un equilibrio entre tiempo de procesado y precisión

en el resultado. Con esta premisa en mente, Angelberger desarrolló un modelo de transmisión de calor basado en un flujo turbulento, estable y no reactivo [35], en el que no considera las interacciones de la llama con las paredes. [32]

Las ecuaciones adimensionales de momento (7) y entalpía (8), en las que intervienen parámetros relevantes, se definen como [35]:

$$(1 + v^+) \frac{du^+}{dy^+} = \frac{1}{\rho^+} \frac{v_w}{v} \quad (7)$$

$$\left(\frac{1}{Pr} + \frac{v^+}{Pr_t} \right) \frac{T^+}{dy^+} = \frac{1}{\rho^+} \frac{v_w}{v} \quad (8)$$

Donde:

- u representa la velocidad media del flujo paralela a las paredes (dirección según el eje x).
- v representa la viscosidad cinemática molecular media.
- T representa la temperatura.
- ρ representa la densidad media de la mezcla de gas.
- Pr y Pr_t representan los números de Prandtl molecular y turbulento, respectivamente.
- y es la componente transversal, perpendicular a x .
- El superíndice "+" denota que se trata de una variable adimensional. El subíndice "w" designa valores tomados en las proximidades de las paredes, mientras que "τ" indica componente de fricción:

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{v_w}; u^+ = \frac{u}{u_\tau}; T^+ = \frac{T_w - T}{T_\tau}; \rho^+ = \frac{\rho}{\rho_w}; v^+ = \frac{v}{v_\tau} \quad (9)$$

Las condiciones de contorno aplicadas son:

$$u^+(y^+ = 0) = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned}\frac{du^+}{dy^+}(y^+ = 0) &= 1 \\ T^+(y^+ = 0) &= 0 \\ \frac{dT^+}{dy^+}(y^+ = 0) &= Pr\end{aligned}\tag{11}$$

La velocidad de fricción y la temperatura de fricción (T_τ) se definen a partir del esfuerzo cortante de la pared (τ_w) y del flujo de transmisión de calor (q_w) [35]:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_w}}; T_\tau = \frac{q_w}{\rho_w c_p u_\tau}\tag{12}$$

El modelo introduce un parámetro isotérmico (ζ), que relaciona la temperatura del gas con la temperatura de la pared, caracterizando el flujo de calor [34]:

$$\zeta = \frac{T_\tau}{T_w} = \frac{-q_w}{p u_\tau \frac{\gamma}{\gamma - 1}}\tag{13}$$

Donde:

- T_τ es la temperatura del gas.
- T_w es la temperatura de las paredes.
- q_w es la transferencia de calor en las paredes.

El parámetro ζ determina la estructura del flujo cercano a las paredes del sistema que puede interpretarse como una magnitud adimensional de flujo de calor en las paredes [35]. En función del valor de ζ , el flujo puede clasificarse como [34]:

- Flujo cuasi-isotérmico. ζ tiende a 0 cuando la temperatura del gas se aproxima a la de las paredes del cilindro y, por lo tanto, tiende a hacerse despreciable la transferencia de calor. En este caso, las condiciones térmicas de contorno han de considerarse cuasi-isotérmicas, de la misma forma que tanto la viscosidad como la densidad constantes.
- Flujo no isotérmico. Por su parte, cuando la transferencia de calor toma un valor significativo, es necesario tener en cuenta el parámetro ζ , de manera que T_τ y T_w toman valores sensiblemente distintos y no pueden despreciarse las condiciones térmicas de contorno, de la misma manera que la densidad y viscosidad del fluido hay que estudiarlas como parámetros variables con la temperatura.

Matemáticamente, este modelo define la transferencia de calor como [32]:

$$q_w = \frac{\rho c_p u_\tau T_w \ln\left(\frac{T}{T_w}\right)}{\theta^+} \quad (14)$$

Que, al tratarse de un flujo turbulento, $\theta^+ = Pr_t(u^+ + P)$.

3.1.7.2. Han – Reitz

Transmisión de calor en las paredes del cilindro [33]

Para dar solución a los problemas descritos en la introducción de este mismo apartado, Zhiyu Han y Rolf D. Reitz proponen las siguientes hipótesis en el entorno cercano a las paredes del cilindro:

- Los gradientes normales a las paredes con mucho más grandes que los paralelos a ellas.
- La velocidad del fluido tiene dirección paralela a una pared plana.
- Se desprecian los gradientes de presión.

- Se desprecian tanto la disipación viscosa como los efectos Dufour⁹ y de difusión de entalpía en el flujo de energía.
- Se desprecia la transmisión de calor por radiación.
- Se considera gas ideal.

Así, teniendo en cuenta las consideraciones recién enumeradas, la ecuación general de la conservación de la energía se escribe como:

$$\frac{\partial q}{\partial y} = -\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial t} - Q_c \quad (15)$$

En la que q se define como:

$$q = -(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial y} \quad (16)$$

Donde q es el flujo de calor, T la temperatura, ρ la densidad, p la presión, c_p el calor específico y Q_c la liberación de calor volumétrico. k y k_t representan la conductividad térmica. En la ecuación (15), el primer término de la derecha es el término transitorio, que representa la variación de energía en función del tiempo; el segundo describe la evolución de la presión y el tercero, la generación de calor a causa de las reacciones químicas.

Para describir los fenómenos en la pared ($y = 0$), la expresión integrada de la ecuación (15), relacionando la viscosidad (μ) y la conductividad, se expresa como:

$$q_w = -c_p \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{dT}{dy} - G_y \quad (17)$$

⁹ El efecto Dufour es un componente del flujo de calor relacionado con la difusión en medios con diferentes componentes.

Donde q_w es el flujo de calor a través de las paredes y $G = Q_c$ (valor medio de la liberación química de calor). Pr es el número de Prandtl, el cual se relaciona con los parámetros v^+ e y^+ según se indica en la Figura 10:

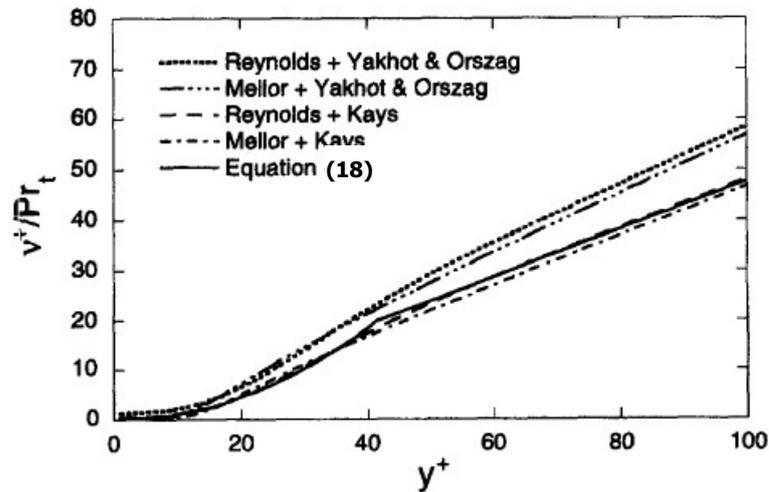


Figura 10. Variación del ratio de viscosidad adimensional con el número de Prandtl.

Analíticamente, estos parámetros se relacionan de la siguiente manera:

$$\frac{v^+}{Pr_t} = a + by^+ + cy^{+2} \text{ para } y^+ \leq y_0^+ \quad (18)$$

$$\frac{v^+}{Pr_t} = my^+ \text{ para } y^+ > y_0^+$$

La expresión de v^+ propuesta por Reynolds se describe:

$$v^+ = 1 + \kappa y^+ \left[1 - \exp\left(-\frac{y^{+2}}{A^2}\right) \right]$$

Donde $\kappa = 0,41$ y $A = 26$.

En el modelo de Han y Reitz, los parámetros de la ecuación (18), cuando $Pr = 0,7$ y $\kappa = 0,41$ toman los siguientes valores:

Tabla 2. Parámetros del modelo de transmisión de calor para el modelo de Han y Reitz.

| Parámetro | Valor |
|-----------|--------|
| a | 0,1 |
| b | 0,025 |
| c | 0,012 |
| m | 0,4767 |

Modelos de combustión y turbulencia [33]

Para caracterizar la combustión de un motor diésel, el modelo de Han y Reitz utiliza el modelo de combustión de tiempo característico de Kong *et al.* En este modelo, la densidad parcial de una especie debido a la conversión de una especie química a otra en el tiempo se define como:

$$\frac{dY_m}{dt} = \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \quad (19)$$

Donde Y_m es la fracción másica de la especie m , Y_m^* el valor local e instantáneo de equilibrio termodinámico de la fracción másica y τ_c el tiempo característico en el que se llega al equilibrio, que se expresa:

$$\tau_c = \tau_1 + f\tau_t \quad (20)$$

En el que τ_1 representa la escala de tiempo laminar, τ_t la escala de tiempo turbulenta y f es un coeficiente de retraso. Este coeficiente se encarga de introducir, de forma gradual, los efectos de la turbulencia en el núcleo de la llama, que, en motores diésel, con el fin de tener en cuenta tanto los efectos químicos como turbulentos, se formula de la siguiente manera:

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0,632} \quad (21)$$

Donde r es la relación local entre la cantidad de productos y el cómputo global de especies reactivas en cada punto de la cámara de combustión.

3.1.7.3. Huh – Chang [36]

Para predecir la transmisión de calor a través de las paredes de los cilindros del motor, Huh y Chang se basan en tres modelos distintos: la ley de la pared¹⁰, una modificación de la ley de la pared y una solución aproximada unidimensional de la ecuación de la energía. La utilización de la ley de la pared modificada y la solución aproximada de la ecuación de la energía se debe a que la ley de la pared produce resultados fallidos de temperatura en las paredes del cilindro debido al efecto de los términos químicos y de trabajo. Con el fin de no considerar los efectos locales de la llama en las paredes, se ha tenido en cuenta la energía necesaria en el gas durante la compresión y la expansión para simular correctamente los rangos de presión característicos de la combustión.

Ley de la pared modificada

Esta ley asume un estado estacionario, flujo incompresible, nulos gradientes de presión y temperatura en el entorno de las paredes, sin conversión de energía química y sin trabajo. Sin embargo, algunas de estas condiciones se han de anular considerando la ecuación de conservación de la energía en las paredes, con la que se obtiene (asumiendo difusión unidimensional):

$$q_w = \left(\frac{C_p}{R} - 1\right) \frac{dp}{dt} + \frac{pC_p}{R} \nabla v + \frac{d}{dy} \left[(k + k_t) \frac{dT}{dy} \right] \quad (22)$$

Donde el término de la izquierda representa el perfil de temperaturas en las paredes. El primer término de la derecha es el término transitorio, el segundo el trabajo y el tercero el calor en las paredes debido a la combustión.

Solución aproximada unidimensional de la ecuación de la energía

¹⁰ La ley de la pared es una ley fluidodinámica que establece que la velocidad promedio de un flujo turbulento en un punto concreto es proporcional al logaritmo de la distancia desde ese punto hasta el límite de la región del fluido, es decir, hasta la pared.

Esta solución que se aplica a las paredes del cilindro involucra variaciones de presión transitorias en el sistema. El modelo asume un flujo completamente a la pared y flujo incompresible cerca de las paredes cuando no existen grandes turbulencias, conductividad del gas proporcional a su temperatura y gas ideal cerca de las paredes. Teniendo en cuenta estas simplificaciones, el flujo de calor puede determinarse a partir de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 q_w = \lambda T_{0,\infty} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{\kappa \rho_w u^*}{\mu_w} & \left[f(0) \left(-\frac{1}{\sqrt{\pi(\tau + \tau_0)}} \right. \right. \\
 & \left. \left. - 0,082 \left(1 - e^{-\frac{\sqrt{\tau+\tau_0}}{3}} \right) \right) \right. \\
 & \left. - \int_{\theta=0}^{\tau} \left[-\frac{1}{\sqrt{\pi(\tau + \theta)}} \right. \right. \\
 & \left. \left. + 0,082 \left(1 - e^{-\frac{\sqrt{\tau-\theta}}{3}} \right) \right] \frac{df(\theta)}{d\theta} d\theta \right]
 \end{aligned} \tag{23}$$

Donde λ es la conductividad térmica del gas, κ es la constante de Karman = 0,41. La condición inicial de la capa límite de temperatura es:

$$f(t) = \frac{T_{0,t}}{T_{\infty,t}} - 1 \tag{24}$$

3.1.7.4. Rakopoulos [37]

El modelo de transmisión de calor desarrollado por Rakopoulos está basado en la ecuación de la energía de la capa límite, en el que se tiene en cuenta la variación de densidad y viscosidad en esta capa límite. Esta ecuación se puede expresar como:

$$\rho \frac{c_p \partial T}{\partial t} + \rho v \frac{c_p \partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{dp}{dt} + \rho \dot{q} \quad (25)$$

Donde k_{eff} es la conductividad térmica efectiva del fluido en la capa límite.

Por su parte, el término de la variación de la presión con el tiempo se tiene en cuenta para predecir el flujo de calor en las paredes, cuyo pico aparece sensiblemente antes que en el caso de despreciar el término de la presión. Considerando, como hace el modelo, el término inestable de la variación de presión, reproduce el flujo de calor en la chispa de ignición de manera satisfactoria en motores diésel. Cabe destacar que otros autores cuestionan que este término produzca contribuciones sensibles al análisis del flujo de calor.

La principal diferencia con el modelo de Han y Reitz es que Rakopoulos no supone la condición de cuasi-estabilidad. Igualmente, Rakopoulos, a partir de datos experimentales, llegó a la conclusión de que, bajo condiciones de trabajo de los motores, los términos de la ecuación (25) de la derivada temporal ($\rho \frac{c_p \partial T}{\partial t}$) y espacial ($\rho v \frac{c_p \partial T}{\partial y}$) de la temperatura eran casi idénticos pero cambiados de signo, de forma que podían anularse, obteniendo:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{dp}{dt} + \rho \dot{q} = 0 \quad (26)$$

Por otro lado, el modelo trabaja con la ecuación de la temperatura en el perfil de la capa límite, también conocida como ley térmica de la pared:

$$T^+ = \int_{T_w}^T -\rho \frac{c_p u^*}{q_w} dT = -\frac{\rho c_p u^* T \ln \left(\frac{T}{T_w} \right)}{q_w} \quad (27)$$

Combinando las ecuaciones (25) y (27), se obtiene la ecuación de la transmisión de calor:

$$q_w = \rho c_p u^* T \ln\left(\frac{T}{T_w}\right) + \frac{v}{u^*} \frac{dp}{dt} \left(\frac{y^+ - 40}{0,4767 + \frac{1}{Pr}} + 117,31 \right) \quad (28)$$
$$= \frac{1}{0,4767} \left[\ln\left(y^+ + \frac{1}{0,4767 Pr}\right) - \ln\left(40 + \frac{1}{0,4767 Pr}\right) \right] + 10,2384$$

Resultados

4.1. Descripción del sistema a estudiar

Los modelos de transferencia de calor propuestos se han simulado en un motor de encendido por compresión con el fin de comparar los resultados entre ellos y con datos experimentales. Este motor cuenta con una cámara de combustión interna con una forma definida por el pistón. Los parámetros más relevantes del motor se describen en la Tabla 3:

Tabla 3. Descripción del motor ensayado.

| Parámetro | Valor | Magnitud |
|--------------------------------------|--------------|-----------------|
| Volumen desplazado | 2,2 | litros |
| Número de cilindros | 4 | - |
| Diámetro del cilindro | 85 | mm |
| Carrera | 96 | mm |
| Relación de compresión | 16:1 | - |
| Número de orificios del inyector | 10 | - |
| Ángulo de inclinación de los chorros | 154 | ° |

Los modelos CFD utilizados para la realización de las simulaciones han sido descritos en el apartado "Modelos de transmisión de calor". En general, el modelo de turbulencia de calor utilizado ha sido el $k-\varepsilon$ RANS. La Tabla 4 muestra las condiciones de contorno para el estudio CFD.

