

Universitat Politècnica de València

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

**ANÁLISIS COMPUTACIONAL
DEL MOVIMIENTO DEL AIRE EN
UNA MÁQUINA DE
COMPRESIÓN-EXPANSIÓN
RÁPIDA**

Autor del trabajo:

David Cervelló Sanz

Titulación:

Grado en Ingeniería Aeroespacial

Director del trabajo: Joaquín de la Morena

Tutor experimental: Vincenzo Pagano



Agradecimientos a Joaquin de la Morena
y Vincenzo Pagano por ayudarme con este proyecto.

Resumen

Los motores de encendido provocado con carga estratificada han cobrado importancia en los últimos años. Para poder realizar la combustión en estos se están desarrollando varias tecnologías como los sistemas TJI, en los que se utiliza una precámara de combustión para iniciar la mezcla. En este proyecto se estudiará este sistema, ya que, presenta grandes ventajas.

El objetivo de este estudio ha sido cuantificar la distribución del combustible en el interior de la precámara y encontrar una solución al problema de encendido que se tenía al realizar los ensayos en la máquina de compresión y expansión rápida. Para ello se han realizado diversas simulaciones con diferentes geometrías de la precámara en CFD mediante el software Converge con el objetivo de encontrar una geometría de la precámara que permita una rápida homegenización de la mezcla en su interior.

Los resultados se han procesado mediante el software Paraview que nos permite visualizar a través de contornos y vectores, las variables de interés, como la fracción másica de combustible, la temperatura o el campo de velocidades en el interior de la precámara.

Como punto final se ha obtenido una geometría con un alto grado de homogenización del dosado en la precámara con la que el problema de la inestabilidad de la combustión quedaría solucionado.

Resum

Els motors de combustió interna alternatius amb carrega estratificada han pres molta importància en els últims anys. Para poder realitzar la combustió en aquestos s'estan investgant diverses tecnologies com els sistemes TJI, els quals utilitzen una antecambra de combustió per prende la mescla. En este projecte s'estudiará aquest sistema, perquè, presentas grans avantatges.

L'objectiu d'aquest estudi ha sigut quantificar la distribució del combustible en l'interior de l'antecambra i trobar una solució al problema de l'encés que es tenia al realitzar els assatjos amb la máquina de compressió i expansió ràpida. Per conseguir-ho, s'han realitzat diverses simulacions amb diferents geometries de l'antecambra en CFD mitjançant el software Converge amb l'objectiu de trobar una geometría de l'antecambra que permeta una ràpida homogeneïtzació de la mescla en l'interior.

Els resultats s'han processat mitjançant el software Paraview que ens permet visualitzar a partir de contorns i vectors, les variables d'interés, com la fracció màsica de combustible, la temperatura o el camp de velocitats en l'interior de l'antecambra.

Com a punt final s'ha obtingut una geometria amb un alt grau d'homogeneïtzació del dosat en l'antecambra amb la que el problema de l'instabilitat de la combustió quedaria solucionat.

Abstract

The spark-ignition engine with lean burn has turned important in the past years. Many technologies are been deloveld to get a complete combustion, like TJI systems which use a combustion pre-chamber to ignite the mixture. In this proyect we will study that sitem, because it presents huge advantages.

The objective of this project has been to cuantify the distribution of fuel in the pre-chamber and find the solution to the combustion problem that occurred when we perform the test in the rapid compression-expansion machine. For this, many simulations have been performed, with diferent geometries of the pre-chamber, in CFD with the software Converge with the objective to find a geometry of the pre-chamber that allows a fast homogenization of the inside mixture.

The results have been procesed with the software Paraview that allows us to visualize through contours and vectors, the variables of interest, like mass fraction of fuel, the temperature or the speed field in the prechamber.

As a final point, we have obtained one geometry a geometry with a high point of homogenization of the fuel, so the problem of the inestability of the combustion would be solved.

Parte I
Memoria

Contenido

I Memoria	viii
1. Introducción	1
1.1. Marco global	1
1.2. Motivación	3
1.3. Objetivos	4
1.4. Estructura de la memoria	4
2. Marco teórico	5
2.1. Introducción	5
2.2. Diferencias entre MEP y MEC	5
2.3. Fenómeno de la combustión	6
2.3.1. Tipos de combustión	6
2.3.2. Combustión premezclada laminar	6
2.3.3. Combustión turbulenta	8
2.3.4. Combustión en MEP	10
2.3.5. Inyección	14
2.4. Sistema TJI	16
2.5. Computational Fluid Dynamics (CFD)	19
2.5.1. Ecuaciones de la mecánica de fluidos	19
2.5.2. Métodos para modelar la turbulencia	20
2.5.3. Convergence	23
3. Metodología	24
3.1. Introducción	24
3.2. Metodología experimental	24
3.2.1. Características de la máquina de compresión rápida	24
3.2.2. Funcionamiento de la RCEM y realización del ensayo	25
3.2.3. Componentes principales de la RCEM	27
3.2.4. Características del combustible	32
3.3. Metodología computacional	33
3.4. Preparación del caso en Convergence	33
3.4.1. Geometría	33
3.4.2. Modelo	34
3.4.3. Solver	35
3.4.4. Condiciones de contorno	35
3.4.5. Condiciones iniciales	36
3.4.6. Modelo de turbulencia	36

3.4.7. Mallado	37
3.5. Geometrías de estudio	37
3.6. Sensibilidad de malla	40
4. Resultados	44
4.1. Resultados experimentales	44
4.2. Resultados precámara inicial	46
4.3. Resultados con variaciones de la precámara	50
4.3.1. Resultados con desplazamiento de los orificios	50
4.3.2. Resultados de la precámara con cono	52
4.3.3. Precámara cilíndrica	54
4.3.4. Precámara cilíndrica con diferente ángulo de entrada y swirl	56
4.3.5. Conclusiones de los resultados	57
5. Conclusiones y trabajos futuros	59
II Presupuestos	63
6. Presupuesto del proyecto	64
6.1. Recursos empleados	64
6.1.1. Recursos de personal	64
6.1.2. Recursos materiales	64
6.1.3. Recursos de equipos	65
6.1.4. Recursos de instalaciones	65
6.2. Precios unitarios	65
6.3. Presupuesto total	68

Índice de figuras

1.1. Diseño de la precámara de Ricardo Dolphin	2
1.2. Diseño de diferentes precámaras de combustión.	2
2.1. Descripción del fenómeno de combustión premezclada. Recuperado de [12]	7
2.2. Tipos de llamas en combustión turbulenta. Recuperado de [12]	8
2.3. Diagrama de Borghi. Recuperado de [13]	9
2.4. Influencia del dosado. Recuperado de [11]	10
2.5. Requerimientos de dosado del motor en diversas condiciones. Recuperado de [11]	11
2.6. Avance del frente de llama en MEP. Recuperado de [11]	12
2.7. Representación de varios ciclos en MEP. Recuperado de [11]	13
2.8. Origen de la dispersión cíclica. Recuperado de [11]	13
2.9. Inyección directa e indirecta	14
2.10. Diseño de diferentes precámaras	17
2.11. Esquema TJI	18
2.12. Esquema métodos de resolución	21
3.1. Descripción de la RCEM	24
3.2. Características de la RCEM	25
3.3. Cámara de combustión de la RCEM. Recuperado de [9]	27
3.4. Corte de la bujía el inyector y la culata	27
3.5. Orificios de la precámara	28
3.6. Culata.	28
3.7. Inyector.	29
3.8. Bujía de encendido. Recuperado de [15]	30
3.9. Bomba de vacío. Recuperado de [9]	30
3.10. Carro de inyección. Recuperado de [9]	31
3.11. Termopar. Recuperado de [9]	32
3.12. Características del isoctano. Recuperado de Wikipedia	32
3.14. Set up del caso	34
3.15. Valores geométricos del motor	34
3.16. Ley de movimiento del pistón	36
3.17. Valores del modelo k-epsilon	36
3.18. Tabla con las diferentes geometrías ensayadas	37
3.19. Explicación del desfase de los orificios	38
3.20. Diseño de la precámara con cono	38
3.21. Diseño de la precámara cilíndrica	39
3.22. Tabla resumen de los casos simulados	40

3.24. AMR 0.5 distinto tamaño de celdas	42
3.25. Evolución del gasto másico para distintas mallas	42
4.1. Tiempo frente a presión	44
4.2. Contornos de fracción másica del combustible y temperatura	46
4.3. Evolución de la fracción másica de combustible	47
4.4. Evolución de la velocidad	48
4.5. Vectores de velocidad	49
4.6. Evolución de la energía cinética turbulenta	49
4.7. Contornos de dosado y TKE para P1	50
4.8. Contornos de dosado y TKE para P2	51
4.9. Contornos de dosado y TKE para P3	51
4.11. Vectores de velocidad	52
4.14. Vectores de velocidad	54
4.17. Factor Dist de los casos ensayados	58
6.1. Recursos de personal	64
6.2. Recursos materiales	64
6.3. Recursos de equipos	65
6.4. Recursos de instalaciones	65
6.5. Tabla de los precios unitarios	67
6.6. Presupuesto total	68

Capítulo 1

Introducción

1.1. Marco global

En los años 70, la reducción del consumo de combustible se convirtió en una gran prioridad debido a la crisis del petróleo. En esa década se desarrollaron los primeros sistemas de combustión con dosado pobre cuyo propósito era reducir las emisiones a la par que se incrementaba la eficiencia. La combustión en una mezcla pobre tiene lugar cuando el combustible es quemado con exceso de aire lo cual presenta grandes ventajas. Una de estas es que la combustión ocurre a una temperatura menor por lo que al bajar la temperatura de combustión se reduce la emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x).

En los años 80, los motores de gasolina de combustión fueron incapaces de cumplir las nuevas normativas sin un tratamiento posterior de las emisiones. Para ello, se necesitaba la utilización del catalizador de tres vías que reduce las emisiones de NO_x , CO y HC , para cumplir con las regulaciones. Sin embargo el uso del catalizador de tres vías tiene una serie de problemas, como el aumento del consumo de combustible, pero con los motores de combustión con dosado pobre que se desarrollaron, se podían reducir las emisiones a la par que se reducía el consumo, ya que, si se realiza la combustión en una mezcla pobre aumenta γ , lo cual incrementa el rendimiento térmico como podemos ver en la ecuación 1.1, que se ha obtenido del ciclo ideal de Otto.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{CR^{\gamma-1}} \quad (1.1)$$

Donde CR representa la relación de compresión y γ la relación de calores específicos.

Una de las formas de poder realizar la combustión con mezcla pobre consiste en la implementación de una precámara de combustión que permite aumentar la energía de la combustión, porque como se trabaja con dosados pobres la combustión se vuelve inestable.

Los primeros sistemas de combustión con precámara se utilizaron en la primera parte del siglo XX. El primer sistema que utilizaba una precámara fue el sistema de dos carreras de Ricardo Dolphin. Este sistema se basaba en una válvula auxiliar por la cual el combustible entraba en la cavidad de la precámara. La mezcla rica se encendía con una bujía y prendía una parte importante de la cámara principal. Este proceso nos lo podemos imaginar observando la imagen 1.1.

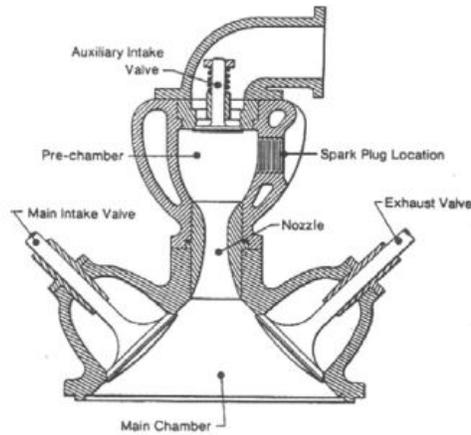
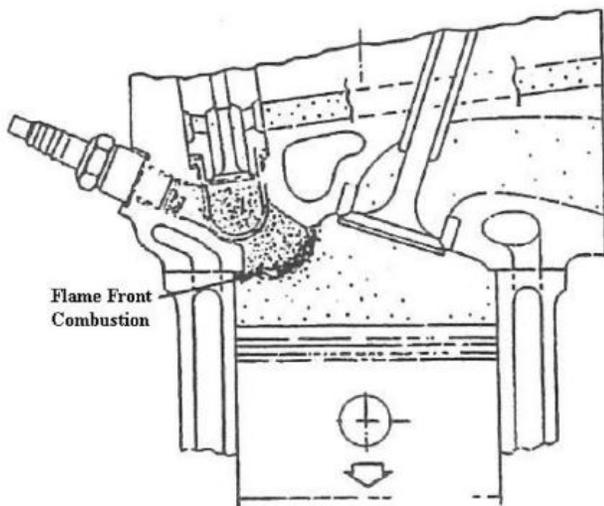
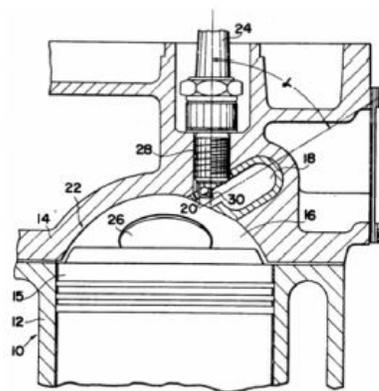


Figura 1.1: Diseño de la precámara de Ricardo Dolphin

Este diseño inspiró a los posteriores dispositivos conocidos como *Torch cell*. Con estos dispositivos la precámara que contiene una bujía, es rellena con aire fresco durante la compresión, en el punto muerto superior (PMS), se inyecta combustible en la precámara y al igniciarla se crea frente de llama dentro de esta. Este frente de llama se extingue dentro de la precámara y los gases calientes de la combustión que salen de esta prenden la mezcla de la cámara principal. El proceso que se muestra en la figura 1.2 (izquierda) haría referencia a un sistema de precámara activo, en el cual se produce una inyección de combustible en la precámara, mientras que el sistema mostrado en la figura 1.2 (derecha) hace referencia a un sistema pasivo.



(a) Precámara diseñada por Honda



(b) Precámara diseñada por Toyota

Figura 1.2: Diseño de diferentes precámaras de combustión.

Sin embargo, a pesar de los avances que se han realizado en las últimas décadas, existen varios motivos por los que aún no se han implementado los motores de gasolina con mezcla pobre:

- Incompatibilidad con el catalizador de tres vías.
- Estrechos límites de inflamabilidad de los combustibles utilizados.
- **Inestabilidad y baja velocidad de la combustión**

Para solucionar estos problemas se han planteado diversas tecnologías. El principal de ellos es la inestabilidad de la combustión, por tanto una tecnología que se está desarrollando para poder solucionar el problema se reemplaza el sistema de encendido convencional con una precámara con bujía, que es en lo que se basará el proyecto. El resultado es el obtenimiento de una elevada energía de ignición distribuida volumétricamente. Debido a la baja velocidad de combustión típica de la combustión con dosado pobre es fundamental iniciar la combustión por múltiples sitios además de que necesita la turbulencia generada por los chorros de entrada a la precámara para incrementar la energía de la combustión. Uno de los problemas de este método es el incremento de las pérdidas de calor debido al aumento de la superficie por la utilización de la precámara.

1.2. Motivación

Las previsiones actuales indican que los motores alternativos van a ser la fuente principal de propulsión en automoción, ya sea solos o en combinación con un motor eléctrico en un motor híbrido, hasta el año 2040. A pesar del creciente cambio climático y de la elevada contaminación de las grandes ciudades, punto donde se concentran la mayoría de estos motores, se cree que estos van a seguir utilizándose hasta el año 2040, ya que, las otras tecnologías como pueden ser los motores eléctricos siguen sin estar completamente desarrollados y no poseen de la misma funcionalidad que los motores alternativos.

Sin embargo, debido a los problemas de contaminación se considera necesario, mejorar las tecnologías actuales para reducir las emisiones de los motores de combustión interna a la vez que se intentan incrementar sus prestaciones.

La motivación de este proyecto es intentar mejorar los motores de combustión alternativos. Concretamente los motores de gasolina de inyección directa con carga estratificada, que presentan varios problemas, como la inestabilidad de la combustión y el difícil control de las emisiones de HC. Por tanto, se utilizará un sistema TJI para incrementar la energía de la combustión, cuyo proceso se analizará en una máquina de compresión-expansión rápida.

En este proyecto se estudiará un sistema pasivo, en el cual, se realiza una primera inyección en la cámara principal. Cuando la mezcla se ha homogenizado empieza la compresión. A través de unos agujeros de pequeño tamaño la mezcla se introduce en la precámara donde se inicia la combustión. Como ya se ha descrito previamente, se crea un frente de llama en la precámara que sale por los agujeros prendiendo la cámara principal en la cual el dosado es pobre. La utilización de la precámara nos permite de obtener una combustión rápida tanto por efectos químicos como físicos (la turbulencia generada).

1.3. Objetivos

Conociendo la motivación del trabajo se pueden marcar una serie de objetivos que se pretenden alcanzar con el mismo:

- Caracterizar la turbulencia en el interior de la precámara.
- Obtener la distribución del dosado y de la temperatura en el interior de la precámara.
- Obtener una geometría de la precámara que maximice la homogenización de la mezcla.

Mediante el software Converge se intentarán cumplir estos objetivos. Por una parte se estudiará el movimiento del aire dentro de la precámara y la turbulencia para poder entender como se distribuye el campo de velocidades y la energía turbulenta en el interior de esta, lo que nos permitirá conocer como se distribuye físicamente el combustible.

Además los contornos de dosado y temperatura nos servirán para visualizar como se distribuye el combustible en la precámara y poder proponer soluciones para homogeneizar la mezcla.

Por último con la información obtenida del estudio se intentará encontrar una geometría de la precámara que permita una homogenización rápida de la mezcla y obtener así una combustión estable.

1.4. Estructura de la memoria

Este proyecto lo podemos dividir en dos apartados, la memoria y el presupuesto. En la memoria se describe el marco teórico del proyecto, necesario para la comprensión de los resultados, así como los propios resultados y el software utilizado.

El documento quedará estructurado con los siguientes capítulos:

- **Capítulo 1: Introducción.** Revisión histórica e introducción al estudio.
- **Capítulo 2: Marco teórico.** Explicación teórica de la combustión, los motores de combustión interna alternativos y del CFD.
- **Capítulo 3: Metodología experimental y computacional.** Explicación del funcionamiento de la RCEM, de los ensayos y de la metodología empleada para preparar el caso en Converge. Además el capítulo incluye un estudio de sensibilidad de malla.
- **Capítulo 4: Resultados.** Exposición de los resultados obtenidos.
- **Capítulo 5: Conclusiones.**

Capítulo 2

Marco teórico

2.1. Introducción

En este capítulo se realizará una introducción a la combustión, a los motores de encendido provocado y al sistema TJI. Además desarrollaremos la teoría necesaria para entender con más profundidad como el software utilizado resuelve el problema propuesto.

2.2. Diferencias entre MEP y MEC

Los motores de combustión interna alternativos podemos dividirlos en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC). Entre ellos presenta algunas diferencias que se van a enumerar para poder entender mejor el porque se ha decidido basar el estudio en un motor MEP.

La característica principal que diferencia a los MEP y a los MEC es el encendido de la mezcla y la evolución de la combustión. En los motores MEP el encendido se provoca con un aporte de energía en un punto de la cámara de combustión donde se inicia la propagación de un frente de llama. La combustión en MEP es premezclada, la velocidad de combustión es baja (deflagración) y es necesario una mezcla homogénea en toda la cámara de combustión. La carga se controlan mediante el estrangulamiento de la mezcla en el conducto de admisión lo que produce un trabajo de bombeo y en consecuencia reduce el rendimiento del motor.

En los motores MEC la mezcla se ignicia mediante un autoencendido por lo que es necesaria una temperatura y una presión elevada en la cámara de combustión. Además la inyección se realiza al final del proceso de compresión para evitar que el aire esté mucho tiempo en contacto con el combustible y evitar el autoencendido. En este caso la carga se varía simplemente controlando la cantidad de combustible inyectado sin modificar la cantidad de aire admitido.

Estas diferencias llevan a que en MEP se pueda conseguir fácilmente una mezcla homogénea en toda la cámara de combustión cuando se provoca el encendido, sin embargo, en MEC como el combustible se inyecta al final de la fase de compresión la combustión progresa a medida que se va aportando el combustible. Esto implica que en los motores MEC tengan gran dificultad para operar en dosados cercanos al estequiométrico, ya que no son capaces de quemar toda la masa admitida. Como consecuencia de ello, un motor MEP podría quemar más combustible con la misma masa admiti-

da. Además debido a esto los motores MEP pueden operar a regímenes de giro más elevado, lo que se traduce en que proporcionan más potencia que un MEC similar, es decir, mayor potencia específica.

En cambio los motores MEC pueden operar a mayores relaciones de compresión y no tienen el inconveniente de tener que realizar una estrangulación de la mezcla, por lo que, esto conlleva a un mayor rendimiento térmico mayor que en MEP. Sin embargo, si se consiguiera solucionar el problema de la inestabilidad de la combustión en los motores MEP de inyección directa a baja carga y se consiguieran reducir las emisiones en estos, podríamos obtener grandes ventajas como una reducción del consumo. Por tanto, ese es el motivo por el cual se ha decidido investigar sobre los motores de encendido provocado con inyección directa.

