



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

COMPARACIÓN DE MODELOS 1D PARA LA PREDICCIÓN DE CHORROS EN CONDICIONES DE MOTOR

AUTOR: MIRAGALL ARNAL, MIGUEL

TUTOR: LÓPEZ SÁNCHEZ, JOSÉ JAVIER

COTUTOR: GARCÍA OLIVER, JOSÉ MARÍA

Curso Académico: 2014-15

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado recoge una comparativa entre dos modelos unidimensionales para la predicción de chorros en condiciones de motor. Los modelos empleados son dos códigos informáticos de cálculo 1D de chorros: ACT y DICOM. Se realizará una comparación de las leyes de liberación de calor simuladas por cada modelo durante la inyección del chorro de combustible debidas al proceso de combustión, así como de las fracciones de mezcla combustible-aire en el eje del chorro. La comparación de estas dos variables se efectuará para tres casos diferenciados, un primer caso sencillo de chorro estacionario, en el que tanto la inyección como las condiciones ambiente son constantes, un segundo caso de chorro de inyección transitoria pero en ambiente estacionario y un último caso más complejo donde tanto la inyección como el ambiente son transitorios, es decir, un chorro en condiciones de motor.

ÍNDICE

Documento 1: Memoria

1	INTRODUCCIÓN.....	8
1.1	Objetivos	8
1.2	Motivación	8
1.3	Antecedentes	9
1.4	Justificación.....	10
1.5	Viabilidad.....	10
1.6	Estructura del documento.....	11
2	CONCEPTOS PREVIOS.....	12
2.1	Introducción	12
2.2	Inyección en MEC.....	12
2.3	Combustión en MEC.....	14
2.3.1	Fases de la combustión	14
2.3.2	Estructura de la llama.....	15
3	HERRAMIENTAS.....	17
3.1	Introducción	17
3.2	ACT	17
3.3	DICOM	20
4	RESULTADOS	23
4.1	Introducción	23
4.2	Parámetros de entrada a los modelos	23
4.2.1	ACT	23
4.2.2	DICOM	24
4.3	Chorro estacionario.....	25
4.3.1	Caso base.....	25
4.3.2	Efecto de la presión de inyección.....	26
4.3.3	Efecto de la densidad del aire	28
4.3.4	Efecto del tiempo de retraso de la combustión.....	31

4.3.5	Efecto del FLOL.....	33
4.4	Chorro transitorio en ambiente estacionario	36
4.4.1	Caso I: Inyección corta.....	36
4.4.2	Caso II: Inyección larga	39
4.5	Chorro en condiciones de motor	42
4.5.1	Caso I: Un orificio de inyección	43
4.5.2	Caso II: Ocho orificios de inyección	47
4.5.3	Caso III: Caso realista.....	49
5	CONCLUSIONES	52
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54

Documento 2: Presupuesto

1	INTRODUCCIÓN	2
2	CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO	2
2.1	Precios y Rendimientos	2
2.2	Unidades de Obra.....	3
3	CUADRO DE MEDICIONES	6
4	RESUMEN DEL PRESUPUESTO	6

Documento 1

Memoria

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivos

Los nuevos diseños de motores diésel buscan como estrategia la optimización de las prestaciones y emisiones del motor mediante los cambios en las condiciones de funcionamiento del motor. El presente proyecto calculará el impacto que estos cambios pueden tener sobre la mezcla combustible-aire, y cómo se quema el combustible en el motor. Para ello se emplearán dos códigos de cálculo 1D de chorros, en el cual se definen las condiciones de contorno en el cilindro del motor y se puede predecir cuál va a ser la ley de combustión del mismo. Se realizará un estudio comparativo de los dos modelos actualmente utilizados en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València para simulaciones “rápidas” de chorros de combustión:

- ACT, integrado en el modelo de simulación del ciclo de motor.
- DICOM, planteado para calcular fundamentalmente la evolución de un chorro.

Se trata de dos modelos que nacieron con vocaciones distintas (uno para simular el ciclo del motor, otro para conocer la estructura de un chorro en condiciones aisladas), y ahora se plantea si no convendría que ambos converjan, para que exista en ambos un único modelo de base, si bien implementado para atender las dos demandas.

1.2 Motivación

Las dos herramientas utilizadas a lo largo de todo el presente Trabajo Fin de Grado son modelos desarrollados en el en el CMT-Motores Térmicos, un instituto de investigación universitario asociado al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, por lo que son de ámbito académico.

Pero cabe destacar que este tipo de códigos son utilizados también en la industria para el análisis de la inyección y la combustión de chorros y así obtener una mayor comprensión previa al desarrollo experimental. Por lo que también son modelos que se aplican a problemas reales en un ámbito, no académico, sino industrial.

Adicionalmente, el objetivo de estos modelos sería realizar operaciones de prediseño, debido a su mayor velocidad a la hora de realizar los cálculos que la de los códigos CFD (Computational Fluid Dynamics), modelo 3D que resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes para determinar el movimiento del fluido en el interior del cilindro, además del proceso de inyección,

mezcla y combustión. Estas operaciones de prediseño facilitarían posteriormente los cálculos de los códigos CFD, que finalmente se deberían validar con ensayos experimentales.

Si bien los dos modelos son herramientas desarrolladas por caminos separados, su objetivo es el cálculo de la evolución del chorro. La evolución de ambos hace necesario llevar a cabo una comparación de ambos planteamientos. La comparación de estos modelos, en concreto, se realiza para obtener más información sobre ambos y conocer hasta que punto pueden converger, lo que podría desencadenar en una sustitución de uno por el otro.

Por otra parte, la realización de este estudio comparativo se encuentra incluido en el ámbito académico, puesto que está comprendido en el presente Trabajo Fin de Grado, lo que le ha permitido al alumno la revisión y utilización de diversos conocimientos teóricos adquiridos a lo largo de los estudios formativos cursados.

1.3 Antecedentes

Para el correcto desarrollo de este estudio se requiere del conocimiento anterior de una base teórica que permita la comprensión tanto de los modelos unidimensionales empleados como de la inyección y combustión de chorros diésel.

Con respecto al chorro diésel, los primeros estudios llevados a cabo fueron los realizados por Abramovich G. N. [1], Heywood J.B. [9] e Hiroyasu H. y Arai M. [10].

Como base teórica, también se pueden destacar estudios más recientes como el de Payri R. y Salvador F.J. [19], Benajes J. y García-Oliver J.M. [3].

En lo que respecta al estudio de modelos unidimensionales de chorros hay que hacer referencia a algunas aportaciones de investigadores del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Un primer estudio fue realizado en 1997 en la Tesis Doctoral de Correas D. [4] que trataba el chorro a partir de un sistema lagrangiano (el combustible se divide en una serie de paquetes que se mueven de manera independiente a como se mueve el aire), pero tenía ciertas restricciones como que el modelo estaba limitado únicamente a chorros isoterms y el campo de dosados y velocidades se ciñe a un estudio estacionario.

Seguidamente, López J.J. [11], en su Tesis Doctoral propuso el añadido de poder tener en cuenta el efecto del swirl (movimiento de torbellino del aire en el interior de la cámara de combustión) sobre el proceso de mezcla del chorro, bajo un sistema lagrangiano también. Además, en este modelo sí que es posible obtener resultados temporales y no solo estacionarios. En la Tesis de García J.M. [8] se aportan conceptos para la evaporación y combustión de chorros turbulentos.

En referencia a ACT, la idea inicial del modelo se empezó a concebir en el año 2000, por el profesor del Departamento de Motores y Máquinas Térmicas de la Universitat Politècnica de València, Jean Arrègle. Trabajó sobre el tema en la Tesis Doctoral de Fenollosa C. [7]. El modelo inicialmente trabajaba simulando el tiempo aparente de combustión como sus propias siglas indican (*Apparent Combustion Time*).

Posteriormente, tal y como fue publicado en 2006 por Arrègle J. et al. [2] el modelo sufrió una importante modificación, se pasó de trabajar con tiempo a trabajar con mezcla, que es como funciona actualmente.

A partir de aquí, las evoluciones más significativas del modelo se han visto referidas a la predicción de contaminantes. En el año 2008 fue publicado por Payri F. et al. [18], el modelado de NOx. Y finalmente en 2012 se publicó el modelado de producción de hollín y la radiación que éste lleva asociado por López J.J. et al. [12].

En cuanto a DICOM, el modelo fue desarrollado bajo modelos eulerianos (en este caso la aproximación al problema es distinta, pues ahora se aplican ecuaciones en una malla estática, a la cual se le van añadiendo celdas a medida que avanza el chorro) en el Proyecto Fin de Carrera de Sanchis A. [21], en el que se incluye la posibilidad de realizar ensayos bajo diferentes condiciones de funcionamiento, como chorro isoterma, chorro gaseoso no isoterma, o spray inerte o reactivo en condiciones estacionarias o transitorias.

Con posterioridad a su desarrollo inicial, y como sucedió con ACT, también se han publicado distintos artículos que presentan una serie de mejoras y evoluciones en el modelo, como son el caso de Pastor J.V. et al. [15], de Desantes J.M. et al. [6] o de Pastor J.V. et al. [16]. Y se sumó a la lista en 2011 el Proyecto Fin de Carrera de Saiz M.C. [20]. Más recientemente, en 2015, en el Trabajo Fin de Grado de Pavia M. [17] se realizó una validación del modelo.

1.4 Justificación

La industria de la automoción es uno de los sectores más grandes y de mayor repercusión en todo el mundo, con un crecimiento constante. El estudio de los motores de combustión interna alternativos está directamente relacionado con este crecimiento en la industria.

Económicamente, este sector es muy potente, donde el tiempo y los recursos son muy valiosos. Esto conlleva a que el desarrollo y la implementación de modelos capaces de simular y predecir de forma relativamente rápida y barata la ley de combustión de un MCIA, son de vital importancia en la industria.

Académicamente, como ya se ha detallado en la motivación, la realización de esta comparativa entre los dos modelos se lleva a cabo para obtener una mayor información de ambos, así como las diferencias o similitudes que pueden tener.

1.5 Viabilidad

Antes de realizar cualquier tipo de proyecto, se ha de llevar a cabo un estudio que analice la viabilidad tecnológica, económica, social y medioambiental del trabajo para verificar, así, si el proyecto es realizable o no.

En primer lugar, este trabajo se trata de un estudio de prediseño y no es un proyecto que pueda tener una influencia en el medioambiente, por lo que por esa parte el proyecto es completamente viable.

Además, no se ha requerido de muchos recursos para el desarrollo directo del trabajo, puesto que no se han necesitado datos experimentales obtenidos de ensayos, por lo que no se ha hecho uso de laboratorios ni de equipamiento técnico. Las únicas herramientas utilizadas para la realización del trabajo han sido, simplemente, los dos códigos de cálculo 1D presentados anteriormente, y de los que es imposible conocer para cuántos estudios han sido empleados. Por tanto, no es posible obtener el porcentaje de coste que correspondería al presente trabajo.

Luego, para poder utilizar dichos códigos informáticos, únicamente será necesario, como equipo técnico, un ordenador.

Por último, el coste del proyecto dependerá fundamentalmente de los recursos humanos, donde se incluirán al ingeniero en prácticas encargado de realizar el trabajo, y a los dos directores del proyecto.

A la vista de todo lo anterior, se considera que el trabajo es totalmente abordable por el Departamento.

1.6 Estructura del documento

En este apartado se procederá a realizar un breve resumen de cómo se organiza el trabajo elaborado.

Este Trabajo Fin de Grado presenta dos documentos: la memoria y el presupuesto. A continuación, se va a proceder a detallar capítulo a capítulo la estructura de la memoria, y posteriormente se hará lo propio con el presupuesto.

En primer lugar, este primer capítulo es un capítulo de introducción, donde se plantea el trabajo realizado y se justifica su elaboración tanto académica como industrialmente.

El siguiente capítulo presenta una serie de conceptos básicos previos en cuanto a los procesos de inyección y combustión de los motores diésel que se han de conocer para poder comprender correctamente todo el desarrollo del trabajo.

Posteriormente, se tiene un capítulo donde se describen las herramientas empleadas para la realización del trabajo, es decir, los dos modelos unidimensionales: ACT y DICOM.

Seguidamente, se muestran todos los resultados obtenidos por ambos modelos para cada caso objeto de estudio (estacionario, transitorio y motor) después de realizar los cálculos pertinentes, así como se presenta también la comparativa gráfica entre los modelos para cada caso.

Por último se realiza un análisis de los resultados, extrayendo una serie de conclusiones, y posteriormente se nombran las referencias bibliográficas utilizadas como apoyo a lo largo de todo el trabajo.

En cuanto al presupuesto, éste se dividirá también en capítulos: se tendrá un primer capítulo de introducción, seguido de uno en el que se presentará el cuadro de precios descompuestos, un tercer capítulo en el que se mostrará el estado de las mediciones de obra, y por último, el capítulo correspondiente al resumen del presupuesto.

2 CONCEPTOS PREVIOS

2.1 Introducción

Para la correcta comprensión del Trabajo Fin de Grado realizado, se hará una descripción de una serie de conceptos teóricos. Se tratará de explicar cómo se produce la inyección en los motores de encendido por compresión (MEC), así como la combustión en la cámara, dos aspectos clave para el funcionamiento de este tipo de motores, y utilizados durante todo el trabajo.

2.2 Inyección en MEC

En este apartado se definirá la inyección en MEC y se tratarán algunos aspectos relacionados con la misma.

La inyección en los motores de encendido por compresión es el proceso clave en la formación de la mezcla. El sistema de inyección es el responsable de introducir una determinada cantidad de combustible en la cámara de combustión en forma de chorro, así como que se produzca una correcta atomización para que la mezcla con el aire y la posterior evaporación se lleven a cabo favorablemente. Estos procesos son previos a la combustión, lo que denota la importancia de los mismos.

Existen dos filosofías de trabajo en función del motor Diésel:

- *Inyección indirecta (IDI)*: En este caso es el aire el encargado de favorecer la mezcla. En este sistema la inyección de combustible tiene un papel secundario.
- *Inyección directa (DI)*: Aquí, en cambio, es el combustible el responsable de la formación de la mezcla, por lo que debe ser inyectado a alta presión para que la atomización del mismo sea lo más fina posible.

Pese a que el objetivo en ambos casos es favorecer la formación de la mezcla aire-combustible, el mayor rendimiento de los DI ha desplazado del mercado a los de tipo IDI.

De todos los sistemas de inyección Diésel utilizados en automoción, el más común que se encuentra en el mercado, dadas su mayor flexibilidad y versatilidad, es el *common rail*. El objetivo principal de este sistema es almacenar en el raíl una elevada presión, lo que se traduce en una misma presión en todos los inyectores, y regularla al nivel que corresponda.

En la Figura 2.1 se muestra un esquema de la estructura de un sistema de inyección *common rail*. En ella se puede apreciar como una bomba de baja presión alimenta a una de alta presión tomando el combustible desde el depósito, y es esta bomba de alta presión la que suministra el combustible a los diferentes inyectores a través del raíl.

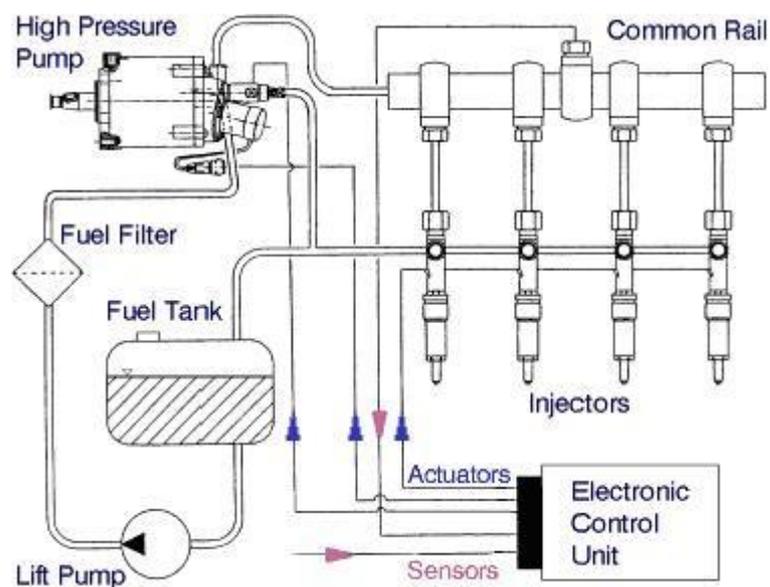


Figura 2.1 Diagrama del sistema de inyección *common rail*.

Fuente: <http://motospapamija.blogspot.com.es/2010/07/esquema-coomon-rail.html>

El elemento más complejo de estos sistemas es el inyector, los cuales se abren y se cierran en instantes determinados, controlados por la Unidad de Control Electrónico (ECU, siglas que derivan de la denominación anglosajona, Electronic Control Unit). En función de la duración del pulso eléctrico enviado por la ECU, la cantidad de combustible inyectado será mayor o menor. Otros parámetros de los que depende la masa inyectada son el número y diámetro de los orificios de la tobera o la presión del combustible en el raíl, estos parámetros son clave también para la correcta atomización del combustible, consiguiendo una mejora de la atomización disminuyendo el diámetro de los orificios, aumentando el número de estos o la presión de inyección.

Las ventajas que tiene este sistema frente a otros menos empleados hoy en día pueden ser la gestión electrónica, la posibilidad de realizar múltiples inyecciones en un mismo ciclo o disponer de una presión de inyección independiente del régimen.

Otras características esenciales para la definición de un sistema de inyección, relacionadas con el flujo interno en las toberas e indispensables para los modelos empleados, son:

- *Tasa de inyección*: Se define como el caudal másico de combustible por unidad de tiempo a la salida del orificio del inyector.
- *Cantidad de movimiento*: Se puede expresar como la fuerza del chorro a la salida del orificio del inyector.

2.3 Combustión en MEC

En los motores de encendido por compresión la formación de la mezcla y la combustión de la misma se producen casi simultáneamente, lo que resulta difícil diferenciar la frontera entre ambos procesos. La evaporación y la mezcla aire-combustible ocurren directamente dentro del cilindro y finalmente esta mezcla a alta temperatura se autoenciende debido a su inestabilidad química.

2.3.1 Fases de la combustión

Como ya se ha mencionado anteriormente, existen dos tipos de MEC, los de inyección directa y los de inyección indirecta, puesto que actualmente los DI han desplazado completamente del mercado a los IDI, en este apartado se presentará únicamente una descripción del proceso de combustión de un MEC de inyección directa.

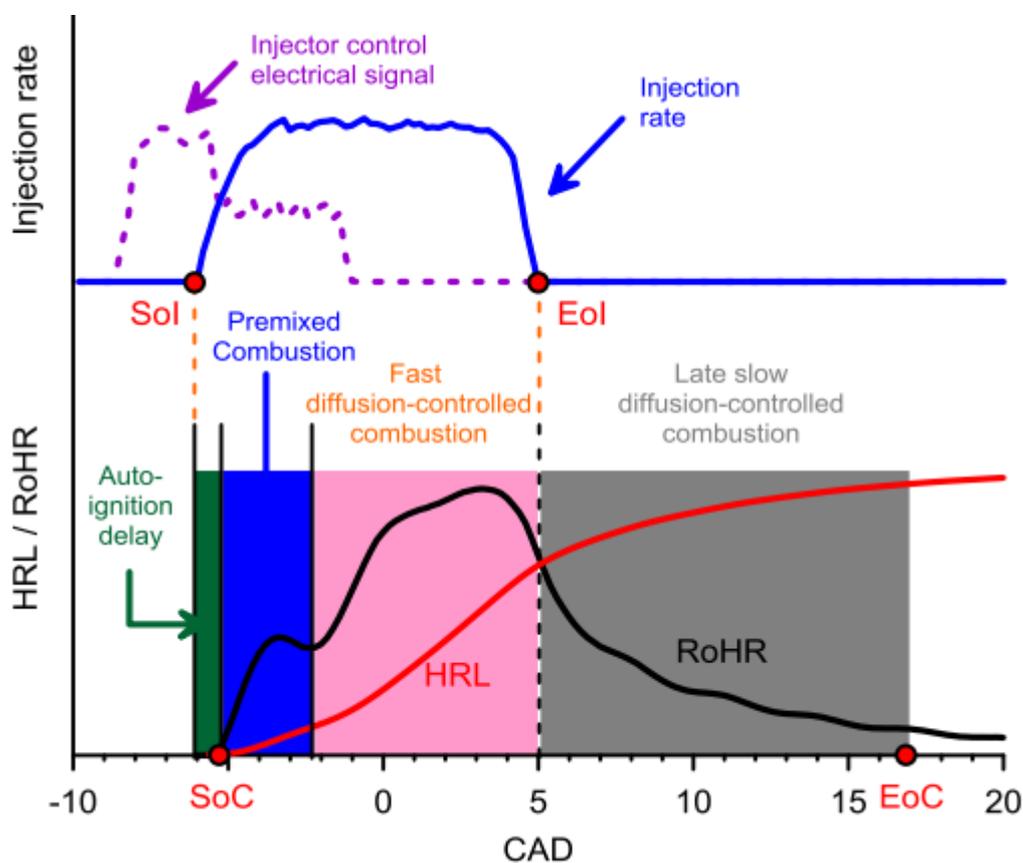


Figura 2.2: Tasa de inyección combustible (arriba), tasa de liberación de calor, RoHR, (abajo), y ley de liberación de calor, HRL, (abajo) para un MEC. Fuente: Novella R. y Broatch A. [13]

La figura 2.2 muestra una comparación entre la tasa de inyección, la tasa de liberación de calor (RoHR) y la ley de liberación de calor (HRL), estas dos últimas curvas se obtienen mediante la curva de presión en el interior del cilindro, resolviendo la ecuación de conservación de la energía.