Tabla 4. Punto de operación.

| Parámetro | Valor | Magnitud |
|------------------|--------------|-----------------|
| Régimen de giro | 3750 | rpm |
| Número de swirl | 2 | - |
| P_{TVC} | 3,89 | bar |

| | | |
|-------------------------------------------------------|---------|-------|
| T_{IVC} | 470,44 | K |
| Cierre de la válvula de admisión (IVC ¹¹) | -112,65 | CAD |
| Apertura de la válvula de escape (EVO ¹²) | 116,35 | CAD |
| Inicio de la inyección (SOI ¹³) | -11,69 | CAD |
| Duración de la inyección | 34,11 | CAD |
| Masa de combustible | 62,43 | mg/cc |
| Coefficiente de descarga (C_D) | 0,88 | - |
| Presión de inyección | 1800 | Bar |
| Temperatura de inyección | 355 | K |
| Recirculación (EGR ¹⁴) | 0 | % |
| Fracción másica O ₂ | 0,2208 | - |
| Fracción másica CO ₂ | 0,0095 | - |
| Fracción másica N ₂ | 0,7652 | - |
| Fracción másica H ₂ O | 0,0045 | - |

Por su parte, el combustible principal utilizado ha sido el n-heptano, utilizando, también, OME1 y OME3 en simulaciones puntuales. La información más relevante de estos combustibles se presenta en la Tabla 5.

Tabla 5. Información relevante de los combustibles utilizados.

| Combustible | Fórmula |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------|
| n-heptano | C ₇ H ₁₆ |
| OME1 | CH ₃ -O(-CH ₂ -O)-CH ₃ |
| OME3 | CH ₃ -O(-CH ₂ -O) ₃ -CH ₃ |

Las propiedades de los combustibles mencionados se describen en la Tabla 6:

¹¹ Cierre de la válvula de admisión (IVC – *Intake Valve Closing*)

¹² Apertura de la válvula de escape (EVO – *Exhaust Valve Opening*)

¹³ Inicio de la inyección (SOI – *Start of Injection*)

¹⁴ Recirculación (EGR - *Exhaust Gas Recirculation*)

Tabla 6. Propiedades de los combustibles utilizados.

| Parámetro | Heptano | OME1 | OME1 | Magnitud |
|------------------------------------|----------------|-------------|-------------|-------------------|
| Masa molecular | 100,2 | | | g/mol |
| Densidad (15 °C) | 840 | 866 | 1047 | Kg/m ³ |
| Viscosidad (15 °C) | 0,0016 | 0,00032 | 0,0021 | Pa*s |
| Poder calorífico inferior (LHV) | 44,5 | 22,4 | 19,6 | MJ/kg |
| Punto de ebullición inicial | 155,1 | 37,4 | 155,04 | °C |
| Punto de ebullición final | 363,1 | 37,4 | 155,04 | °C |
| Índice de cetano | 54,18 | 29 | 78 | - |
| Contenido en oxígeno | 0 | 42,1 | 47,5 | % (masa) |
| Relación aire – combustible | 15,09 | 9,02 | 8,07 | - |

4.2. Estudio de la malla

Después de la introducción teórica expuesta en “Clasificación de las mallas”, en este apartado va a llevarse a cabo un estudio en el que se analizarán los resultados obtenidos por simulaciones realizadas con mallados de diferentes tamaños, con el fin de justificar cuál de ellos es el más adecuado. En función del tamaño del mallado, como se observa de forma gráfica en la Figura 11, las simulaciones ofrecen unos resultados más o menos ajustados a la geometría real, aunque tendrán un tiempo computacional diferente. En este sentido, cuanto más pequeño es el tamaño de la malla más representativas de la realidad tenderán a ser las simulaciones, no obstante, el tiempo requerido para obtener estos resultados aumenta considerablemente.

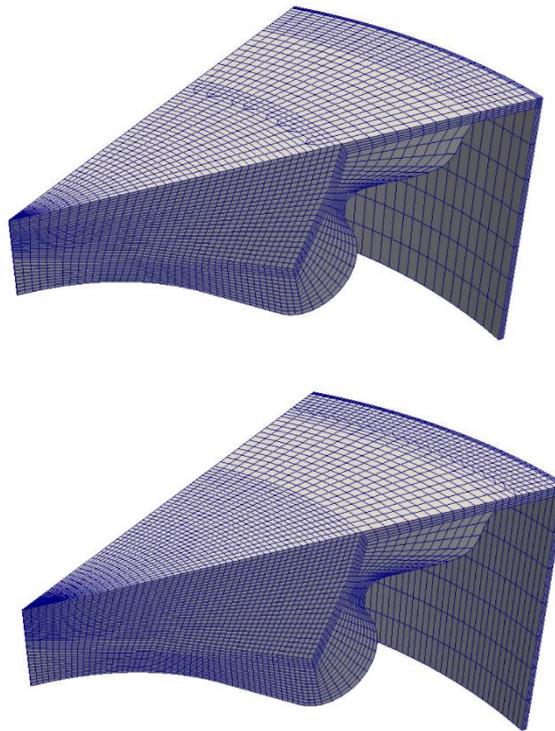


Figura 11. Morfología de las mallas: malla gruesa arriba; malla refinada debajo.

El estudio de tamaño de malla óptimo para obtener resultados acerca de la transferencia de calor y otros parámetros relevantes como resultado del proceso de combustión del motor se ha realizado a partir de dos casos base, uno de malla gruesa y otro de malla refinada. Las simulaciones realizadas a partir de la malla refinada se han realizado utilizando nueve procesadores, mientras que para las derivadas de la malla gruesa se han utilizado cuatro procesadores.

Para cada uno de estos casos, se han realizado simulaciones con mallados modificados a partir de ellos, con una cantidad de celdas respecto de cada caso base del 50 %, 75 %, 125 % y 150 % (*Nota: para cada uno de los casos de malla gruesa y malla fina, se harán referencia a cada variación del caso base como caso 1, caso 2, caso 3, caso 4 o caso 5, de mayor a menor tamaño de malla respectivamente, donde el caso 3 será siempre el caso de referencia*).

Las Tabla 8 y Tabla 7 muestran cómo, ante el mismo proceso con mallados diferentes, el tiempo computacional aumenta con el número de celdas para cada caso:

Tabla 7. Tiempo de simulación en función del tamaño del mallado para los casos derivados de la malla gruesa base.

| Caso de malla | Número de celdas en IVC | Número de celdas en PMS | Tiempo de simulación [h] |
|----------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| 6 | 50244 | 4074 | 10,14 |
| 7 | 112527 | 12492 | 12,68 |
| 8 | 203100 | 26628 | 18,54 |
| 9 | 332790 | 53205 | 22,81 |
| 10 | 490914 | 134856 | 48,34 |

Tabla 8. Tiempo de simulación en función del tamaño del mallado para los casos derivados de la malla refinada base.

| Caso de malla | Número de celdas en IVC | Número de celdas en PMS | Tiempo de simulación [h] |
|----------------------|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| 1 | 161310 | 9120 | 7,28 |
| 2 | 264105 | 25260 | 10,21 |
| 3 | 398160 | 52880 | 15,89 |
| 4 | 655275 | 108075 | 26,63 |
| 5 | 958080 | 178320 | 37,07 |

4.2.1. Malla gruesa

Comparación de presión y RoHR

En cualquiera de las variaciones del tamaño de malla, la simulación de presiones es muy similar, como se observa en la Figura 12. Apenas existen desviaciones significativas respecto del caso experimental; las desviaciones máximas, cerca del punto muerto superior, no superan el 5 %. Por lo tanto, el tamaño de malla es poco significativo en los resultados de presión de las simulaciones.

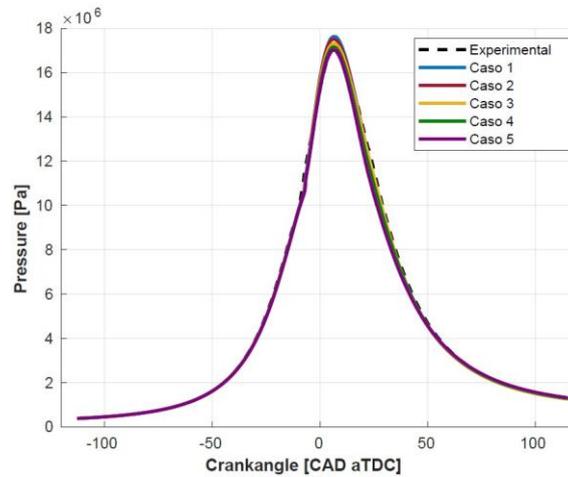


Figura 12. Presión-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla gruesa).

El comportamiento de los diferentes mallados derivados de la malla gruesa base en cuanto a la tasa de liberación de calor presentan comportamientos relativamente similares entre ellos. Como se puede observar en la

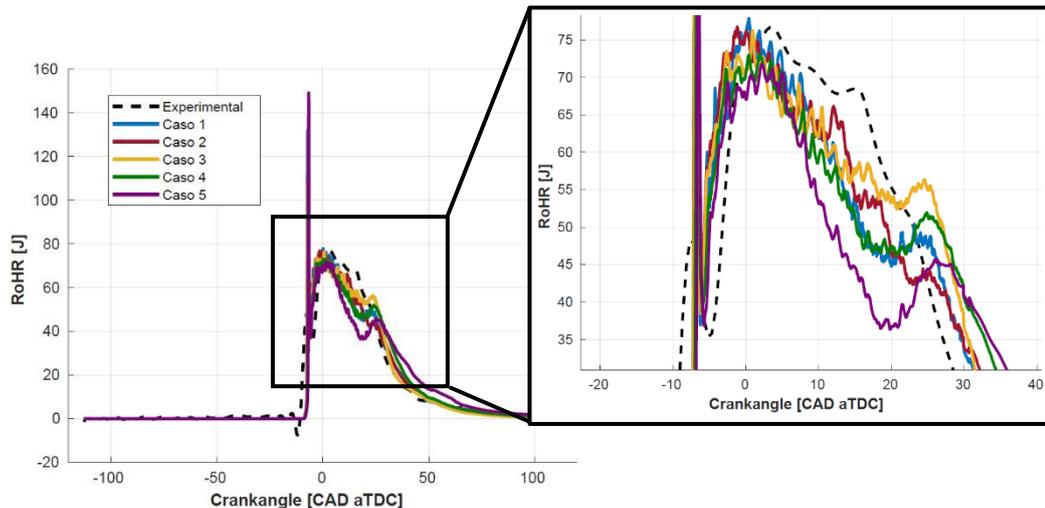


Figura 13, el caso 5 (la más refinada de todas) tiene un comportamiento algo diferente al resto, alejándose más del caso experimental a partir del momento de la combustión, para, posteriormente, quemar el combustible restante alrededor del CAD 20. Esto se debe a un avance más rápido del chorro de combustible dirigido hacia las paredes del pistón en estos casos. Cabe destacar que este efecto también puede ser causa de una distorsión del mallado al hacerlo más refinado.

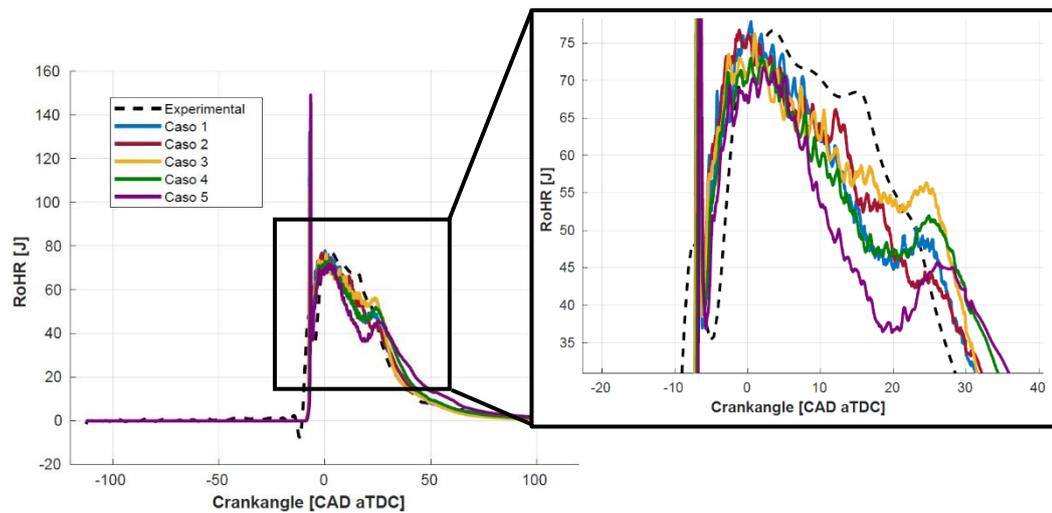


Figura 13. Tasa de liberación de calor-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla gruesa).

Comparación de emisiones

La convergencia de los valores de emisiones en las diferentes configuraciones de mallado derivados de la malla gruesa base se produce a partir del caso 4, que toma un valor de partes por millón de NO_x razonablemente similar al experimental.

Como se aprecia en la Figura 14, las emisiones obtenidas de la simulación con el caso 1 son sensiblemente “mejores” que las obtenidas con el caso 2, cuando debería de tomar valores mayores que esta. A pesar de haber repetido las simulaciones del caso 1 en varias ocasiones, el valor de las emisiones no ha tomado los valores esperados. Esto puede tomarse como un hecho anecdótico ya que, como se muestra en las gráficas de presión y liberación de calor, el caso 1 cumple con los valores esperados en el resto de parámetros.

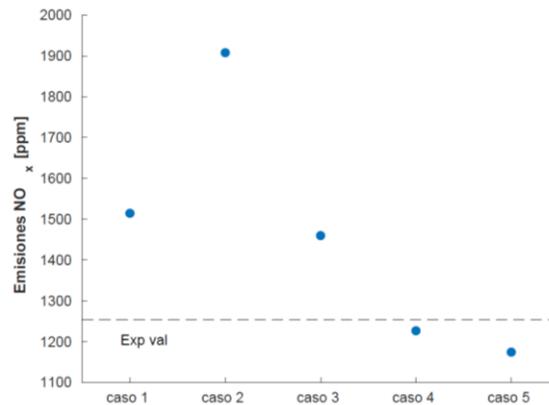


Figura 14. Emisiones de NO_x. Comparación de tamaño de malla (malla gruesa).

Asumiendo como demasiado optimista las emisiones obtenidas en el caso 1 y como suficientemente similares a los resultados experimentales las del caso 3, esta última se toma como la configuración óptima entre las variaciones de la malla fina, a pesar de que el caso 4 presente un valor de emisiones más cercano al real. Se escoge el caso 3 debido a que el tiempo de simulación del caso 4, como se indica en la Tabla 7, no justifica la espera en relación al caso 3 para un número muy elevado de simulaciones, ya que la relación de tiempo de simulación entre dos mallados crece del orden del 150 %, al aumentar el refinado de la malla.

4.2.2. Malla fina

Comparación de presión y RoHR

Igual que sucede en con las variaciones de la malla gruesa, la Figura 15 muestra cómo, con las simulaciones derivadas de la malla fina, la diferencia de presiones entre ellas es también mínima, con lo que no pueden sacarse conclusiones al respecto de la variación del mallado.

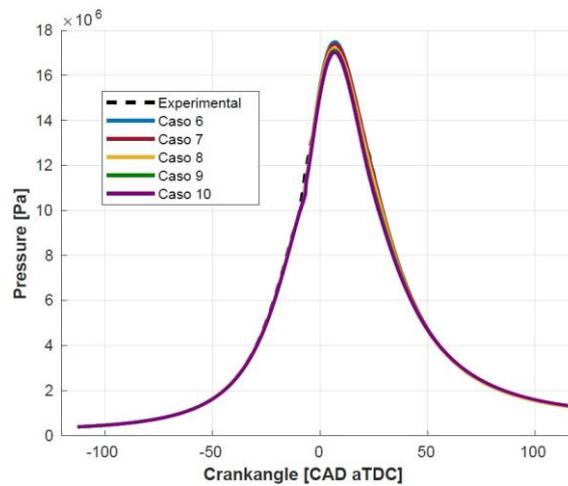


Figura 15. Presión-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla fina).

La Figura 16 muestra cómo, al inicio de la combustión, todas las configuraciones de malla evolucionan de forma similar. Una vez se produce la combustión, el chorro de combustible se dirige hacia la pared del pistón, con lo que, al simularlo, este avanza más rápido con las configuraciones de malla más refinadas (casos 4 y 5), lo que hace que el valor del RoHR diverja del caso experimental. Similar a lo sucedido con el caso 5 derivado de la malla gruesa base, se observa que para los casos 4 y 5, en torno al CAD 20, se quema una parte de combustible que no lo había hecho antes, lo que hace que se igualen con el resto de simulaciones.