2.3. Fenómeno de la combustión

2.3.1. Tipos de combustión

El proceso de combustión se puede dividir en dos tipos:

- **Generalizada:** Se produce una discontinuidad temporal (autoencendido), la combustión no está ocasionada por un agente externo, no se predice la localización espacial pero si la temporal.
- **Localizada:** Se produce una discontinuidad espacial y temporal. El frente de llama se propaga con la velocidad de combustión u_c . En este caso la combustión está originada por un agente externo.
 - *Detonación:* Hay una discontinuidad de la presión, que es muy elevada. La velocidad de combustión u_c es del mismo orden que la velocidad del sonido.
 - *Deflagración:* El inicio de la combustión ocurre a elevada temperatura pero en este caso la velocidad de combustión u_c es mucho menor que la velocidad del sonido.

En función del tipo de mezcla tenemos:

- **Combustión premezclada:** Se da cuando la mezcla se realiza previamente y es homogénea. Típica en MEP.
- **Combustión por difusión:** Se da cuando la mezcla es heterogénea. La combustión se produce a medida que se mezcla. Típica en MEC.

2.3.2. Combustión premezclada laminar

En la figura 2.1 se muestra un tubo de llama en el que se desarrolla un proceso de combustión premezclada, en el cual, si el número de Reynolds del flujo es reducido, se tratará de un proceso de combustión premezclada laminar. En el proceso se pueden definir tres zonas que reciben el nombre de zona de precalentamiento, zona de reacción y zona de recombinación.

En la zona de precalentamiento la mezcla aumenta su temperatura debido a la difusión térmica y másica desde el frente de llama. En esta zona hay menos actividad energética debido a que las reacciones son poco exotérmicas, pero se aprecia la formación de especies intermedias debido a la

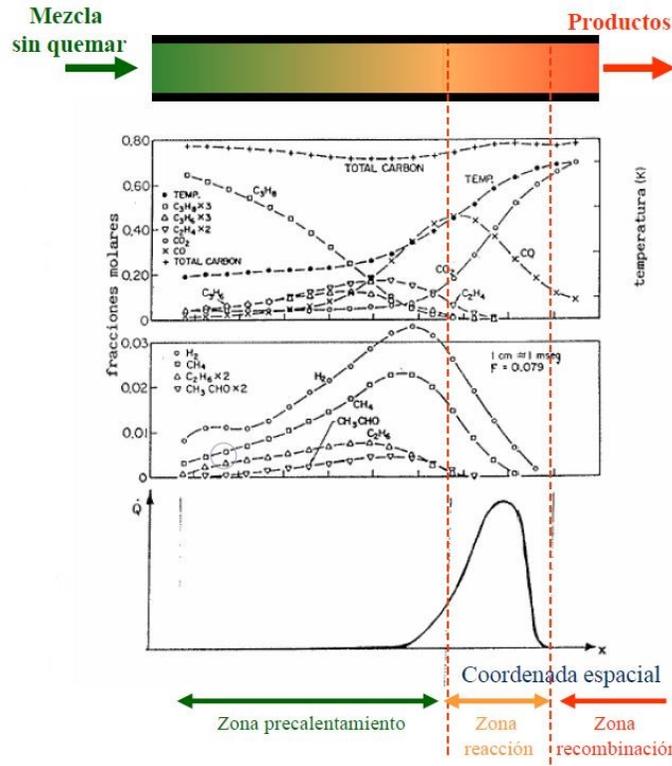


Figura 2.1: Descripción del fenómeno de combustión premezclada. Recuperado de [12]

rotura de las cadenas por ser los combustibles utilizados poco estables a altas temperaturas.

En la zona de reacción ocurre la transformación a productos finales, al final de la cual se llega a la temperatura de quemados que coincide con la temperatura adiabática de llama si las pérdidas de calor hacia las paredes son nulas.

Finalmente se llega a la zona de recombinación, que representa el final de la combustión y donde, al igual que en la zona de precalentamiento, la actividad energética es prácticamente inexistente.

Para poder analizar el desarrollo de una llama premezclada laminar se han desarrollado diversas teorías. Una de ellas es la teoría híbrida (térmica-másica) propuesta por Zeldovich, Frank-Kamenetski y Semenov, la cual contiene los fenómenos físicos y químicos del proceso. Presentando una serie de hipótesis que se muestran a continuación, podremos obtener la velocidad de combustión característica de este proceso:

- Flujo unidimensional, estacionario y laminar.
- Radiación térmica despreciable
- El número de Lewis, $Le = \frac{\alpha}{D}$, que relaciona las difusividades térmica y másica es igual a 1.

Teniendo en cuenta las hipótesis aceptadas se puede demostrar que la velocidad de combustión laminar es:

$$u_{cl} \approx \sqrt{\alpha \dot{\omega}_R T_{sq} p^{n-2}} \quad (2.1)$$

Donde α es el coeficiente de difusión térmica, $\dot{\omega}$ es la velocidad de reacción del combustible por unidad de volumen, T_{sq} es la temperatura de la mezcla sin quemar y p la presión.

Como vemos en la expresión 2.1 esta velocidad está controlada tanto por fenómenos físicos como químicos. Además la velocidad de combustión laminar depende del combustible utilizado y de las condiciones del gas inerte.

Además a partir de la velocidad de combustión de la llama se puede obtener el espesor del frente de llama:

$$\delta = \frac{\alpha}{u_{CL}} \quad (2.2)$$

Donde α es el cociente de difusión térmica y u_{CL} la velocidad de combustión laminar.

2.3.3. Combustión turbulenta

Ahora explicaremos el caso de que el número de Reynolds de la combustión es elevado y por tanto, se da una combustión turbulenta, como suele ocurrir en la mayoría de los casos. En el caso de la combustión turbulenta los fenómenos de difusión másica y térmica son más eficientes. En este caso la llama es más corta y rugosa que en el caso laminar lo que indica que la velocidad de combustión es más elevada. Para el caso turbulento no existe el caso de frente de llama estabilizado sino que cada punto tiene una velocidad y una densidad diferente.

En este caso, podemos distinguir dos tipos de llamas según su intensidad turbulenta y su escala espacial, como se puede ver en la figura 2.2 :



(a) Llama distribuida

(b) Llama plisada

Figura 2.2: Tipos de llamas en combustión turbulenta. Recuperado de [12]

- **Llama distribuida (Izquierda):** Una llama distribuida tiene lugar cuando la intensidad de la turbulencia es alta y la escala espacial pequeña, del orden del espesor del frente de llama. En este caso el frente de llama no se distorsiona, como en el caso laminar y la velocidad de combustión es alta.
- **Llama plisada (Derecha):** Una llama plisada se forma cuando la escala de la turbulencia es más grande que el espesor del frente de llama, en este caso la llama se distorsiona produciendo un aumento de la superficie efectiva del frente de llama como se puede ver en la figura anterior.

En el diagrama de Borghi 2.3 se pueden ver los distintos regímenes de combustión y el tipo de llama que predomina en cada uno de ellos.

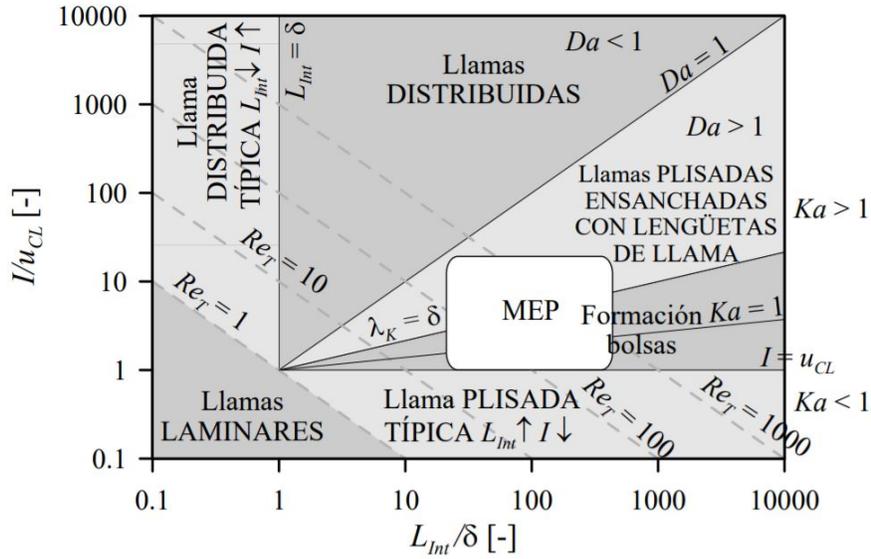


Figura 2.3: Diagrama de Borghi. Recuperado de [13]

Como se puede ver en la imagen 2.3, los motores de encendido provocado se encuentran entre la zona de llamas plisadas y llamas distribuidas debido a que en los motores MEP la velocidad de combustión u_c es del orden de la intensidad turbulenta I . Además en los motores MEP el número de Damköhler, $Da = \frac{L_T/I}{\delta/u_{CL}}$, que relaciona el tiempo característico de mezcla y el tiempo característico química de reacción, es mayor que la unidad debido a que tienen valores altos de escala espacial y baja turbulencia.

Para caracterizar la velocidad de combustión turbulenta u_{CT} respecto de la laminar existen varios modelos. Para el caso de las llamas distribuidas como el frente de llama no se distorsiona la velocidad de combustión se puede estimar con la expresión 2.3 que depende de la viscosidad μ :

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \approx \sqrt{\frac{\mu_T}{\mu}} \approx \sqrt{Re} \quad (2.3)$$

En el caso de la llama plisada como se produce un aumento de la superficie efectiva del frente de llama y un aumento de los fenómenos de difusión los modelos se basarán en un escalado de las

superficies de frente de llama:

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \approx \frac{A_{ef}}{A} \quad (2.4)$$

Siendo A_{ef} la sección efectiva de intercambio de masa y energía y A la sección geométrica suponiendo una llama no deformada.

2.3.4. Combustión en MEP

La combustión en los motores de encendido provocado (MEP) se caracteriza por una deflagración premezclada con carga homogénea al menos para la mayoría de estos, ya que, en las últimas décadas, con la aparición de la inyección directa existen motores de encendido provocado cuya combustión difiere del tradicional. De todas formas, en este capítulo nos centraremos en la combustión tradicional en MEP.

Requerimientos de la mezcla

Para que la combustión se desarrolle de forma óptima es necesario que el oxidante encuentre al combustible con suficiente facilidad, requiriendo un sistema de mezclado para ello. En la siguiente tabla se muestra la influencia del dosado en las prestaciones de los motores de encendido provocado convencionales.

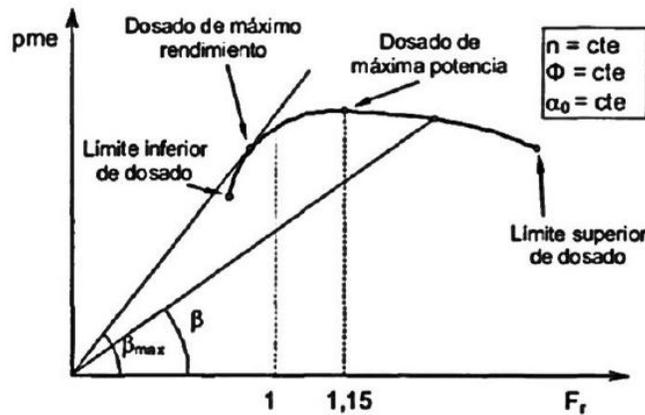


Figura 2.4: Influencia del dosado. Recuperado de [11]

En esta tabla se pueden identificar cuatro puntos característicos:

- **Límite inferior de dosado:** Punto de dosado por debajo del cual la combustión no es estable (0,6 en MEP).
- **Límite superior de dosado:** Punto de dosado por encima del cual la combustión no es estable (1,6 en MEP).
- **Dosado de máxima potencia:** Punto donde la pme es máxima.
- **Dosado de máximo rendimiento o mínimo consumo:** Punto donde el consumo específico g_{ef} es mínimo.

Sin embargo, si el motor está operando en condiciones estacionarias, es decir, el grado de carga y el régimen de giro del motor permanecen constantes, hay dos consignas muy importantes para los requerimientos de la mezcla en MEP, el consumo debe de ser mínimo y las condiciones estequiométricas. Normalmente se intenta utilizar la condición de mínimo consumo, pero en los motores de automoción la necesidad de satisfacer las normas de emisiones contaminantes ha hecho que en esta condición de funcionamiento la mezcla sea estequiométrica penalizando así el consumo específico.

Por otra parte, a partir de la información del comportamiento del motor se pueden establecer los requerimientos cuantitativos de la mezcla. Como se puede ver en la imagen 2.5 el valor del dosado mínimo frente al consumo adopta una forma de bañera. Como vemos si se utiliza una sistema de inyección para garantizar el buen funcionamiento del catalizador de escape, el dosado debe de ser estequiométrico en todos los grados de carga excepto en plena potencia.



Figura [2.3.5]: Relación grado de carga y dosado
Recuperado de [1]

Figura 2.5: Requerimientos de dosado del motor en diversas condiciones. Recuperado de [11]

Teoría del encendido

Otro de los fenómenos importantes de la combustión es el encendido y el avance de la llama hacia la mezcla sin quemar. Una vez conseguimos una mezcla homogénea, ya sea en la cámara principal o en la precámara, necesitamos de la ignición de la misma cuando se establece la energía mínima necesaria, que depende del dosado y del movimiento del aire en el interior. Cabe destacar que la energía mínima necesaria varía en función de las condiciones del motor. Durante los transitorios, se abre o cierra la mariposa de admisión rápidamente produciendo variaciones bruscas del dosado lo que se traduce en un aumento de la energía necesaria. Según se vaya alcanzando el régimen estacionario el dosado tenderá al estequiométrico por lo que la energía necesaria disminuirá.

En un motor de encendido provocado el proceso de combustión se inicia por un agente externo, normalmente por una chispa generada en una bujía. Esto impone al combustible una resistencia al autoencendido para evitar el encendido espontáneo. En una primera fase de la combustión el frente de llama se va propagando hacia el resto de la mezcla sin quemar como se puede ver en la imagen 2.6. Transcurrido un tiempo el tamaño de la región quemada empieza a ser importante y el efecto de la combustión empieza a percibirse en la presión, a partir de ese momento se inicia una segunda fase de la combustión mucho más rápida. Durante esta segunda fase se quema la mayor parte de la mezcla y finaliza cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión. A partir de ese momento se inicia la última fase de la combustión que se desarrolla hasta finalizar el proceso.

En la figura 2.6 se muestra un esquema de la cámara de combustión de un motor de encendido provocado con un frente de llama de espesor δ y que avanza con una velocidad del frente de llama u_f . En la imagen también se muestra la zona denominada *end gas*, donde existe el mayor riesgo de autoencendido debido a que la presión en ese punto es mayor. Como la combustión origina un aumento de la presión en la cámara por encima de la correspondiente al correspondiente por el movimiento del pistón, podemos utilizar esa información para calcular la cantidad de calor liberado y la masa quemada. Esto se suele representar con la fracción de calor liberado (FQL) o a través de su derivada angular, para representar la evolución de la tasa de combustión, obteniendo la derivada de la fracción de calor liberado (DFQL).

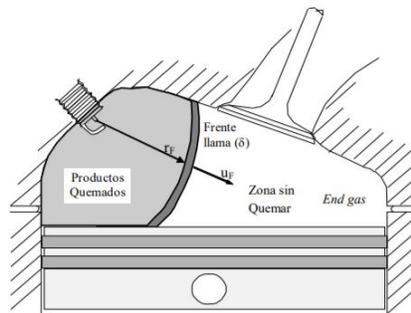


Figura 2.6: Avance del frente de llama en MEP. Recuperado de [11]

Dispersión cíclica

Cuando se analiza la evolución de la presión ciclo a ciclo en un motor de encendido provocado en unas determinadas condiciones de operación se puede ver una importante dispersión ciclo a ciclo. Esto solo es propio de los MEP, ya que, en MEC este fenómeno es prácticamente inexistente.

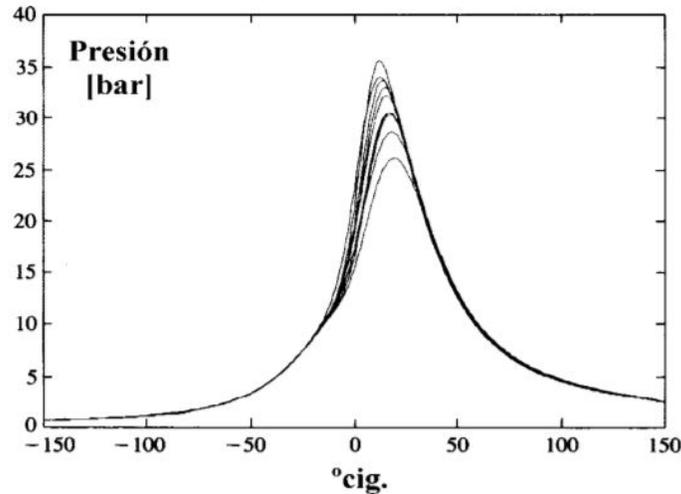


Figura 2.7: Representación de varios ciclos en MEP. Recuperado de [11]

La razón de este fenómeno se basa en la evolución de la combustión en la primera fase, ya que, en esta fase laminar la velocidad de combustión depende en gran medida de las condiciones locales de turbulencia y dosado, en los puntos cercanos a la bujía, las cuales pueden variar de un ciclo a otro. El efecto más importante de estos es la variabilidad de la turbulencia debido a su carácter caótico. Por ejemplo, como se puede ver en la imagen 2.8, si el vórtice está centrado en los electrodos de la bujía la propagación del frente de llama será más lenta que si el vórtice estuviera centrado en un punto cercano, introduciendo así una velocidad a la mezcla quemada.

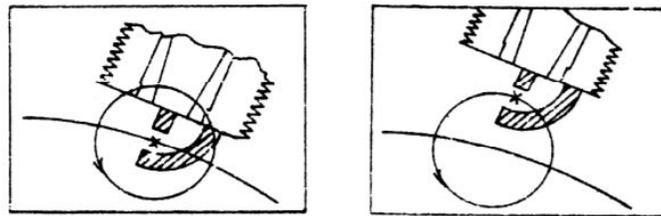


Figura 2.8: Origen de la dispersión cíclica. Recuperado de [11]

Este fenómeno es más importante cuanto menor es la combustión laminar y menor es la turbulencia en la cámara. Por esto, para mezclas pobres o con presencia del EGR, la dispersión cíclica se acentúa. Uno de los inconvenientes más importantes de este fenómeno es que limita la potencia del motor, ya que, el par es irregular.

2.3.5. Inyección

El sistema de inyección es un elemento importante dentro del ciclo de trabajo del motor. A grandes rasgos podemos definir dos tipos de sistemas de inyección en los motores MEP.

- **Inyección indirecta:** El combustible se inyecta a través de un inyector cerca del conducto de admisión. Es el tipo de inyección más utilizado en MEP y tiene la ventaja frente a la carburación de que la superficie bañada por el combustible en el colector es pequeña, evitando los problemas en los transitorios de aceleración y deceleración. La calidad de la mezcla en inyección indirecta suele ser buena, ya que, las velocidades del aire cerca de la válvula de admisión son altas. Como ya se ha dicho tiene algunas ventajas frente al carburador pero sigue teniendo problemas en los transitorios debido a la superficie mojada en el colector de admisión.
- **Inyección directa:** El combustible se inyecta dentro de la cámara de combustión, durante la carrera de admisión. El pistón debe de tener una forma tal que propicie un dosado rico en las proximidades de la bujía para que se empiece a desarrollar la combustión en el seno de una mezcla globalmente pobre con la ventaja de tener un menor consumo. El sistema es análogo al sistema de inyección en motores diesel con importantes diferencias, como que la presión de inyección es mucho menor y la combustión se inicia con una chispa en la bujía. En resumen, la inyección directa en conjunto con la combustión con mezcla estratificada presenta una serie de ventajas frente a la combustión indirecta como un menor consumo específico, más bajas emisiones de NO_x y CO. Pero tiene la desventaja de posible apagado de llama además de una mayor dificultad constructiva.

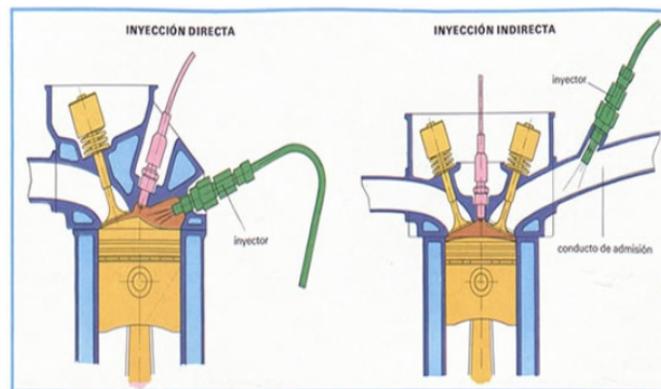


Figura 2.9: Inyección directa e indirecta

Inyección directa en gasolina

Para que una mezcla sea inflamable su dosado tiene que ser cercano al estequiométrico, por tanto, en cualquier motor que opere con mezcla homogénea se tendrá que regular la cantidad de mezcla que se introduce, por lo que es necesario estrangular el flujo cuando se trabaja a baja carga. Esto conlleva a un incremento del trabajo de bombeo y en consecuencia a una reducción de las prestaciones del motor, por tanto, para solucionar este problema se tiene que recurrir a la que se denomina una mezcla estratificada, en la cual se inyecta una cantidad estequiométrica de combustible en la cámara principal que se va empobreciendo a medida que se aleja de la bujía, de manera que se puede reducirse la carga del motor manteniendo la presión de admisión. Cabe destacar que es muy importante estratificar la mezcla para conseguir encender la carga con dosado global pobre. La dificultad de este método reside

en el diseño de un sistema robusto que garantice un funcionamiento estable del motor en todas las condiciones de operación.