- *Ley de liberación de calor:* Describe la cantidad acumulada de energía liberada por el combustible debido al proceso de combustión.
- *Tasa de liberación de calor:* Es la derivada en función del tiempo de la ley de liberación de calor.

Si se observa esta figura, se puede distinguir tres fases características de la liberación de calor durante la combustión:

- *Fase de retraso al autoencendido:* Esta fase se caracteriza fundamentalmente porque no hay liberación de calor. Empieza con la inyección del chorro líquido en el interior de la cámara de combustión y finaliza cuando se produce el autoencendido de la mezcla. Durante esta fase se produce la formación de la mezcla descrita en el capítulo anterior, es decir, el combustible es atomizado para favorecer la interfase aire-combustible y simultáneamente, existe un englobamiento de aire alrededor del chorro de combustible.
- *Fase de combustión premezclada:* En esta segunda fase se produce un pico de liberación de calor debido a un aumento de la tasa de consumo de combustible puesto que el autoencendido produce una alta temperatura. Esta fase de relativa corta duración comienza con el inicio de la combustión y culmina con un mínimo en la tasa de liberación de calor que marca el establecimiento del frente de llama por difusión característico de la tercera fase.
- *Fase de combustión por difusión:* Este es la última fase, y normalmente la de más larga duración. Tiene lugar desde que termina la combustión premezclada hasta que finaliza el proceso de combustión. Puede diferenciarse en dos partes, separadas por el momento en el que finaliza la inyección. Antes del final de la inyección, se conoce como combustión por difusión principal y la ley de liberación de calor está controlada por la cantidad de movimiento del chorro, mientras que una vez acabada la inyección, se habla de combustión por difusión tardía, donde el calor liberado depende esencialmente de la turbulencia que queda en el interior de la cámara de combustión.

Otro aspecto de gran utilidad para el estudio del proceso de combustión es el tiempo característico de mezcla. En la fase de combustión por difusión, la tasa de liberación de calor es proporcional a la tasa de mezcla entre el aire y el combustible. Esta tasa de mezcla puede definirse como la derivada (temporal o espacial) de la inversa de la fracción de mezcla (Ec 2.1). Cuanto mayor sea esa derivada, más rápida es la mezcla.

$$f_{cl} = \frac{m_f}{m_f + m_a} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Esto implica que procesos de mezcla más rápidos provocan que la masa de combustible tarde menos tiempo en ser quemada, y así se produzca una liberación de calor más intensa.

2.3.2 Estructura de la llama

Como se aprecia en la figura 2.2, la fase de combustión por difusión ocupa la mayor parte del proceso completo de combustión, lo que ha provocado que la estructura de esta llama de difusión Diésel haya sido objeto de numerosos estudios. En la figura 2.3 se puede ver claramente las diferentes zonas que definen la estructura de la llama.

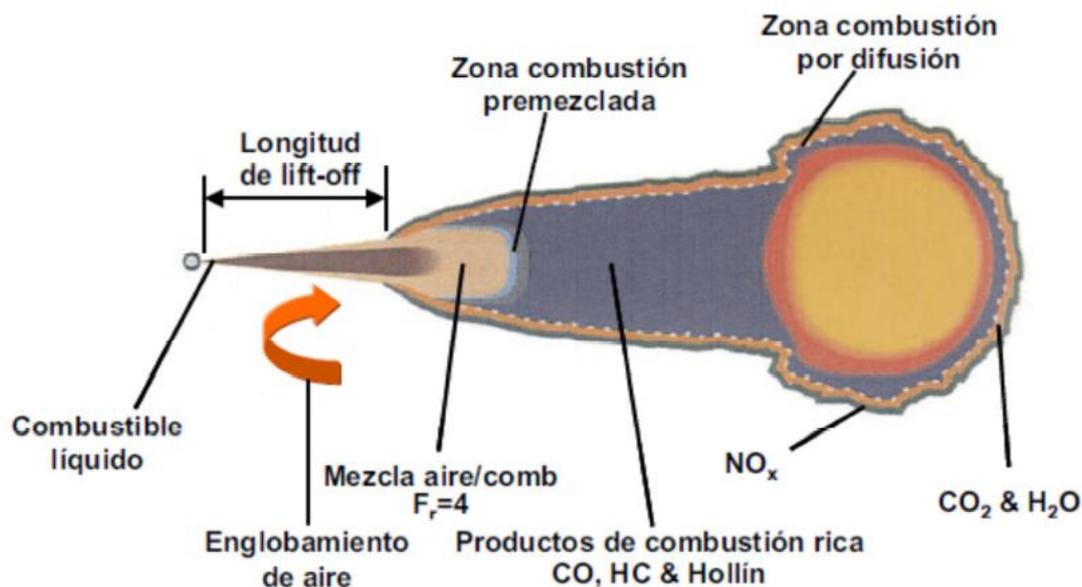


Figura 2.3: Esquema de la estructura de la llama Diesel durante la fase cuasiestacionaria de la fase de combustión por difusión. Fuente Dec J.E. [5]

Esta estructura está formada por tres zonas:

- **Longitud de lift-off:** Esta zona está comprendida entre el orificio de inyección y el frente de llama premezclada y es aquí donde transcurre el proceso de formación de la mezcla. Debido a las altas velocidades que tienen lugar a la salida de la tobera de inyección, no se produce reacción química en esta zona, lo que le da una apariencia de chorro inerte.
- **Zona de combustión premezclada:** En esta zona todo el oxígeno englobado por el chorro de la zona anterior es consumido, lo que provoca una reacción premezclada.
- **Zona de combustión por difusión:** En esta última zona la llama adquiere una estructura de llama por difusión, en la que el combustible sin quemar aparece por el interior del chorro con ausencia de oxígeno, consumido en la zona anterior, y sólo es cuando este combustible alcanza el frente de llama que se produce su oxidación debido al aporte de oxígeno por la parte externa de la llama.

3 HERRAMIENTAS

3.1 Introducción

En el presente capítulo se hará una descripción de todas las herramientas empleadas en la realización de este estudio, tanto de los dos códigos objeto de comparación, como de la herramienta de cálculo utilizada para la visualización de los diferentes resultados.

En primer lugar se presentará una descripción detallada de los dos modelos, ya mencionados, empleados para simulaciones de chorros en combustión:

- ACT, integrado en el modelo de simulación del ciclo de motor.
- DICOM, planteado para calcular fundamentalmente la evolución de un chorro.

3.2 ACT

El modelo de combustión ACT es un modelo unidimensional que se basa en el análisis del proceso de mezcla y combustión de un motor diésel. Se trata de una práctica herramienta que puede predecir con un cierto grado de error, debido a las simplificaciones del modelo, diferentes parámetros operativos de los motores, como pueden ser la presión y la temperatura en el interior del cilindro o la ley de liberación de calor (HRL, de su denominación en inglés Heat Release Law).

En cuanto al proceso de mezclado, existen varios modelos que lo describen. Algunos de estos modelos proporcionan únicamente parámetros globales, sin acceso a ninguno local. Mientras que otros modelos, unidimensionales, con limitaciones a pequeña escala tanto en la descripción del chorro atomizado como en su interacción con el aire en movimiento, pero con acceso a las condiciones locales.

ACT se sitúa entre un modelo de dimensión cero y uno local puesto que no predice con detalle el comportamiento de chorro pero proporciona información sobre las condiciones locales mediante su modelo de mezcla bajo un planteamiento lagrangiano. Esto se debe a la doble discretización que realiza el modelo, la de la cámara de combustión en dos volúmenes, y la del chorro atomizado en determinado número finito de elementos.

- *Discretización de la cámara de combustión en dos volúmenes:* La cámara de combustión se divide en dos zonas, la zona del *bowl*, y la zona de volumen muerto. Ambos volúmenes son uniformes y existe transferencia entre ellas, tanto de masa como de especies. Mediante las condiciones medias en el interior del *bowl* se define la composición del gas.

- *Discretización del chorro en elementos de combustible (i, j):* La masa total de combustible inyectada se divide en elementos temporales definidos. Para cada punto de inyección (i), se definen cinco elementos (i, j) con diferentes trayectorias en el interior del chorro (Figura 3.1).

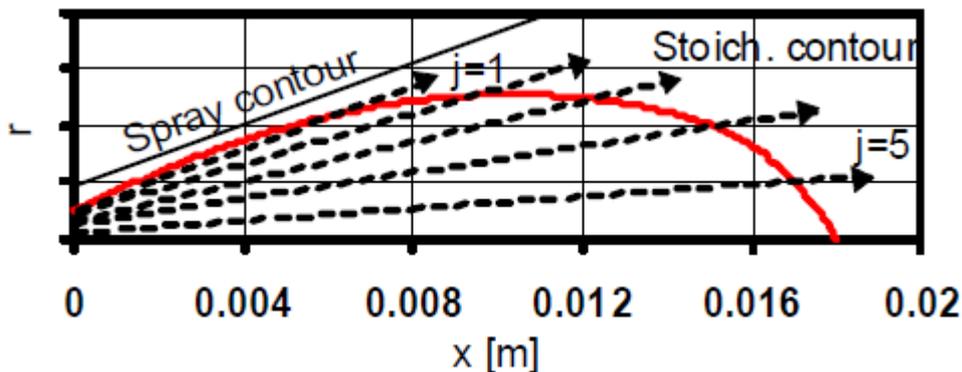


Figura 3.1: Diferentes trayectorias para un elemento de combustible inyectado. Fuente: Arrègle J., López J.J., Martín J. y Mocholí E. [2]

Cada elemento (i, j) se mezcla con los gases provenientes del *bowl*. En el proceso de combustión o en el de formación de emisiones estos elementos de combustible sufren transformaciones químicas, que provocarán cambios de composición de los elementos del chorro. El seguimiento temporal de estos cambios de temperatura y composición permite obtener las condiciones locales del chorro, base de los modelos de autoencendido, de combustión y de formación de emisiones.

Como se muestra en la figura 3.1, cada elemento de combustible inyectado sigue una trayectoria diferente hasta alcanzar el contorno del chorro estequiométrico, consumiendo un tiempo diferente para llegar a esta superficie en función de la trayectoria. Este tiempo es proporcional a la distancia entre el orificio de inyección y dicha superficie.

La siguiente expresión define el modelo de mezcla explicado:

$$\frac{dm_{total\ ij}}{dt} \propto m_f\ ij \cdot Y_f\ ij \cdot u_o \cdot \rho_{a_{bowl}}^{1/2} \cdot \phi_o^{-1} \cdot YO_{2_{bowl}}^{-3/2} \cdot \frac{1}{MC_j} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

- dm_{total} expresa la masa total, tanto de combustible como de gases englobados, en un elemento de combustible.
- m_f es la masa de combustible de un elemento.
- Y_f representa la fracción másica de un elemento.
- u_o es la velocidad de inyección de un elemento de combustible.
- $\rho_{a_{bowl}}$ define la densidad de los gases del *bowl*.
- ϕ_o , el diámetro del orificio de inyección.
- $YO_{2_{bowl}}$ expresa la fracción másica de oxígeno en el *bowl*.
- MC_j representa la constante de corrección de mezcla, que es una función de la trayectoria del elemento de combustible dentro del chorro.

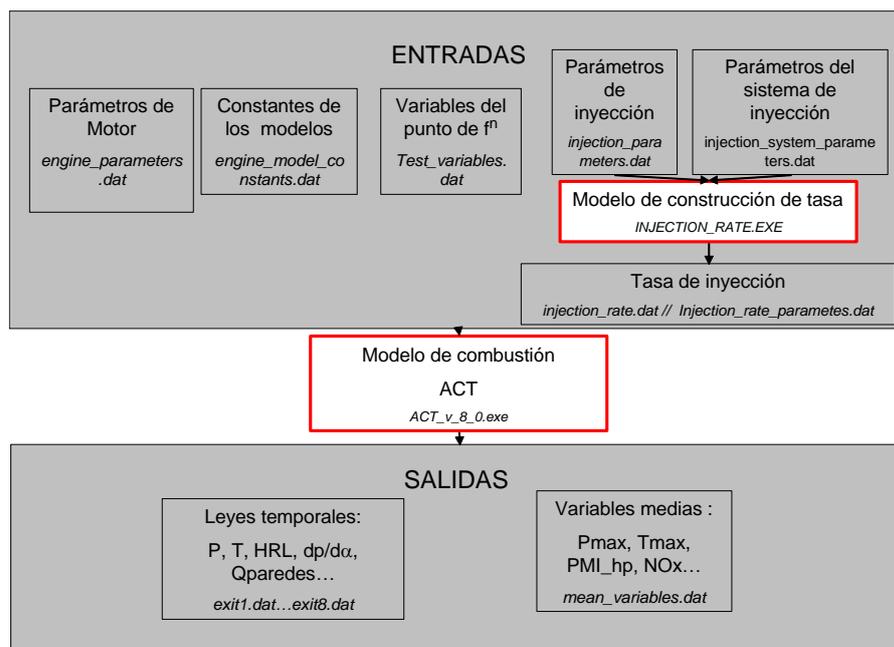


Figura 3.2: Esquema del funcionamiento general del modelo ACT

ACT, al tratarse de un modelo de simulación del ciclo de motor, tiene diversos parámetros de entrada y de salida, como se puede observar en la figura 3.2. En los parámetros de entrada, se puede variar datos físicos y geométricos del motor, tales como las dimensiones del pistón, el diámetro de la tobera de inyección, la relación de compresión o las deformaciones mecánicas del conjunto pistón-biela-manivela. También se pueden modificar las variables de operación de dicho motor, como por ejemplo, el régimen de giro, la masa de aire admitida en el cilindro, la masa de combustible inyectado o diferentes temperaturas como la del pistón o la del combustible inyectado. Finalmente, otro aspecto importante que debe introducir el usuario es la tasa de inyección de combustible.

El modelo realiza los cálculos, y como resultados se obtienen dos tipos de datos. En primer lugar, una serie de leyes temporales, como la ley de inyección acumulada, las leyes de presión y temperatura en el cilindro o la ley de liberación de calor. En segundo lugar, el modelo proporciona también una serie de variables medias. Cabe destacar que para la realización de este estudio, se ha implementado un paquete que facilita algunos valores en el eje del chorro, como la fracción de mezcla, que será objeto de comparación.

3.3 DICOM

Este modelo, a diferencia de ACT, sigue un planteamiento euleriano (y no lagrangiano). Por otra parte, es un modelo unidimensional en el que el estudio de un chorro considerado simétrico axialmente se puede reducir al estudio de dos dimensiones, axial y radial.

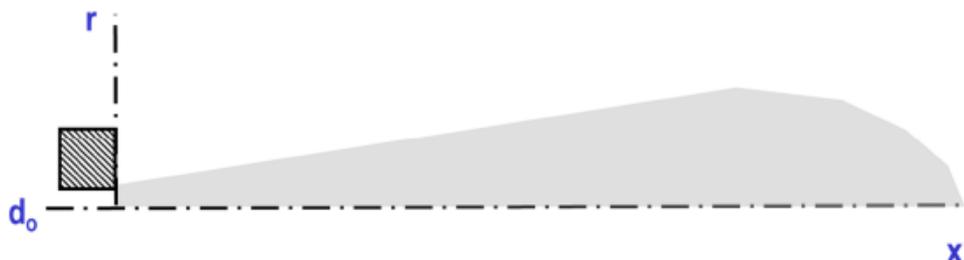


Figura 3.2: Dimensiones espaciales de un chorro de inyección. Fuente Saiz M. C. [20]

Dicho modelo permite obtener resultados “rápidos” de diferentes propiedades y características del chorro, como por ejemplo velocidad, fracción de mezcla, temperatura, densidad o fracción másica de las distintas especies del chorro. Este código permite obtener resultados asimilables a los obtenidos de un código CFD (Computational Fluid Dynamics), teniendo en cuenta una serie de hipótesis simplificadoras. Esto es muy útil puesto que permite obtener unos resultados fiables con un esfuerzo relativamente bajo.

Para reducir el modelo de dimensiones radial y axial a un modelo unidimensional se hace uso de perfiles radiales autosimilares. De esta manera, el modelo únicamente calcula los valores de velocidad y fracción de mezcla en el eje y mediante estos perfiles se extenderán a cualquier radio en la sección correspondiente, pudiendo así obtener los resultados en cualquier punto del chorro.

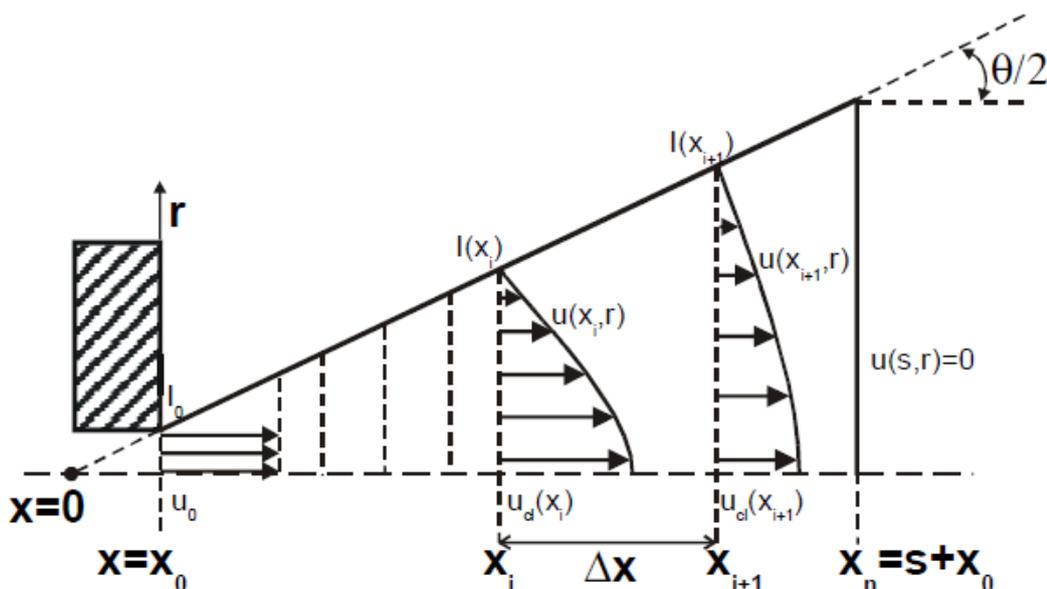


Figura 3.3: Descripción del modelo en división en celdas del chorro. Fuente: Pastor J.V., García J.M., Pastor J.M. y Vera-Tudela W. [14]

En la figura 3.3 se puede observar que el modelo se basa en la aplicación de ecuaciones de conservación de la masa de combustible (Ec. 3.2) y de la cantidad de movimiento (Ec 3.3) en cada celda del chorro discreto.

$$M_f(x_i, t) - M_f(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dx} \int \rho f dV \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$I(x_i, t) - I(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dx} \int \rho u dV \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

- $M_f(x, t)$ es la masa de combustible en una sección radial del chorro y en un instante de tiempo dado.
- $I(x, t)$ representa el flujo de cantidad de movimiento en una sección radial y en un instante de tiempo dado.
- ρ es la densidad del chorro.
- f define la fracción de mezcla.
- u es la velocidad axial del chorro.
- V el volumen del chorro.

La resolución de estas ecuaciones de conservación en las que se basa el modelo se realiza a partir de dos tipos de datos, introducidos por el usuario: las tasas de inyección y las propiedades termodinámicas tanto del combustible como del ambiente.