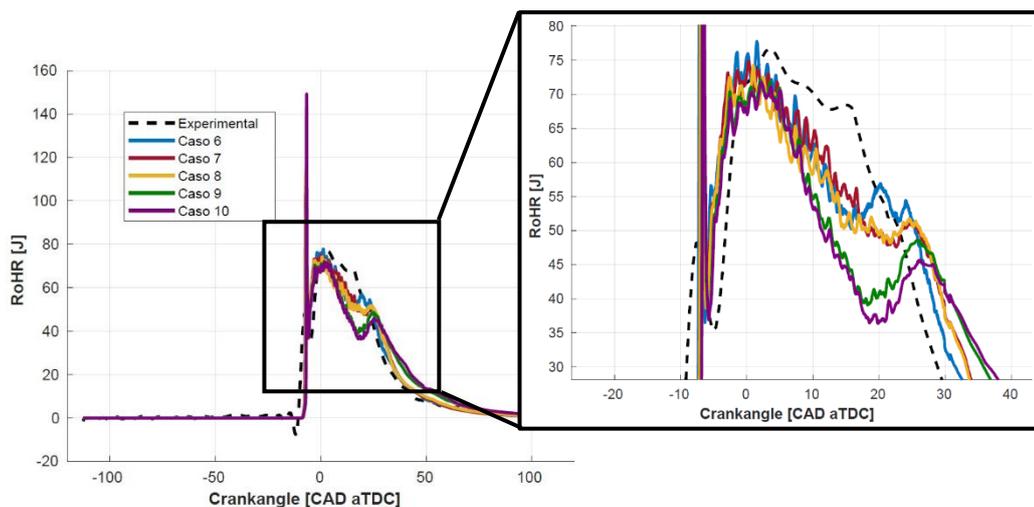


Figura 16. Tasa de liberación de calor-Ángulo de cigüeñal. Comparación de tamaño de malla (malla fina).

Comparación de emisiones

A diferencia de lo que sucedía con la malla 1 derivada de la configuración de malla gruesa, aquí todos los casos presentan unas emisiones esperadas dentro de ciertos rangos. Al tratarse de una malla base más refinada que anteriormente, la convergencia se produce para el caso 3, lo que la hace óptima entre estos casos.

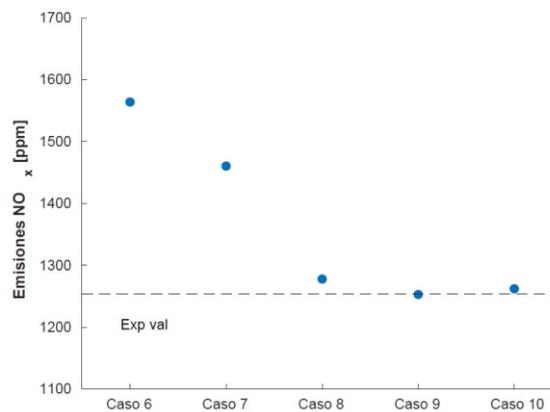


Figura 17. Emisiones de NO_x. Comparación de tamaño de malla (malla fina).

La Tabla 8 muestra cómo el tiempo de simulación para los casos refinados tienen un tiempo de simulación del orden de un día (entre 7 y 38 horas para el caso menos y más refinado, respectivamente), lo que no difiere, relativamente, del tiempo de simulación de los casos de malla gruesa (entre 10 y 48 horas para el caso menos y más refinado, respectivamente). De hecho, a pesar de que los casos de malla refinada cuentan con un número más elevado de celdas para cada uno de ellos, presentan un tiempo de simulación sensiblemente inferior a los de malla gruesa. Esto es debido a que las simulaciones de malla refinada se han llevado a cabo utilizando nueve procesadores, mientras que los de malla gruesa han sido realizadas con solo cuatro de ellos.

4.3. Estudio de los modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia planteados para llevar a cabo las simulaciones del motor son el modelo de turbulencia k- ϵ y el k- ω . Por su parte, el modelo de

transferencia de calor con el que se realizan las simulaciones (Angelberger) integra el modelo k- ϵ RNG, que utiliza unas ecuaciones modificadas del mismo que proporcionan resultados diferentes al modelo k- ϵ estándar. En este apartado, se compararán los resultados modelos recién mencionados con el caso experimental¹⁵ para la presión en el motor y la tasa de transferencia de calor (RoHR – *Rate of Heat Release*). Se realizará un análisis para determinar la adecuación de los modelos a las simulaciones estudiadas en relación al caso experimental.

La evolución de la presión con el ángulo de giro del cigüeñal (CAD – *Crank Angle Degree*) se presenta en la Figura 18. Queda claramente reflejado la adecuación del modelo de turbulencia k- ϵ (tanto el modelo estándar como el RNG) durante todo el rango de estudio, apreciándose muy pequeñas desviaciones, inferiores al 1 %; igualmente, no existe desfase reseñable entre los modelos teóricos y experimentales.

Por su parte, el modelo k- ω no simula correctamente la presión a partir del entorno del CAD 0, alcanzando el pico unos pocos grados antes que el modelo experimental y con un valor entorno al 10 % inferior en ese punto, diferencia porcentual que se mantiene hasta el final del rango.

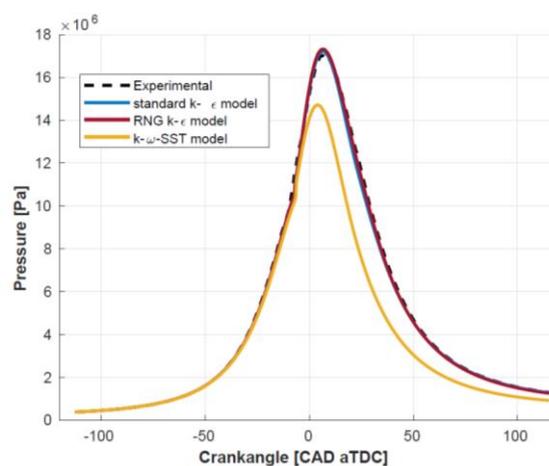


Figura 18. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación de modelos de turbulencia.

¹⁵ Cada vez que se presenten figuras en las que se comparen, entre otros casos, el modelo experimental, este estará representado por líneas negras discontinuas.

Igual que para la presión, como se observa en la Figura 19, el modelo $k-\omega$ subestima la relación de transferencia de calor a partir de un CAD muy similar a la gráfica anterior, pero con diferencias de hasta el 65 % alrededor del CAD 10.

El modelo $k-\epsilon$ proporciona unos resultados más parecidos al caso experimental. Al inicio de la combustión, tanto el $k-\epsilon$ estándar como el RNG ajustan sus valores de forma muy precisa al caso experimental, sin embargo, a partir del entorno del CAD 0, existen desajustes apreciables en ambos casos, subestimando el RoHR hasta, más o menos, el CAD 20, para luego sobreestimarlos. Cabe destacar que, en estas dos etapas, el $k-\epsilon$ RNG ofrece mejores soluciones, lo que coincide con resultados obtenidos por otros estudios publicados en la literatura.

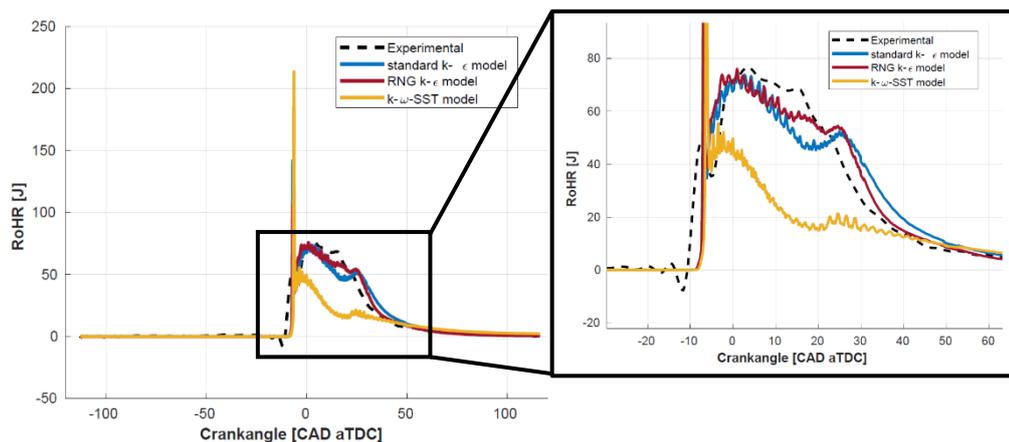


Figura 19. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal. Comparación de modelos de turbulencia.

En base a los resultados mostrados, el modelo $k-\omega$ no debe considerarse para realizar las simulaciones previstas, los errores son ampliamente superiores a los obtenidos con el modelo $k-\epsilon$ de transferencia, tanto para la presión como para el RoHR. Se puede asumir que los valores obtenidos con este último modelo, para todo el rango de CAD, son representativos y sensiblemente mejores que utilizando el $k-\omega$.

4.4. Comparación de emisiones

En cuanto a los resultados de las emisiones, en la Tabla 9 se muestran las emisiones de NO_x del caso experimental en cada ciclo y su relación con las emisiones halladas en los modelos computacionales. La tabla muestra, también, la desviación de los resultados respecto del caso real.

Tabla 9. Comparación de emisiones NO_x.

| Modelo | Emisiones NO_x [ppm] | Desviación [%] |
|---------------|---------------------------------------|-----------------------|
| Experimental | 1253,72 | - |
| Malla gruesa | 1416,43 | 12,98 % |
| Malla fina | 1277,78 | 1,92 % |

Puede apreciarse que la simulación con malla fina ofrece unos valores de emisiones más ajustados a los reales que los obtenidos con el modelo de malla gruesa, con una precisión de un 10 % más cercana al valor experimental. No obstante, si, como se ha comentado en el análisis de las gráficas, lo que se busca es reducir el tiempo de simulación, las soluciones de emisiones obtenidas con la malla fina pueden considerarse adecuadas siempre y cuando se tenga en cuenta el error existente, ya que el orden de magnitud es el mismo que para el caso experimental.

4.5. Efecto de los modelos sobre la misma configuración de pistón

En este apartado se realiza un estudio acerca de la adecuación de cada uno de los modelos de transferencia de calor expuestos en esta memoria al caso de estudio experimental. Del mismo modo, se lleva a cabo un estudio comparativo de la transferencia de calor en las diferentes zonas del pistón para los diferentes modelos, con el fin de escoger aquel que sea capaz de representar de la mejor manera posible el sistema.

4.5.1. Comparación de los modelos de transferencia de calor

Después de la introducción teórica realizada sobre los cuatro modelos de transferencia estudiados en este trabajo (Angelberger, Han-Reitz, Huh-Chang y Rakopoulos) llevada a cabo en el apartado "Modelos de transmisión de calor", va a realizarse una comparación de los resultados obtenidos de las simulaciones de cada uno de ellos.

4.5.1.1. Adecuación de los modelos de transferencia de calor al caso experimental

Los resultados mostrados en las diferentes figuras del presente apartado muestran cómo, en relación a los parámetros de salida principales del ciclo de combustión de un motor, los diferentes modelos de transferencia de calor presentan resultados similares para todos los casos, a pesar de que cada uno de ellos utiliza diferentes ecuaciones internas a la hora de resolver computacionalmente el sistema.

En cualquier caso, en la Figura 20 se observa cómo la presión en el interior del cilindro evoluciona de forma muy similar para todas las simulaciones (apenas hay variaciones máximas de entorno al 2 % respecto del caso experimental), alcanzando el pico en el mismo punto en el momento de la combustión, justo después de alcanzar el punto muerto superior.

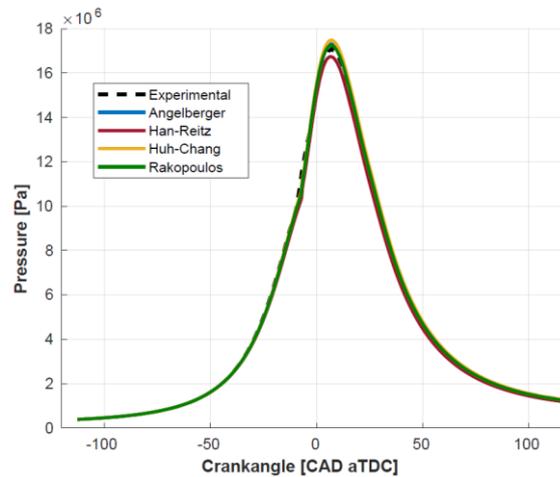


Figura 20. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor.

En cuanto a la tasa de liberación de calor, los cuatro modelos presentan comportamientos muy similares, como se muestra en las Figura 21 y Figura 22. La evolución de la RoHR muestra un pico de liberación de calor al inicio de la combustión de calor para los modelos que tiende a estabilizarse en torno al punto muerto superior para ir decreciendo paulatinamente hasta el CAD 30, punto a partir del cual esta disminuye de forma más agresiva. Por ello, los cuatro modelos simulan una combustión con un inicio bien definido y una combustión homogénea que abarca la parte central del recorrido del cigüeñal entorno al punto muerto superior; mientras, los resultados experimentales muestran una combustión inicialmente más suavizada hasta la máxima tasa de liberación de calor, punto a partir del cual, las simulaciones pueden considerarse similares al caso experimental.

No obstante, a pesar de las diferencias expuestas, la tasa de liberación de calor acumulada presenta un comportamiento casi idéntico en las simulaciones respecto del estudio real, por lo que pueden considerarse apropiadas y representativas del sistema.

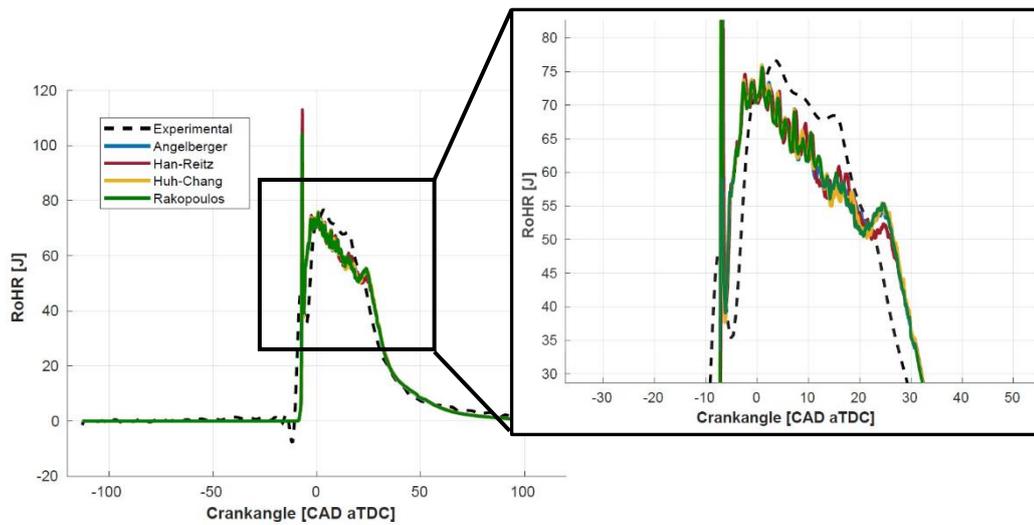


Figura 21. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor.

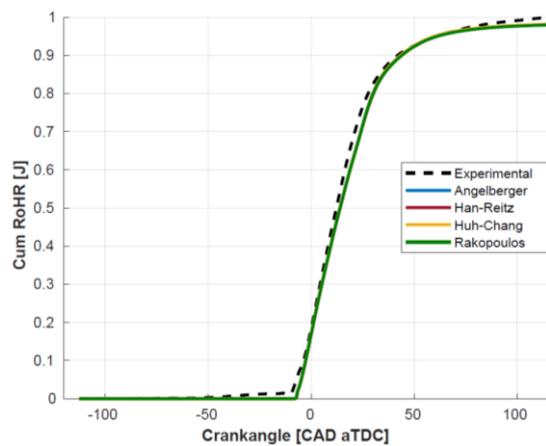


Figura 22. Tasa de liberación de calor acumulada-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso experimental y los modelos de transferencia de calor.