Una solución que se encontró en la década de los 90 para conseguir una buena estratificación de la mezcla fue la inyección de la gasolina directamente en la cámara de combustión, durante la admisión o la carrera de compresión, para reducir el tiempo de homogeneización de la mezcla. Este concepto tiene grandes ventajas como un menor consumo y una reducción de las emisiones pero presenta mayores dificultades en comparación a la inyección directa. Sin embargo los motores de inyección directa presentan grandes ventajas como la bajada de la temperatura durante la compresión como consecuencia de la evaporación, que permite subir la relación de compresión o mejorar el avance de encendido al haber menos tendencia al autoencendido. Además la inyección directa elimina el problema de mojado de pared en las válvulas.

Otra de las cosas más difíciles de este método es la regulación de la mezcla en los distintos puntos de funcionamiento del motor, así como, el encendido de la mezcla en condiciones pobres. Por una parte para grados de carga elevadas es mejor trabajar con mezcla estequiométrica, sin embargo, se tiene que para cargas bajas es más ventajoso que el motor trabaje con mezcla pobre para mejorar el rendimiento y reducir los contaminantes. Además a medida que se empobrece la mezcla, esta se tiene que encontrar dentro de los límites de inflamabilidad del combustible para que se pueda iniciar la combustión por lo que la mezcla cerca de la bujía debe de ser cercana a la estequiométrica.

2.4. Sistema TJI

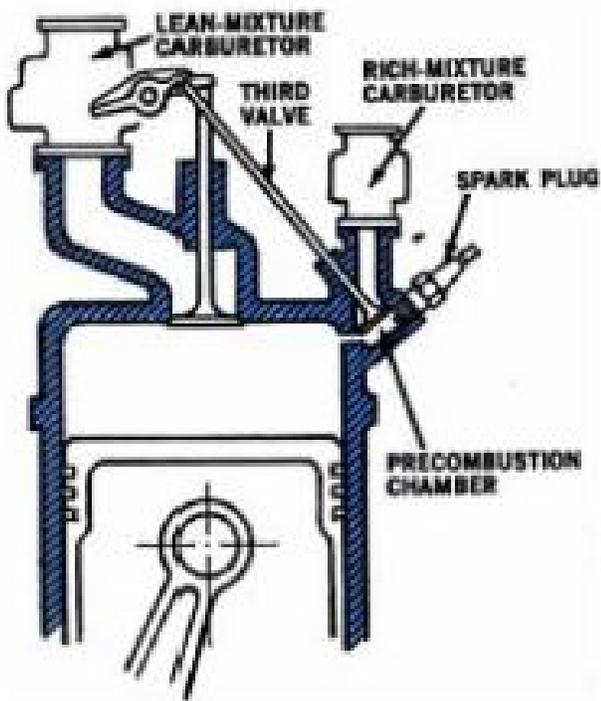
Como ya se ha comentado en la introducción, los sistemas que utilizan una mezcla pobre presentan grandes ventajas, como la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) y la reducción del consumo. Sin embargo, como ya se ha visto, la combustión en situaciones de mezcla pobre es inestable por lo que necesitamos de sistemas que aumenten la energía de esta para poder realizarla. Uno de estos sistemas es el TJI, que se han ido desarrollando en las últimas décadas.

Como se ha comentado en el *Capítulo 1*, el primer sistema se desarrolló fue el propuesto por Ricardo Dolphin en la primera parte del siglo XX. Posteriormente se desarrolló el sistema "Torch Cell" de Toyota, que conseguía operar con una mezcla pobre. A diferencia de los sistemas "Torch Cell", los sistemas con carga estratificada tienen una fuente adicional de combustible en la precámara. Inicialmente, la inyección del combustible en la precámara se realizaba mediante una tercera válvula y un carburador, pero actualmente se suele utilizar un inyector en la precámara. La división en dos partes interconectadas permitía una estratificación de la mezcla en la cámara principal y un dosado rico en la precámara. Los primeros diseños con precámara tenían un gran tamaño con grandes orificios, sin embargo, se ha demostrado que las precámaras con un volumen pequeño (3 por ciento menor al volumen global) proporcionan una mayor potencia. Uno de los primeros sistemas que consiguió implementar esto fue el desarrollado por Honda, que consiguió cumplir los estándares de emisiones en 1975 sin la utilización del catalizador de tres vías. Otros ejemplos que se han desarrollado a lo largo de estas últimas décadas son el de Nilov 2.10 (izquierda) y el de Heintz Ram-Straticharge 2.10 (derecha).

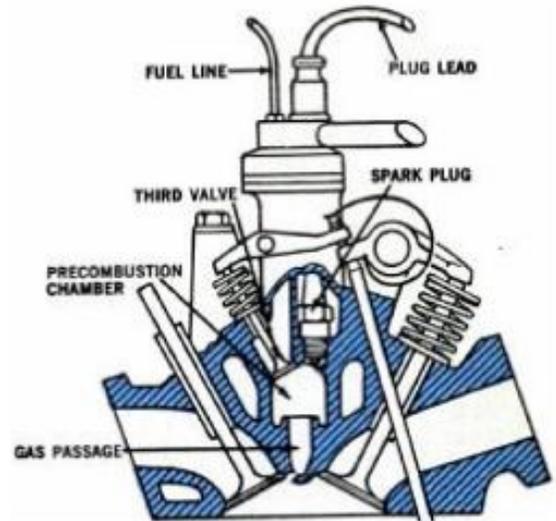
Los sistemas TJI, por sus siglas en inglés "Turbulent Jet Ignition", son sistemas que utilizan una precámara para iniciar la combustión. El concepto de ignición turbulenta requiere la utilización de un activo, la turbulencia del chorro, para iniciar la combustión en mezclas de dosado pobre. La ignición de la cámara principal se realiza mediante una serie de orificios que conectan la precámara y la cámara principal. En la precámara se origina un frente de llama que luego se extingue en el interior de esta, posteriormente, los gases calientes de la combustión en la precámara salen por los orificios iniciando la cámara principal, proporcionando una mayor duración de la combustión. Sin embargo, a pesar de que los sistemas con ignición por chorro proporcionan energía adicional a la combustión, las pérdidas de calor son superiores a las de un sistema convencional debido a la mayor superficie de contacto que se origina por la adición de la precámara. De todas formas estos sistemas proporcionan un gran aumento de energía que permite la combustión en mezclas pobres aumentando la eficiencia de la combustión.

Normalmente los sistemas de mezcla pobre requieren una alta energía de ignición, larga duración de la ignición y dispersión de la ignición. Iniciar la combustión por varios puntos es muy importante si se quiere incrementar el ratio de quemado, por lo que es de gran importancia que la precámara esté conectada a la cámara principal mediante una serie de orificios que permitan iniciar la cámara principal por varios puntos. El tamaño de estos orificios es de vital importancia y se han realizado diversos estudios para poder determinar su tamaño óptimo que permita un llenado y un vaciado de la precámara lo más rápido posible.

Por otra parte los sistemas TJI, los podemos dividir en sistemas activos y en sistemas pasivos, como el de nuestro proyecto. En los sistemas activos se realiza una inyección de combustible en la precámara sin embargo en los sistemas pasivos la inyección se realiza en la cámara principal y el combustible penetra en la precámara a través de los orificios. La ventaja de los sistemas activos es



(a) Diseño de Nilov



(b) Diseño de Heintz Ram-Straticharge

Figura 2.10: Diseño de diferentes precámaras

que nos aseguran una mezcla rica y uniforme en el interior de la precámara. Los sistemas pasivos nos permiten eliminar ese inyector extra cosa que facilita el diseño.

En [1] Gerald Gentz, Masumeh Gholamisheeri, Elisa Toulson. *A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization*, en Department of Mechanical Engineering (2017) y en [2] Gerald Gentz, Bryce Thelen, Masumeh Gholamisheeri, Paul Litke, Adam Brown , John Hoke , Elisa Toulson. *A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine*, en Department of Mechanical Engineering (2015). se puede obtener más información sobre el sistema TJI y su desarrollo en las últimas décadas.

En la figura 2.11 se muestra un esquema de un sistema TJI pasivo.

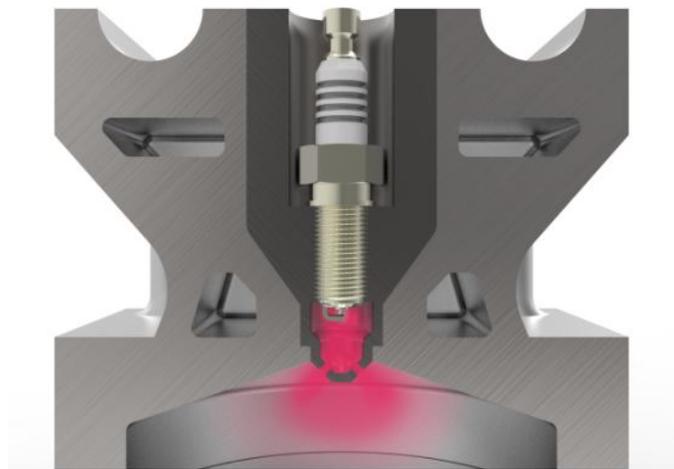


Figura 2.11: Esquema TJI

2.5. Computational Fluid Dynamics (CFD)

2.5.1. Ecuaciones de la mecánica de fluidos

Las ecuaciones en las que se basa el programa serán las ecuaciones que dominan la mecánica de fluidos, ecuación de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía.

Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de conservación de la masa la podemos expresar en forma diferencial como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.5)$$

donde el vector u es de la forma:

$$\vec{u} = u_x \vec{i} + u_y \vec{j} + u_z \vec{k} \quad (2.6)$$

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento es:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.7)$$

donde σ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos que se expresa como:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.8)$$

Ecuación de conservación de energía

La ecuación de conservación de la energía se expresa como:

$$\rho \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_l \epsilon}{\partial x_j} \right) = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.9)$$

Ecuación de conservación de las especies

$$\rho \left(\frac{\partial Y}{\partial t} + \frac{\partial u_j Y}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y}{\partial x_j} \right) + S \quad (2.10)$$

2.5.2. Métodos para modelar la turbulencia

El flujo que queremos analizar tendrá un carácter turbulento, por lo que será necesario aplicar un modelo de turbulencia para poder caracterizar el comportamiento caótico de las partículas.

Las ecuaciones que rigen el comportamiento de los flujos turbulentos son las mismas que para el caso laminar, pero tendremos que cambiar nuestras variables por las variables turbulentas. Además necesitamos modelar las distintas escalas de la turbulencia, desde la de Taylor que rige el comportamiento de los grandes torbellinos hasta la de Kolmogorov que modela la escala más pequeña de la turbulencia, la cual requerirá un gran número de celdas y por tanto, un elevado tiempo de cálculo. Esto hecho es el que impone que se tengan que utilizar simplificaciones, ya que no con la tecnología actual no somos capaces de resolver en un tiempo razonable todas las escalas de la turbulencia.

Los distintos métodos de resolución se explican a continuación:

- **DNS (Direct Numerical Simulation)**: En este método no se aplica ninguna simplificación, es decir, se resuelven todas las escalas de la turbulencia, desde la más pequeña de Kolmogorov hasta la escala de Taylor. El problema de este método es el elevado tiempo de cálculo pero a cambio tenemos un gran precisión. Este método se suele utilizar para validar otros métodos.
- **LES (Large Eddy Simulation)** : Es un método muy similar al DNS pero con un coste computacional menor. La idea principal del método es resolver todas las escalas de la turbulencia excepto las más pequeñas, para reducir el coste computacional. Las escalas más pequeñas se modelarán.
- **RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)** : La idea de este método es descomponer las variables instantáneas en las variables medias y fluctuantes. Si planteamos las ecuaciones de Navier-Stokes en este método, todo es conocido menos el tensor de esfuerzos de Reynolds, el cual habrá que modelar. Este método es el más simple de todos y nos permite realizar los cálculos en un tiempo razonable, por lo que es el que utilizará Converse para resolver las ecuaciones. Por otra parte, en función, de la forma en que se elige la viscosidad turbulenta, podemos distinguir entre modelos de primer orden y de segundo orden. En la siguiente figura podemos ver todos los métodos de resolución.

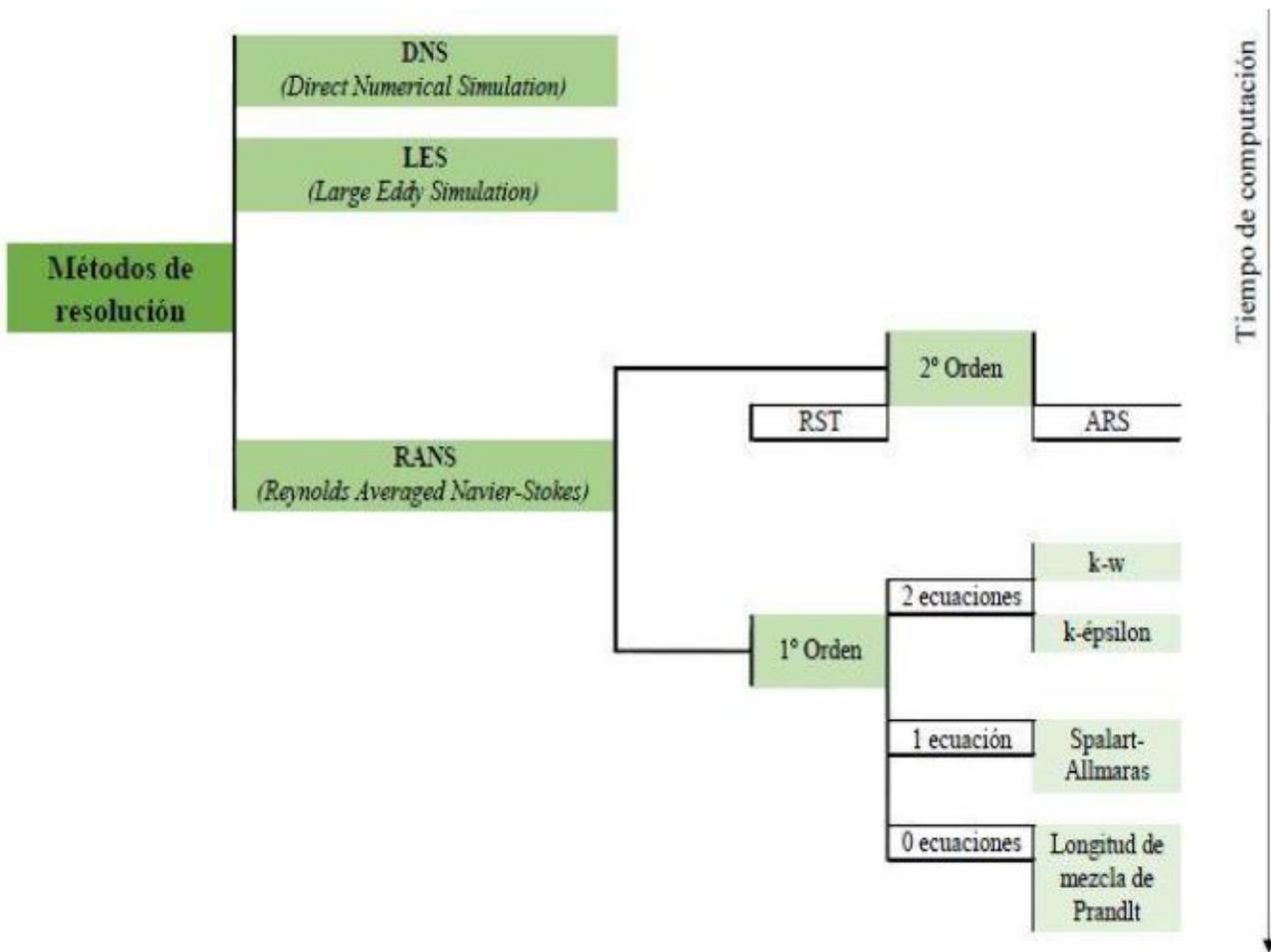


Figura 2.12: Esquema métodos de resolución

Entre los distintos modelos de turbulencia del método RANS, destacan el *k - epsilon* y *k - ω*.

El modelo de turbulencia *k - ω* es un modelo de turbulencia de dos ecuaciones que se utiliza para cerrar el problema del método RANS. Este modelo intenta predecir la turbulencia con dos ecuaciones diferenciales, cuyas variables son *k*, que representa la energía cinética turbulenta y *ω* que es el ratio específico de disipación de la energía cinética turbulenta.

Para la **energía cinética turbulenta** *k*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.11)$$

Para la **disipación** *ε*:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_w \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.12)$$

El modelo de turbulencia *k-epsilon* es el modelo más común en la mecánica de fluidos computacional y es el que utilizará nuestro software para resolver el problema. Este método se fundamenta en la hipótesis de Boussinesq, la cual afirma que el tensor de esfuerzos de Reynolds se corresponde con el tensor de esfuerzos viscosos. Este modelo utiliza también dos ecuaciones una para la energía cinética turbulenta y otra para el ratio de disipación de esta.

Para la **energía cinética turbulenta** *k*:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (2.13)$$

Para la **disipación** *ε*:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.14)$$

2.5.3. Converge

Para realizar el proyecto se ha utilizado el software Converge, que nos permite modelar la turbulencia y obtener la distribución del combustible en la precámara mediante simulaciones CFD.

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos para resolver problemas. Surge por la necesidad de poder resolver las ecuaciones que rigen la mecánica de fluidos en un tiempo razonable. Para poder realizar estos cálculos son necesarios potentes ordenadores, es por eso, que a pesar de su invención hace más de un siglo, no ha sido hasta hace unas pocas décadas cuando se ha empezado a utilizar. Aún así, a pesar de la utilización de grandes ordenadores con un elevado potencial de cálculo, en muchos casos solo se puede alcanzar un solución aproximada, debido a la complejidad del problema.

En concreto Converge, tiene la gran ventaja de que realiza un mallado automático, que posteriormente se puede refinar, por lo que el tiempo requerido para preparar el caso es mucho menor, ya que, el proceso de mallado es uno de los más costosos de las simulaciones CFD. En este caso el programa se utilizará, principalmente, para calcular la distribución del combustible en el interior de la precámara, así como, para visualizar la turbulencia generada en el interior de esta y poder caracterizarla.

Capítulo 3

Metodología

3.1. Introducción

En este capítulo se explicará el proceso seguido para la obtención de los resultados que se presentarán en el siguiente capítulo, así como, la justificación de los parámetros elegidos en la simulación del proceso.

3.2. Metodología experimental

3.2.1. Características de la máquina de compresión rápida

Para realizar los ensayos se ha utilizado un máquina de compresión-expansión rápida situada en el CMT, mediante la cual es posible analizar el fenómeno de la combustión de un motor en el interior de su cámara de combustión. Para ello necesitamos conocer en profundidad su funcionamiento, además de los conocimientos necesarios en combustión de motores de combustión interna alternativos. En este apartado nos centraremos en explicar los componentes que la forman y su forma de operar.

En términos mecánicos la instalación está formada por una serie de pistones y circuitos hidráulicos que permiten conseguir las condiciones de presión y temperatura necesarias. Los elementos principales que la componen son la cámara de combustión y los pistones. En la siguiente imagen podemos ver como están distribuidos los diferentes elementos de la RCEM.

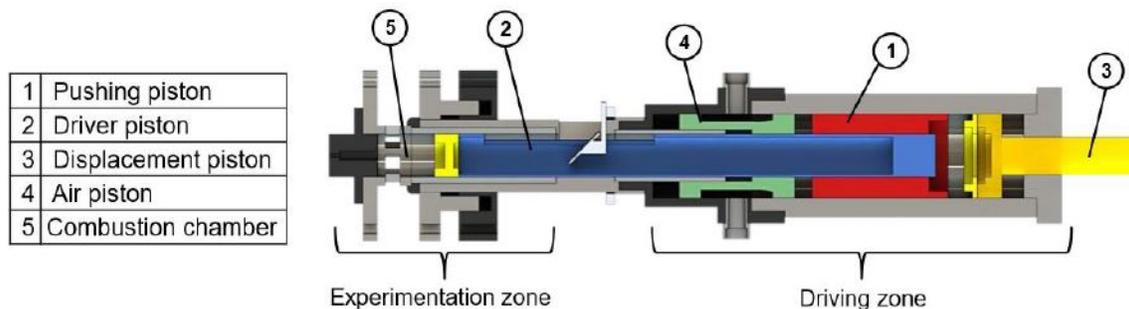


Figura 3.1: Descripción de la RCEM

Por una parte tenemos la cámara de combustión que se encuentra en la zona de experimentación, mientras que los cuatro pistones que la componen se encuentran en la zona conocida como parte conductora. : El pistón 1, llamado pistón de empuje funciona neumáticamente y está acoplado hidráulicamente al pistón 2, conocido como pistón conductor el cual está acoplado directamente a la cámara de combustión. El pistón 3, pistón de desplazamiento, permite ajustar los parámetros necesarios para cambiar la relación de compresión y funciona hidráulicamente. Por último el pistón 4, es el encargado de albergar el aire a presión que conduce la máquina.