En dichas ecuaciones aparece un término de densidad del chorro, por lo que será necesario definir previamente este término, que es función de la fracción de mezcla ($\rho = f(f)$). Para ello, a partir de las ya mencionadas propiedades termodinámicas introducidas por el usuario, se establecen las llamadas relaciones de estado, y con las que se obtiene la temperatura, composición y densidad local. La relación de estado de la densidad permite integrar a priori los perfiles radiales de velocidad y fracción de mezcla, de manera que se pasa de un problema de dos dimensiones espaciales, a un problema donde solamente se resuelven los valores en el eje.

Resolviendo las ecuaciones de conservación se obtiene la velocidad y la fracción de mezcla en el eje del chorro, a partir de estos resultados se aplican los perfiles radiales para así conseguir un campo de distribución de masa y velocidad en cualquier punto del chorro.

Por último, se realiza un post procesado para obtener otras variables de mayor utilidad a partir de las anteriores.

En la figura 3.4 se representa el esquema de cálculo en el que se basa el modelo, donde se puede apreciar el funcionamiento general ya explicado.

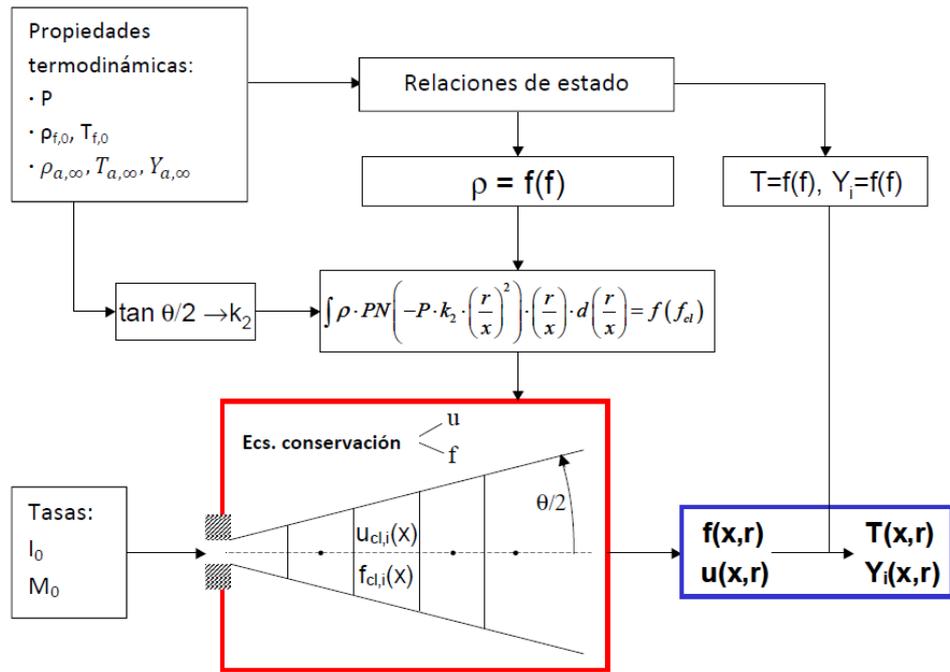


Figura 3.4: Esquema del funcionamiento general de DICOM. Fuente: Sanchis A. [21]

4 RESULTADOS

4.1 Introducción

La comparación entre los dos modelos se basará en tres casos diferentes, partiendo de un caso relativamente sencillo, hasta llegar al caso más completo, en condiciones de motor:

- Chorro estacionario, donde tanto la inyección como las condiciones del ambiente son constantes en el tiempo.
- Chorro de inyección transitoria pero en ambiente estacionario.
- Chorro en ambiente transitorio, es decir, en condiciones de motor.

Adicionalmente, cada caso tendrá una serie de subcasos para poder medir como afectan ciertos parámetros de entrada a los resultados. Estos resultados a comparar serán la fracción de mezcla en el eje (f_{cl}) en un instante final de la inyección y la ley de liberación de calor (HRL). El primero es un indicador del proceso de mezcla entre el aire y el combustible, que puede cambiar en el espacio (a lo largo del eje del chorro), mientras que el segundo es un indicador global de cómo se libera el calor, y solamente depende del tiempo. Debido a que ACT es un modelo de simulación del ciclo de motor, no puede obtener resultados en condiciones inertes, por lo tanto, los cálculos se realizarán únicamente en condiciones reactivas, es decir, se produce la combustión y hay reacción entre las diferentes especies.

4.2 Parámetros de entrada a los modelos

4.2.1 ACT

Los parámetros de entrada para ACT son muy variados:

- *Dimensiones del pistón:* Se introduce el diámetro y la carrera del pistón en función del motor.
- *Relación de compresión:* Este parámetro variará en función de los casos, para los dos primeros en los que las condiciones ambiente son constantes, habrá que introducir un valor aproximado a la unidad.
- *Diámetro de la tobera de inyección y número de orificios:* El diámetro de la tobera tendrá un valor de 82,03 micras, mientras que el número de orificios variará en función de los casos.
- *Constante de mezcla:* La constante mezcla es el parámetro que hay que variar para que los resultados de ambos modelos sean comparables.
- *Régimen de giro:* Tendrá un valor constante de 2000 rpm para todos los casos.
- *Masa de aire medida:*

- *Masa de aire en el cilindro al cierre de la válvula de admisión:*
- *Temperatura en el cilindro al cierre de la válvula de admisión:* Este valor variará en función del caso realizado, tendrá un valor de 900K en los dos primeros y otro de 323K en el caso de motor.
- *Presión de inyección:* Se considerará, en principio, una presión de inyección de 1500 bar.
- *Presión de admisión y de escape:* Estos valores solo se tendrán en cuenta para el caso de motor, siendo 1,3 bar el valor en la admisión y 1,4 bar en el escape.
- *Temperatura de inyección del combustible:* Para todos los casos será una temperatura de 333K.
- *Tiempo de inicio de la combustión:* Se introducirá un valor de inicio de la combustión de 0 segundos para despreciar los errores de cálculo de este modelo debidos a la combustión premezclada.
- *Tasa de inyección:* Se introducirá simplemente la tasa de inyección de combustible en función del tiempo dependiendo del caso dado.

4.2.2 DICOM

Las variables de entrada en este modelo son más sencillas puesto que se trata de un modelo planteado para calcular fundamentalmente la evolución del chorro, así que teniendo en cuenta que se realiza una inyección directa y de tipo spray, los parámetros de entrada son los siguientes:

- *Ángulo del chorro:* Es el ángulo medido entre el eje del chorro y la superficie exterior del mismo, teniendo en cuenta que el chorro se considera cónico.
- *Tasas de inyección:* Aquí se introducen las tasas temporales, tanto la de combustible inyectado como la de flujo de cantidad de movimiento.
- *Diámetro de la tobera de inyección:* En este estudio, para todos los casos, el diámetro del orificio de inyección será 88,5 micras.
- *Densidad y presión ambiente en función del tiempo:* Como en el caso de las tasas, aquí se introducirán dos archivos temporales, uno con la densidad del ambiente y otro con la presión.
- *Concentraciones de oxígeno y nitrógeno en el aire:* Los valores serán 0,23 y 0,77 respectivamente, ya que esos son los valores en condiciones ambiente y en ACT no se pueden modificar.
- *Temperatura de inyección del combustible:* Para todos los casos será una temperatura de 333K.
- *Parámetro de reactividad fL_{OL}:* Este parámetro es inversamente proporcional a la longitud de *lift-off*, y marca a que distancia de la tobera de inyección el chorro pasa de inerte a reactivo. Está comprendido entre 0 (chorro totalmente inerte) y 1 (chorro totalmente reactivo).
- *Tiempo de inicio de la combustión:* Se introducirá un valor de inicio de la combustión de 0 segundos para que sea comparable al otro modelo.
- *Propiedades del combustible:* Aquí se debe introducir el tipo de combustible, en este trabajo se introducirá un combustible diésel para todos los casos.

4.3 Chorro estacionario

En este primer caso, se realizará una comparación en condiciones estacionarias, como ya se ha explicado en la introducción de este capítulo. Este caso no es realista, pues supondría que todas las condiciones de contorno del problema no cambiarían, cosa que no ocurre en el motor. Sin embargo, sí que nos permite comparar los modelos en condiciones sencillas. Se empleará un caso base para, a continuación, modificar los parámetros de entrada y así comprobar cómo afectan dichos parámetros a los resultados de cada modelo.

4.3.1 Caso base

Los valores del caso de referencia son una presión de inyección de 1500 bar, una densidad y temperatura del ambiente de $22,8 \text{ kg/m}^3$ y 900K respectivamente, un tiempo de inicio de la combustión de 0 segundos y un fLOL con valor igual a 1 (este parámetro solo afectará a DICOM). Adicionalmente, se empleará una tasa de inyección cuadrada de $2,5 \text{ g/s}$ durante 4ms.

Para que los resultados de ambos modelos sean comparables se debe realizar una calibración previa, para ello se introducirán los valores del párrafo anterior tanto en ACT como en DICOM. En DICOM se tomará un valor de ángulo de chorro de 23° (la experiencia dice que para este tipo de problema, este valor permite predecir un chorro con gran exactitud) y se procederá a realizar los cálculos únicamente en este modelo. Posteriormente, se calibrarán los modelos mediante la constante de mezcla de ACT, para ello iremos realizando los cálculos y comparando los resultados, variando dicha constante, hasta obtener unos resultados que se asemejen.

A continuación se presentan unos resultados, ya calibrados, con un valor de constante de mezcla de 0,5.

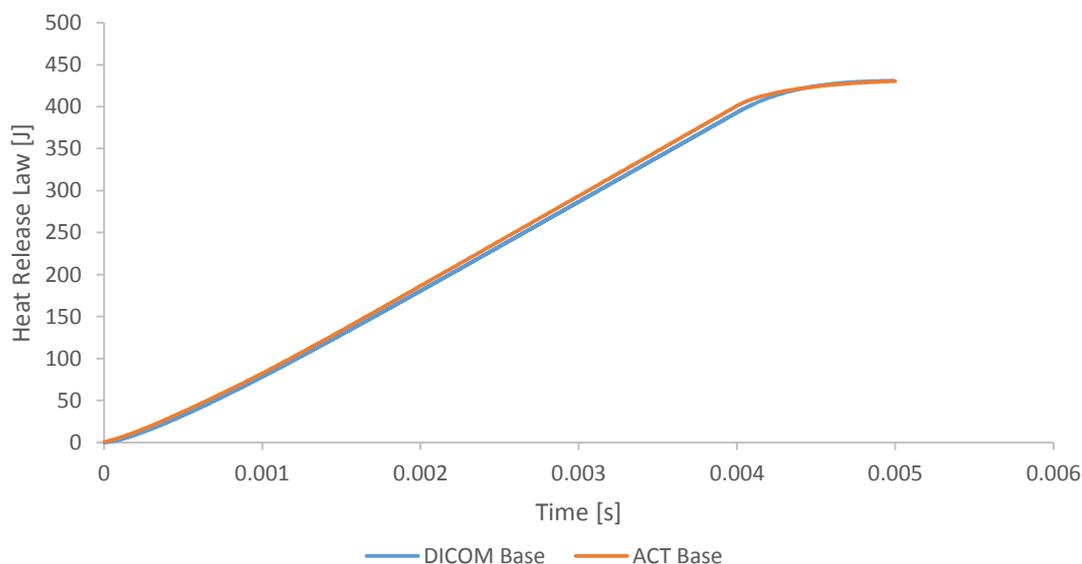


Figura 4.1: Ley de liberación de calor para los dos modelos en las condiciones de referencia (Constante de mezcla: 0,5)

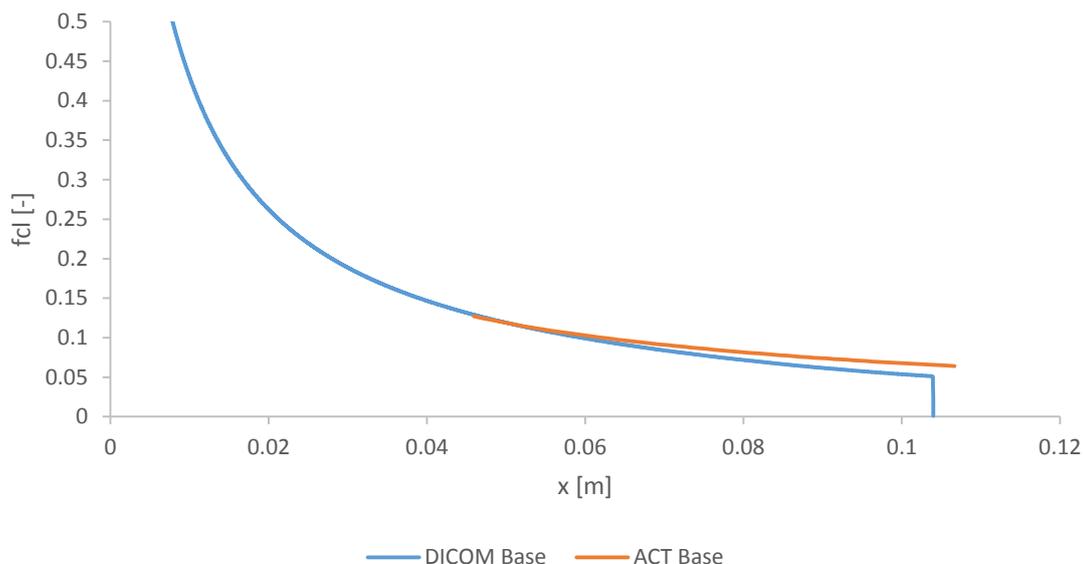


Figura 4.2: Fracción de mezcla en el eje del chorro para los dos modelos en las condiciones de referencia a los 3,9 segundos de empezar la inyección. (Constante de mezcla: 0,5)

En la figura 4.1 se aprecia como las leyes de liberación de calor tienen una forma muy similar entre ellas, esto indica que el ajuste de los dos modelos se ha realizado correctamente. Por otra parte, las fracciones de mezcla en el eje, que se observan en la figura 4.2, tienen más disparidad, la curva de ACT tiene menor pendiente que la de DICOM, lo que indica que el modelo DICOM realiza un proceso de mezcla más rápido. Este resultado, como ya se ha explicado en el apartado 4.1.2, debería reflejarse en una quema más rápida de combustible y por consiguiente, en una mayor liberación de calor. Contrariamente a esto, se observa que la curva de liberación de calor de DICOM está por debajo de la de ACT, por lo que la liberación de calor es menor.

Se observa que en la curva de fracción de mezcla de ACT no se representan valores al principio del eje, esto es simplemente un problema de resolución. Y se debe a que el modelo tiene un paso de cálculo de 20 μ s, como el chorro sale del inyector a elevada velocidad (del orden de 600 m/s), el primer paquete de datos que el modelo es capaz de calcular ha recorrido ya una cierta distancia desde que salió del inyector. Adicionalmente, no se debe tener demasiado en cuenta hasta que punto del eje llega esta curva puesto que ACT no calcula con un modelo físico la penetración del chorro.

Además, se puede intuir que al principio del eje, aunque no se tengan datos de ACT, la curva de fracción de mezcla de ACT está por debajo de la de DICOM, y que a partir de 0,046 m de distancia del orificio de inyección las curvas se cruzan. Esta podría ser la razón que explicara porque se produce una liberación de calor más intensa en el caso de ACT, por una mezcla aire-combustible más rápida en la parte del chorro más cercana a la tobera.

4.3.2 Efecto de la presión de inyección

Siguiendo la metodología anterior, ahora se modificará únicamente la presión de inyección, dejando constante el resto de parámetros de entrada. Se realizarán los cálculos para dos nuevos

valores de presión de inyección, 1000 bar y 2000 bar, esto implica que para un mismo tiempo de inyección, la cantidad total de combustible inyectado variará.

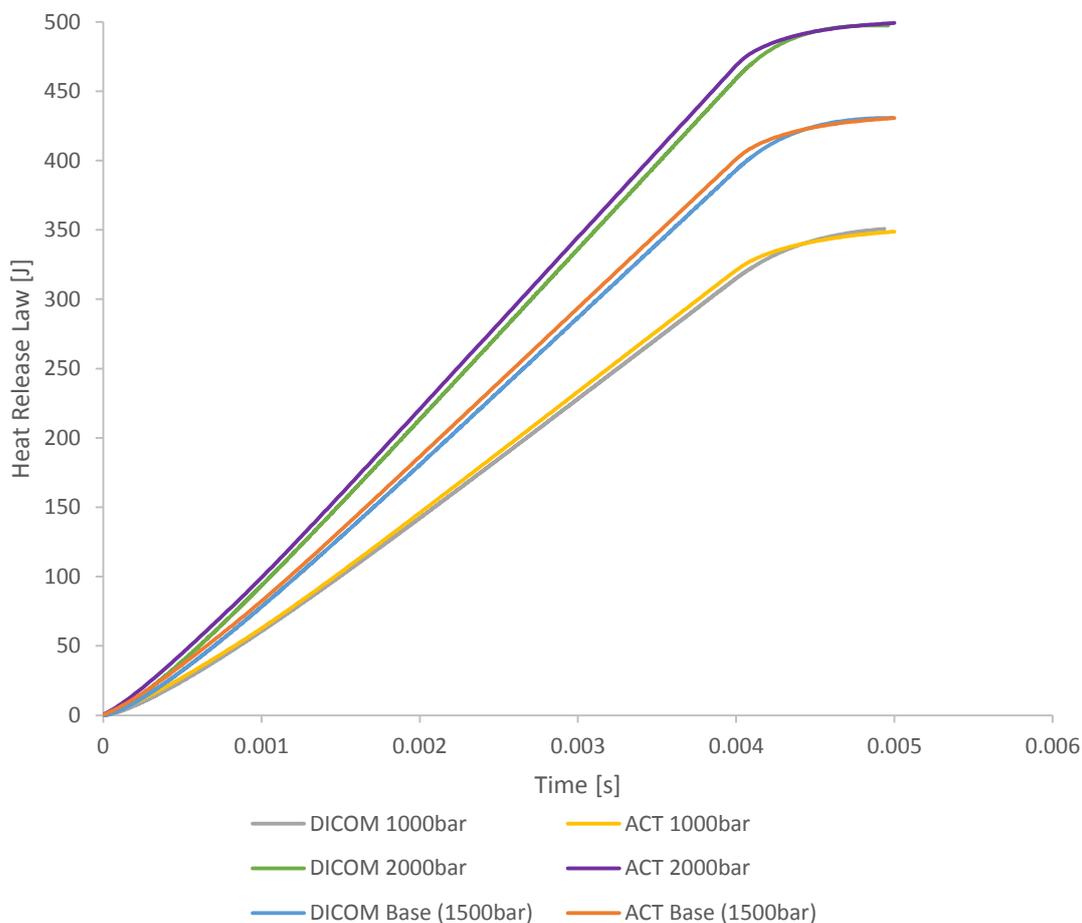


Figura 4.3: Efecto de la presión de inyección sobre la ley de liberación de calor de ambos modelos (Constante de mezcla: 0,5)

La figura 4.3 es una gráfica donde se han representado los valores de las leyes de liberación de calor para las tres presiones de inyección ya mencionadas, 1000 bar, 2000 bar y 1500 bar (el valor del caso de referencia). En dicha gráfica, se observa, a primera vista, que conforme aumenta la presión de inyección, aumenta también el calor liberado, lo que es completamente lógico ya que para una misma duración de la inyección, se inyecta una mayor cantidad de combustible, lo que se transforma en mayor masa de combustible quemado.

Por otra parte, si se pone más énfasis en las diferencias de cada pareja de curvas, se puede observar que, aunque mínimamente, las curvas están más separadas conforme la presión de inyección aumenta. Esto se puede apreciar mejor obteniendo el error medio que existe entre cada pareja de curvas, y que se muestra en la tabla 4.1. Este error se ha calculado en referencia a DICOM, puesto que a priori es el más preciso.

Presión de inyección (bar)	Error (%)
1000	2,13
1500	2,58
2000	2,93

Tabla 4.1: Error medio entre las leyes de liberación de calor calculadas por ACT y DICOM para cada presión de inyección

Esta tabla corrobora lo expuesto en el párrafo anterior, las diferencias entre ambos modelos aumentan con la presión de inyección.

En cuanto a la fracción de mezcla, en la figura 4.4 se puede percibir que no existen diferencias sustanciales si se modifica la presión de inyección. Únicamente, analizando los resultados obtenidos por DICOM, se aprecia que las curvas son más largas cuando la presión de inyección aumenta, lo que es obvio ya que se inyecta una mayor cantidad de combustible, por lo que el chorro es más largo.