4.5.1.2. Comparación de los modelos

Después de mostrar los resultados del RoHR y la presión en el interior del cilindro en el apartado anterior para cada uno de los cuatro modelos de transferencia de calor, ahora van a presentarse los valores de la transferencia de calor neta para cada uno de ellos en las diferentes paredes del cilindro, así como el valor acumulado en función del ángulo de giro del cigüeñal. A pesar de que se han mostrado unos valores de la tasa de liberación de calor muy similares para

los cuatro modelos, en la Figura 23 se hacen notables las diferencias en la transmisión de calor simulada a partir de cada uno de ellos.

Puede verse cómo, con el modelo de **Han y Reitz**, para cualquiera de las paredes del cilindro, se obtienen unos valores de transmisión de calor del orden de hasta el 100 % superior a los otros tres modelos a lo largo de todo el recorrido del pistón en el cilindro. Cabe destacar cómo, a diferencia del resto de modelos, en la última etapa del recorrido, hacia el CAD 80, se produce un descenso de transferencia de calor en el liner, lo que puede deberse a que las ecuaciones utilizadas por Han y Reitz proporcionan una mayor transmisión de calor relativa (teniendo en cuenta que es superior al resto de modelos) en el momento de la combustión, haciendo que, en las etapas posteriores, quede menos energía por ser evacuada en el interior del sistema.

Por su parte, el modelo con el que resultan los menores valores de transmisión de calor es el de **Huh y Chang**, a pesar de mantener, en todo momento, una tendencia muy parecida a los otros tres, sobre todo al Angelberger, pero entorno al 30 % inferior, en todo el rango de giro del cigüeñal.

En cuanto a los modelos de **Rakopoulos y Angelberger**, puede decirse que son complementarios, en el sentido de que el primero presenta, en general, mayores transmisiones de calor en el entorno próximo a la combustión, mientras que el Angelberger proporciona valores superiores de transmisión de calor, sobre todo, en la parte final del recorrido del cigüeñal, notándose esta tendencia en la transmisión de calor total del cilindro.

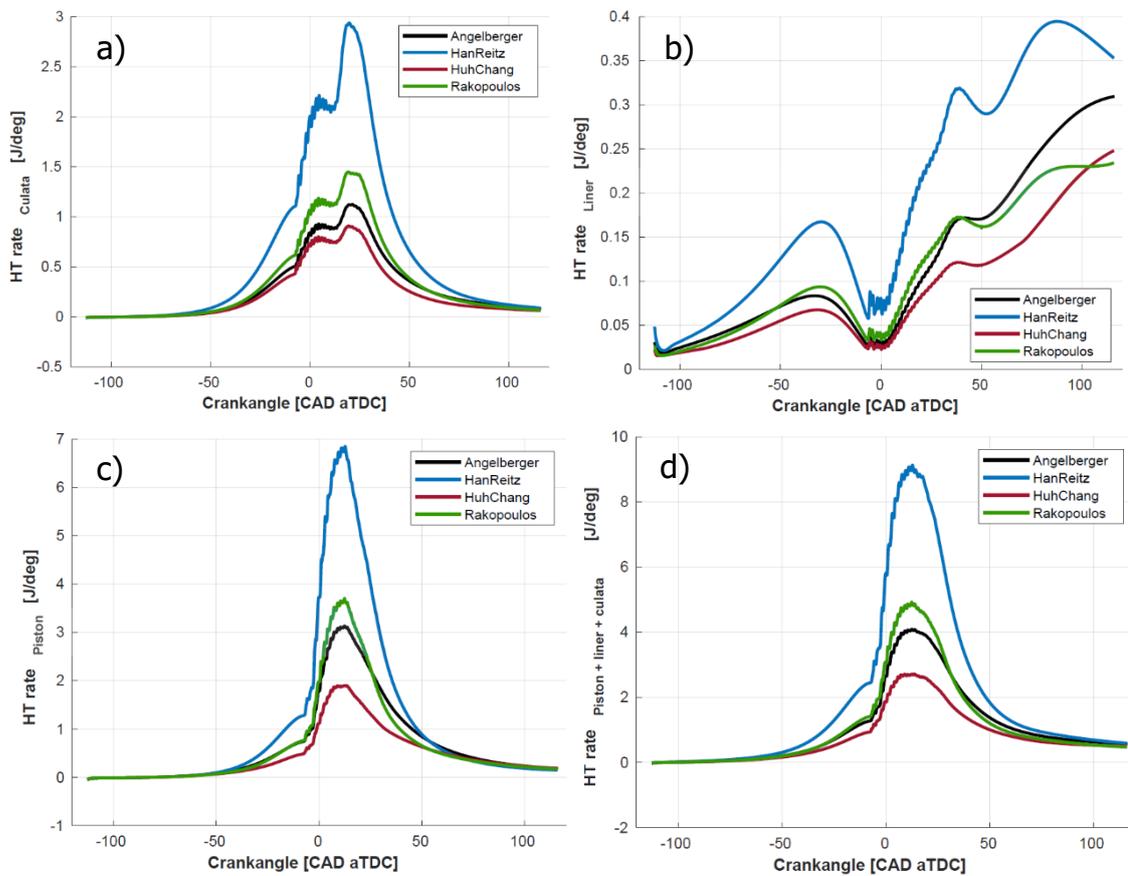


Figura 23. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación de los modelos de transferencia de calor.

Como consecuencia de lo expuesto en este apartado, en la Figura 24 queda reflejada la evolución de la transferencia de calor acumulada para cada uno de los modelos en el cilindro a lo largo del giro del cigüeñal. Como era de esperar, se observa una transferencia superior al resto en el modelo de Han y Reitz, mientras que el de Huh y Chang es inferior al resto en todo momento. Por su parte, la transferencia de calor en el cilindro para los modelos de Angelberger y Rakopoulos presenta una evolución similar, diferenciada, casi únicamente, en que el último de ellos proporciona valores más elevados de transmisión de calor en la culata para ángulos intermedios de giro del cigüeñal.

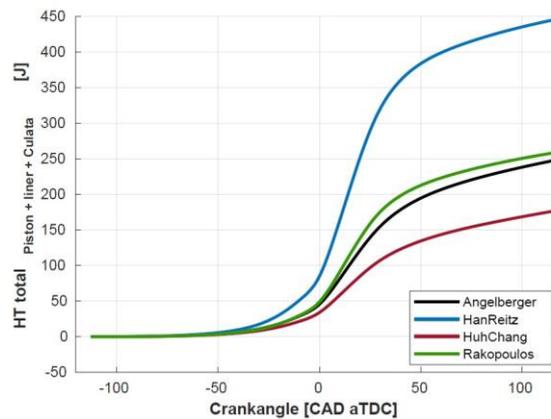


Figura 24. Transferencia de calor acumulada en el cilindro-Ángulo del cigüeñal. Comparación de los modelos de transferencia de calor.

4.5.2. Efecto sobre la predicción de la liberación de energía y la presión en el cilindro

Hasta el momento, se ha expuesto el comportamiento del sistema en el interior del cilindro en función de diferentes parámetros en las simulaciones (dos tamaños de malla distintos, tres modelos de turbulencia y cuatro modelos de transmisión de calor) para para una misma configuración del pistón. En este apartado va a estudiarse el comportamiento de dos configuraciones de pistón diferente, una de ellas la del caso base utilizada hasta ahora y otra a la que se denominará optimizada, con una geometría distinta, obtenida a partir de un proceso de optimización desarrollado en un trabajo previo. Ambas configuraciones se estudiarán en base a simulaciones con las mismas características con el fin de poder estudiar y comparar, en igualdad de condiciones, los resultados obtenidos.

4.5.2.1. Estudio de las simulaciones para ambas configuraciones

Perfil de los pistones

Con el objetivo de aprovechar la mayor cantidad posible de energía generada en el cilindro durante la combustión y con el que reducir las emisiones

contaminantes, se propone trabajar con un pistón con un perfil optimizado como el de la Figura 25. Para ello, va a estudiarse una comparación entre los resultados de la transferencia de calor en las paredes del cilindro de cada una de las dos configuraciones mencionadas.

El comportamiento del sistema, como ya se ha comentado, dependerá, en este caso, de la configuración del pistón. Debido a las diferentes geometrías del pistón, el chorro de la inyección de combustible en el cilindro hace que este se distribuya de forma diferente para cada una de ellas. Por su parte, el número de orificios para ambas simulaciones de diésel es de diez. En la Figura 25 se observa cómo el ángulo de la inyección del caso base está dirigido de forma tangencial al perfil del pistón, con lo que el combustible recorre el propio pistón y el calor en el cilindro se concentra, notablemente, en unas zonas por encima de otras. Por parte del pistón optimizado, este tiene una forma más suavizada que el del caso base, con lo que se busca que el combustible inyectado (con un ángulo ligeramente más cercano a la horizontal) entre en contacto más frontalmente con el pistón y el calor generado en la combustión se distribuya más homogéneamente por el cilindro.

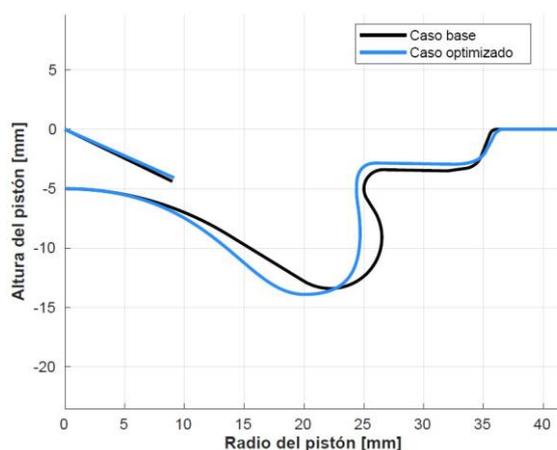


Figura 25. Comparación del perfil del pistón: caso base – caso optimizado.

Resultados de las simulaciones

Puede observarse en la Figura 26 cómo el efecto de la geometría del pistón apenas interviene en la evolución de la presión en el interior del cilindro, lo que

indica que la compresión de los gases en ambos casos es similar, si acaso, despreciablemente superior en el caso del pistón optimizado.

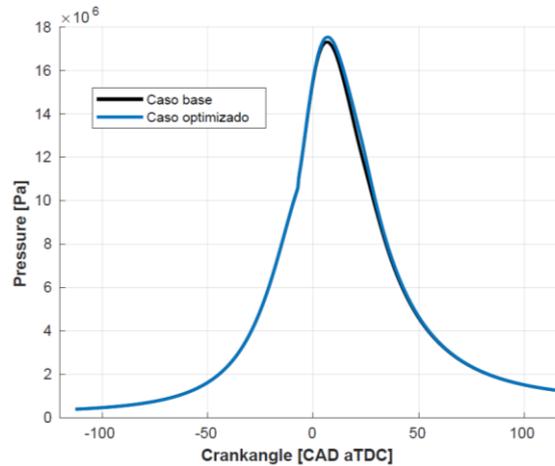


Figura 26. Presión-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y el optimizado.

A pesar de que, en ambas configuraciones, la presión en el cilindro evoluciona de forma muy similar para ambas, en la Figura 27 se puede comprobar cómo no sucede lo mismo con la tasa de liberación de calor, la cual difiere para ambos casos a medida que avanza la combustión. La geometría del caso optimizado hace que, después de la combustión, el RoHR se mantenga relativamente constante hasta el entorno de CAD 25, mientras que en el caso base, este va disminuyendo paulatinamente hasta ese punto. El caso optimizado consigue quemar combustible en proporciones similares durante más tiempo, aumentando, así, el calor liberado.

En la gráfica de la derecha se puede ver cómo la liberación de calor global es superior cuando se utiliza la geometría optimizada, sobre todo poco después del inicio de la combustión, por lo que la energía obtenida en el proceso de combustión es superior para este caso. En definitiva, la geometría optimizada aprovecha mejor la energía que puede obtenerse en el proceso de combustión, de alrededor de un 5 % superior en cada ciclo.

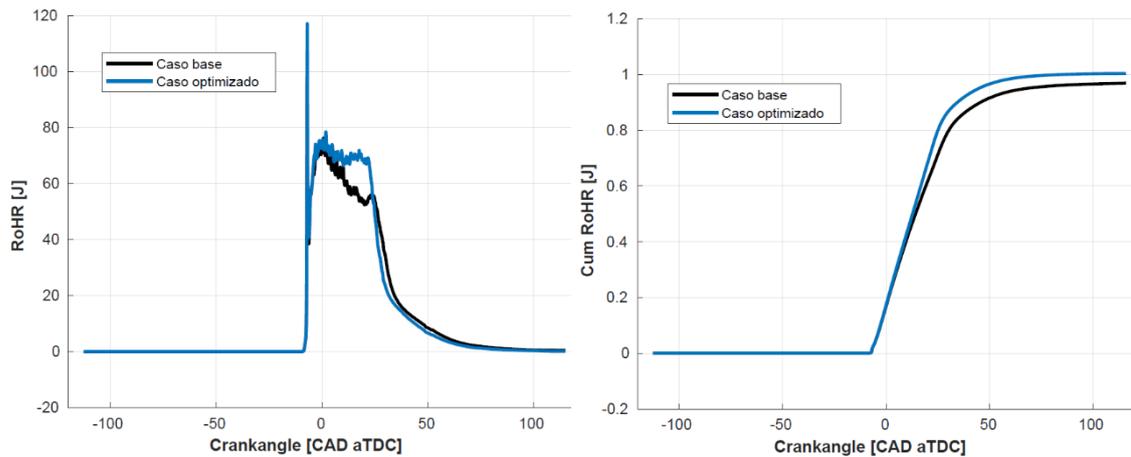


Figura 27. Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor acumulada-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base y el optimizado.

Comparación de transmisión de calor entre las paredes del cilindro

Los efectos derivados de las diferencias entre las geometrías base y optimizadas para el diésel provocan cambios en el comportamiento de la transferencia de calor en las paredes del cilindro. La forma de incidir el chorro de combustible sobre el pistón propicia que esta transferencia difiera más en unas zonas que en otras, en comparación con el caso base, como puede verse en la Figura 28. Tanto en el pistón como en la culata, la transferencia de calor en el caso optimizado presenta un comportamiento similar al del caso base, siguiendo la misma tendencia, aunque con valores entorno al 25 % superiores. Por el lado de la culata, sí difiere en mayor medida la transferencia de calor, sobre todo, a partir del CAD 25, momento a partir del cual crece de forma más abrupta utilizando el perfil optimizado para, después, estabilizarse. No obstante, la cantidad de transferencia de calor bruta es muy superior en el pistón y en la culata que en el liner (del orden del 1000 % en el pistón y del 500 % en la culata), de forma que la transferencia de calor total del caso base respecto al optimizado sea superior en el entorno del punto muerto superior, igualándose en los extremos del giro del cigüeñal para ambos casos.