Además de los elementos mencionados anteriormente existen una serie de sensores que nos indican la posición del pistón, la presión en el interior de la cámara de combustión y la temperatura de los elementos de la RCEM. Los parámetros que caracterizan la máquina son:

CARACTERÍSTICA	VALOR
Diámetro del pistón (mm)	84
Carrera del pistón (mm)	120-240
Relación de compresión	5-25
Presión máxima en la cámara (bar)	200
Tmax de calentamiento culata pistón y cilindro (°C)	200
Presión del gas de comando (bar)	0-50

Figura 3.2: Características de la RCEM

3.2.2. Funcionamiento de la RCEM y realización del ensayo

La máquina de compresión y expansión rápida nos permite reproducir las condiciones de funcionamiento reales de un motor en función de los parámetros geométricos que se le imponen. El ciclo de trabajo de esta se compone de una fase de admisión, una de compresión que se divide en dos etapas, una lenta y una rápida, y una expansión.

Para realizar el ensayo, en primer lugar elegimos las condiciones de contorno que queremos imponerle a la máquina como la temperatura o la presión en la cámara de combustión. Una vez definidos todos los parámetros ponemos a calentar la máquina con una resistencia que rodea a la culata. Para que la temperatura se homegeinice debe de pasar entre una hora y media y dos horas. Con esto conseguimos que la temperatura en la culata sea de 100° C y la temperatura del aire del interior de la cámara ,medida con un termopar situado en la culata, sea de 94 °C. De todas formas existe una estratificación térmica de 30°C entre la culata y el pistón, siendo la temperatura del aire de la culata de 94°C y la del pistón 64°C. Sin embargo se cree que al iniciar la compresión, debido al movimiento del aire, la temperatura se homegeiniza en toda la cámara. Antes de lanzar el ensayo se enchufa la bomba de vacío durante 2 minutos para eliminar los gases de residuales de combustiones

anteriores. Una vez hemos realizado el proceso anterior, empezamos a meter presión en el *driving gas* para obtener una presión de empuje que nos proporcione la relación de compresión deseada. A la par que se introduce la presión en el *driving gas* se realiza una inyección de combustible, en el interior de la cámara de combustión, para que de tiempo a que se homegeinice antes de lanzar el ensayo. Para el cálculo de la masa de combustible utilizamos la definición de dosado, siendo m_f la masa de combustible y m_a la masa de aire:

$$F_r = \frac{\frac{m_f}{m_a}}{F_{est}} \quad (3.1)$$

Donde F_{est} se corresponde al dosado estequiométrico del iso-octano que en este caso es 1/12,5.

A partir de la expresión anterior y utilizando la ecuación de los gases ideales para calcular la masa de aire, podemos obtener la masa de combustible como:

$$m_f = 0,21P_0\left(\frac{\pi}{4}D^2S + V_m\right)\frac{PMF_r}{T_0R\alpha_{est}} \quad (3.2)$$

Donde P_0 es la presión inicial, D el diámetro del motor, S la carrera, V_m el volumen muerto, PM el peso molecular, F_r el dosado relativo y α_{est} el cociente estequiométrico.

Una vez se ha conseguido la presión deseada en el *driving gas* se pone la presión deseada en la cámara de combustión, que en este caso es de 1,5 bar. Ahora se lanza el ensayo. Cuando el pistón alcance los 105 mm, la carrera son 120 mm, se activa la bujía y prende la mezcla de la precámara. El pistón realiza la carrera de compresión hasta las 112 mm y no realiza una expansión completa por lo que al terminar el ensayo debemos introducir aire a presión por unos orificios de la RCEM para devolver al pistón a su posición inicial. Al finalizar activamos de nuevo la bomba de vacío para eliminar los gases residuales de la combustión. Los datos del ensayo son recogidos por el PC y posteriormente se postprocesan en Matlab.

3.2.3. Componentes principales de la RCEM

Cámara de combustión

La cámara de combustión está formada por el espacio comprendido entre el pistón conductor y la culata. El pistón está diseñado de tal manera que es posible variar el volumen muerto de la cámara de combustión gracias al uso de una pieza, que se puede acoplar para que la cabeza de este quede plana. En nuestro caso de estudio haremos uso de esta pieza, ya que, la turbulencia la generaremos con los orificios de la precámara.

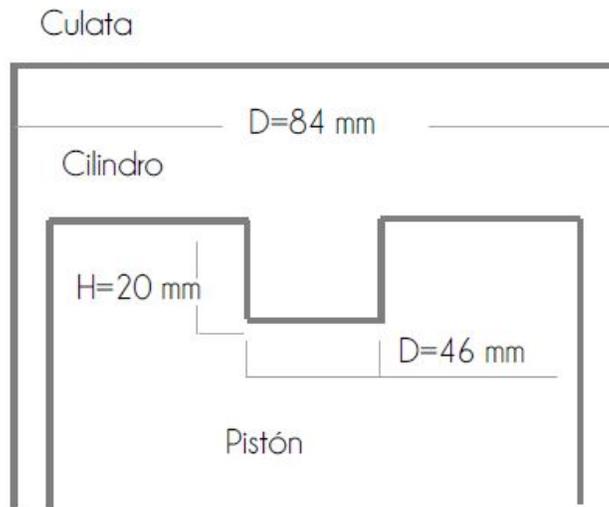


Figura 3.3: Cámara de combustión de la RCEM. Recuperado de [9]

Precámara de combustión

En la siguiente figura se puede ver donde estaría situada la precámara en la RCEM. La imagen 3.4 se muestra un corte de la sección donde se pueden ver otros componentes principales de la RCEM, como la culata o el inyector. Además se aprecia donde está situada la precámara de combustión.

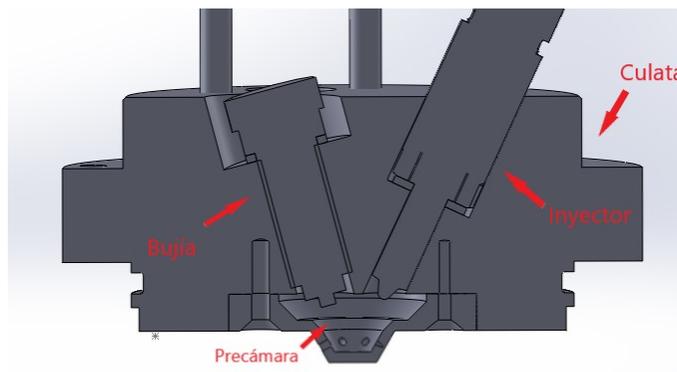


Figura 3.4: Corte de la bujía el inyector y la culata

Además la precámara está compuesta por 6 orificios de 0,75 mm de diámetro que conectan la precámara con la cámara principal. En la imagen 3.5 se puede ver la disposición de los orificios.

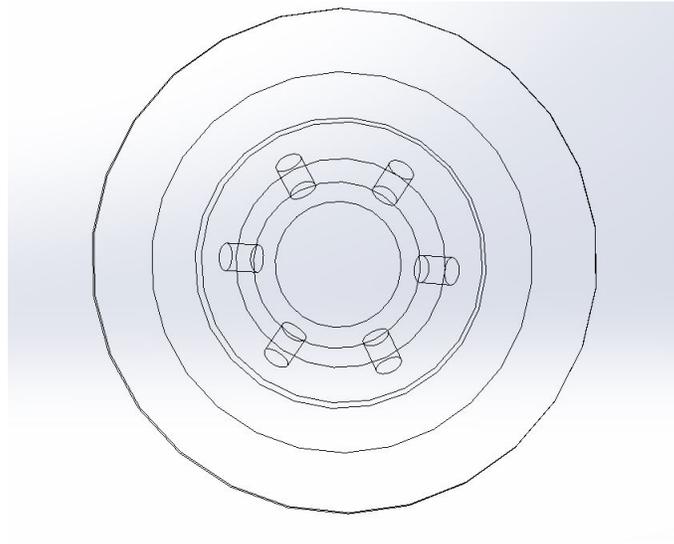


Figura 3.5: Orificios de la precámara

Culata

La culata es el elemento de la máquina que se sitúa en la parte superior del cilindro para cerrar la cámara de combustión. En ella se mecanizan las cavidades necesarias para situar los demás componentes, como los sensores de presión y temperatura, la bujía o el inyector.



Figura 3.6: Culata.

EL diseño de esta culata ha sido realizada por los miembros del equipo de investigación, previamente al inicio del TFG. En este diseño se pretende generar un frente de llama esférico y una

inyección lo más alejada de la pared para evitar problemas indeseados, por lo que, es muy importante la posición de la bujía y el inyector.

Inyector

El inyector es el encargado de depositar el combustible en la cámara principal de combustión. Además en la precámara hay un inyector que permitiría hacer ensayos en configuración activa pero que ahora solo se utiliza para sellar la precámara. En nuestro caso el inyector utilizado se trata de un inyector common rail mono-orificio de 165 micras de diámetro. Este inyecta una masa de entre 46 y 79 miligramos a una presión de 20 MPa y se controla a través del PC, desde el cual se le mandan las señales para que el inyector realice la inyección de iso-octano en el momento deseado.



Figura 3.7: Inyector.

Bujía de encendido

La bujía es el elemento que se encarga de encender la mezcla de la precámara mediante una chispa. La chispa es generada mediante un arco eléctrico inducido por la energía eléctrica generada en la bobina. La bobina aumenta el valor de la intensidad del campo eléctrico hasta un punto superior a la rigidez dieléctrica estableciéndose una corriente entre los electrodos de la bujía. En el proyecto se utiliza el modelo de bujía Z210 de la marca Beru, con una distancia entre los electrodos de 0.8 milímetros.



Figura 3.8: Bujía de encendido. Recuperado de [15]

Bomba de vacío

La función de la bomba de vacío es evacuar los gases residuales de la combustión una vez finaliza el ensayo. La bomba se conecta a los conductos de admisión escape mediante una válvula manual que permite su activación al finalizar el ensayo.

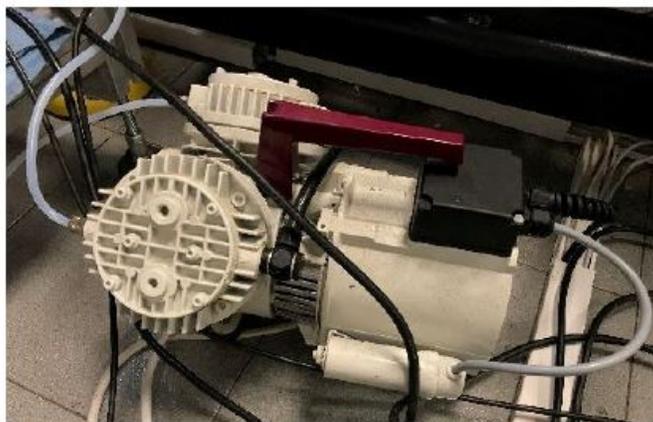


Figura 3.9: Bomba de vacío. Recuperado de [9]

Circuito de inyección

En este proyecto se utiliza un sistema de inyección directa. El sistema está integrado en una estructura conocida como carro de inyección, que incluye toda la instrumentación necesaria.

Para que el combustible llegue al inyector, en primer lugar desde el depósito el fluido pasa por un filtro para eliminar las impurezas que puedan dañar al equipo. Luego se impulsa hasta el *common rail* mediante una bomba que se acciona con un motor eléctrico. La bomba dispone de un variador de frecuencia que controla la velocidad de rotación del motor y con ello, la velocidad de esta. Además

del *common rail* se dispone de otro raíl situado al final del circuito de inyección donde se conecta el inyector y un sensor de presión que mide la presión efectiva de inyección.

Además, el carro dispone de un intercambiador de calor mediante el cual se puede mantener la temperatura del depósito de combustible entre 20° y 30° C. El líquido refrigerante es agua y el fluido a refrigerar el combustible de retorno.

En la imagen 3.10, se puede ver el carro de inyección que se ha utilizado.

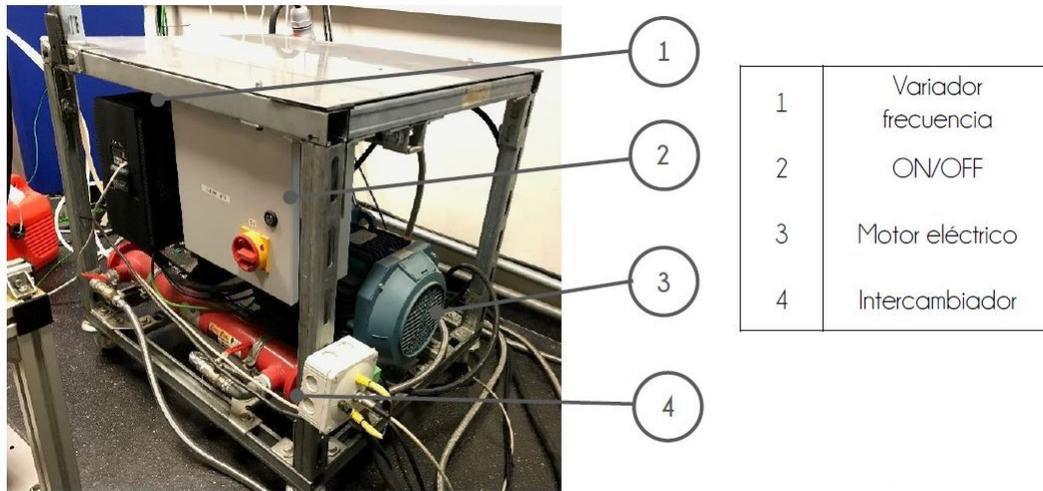


Figura 3.10: Carro de inyección. Recuperado de [9]

Sensor de posición

El sensor de posición permite medir la posición del pistón durante la carrera de compresión y expansión con una resolución de 0.05 mm. El sensor se encuentra en una posición fija, mientras que el pistón dispone de una regla magnética que se mueve junto con éste. De esta manera, al acercarse al sensor se crea un campo magnético que se traduce en una señal cuadrada de posición. En el proceso, se graban dos señales de las mismas características, las señales A y B, pero que se encuentran desfasadas en el tiempo. Así, es posible distinguir cuándo ocurre la carrera de expansión y la de compresión, como se observa en la parte inferior de la Figura [3.3.17]: Cuando se detecta antes la señal B que la A, la máquina está realizando la carrera de compresión. Si ocurre a la inversa, entonces está dando lugar la carrera de expansión.

Termopar

El termopar mide la temperatura de una zona de la RCEM a partir de la diferencia de temperatura que existe entre sus dos extremos, denominados punto caliente y punto frío. En la instalación se cuenta con termopares que permiten determinar la temperatura del depósito de combustible, del combustible de retorno en el sistema de inyección, del interior de la cámara de combustión y del interior de la precámara.

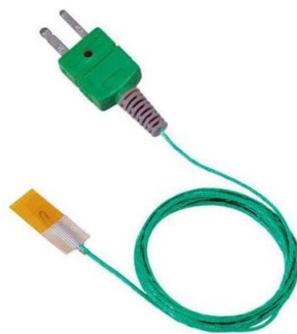


Figura 3.11: Termopar. Recuperado de [9]

3.2.4. Características del combustible

El combustible empleado en el proyecto es el isoctano. Es un hidrocarburo con cadena ramificada que posee un elevado poder antidetonante, característica importante en los motores MEP. Por esto, se utiliza como valor comparativo del octanaje de las gasolinas que va de 0 a 100, donde el valor de 100 se le asigna al isoctano. En la siguiente tabla se ven algunas de las características de este combustible.

Propiedades físicas	
Apariencia	Incoloro
Densidad	690 kg/m ³ ; 0,69 g/cm ³
Masa molar	114,22 g/mol
Punto de fusión	165,77 K (-107 °C)
Punto de ebullición	372,4 K (99 °C)
Índice de refracción (n _D)	1,39145
Propiedades químicas	
Solubilidad en agua	Insoluble en agua
Termoquímica	
Δ_fH⁰_{líquido}	-259 kJ/mol
S⁰_{líquido, 1 bar}	382 J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹
Peligrosidad	
Punto de inflamabilidad	277,6 K (4 °C)
Temperatura de autoignición	690 K (417 °C)

Figura 3.12: Características del isoctano. Recuperado de Wikipedia

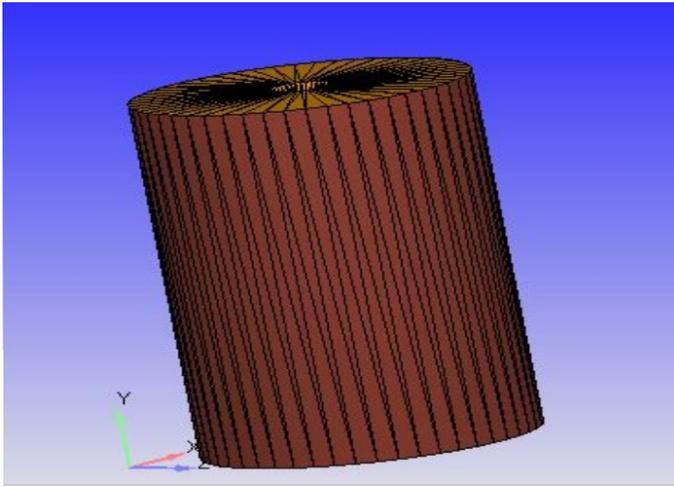
3.3. Metodología computacional

3.4. Preparación del caso en Converge

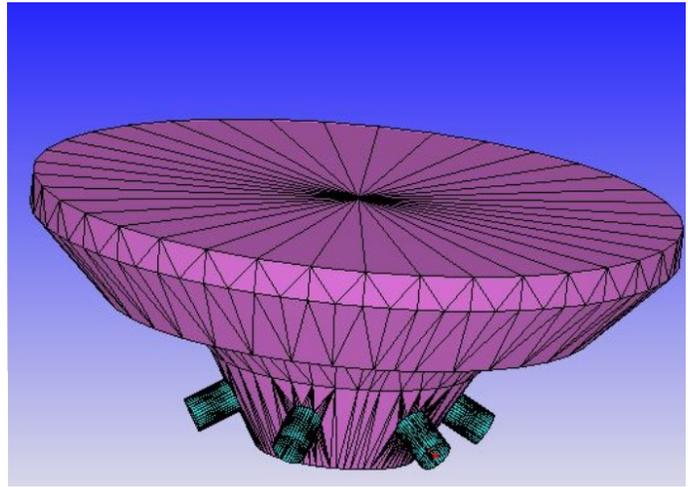
Cabe destacar que previamente al proceso de simulación en CFD, se han tenido que realizar una serie de medidas de la máquina de compresión rápida, como las temperaturas en la pared de la precámara y la temperatura del pistón, para poder implementarlas posteriormente en nuestro modelo simulado. Además se debe obtener una ley del movimiento que represente fielmente la carrera de compresión y de expansión.

3.4.1. Geometría

En primer lugar, debemos de importar una geometría previamente creada en SolidWorks, la cual será mallada automáticamente por Converge. En las siguientes imágenes podemos ver el mallado de la cámara principal y de la precámara con los orificios para una de las geometrías estudiadas.



(a) Cámara principal



(b) Precámara

Ahora tenemos que definir las diferentes partes dentro de la geometría, como pueden ser el pistón o la precámara, para luego poder modelar individualmente cada una. Con esto *Converge* identifica las celdas seleccionadas como una región diferente dentro de una misma geometría. Una vez definidas las distintas regiones pasamos a preparar el caso.

En la imagen 3.14 se muestran los distintos apartados que contiene el caso que queremos preparar:



Figura 3.14: Set up del caso

3.4.2. Modelo

En primer lugar debemos elegir la aplicación de nuestro problema. En Converge podemos elegir entre dos modelos, *Modelo de combustión interna* o *Flujo general*. La principal diferencia entre estos dos modelos es que si escogemos el modelo de *flujo general*, la unidad de tiempo para Converge serán los segundos. En cambio si utilizamos el *modelo de combustión interna*, Converge utiliza el ángulo de cigüeñal como unidad de tiempo de la simulación. En nuestro caso, elegiremos el *Modelo de combustión interna* ya que la RCEM se asemeja en gran medida a un motor de combustión interna. Además, para la realización del postprocesado el uso del ángulo de cigüeñal facilita la comprensión de los resultados.

Para este modelo debemos introducir los valores geométricos de nuestro motor como el diámetro o la carrera.