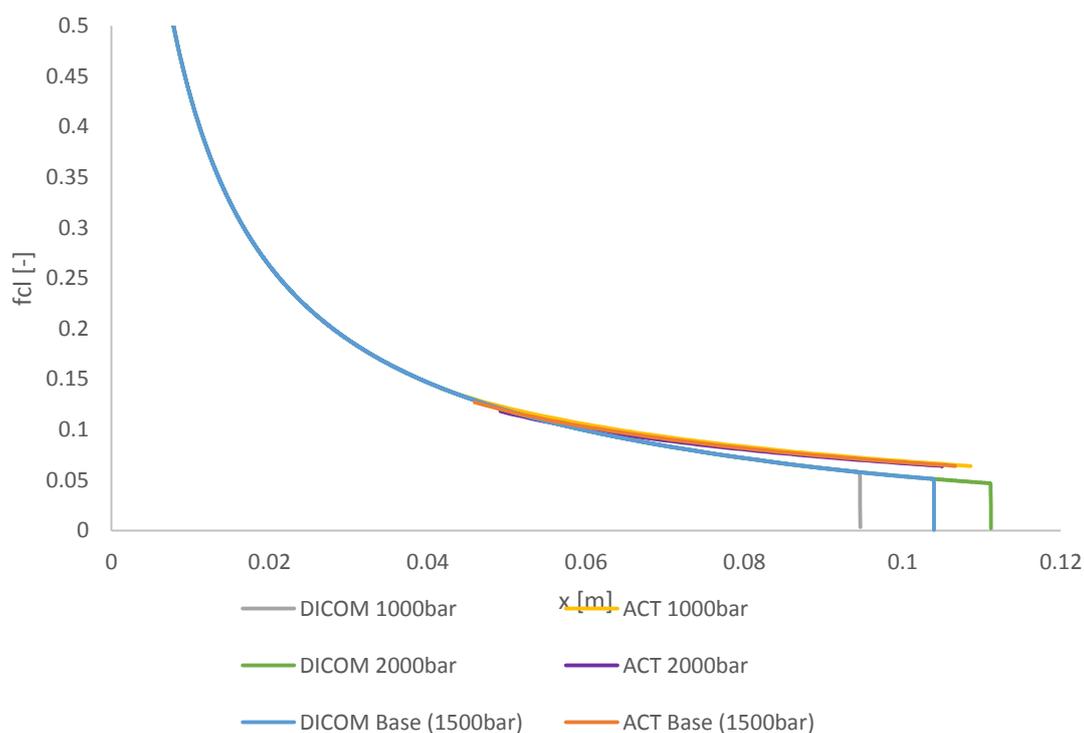


Figura 4.4: Efecto de la presión de inyección sobre la fracción de mezcla en el eje en ambos modelos a los 3,9 segundos de empezar la inyección. (Constante de mezcla: 0,5)

4.3.3 Efecto de la densidad del aire

En este caso se variará la densidad del aire, como en el caso anterior se emplearán dos nuevos valores de densidad manteniendo la masa de combustible inyectado igual a la del caso de referencia, uno de 15 kg/m^3 (dosado más rico que el de referencia) y otro de 30 kg/m^3 (dosado

más pobre que el de referencia). Se mantendrá la misma temperatura en cámara que en el caso de referencia, es decir 900K, por lo que la presión variará proporcionalmente a la densidad.

En la figura 4.5 se observan las variaciones de la fracción de mezcla en el eje en función de la densidad del aire.

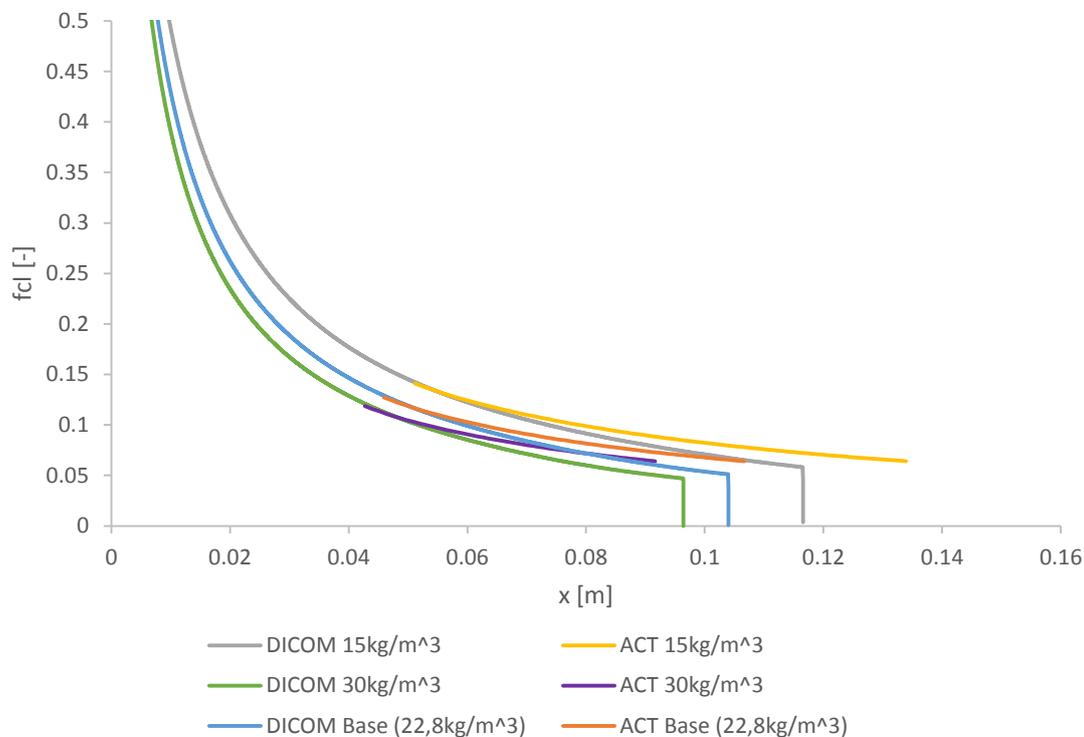


Figura 4.5: Efecto de la densidad del aire sobre la fracción de mezcla en el eje en ambos modelos a los 3,9 segundos de empezar la inyección. (Constante de mezcla: 0,5)

Contrariamente que en el caso de la presión de inyección, cuando se modifica la densidad del aire, el proceso de mezcla aire-combustible sí que se ve muy afectado, ya que se están modificando directamente las condiciones físicas de uno de los dos factores, el aire.

Como es lógico, y se observa claramente en la figura anterior, cuánto más pobre es la mezcla, es decir, cuando la densidad del aire es mayor manteniendo constante la masa de combustible inyectado, más se favorece el proceso de mezcla aire-combustible. Esto se debe a que el chorro va a tener mucha más facilidad para englobar aire, y por lo tanto oxígeno, para poder quemarse.

Se aprecia que ambos modelos reaccionan de la misma manera frente a esta variación, mezclándose más rápidamente cuando la densidad del aire aumenta.

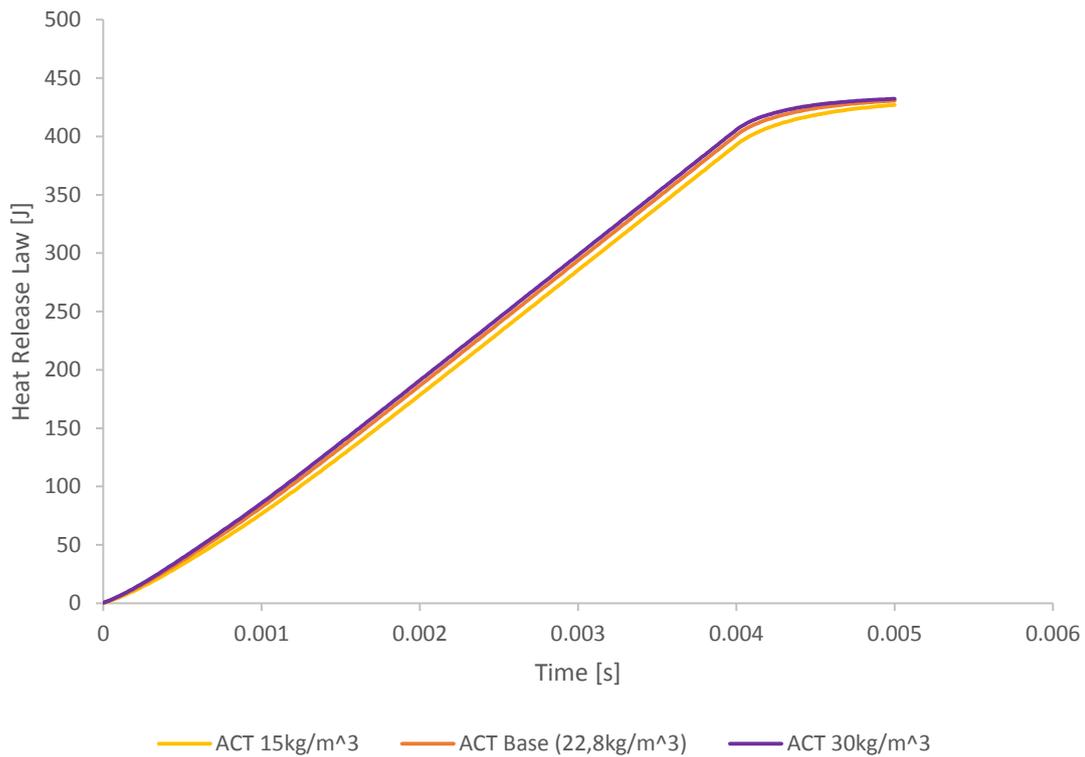


Figura 4.6: Efecto de la densidad del aire sobre la ley de liberación de calor en ACT (Constante de mezcla: 0,5)

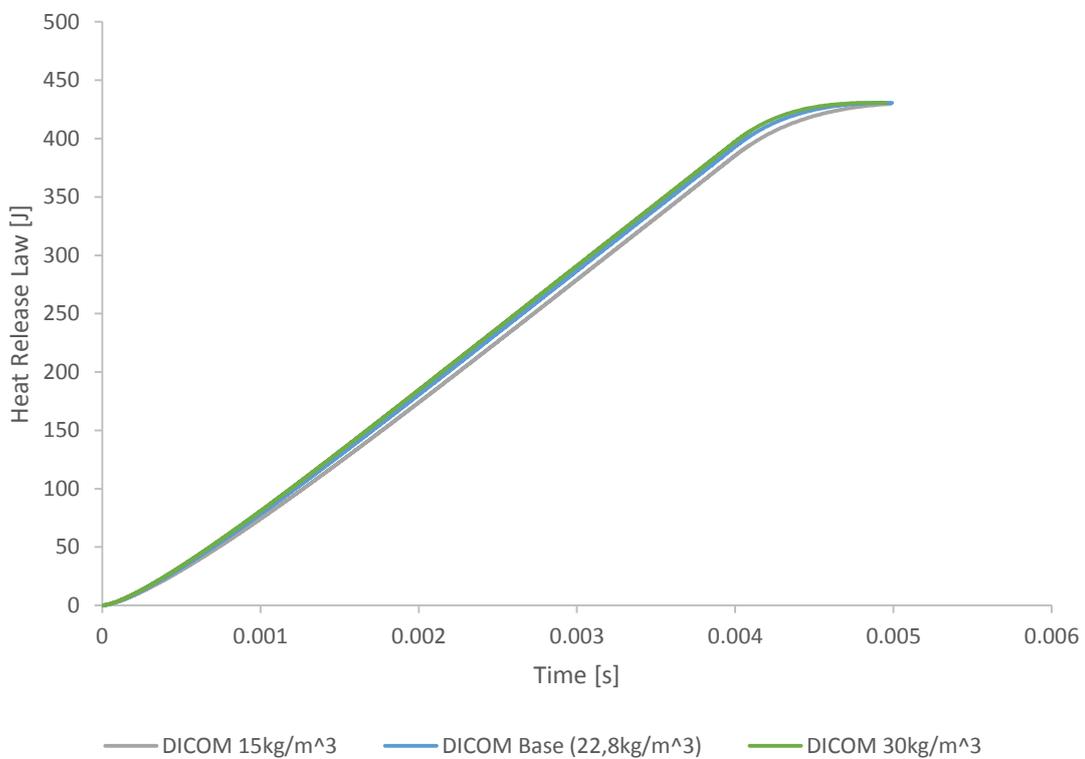


Figura 4.7: Efecto de la densidad del aire sobre la ley de liberación de calor en DICOM (Constante de mezcla: 0,5)

Como se muestra en las figuras 4.6 y 4.7, al modificar la densidad del ambiente se puede constatar que hay un cambio muy leve en la intensidad del calor liberado debido a la variación en la duración del proceso de mezcla ya mencionada. Los resultados de ambos modelos son una mayor liberación de calor cuando la densidad del aire es mayor, y se cumple que cuando el proceso de mezcla dura menos tiempo, la liberación de energía se intensifica.

Asimismo, si, como en el caso anterior, se calcula el error medio entre los resultados elaborados por ACT y los elaborados por DICOM, se obtiene la tabla 4.2.

Densidad del aire (kg/m^3)	Error (%)
15	2,15
22,8	2,58
30	2,88

Tabla 4.2: Error medio entre las leyes de liberación de calor calculadas por ACT y DICOM para cada densidad de aire

A partir de esta tabla, se observa que la diferencia entre ambos modelos es mayor conforme la densidad del aire es más elevada. De nuevo, como para el caso de la variación de la presión de inyección, se puede constatar que esta diferencia se acrecienta cuando el calor liberado aumenta.

4.3.4 Efecto del tiempo de retraso de la combustión

En este caso se pretende analizar lo que provoca, en los resultados de ambos modelos, una modificación del tiempo de inicio de la combustión. Se realizará un primer cálculo con un tiempo de retaso de 0,5 ms, y un segundo cálculo de 2 ms. No se comparará la fracción de mezcla en el eje puesto que no se ve afectado al modificar el tiempo de retraso de la combustión.

Un inicio de la combustión a los 0,5 ms de empezar a inyectar combustible es un valor realista en los motores de encendido por compresión.

En la figura 4.8 se muestra una comparación de la ley de liberación de calor obtenida por cada modelo para dos tiempos de inicio del encendido de la llama, 0 ms (caso de referencia) y 0,5 ms.

Se aprecia que cuando se retrasa el inicio de la combustión, hay una discrepancia en los resultados elaborados por cada modelo nada más se empieza a liberar energía, producto de la combustión. En una primera fase, DICOM pasa instantáneamente de 0 J a un valor del orden de 20 J. En una segunda fase, la curva de DICOM pasa a aumentar, más o menos linealmente, con una pendiente menor que la de ACT hasta alcanzar la curva de condiciones de referencia también. ACT, por su parte, ofrece una liberación de calor lineal más progresiva, en ese momento, hasta alcanzar la curva de condiciones de referencia. Se produce un cruce entre ambas curvas ya que el proceso de liberación de calor en DICOM es más brusco, al principio, que el de ACT y a partir de ahí se suaviza.

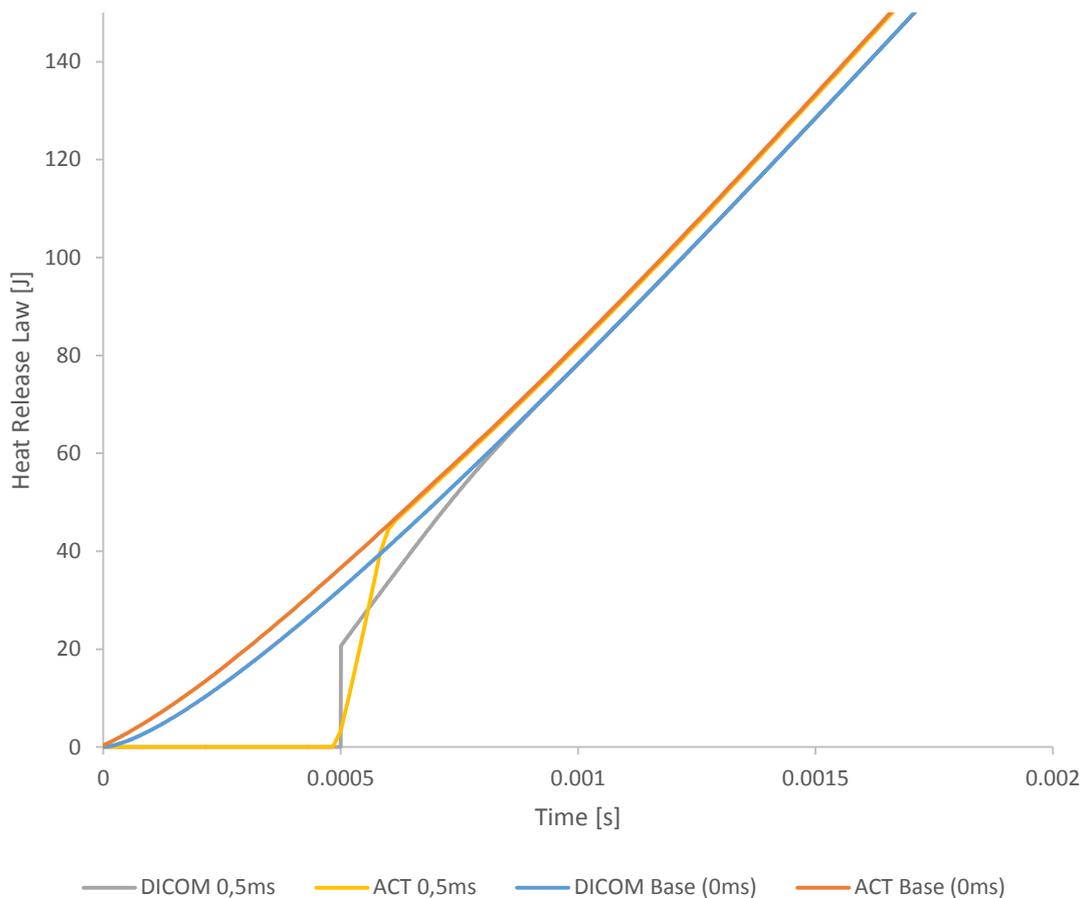


Figura 4.8: Leyes de liberación de calor en ambos modelos para un tiempo de inicio de la combustión de 0ms (caso de referencia) y otro de 0,5ms. (Constante de mezcla: 0,5)

Para profundizar en el análisis de estos resultados, se ha realizado el cálculo también para un tiempo de inicio de la combustión de 2 milisegundos. Este tiempo tan largo no es muy realista y no se encuentra en los casos prácticos de motores, pero como los modelos permiten realizar el cálculo, ayudará a una comparación y un análisis más detallados.

En la figura 4.9 se representan gráficamente las leyes de liberación de calor de cada modelo para un tiempo de retraso de 2 ms y para el caso de referencia.

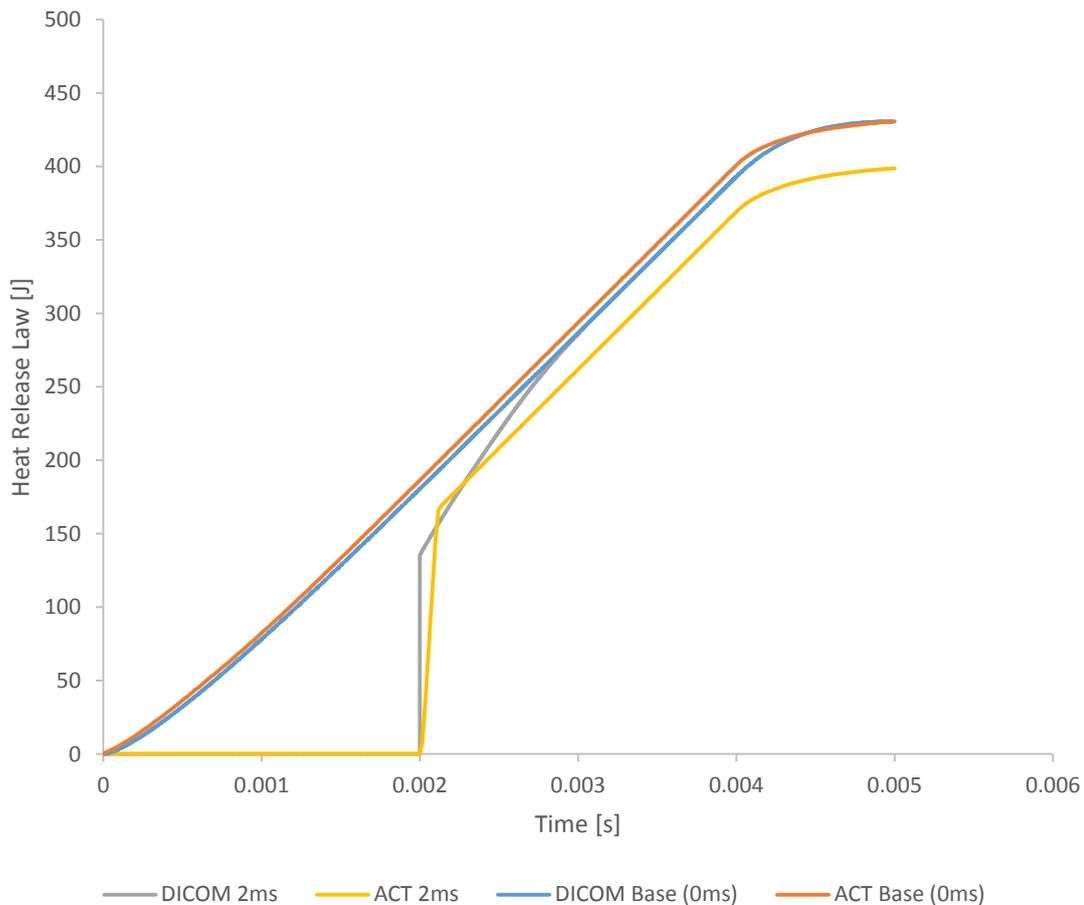


Figura 4.9: Leyes de liberación de calor en ambos modelos para un tiempo de inicio de la combustión de 0ms (caso de referencia) y otro de 2ms. (Constante de mezcla: 0,5)

En esta gráfica, aparte de observarse con mayor detalle lo que ya se había constatado en el caso del tiempo de retraso de 0,5 ms, se aprecia también una gran diferencia entre las leyes de liberación de calor obtenidas por ambos modelos para un tiempo de inicio de la combustión de 2 ms.