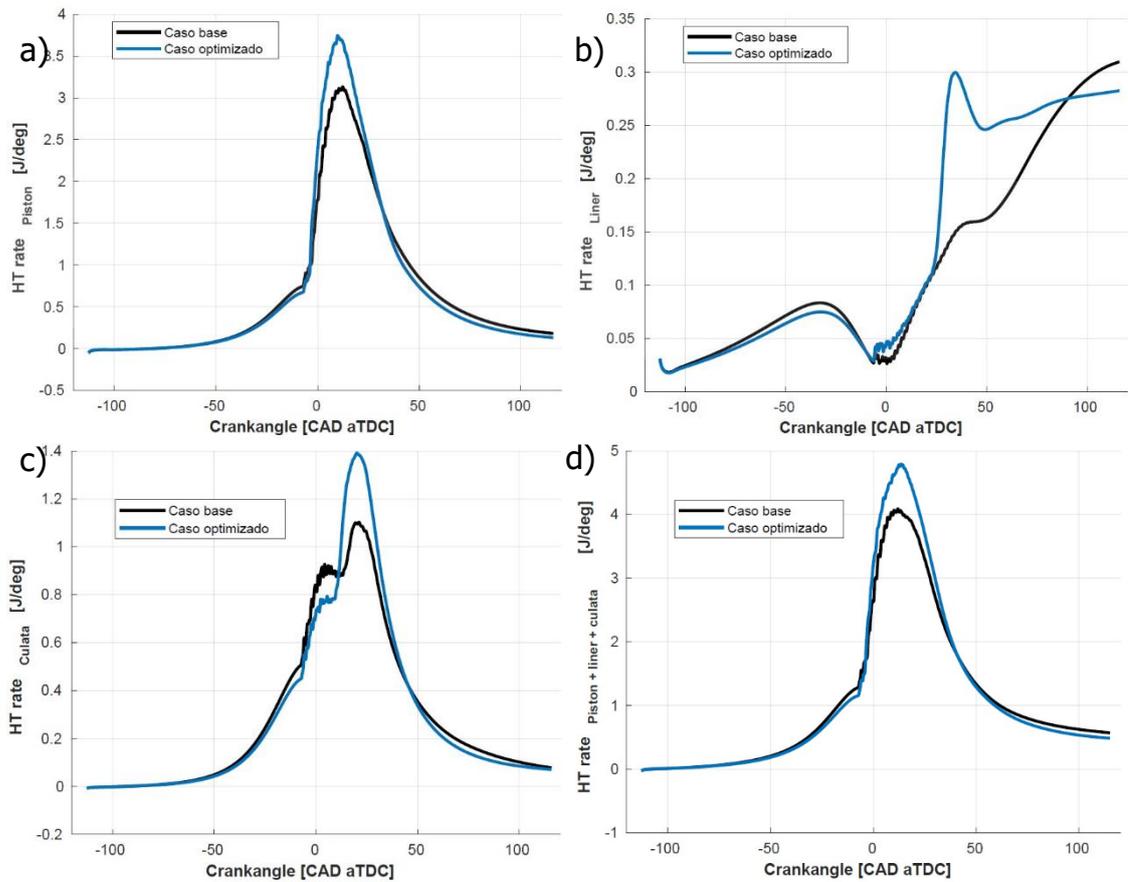


Figura 28. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y el optimizado para el diésel.

Efecto del modelo de transferencia de calor usando otros combustibles

Después de analizar el comportamiento del sistema en el interior del cilindro para diferentes modelos teóricos y configuraciones del pistón utilizando heptano como combustible, ahora va a estudiarse los efectos del modelo base de transferencia de calor para combustibles alternativos, en este caso, OME1 y OME3, ya que se trata de combustibles que contribuyen a la reducción de emisiones de hollín.

El comportamiento en el interior del cilindro utilizando los combustibles alternativos que se estudian difiere, como es de esperar, respecto del caso base. En la Figura 29. Presión - Ángulo del cigüeñal (izquierda) y Temperatura – Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre caso base, OME1 y OME3. Figura 29 se observa cómo la presión en el interior del cilindro es mayor para estos nuevos combustibles a partir del punto muerto superior, incrementando algo más de un 5 % de la producida con el combustible base en su punto máximo. En cuanto a la temperatura, la diferencia radica en que es mayor que el caso base a partir del punto muerto superior, pero se disipa más rápidamente y es inferior a partir del CAD30 para el OME3 y del CAD45 para el OME1.

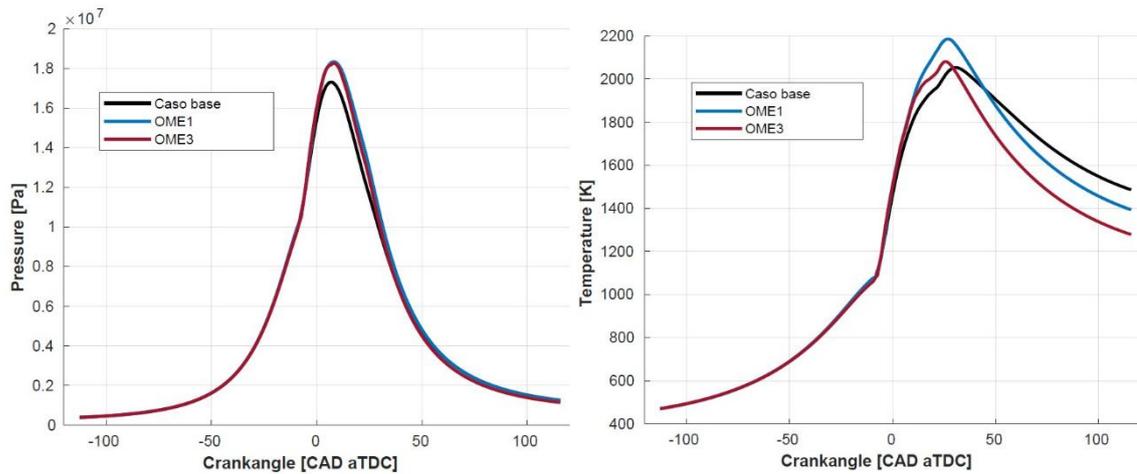


Figura 29. Presión - Ángulo del cigüeñal (izquierda) y Temperatura - Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre caso base, OME1 y OME3.

Previsiblemente, se podría esperar que la tasa de liberación de calor es más pequeña para los OMEx, ya que tienen menor poder calorífico. Sin embargo, teniendo en cuenta ese efecto, se ha decidido aumentar el tamaño de los orificios del inyector para compensar la cantidad de combustible inyectada (inyectar más) y así liberar una energía más o menos equivalente.

5.1. Transferencia de calor utilizando combustibles alternativos

Como se reflejó en la Tabla 6, el poder calorífico del heptano es del orden del doble al de los combustibles alternativos analizados. Inicialmente, teniendo en cuenta este dato, es de esperar que la potencia del heptano sea notablemente superior al de los OMEx, ya que la capacidad de combustión del primero y el aprovechamiento de la energía es, a priori, ampliamente mayor.

La Figura 30 muestra los resultados de la transferencia de calor en las diferentes paredes del cilindro para los distintos combustibles estudiados, utilizando el mismo modelo de transferencia de calor para todos ellos. Globalmente, la transferencia de calor en todo el cilindro evoluciona de manera parecida para los tres combustibles, siendo inferior para el heptano, del orden

del 30 % respecta del OME1 y del 70 % respecto del OME3. De esta forma, en términos puramente de rendimiento, el heptano es, sin duda alguna, el que mejor aprovecha la energía de la combustión.

La transferencia de calor en todas las paredes es superior para los OME_x que para el heptano, debido a que, como los orificios por los que sale el combustible son más grandes, la penetración de los chorros es superior y el impacto de estos con las paredes se produce con mayor intensidad, transmitiendo más energía a través de ellas.

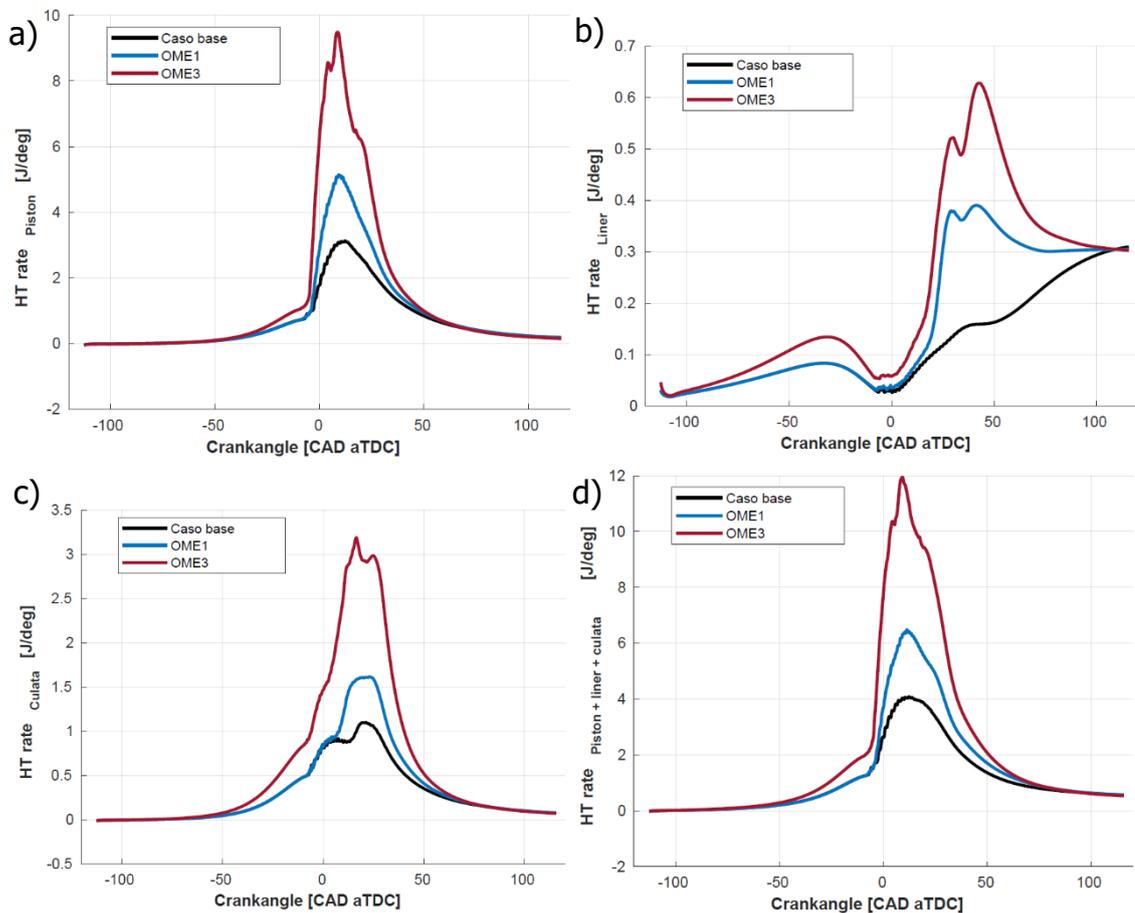


Figura 30. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base y los combustibles alternativos.

No obstante, teniendo en cuenta que se trata de combustibles alternativos capaces de reducir sensiblemente las emisiones de hollín, puede asumirse cierta pérdida de rendimiento respecto al heptano. De esta forma, el más apropiado de

los dos OMEs es el OME1, ya que, caloríficamente, presenta un comportamiento más cercano al heptano que el OME3, cuya transferencia de calor global es un 200 % mayor que la de este.

5.2. Configuración optimizada del pistón

Tras estudiar el comportamiento del perfil del pistón optimizado en relación al del caso base y de comparar la transferencia de calor en el cilindro entre los combustibles alternativos y el heptano, en este apartado va a llevarse a cabo un análisis de los resultados de estos nuevos combustibles (OME1 y OME3), comparando la transferencia de calor sobre el cilindro con el perfil del caso base común y un sistema de combustión, que tiene un bowl del pistón adaptado para los requerimientos del combustible..

5.2.1. OME1

Variando el perfil del pistón para cada uno de los casos (Figura 31), para conseguir el sistema de combustión optimizado que maximiza el rendimiento del motor y minimiza las emisiones de NOx cuando se usa este combustible, se ha seguido la metodología desarrollada por Novella et al [38], que se ha desarrollado en paralelo a este trabajo por un investigador del instituto CMT, es de esperar que la transferencia de calor como consecuencia de la combustión difiera entre cada uno de ellos. Análogamente al caso del diésel, la inyección del caso base se dirige tangencialmente hacia el perfil del pistón, mientras que, en el optimizado, esta dirección se encuentra, claramente, orientada de manera casi frontal hacia el perfil. De esta forma, la distribución del calor de la combustión va a ser completamente diferente para cada uno de los casos, ya que, con el perfil base, el combustible se direcciona de una forma concreta; en cambio, el optimizado hace que este se disperse por la cámara de combustión de manera más uniforme y pertinente.

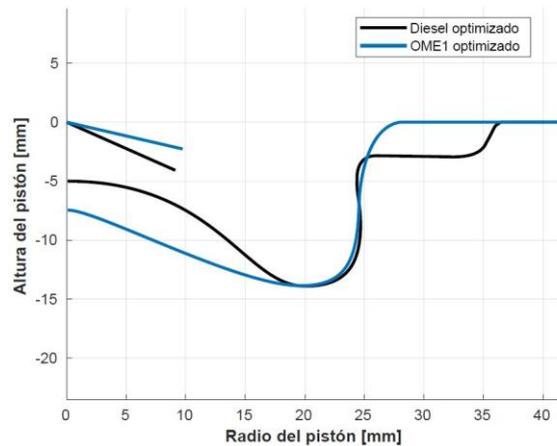


Figura 31. Comparación del perfil del pistón: diésel caso optimizado – OME1 caso optimizado.

La configuración optimizada del perfil produce una leve disminución de la presión durante el ciclo de combustión en el interior del cilindro, como se observa en Figura 32. En cuanto a la tasa de liberación de calor, puede verse en la gráfica de la derecha de la misma figura cómo la combustión se inicia en el mismo momento para ambos casos, a diferencia de que con el perfil optimizado, es inferior a lo largo de la mayor parte del ciclo.

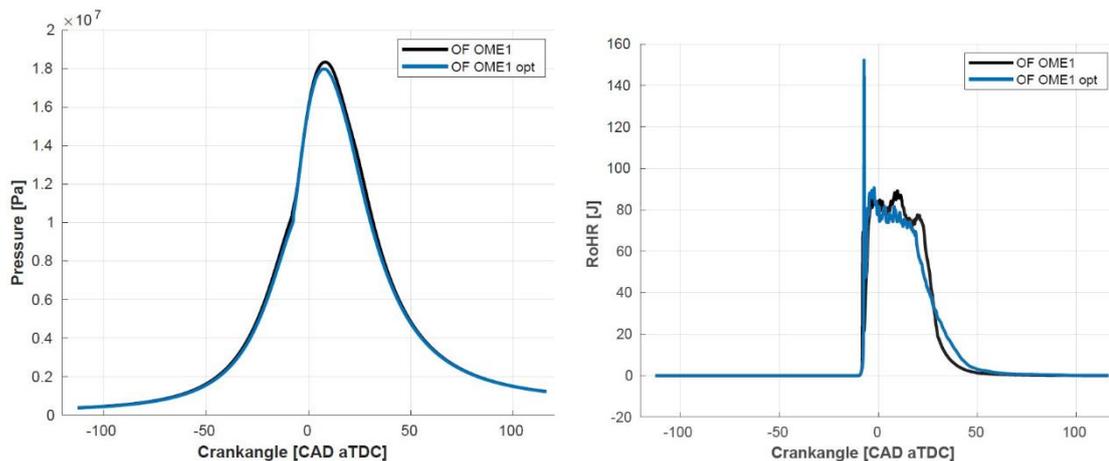


Figura 32. Presión-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado.

La Figura 33, que muestra la evolución de la transferencia de calor en la culata, refleja cómo la transferencia de calor en la culata apenas aumenta menos

de un 5 %, siendo mayor su pico y concentrándose más entorno a valores cercanos al punto muerto superior que utilizando el pistón base.

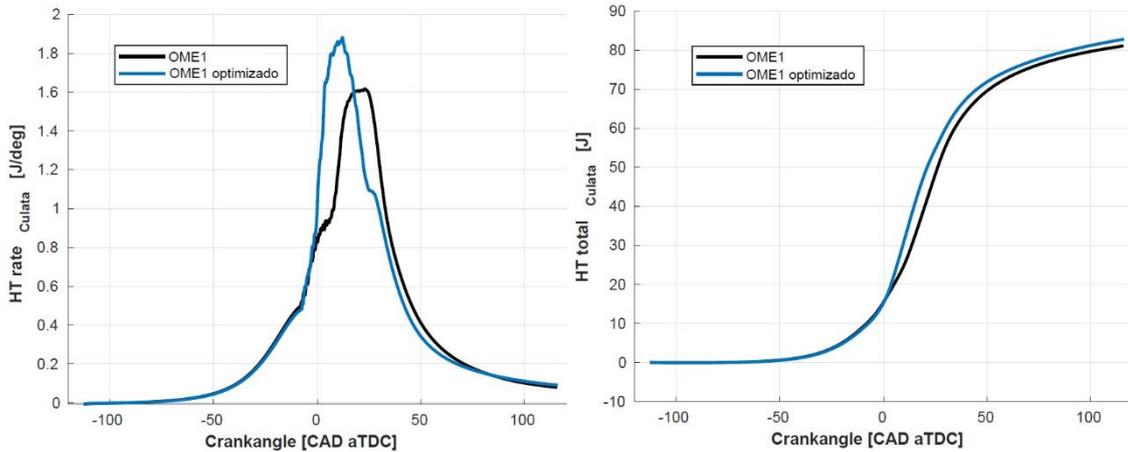


Figura 33. Transferencia de calor en la culata-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor acumulada en la culata-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado.