Los valores se muestran en la figura 3.15:

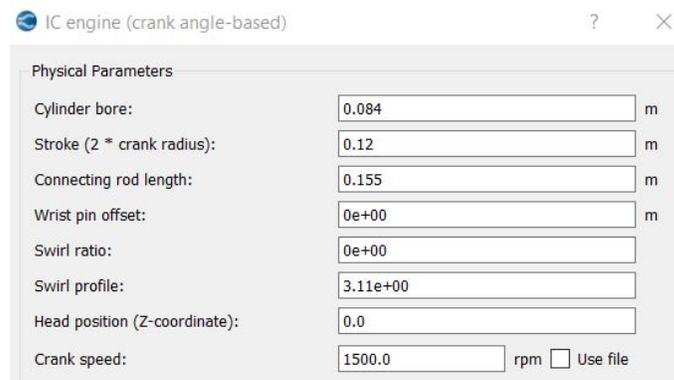


Figura 3.15: Valores geométricos del motor

3.4.3. Solver

Ahora tenemos que elegir las ecuaciones que queremos resolver, así como, los criterios de convergencia que utilizaremos.

Ecuaciones. Por una parte elegiremos el modelo compresible, ya que estamos trabajando con gases. Las ecuaciones que resolveremos son las introducidas en el capítulo 2: *Conservación de la masa, Conservación de la cantidad de movimiento, Conservación de la energía y Conservación de las especies.*

Criterios de convergencia. Para validar la convergencia del caso, el software Converge posee un algoritmo denominado PISO que realiza una serie de iteraciones con un cierta tolerancia para comprobar que el caso está convergiendo. Para obtener los valores de tolerancia y las iteraciones mínimas que realiza el software utilizaremos la opción que posee Converge de *utilizar valores recomendados*, la cual calcula automáticamente estos valores según las características de nuestro caso.

3.4.4. Condiciones de contorno

Como se ha comentado la geometría importada la dividimos en distintas partes que son:

- Cilindro
- Pistón
- Culata
- Precámara
- Orificios

Sobre cada una de ellas definiremos unas condiciones de contorno para representar con la mayor fidelidad el caso experimental.

A todas, excepto al pistón, les aplicaremos la condición de pared estacionaria, la cual modela la pared con una ley que tiene incorporada el software Converge, es decir, esta simula los fenómenos de la capa límite fluidodinámica y térmica. Los gradientes de temperatura también serán modelados según esta ley, imponiendo que la temperatura en la pared al inicio es de 366 K.

El modelado del pistón será un poco diferente, ya que, este está en movimiento, por tanto, tenemos que aplicarle la condición de contorno de pared translacional a la cual le introduciremos la ley del movimiento, que se muestra en la gráfica 3.16 , obtenida en el trabajo experimental para simular el movimiento de compresión y expansión.

Esta ley representa el movimiento del pistón en la RCEM. Por una parte tenemos la fase de compresión lenta que se ha modelado linealmente entre -180 y -120. Los siguientes puntos representan la fase de compresión rápida, que concluye en el ángulo 0 que es el PMS.

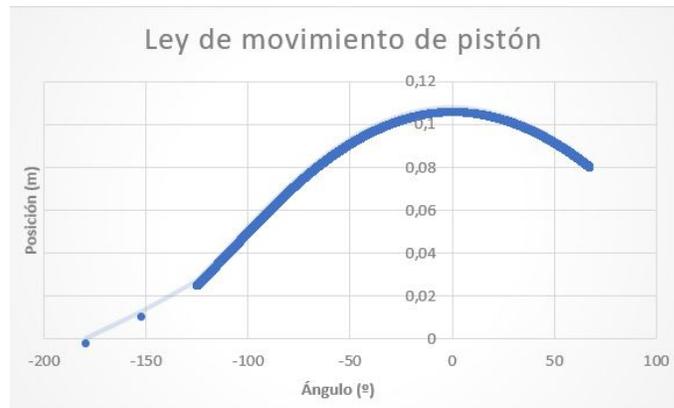


Figura 3.16: Ley de movimiento del pistón

3.4.5. Condiciones iniciales

Como ya hemos visto, nuestra simulación la podemos dividir en dos partes principales, la cámara de combustión y la precámara. Por una parte, las condiciones de presión y temperatura al inicio son iguales en ambas, es decir, las dos tendrán una presión de 1.5 bar y una temperatura de 366 K al inicio. Sin embargo, el fluido de trabajo en el inicio no será el mismo. En la cámara principal tenemos la mezcla de iso-octano y aire que representaría una inyección de combustible ya homogenizada. En la precámara al inicio solo tendremos aire y a lo largo de la simulación la mezcla situada en la cámara principal irá penetrando en la precámara, simulando así el sistema pasivo.

3.4.6. Modelo de turbulencia

Como ya se ha explicado en el capítulo 2, para poder encontrar una solución en un tiempo razonable debemos de modelar algunas de las escalas de la turbulencia. En este caso utilizaremos el método RANS $k - \epsilon$, ya que se trata de un modelo robusto muy utilizado en CFD, en el cual, se modelarán las escalas más pequeñas de la turbulencia. Los parámetros elegidos en este modelo han sido elegidos en base a una búsqueda bibliográfica de otros casos similares resueltos en *Converge*, *Converge-PipeFlow*, *Converge-PFI* and *Premixed* y son los siguientes:

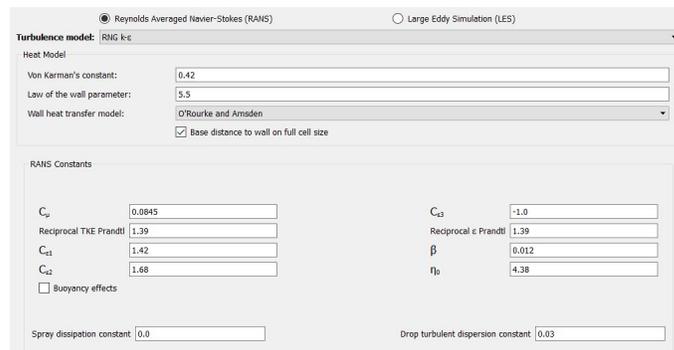


Figura 3.17: Valores del modelo k-epsilon

3.4.7. Mallado

Por último una de las partes más importantes de la preparación del caso es la elección del tamaño de la malla, así como del refinamiento que le aplicaremos a esta. La estructura del mallado es de forma estructurada, es decir, el software divide la geometría en celdas cúbicas del tamaño indicado. Las herramientas utilizadas en este proceso son las siguientes:

- **Base grid:** Aquí elegimos el tamaño de las celdas que queremos que aplique el software, en nuestro caso serán cúbicas de 4 mm de lado, un tamaño razonable teniendo en cuenta el tamaño de nuestra cámara principal, sin embargo tanto los orificios como la precámara son de menor tamaño por lo que debemos de reducir el tamaño de las celdas en estos elementos. Para ello Converge tiene una herramienta llamada *Base embedding*.
- **AMR (Adaptative Mesh Refinement):** Esta herramienta nos permite refinar automáticamente la malla, basándonos en las fluctuaciones de temperatura o velocidad. Esta opción es muy útil para refinar la malla en los orificios donde la velocidad de flujo es elevada, y además nos servirá para poder obtener con gran precisión las fluctuaciones de temperatura dentro de la precámara.
- **Base embedding:** Esta herramienta nos permite reducir el tamaño de las celdas en una zona determinada de nuestra geometría. La reducción que aplica es de la forma $\frac{Mallabase}{2^n}$, donde n es un número entero.

En el siguiente capítulo, en el apartado de independencia de malla, se explicará con más detalle la utilización del AMR y del Base embedding, así como, los parámetros empleados en cada caso.

3.5. Geometrías de estudio

Como ya se ha comentado a lo largo del trabajo, lo que estamos buscando es una geometría de la precámara que nos permita obtener una mayor distribución del combustible en el interior de esta, con el objetivo de que la combustión sea lo más estable posible.

Para ello se han ensayado diferentes geometrías y se han comparado entre ellas, como se verá en el siguiente capítulo. En la imagen 3.18 se muestran todas las geometrías que se han ensayado. Como se puede ver en la tabla se han ensayado geometrías diferentes pero también se han ensayado diferentes modelos de una misma geometría para poder encontrar el mejor modelo.

Precámara con desplazamiento de los orificios	Precámara con cono	Precámara cilíndrica
P1-Desplazamiento 1 mm	Cono pequeño	Orificios desfasados
P2-Desplazamiento 1.5 mm	Cono grande	Orificios sin desfase
P3-Desplazamiento 2 mm		Orificios desfasados con diferente ángulo de entrada

Figura 3.18: Tabla con las diferentes geometrías ensayadas

- **Precámara con desplazamiento de los orificios:** Por desfase de los orificios se entiende desplazar del eje central una determinada distancia los orificios con el objetivo de que la interacción entre estos sea menor. En la imagen 3.19 se puede ver como se ha realizado este desplazamiento.

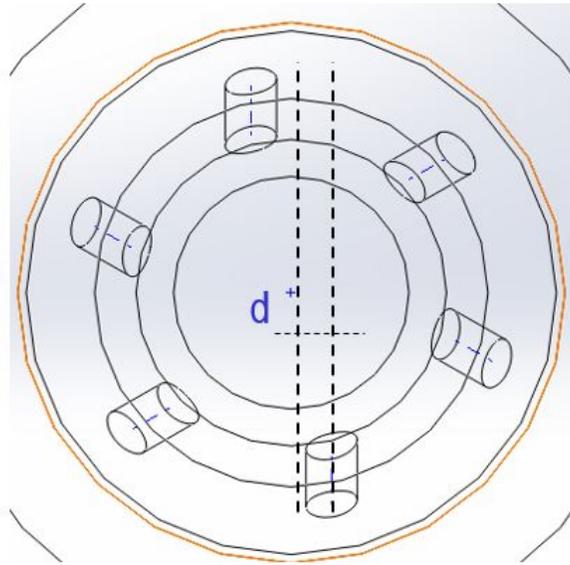


Figura 3.19: Explicación del desfase de los orificios

- **Precámara con cono:** Esta precámara se realizó con la intención de interactuar con el campo de velocidades de la precámara y conseguir que se cree un torbellino que distribuya el combustible por las partes laterales de la precámara. Por esto se han diseñado dos conos de diferente tamaño para estudiar cual tiene una mayor influencia. En la imagen 3.20 se puede ver como se diseñó el cono.

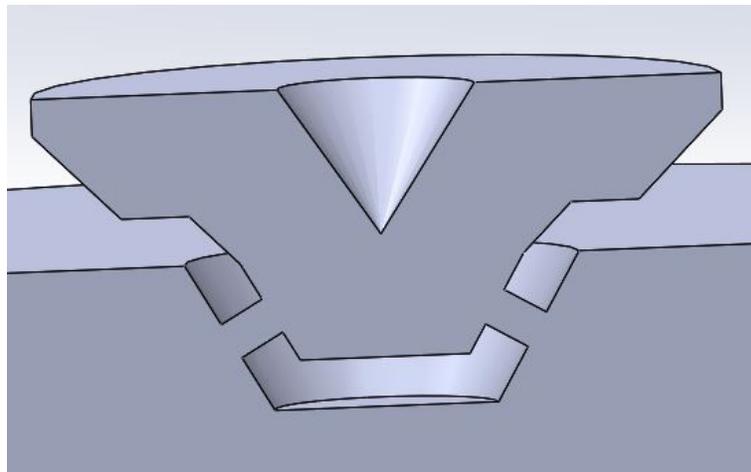


Figura 3.20: Diseño de la precámara con cono

-
- **Precámara cilíndrica:** Por último se ha diseñado una precámara cilíndrica que nos permita obtener una mayor homogeneización del combustible en el interior de la precámara. Se ha ensayado un caso inicial y un caso con desfase de los orificios. Además se ha probado una precámara en el cual los orificios entran con un diferente ángulo a la precámara. En la imagen 3.21 se puede ver como se diseñó la precámara cilíndrica.

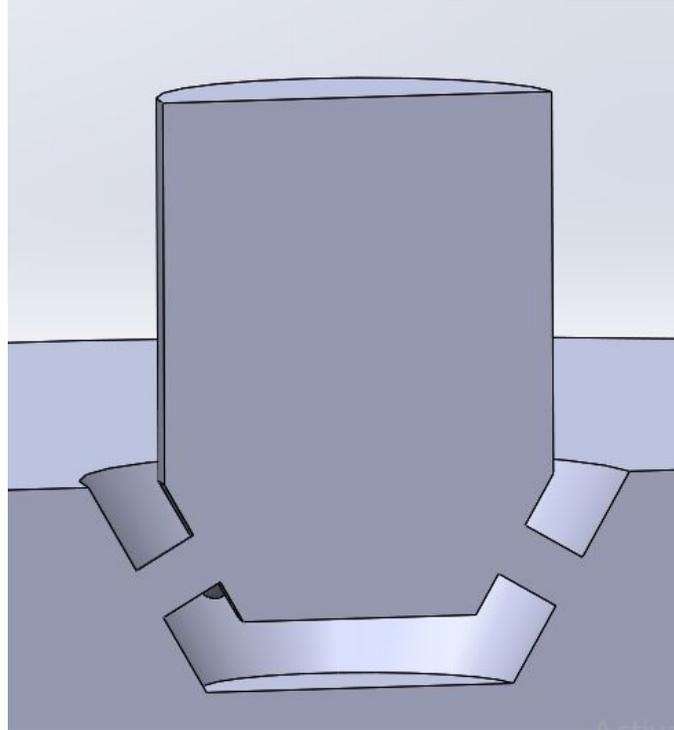


Figura 3.21: Diseño de la precámara cilíndrica

Por último, como resumen, cabe explicar el proceso seguido en el ensayo de las geometrías. Para cada una de ellas preparamos el caso, como se ha explicado en el capítulo. Lanzamos la simulación en un máquina de cálculo y posteriormente realizamos un postprocesado en el software Paraview. Realizamos este proceso para todas las geometrías y luego las comparamos entre ellas como se muestra en el siguiente capítulo.

3.6. Sensibilidad de malla

Para poder afirmar que los resultados son correctos debemos realizar un estudio de sensibilidad de malla. Para ello primero tenemos que destacar que el mallado lo realiza automáticamente el software Converge. Nosotros podremos actuar sobre los parámetros que se han explicado en el *Capítulo 4: Base Grid, AMR y Base Embedding*.

Para empezar el estudio de sensibilidad de malla realizaremos un refinamiento muy elevado e iremos reduciendolo hasta que los resultados cambien, será en ese momento cuando tengamos la malla que nos permita encontrar una solución precisa con el menor coste computacional.

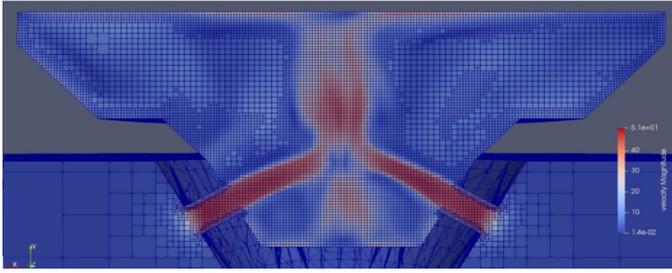
Realizaremos un estudio tanto del *AMR* óptimo como del *Base Embedding* óptimo.

En esta tabla podemos ver un resumen de los casos que se han simulado y que explicaremos a continuación:

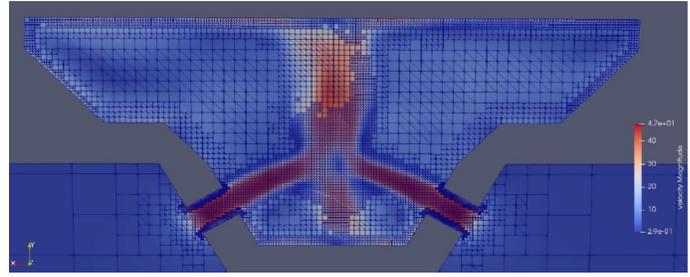
	AMR VELOCIDAD (m/s)	AMR TEMPERATURA (K)	Embedding precámara (n)	Embedding Orificios (n)
CASO 1	0,1	2,5	4	5
CASO 2	0,5	2,5	4	5
CASO 3	1	2,5	4	5
CASO 4	0,5	2,5	3	4
CASO 5	1	2,5	3	4
CASO 6	1	2,5	4	4

Figura 3.22: Tabla resumen de los casos simulados

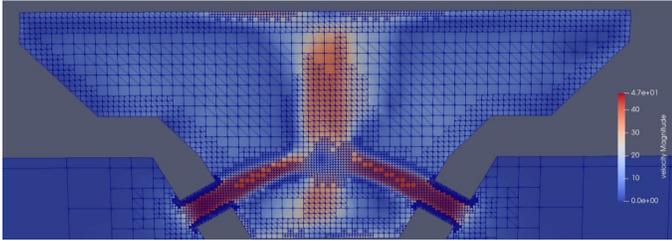
Primero, fijamos la reducción realizada con el *Base embedding* y variamos el refinamiento del AMR. Realizamos tres simulaciones diferentes, una con un AMR de velocidad de 0.1 m/s, es decir siempre que la velocidad en una de las celdas supere los 0.1 m/s el programa refinará esa zona, otra con un AMR de velocidad de 0.5 m/s y una última con un AMR de velocidad de 1 m/s. El AMR de la temperuta siempre lo dejaremos fijo en 2.5 K. Las mallas generadas para los tres casos son las siguientes:



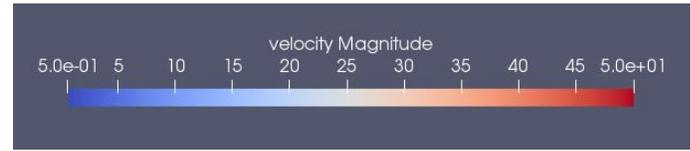
(a) Malla para AMR 0.1



(b) Malla para AMR 0.5



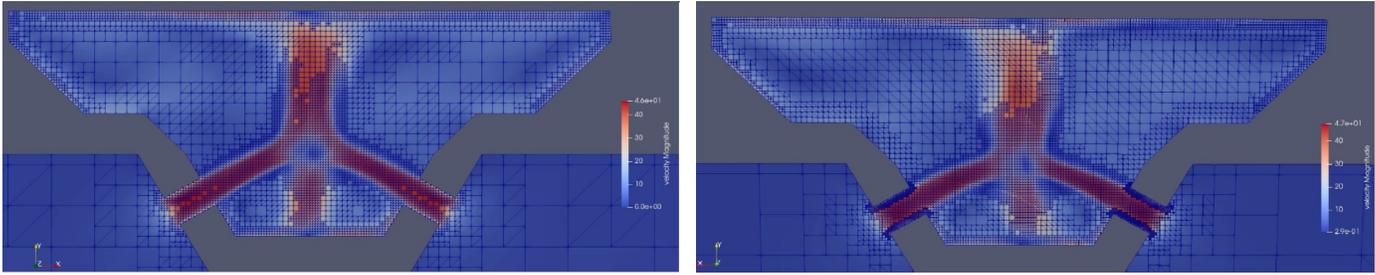
(c) Malla para AMR 1



(d) Escala de la velocidad

Al realizar las simulaciones podemos observar en las gráficas anteriores como para el caso de AMR de 0.1 m/s la malla capta en gran medida el flujo en el interior de la precámara. Para el caso de AMR de 0.5 m/s hay algunas zonas donde el refinamiento debido a las variaciones de velocidad es inferior, sin embargo las diferencias respecto al caso de AMR de 0.1 m/s son mínimas y el tiempo de cálculo es cuantitativamente inferior, pasamos de 40h de cálculo a 15h. En cambio si queremos que solo nos refine cuando la velocidad supera los 1 m/s los resultados empiezan a variar, y como se puede ver en las figuras anteriores la malla no está completa, por lo que por ahora fijaremos el AMR de velocidad en 0.5 m/s.

Ahora variaremos el tamaño base de los orificios y de la precámara para encontrar el óptimo que nos minimice el tiempo de cálculo sin afectar a los resultados. Realizamos una primera simulación manteniendo el AMR de velocidad en 0.5 m/s.



(a) Malla para AMR 0.5 con mayor tamaño de celdas

(b) Malla para AMR 0.5

Figura 3.24: AMR 0.5 distinto tamaño de celdas

Como vemos en la figura 3.24 la variación en los resultados es mínima. Se puede apreciar que las mallas son muy similares con la pequeña diferencia del tamaño de las celdas en los orificios como se puede apreciar en las imágenes. Sin embargo, este cambio del tamaño no afecta en gran medida al cálculo, ya que se ha calculado el gasto másico trasegado por los orificios y la diferencia entre estos es menor del 2 por ciento, como se puede apreciar en la gráfica 3.25, que representa la evolución del gasto másico para distintos ángulo de cigüeñal donde el ángulo 90° representa el PMS, por lo que el error es asumible teniendo en cuenta la reducción en el tiempo de cálculo.