Mientras que la curva de DICOM alcanza la curva del caso de referencia obtenida por el mismo modelo, la de ACT se queda muy por debajo. Sería lógico pensar que el fallo en el cálculo se encuentra en ACT, ya que para una misma cantidad de combustible, si se quema todo el combustible, la ley de liberación de calor, antes o después, tiene que llegar al mismo punto. Este error de ACT, podría deberse a las simplificaciones que tiene el modelo de combustión premezclada, así imponiendo un tiempo de retraso de la combustión nulo, o cercano a 0, se evita o se atenúa el fallo ya que no existe, prácticamente, combustión premezclada.

4.3.5 Efecto del fLOL

Por último, esta modificación solo se implementará en DICOM, puesto que es un parámetro de entrada de este modelo y no de ACT. Como para los casos anteriores, se realizarán los cálculos para dos nuevos valores de fLOL, para observar como varían los resultados obtenidos en DICOM.

El parámetro f_{LOL} es inversamente proporcional a la longitud de lift-off, que es la distancia entre el orificio de inyección y la base de la llama, por lo que un f_{LOL} igual a 1 (valor del caso base) sería equivalente a un chorro sin longitud de lift-off. Los dos nuevos casos realizados serán para unos valores de f_{LOL} de 0,25 y de 0,125, es decir se incrementará la longitud de lift-off, con lo que cerca del orificio el chorro será inerte, y solamente a partir de una cierta distancia pasa a estado reactivo.

Para entender mejor este paso de chorro inerte a chorro reactivo es conveniente analizar la figura 4.10, donde se ha representado tanto el caso base de DICOM como los dos nuevos casos.

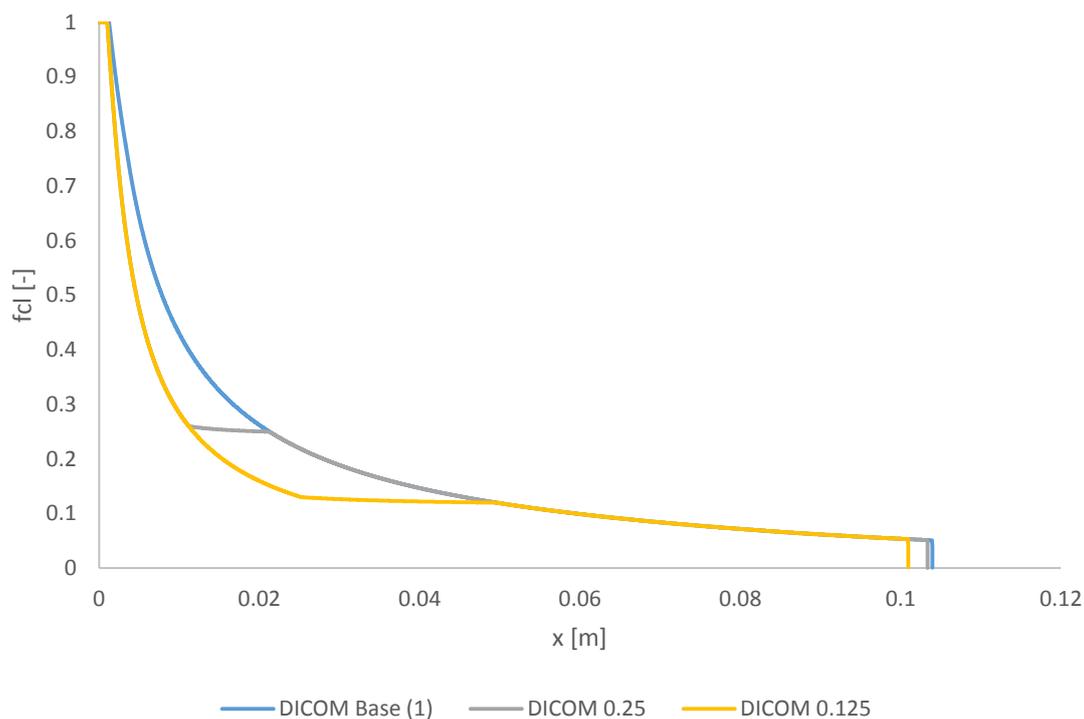


Figura 4.10: Efecto del parámetro de reactividad f_{LOL} sobre la fracción de mezcla en el eje en DICOM a los 3,9 segundos de empezar la inyección.

Se puede apreciar como para la curva del caso de referencia no existe salto de inerte a reactivo, esto se debe a que el chorro es reactivo en todo momento desde que sale de la tobera de inyección. Para los dos nuevos casos, en cambio, sí que existe ese salto que se produce cuando la fracción de mezcla en el eje alcanza el valor introducido por el usuario como f_{LOL} . Las curvas resultadas de estos nuevos casos tienen tres partes claramente diferenciadas, una primera en el que el chorro es inerte, una segunda, instantánea en el que el chorro pasa de inerte a reactivo (tramo horizontal), y una tercera parte en el que el chorro es reactivo.

Este cambio en el proceso de mezcla afecta, obviamente, a la ley de liberación de calor. Para ver cómo afecta, se ha representado en la figura 4.11 dichas leyes.

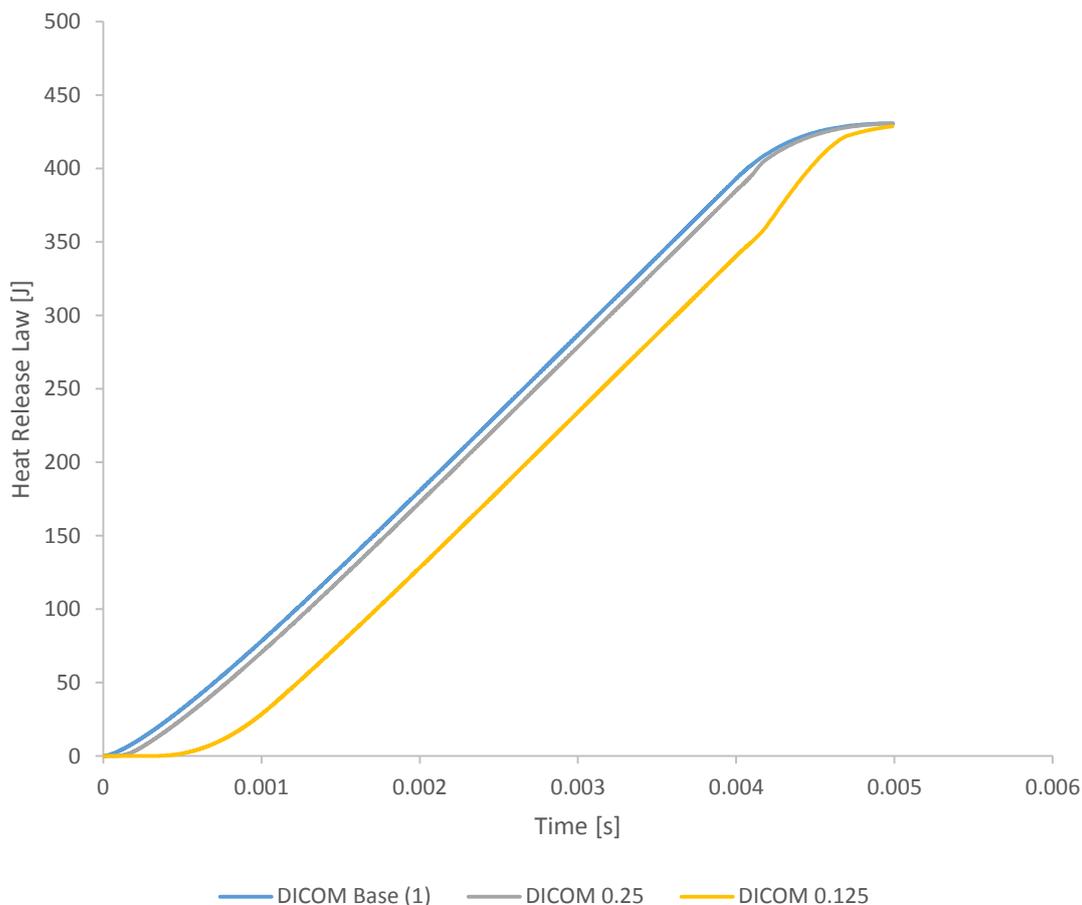


Figura 4.11: Efecto del parámetro de reactividad fLOL sobre la ley de liberación de calor en DICOM

Procediendo al análisis de los resultados, a primera vista, se observa que la ley de liberación de calor para un fLOL de 0,25 ha variado con respecto a la del caso base, pero no en exceso, mientras que para un valor de 0,125 sí que varía considerablemente. Teniendo en cuenta que hay mucha más distancia de un valor de 1 a otro de 0,25 que de uno de 0,25 a 0,125, cabría esperar, a priori, que la ley de liberación de calor variara más para el caso de fLOL igual a 0,25 con respecto al caso de referencia que para el caso de 0,125 con respecto al de 0,25.

Sin embargo, sucede todo lo contrario, esto se debe a que para un determinado valor de fLOL, la ley de liberación de calor deja de intensificarse puesto que la longitud de lift-off deja de afectar al chorro de dosado estequiométrico como se aprecia en la figura 4.12.

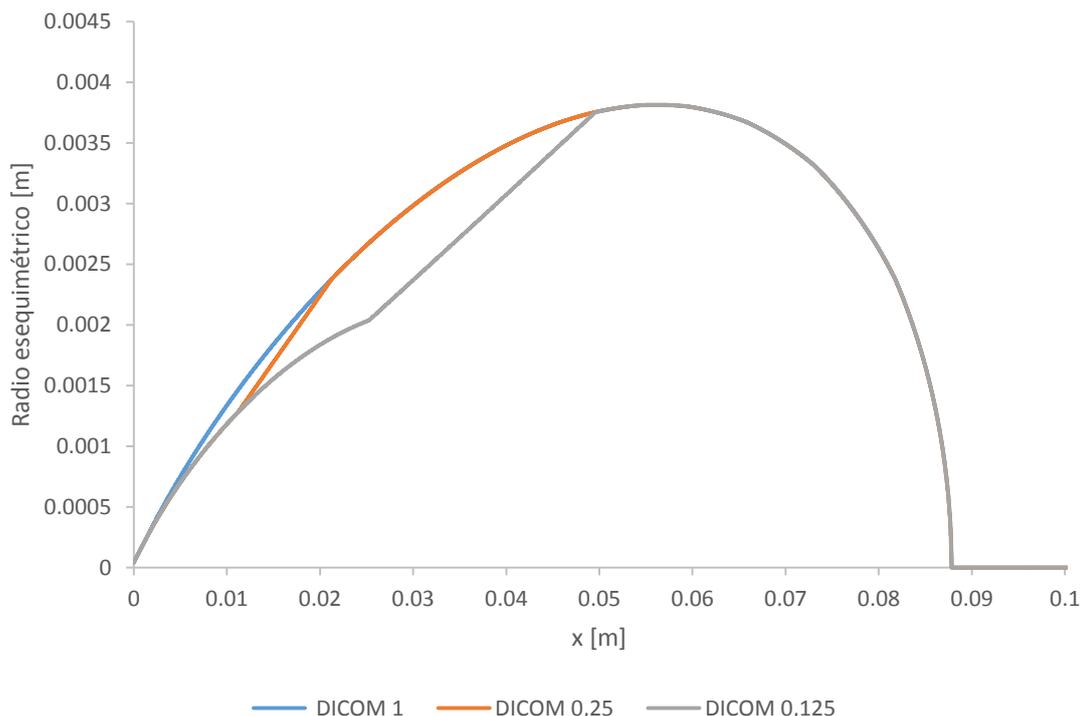


Figura 4.12: Radio estequiométrico para los tres valores de fLOL a los 3,9 segundos de empezar la inyección.

Se observa claramente que hay mucha más diferencia entre el radio estequiométrico del caso de fLOL con valor de 0,125 y el del caso de 0,25 que entre el radio estequiométrico del caso de fLOL igual a 0,25 y el del caso de referencia.

4.4 Chorro transitorio en ambiente estacionario

Para este segundo caso, se realizarán dos nuevas simulaciones. A diferencia del caso anterior, aquí la inyección no será cuadrada sino que habrá transitorios, las condiciones del ambiente, en cambio, seguirán siendo estacionarias y se dejarán exactamente igual que en el caso de referencia del apartado anterior, así como el valor de fLOL y el tiempo de inicio de la combustión que seguirá, siendo 1 y 0 segundos, respectivamente.

4.4.1 Caso I: Inyección corta

En esta primera simulación, se realizará una ley inyección corta de medio milisegundo, en la que aumentará linealmente hasta llegar a un valor de pico de 1,25 ms y posteriormente, disminuirá de la misma manera, tal y como se muestra en la figura 4.13, además en esta gráfica se han incluido todas las tasas de inyección empleadas a lo largo del trabajo, para hacerse una idea de las variaciones que se realizan.

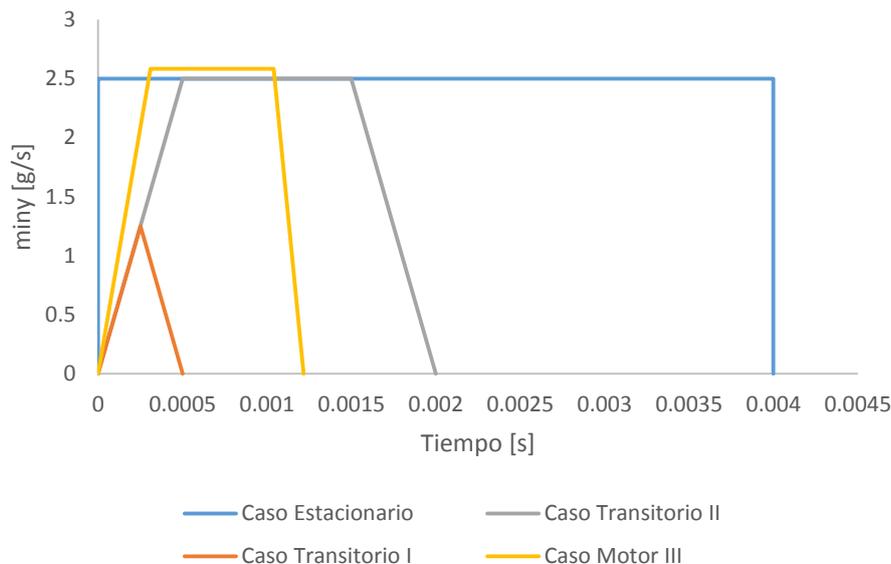


Figura 4.13: Tasa de inyección para el caso base de chorro estacionario, para los casos I y II de chorro transitorio y para el caso III de chorro en condiciones de motor

La tasa empleada para este caso es una tasa mucho más corta que la del caso de chorro estacionario que duraba 4 ms, y el valor de pico es la mitad, por lo que la masa total de combustible inyectado es mucho menor. Además, tiene un transitorio de subida y otro de bajada mientras que la del caso anterior era totalmente cuadrada. No es una tasa muy real puesto que es demasiado corta y tiene una forma extraña pero se ejecutará la simulación para comprobar hasta donde pueden converger ambos modelos.

Al cambiar la ley de inyección, es posible que haya que reajustar los modelos, como se hizo para el caso del chorro estacionario, variando la constante de mezcla hasta encontrar un valor con el que la ley de liberación de calor y la fracción de mezcla en el eje de ambos modelos coincidan en la manera de lo posible.

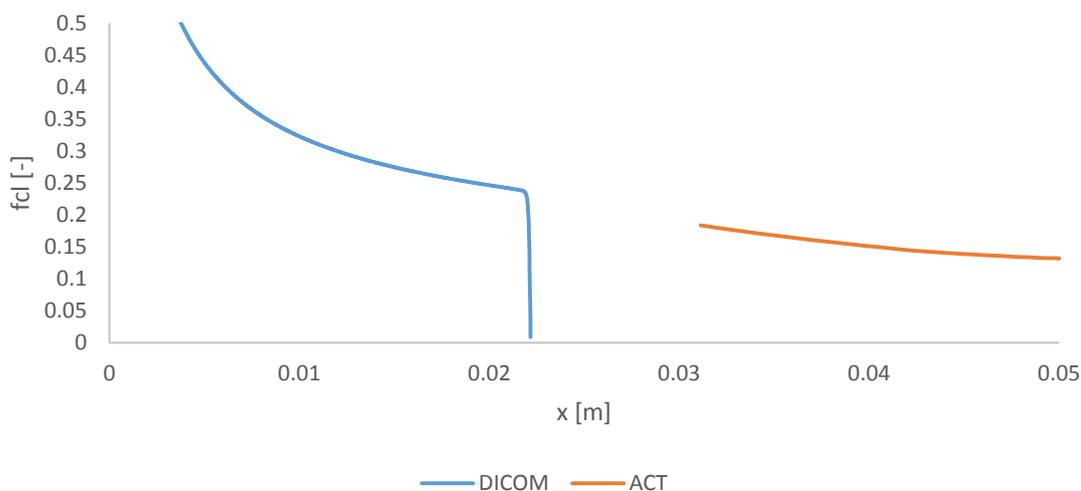


Figura 4.14: Fracción de mezcla en el eje del chorro de ambos modelos para el caso I de chorro transitorio (Constante de mezcla: 0,5)

En la figura 4.14 se muestran, a primera vista, unos resultados muy dispares entre ambos modelos en cuanto a la fracción de mezcla se refiere.

Debido a lo ya explicado en el apartado 4.3.1, en referencia a que ACT no muestra resultados en la parte inicial del chorro, se ha obtenido mediante el Excel una ecuación potencial que pudiera definir la curva de fracción de mezcla en el eje elaborada por ACT, resultando dicha ecuación: $y = 0.0156x^{-0.707}$. Con esta función, se ha calculado de manera manual una parte de la curva de fracción de mezcla en el eje, para así simular un posible resultado de ACT, ofreciendo dicho resultado en la figura 4.15.

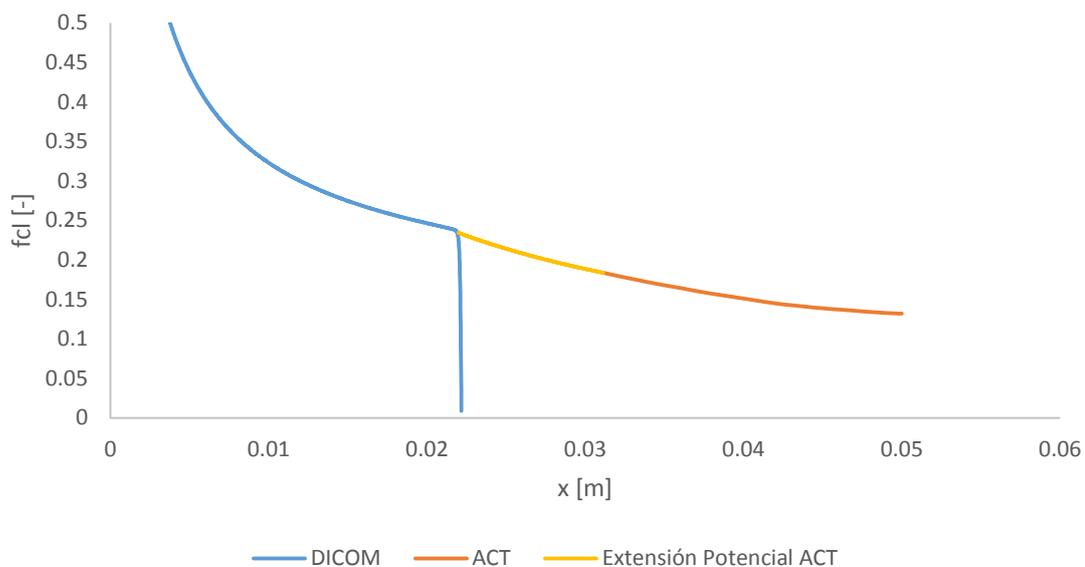


Figura 4.15: Fracción de mezcla en el eje del chorro de ambos modelos extendida de manera manual para ACT (Constante de mezcla: 0,5)

Analizando esta gráfica, se puede apreciar cómo, mediante la aproximación manual realizada, la curva de ACT llega a unirse con la curva simulada por DICOM, con una pendiente más o menos similar.