Comparando la Figura 33 con la Figura 34, se observa cómo la transferencia de calor en el perfil optimizado se produce, en mayor proporción respecto del perfil inicial, en la cuata y el liner, siendo inferior, relativamente, en el pistón. En este sentido, puede considerarse que el perfil optimizado distribuye de forma más equitativa por las paredes del cilindro los efectos de la combustión, ya que es en el pistón donde se producen la mayor parte de pérdidas por transferencia de calor en ambos casos y el liner la pared por la que se producen menos pérdidas (un orden de magnitud menos que en las otras paredes).

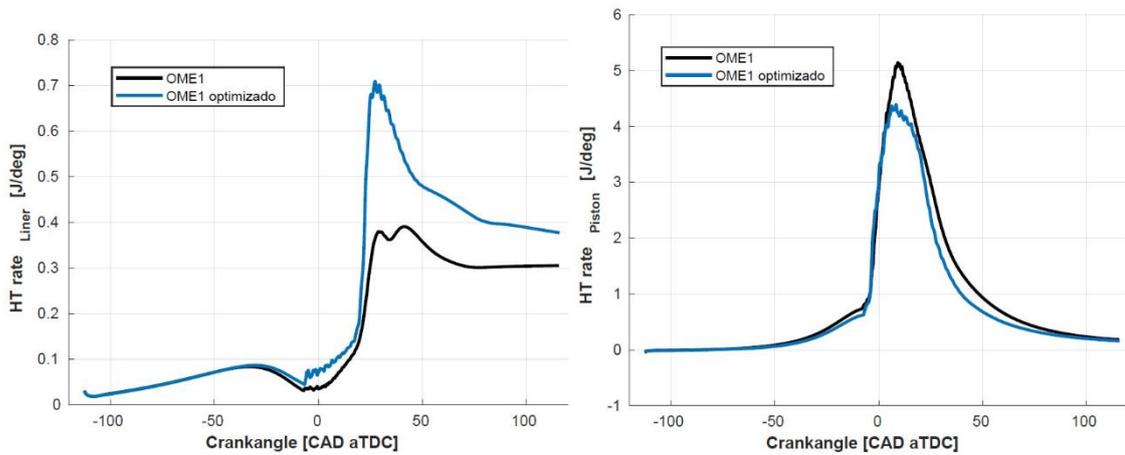


Figura 34. Transferencia de calor en el liner-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor en el pistón-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado.

Globalmente, la transferencia de calor por las paredes del cilindro es inferior para el caso optimizado, como queda reflejado en la Figura 35, que, al final de cada ciclo, esta relación es de alrededor de un 5 % menor.

Cabe destacar que la diferencia de calor transmitido a la culata es significativamente mayor en el caso optimizado, por lo que habría que estudiar con mayor detalle si un cilindro con el nuevo pistón lo soportaría, aunque siendo una diferencia del entorno del 10 % superior es mecánicamente asumible.

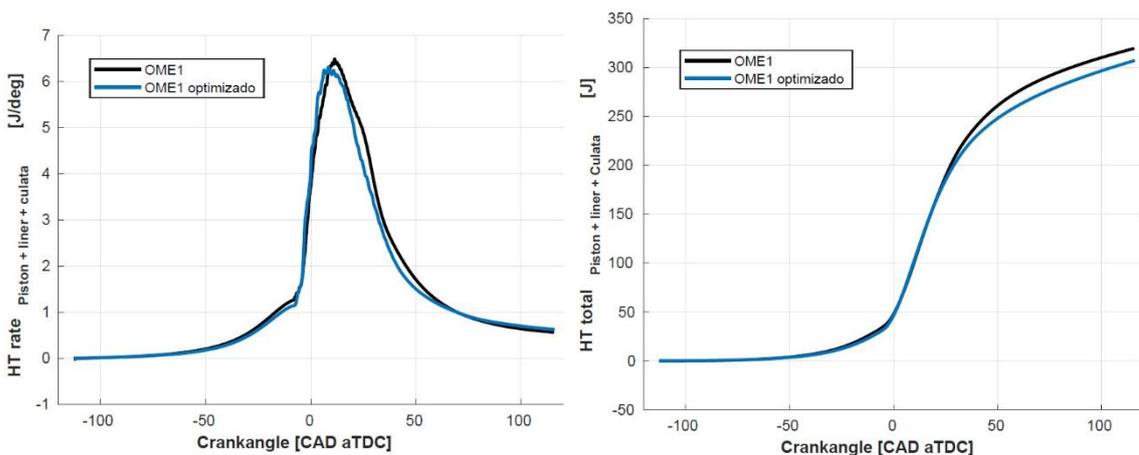


Figura 35. Transferencia de calor en el cilindro-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Transferencia de calor acumulada en el cilindro-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME1 como combustible y el caso optimizado.

5.2.2. OME3¹⁶

A diferencia del diésel y del OME1, en la Figura 36 puede verse cómo el perfil optimizado para el pistón del OME3 no dirige el chorro de la inyección de forma frontal hacia el perfil, sino que lo lleva hacia la parte inferior de este. La inyección para el caso optimizado se realiza de forma más prematura, con el fin de que el combustible se distribuya de manera uniforme sintonizando el chorro con el borde del pistón y así favorecer los efectos de transferencia de calor en las paredes, como se estudiará a continuación.

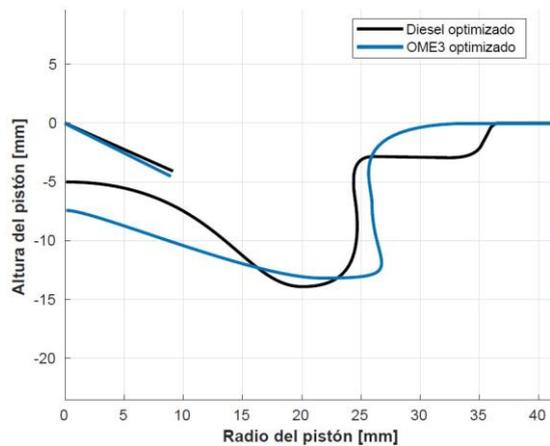


Figura 36. Comparación del perfil del pistón: diésel caso optimizado – OME1 caso optimizado.

Puede apreciarse en la Figura 37 cómo, utilizando el perfil optimizado, la presión en el interior del cilindro disminuye notablemente (gráfico izquierdo), además de producirse el pico retrasado respecto del caso base, a causa de, como se ve en el gráfico derecho, que el inicio de la combustión se produce de forma más tardía, coincidiendo con el punto muerto superior. De la misma forma que la combustión del caso optimizado se inicia posteriormente a lo que lo haría con el perfil base, también finaliza más tarde, lo que hace que la energía neta liberada por el combustible sea similar en ambos casos.

¹⁶ Para este combustible también se ha implementado la metodología de optimización que combina algoritmos evolutivos + CFD para minimizar las emisiones y aumentar el rendimiento (en un estudio paralelo realizado por un investigador del Instituto CMT).

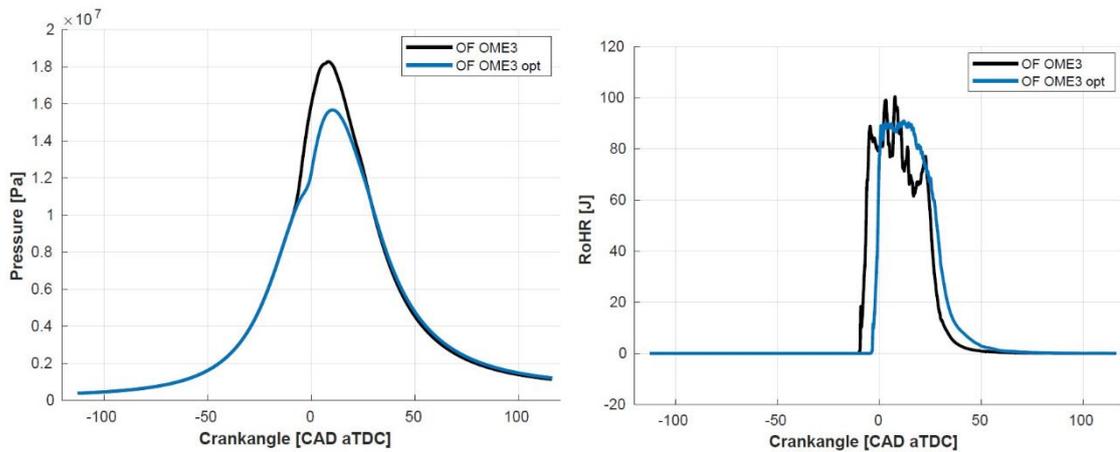


Figura 37. Presión-Ángulo del cigüeñal (izquierda); Tasa de liberación de calor-Ángulo del cigüeñal (derecha). Comparación entre el caso base utilizando OME3 como combustible y el caso optimizado.

A diferencia de lo que sucede con la transferencia de calor en la culata para el caso optimizado del OME1, en el OME3 esta es un 50 % inferior en relación a la que se transfiere utilizando el perfil base del pistón (Figura 38). En cambio, el calor transmitido al liner es superior utilizando el perfil optimizado, aunque la mayor parte del calor (entorno al 80 %) se transmite por el pistón y es aquí donde la diferencia con el caso base es más acentuada, ya que el pico en este caso es de casi diez julios por grado, mientras que con el perfil optimizado no llega a cinco julios por grado de giro del cigüeñal.

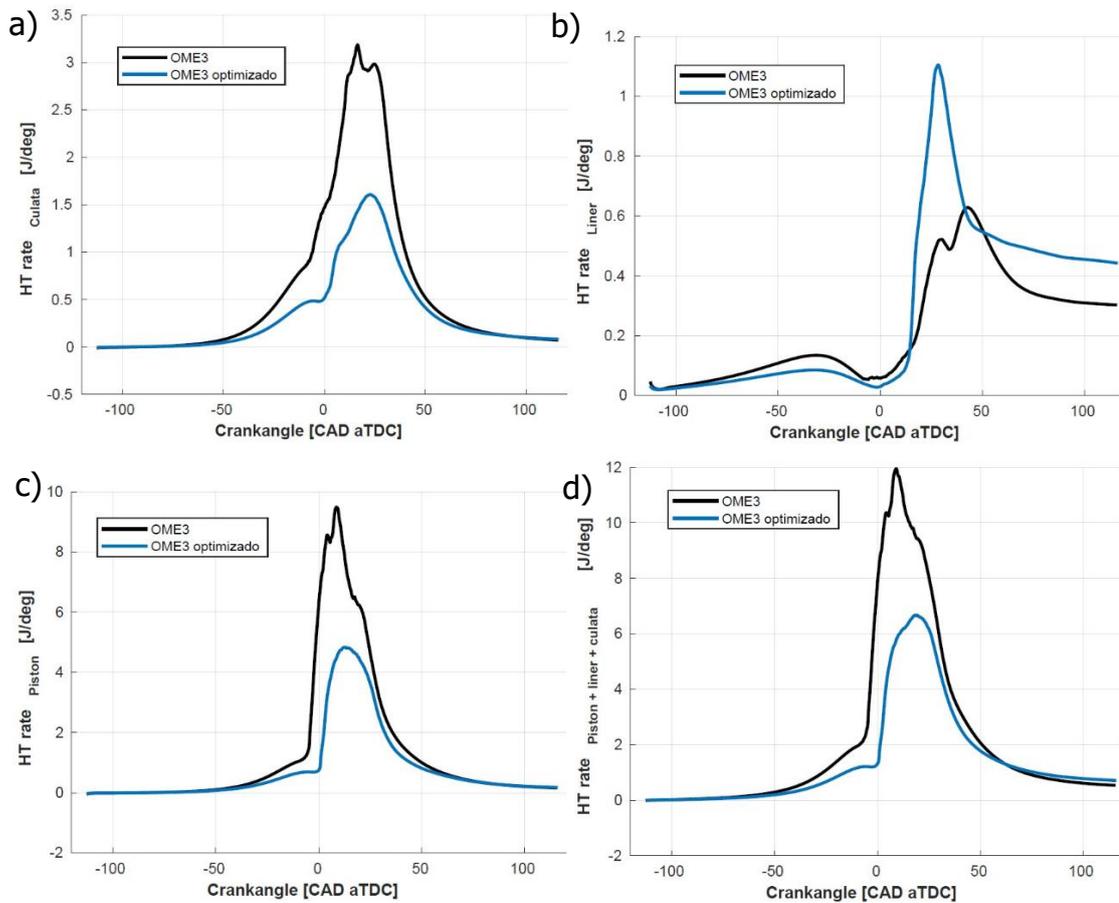


Figura 38. Transferencia de calor en la culata (a), en el liner (b), en el pistón (c) y en el total del cilindro (d)-Ángulo del cigüeñal. Comparación entre el caso base utilizando OME3 como combustible y el caso optimizado.

5.2.3. Comentarios

Utilizar un perfil de pistón u otro, a diferencia de lo que sucede con el OME1, sí es determinante cuando se utiliza como combustible el OME3, ya que la transferencia de calor global disminuye casi a la mitad.

Teniendo en cuenta que el poder calorífico del OME3 es sensiblemente inferior al del OME1 (22,4 MJ/kg por 19,6 MJ/kg, respectivamente), puede afirmarse que el perfil optimizado tiene un efecto mucho más positivo cuando se trata de OME3, ya que, como se ha comentado, la mejora cuando se está utilizando el OME1 es, apenas, del 5 %. En este sentido, se deduce que el OME3 es más sensible a los cambios del pistón, en términos de transmisión de calor,

que en el caso de OME1, para el cual la transmisión de calor varía menos utilizando diferentes perfiles.

Conclusiones y líneas futuras

El presente documento se ha pretendido desarrollar los conceptos básicos relacionados con los motores de combustión interna alternativos, particularmente, de los motores de encendido por compresión (MEC), con el objetivo de llegar a entender el posterior comportamiento térmico en las paredes de los cilindros del motor, particularmente la transmisión de calor.

Seguidamente, se han presentado las herramientas utilizadas para realizar el análisis descrito, estudiado a partir de técnicas de cálculo CFD, gracias a las cuales han podido simularse diferentes modelos, representando amplias variables como el tamaño de malla en cada simulación, el pistón utilizado en cada caso o el combustible utilizado.

Una vez descrito el marco teórico y las herramientas utilizadas, se ha desarrollado la interpretación de los resultados obtenidos en las simulaciones, habiendo validado los modelos utilizados y llevando a cabo las comparaciones oportunas en cada uno de los casos.

Por último, en este apartado se presentan las conclusiones globales del trabajo en su conjunto, obtenidas a partir del trabajo desarrollado y los resultados obtenidos. Para finalizar, se proponen una serie de potenciales trabajos futuros derivados de este proyecto, con los que poder seguir investigando acerca del campo estudiado a fin de obtener, cada vez, mejores resultados.

6.1. Conclusiones

Resumidamente, el objetivo del trabajo ha sido, a partir de una amplia variedad de simulaciones representativas de diversos casos, conocer la viabilidad de utilizar combustibles sintéticos, producidos a partir de fuentes renovables, como alternativa a los combustibles tradicionales (el heptano, en este caso) en motores de encendido por compresión.

En primer lugar, las conclusiones obtenidas de los objetivos intermedios derivados de estos objetivos principales han sido:

- Se ha llevado a cabo un estudio del tamaño de malla óptimo más adecuado para simular el sistema estudiado, en el que se han propuesto hasta diez diferentes. Se ha elegido aquel con el que, en un tiempo computacional razonable, se obtienen las simulaciones más representativas del sistema real.
- Se ha comparado una variedad de modelos CFD con los que simular la transmisión de calor en las paredes del cilindro, llegando a la conclusión que el más apropiado, aquel que más se ajustaba a los resultados obtenidos en el caso experimental, es el modelo de Angelberger. Este modelo ha sido, por tanto, el utilizado para realizar las simulaciones estudiadas posteriormente.
- Se ha propuesto una alternativa a la configuración inicial del pistón, con la que llevar a cabo comparaciones en la transferencia de calor en las paredes del cilindro. Los resultados obtenidos aplicando cada una de las configuraciones del pistón difieren según el combustible utilizado.