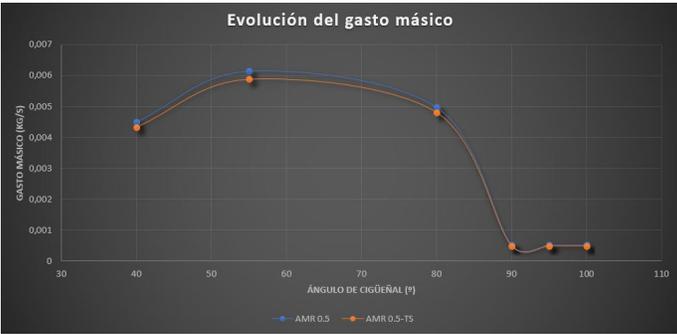


Figura 3.25: Evolución del gasto másico para distintas mallas

Para ver si podemos seguir reduciendo el tiempo de cálculo, decidimos realizar otra simulación con un AMR de velocidad de 1 m/s , pero en este caso al aumentar el tamaño de malla más reducir el refinamiento por velocidad la malla resultante es de mala calidad por lo que la descartamos.

Por último realizamos una simulación fijando el AMR de velocidad en 1 m/s, manteniendo el tamaño las celdas de los orificios y reduciendo el tamaño de las celdas de la precámara, sin embargo los resultados son muy similares a los otros casos con el inconveniente que al reducir el tamaño de las celdas de la precámara el tiempo de cálculo aumenta, a pesar de que el AMR de velocidad es de 1 m/s. Con este caso se ha llegado a la conclusión de que para refinar la precámara es mejor hacer incapié en el AMR, ya que las velocidades en el interior de esta no son muy elevadas y necesitamos captar las pequeñas variaciones. Sin embargo, para refinar los orificios es mejor actuar sobre su tamaño de celdas, ya que se trata de componentes muy pequeños y necesitamos un tamaño de celda lo suficientemente pequeño para poder calcular con gran detalle la ley de pared.

Por lo tanto, una vez realizado este estudio decidimos quedarnos con el caso de AMR de velocidad

de 0.5 m/s, un tamaño de las celdas de la precámara 8 veces menor y un tamaño de las celdas en los orificios 16 veces menor que el de la precámara principal.

Capítulo 4

Resultados

4.1. Resultados experimentales

Como ya se ha comentado, una vez se realiza el ensayo los datos de los sensores son recogidos por el PC y se postprocesan en *Matlab*. En la figura 4.1 se puede ver la curva de presión de distintos ensayos para un dosado relativo de 0,9.

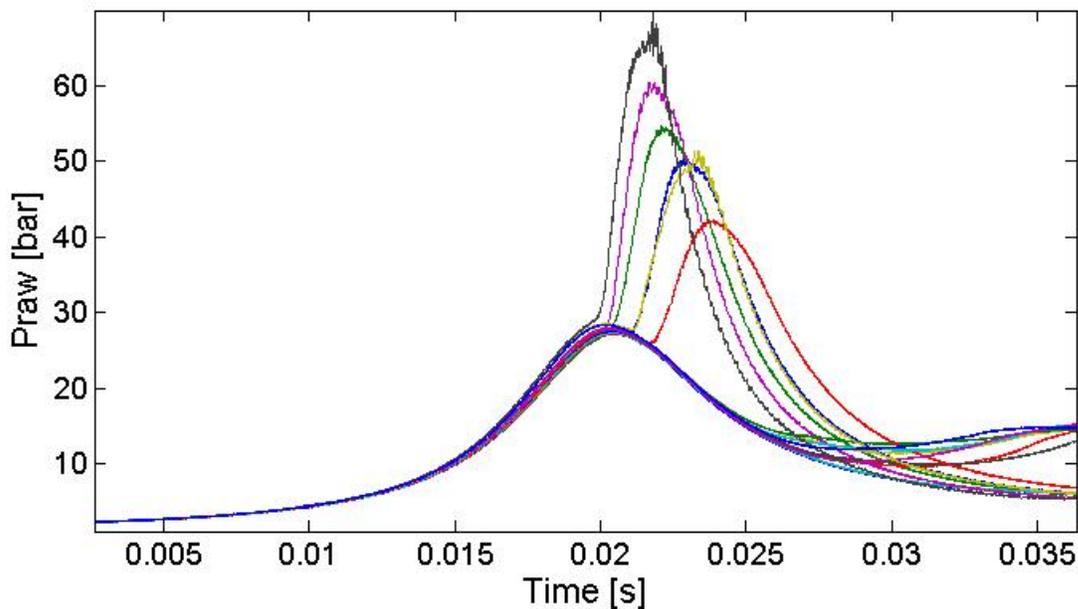


Figura 4.1: Tiempo frente a presión

Se ha decidido representar la gráfica para un dosado de 0,9, ya que para este dosado los problemas de inestabilidad de la combustión y de autoencendido de la mezcla son más pronunciados que para un dosado relativo igual a la unidad y se pueden apreciar mejor.

Por una parte, si nos fijamos en los picos de presión, podemos ver como solo se consigue realizar la combustión en 6 de los casos ensayados. Este es uno de los mayores problemas que se tiene, porque como se puede ver en la mayoría de los casos el frente de llama no progresa. Esta inestabilidad de la combustión puede ser debida a que el combustible no está distribuido de manera uniforme por el

interior de la precámara o a que la turbulencia generada es insuficiente, es decir, no aporta la energía necesaria para realizar la combustión.

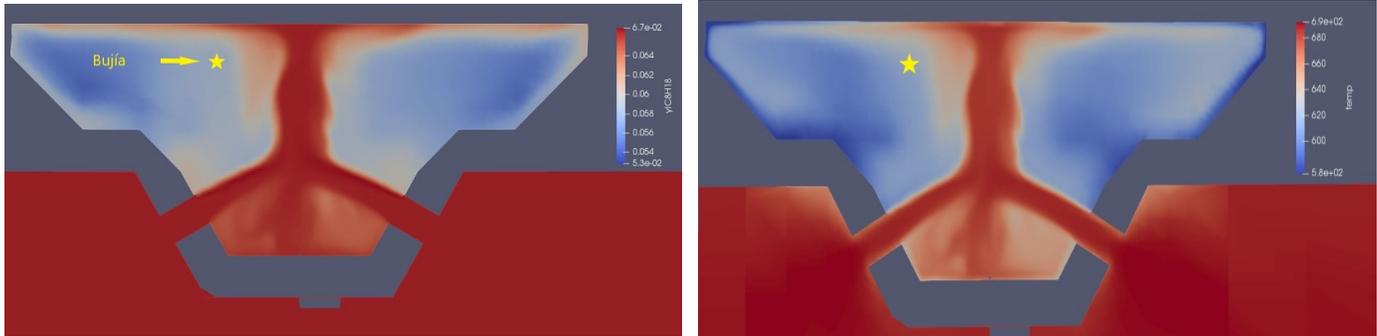
En los casos en los que tiene lugar la combustión podemos ver que hay mucha dispersión cíclica entre ellos, esto nos puede indicar que la turbulencia en el interior de la precámara es reducida, por tanto, la variabilidad entre los casos aumenta. Además en algunos de los casos en los que se ha realizado la combustión tenemos autoencendido de la mezcla como se puede apreciar en el rizado de la curva de la presión. Esto es debido a que el frente de llama no progresa suficientemente rápido por la cámara principal de combustión y debido a las altas presiones parte de la mezcla a la que aún no ha llegado la llama se autoenciende por compresión.

Por estos motivos, se decidió emplear la simulación en CFD para poder esclarecer con más precisión que estaba ocurriendo en el interior de la cámara de combustión de la máquina de compresión rápida. Como ya se verá en el capítulo de resultados, uno de los principales motivos por los cuales existe dispersión cíclica y en algunos casos no se consigue realizar la combustión, es que el combustible no está bien distribuido en la precámara de combustión y, por tanto, hay zonas cercanas a la bujía en las cuales se alcanzan los límites de inflamabilidad del isoctano y no se consigue prender.

4.2. Resultados precámara inicial

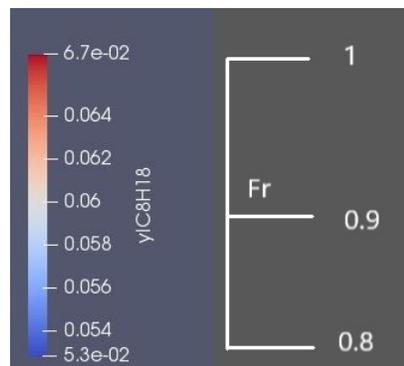
Por último queda presentar los resultados obtenidos que se dividiran en cuatro subapartados dependiendo de la geometría de la precámara utilizada. Las imágenes que se muestran en todos los casos se han realizado para el punto donde salta la bujía, excepto para el caso inicial donde se realizado un desarrollo más detallado.

Partiendo del caso base, podemos ver en las siguientes imágenes los contornos de temperatura y fracción másica de combustible para la precámara inicial en el punto donde salta la bujía.



(a) Distribución del dosado

(b) Contornos de la temperatura



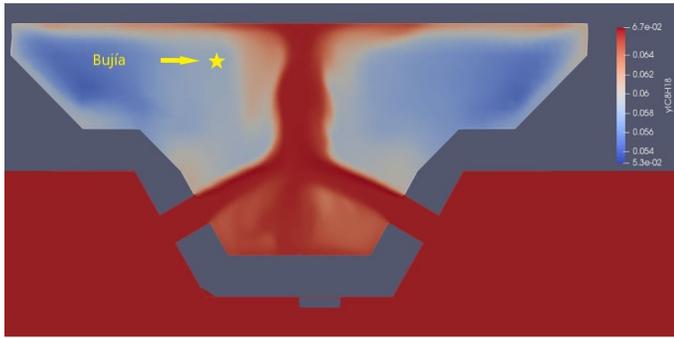
(c) Escala de la fracción másica de combustible y dosado relativo

Figura 4.2: Contornos de fracción másica del combustible y temperatura

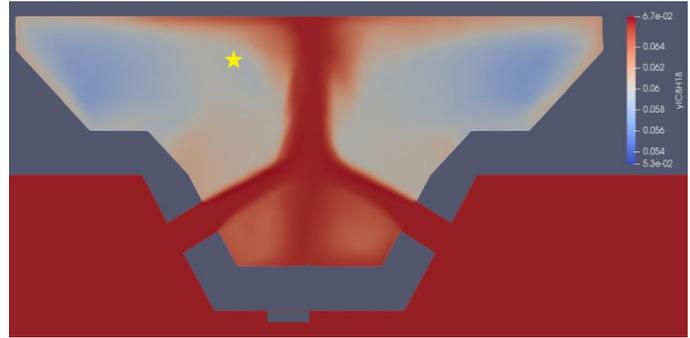
En las imágenes 4.2 se puede apreciar el mayor problema que ha presentado la utilización de una precámara, la distribución uniforme del dosado. Como se puede observar en la figura 4.2 que muestra la distribución del dosado y los contornos de temperatura en el punto donde salta la bujía, el combustible no está distribuido de forma uniforme por la precámara sino que se concentra en una zona central debido a la interacción del chorro procedente de los distintos orificios, como se podrá ver en imágenes posteriores. Si nos fijamos en la escala, que nos servirá también para los siguientes casos, hay zonas donde el dosado relativo cae 0,2 puntos, es decir, si inicialmente nuestro dosado relativo

en la cámara principal es de 1, habrá zonas en la precámara donde este tendrá un valor de 0,8 o incluso inferior. En cuanto a los contornos de temperatura tienen la misma forma que la distribución del combustible en la precámara, lo que nos indica que existe un gradiente térmico originado por la no homogeneización de la precámara.

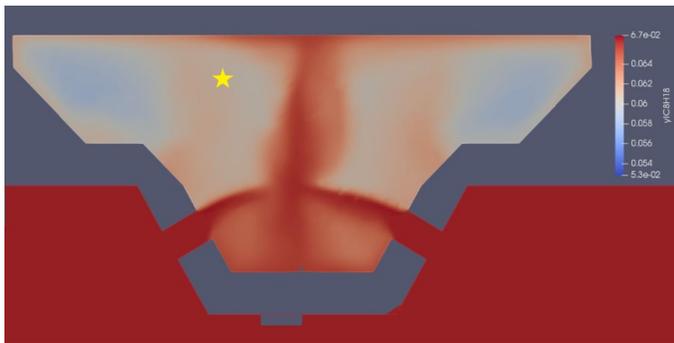
Evolución del dosado



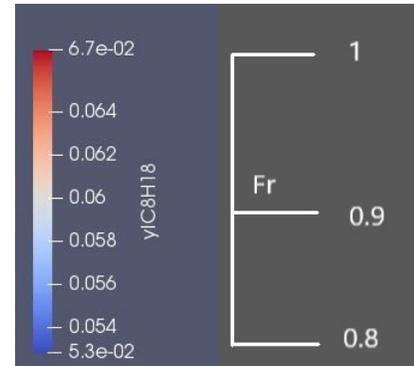
(a) Distribución del dosado donde salta la bujía



(b) Distribución del dosado cerca del PMS (80°)



(c) Distribución del dosado en el PMS

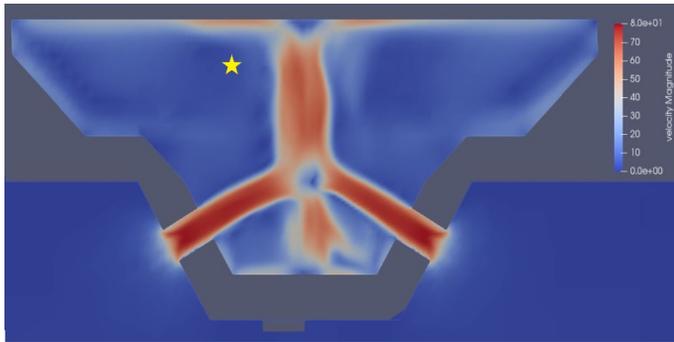


(d) Escala

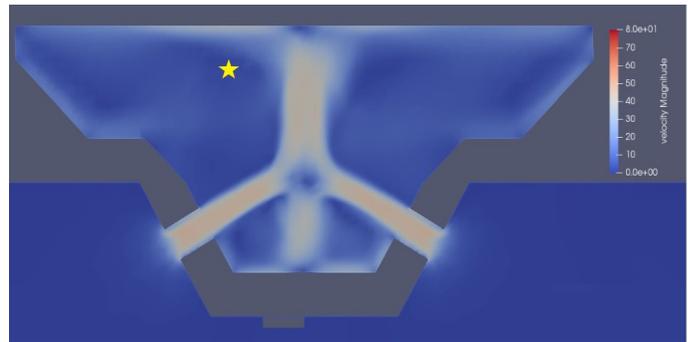
Figura 4.3: Evolución de la fracción másica de combustible

Como se observa en la figura 4.3 el combustible se homogeneiza conforme vamos avanzando en la carrera, sin embargo, sigue existiendo una zona central más rica que las zonas laterales de la precámara y como ya se ha visto en la figura 4.2 en el punto donde salta la bujía la homogeneización es inexistente. Además, como se podrá ver en imágenes posteriores la energía turbulenta en el interior de la precámara tiene un valor muy bajo, por lo que, al tener poca turbulencia se tiene dispersión cíclica en los ensayos. Por otra parte, si se redujera el dosado relativo, es decir, realizáramos el ensayo con un dosado relativo de 0.9, habría zonas que estaría muy cercanas al límite de inflamabilidad del dosado.

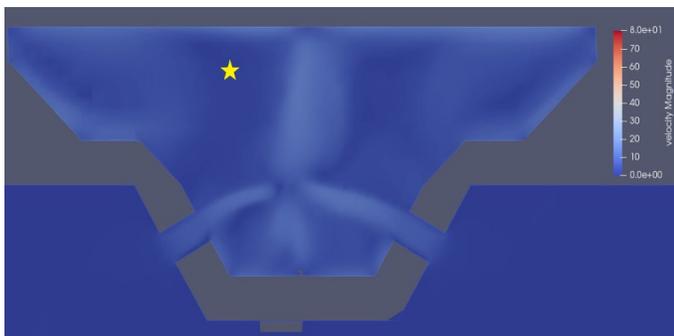
Evolución de la velocidad



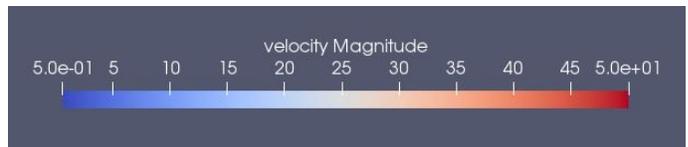
(a) Contornos de velocidad donde salta la bujía



(b) Contornos de velocidad cerca del PMS (80°)



(c) Contornos de velocidad en el PMS



(d) Escala de la velocidad

Figura 4.4: Evolución de la velocidad

Como se puede apreciar en la figura 4.4 en los contornos de la velocidad existe un punto en el centro de la precámara donde la velocidad es prácticamente nula debido a esta interacción de los chorros. Esto crea una zona donde la velocidad es positiva hacia arriba y dos zonas de recirculación que no tienen la suficiente energía para distribuir el combustible. Como es lógico la velocidad de entrada va disminuyendo conforme se avanza en la carrera debido al aumento de la presión, por lo que, la zona de recirculación es cada vez más débil. Esto se puede apreciar mejor en la figura 4.5 que representa los vectores de velocidad. La interacción de los chorros que se ha visto conlleva a que la turbulencia generada en el interior de la precámara no sea suficiente como para repartir el combustible por esta en un tiempo razonable, por tanto, como ya hemos dicho se crea una zona central de dosado rico. Las siguientes imágenes que muestran la energía cinética turbulenta nos servirán mejor para explicar el problema obtenido.

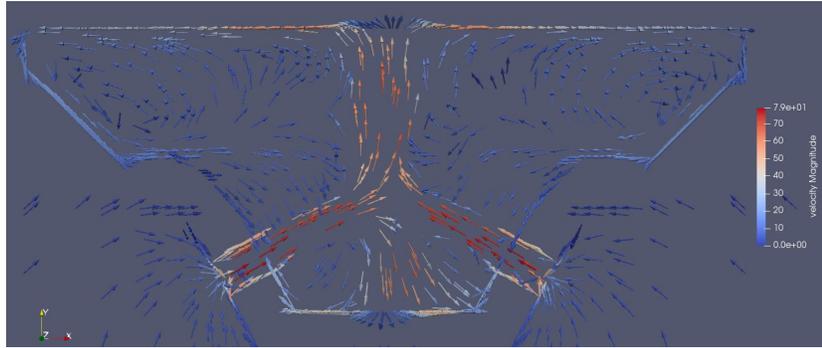
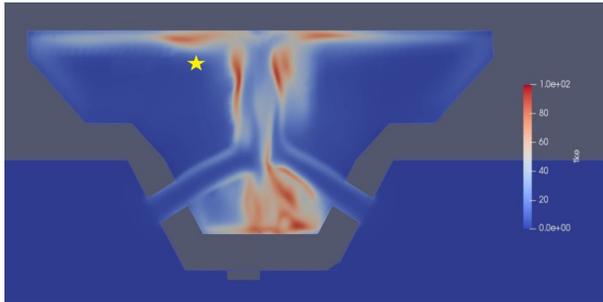


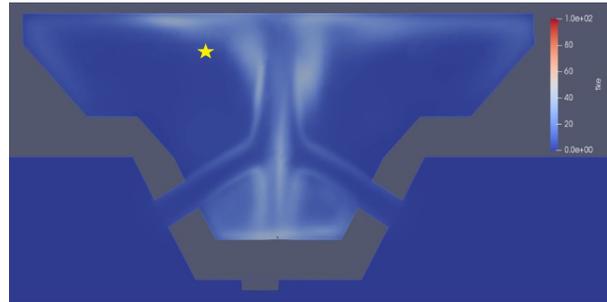
Figura 4.5: Vectores de velocidad

Evolución de la energía cinética turbulenta

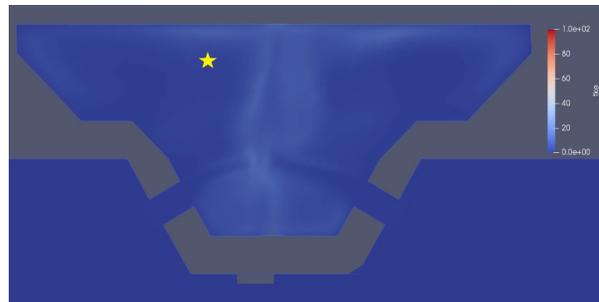
En la figura 4.6 se puede ver como la energía cinética turbulenta se va atenuando conforme avanzamos en la carrera debido a la disminución de la velocidad de entrada. Por otra parte, en el punto donde salta la bujía la turbulencia generada es insuficiente para distribuir el combustible de una manera uniforme i además la poca turbulencia generada provoca un problema de dispersión cíclica además de que la poca turbulencia afecta a la propagación de la llama. Por tanto, viendo los problemas del caso inicial se ha decidido variar la geometría de la precámara para conseguir una mejor homegeinización y una mayor turbulencia que nos permitan solucionar los problemas presentadas.