De todas formas estos resultados no son muy fiables por parte de ACT, y se debería llevar a cabo una mejora en ese aspecto, ya que ni modificando la constante de mezcla en ACT se puede realizar un ajuste más fino.

Por otra parte, en la figura 4.16 se muestran las leyes de liberación de calor obtenidas por cada modelo. Como se puede comprobar, dichas leyes, como sucede con la fracción de mezcla en el eje, distan mucho la una de la otra. El error medio que existe entre ambos resultados es del orden de 25%, lo que difiere en exceso con respecto a los casos anteriores donde este error estaba comprendido entre el 2% y el 3%.

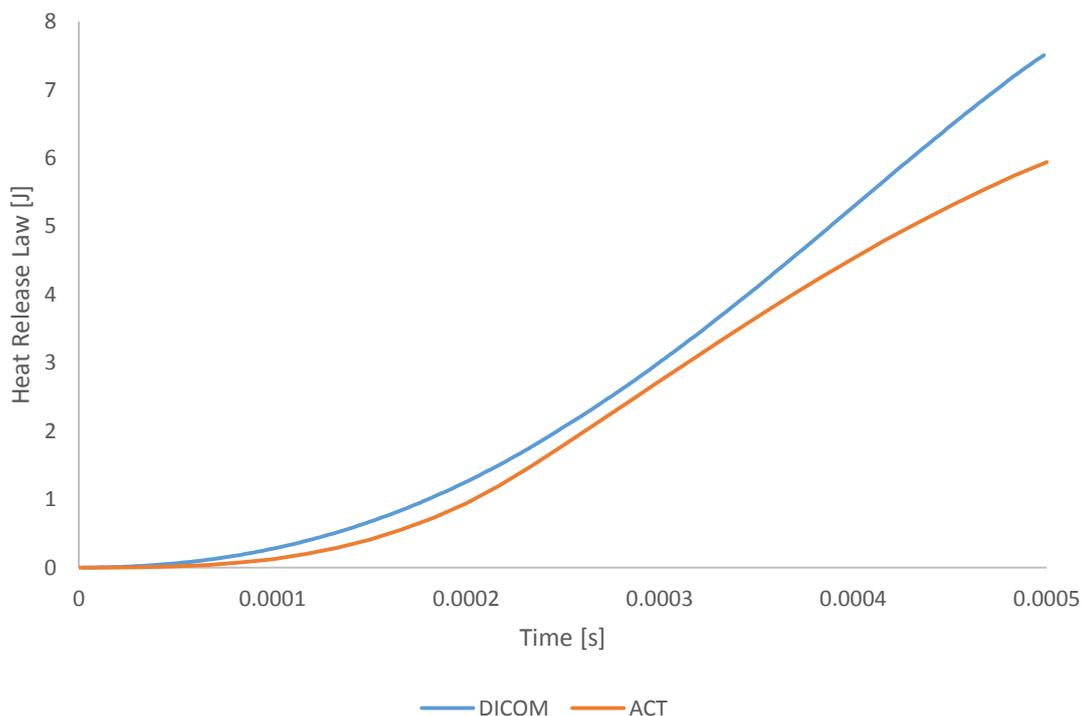


Figura 4.16: Ley de liberación de calor de ambos modelos para el caso I de chorro transitorio (Constante de mezcla: 0,5)

En este caso, la curva calculada por ACT está muy por debajo de la obtenida por DICOM, contrariamente a lo que sucedía en todos los casos de chorro estacionario. Esto denota que para este tipo de inyección, tan corta, hay grandes discrepancias entre los dos modelos.

Lo más posible es que los errores de cálculo se produzcan por parte de ACT, puesto que es un modelo con menos física ya que emplea principalmente una relación basada en las ecuaciones de conservación, mientras que DICOM utiliza directamente dichas ecuaciones. Para demostrar esto, habría que, en una etapa posterior fuera del alcance de este estudio, realizar un experimento práctico con un motor real.

4.4.2 Caso II: Inyección larga

En este caso se hará una inyección de mayor duración, con una forma bastante realista, para ver que variaciones presenta cada modelo. Se incrementará el caudal de combustible inyectado progresivamente durante 0,5 ms hasta llegar a 2,5 g/s, se mantendrá este valor constante durante 1 ms, y durante 0,5 ms se reducirá linealmente la masa inyectada hasta dejar de inyectar, tal y como se muestra en la figura 4.17.

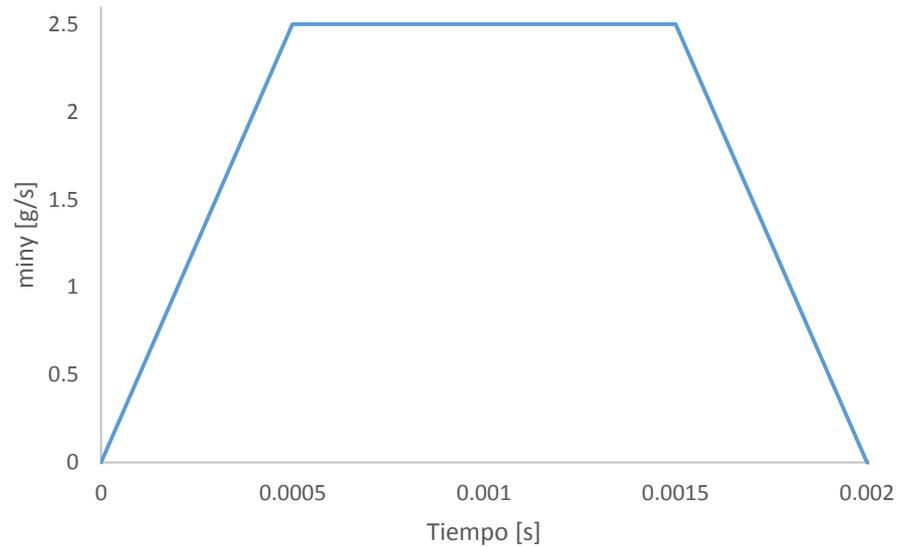


Figura 4.17: Tasa de inyección para el caso II de chorro transitorio

Esta tasa de inyección se ha llamado larga, ya que dura cuatro veces más que la del caso anterior, pero sigue siendo más corta que la del caso de chorro estacionario. Esto debería traducirse en menores diferencias entre los dos modelos con respecto al caso del apartado 4.4.1, pero mayores con respecto al caso de chorro estacionario.

Adicionalmente, en principio, no se debería modificar la constante de mezcla de ACT, puesto que para el caso de la inyección corta no ha sido necesario cambiarlo.

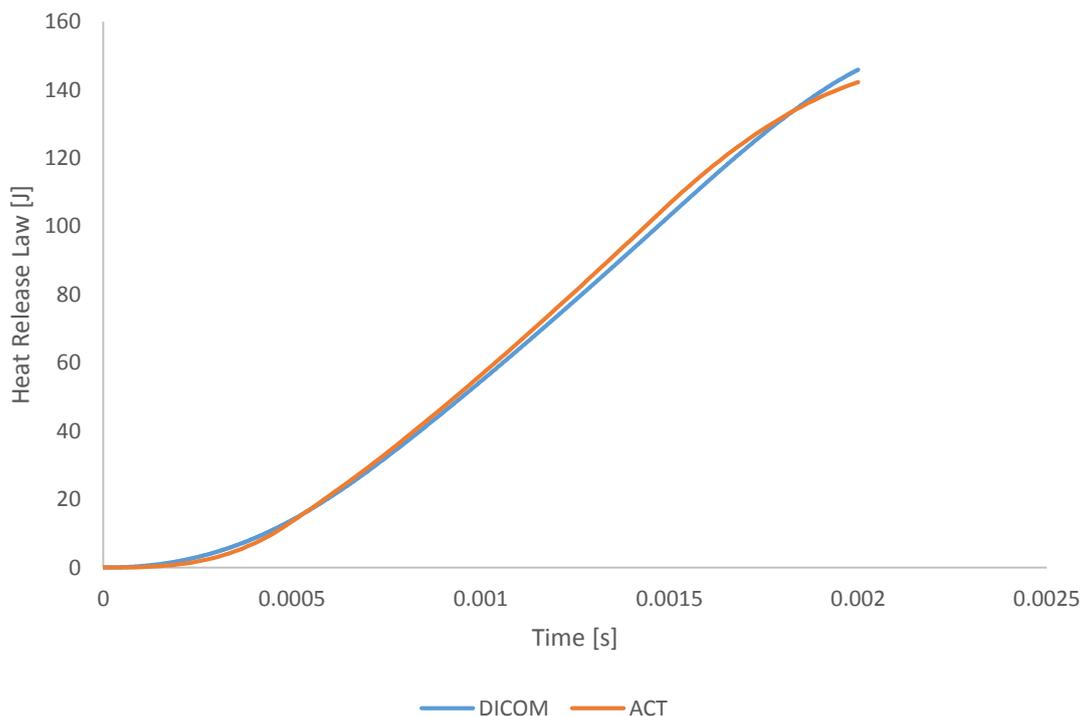


Figura 4.18: Ley de liberación de calor de ambos modelos para el caso II de chorro transitorio (Constante de mezcla: 0,5)

Como se puede apreciar en la figura 4.18, las ley temporales de liberación de calor que han simulado ambos modelos presentan muchas menos discrepancias que en el caso anterior.

Realizando un análisis más exhaustivo de las curvas, se observa como al empezar la combustión, la liberación de calor por parte de DICOM es más intensa que la de ACT. Esto podría deberse a lo ya se explicado en el apartado 4.3.4, que al ser una inyección más corta, el modelo de combustión premezclada de ACT influye más que en el caso de chorro estacionario y es la causa de este pequeño error en la curva simulada por ACT. Posteriormente, durante la etapa de combustión por difusión, el calor liberado que simula ACT pasa a estar por encima del de DICOM, esto se asemeja más al caso de chorro estacionario, donde la curva de ACT estaba siempre por encima de la de DICOM.

Por otra parte, se ha calculado también para este caso el error medio entre cada curva, y se ha obtenido un valor de 3,16%. Este valor se aleja mucho del obtenido anteriormente de 25% y se acerca mucho más a los del caso de chorro estacionario. Además, esto pone en énfasis lo que ya se había presupuesto con respecto a que en este caso el error tenía que ser mayor que en los primeros casos pero menor que en el de inyección corta.

Este análisis supone una gran ayuda a la hora de entender ambos modelos, y hasta donde pueden converger.

Llegados a este punto, se procederá a la comparación de las curvas de fracción de mezcla en el eje, las que se muestran en la figura 4.19.

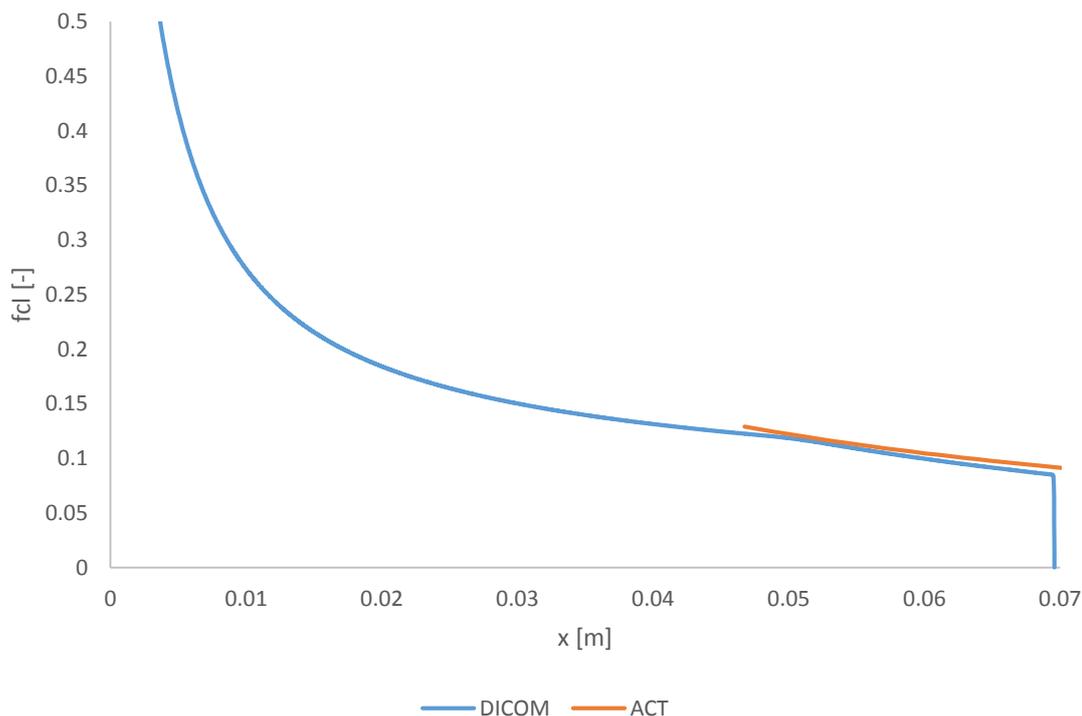


Figura 4.19: Fracción de mezcla en el eje de ambos modelos para el caso II de chorro transitorio (Constante de mezcla: 0,5)

Se observa, como de nuevo, de la misma manera que en los casos del apartado 4.3, la pendiente de la fracción de mezcla en el eje simulada por DICOM, aunque mínimamente, es más pronunciada que la simulada por ACT.

Estos resultados marcan de una manera directa que ambos modelos convergen hacia el mismo punto cuando la ley de inyección de combustible se va haciendo más duradera en el tiempo y se inyecta una mayor cantidad de combustible.

4.5 Chorro en condiciones de motor

Por último, se procederá a realizar simulaciones variando las condiciones del ambiente, es decir teniendo en cuenta los movimientos de compresión y expansión del pistón, lo que produce aumentos y disminuciones de temperatura, presión y densidad del aire.

Para ello, se introducirán los datos de entrada en ACT, y dado que este modelo proporciona como salidas las leyes temporales de presiones y temperaturas en el cilindro, se podrá calcular la ley de densidades y así introducir en DICOM, como parámetros de entrada, la presión y la densidad en función del tiempo. Con esto se conseguirá que las condiciones ambiente en ambos modelos sean las mismas.

Se realizarán tres simulaciones, una primera en la que se mantendrá la ley de inyección del apartado 4.3, es decir una tasa cuadrada, y se inyectará por un solo orificio. Una segunda simulación

en la que solo se cambiará el número de orificios de inyección, se emplearán en concreto ocho, y en la que se inyectará la misma tasa que en la simulación anterior por orificio, es decir, ocho veces más masa total de combustible inyectada. Esto producirá fundamentalmente una variación en la concentración de oxígeno que se verá reflejada en los resultados. Y por último, se realizará una tercera simulación, en la que se modificará la geometría del cilindro y la tasa de inyección para así poder acercarse lo máximo posible a un motor real, este será el caso más complejo.

Los parámetros de entrada fundamentales a ACT que se modificarán con respecto a los casos anteriores, pero que no variarán a lo largo de las tres simulaciones son los mencionados en la tabla 4.3, estos datos se han tomado de un motor de automoción real de 375 centímetros cúbicos de cilindrada unitaria.

Relación de compresión [-]	15,6
Temperatura de admisión [K]	323
Presión de admisión [bar]	1,3
Presión de escape [bar]	1,4
Cierre válvula de admisión [°]	-140,28
Apertura válvula de escape [°]	141,96

Tabla 4.3: Parámetros de entrada de ACT comunes para todos los casos de chorro en condiciones de motor

4.5.1 Caso I: Un orificio de inyección

Esta primera simulación será la más sencilla, se empleará la misma tasa que se empleó en el apartado 4.3, la diferencia residirá en que en este caso las condiciones del ambiente serán variables como si de un motor se tratase, pero casi no variará la concentración de oxígeno. En el apartado siguiente, con más orificios, sí que cambiará.

Se realizará una primera simulación con la misma constante de mezcla que en los casos anteriores, 0,5 y se analizarán los resultados. En función de dichos resultados se hará o no una recalibración de los modelos variando la constante de mezcla hasta encontrar resultados más satisfactorios, si se diera el caso.

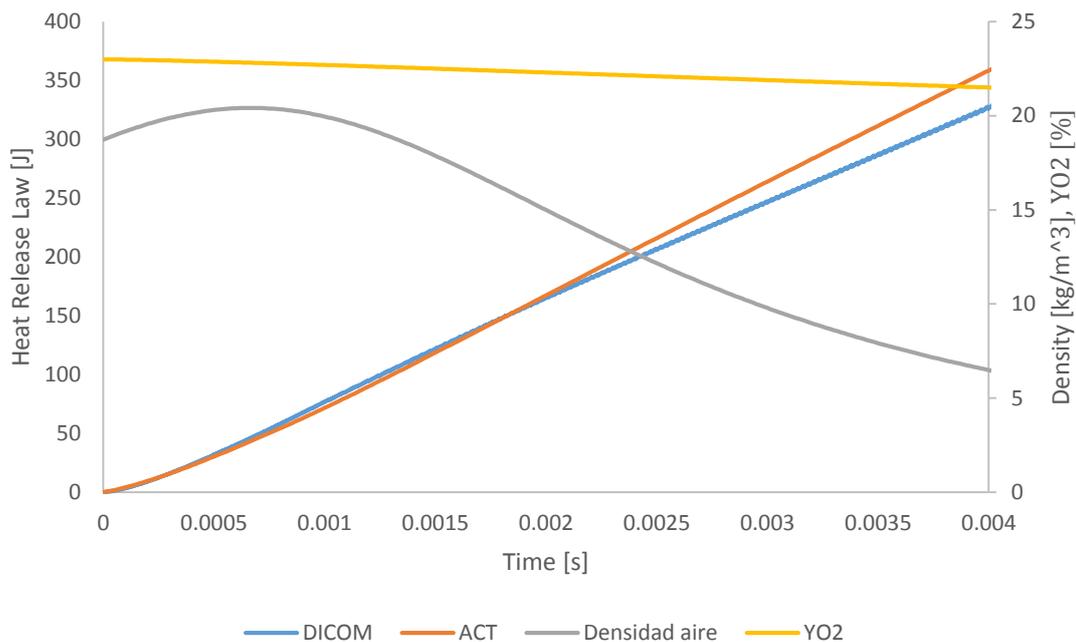


Figura 4.20: Leyes temporales de liberación de calor, densidad del aire y concentración de oxígeno para el caso I de chorro en condiciones de motor. (Constante de mezcla: 0,5)

En la figura 4.20 se muestran los resultados de la ley de liberación de calor obtenidos por cada modelo, además de la densidad del aire y concentración de oxígeno en el mismo. Se puede observar, de nuevo, como el calor liberado en la simulación realizada por ACT es más intenso que el de la simulación de DICOM. Además, se aprecia como las dos curvas empiezan con un comportamiento muy similar pero al cabo de un milisegundo más o menos, comienzan a separarse progresivamente. Esta conducta no se había producido en ninguno de los casos anteriores.