Como consecuencia de los resultados obtenidos en el trabajo, las conclusiones extraídas se resumen a continuación:

- La viabilidad del uso de los combustibles alternativos planteados en lugar de utilizar heptano ha de justificarse en base a las emisiones de estos en comparación con el heptano, ya que, el rendimiento térmico de estos es sensiblemente inferior al de este último.
- A pesar de contar con un rendimiento térmico inferior, tanto el OME1 como el OME3 presentan un comportamiento lo suficientemente correcto como para plantear una sustitución del heptano, siempre que el diseño de la cámara de combustión se adapte ligeramente a los requerimientos de dichos combustibles alternativos.
- El comportamiento de la disipación de energía a través de las paredes en función de la configuración del pistón varía según el combustible utilizado,

siendo más notable cuando se utiliza OME3, donde la aplicación del perfil optimizado del pistón presenta transferencias de calor en las paredes del cilindro comparables a los casos del OME1.

6.2. Líneas futuras

Para ampliar los límites del trabajo desarrollado en este documento, se propone estudiar el comportamiento de otros combustibles alternativos a los convencionales, donde se pueden incluir otros ya existentes, combustibles sintéticos de nuevo desarrollo o mezclas con diferentes proporciones.

Para asegurar la fiabilidad de los resultados, contando con un soporte informático más potente que con el que se cuenta en este trabajo, pueden realizarse simulaciones con mallas más refinadas en menor cantidad de tiempo, obteniendo así mayor número de simulaciones con las que interpretar resultados de manera más precisa.

Por último, otra forma de avanzar el estudio realizado es exportar el análisis realizado a diferentes configuraciones de motor, ya pueda ser tradicional como los motores de encendido provocado o novedosos como aquellos que utilizan hidrógeno como combustible. Igualmente, puede avanzarse por la línea de realizar medidas experimentales que permitan corroborar lo estudiado en este proyecto.

Bibliografía

- [1] M. Valdés del Fresno y S. Molina Alcaide, Motores combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes González, Edits., Valencia: Editorial Reverté, 2011.
- [2] M. Lapuerta Amigo y J. J. Hernández Adrover, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Editorial Reverté, 2011.
- [3] M. Lapuerta Amigo y R. Ballesteros Yáñez, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Editorial Reverté, 2011.
- [4] J. Casanova Kindelám y O. Armas Vergel, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Editorial Reverté, 2011.
- [5] M. L. Soria García-Ramos, «Evolución de la reglamentación europea sobre emisiones y homologación de vehículos,» 2017.
- [6] «Objetivos de desarrollo sostenible,» Naciones Unidas, [En línea]. Available: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/development-agenda/>.
- [7] M. p. I. T. E. y. e. R. Demográfico, «Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico,» [En línea]. Available: <https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/objetivos.aspx>.

- [8] N. Muñoz Navarro, «Estudio y evaluación del algoritmo PSO acoplado a un modelo de Inteligencia Artificial para la optimización de un motor de encendido por compresión,» Valencia, 2021.
- [9] J. Benajes Calvo y E. Navarro Arévalo, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Reverté, 2011.
- [10] N. Lecuona Neumann y P. A. Rodríguez Aumente, Motores combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Reverté, 2011.
- [11] O. Armas Vergel y A. Leuona Leumann, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Reverté, 2011.
- [12] A. J. Torregrosa Huguet y P. C. Olmeda González, Motores de combustión interna alternativos, F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, Edits., Valencia: Reverté, 2011.
- [13] A. Broatch, P. Olmeda, X. Margot y J. Escalona, «New approach to study the heat transfer in internal combustion engines by 3D modelling,» 2019.
- [14] A. J. Torregrosa, A. Broatch, P. Olmeda, J. Salvador-Iborra y A. Warey, «Experimental study of the influence of exhaust gas recirculation on heat transfer in the firedeck of a direct injection diesel engine,» 2017.
- [15] A. Broatch, P. Olmeda, A. García, J. Salvador-Iborra y A. Warey, «Impact of swirl on in-cylinder heat transfer in a light-duty diesel engine,» 2016.

- [16] D. Pélerin, K. Gaukel, M. Härtl, E. Jacob y G. Wachtmeister, «Potentials to simplify the engine system using the alternative diesel fuels oxymethylene ether OME1 and OME3–6 on a heavy-duty engine,» vol. 259, 2020.
- [17] R. Schmitz, M. Sirignano, C. Hasse y F. Ferraro, «Numerical Investigation on the Effect of the Oxymethylene Ether-3 (OME3) Blending Ratio in Premixed Sooting Ethylene Flames,» *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2021.
- [18] D. Oestreich, L. Lautenschütz, U. Arnold y J. Sauer, «Production of oxymethylene dimethyl ether (OME)-hydrocarbon fuel blends in a one-step synthesis/extraction procedure,» vol. 327, 2017.
- [19] «SIMSCALE,» [En línea]. Available: <https://www.simscale.com/docs/simwiki/cfd-computational-fluid-dynamics/what-is-cfd-computational-fluid-dynamics/>.
- [20] J. Sánchez Vázquez, «Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas.».
- [21] M. Martínez, R. Miró, T. Barrachina, S. Chiva y G. Verdú, «Turbulence modelling of a thermal stratification CFD,» 2012.
- [22] N. Connor, «Thermal Engineering,» 20 01 2020. [En línea]. Available: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-flujo-turbulento-definicion/>.

- [23] M. Kessler, «ESSS,» 18 octubre 2013. [En línea]. Available: <https://www.esss.co/es/blog/flujo-turbulento/>.
- [24] H. K. Versteeg y . W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Segunda ed., Harlow: PEARSON, 1995.
- [25] A. Lozano Durán, *Apuntes sobre Dinámica de Fluidos Computacional*, 2019.
- [26] «OpenFOAM,» [En línea]. Available: <https://www.openfoam.com/>.
- [27] «Desde Linux,» [En línea]. Available: https://blog.desdelinux.net/openfoam-codigo-abierto-dinamica-fluidos-computacionales/#Que_caracteristicas_tiene_OpenFOAM.
- [28] N. Manuel Sosa, *Flujos turbulentos en estructuras periódicas*, 2019.
- [29] T. Lucchini, A. Della Torre, G. D'Errico, G. Montenegro, M. Fiocco y A. Maghbouli, «Automatic Mesh Generation for CFD Simulations of Direct-Injection Engines,» 2015.
- [30] M. H. H. Ishak, S. Che Mat, F. Ismail, M. S. Abdul Aziz, M. Z. Abdullah y A. Abas, «Numerical study on the influence of nozzle spray shape on spray characteristics using diesel and biofuel blends,» *Taylor & Francis*, 2019.
- [31] Q. Zhou, T. Lucchini, G. D'Errico y G. Hardy, «Validation of Diesel Combustion Models with Turbulence Chemistry Interaction and Detailed Kinetics,» 2019.

- [32] A. Sircar, C. Paul, S. Ferreyro-Fernandez, A. Imren y D. Haworth, «An assessment of CFD-based wall heat transfer models in piston engines,» Maryland, 2017.
- [33] Z. Han y R. D. Reitz, «A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling,» *Elsevier*, 1996.
- [34] M. Sideri, A. Berton y F. D'Orrico, «Assessment of the wall heat transfer in 3D-CFD in-cylinder simulations of high performance diesel engines,» de *72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2017*, Lecce, 2017.
- [35] C. Angelberger, T. Poinsot y B. Delhay, «Improving Near-Wall Combustion and Wall Heat Transfer Modeling in SI Engine Computations».
- [36] K. Y. Huh, I.-P. Chang y J. K. Martin, «A comparison of boundary layer treatments for heat transfer in IC Engines,» Detroit, Michigan, 1990.
- [37] J. Cao, M. Jia, B. Niu, Y. Chang, Z. Xu y H. Liu, «Establishment of an improved heat transfer model based on an enhanced thermal wall function for internal combustion engines operated under different combustion modes,» *Energy Conversion and Management*, 2019.
- [38] R. Novella Rosa, G. Bracho León, J. Gómez-Soriano, C. Sphor-Fernandes y T. Lucchini, «Combustion system optimization for the integration of e-fuels (Oxymethylene Ether) in compression ignition engines,» 2021.

- [39] International Labour Organisation (Heptano), «Fichas Internacionales de Seguridad Química (ICSCs),» 2015.

PARTE II

PLIEGO DE CONDICIONES

Condiciones generales

1.1. General

En el presente Pliego de Condiciones van a detallarse las diferentes condiciones técnicas y de seguridad de obligatorio cumplimiento, ya que, de lo contrario, supondrían un riesgo para las personas y las instalaciones, aparte de poder restarle fiabilidad a los resultados alcanzados.

Como las conclusiones plasmadas en esta memoria suponen los resultados obtenidos a partir de simulaciones a ordenador, no van a dedicarse amplios párrafos relativos a condiciones de laboratorio, ya que los resultados experimentales han sido obtenidos de forma previa. Los aspectos necesarios a tener en cuenta para una adecuada ejecución experimental se presentan a continuación:

- **Fiabilidad.** Para no favorecer potenciales incertidumbres a las ya existentes en el proceso de obtención de datos que puedan dificultar las interpretaciones de estas, se ha de garantizar un funcionamiento correcto de las instalaciones de los ensayos.
- **Precisión.** Cabe destacar la rigurosidad en lo que se refiere a la selección de parámetros, instrumentación y calibración de la instrumentación.
- **Seguridad.** Se trata de un parámetro prioritario el garantizar la integridad física de las personas, previendo y evitando accidentes. Para ello, se exige el cumplimiento de la normativa existente.
- **Repetitividad y controlabilidad.** Es necesario tener un gran control de los parámetros que intervienen en los experimentos, así como garantizar una repetitividad mínima en ellos. Para conseguirlo, se tratará de automatizar y regular los procedimientos y los instrumentos de medida en el mayor grado posible.
- **Mantenimiento.** Las tareas de mantenimiento de las instalaciones han de estar reguladas y llevadas a cabo de forma adecuada, tratando de evitar

desperfectos o roturas en los elementos necesarios para realizar los ensayos que pudieran inhabilitar las instalaciones.

1.2. Realización de los ensayos

Los datos sobre las condiciones de operación del motor, sus prestaciones y emisiones contaminantes abarca todo el tiempo que este se encuentra en funcionamiento. Para ello, es necesario cumplir, de cara a una potencial homologación del motor, la Directiva 2005/55/CE del Parlamento Europeo, donde se indican los valores límite de emisión de cada sustancia, según las diferentes fases de la norma entran en vigor, así como los procedimientos de ensayo y los sistemas de medida a emplear.

1.3. Validez de los ensayos

Condiciones a tener en cuenta a lo hora de asegurar la validez de los ensayos:

- Realizar las medidas en un entorno con las condiciones más homogéneas posibles (baja dispersión espacial y temporal entre ensayos).
- Esperar a la estabilización del motor tras el arranque.
- Correctas revisiones del estado de los filtros. Realizar las sustituciones convenientes.
- Asegurar el aislamiento de ruido e interferencias de las señales de medida, tratando que se encuentren correctamente acondicionadas.

Condiciones técnicas

2.1. Introducción

Al tratarse de un proyecto de uso, principalmente, *software*, las instalaciones y equipos utilizados han sido adquiridos previamente a la realización del proyecto.

2.2. Especificaciones de material y equipos

Los materiales, equipos y competencias utilizados se indican a continuación:

Hardware

Para poder soportar los programas y procesos necesarios para realizar las simulaciones necesarias para el proyecto se necesita un *hardware* sofisticado, que garantice una rápida convergencia de los resultados. Para ello, se ha utilizado un ordenador conectado a una potente estación de cálculo mediante el *software* MobaXTerm.

Software

Los programas utilizados han sido:

- OpenFOAM.
- Matlab.
- MobaXTerm.
- PDF reader.
- Microsoft Excel.
- Microsoft Word.
- Microsoft PowerPoint.

Conexión a internet

Es imprescindible garantizar una conexión estable y potente a internet que permita una rápida transferencia de información en línea entre el ordenador del usuario y la estación de cálculo. De la misma forma, tiene importancia en la carga de cualquier página de internet o para subir y descargar archivos en línea.

Conocimientos previos

Es imprescindible poseer una base teórica en diferentes campos de la ingeniería para realizar este trabajo, especialmente de fluidomecánica, termodinámica o métodos numéricos. Particularmente, es necesaria una base sólida en conocimientos acerca de motores de combustión interna alternativos.

Por su parte, poseer conocimientos informáticos es imprescindible, estando familiarizado con las herramienta utilizadas para la realización del proyecto.

Material adicional

Es importante contar con bibliografía específica referente al tema del trabajo para poder ampliar conceptos teóricos necesarios para su elaboración. Cabe destacar la necesidad de poseer un nivel mínimo del inglés para un correcto manejo de gran parte de la bibliografía utilizada.

Supervisión

La persona encargada de supervisar y dirigir el presente trabajo debe contar con la experiencia necesaria en ámbitos relacionados con los motores térmicos.

Condiciones de seguridad y salud

3.1. Introducción

Este capítulo de "Condiciones de seguridad y salud", como su nombre indica, desarrolla la normativa de seguridad y salud en el trabajo, enfocado a los riesgos derivados de trabajar un gran número de horas delante de una pantalla.

El Real Decreto 488/1997, del 14 de abril establece las disposiciones mínimas de seguridad y de salud para la utilización de equipos que incluyan pantallas de visualización, en la cual, se aplican las disposiciones de la Ley 31/1995, del 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales. Sus aspectos más destacables son los siguientes:

- Tiempo frente a la pantalla.
- Grado de exigencia y complejidad de la tarea.
- Necesidad de contar con información de manera rápida y precisa.

Se deben tener en cuenta la seguridad, la higiene y la ergonomía para prevenir riesgos laborales.

3.2. Real Decreto 488/1997 del 14 de abril

Artículo 1. Objeto

1. El presente Real Decreto establece las disposiciones mínimas de seguridad y de salud para la utilización por los trabajadores de equipos que incluyan pantallas de visualización.
2. Las disposiciones de la Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales, se aplicarán plenamente al conjunto del ámbito contemplado en el apartado anterior.
3. Quedan excluidos del ámbito de aplicación de este Real Decreto:
 - a. Los puestos de conducción de vehículos o máquinas.

- b. Los sistemas informáticos embarcados en un medio de transporte.
- c. Los sistemas informáticos destinados prioritariamente a ser utilizados por el público.
- d. Los sistemas llamados portátiles, siempre y cuando no se utilicen de modo continuado en un puesto de trabajo.
- e. Las calculadoras, cajas registradoras y todos aquellos equipos que tengan un pequeño dispositivo de visualización de datos o medidas necesario para la utilización directa de dichos equipos.
- f. Las máquinas de escribir de diseño clásico, conocidas como máquinas de ventanilla.

Artículo 2. Definiciones

A efectos de este Real Decreto se atenderá por:

1. Pantalla de visualización: una pantalla alfanumérica o gráfica, independiente del método de representación visual utilizado.
2. Puesto de trabajo: el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona/máquina, de accesorios ofimáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato.
3. Trabajador: cualquier trabajador que habitualmente y durante una parte relevante de su trabajo normal utilice un equipo con pantalla de visualización.

Artículo 3. Obligaciones generales del empresario

1. El empresario adoptará las medidas necesarias para que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización no suponga riesgos para su seguridad o salud o, si ello no fuera posible, para que tales riesgos se reduzcan al mínimo. En cualquier caso, los puestos de trabajo a que se refiere el presente Real Decreto deberán cumplir las disposiciones mínimas establecidas en el anexo del mismo.

2. A efectos de lo dispuesto en el primer párrafo del apartado anterior, el empresario deberá evaluar los riesgos para la seguridad y salud de los trabajadores, teniendo en cuenta en particular los posibles riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, así como el posible efecto añadido o combinado de los mismos. La evaluación se realizará tomando en consideración las características propias del puesto de trabajo y las exigencias de la tarea y entre estas, especialmente, las siguientes:
 - a. El tiempo promedio de utilización diaria del equipo.
 - b. El tiempo máximo de atención continua a la pantalla requerido por la tarea habitual.
 - c. El grado de atención que requiera dicha tarea.
3. Si la evaluación pone de manifiesto que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización supone o puede suponer un riesgo para su seguridad o salud, el empresario adoptará las medidas técnicas u organizativas necesarias para eliminar o reducir el riesgo al mínimo posible. En particular, deberá reducir la duración máxima del trabajo continuado en pantalla, organizando la actividad diaria de forma que esta tarea se alterne con otras o estableciendo pausas necesarias cuando la alternancia de las tareas no sea posible o no baste para disminuir el riesgo suficiente.
4. En los convenios colectivos podrá acordarse la periodicidad, duración y condiciones de organización de los cambios de actividad y pausas a que se refiere el apartado anterior.

Artículo 4. Vigilancia de la salud

1. El empresario garantizará el derecho de los trabajadores a una vigilancia adecuada de sus salud, teniendo en cuenta en particular los riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, el posible efecto añadido o combinado de los mismos, y la eventual patología acompañante. Tal vigilancia será realizada por personal sanitario competente y según determinen las autoridades sanitarias en las pautas y protocolos que se

elaboren, de conformidad con lo dispuesto en el apartado 3 del artículo 37 del Real Decreto 39/1997, del 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención. Dicha vigilancia deberá ofrecerse a los trabajadores en las siguientes ocasiones:

- a. Antes de comenzar a trabajar con una pantalla de visualización.
 - b. Posteriormente, con una periodicidad ajustada al nivel de riesgo a juicio del médico responsable.
 - c. Cuando aparezcan trastornos que pudieran deberse a este tipo de trabajo.
2. Cuando los resultados de la vigilancia de la salud a que se refiere el apartado 1 lo hiciese necesario, los trabajadores tendrán derecho a un reconocimiento oftalmológico.
 3. El empresario proporcionará gratuitamente a los trabajadores dispositivos correctores especiales para la protección de la vista adecuados al trabajo con el equipo del que se trate, si los resultados de la vigilancia de la salud a los que se refieren los apartados anteriores demuestran su necesidad y no pueden utilizarse dispositivos correctores normales.

Artículo 5. Obligaciones en materia de información y formación

1. De conformidad con los artículos 18 y 19 de la Ley de Prevención de Riesgos Laborales, el empresario deberá garantizar que los trabajadores y los representantes de los trabajadores reciban una formación e información adecuadas sobre los riesgos derivados de la utilización de los equipos que incluyan pantallas de visualización, así como sobre las medidas de prevención y protección que hayan de adoptarse en aplicaciones del presente Real Decreto.
2. El empresario deberá informar a los trabajadores sobre todos los aspectos relacionados con la seguridad y la salud en su puesto de trabajo y sobre las medidas llevadas a cabo de conformidad con lo dispuesto en los artículos 3 y 4 de este Real Decreto.

3. El empresario deberá garantizar que cada trabajador reciba una formación adecuada sobre las modalidades de uso de los equipos con pantallas de visualización, antes de comenzar este tipo de trabajo y cada vez que la organización del puesto de trabajo se modifique de manera apreciable.

Artículo 6. Consulta y participación de los trabajadores

La consulta y participación de los trabajadores o sus representantes sobre las cuestiones a que se refiere este Real Decreto se realizarán de conformidad con lo dispuesto en el apartado 2 del artículo 18 de la Ley de Prevención de Riesgos Laborales.

Anexo

Por todo lo dispuesto anteriormente, se va a definir el puesto de trabajo específico para la prevención de riesgos laborales y seguridad.

1. Equipo.
 - a. Observación general. La utilización en sí misma del equipo no debe ser una fuente de riesgo para los trabajadores.
 - b. Pantalla. Los caracteres de la pantalla deberán estar bien definidos y configurados de forma clara, y tener una dimensión suficiente, disponiendo de un espacio adecuado entre los caracteres y los renglones. La imagen de la pantalla deberá ser estable, sin fenómenos de destellos, centelleos y otras formas de inestabilidad. El usuario de terminales con pantalla deberá poder ajustar fácilmente la luminosidad y el contraste entre los caracteres y el fondo de la pantalla, y adaptarlos fácilmente a las condiciones del entorno. La pantalla deberá ser orientable e inclinable a voluntad, con facilidad para adaptarse a las necesidades del usuario. Podrá utilizarse un pedestal independiente o una mesa regulable para la pantalla. La pantalla no deberá tener reflejos ni reverberaciones que puedan molestar al usuario.

- c. Teclado. El teclado deberá ser inclinable e independiente de la pantalla para permitir que el trabajador adopte una postura cómoda que no provoque cansancio en los brazos o las manos. Tendrá que haber espacio suficiente delante del teclado para que el usuario pueda apoyar los brazos y las manos. La superficie del teclado deberá ser mate para evitar reflejos. La disposición del teclado y las características de las teclas deberán tender a facilitar su utilización. Los símbolos de las teclas deberán resaltar suficientemente y ser legibles desde la posición normal de trabajo.
- d. Mesa o superficie de trabajo. La mesa o superficie de trabajo deberá ser poco reflectante, tener dimensiones suficientes y permitir una colocación flexible de la pantalla, del teclado, de los documentos y del material accesorios. El soporte de los documentos deberá ser estable y regulable y estará colocado de tal modo que se reduzcan al mínimo los movimientos para permitir a los trabajadores una posición óptima.
- e. Asiento de trabajo. El asiento de trabajo deberá ser estable, proporcionando al usuario libertad de movimiento y procurándole una postura confortable. La altura del mismo deberá ser regulable. El respaldo deberá ser reclinable y su altura ajustable. Se pondrá un reposapiés a disposición de quienes lo deseen.

2. Entorno.

- a. Espacio. El puesto de trabajo deberá tener una dimensión suficiente y estar acondicionado de tal manera que haya espacio para permitir los cambios de postura y movimientos del trabajo.
- b. Iluminación. La iluminación general y la iluminación especial (lámparas de trabajo), cuando sea necesaria, deberán garantizar unos niveles adecuados de iluminación y unas relaciones adecuadas de luminancias entre la pantalla y su entorno, habida en cuenta del carácter del trabajo, de las necesidades visuales del usuario y del tipo de pantalla utilizado. El acondicionamiento del lugar de trabajo

y del puesto de trabajo, así como la situación y las características técnicas de las fuentes de luz artificial, deberán coordinarse de tal manera que se eviten los deslumbramientos y los reflejos molestos en la pantalla u otras partes del equipo.

- c. Reflejos y deslumbramientos. Los puestos de trabajo deberán instalarse de tal forma que las fuentes de luz, tales como ventanas y otras aberturas, los tabiques transparentes o traslúcidos y los equipos o tabiques de color claro no provoquen deslumbramiento directo ni produzcan reflejos molestos en la pantalla. Las ventanas deberán ir equipadas con un dispositivo de cobertura adecuado y regulable para atenuar la luz del día que ilumine el puesto de trabajo.
- d. Ruido. El ruido producido por los equipos instalados en el puesto de trabajo deberá tenerse en cuenta al diseñar el mismo, en especial para que no se perturbe la atención ni la palabra.
- e. Calor. Los equipos instalados en el puesto de trabajo no deberán producir un calor adicional que pueda ocasionar molestias a los trabajadores.
- f. Emisiones. Toda la radiación, excepto la parte visible del espectro electromagnético, deberá reducirse a niveles insignificantes desde el punto de vista de la protección de la seguridad y de la salud de los trabajadores.
- g. Humedad. Deberá crearse y mantenerse una humedad aceptable.

3. Interconexión ordenador/persona

Para la elaboración, la elección, la compra y la modificación de programas, así como para la definición de las tareas que requieran pantallas de visualización el empresario tendrá en cuenta los siguientes factores:

- a. El programa deberá estar adaptado a la tarea que deba realizarse.
- b. El Programa deberá de ser fácil de utilizar además de, en su caso, poder adaptarse al nivel de conocimientos y de experiencia del

usuario; no deberá utilizarse ningún dispositivo cuantitativo o cualitativo de control sin que los trabajadores hayan sido informados y previa consulta con sus representantes.

- c. Los sistemas deberán proporcionar a los trabajadores indicaciones sobre su desarrollo.
- d. Los sistemas deberán mostrar la información en un formato y a un ritmo adaptado a los operadores.
- e. Los principios de ergonomía deberán aplicarse en particular al tratamiento de la información por parte de la persona.

PARTE III

PRESUPUESTO

Presupuesto

1.1. General

En este capítulo se pretende indicar de forma desglosadas los gastos derivados del proyecto realizado, los cuales se dividen en gastos de material, de software, de personal y de oficina. Los precios que se aplican corresponden a las tarifas legales vigentes, llevando a cabo las estimaciones oportunas en caso de ser necesario.

En primer lugar, se aplica el coste de amortización (a), que se calcula como:

$$a = \frac{VC - VR}{n} \quad (29)$$

$$t_h = \frac{a}{h} \quad (30)$$

Donde:

- a es el coste de amortización en €/año.
- VC es el valor de compra [€].
- VR es el valor residual al final del período de amortización [€].
- n es el período de amortización en años.
- t_h es la tasa horaria en euros/hora.
- h es el tiempo de trabajo en horas cada año.

A continuación, se muestra la forma de calcular el coste unitario correspondiente al personal:

$$\frac{\text{horas trabajadas}}{\text{año}} = \frac{\text{semanas laborables}}{\text{año}} \frac{\text{horas trabajadas}}{\text{semana}} \quad (31)$$

1.2. Costes a tener en cuenta

Los recursos necesarios para el desarrollo del proyecto se desglosan a continuación:

Tabla 10. Equipos informáticos y software.

| Descripción | Unidades |
|-------------------------------|-----------------|
| Ordenador portátil | 1 |
| Estación de cálculo | 2 |
| Ratón convencional | 1 |
| Licencia OpenFOAM | 1 |
| Licencia Matlab | 1 |
| Licencia Microsoft Office 365 | 1 |

Tabla 11. Montaje e instalación de equipos informáticos.

| Descripción | Unidades |
|---------------------|-----------------|
| Ordenador portátil | 1 |
| Estación de cálculo | 2 |
| Ratón convencional | 1 |

Tabla 12. Instalación de software.

| Descripción | Unidades |
|----------------------|-----------------|
| OpenFOAM | 1 |
| Matlab | 1 |
| Microsoft Office 365 | 1 |
| Técnico informático | 1 |

Tabla 13. Personal.

| Descripción | Unidades |
|--------------------|-----------------|
| Estudiante | 1 |
| Ingeniero superior | 1 |

| | |
|----------------------|---|
| Doctor universitario | 1 |
|----------------------|---|

Tabla 14. Alquiler de la oficina.

| Descripción | Unidades |
|-----------------------|----------|
| Oficina | 1 |
| Permisos de oficina | 1 |
| Seguros de la oficina | 1 |

1.3. Desglose de costes unitarios

1.3.1. Coste de material y software

Equipo informático

- Portátil. Estimando un período de amortización de cinco años y un valor residual del 20 % (valor del equipo: 899 €), se calcula la amortización y la tasa horaria como se ha indicado en el apartado "General":

$$a = \frac{899 \text{ €} - 180 \text{ €}}{5 \text{ años}} = 143,8 \frac{\text{€}}{\text{año}} \quad (32)$$

$$t_h = \frac{143,8 \frac{\text{€}}{\text{año}}}{1840 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 0,078 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (33)$$

- Ratón convencional. Valor de compra de 10 € la unidad.
- Estación de cálculo. Estimando un período de amortización de cinco años y un valor residual del 20 % (valor del equipo: 899 €), se calcula la amortización y la tasa horaria:

$$a = \frac{3000 \text{ €} - 600 \text{ €}}{8 \text{ años}} = 300 \frac{\text{€}}{\text{año}} \quad (34)$$

$$t_h = \frac{300 \frac{\text{€}}{\text{año}}}{1840 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 0,163 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (35)$$

Software

Los costes relativos al software se consideran amortizados en el año de la licencia y no se cuenta con valor residual.

- Licencia de OpenFOAM. Gratuita (Licencia de código abierto).
- Licencia de Matlab. Valor de la licencia de 1523 €/año:

$$t_h = \frac{1523 \frac{\text{€}}{\text{año}}}{1840 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 0,827 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (36)$$

- Licencia de Microsoft Office. Valor de la licencia de 115 €. Se considera un período de amortización igual al del equipo en que se instala, en este caso, de 5 años (no se considera valor residual):

$$a = \frac{115 \text{ €} - 0\text{€}}{5 \text{ años}} = 23 \frac{\text{€}}{\text{año}} \quad (37)$$

$$t_h = \frac{23 \frac{\text{€}}{\text{año}}}{1840 \frac{\text{horas}}{\text{año}}} = 0,013 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (38)$$

1.3.2. Coste del personal cualificado

Estudiante

$$\text{Salario bruto anual} = 21.000 \text{ €} \quad (37)$$

$$\text{Coste horario} = \frac{32.000 \text{ €}}{1840 \text{ horas}} = 11,41 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (38)$$

Ingeniero superior

$$\text{Salario bruto anual} = 25.000 \text{ €} \quad (39)$$

$$\text{Coste horario} = \frac{25.000 \text{ €}}{1840 \text{ horas}} = 13,59 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (40)$$

Doctor de la universidad

$$\text{Salario bruto anual} = 32.000 \text{ €} \quad (41)$$

$$\text{Coste horario} = \frac{32.000 \text{ €}}{1840 \text{ horas}} = 17,39 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (42)$$

Técnico informático

$$\text{Salario bruto anual} = 21.000 \text{ €} \quad (43)$$

$$\text{Coste horario} = \frac{21.000 \text{ €}}{1840 \text{ horas}} = 11,41 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \quad (44)$$

1.3.3. Coste de oficina

El emplazamiento de la oficina en la que se ha desarrollado el proyecto se encuentra en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. El coste estimado de su alquiler es de 900 €/mes:

$$\text{Coste mensual} = \frac{900 \text{ €}}{3 \text{ puestos de trabajo}} = 300 \frac{\text{€}}{\text{trabajador}} \quad (45)$$

$$\text{Coste total} = 300 \frac{\text{€}}{\text{mes}} * 5 \text{ meses} = 1500 \frac{\text{€}}{\text{mes}} \quad (46)$$

Los costes estimados incluyen el seguro, los permisos y los gastos de luz, agua y calefacción.

1.4. Presupuesto total

El presupuesto total consta de dos tablas en las que se muestran, de forma desglosada, los precios de los recursos (Tabla 15) y los precios finales, teniendo en cuenta los impuestos (Tabla 16):

Tabla 15. Presupuesto desglosado.

| Descripción | Cantidad [h] | Precio [€/h] | Importe [€] |
|---------------------------|---------------------|---------------------|--------------------|
| Mano de obra | | | |
| Becario | 300 | 11,41 | 3423,00 |
| Técnico informático | 5 | 11,41 | 57,05 |
| Ingeniero Superior | 40 | 13,59 | 543,60 |
| Doctor | 20 | 17,39 | 347,80 |
| | | Total | 4371,45 € |
| Maquinaria | | | |
| Ordenador portátil | 500 | 0,078 | 39,00 |
| Estación de cálculo | 900 | 0,163 | 146,70 |
| | | Total | 185,70 € |
| Material | | | |
| Ratón convencional | 1 | 10,00 | 10,00 |
| Licencia Matlab | 50 | 0,83 | 41,50 |
| Licencia Microsoft Office | 250 | 0,01 | 3,25 |
| | | Total | 54,75 € |
| Instalaciones | | | |

| | | |
|---------|-----------------------|------------------|
| Oficina | | 1500 |
| | Total | 1500 € |
| | Total recursos | 6111,90 € |

Tabla 16. Presupuesto con impuestos.

| | |
|-------------------------------------|------------------|
| TOTAL EJECUCIÓN RECURSOS | 6111,90 € |
| 13% Gastos generales | 794,55 € |
| 6% Beneficio industrial | 366,71 € |
| TOTAL EJECUCIÓN POR CONTRATA | 7273,16 € |
| 21 % IVA | 1527,36 |
| TOTAL PRESUPUESTO | 8800,53 € |

El presupuesto del proyecto asciende a:

OCHO MIL OCHOCIENTOS EUROS CON CINCUENTA Y TRES CÉNTIMOS.