(a) Contornos de TKE donde salta la bujía



(b) Contornos de TKE cerca del PMS (80°)



(c) Contornos de TKE en el PMS

Figura 4.6: Evolución de la energía cinética turbulenta

4.3. Resultados con variaciones de la precámara

4.3.1. Resultados con desplazamiento de los orificios

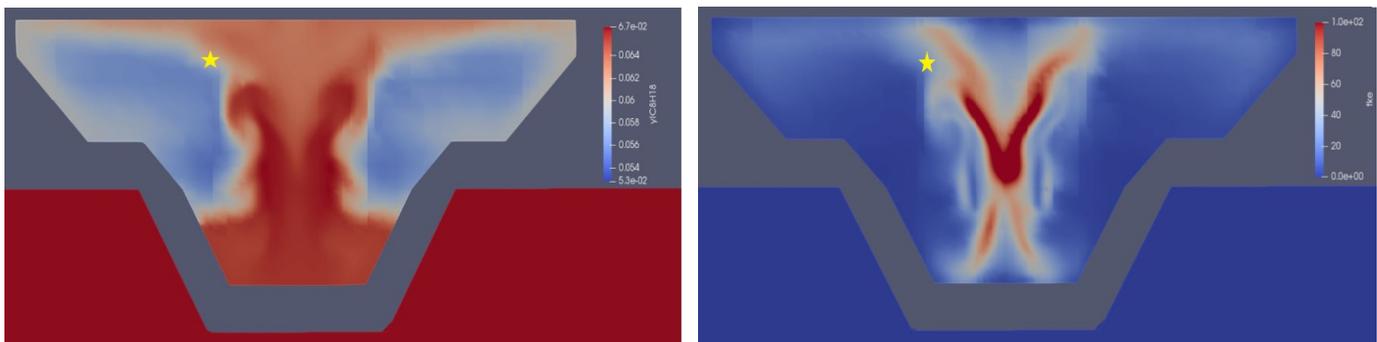
Para solucionar el problema de la interacción de los orificios y conseguir una mejor distribución del combustible en el interior de la precámara se intenta crear un movimiento de swirl en el interior esta desalineando los orificios. De esta forma se consigue que la interacción entre ellos sea menor además que el movimiento de swirl puede ayudar en la distribución del combustible. De aquí en adelante se van a analizar fundamentalmente la distribución de dosado y TKE en el momento de descarga de la bujía, por su influencia sobre el proceso de encendido, que ya se ha visto que es fundamental.

Se simularon tres casos diferentes, el primero moviendo los orificios 1 mm del eje central, el siguiente moviendolos 1.5 mm y el último 2 mm. Los resultados se presentan a continuación:

Desplazamiento de 1 mm

Cabe destacar en primer lugar, que se ha fijado el estudio en el punto donde salta la bujía, ya que, se considera importante obtener una buena homogeneización del combustible ya desde el inicio, además es un punto crítico para solucionar el problema de la dispersión cíclica.

En este primer caso vemos como, respecto al caso de la precámara inicial la zona cilíndrica de dosado rico que se formaba tiene un volumen mucho mayor debido al swirl generado por el desplazamiento de los orificios. Esto es muy beneficioso ya que si conseguimos que esta zona sea mayor, aunque el combustible no esté uniformemente distribuido por la precámara, conseguiremos que cuando salte la chispa de la bujía siempre haya una zona alrededor de esta donde el dosado relativo es como mínimo de 0,8.



(a) Distribución del dosado para la posición 1

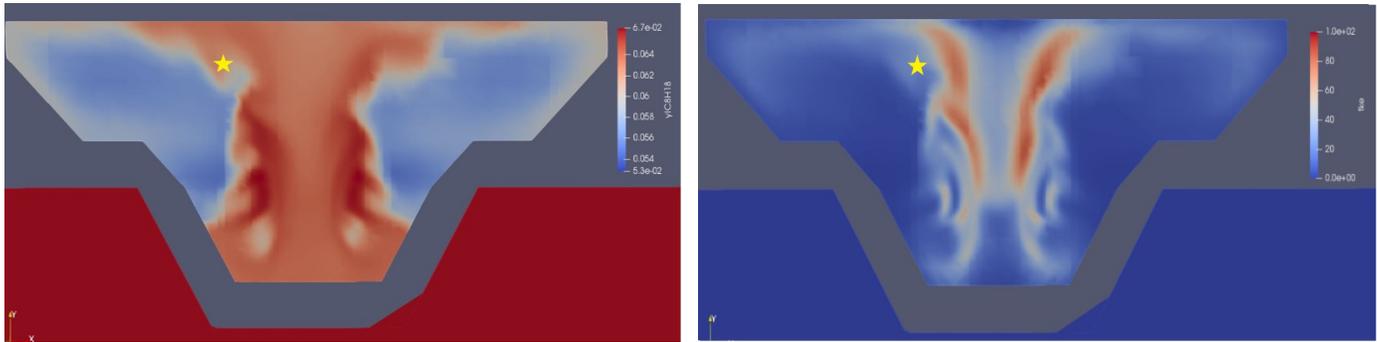
(b) Contornos de TKE para la posición 1

Figura 4.7: Contornos de dosado y TKE para P1

En la imagen de la TKE, 4.7 (derecha) se puede ver como se forma una zona central donde la energía turbulenta es elevada respecto a los otros casos debido a la interacción que siguen teniendo los chorros. Sin embargo, al igual que en el caso inicial la energía turbulenta solo es elevada en el centro y no es lo suficientemente elevada como para distribuir el combustible antes de que salte la chispa.

Desplazamiento de 1.5 mm

Si seguimos aumentando el desplazamiento lo que ocurre es que la zona cónica que se forma es mayor pero en este caso el dosado no está tan concentrado como en la anterior sino que está más distribuido por toda la precámara. Además si nos fijamos en la figura 4.8 (derecha), que representa los contornos de la energía cinética turbulenta vemos como esta es menor que en el caso anterior, por lo que, aunque mejoremos la distribución del combustible la turbulencia generada es menor y por tanto, seguiremos teniendo el problema de dispersión cónica por lo que hay que encontrar un equilibrio entre homogeneización y turbulencia.



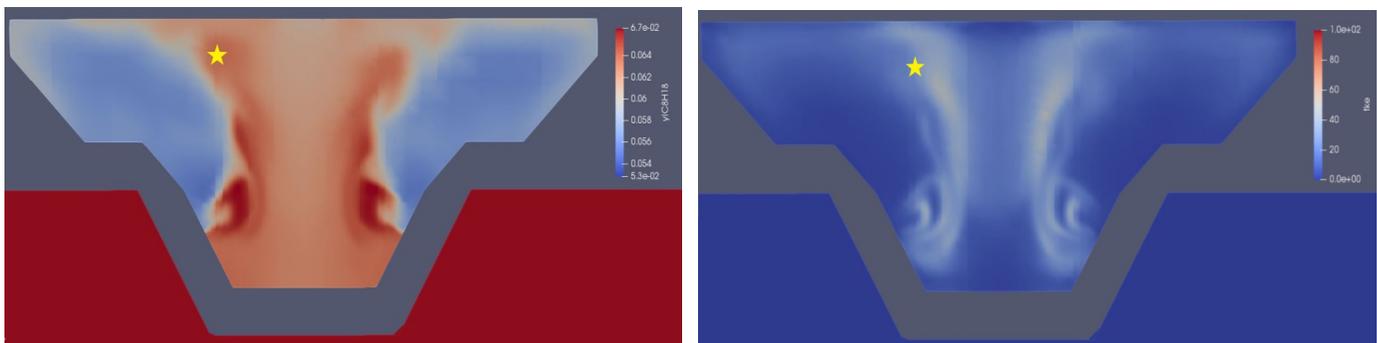
(a) Distribución del dosado para la posición 2

(b) Contornos de TKE para la posición 2

Figura 4.8: Contornos de dosado y TKE para P2

Desplazamiento de 2 mm

En este caso como se puede ver en las siguientes imágenes si seguimos aumentando el desplazamiento se empieza a formar una especie de torbellino por la interacción de los chorros de los orificios por lo que la zona cónica que se formaba anteriormente se empieza a invertir y se crea una zona en el centro de la precámara en la cual el dosado es menor que en las zonas más laterales. Además en este caso la energía cinética turbulenta es aún menor por lo que queda totalmente descartado.



(a) Distribución del dosado para la posición 3

(b) Contornos de TKE para la posición 3

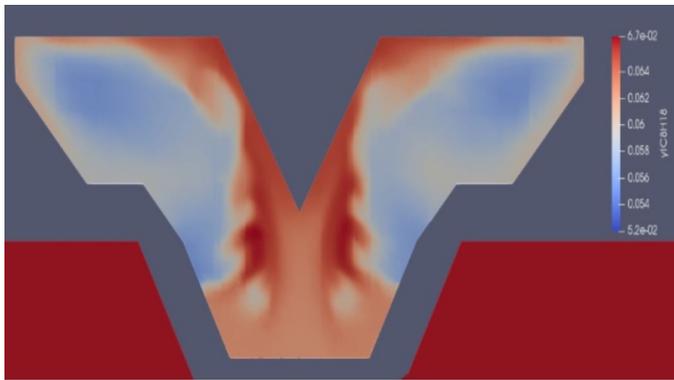
Figura 4.9: Contornos de dosado y TKE para P3

4.3.2. Resultados de la precámara con cono

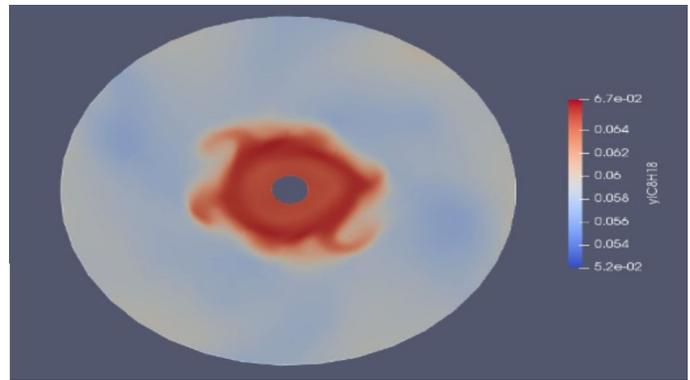
Como la distribución del dosado seguía sin ser óptima se optó por implementar un cono en la parte superior de la precámara que permitiera distribuir el combustible de manera más uniforme, utilizando a la vez el movimiento de swirl ensayado en el apartado anterior ya que se vió que mejoraba la distribución del combustible. Para estos casos se optó por un desplazamiento de los orificios de 1.5mm. Se ensayaron dos tamaños de cono que se presentan a continuación.

Cono pequeño

Inicialmente se optó por un cono de 8 mm de diámetro y 6,5 mm de profundidad con la intención de que pudiera redistribuir mejor el dosado en el interior de la precámara, a este cono lo conoceremos como el cono pequeño. En el caso del cono pequeño se esperaba que este pudiera ayudar a distribuir mejor el combustible en el interior de la precámara pero como se puede ver en la imagen el combustible simplemente se queda pegado a las paredes de este.



(a) Distribución del dosado



(b) Distribución del dosado plano horizontal

Como vemos en las imagenes anteriores a pesar de la utilización del cono el combustible sigue sin distribuirse por el interior de la precámara, sin embargo si nos fijamos en los vectores de velocidad que se ven en la siguiente figura, podemos apreciar como si que existe un campo de velocidades que debería distribuir el combustible por toda la precámara, pero parece ser que no es suficientemente potente para hacerlo en el tiempo deseado.

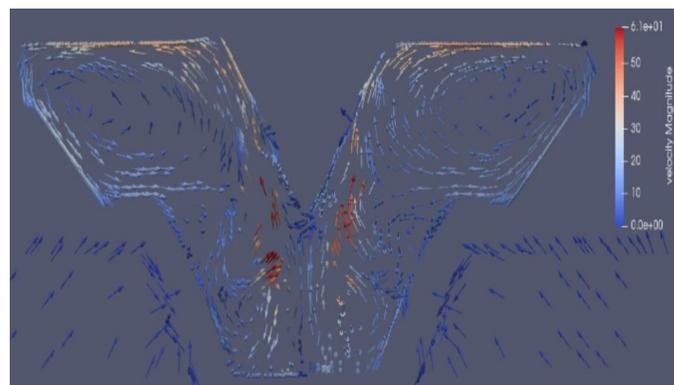
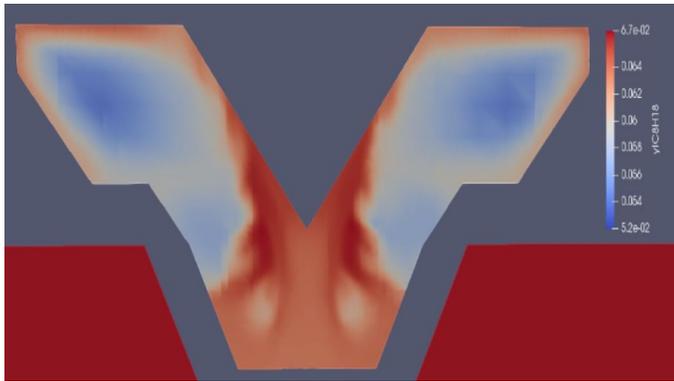


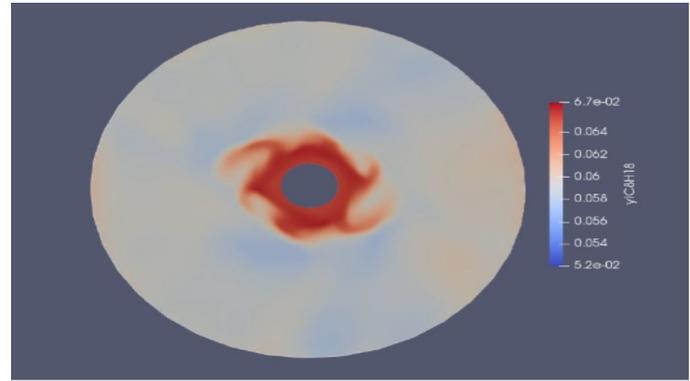
Figura 4.11: Vectores de velocidad

Cono grande

Como la interacción que tenía el cono pequeño no era suficiente decidimos aumentar su tamaño y colocar un cono de 10 mm de diámetro y 8 mm de profundidad para que este rompiera la interacción de los orificios y generara un campo turbulento lo suficientemente potente como para que el combustible se distribuyera uniformemente por toda la precámara.



(a) Distribución del dosado



(b) Distribución del dosado plano horizontal

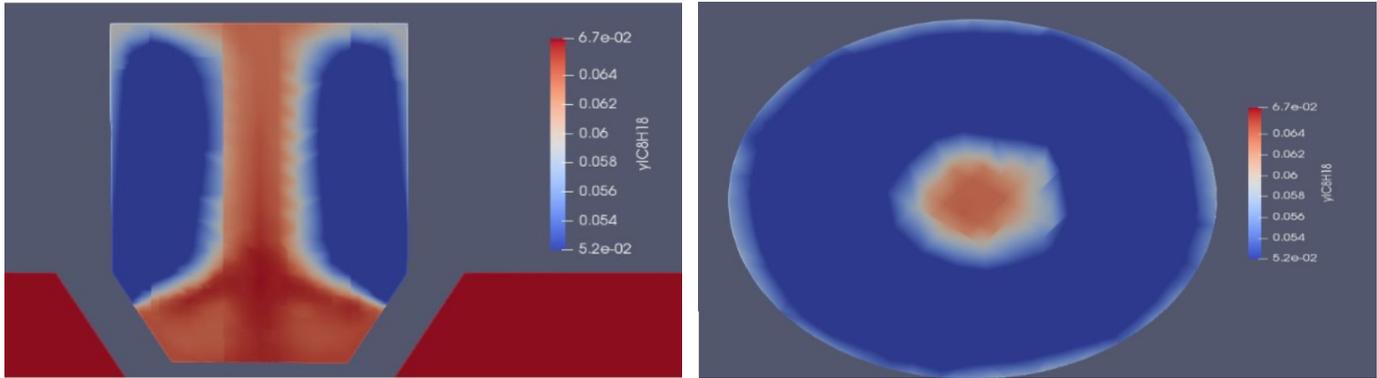
Como podemos ver en las imágenes, existe una mejora respecto al caso anterior, ya que se puede apreciar en la imagen del plano horizontal que en el interior de la precámara el dosado relativa se sitúa en un valor de 0,8 con lo que siempre deberíamos ser capaces de iniciar la mezcla. Sin embargo la utilización de un cono quedaría descartada ya que, además de que los resultados siguen sin ser lo suficientemente buenos, existen grandes inconvenientes en la implementación de este, entre los cuales destaca la dificultad para colocar la bujía y el inyector en la precámara.

4.3.3. Precámara cilíndrica

Por último como se observaba que siempre se forma una zona cilíndrica donde el dosado era mayor se decidió cambiar por completo la geometría de la precámara y utilizar una precámara cilíndrica donde el combustible pudiera estar más concentrado. En este tipo de precámara se realizaron varios ensayos:

Precámara cilíndrica caso base

El primer ensayo que realizamos en la nueva precámara cilíndrica es el mismo que realizamos con la anterior precámara, una simulación básica con los parámetros de diseño.



(a) Distribución del dosado

(b) Distribución del dosado plano horizontal

En este caso se esperaba que se formara una zona cilíndrica donde el combustible estuviera distribuido de manera uniforme en el interior de toda la precámara, sin embargo vemos que la zona que se forma no es del tamaño de la precámara sino que siguen quedando zonas donde la proporción de combustible es inferior. Esto es debido, como se puede ver en la siguiente imagen, a la interacción del chorro de los orificios por lo que vamos a desalinearlos para intentar reducirla.

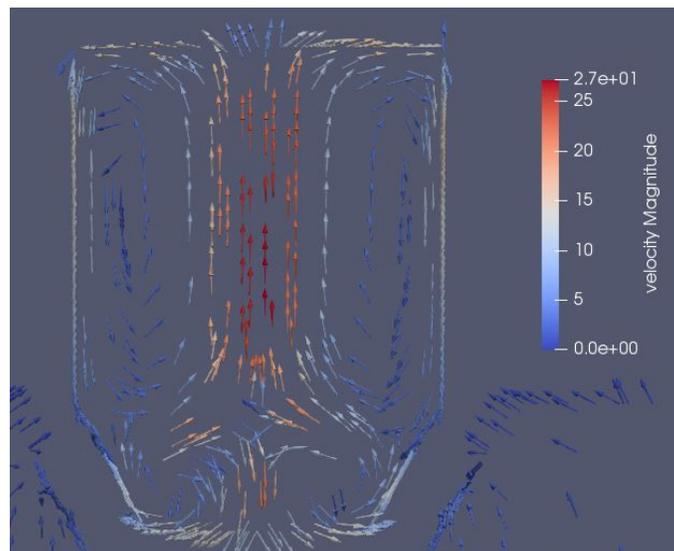
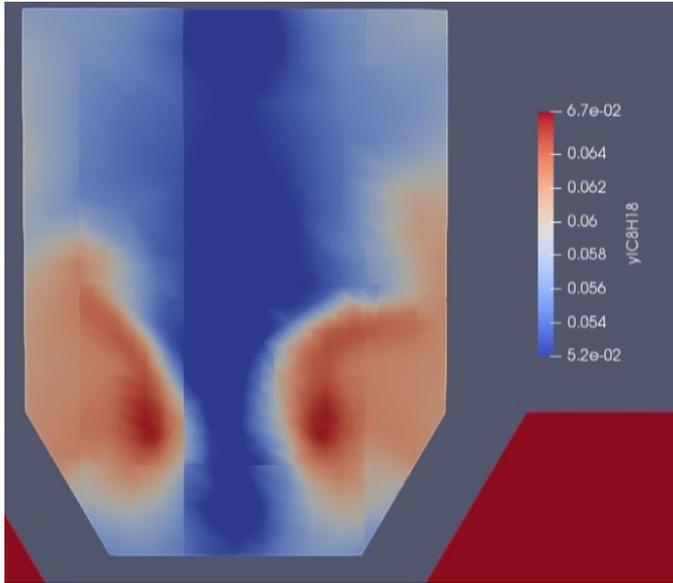


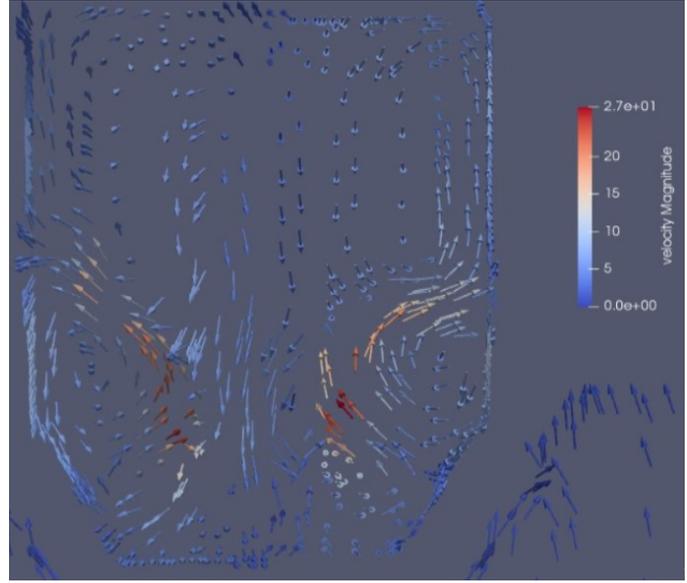
Figura 4.14: Vectores de velocidad

Precámara cilíndrica con swirl

Ahora hemos introducido el movimiento de swirl en la precámara cilíndrica con la intención de distribuir mejor el combustible en la precámara sin embargo, como podemos ver en las siguientes imágenes, como el volúmen de esta precámara es menor el torbellino que se produce choca contra las paredes y no es capaz de distribuir uniformemente el combustible.