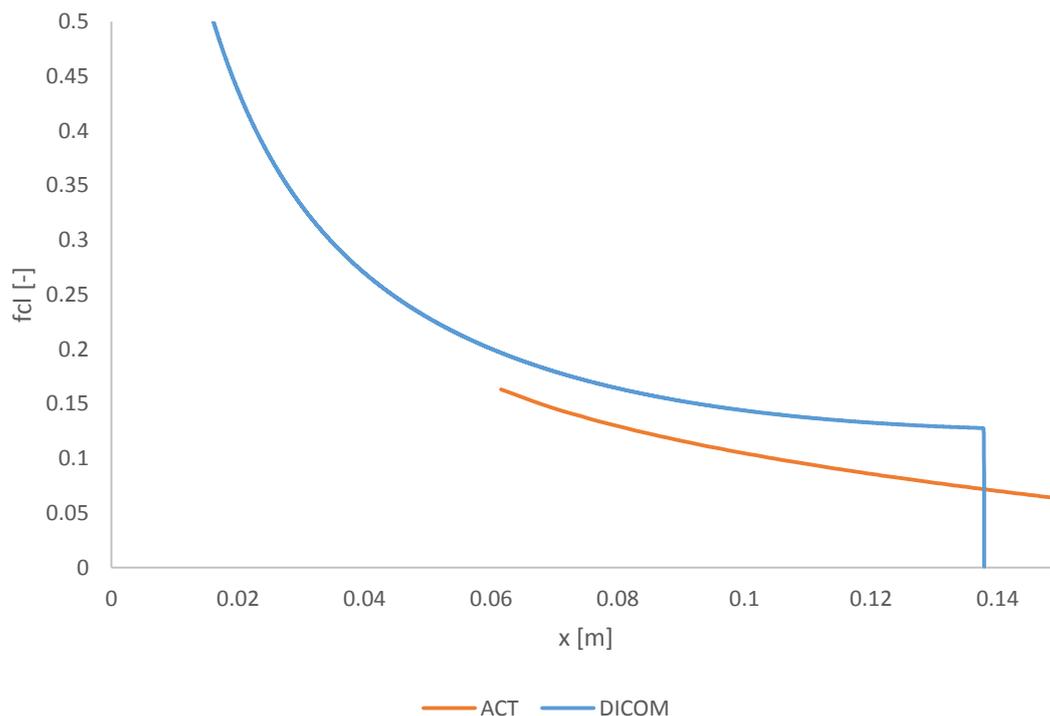


Figura 4.21: Fracción de mezcla en el eje de ambos modelos para el caso I de chorro en condiciones de motor (Constante de mezcla: 0,5)

Adicionalmente, en la figura 4.21, donde se representan las curvas de fracción de mezcla en el eje, se puede ver claramente como la curva calculada por ACT está considerablemente por debajo de la de DICOM. Esto quiere decir que el proceso de mezcla simulado por ACT es mucho más rápido que el de DICOM, lo que coincide con los resultados de la ley de liberación de calor, ya que un proceso de mezcla más rápido se traduce en una liberación de calor más intensa.

Para obtener unos resultados más parecidos, habrá que reajustar los modelos, para ello modificaremos la constante de mezcla, que es el parámetro que define la fracción de mezcla y que por lo tanto afecta a la ley temporal de liberación de calor.

El tener que reajustar los modelos para obtener resultados más parejos podría deberse al cambio en las condiciones ambiente.

Variando la constante de mezcla se consigue reajustar los modelos, los resultados de las figuras 4.22 y 4.23 son los obtenidos para una constante de mezcla de 0,34.

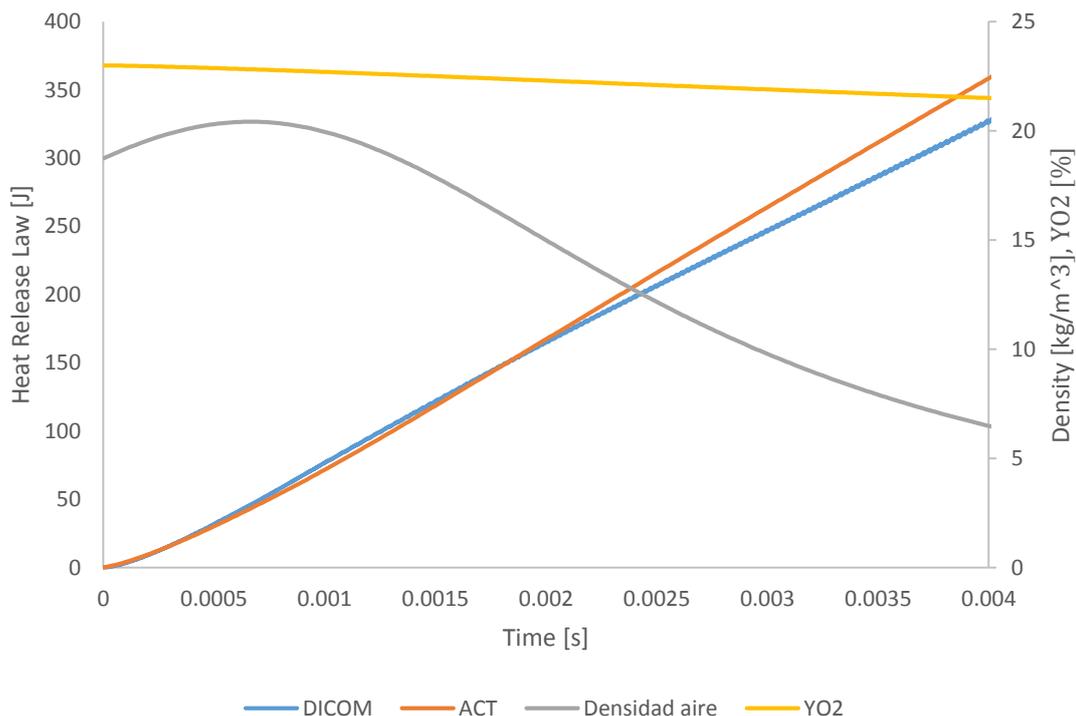


Figura 4.22: Leyes temporales de liberación de calor, densidad del aire y concentración de oxígeno para el caso I de chorro en condiciones de motor. (Constante de mezcla: 0,34)

En esta gráfica se han representado aparte de las leyes de liberación de calor obtenidas por cada modelo, la densidad del aire en cámara y la concentración de oxígeno en función del tiempo, obtenidas por ACT. Esto se ha hecho para compararlo con los siguientes casos y así poder comprender mejor los resultados obtenidos e intentar justificar a que se deben.

Analizando las curvas de calor liberado, se aprecia que se produce el mismo fenómeno que con la constante de mezcla igual a 0,5 pero en menor medida. Ya que aquí las curvas empiezan a divergir pasada la mitad del tiempo de inyección. Además el error medio calculado pasa de un valor del 13% para el caso de constante de mezcla de 0,5 a un valor del 6,9%, que aunque sigue alejado de los valores obtenidos en el caso de chorro estacionario, ha disminuido casi en un 50% su valor anterior.

No ha sido posible reducir en mayor medida este error ya que las fracciones de mezcla en el eje divergirían cada vez más. Así que con el valor de constante de mezcla igual a 0,34 se ha llegado a una solución de compromiso entre fracción de mezcla y ley de liberación de calor.

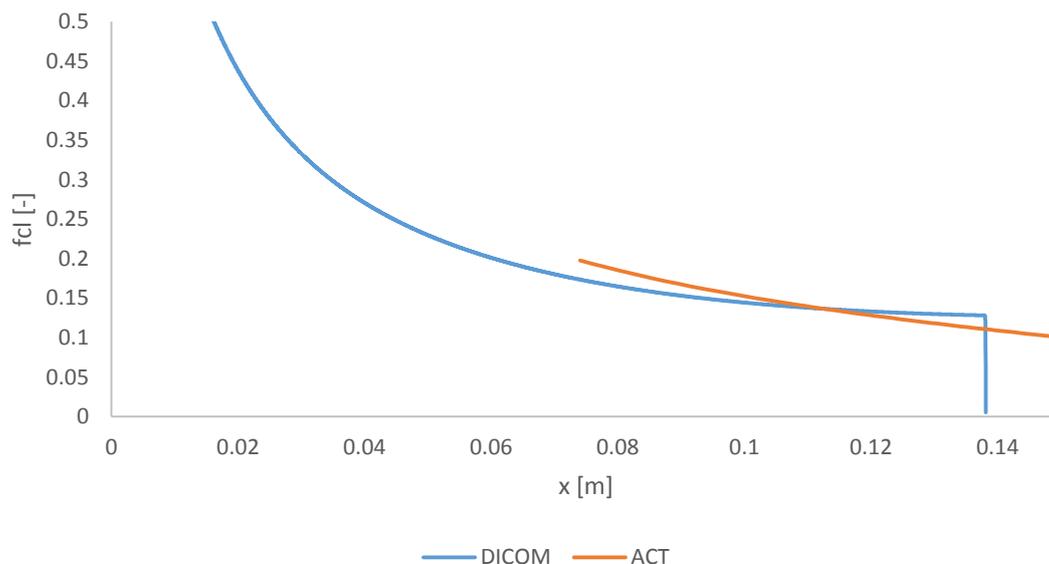


Figura 4.23: Fracción de mezcla en el eje de ambos modelos para el caso I de chorro en condiciones de motor (Constante de mezcla: 0,34)

Observando la figura 4.23 se pueden entender mejor los resultados, se aprecia cómo hasta los 11 cm de chorro, la curva de fracción de mezcla simulada por ACT está por encima de la de DICOM, lo que podría explicar que durante la primera mitad de la inyección, la liberación de calor fuera menor en ACT que en DICOM. A partir de ese punto las curvas se cruzan, lo que supone que el proceso de mezcla simulado por el modelo ACT está más avanzado en ese momento que el de DICOM, dando lugar a una liberación de calor más intensa.

Los resultados obtenidos en este caso presentan más discrepancias que para los casos de los apartados 4.3 y 4.4. Hay que tener en cuenta que estas simulaciones son más complejas, habiendo una variación en el tiempo de las condiciones del ambiente, lo que provoca que los modelos cometan más errores de cálculo.

4.5.2 Caso II: Ocho orificios de inyección

En este caso, solamente habrá una modificación con respecto al caso anterior, siguiendo el orden que se ha seguido en todo el estudio, yendo del caso más sencillo posible al más completo. La inyección en ACT se realizará mediante ocho orificios de inyección, en DICOM se seguirá realizando en uno solo puesto que este modelo es capaz de simular simplemente un chorro. Cada orificio inyectará la misma masa de combustible que en el caso anterior, siguiendo la misma tasa de inyección.

Posteriormente, se dividirán los resultados obtenidos en la ley de liberación de calor por ACT entre el número de chorros simulados, es decir ocho, para tener unos resultados comparables a los de DICOM.

En la figura 4.24 se muestran dichos resultados.

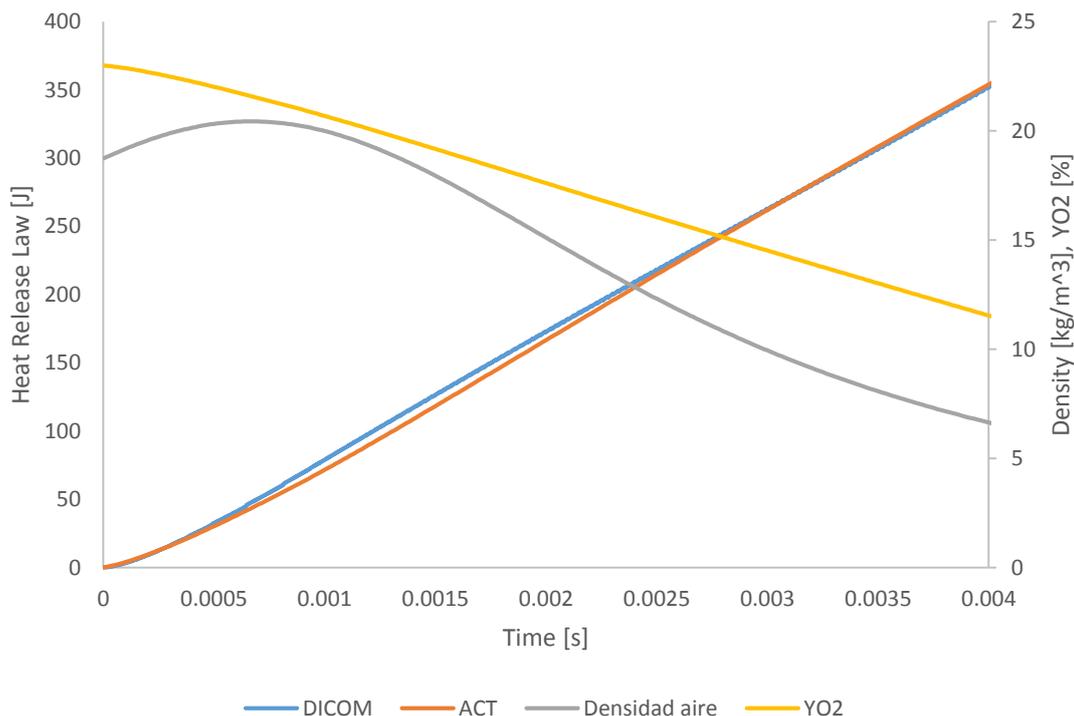


Figura 4.24: Leyes temporales de liberación de calor, densidad del aire y concentración de oxígeno para el caso II de chorro en condiciones de motor. (Constante de mezcla: 0,34)

Observando la figura se aprecia que la densidad del aire no se ha visto modificada con respecto al caso anterior, pero sí que existe un gran aumento de la presión y temperatura en el cilindro, debido a la mayor cantidad de combustible quemado.

Luego en este caso no existe una variación de la densidad del aire en la cámara de combustión con respecto al caso del apartado 4.5.1, en cambio sí que existe un claro cambio en la ley temporal de concentración de oxígeno. Tanto la del caso anterior como la de este empiezan en el 23% de oxígeno en el aire, que es el valor que tiene por defecto ACT (que es la fracción másica de oxígeno que hay en el aire atmosférico) y no se puede modificar, pero en este caso se ha consumido mucho más oxígeno al final de la inyección que en el caso anterior.

Esto también es lógico, ya que aquí se está inyectando y quemando ocho veces más masa de combustible que antes, lo que produce un consumo de oxígeno mucho mayor.

Teniendo en cuenta las condiciones del ambiente y la concentración de oxígeno en el aire se va a proceder al análisis de las leyes de liberación de calor. Se observa que las curvas empiezan con la misma tendencia que en el caso anterior, la de ACT por debajo de la de DICOM. Pero en el momento en el que antes empezaban a divergir, en este caso las curvas convergen. Esta trascendente variación se debe fundamentalmente a los resultados obtenidos por DICOM, ya que debido al aumento general de presión en este caso con respecto al anterior, el modelo simula una mayor liberación de calor. Podría deberse también a que DICOM no ve la fuerte bajada de concentración de oxígeno que se produce y podría cometer algún error durante la simulación.

Al principio las leyes de liberación de calor simuladas por cada modelo tienen más diferencias entre ellas, esto puede deberse presumiblemente a la falta de oxígeno para quemar el

combustible por parte de ACT, ya que para una misma cantidad de aire englobado por un chorro, hay menos concentración de oxígeno. Pasando de un error medio del 6,9% en el caso anterior a la mitad en este caso, en concreto 3,4%.

En cuanto a la fracción de mezcla en el eje, en la figura 4.25 se puede apreciar como existe una amplia diferencia entre las simuladas por cada modelo.

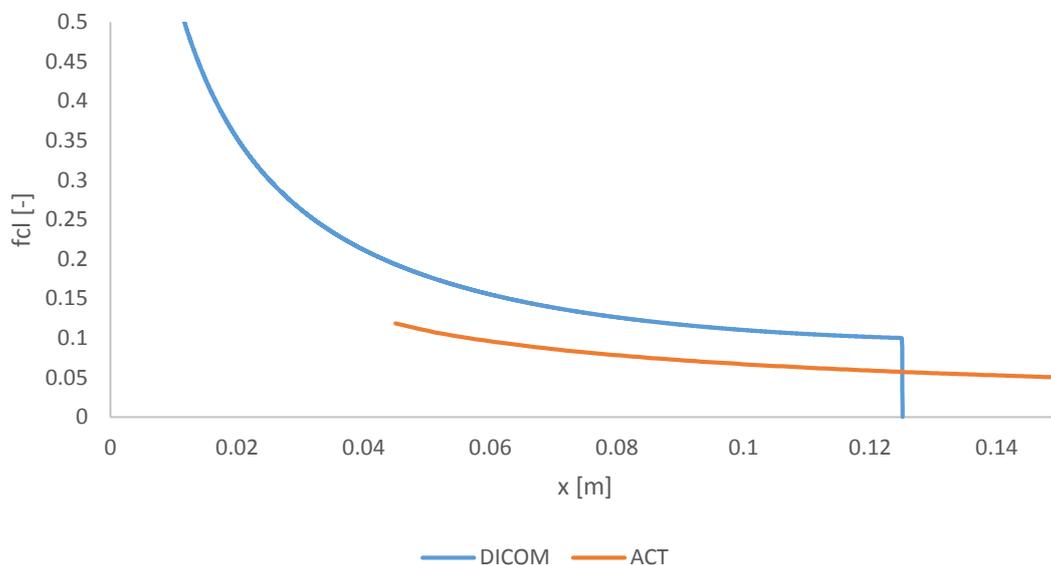


Figura 4.25: Fracción de mezcla en el eje de ambos modelos para el caso II de chorro en condiciones de motor (Constante de mezcla: 0,34)

Se puede ver como la curva de ACT está ostensiblemente por debajo de la de DICOM, lo que indica que el proceso de mezcla simulado por ACT ha sido más rápido.

Una cosa que llama fuertemente la atención aquí es que la ley de liberación de calor da casi igual con ambos modelos, y en cambio las fracciones de mezcla en el eje son muy distintas. Eso es señal de que uno de los dos modelos (previsiblemente el ACT) desvaría bastante, por lo que no es muy de fiar.

No tendría sentido reajustar los modelos modificando la constante de mezcla de nuevo puesto ya se ha realizado para el caso anterior y además las curvas de calor liberado volvería a divergir.

4.5.3 Caso III: Caso realista

Finalmente, en este caso se procederá a cambiar la ley de inyección de combustible, así como la geometría del cilindro en ACT, aproximándose con esto a unas condiciones de motor lo más cercanas a la realidad posible.

La ley de inyección de combustible se ha realizado con el generador de tasas que dispone ACT. Este funciona introduciendo una serie de parámetros que definen la pendiente de subida, la de bajada y el tiempo que dura la inyección en función de la presión de inyección introducida. En la figura 4.26 se muestra la ley de inyección generada.

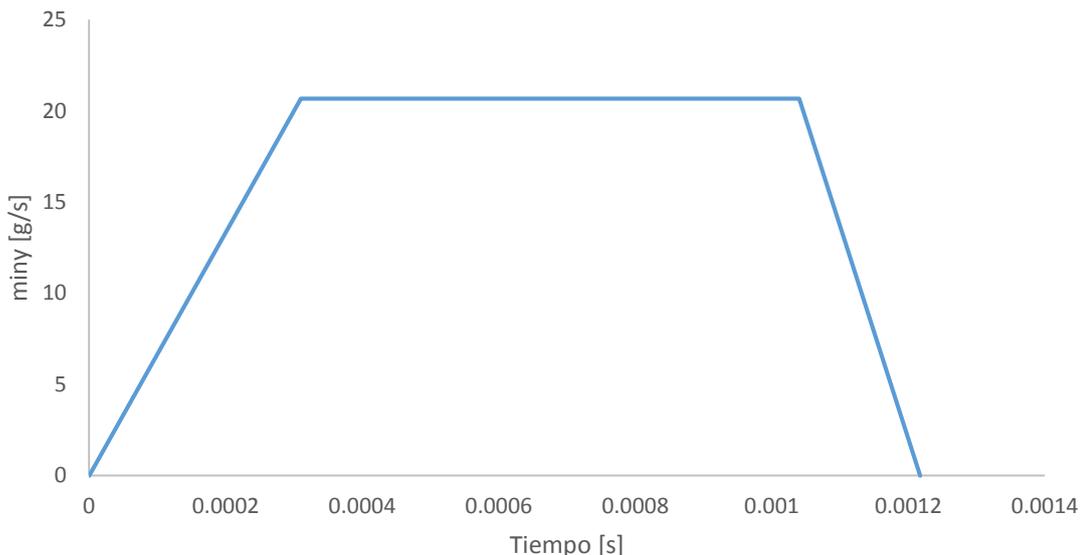


Figura 4.26: Tasa de inyección para el caso III de chorro en condiciones de motor

Por otra parte, los parámetros geométricos introducidos son un diámetro del pistón de 76 mm y una carrera de 80,5 mm. Tanto el número de orificios de inyección como la relación de compresión se dejarán constantes con respecto al caso anterior, es decir, 8 y 15,6 respectivamente.

En las figuras 4.27 y 4.28 se han representado las fracciones de mezcla en el eje y las leyes de liberación de calor obtenidas por ambos modelos en este último caso.