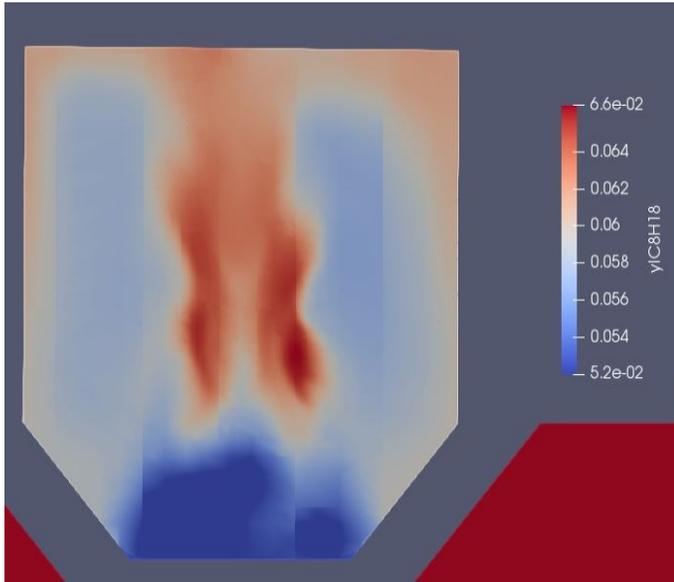
(a) Distribución del dosado



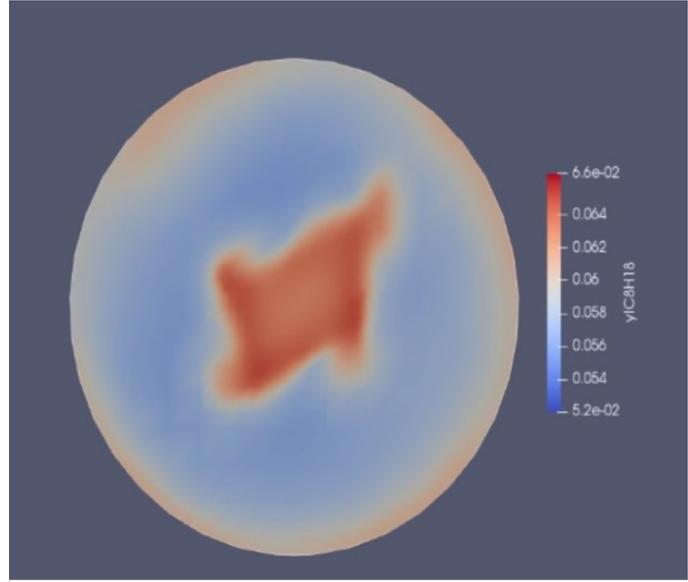
(b) Distribución del dosado plano horizontal

4.3.4. Precámara cilíndrica con diferente ángulo de entrada y swirl

Para evitar la interacción de los chorros anterior se optó por cambiar el ángulo de entrada de los orificios y a la vez aumentar un poco el volumen de la precámara. Con esto cambiamos el ángulo de entrada de 60° a 45° , consiguiendo, para que estos impacten en un punto más alto y el combustible llegue a las partes altas de la precámara. Con esto se han conseguido unos buenos resultados como se puede ver en las siguientes imágenes. Cabe destacar que para este caso también se ha introducido el movimiento de swirl.



(a) Distribución del dosado



(b) Distribución del dosado plano horizontal

Como se puede ver en las imágenes anteriores, el chorro de los orificios choca más arriba por lo que se consigue que el torbellino que se forma distribuya el combustible de manera uniforme a lo largo de la precámara. Esta geometría nos podría asegurar conseguir siempre la ignición y evitar el problema de variabilidad que teníamos.

4.3.5. Conclusiones de los resultados

Por último queda discutir los resultados obtenidos y proponer soluciones que den continuación a este proyecto.

Como se ha visto en el capítulo de resultados el principal problema que se tiene es que el combustible no se distribuye de manera uniforme por la precámara. Lo que sucede en términos de dosado, es que, este cae 0,2 puntos en algunas zonas de la precámara, en la mayoría de casos ensayados. Es decir, si al inicio tenemos en la cámara principal un dosado relativo igual a la unidad, al realizar la compresión en algunas zonas de la precámara el dosado será igual a 0,8 o en algunos casos incluso inferior. Esto sucede de manera análoga si el ensayo lo realizamos con un dosado relativo de 0.9, donde en este caso habrá zonas de la precámara donde el dosado relativo sea de 0.7, que se corresponde con el límite de inflamabilidad del isoctano, lo que explicaría el porqué en algunos ensayos no se consigue realizar la combustión o la combustión es inestable. Por tanto, si consiguiéramos homogenizar el combustible en el interior de la precámara en un tiempo razonable o al menos conseguir que ninguna zona tenga un dosado relativo menor a 0,9 cuando salta la chispa este problema debería de quedar resuelto. Como hemos visto, el caso que más se acerca a esta condición es el de la precámara cilíndrica con diferente ángulo de entrada y swirl.

Para poder discutir los resultados de una forma más matemática se ha definido un factor para determinar de una forma objetiva que caso proporciona una mejor distribución del combustible. A este factor lo llamaremos factor *Dist* y determina el volumen de la precámara en el cual es dosado relativo es superior a 0.88, respecto al volumen total de la precámara. Este valor se ha elegido en base a los resultados de la precámara con diferente ángulo de entrada y swirl, ya que, casi todo el volumen de esta precámara tiene un dosado relativo mayor que 0,88.

En la tabla 4.17 se muestran los valores del factor *Dist* para los distintos casos ensayados.

Como se puede ver en la tabla 4.17 el factor es bajo para todos los casos ensayados, alrededor del 15 por ciento, excepto para el caso de la precámara cilíndrica con diferente ángulo de entrada y con swirl. Esto reafirma lo que estábamos viendo en las imágenes del anterior capítulo. Lo que nos viene a decir esta tabla es que solo se alcanza un dosado rico en una zona central y pequeña de la precámara mientras que en la gran mayoría de esta el dosado está cerca de los límites de inflamabilidad del isoctano lo que dificulta la correcta combustión. Por tanto, para solucionar el problema necesitamos de una precámara cilíndrica o más compacta que la inicial que permita una correcta homogenización. Sin embargo, inicialmente se eligió esta geometría por motivos espaciales, ya que, necesitamos espacio para poder colocar tanto la bujía como el inyector en el caso de que posteriormente quisieramos hacer un sistema activo.

Por tanto, como conclusión final, si deseamos realizar un sistema TJI pasivo es recomendable utilizar una precámara compacta y con una geometría simple. En cambio, si queremos utilizar un sistema TJI activo, como se necesita de espacio para poder colocar la bujía y el inyector, si queremos una combustión más estable en la que se pueda alcanzar una mayor energía en la combustión, podremos utilizar la precámara inicial.

Este sistema activo será la continuación de este proyecto, en el cual se realizará una inyección en la precámara de combustión y se analizará la eficiencia de la combustión.

CASO	FACTOR DIST
Precámara inicial	8,7%
Desplazamiento 1mm	12,8%
Desplazamiento 1.5 mm	19,0%
Desplazamiento 2 mm	8,0%
Cono pequeño	18,5%
Cono grande	21,7%
Precámara cilíndrica	19,8%
Precámara cilíndrica con swirl	15%
Precámara cilíndrica diferente ángulo con swirl	75,2%

Figura 4.17: Factor Dist de los casos ensayados

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

El presente proyecto ha permitido ampliar los conocimientos en motores de combustión interna y en especial en motores de gasolina con carga estratificada. El proyecto ha ayudado al autor a afianzar y a ampliar los conceptos aprendidos en las asignaturas de *Motores alternativos y Combustión*. Además se han obtenido grandes conocimientos en simulación en CFD, herramienta de vital importancia para la solución de problemas de gran complejidad analítica.

Como ya se ha visto, este trabajo se ha basado en los motores de combustión interna de gasolina con carga estratificada. Para ello, se ha hecho uso de la máquina de compresión y expansión rápida que nos permite realizar la combustión en un ambiente controlado. Además para solucionar los problemas vistos en los ensayos se ha empleado la simulación en CFD que nos ha permitido encontrar una solución al problema de inhomogeneidad del combustible.

Como ya se ha visto, los resultados del ensayo no estaban siendo los esperados, ya que la combustión se volvía inestable o simplemente no se conseguía prender la mezcla pero la simulación en CFD nos ha permitido comprender que sucede en el interior de la RCEM, con gran precisión, al realizar el ensayo experimental. Además con la simulación CFD se ha entendido que para realizar un sistema TJI pasivo es necesario optimizar la geometría para conseguir una buena homogeneización del dosado y generar la turbulencia necesaria para estabilizar la combustión.

Los parámetros que más importancia han tenido en el estudio han sido: la fracción másica de combustible, el campo de velocidades en la precámara y la energía turbulenta. Como ya se ha visto en las geometrías ensayadas el combustible no está distribuido uniformemente por el interior de la precámara debido a la interacción de los chorros y a que la energía turbulenta generada no es suficiente. Por tanto, viendo los resultados podemos concluir en este TFG que:

- La precámara de combustión debe de ser lo más compacta posible y se han de evitar las geometrías complejas, siempre que se tenga espacio para colocar el inyector y la bujía.
- Es necesario que los chorros de los diferentes orificios interfieran lo mínimo, por lo que, hay que aplicarles un desfase para que esta interacción se minimice.
- El ángulo de entrada de los orificios debe de ser menor de 100° para permitir una homogeneización de la mezcla.
- Se necesita una precámara compacta donde la turbulencia sea mayor y no se disipe tan rápidamente.

De todas formas, si necesitamos mantener nuestra geometría de la precámara, ya sea por insuficiente espacio o otros motivos, se deberá utilizar un sistema TJI activo, ya que, al inyectar combustible directamente en la precámara se debería evitar el problema de la inhomogeneidad a pesar de que la turbulencia sea insuficiente, pero se tendría que analizar la propagación de la llama para poder concluir que se ha eliminado también la dispersión cíclica. Este sistema activo será la continuación de este proyecto en el cual se realizarán diversos ensayos en la RCEM para confirmar que la combustión es estable y tiene la suficiente energía si se utiliza un sistema TJI activo.

Otra continuación que se le podría dar al proyecto sería realizar ensayos CFD donde se realiza la inyección en la precámara, es decir, ensayos CFD de un sistema TJI activo o realizar las simulaciones CFD incorporando la combustión para poder analizar cómo evoluciona el frente de llama en la precámara.

Bibliografía

- [1] Gerald Gentz, Masumeh Gholamisheeri, Elisa Toulson. " *A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization*", en Department of Mechanical Engineering (2017).
- [2] Gerald Gentz, Bryce Thelen, Masumeh Gholamisheeri, Paul Litke, Adam Brown , John Hoke , Elisa Toulson. " *A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine*", en Department of Mechanical Engineering (2015).
- [3] Elisa Toulson and Harold J. Schock. " *A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems*", en Department of Mechanical Engineering (2010).
- [4] Turkish M.C., " *3-Valve Stratified Charge Engines: Evolvment, Analysis and Progression*", SAE Technical Paper 1974.
- [5] Noguchi, N., Sanda, S. y Nakamura, N. " *Development of Toyota Lean Burn Engine*", SAE Technical Paper 760757, 1976.
- [6] Date T. y Yagi, S. " *Research and Development of Honda CVCC Engin*", SAE Technical Paper 740605, 1974.
- [7] Nilov, N. A. " *Features of Carburetor Engines with Torch Ignition*", Automobilnaya Promyshlennost, USSR, Nov. 8, 1958.
- [8] Heintz, R. M. " *Internal Combustion Engine*", Unites States Patent No. 2884913, 1959.
- [9] Cristina Vázquez Vidal. " *Análisis del desarrollo de la combustión bajo condiciones de carga homogénea mediante el uso de la máquina de compresión y expansión rápida*", Centro de Motores Térmicos(2017).
- [10] M° Esther Olmos García. " *Estudio de la homogenidad en temperatura de la carga en el interior de una máquina de compresión rápida*". Centro de Motores Térmicos (2015).
- [11] Francisco Payri J.M.Desantes. " *Motores de combustión interna alternativos (4° Edición)*". Editorial Reverté (2011).
- [12] J.M. Desantes " *Apuntes de la asignatura de combustión*", Grado en Ingeniería Aeroespacial (2017).
- [13] Francisco Payri " *Apuntes de la asignatura de motores alternativos*", Grado en Ingeniería Aeroespacial (2017).

-
- [14] Pedro Martí "Apuntes de la asignatura de Ampliación de Mecánica de Fluidos", Grado en Ingeniería Aeroespacial (2017).
- [15] Beru "Detalles del producto", 2016. Recuperado de: <http://beru.federalmogul.com/es/encendido/descripciC3B3n-de-producto/tecnologia-deencendido/bujias-de-encendido/ultra-x-titan>
- [16] Pol Santos "¿Qué es la Turbulent Jet Ignition?", URL: <http://soymotor.com/articulos/que-es-la-turbulent-jet-ignition-923941> (2016).
- [17] - "Isoctano-Defici3n", URL: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/isooctano-definicion-significado/gmx-niv15-con194524.htm> (2018).
- [18] Wikipedia "K-epsilon turbulence model", URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/K-epsilon-turbulence-model> (2018).
- [19] Wikipedia "k-omega turbulence model", URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/K-omega-turbulence-model> (2018).
- [20] Wikipedia "2,2,4-trimetilpentano", URL: <https://es.wikipedia.org/wiki/2,2,4-trimetilpentano> (2018).

Parte II

Presupuestos

Capítulo 6

Presupuesto del proyecto

Para poder realizar el proyecto se necesita de una inversión económica para poder realizar los objetivos y encontrar hipótesis que nos permitan explicar que sucede en el interior de la precámara de combustión. En esta parte del proyecto se definirán esos gastos que el departamento ha tenido que realizar durante los meses que ha durado el proyecto.

6.1. Recursos empleados

El proyecto se basa principalmente en la simulación por ordenador pero tendremos en cuenta los gastos de utilización de la máquina para realizar los ensayos previos. Por tanto, podemos dividir los gastos en cuatro grupos principales: personal de trabajo, recursos materiales, equipo de trabajo e instalaciones.

6.1.1. Recursos de personal

CODIGO	FACTOR	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
MO01	h	Doctor	1
MO02	h	Ingeniero	1
MO03	h	Alumno	1

Figura 6.1: Recursos de personal

6.1.2. Recursos materiales

CODIGO	FACTOR	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
MA01	ud	Pistón	1
MA02	ud	Culata	1
MA03	ud	ECU	1
MA04	ud	Inyector	1
MA05	ud	Bujía y etapa de potencia	1
MA06	ud	RCEM	1
MA07	L	Iso-octano	0,1

Figura 6.2: Recursos materiales

6.1.3. Recursos de equipos

CODIGO	FACTOR	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
EQ01	ud	PC	2
EQ02	ud	Converge	1
EQ03	ud	SolidWorks	1
EQ04	ud	Paraview	1
EQ05	ud	Matlab	1

Figura 6.3: Recursos de equipos

6.1.4. Recursos de instalaciones

CODIGO	FACTOR	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
IN01	h	Despacho	1
IN02	h	Sala de ensayos	1

Figura 6.4: Recursos de instalaciones

6.2. Precios unitarios

En función del recurso a financiar se define su precio unitario. El cálculo de los recursos de personal se define a partir de su salario bruto y las horas de trabajo anuales. Sabiendo que un año de trabajo tiene 1800, podemos definir el precio unitario de los recursos de personal como:

$$u_{personal} = \frac{e_{anual}}{1800} \left[\frac{e}{h} \right] \quad (6.1)$$

Para el cálculo de los recursos materiales tenemos que dividirlos en dos. Si el artículo fue adquirido antes del proyecto se contempla como gasto de amortización, en cambio, si la compra se realiza durante el proyecto se computa como gasto directo del fabricante.

La amortización de los recursos se calcula relacionando la diferencia entre el valor de compra y el valor residual con el período de amortización considerado:

$$amort = \frac{V_a - V_r}{T_a} \left[\frac{e}{h} \right] \quad (6.2)$$

En este proyecto, los recursos materiales a amortizar son: la ECU, la etapa de potencia de la bujía y la RCEM. El resto de elementos (pistón, bujía, culata, inyector) se compraron en el período de tiempo de duración del proyecto.

En el caso de la ECU, teniendo en cuenta un precio de adquisición de 150 €y un periodo de amortización de 6 meses, se considera un precio unitario de explotación y amortización de 0,16 €/h. En cuanto a la RCEM, siendo su precio de compra de 335 000 €con un período de amortización de 10 años, su precio unitario de explotación y amortización es de 20 €/h.

Todos los precios unitarios de los materiales los podemos ver en la tabla 6.5.

En cuanto a los recursos de los equipos, se ha hecho uso de dos ordenadores similares. Uno con Intel Core i5 2.3 GHz y 4 GB de RAM y el otro con Intel Core i7 3.4 GHz y 16 GB de RAM. Como estos ordenadores fueron adquiridos antes de iniciar el proyecto el precio unitario se ha de establecer como amortización. Si asumimos un valor de compra de 1000 € y un periodo de amortización de 5 años el precio unitario es de 0.11 €/h.

Los programas empleados necesitan de una licencia para poder utilizarlos. Por una parte tenemos el programa Converge cuya licencia tiene un valor de 3000 €. Si fijamos el periodo de amortización en un año su precio unitario es de 1.67 €/h.

También se ha empleado el programa Matlab en su versión R2015b para el procesado de los datos experimentales, cuya licencia tiene un valor de 2000 €, por lo que si fijamos el periodo de amortización en un año su precio unitario es de 1.11 €/h.

Por otra parte tenemos los programas SolidWorks y Paraview. El primero su licencia es gratuita para los estudiantes de la universidad por lo que no contará como gasto. El software Paraview es libre, por lo que tampoco necesita licencia para operar, así que tampoco lo tendremos en cuenta en los gastos.

Por último es necesario tener en cuenta el gasto derivado del uso del despacho. Estos gastos incluyen agua, luz, material de oficina y seguro correspondiente. El precio unitario se fijará en 20 €/h.

CODIGO	FACTOR	DESCRIPCIÓN	UNIDADES	PRECIO UNITARIO
U01		Personal del proyecto		
MO01	h	Doctor	1	33 €/h
MO02	h	Ingeniero	1	22 €/h
MO03	h	Alumno	1	0
U02		Material incorporado en la máquina		
MA01	ud	Pistón	1	50 €
MA02	ud	Culata	1	635,25 €
MA03	ud	ECU	1	0,16 €/h
MA04	ud	Inyector	1	300 €
MA05	ud	Bujia y etapa de potencia	1	17 €
MA06	ud	RCEM	1	20 €/h
MA07	L	Iso-octano	1	44,1 €/L
U03		Equipos y licencias		
EQ01	ud	PC	1	0.11 €/h
EQ02	ud	Converge	1	1,67 €/h
EQ03	ud	SolidWorks	1	0
EQ04	ud	Paraview	1	0
EQ05	ud	Matlab	1	1.11 €/h
U04		Uso de salas		
IN01	ud	Despacho	1	20 €/h
IN02	ud	Sala de ensayos	1	40€/h

Figura 6.5: Tabla de los precios unitarios

6.3. Presupuesto total

Una vez conociendo los gastos que tiene el departamento y su precio unitario, se calcula la inversión total que se ha tenido que destinar al proyecto. Estimaremos las horas empleadas del personal en las simulaciones fijando las del alumno en 300 horas.

Como es un proyecto de investigación, no tendremos en cuenta los posibles beneficios, unicamente se considerará el 21 por ciento de IVA a todas las actividades.

En la siguiente tabla se puede ver el presupuesto total del proyecto.

CODIGO	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	DEDICACIÓN	IMPORTE (€)
U01	Personal del proyecto			5720
MO01	Doctor	33 €/h	40 h	1320
MO02	Ingeniero	22 €/h	200 h	4400
MO03	Alumno	0	360 h	0
U02	Material incorporado en la máquina			1608,46
MA01	Pistón	50 €	/	50
MA02	Culata	635,25 €	/	632,25
MA03	ECU	0,16 €/h	30 h	4,8
MA04	Inyector	300 €	/	300
MA05	Bujia y etapa de potencia	17 €	/	17
MA06	RCEM	20 €/h	30 h	600
MA07	Iso-octano	44,1 €/L	0,1 L	4,41
U03	Equipos y licencias			400,1
EQ01	PC	0.11 €/h	500 h	55
EQ02	Converge	1,67 €/h	200 h	334
EQ03	SolidWorks	0	40 h	0
EQ04	Paraview	0	150 h	0
EQ05	Matlab	1.11 €/h	10 h	11,1
U04	Uso de salas			4200
IN01	Despacho	20 €/h	150 h	3000
IN02	Sala de ensayos	40€/h	30 h	1200
TOTAL (sin IVA)				€ 10.728,56
IVA (21%)				€ 2.253,00
TOTAL				€ 12.981,56

Figura 6.6: Presupuesto total