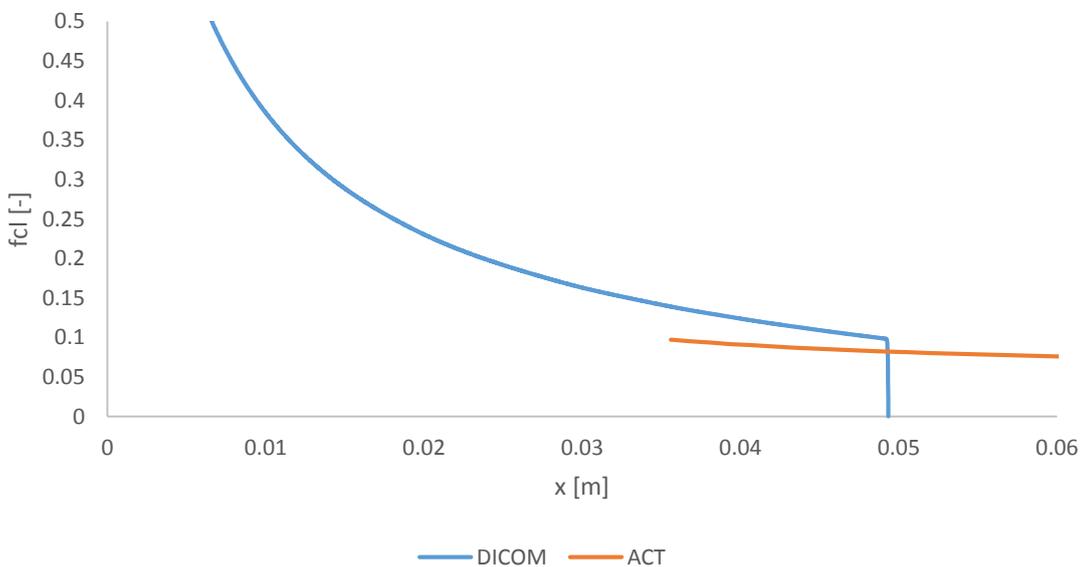


Figura 4.27: Fracción de mezcla en el eje de ambos modelos para el caso III de chorro en condiciones de motor (Constante de mezcla: 0,34)

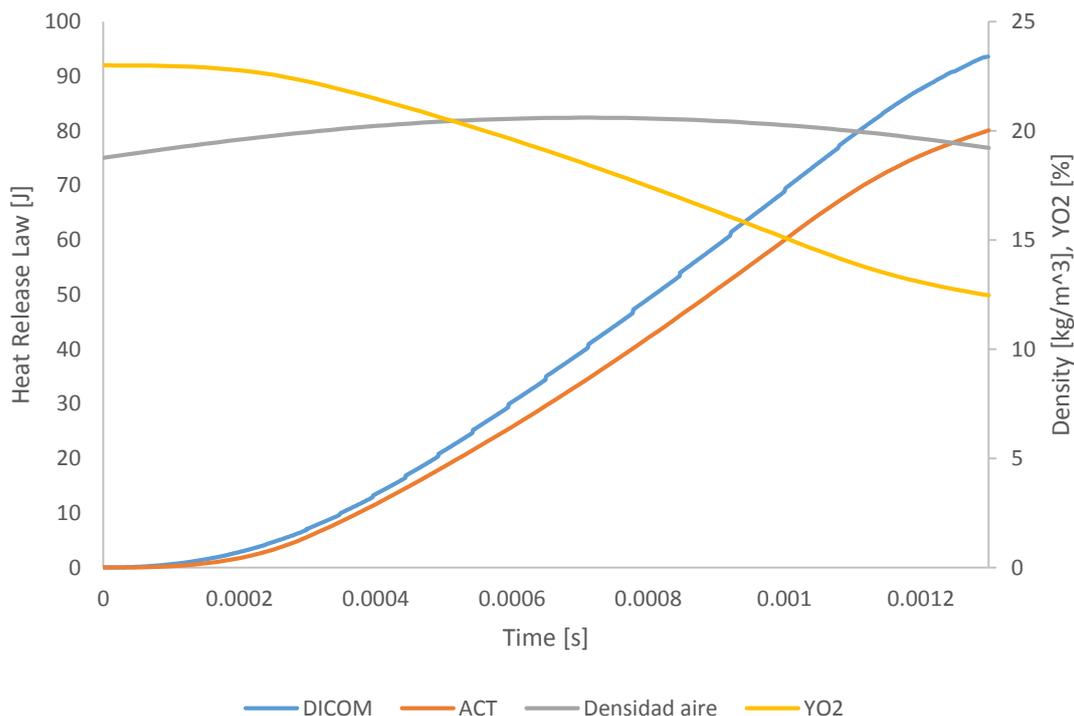


Figura 4.28: Leyes temporales de liberación de calor, densidad del aire y concentración de oxígeno para el caso III de chorro en condiciones de motor. (Constante de mezcla: 0,34)

Observando la figura 4.27, se ve claramente que la curva de fracción de mezcla simulada por ACT está por debajo de la de DICOM. Pero es chocante que la liberación de calor elaborada por DICOM sea más intensa que la de ACT. Puesto que si el proceso de mezcla es más rápido en ACT, lo lógico sería pensar que se produciría una liberación de calor más potente en este mismo modelo.

Esto podría deberse a la gran variación en la concentración de oxígeno que tiene lugar únicamente en la simulación realizada por ACT, debido a que hay ocho chorros por lo que engloban mucho más aire y el oxígeno se consume más rápido, provocando una liberación de calor más débil que en DICOM.

Adicionalmente, las diferencias entre ambas leyes de liberación de calor son bastante obvias. Calculando el error medio se obtiene un valor de 16,92%, que está muy alejado de los calculados anteriormente y más concretamente del calculado en el apartado 4.5.1, con un valor igual a 3,4%. Estos resultados son comparados directamente con los del caso anterior porque es el caso más parecido. Y la diferencia podría deberse, de nuevo, a la menor duración de la inyección. Como ya se ha visto en casos anteriores, que cuanto más corta es la inyección, más errores realiza ACT a la hora de calcular debido a las simplificaciones implementadas en el modelo de combustión premezclada.

En este caso no es posible realizar un reajuste para obtener resultados más parejos, puesto que modificando la constante de mezcla, las variaciones de fracción de mezcla en el eje y de ley de liberación de calor son inversas, cuando una aumenta, la otra disminuye.

5 CONCLUSIONES

Por último, en este apartado se resumirán las conclusiones extraídas de los resultados obtenidos y presentados en el capítulo anterior de este trabajo.

En primer lugar, cabe poner de manifiesto que estos modelos no son códigos CFD, siendo estos últimos mucho más complejos y con resultados más precisos y parecidos a la realidad. Los modelos objeto de estudio se desarrollaron para realizar simulaciones más rápidas, con la mayor o menor pérdida de precisión que presentan ambos debido a las simplificaciones que poseen los dos.

Como conclusiones se explicarán fundamentalmente las semejanzas y diferencias que presenta un modelo respecto del otro. Se tomará DICOM como modelo de referencia puesto que es el que teóricamente menos errores produce a la hora de realizar los cálculos.

La primera conclusión que se ha podido comprobar es que el efecto de la presión de inyección tiene un pequeño efecto sobre los modelos, y es que a mayor presión de inyección, mayor diferencia existe entre las leyes de liberación de calor simuladas por ambos modelos.

Ocurre exactamente lo mismo en función de la densidad del aire en la cámara en condiciones estacionarias, al aumentar esta, aumenta también el error entre las leyes de liberación de calor obtenidas.

De estas dos conclusiones se puede extraer una tercera, puesto que ya sea al aumentar la presión de inyección como al aumentar la densidad del aire, el calor liberado aumenta también. Por lo que se podría decir que para unas mismas condiciones de funcionamiento el error entre los dos modelos aumenta si el calor liberado se intensifica.

Por otra parte, una diferencia muy significativa que se puede apreciar en los resultados es la que se produce cuando se eleva el tiempo de retraso a la combustión. Este error es originado por ACT, y se debe a las simplificaciones físicas que tiene el modelo de combustión premezclada integrado en el código. Al introducir un tiempo de inicio de la combustión nulo se atenúan de manera considerable estos errores hasta el punto en que no son siquiera apreciables, pero al ir aumentando ese tiempo, el error en la ley de liberación de calor simulada por ACT va en aumento. Los resultados obtenidos por DICOM, en cambio, tienen un comportamiento más lógico.

Al ir introduciendo mayores variaciones, como la de pasar de un chorro estacionario a un chorro transitorio, las condiciones de entrada se van complicando. Esto, lógicamente, provoca que se produzcan más errores de cálculo y por lo tanto más diferencias entre ambos modelos. Esto se aprecia ostensiblemente cuando se realiza una inyección muy corta, en la que tanto la fracción de mezcla en el eje como la ley de liberación de calor obtenida por cada modelo tienen diferencias muy notorias. Esta diferencia se deba seguramente a los cálculos realizados por ACT, ya que como se ha explicado anteriormente es un modelo mucho más simplificado que DICOM.

En cambio, con tasas de inyección más largas y con formas más naturales los resultados obtenidos por ambos modelos son muy aproximados.

Cabe destacar también que los modelos deben ser reajustados si se producen grandes modificaciones en los parámetros de entrada, como podría ser pasar de condiciones ambiente constantes a condiciones ambiente variables en el tiempo. Esto puede ser un poco engorroso y laborioso.

Adicionalmente, aun habiendo recalibrado los modelos (modificando la constante de mezcla), los resultados siguen presentando más diferencias que para el caso en el que las condiciones eran estacionarias. Por otra parte, esto tiene sentido puesto que es un caso mucho más complejo y se producen más errores de cálculo debido a las más o menos simplificaciones que presenta cada modelo.

También es verdad que las diferencias disminuyen cuando se pasa de un solo orificio de inyección a ocho como parámetro de entrada en ACT, ya que se produce un aumento de la presión y temperatura en cámara a densidad constante. Mientras que en ACT este aspecto no influye prácticamente nada en la ley de liberación de calor, en DICOM tiene un efecto considerable que provoca una liberación de calor más intensa. Además la variación que provoca el aumento de orificios de inyección en la ley temporal de concentración de oxígeno tampoco tiene ningún efecto en la ley de liberación de calor simulada por ACT.

Finalmente, en el caso más complejo de todo el trabajo, se observan diferencias bastante evidentes. Estas diferencias podrían deberse de nuevo a que se trata de una inyección corta, y como ya se ha visto anteriormente, esto provoca errores considerables a la hora de realizar los cálculos, sobre todo por parte de ACT.

Como conclusión final de este estudio, se debería considerar realizar una serie de modificaciones, sobre todo en ACT, evitando menos simplificaciones en el modelo de combustión premezclada y añadiendo más ecuaciones físicas, para que los resultados obtenidos por este convergieran en mayor medida hacia los de DICOM.

6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **Abramovich G. N.** "The theory of turbulent jets". MIT Press. ISBN 0-262-01008-9, 1963.
- [2] **Arrègle J., López J.J., Martín J. y Mocholí E.** "Development of a Mixing and Combustion Zero-Dimensional Model for Diesel Engines". SAE International, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia. 2006-01-1382.
- [3] **Benajes J. y García-Oliver J. M.** "Motores de combustión interna alternativos" (Capítulo 20: Combustión en MEC). Reverté. ISBN 978-84-291-4802-2.
- [4] **Correas D.** "Estudio teórico-experimental del chorro libre diésel isoterma". Tesis Doctoral. Universitat Politècnica de València. Valencia, 1998.
- [5] **Dec J. E.** "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser- Sheet Imaging". Transactions of the SAE, Vol. 106, pp. 1319-1348, 1997.SAE Paper 970873.
- [6] **Desantes J.M., Pastor J.V., García J.M. y Pastor, J.M.** "A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays" Elsevier scientific Publishing company. 2009. 0010-2180.
- [7] **Fenollosa C.** "Aportación a la descripción fenomenológica del proceso de combustión por difusión diésel". Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia, 2003.
- [8] **García J. M.** "Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diésel de inyección directa". Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia, 2004.
- [9] **Heywood J. B.** "Internal combustion engine fundamentals". McGraw Hill, Inc. ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [10] **Hiroyasu H. y Arai M.** "Structures of fuel sprays in diesel engines". SAE Paper 900475, 1995.
- [11] **López J. J.** "Estudio teórico-experimental del chorro libre diésel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire". Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia, 2003.
- [12] **López J.J., Garcia-Oliver J.M., Martín J., Chemisky J.P. y Bouet A.** "A soot radiation model for diesel sprays". SAE International. 2012-01-1069.
- [13] **Novella R. y Broatch A.** "Asignatura Motores Térmicos para Automoción del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales" (Tema 4: Estrategias para aumentar la potencia).

- Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia.
- [14] **Pastor J.V., García J.M., Pastor J.M. y Vera-Tudela W.** "ONE-DIMENSIONAL DIESEL SPRAY MODELLING OF MULTICOMPONENT FUELS" Artículo del Departamento de Motores y Máquinas Térmicas de la Universitat Politècnica de València. 2015. 1044-5110.
- [15] **Pastor J.V., López J. J., García J. M., Pastor J. M.** "A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays" Elsevier scientific Publishing company. 2008. 0016-2361.
- [16] **Pastor J.V., Payri R., García J.M. y Nerva J.G.** "Schlieren Measurements of the ECN-Spray A Penetration under Inert and Reacting Conditions" SAE International. doi: 10.4271/2012-01-0456.
- [17] **Pavia M.** "Cálculo de un sistema de inyección multifuel para motores diésel" Trabajo Fin de Grado, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia, 2015.
- [18] **Payri F., Arrègle J., López J. J. y Mocholí E.** "Diesel NOx Modeling with a Reduction Mechanism for the Initial NOx Coming from EGR or Re-entrained Burned Gases". SAE International, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia. 2008-01- 1188.
- [19] **Payri R. y Salvador F. J.** "Motores de combustión interna alternativos" (Capítulo 19: Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible). Reverté. ISBN 978-84-291-4802-2.
- [20] **Saiz M. C.** "Aplicación de un modelo unidimensional al estudio de la llama diesel" Proyecto Fin de Carrera, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia, 2011.
- [21] **Sanchis A.** "Desenvolupament i aplicació d'un model unidimensional per a la predicció de dolls diésel d'injecció directa en condicions inerts i reactives". Proyecto Final de Carrera, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, 2006.

Documento 2

Presupuesto

1 INTRODUCCIÓN

A continuación, se detallarán las unidades de obra del proyecto así como el presupuesto final del mismo. Se ha de tener en cuenta que este trabajo es algo particular, puesto que no se ha realizado ningún objeto o producto material, sino que se trata de un trabajo de comparación entre dos modelos informáticos. Esto supone que las unidades de obra se verán reducidas fundamentalmente al trabajo realizado por el alumno desarrollador del trabajo, y del tutor y cotutor del trabajo.

2 CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO

Se incluirán varias unidades de obra en el cuadro de precios descompuestos: las horas trabajadas por el alumno desarrollador del trabajo, las correspondientes a los ingenieros director y jefe de proyecto y el coste de las licencias de software y de papelería.

En las horas trabajadas por los ingenieros se incluirá también el coste de la energía consumida por los equipos de trabajo, tales como el ordenador, la iluminación o la climatización.

2.1 Precios y Rendimientos

El coste de un ingeniero titulado se calculará a partir de su salario bruto mensual, aplicándole porcentajes de pagos a la seguridad social, desempleo, formación profesional...

A partir de este se calculará el coste de mano de obra de los ingenieros, multiplicando el coste de referencia calculado a continuación por los respectivos coeficientes reductores.

SALARIO BRUTO MENSUAL	3.000,00€
Salario (12 pagas)	36.000,00€
Salario (2 pagas extra)	6.000,00€
Seguridad Social (23,6%)	8.496,00€
Desempleo (5,5%)	1.980,00€
Fondo Garantía Salarial (0,2%)	72,00€
Formación Profesional (0,6%)	216,00€
Coste anual para la empresa	52.764,00€

Para calcular el coste por hora de un ingeniero titulado se supone que este trabaja durante jornadas de 8 horas, con 22 días laborables al mes durante 12 meses en un año. Quedando un coste por hora para la empresa de:

$$\frac{52.764,00}{8 \cdot 12 \cdot 22} = 24,98 \text{ €/h}$$

El coste de mano de obra del ingeniero director de proyecto y del jefe de proyecto corresponderá, en los dos casos, al 100% del coste de un ingeniero titulado, es decir 24,98 €/h

De la misma manera, el coste del ingeniero en prácticas desarrollador del trabajo será igual al 50% del de referencia.

$$24,98 \cdot 0,50 = 12,49 \text{ €/h}$$

Ahora, los cálculos de los rendimientos del ordenador, iluminación y equipos de climatización se realizarán todos de la misma manera, multiplicando la potencia de cada uno por el tiempo de utilización de los mismos por hora de trabajo.

	Potencia (kW)	Horas de uso/hora	Rendimiento
Ordenador	0,5	1	0,5
Iluminación	0,2	1	0,2
Climatización	50	0,3	15

2.2 Unidades de Obra

U.O.1-INGENIERO TUTOR DEL TRABAJO

Concepto	Ud	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Ingeniero director del trabajo	h	Horas de trabajo realizadas por el tutor del proyecto	1	24,98	24,98
Ordenador	kWh	Energía consumida por el ordenador por cada hora de trabajo	0,5	0,13	0,065
Iluminación	kWh	Energía consumida por los equipos de iluminación por cada hora de trabajo	0,2	0,13	0,026
Climatización	kWh	Energía consumida por los equipos de climatización por cada hora de trabajo	15	0,13	1,95
TOTAL					27,021

U.O.2-INGENIERO COTUTOR DEL TRABAJO

Concepto	Ud	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Ingeniero director del trabajo	h	Horas de trabajo realizadas por el cotutor del proyecto	1	24,98	24,98
Ordenador	kWh	Energía consumida por el ordenador por cada hora de trabajo	0,5	0,13	0,065
Iluminación	kWh	Energía consumida por los equipos de iluminación por cada hora de trabajo	0,2	0,13	0,026
Climatización	kWh	Energía consumida por los equipos de climatización por cada hora de trabajo	15	0,13	1,95
TOTAL					27,021

U.O.3-INGENIERO EN PRÁCTICAS

Concepto	Ud	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Ingeniero en prácticas	h	Horas de trabajo realizadas por el ingeniero en prácticas	1	12,49	12,49
Ordenador	kWh	Energía consumida por el ordenador por cada hora de trabajo	0,5	0,13	0,065
Iluminación	kWh	Energía consumida por los equipos de iluminación por cada hora de trabajo	0,2	0,13	0,026
Climatización	kWh	Energía consumida por los equipos de climatización por cada hora de trabajo	15	0,13	1,95
TOTAL					14,531

U.O.4-SOFTWARES INFORMÁTICOS Y SERVICIO DE REPROGRAFÍA

En primer lugar, tanto ACT como DICOM han sido desarrollados en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, además siguen en constante desarrollo, por lo que sus licencias de software son libres. En segundo lugar, tampoco es posible realizar el cálculo del coste de amortización, puesto que se desconoce la vida útil de los modelos.

Sin embargo, sí que se ha requerido la licencia del paquete Microsoft Office 2013 para un PC para poder realizar el tratamiento de los resultados.

Adicionalmente, también se tendrán en cuenta los costes debidos al servicio de reprografía, tanto la impresión como la encuadernación.

Concepto	Ud	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Microsoft Office 2013	Ud	Licencia anual del paquete Microsoft Office 2013	1	69,00	69,00
Impresión	Hojas	Impresión de los documentos redactados en el trabajo	63	0,17	10,71
Encuadernación	Ud	Encuadernación de los documentos redactados en el trabajo	1	3	3
Total					82,71

3 CUADRO DE MEDICIONES

Nº de Orden	Ud	Descripción	Medición	Precio Unitario (€)	Importe (€)
U.O.1	h	Coste del ingeniero director de proyecto y de la energía consumida por los equipos de trabajo	100 horas	27,021	2.702,10
U.O.2	h	Coste del ingeniero jefe de proyecto y de la energía consumida por los equipos de trabajo	120 horas	27,021	3.242,52
U.O.3	h	Coste del ingeniero en prácticas y de la energía consumida por los equipos de trabajo	300 horas	14,531	4.359,30
U.O.4	Ud	Costes de las licencias de software y de los servicios de reprografía	1	82,71	82,71
Total Ejecución Material					10.386,63

4 RESUMEN DEL PRESUPUESTO

TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	10.386,63€
6% BENEFICIO INDUSTRIAL	623,20€
TOTAL EJECUCIÓN POR CONTRATA	11.009,83€
21% IVA	2.312,06€
PRESUPUESTO TOTAL (BASE DE LICITACIÓN)	13.321,89€

Asciende el presupuesto proyectado, a la expresada cantidad de
TRECE MIL TRES CIENTOS VENTIÚN EUROS CON OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS