



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Universidad Politécnica de Valencia

Instituto Universitario de Motores Térmicos - CMT

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

---

**ANÁLISIS DEL IMPACTO DEL DISEÑO  
GEOMÉTRICO EN UN SISTEMA DE  
ENCENDIDO POR PRECÁMARA PARA  
MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO  
DE NUEVA GENERACIÓN**

---

**Autor:**

Cano Romero, Alfonso José (alcaro@etsid.upv.es)

**Tutor:**

Novella Rosa, Ricardo (rinoro@mot.upv.es)

**Titulación:**

Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica.

---

Valencia, 17 de septiembre de 2018

---

# Resumen

La creciente necesidad de reducción de emisiones contaminantes por parte de los motores de combustión interna alternativos al aumentar las restricciones impuestas por la normativa conduce a la investigación de nuevos conceptos de operación de estos para cumplir con la misma. Uno de las vías de investigación de mayor interés reside en el proceso de combustión debido a que en este se forman los gases que se emiten a la atmósfera.

Por ello, este trabajo consiste en el análisis del proceso de combustión mediante técnicas CFD empleando un novedoso sistema de ignición de la mezcla en un motor de encendido provocado. Este sistema consiste en la utilización de una precámara de combustión donde se comienza el proceso de combustión y posteriormente, mediante la eyección de los gases en condiciones de encendido de mezcla, comenzar la combustión en la cámara principal. Se emplea el software CONVERGE para realizar las simulaciones de distintas geometrías de precámara y en distintos puntos de operación. Se emplean distintas geometrías de precámara con la finalidad de analizar los resultados obtenidos en cada geometría comparándolas entre sí, y establecer un parámetro de diseño que permita la optimización de la actuación de la precámara.

Para alcanzar este objetivo, se establece una metodología para la preparación de los casos a simular y el análisis de los resultados dependiendo de la comparación que se realice (comparación de geometrías o comparación de puntos de operación). Finalmente, tras la realización del análisis siguiendo la metodología establecida, se exponen las conclusiones alcanzadas durante la realización del mismo, y se definen varios puntos para el futuro de esta vía de investigación.

---



# Nomenclatura

$v_c$	—	Volumen crítico.
$T_c$	—	Temperatura crítica.
$P_c$	—	Presión crítica.
$\alpha_{rk}$	—	Fuerzas de atracción entre moléculas para la ecuación de estado de Redlich-Kwong.
$\beta_{rk}$	—	Volumen de las moléculas para la ecuación de estado de Redlich-Kwong.
$\nu$	—	Viscosidad.
$c$	—	Velocidad del sonido.
$\Delta t$	—	Paso temporal.
$\Delta x$	—	Tamaño de celda en dirección x.
$TKE$	—	<i>Turbulente Kinetic Energy</i> : energía cinética turbulenta.
$I$	—	Intensidad de turbulencia en porcentaje.
$u_i$	—	Velocidad en nodo $i$ .
$le$	—	Longitud de escala turbulenta.
$J$	—	Julios.
$CA$	—	Ángulo en grados del cigüeñal.
$CA100$	—	Duración en ángulo del cigüeñal de la combustión.
$HRR$	—	<i>Heat Release Ratio</i> : tasa de liberación de calor.
$PCI$	—	Poder calorífico inferior.
$Q_t$	—	Calor liberado total.
$V_d$	—	Volumen desplazado por el movimiento del pistón.
$V_{cc}$	—	Volumen de la cámara de combustión principal.
$V_{PC}$	—	Volumen de la precámara de combustión.
$Q_{cil}$	—	Calor liberado en la cámara de combustión principal.
$Q_{PC}$	—	Calor liberado en la precámara de combustión.
$RC$	—	Relación de compresión.
$\pi$	—	Número Pi.
$\phi$	—	Diámetro del cilindro.
$s$	—	Longitud de la carrera del pistón.
$m$	—	Masa.
$P$	—	Presión.
$e_m$	—	Error en cantidad de masa.
$Q_f$	—	Gasto másico de combustible por cilindro y ciclo.
$Y$	—	Fracción másica.
$EoS$	—	<i>End of Spark</i> : ángulo de cigüeñal en el que acaba la chispa.

---

$\rho$	—	Densidad.
$S$	—	Término fuente.
$\mu$	—	Viscosidad.
$\mu'$	—	Viscosidad dilatacional.
$\delta_{ij}$	—	Delta de Kronecker.
$Y_m$	—	Fracción másica de la especie $m$ .
$D$	—	Coefficiente de difusión másica.
$e$	—	Energía interna específica.
$K$	—	Conductividad.
$h_m$	—	Entalpía de la especie $m$ .
$\sigma_{ij}$	—	Tensor de esfuerzos.
$M_m$	—	Masa de la especie $m$ .
$M_{tot}$	—	Masa total de las especies.
$\rho_m$	—	Densidad de la especie $m$ .
$\rho_{tot}$	—	Densidad del fluido completo.
$HR$	—	Calor liberado.
$HT$	—	Calor transferido.

# Índice general

Resumen	I
Índice de figuras	IX
Índice de tablas	XIII
<b>I Memoria</b>	<b>xv</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes	1
1.2. Justificación	3
1.3. Objetivos	4
<b>2. Fundamentos teóricos</b>	<b>1</b>
2.1. Introducción	1
2.2. Motores de Combustión Interna Alternativos	1
2.2.1. Clasificación de los MCIA	3
2.2.2. Motores de Encendido Provocado (MEP)	7
2.2.3. Renovación de la carga en motores 4T	9
2.2.4. Combustión en MEP	11
2.3. Encendido por chorro turbulento ( <i>Turbulent Jet Ignition, TJI</i> )	13
2.4. CONVERGE	16
2.4.1. Ecuaciones de la mecánica de fluidos	16
2.4.2. Discretización espacial	18
2.4.3. Mallado	19
2.4.4. Modelos de turbulencia	20
<b>3. Casos de estudio y metodología</b>	<b>23</b>
3.1. Introducción	23
3.2. Casos de estudio	23
3.2.1. Geometría de la configuración AERO	24
3.2.2. Geometría de la configuración COMB	28
3.2.3. Geometría de las precámaras	28
3.2.4. Especificaciones de los casos de estudio	29

3.3. Metodología . . . . .	34
3.3.1. Configuración inicial . . . . .	35
3.3.2. Metodología de configuración de casos de estudio . . . . .	57
3.3.3. Metodología de análisis de resultados . . . . .	63
<b>4. Análisis comparativo en alta carga de PC1 y PC4</b>	<b>65</b>
4.1. Introducción . . . . .	65
4.1.1. Validación modelo CFD . . . . .	65
4.2. Etapa 1: Instante de encendido de chispa . . . . .	66
4.3. Etapa 2: Desde comienzo de combustión hasta comienzo de eyección . . . . .	67
4.4. Etapa 3: Eyección de los chorros . . . . .	73
4.5. Etapa 4: Combustión en la cámara principal . . . . .	78
<b>5. Análisis de actuación en baja carga de PC1 y PC4</b>	<b>85</b>
5.1. Introducción . . . . .	85
5.2. Análisis de la combustión en la precámara . . . . .	86
<b>6. Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>91</b>
6.1. Conclusiones . . . . .	91
6.2. Trabajos futuros . . . . .	93
<b>II Pliego de condiciones</b>	<b>94</b>
<b>7. Objeto del pliego de condiciones</b>	<b>95</b>
7.1. Condiciones técnicas . . . . .	95
7.2. Especificaciones informáticas . . . . .	95
7.2.1. Especificaciones de software y hardware . . . . .	95
7.2.2. Licencias . . . . .	96
7.2.3. Condiciones de cálculo . . . . .	97
7.3. Extensión de las partes de que consta el proyecto . . . . .	97
7.4. Condiciones facultativas . . . . .	97
7.4.1. Obligaciones y derechos del contratista . . . . .	97
7.4.2. Facultades de la dirección técnica . . . . .	98
7.4.3. Comienzo, ritmo, plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos . . . . .	98
7.4.4. Trabajos defectuosos y modificaciones por causa mayor . . . . .	98
7.5. Condiciones económicas . . . . .	98
7.5.1. Fianza . . . . .	98
7.5.2. Precios contradictorios . . . . .	99
7.5.3. Mejoras y modificaciones . . . . .	99
7.5.4. Abono de los trabajos . . . . .	99
7.5.5. Penalizaciones . . . . .	99
7.6. Condiciones legales . . . . .	99
7.6.1. El contrato . . . . .	99
7.6.2. Arbitraje y jurisprudencia competente . . . . .	100
7.6.3. Responsabilidad del contratista . . . . .	100

## ÍNDICE GENERAL

---

7.6.4. Subcontratas . . . . .	100
7.6.5. Accidentes de trabajo . . . . .	100
7.6.6. Daños a terceros . . . . .	100
7.6.7. Causa de rescisión del contrato . . . . .	100
<b>III Presupuesto</b>	<b>103</b>
7.7. Consideraciones presupuestarias . . . . .	104
7.8. Presupuestos parciales . . . . .	104
7.8.1. Mano de obra . . . . .	104
7.8.2. Equipamiento . . . . .	105
7.8.3. Adquisición de Licencias . . . . .	105
7.8.4. Materiales fungibles . . . . .	106
7.9. Presupuesto Global . . . . .	106
<b>Bibliografía</b>	<b>109</b>



# Índice de figuras

2.1. Cano, A. (2016). Fases de un motor 4T. [Figura]. Recuperado de <i>Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales.</i> . . . . .	4
2.2. Cano, A. (2016). Fases de un motor 2T. [Figura]. Recuperado de <i>Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales.</i> . . . . .	6
2.3. Cano, A. (2016). Diagrama p-V del ciclo Otto. [Figura]. Recuperado de <i>Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales.</i> . . . . .	8
2.4. Shah, Ashish (2015). Efecto de la riqueza de mezcla en la precámara en varios parámetros de operación. [Figura]. Recuperado de <i>Improving the efficiency of gas engines using prechamber ignition.</i> . . . . .	14
2.5. Dominio espacial de 3 celdas unidimensional. . . . .	18
2.6. Malla generada por CONVERGE. . . . .	20
3.1. Geometría de la configuración AERO. . . . .	25
3.2. Geometría de los colectores y las válvulas en la configuración AERO. . . . .	25
3.3. Geometría de la culata en la configuración AERO. . . . .	26
3.4. Geometría de la cámara de combustión principal en la configuración AERO. . . . .	27
3.5. Geometría de la precámara de combustión en la configuración AERO. . . . .	27
3.6. Geometría de la configuración COMB. . . . .	28
3.7. Regiones de la configuración AERO. . . . .	32
3.8. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Motor de combustión interna. . . . .	36
3.9. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Simulación de gas. . . . .	37
3.10. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros globales de transporte. . . . .	38
3.11. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Especies del gas. . . . .	38
3.12. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros de ejecución. . . . .	39
3.13. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros temporales de simulación. . . . .	40
3.14. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: <i>Solver</i> . . . . .	41
3.15. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Condiciones de contorno. . . . .	42
3.16. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo <i>WALL</i> estacionario. . . . .	42

3.17. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo <i>WALL</i> con movimiento de traslación. . . . .	43
3.18. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo <i>INFLOW</i> . . .	44
3.19. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo <i>OUTFLOW</i> . . .	45
3.20. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Inicialización de variables en regiones. . . . .	46
3.21. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelo de turbulencia. . . .	48
3.22. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelo de fuente/sumidero. . .	48
3.23. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: <i>Embedding</i> fijos. . . . .	50
3.24. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: <i>AMR</i> . . . . .	51
3.25. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Selección de variables de salida. .	51
3.26. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Ficheros de salida. . . . .	52
3.27. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: <i>UDF</i> . . . . .	53
3.28. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Condiciones iniciales. . . . .	54
3.29. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Mapeado de variables. . . . .	54
3.30. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelado de combustión (1). . .	55
3.31. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelado de combustión (2). . .	56
3.32. Ventana de configuración de CONVERGE Studio: <i>ISSIM</i> . . . . .	56
3.33. Barra de herramientas de objetos en CONVERGE Studio. . . . .	58
3.34. Modelo de fuente/sumidero . . . . .	61
4.1. Gráfica comparativa de presión en cilindro experimental y modelada. . . . .	66
4.2. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de tasa de liberación de calor en la precámara. . . . .	68
4.3. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de presión en cilindro y en precámara. . . . .	69
4.4. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de diferencia de presión entre cilindro y precámara. . . . .	69
4.5. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de gasto másico de $IC_8H_{18}$ entre la precámara y el cilindro. . . . .	70
4.6. Contornos para PC1 de la temperatura en la zona de la bujía (columna izquierda), zona central (columna central) y la zona de los orificios (columna derecha). . .	71
4.7. Contornos para PC4 de la temperatura en la zona de la bujía (columna izquierda), zona central (columna central) y la zona de los orificios (columna derecha). . .	72
4.8. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la diferencia de presiones durante la eyección del chorro. . . . .	73
4.9. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la velocidad de chorro a la salida de cada orificio. . . . .	74
4.10. Contornos de velocidad de los chorros para PC1. . . . .	75
4.11. Vista para la compresión de la orientación de los chorros dentro de la cámara principal. . . . .	76
4.12. Contornos de velocidad de los chorros para PC4. . . . .	77
4.13. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de gasto másico de $IC_8H_{18}$ entre la precámara y el cilindro durante eyección del chorro. . . . .	77
4.14. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la cantidad de movimiento media de los chorros. . . . .	78



## ÍNDICE DE FIGURAS

---

4.15. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la HRR en la cámara principal. . . .	79
4.16. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la presión en la cámara principal. . .	80
4.17. Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la TKE en la cámara principal. . . .	80
4.18. Contornos de temperatura para PC1 en la cámara principal. . . . .	81
4.19. Contornos de temperatura para PC4 en la cámara principal. . . . .	82
4.20. Contornos de temperatura de los chorros para PC1. . . . .	83
4.21. Contornos de temperatura de los chorros para PC4. . . . .	84
5.1. Gráfica comparativa de presión en cámara principal y precámara para PC1 y PC4.	85
5.2. Gráfica comparativa de la masa de $IC_8H_{18}$ en la precámara y la quemada en la precámara para PC1 y PC4. . . . .	87
5.3. Gráfica comparativa de la masa de $IC_8H_{18}$ transferida entre la precámara y cámara principal para PC1 y PC4. . . . .	88
5.4. Gráfica comparativa de la relación entre calor liberado y calor transferido a las paredes para PC1 y PC4. . . . .	89
5.5. Gráfica comparativa de velocidad de combustión para PC1 y PC4. . . . .	90



# Índice de tablas

1.1. Normas europeas sobre emisiones para turismos, en g/km . . . . .	3
3.1. Parámetros geométricos del cilindro. . . . .	24
3.2. Especificaciones de las precámaras de combustión. . . . .	29
3.3. Síntesis de las condiciones de contorno en la config. AERO. . . . .	33
3.4. Síntesis de los valores de inicialización en las regiones del dominio en la config. AERO. . . . .	34
3.5. Síntesis de las condiciones de contorno en la config. COMB. . . . .	34
3.6. Síntesis de los valores de inicialización en las regiones del dominio en la config. COMB. . . . .	35
4.1. Valores de las variables de interés en el instante de encendido de la chispa. . . . .	66
7.1. Presupuesto en mano de obra del proyecto. . . . .	104
7.2. Presupuesto de los equipos informáticos. . . . .	105
7.3. Presupuesto de los costes de adquisición de licencias. . . . .	106
7.4. Presupuesto de los materiales fungibles. . . . .	106
7.5. Costes totales del proyecto. . . . .	107



Parte I

Memoria

# Capítulo 1

## Introducción

En este capítulo se realiza una introducción al trabajo realizado. Se describen los antecedentes a la realización del trabajo, englobando los aspectos más importantes de los mismos. Se explican las causas que justifican este trabajo y se relacionan con los antecedentes. Finalmente, se explican los objetivos del trabajo, detallando los aspectos necesarios de los mismos para comprenderlos.

### 1.1. Antecedentes

El MEP surgió en 1876 gracias a la patente del ingeniero alemán Nicolaus Otto. Nicolaus Otto desarrolló el ciclo termodinámico en el cual se basa el MEP, y, a día de hoy, este ciclo continúa llamándose Ciclo Otto. Gracias a esto, el desarrollo de los MCIAs en general fue posible al encontrar una aplicación práctica y real para los mismos. A partir de este momento, el MEP ha continuado desarrollándose, sometiéndose a grandes avances que han mejorado su rendimiento y prestaciones en aras de mantenerse competitivo frente a otros conceptos de motores. Finalmente, al imponerse las necesidades de la sociedad, el MEP ha sufrido un declive en su uso, viéndose gravemente reducido.

En el sector de la aviación, debido a la necesidad de mayores velocidades, y por tanto, mayores potencias, fue sustituido por las turbinas de gas, que a igualdad de tamaño, aportan una mayor cantidad de potencia, permitiendo vuelos a mayores velocidades y desplazar aeronaves de mayor tamaño y carga. Estas mejoras se traducen directamente en beneficios para las aerolíneas, que pueden ofertar mejores servicios a un mayor público, por lo que el MEP en la aviación se limitó a pequeñas aeronaves de uso privado, baja velocidad y corto alcance.

En el sector de la automoción, el MEP predominó durante un largo periodo de tiempo debido a la sencillez constructiva de sus componentes y a la fácil implementación del Ciclo Otto en la máquina térmica. Al cabo de los años, en la década de los 90, el MEP de gasolina comenzó a perder terreno frente al avance del MEC de *gasoil*. Principalmente, se debió a las mejores prestaciones que ofrecía el MEC, sobretodo, menores consumos, y al menor precio del *gasoil*. Sin embargo, en los últimos años, debido a las estrictas normativas sobre emisiones de gases contaminantes, el MEC de *gasoil* está sufriendo una bajada de popularidad. El MEP, además,

ha continuado desarrollándose a lo largo de los años, y ha llegado a equipararse en prestaciones con el MEC. Además, las emisiones de los MEP son menores que en los MEC, lo que favorece la investigación en este tipo de motores para alcanzar mejores rendimientos sin una excesiva complicación en emisiones de gases contaminantes. Así, la popularidad del MEP, a lo largo de la década de 2010 ha crecido y, actualmente, la investigación y el desarrollo se centra en los MEP.

Como se ha comentado, la legislación sobre emisiones contaminantes se ha vuelto más estricta a lo largo de las últimas décadas. Dependiendo de la región, se aplican distintas normativas. En este caso, es la normativa europea la más interesante. Esta normativa consiste en un conjunto de requisitos que regulan los límites aceptables para las emisiones de gases de combustión interna de los vehículos nuevos vendidos en los Estados Miembros de la Unión Europea.

Actualmente, las emisiones de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), hidrocarburos (HC), monóxido de carbono (CO) y partículas están reguladas para la mayoría de los tipos de vehículos, incluyendo automóviles, camiones, trenes, tractores y máquinas similares, barcas, pero excluyendo los barcos de navegación marítima y los aviones. En estas normas no se obliga el uso de una tecnología en concreto para limitar las emisiones de contaminantes. En el marco legal de esta normativa se diferencia entre emisiones de  $\text{CO}_2$  y otros gases contaminantes. En lo que respecta a emisiones de  $\text{CO}_2$ , actualmente el límite se encuentra en 95 g/km de media en el 100 % de la flota producida por los distintos fabricantes. En cuanto a emisiones del resto de contaminantes, las restricciones se engloban en las normas Euro. En la tabla ?? se muestra la evolución hasta la norma Euro 6, la que se encuentra vigente en la actualidad.

Como se puede apreciar, la aplicación de esta normativa restringe en gran medida la capacidad de investigación de las compañías. Tanto es así, que la primera preocupación en I+D es cumplir la normativa, enfocándose las investigaciones en medidas que lleven a este fin. De esto viene la creciente inversión en MEP de gasolina, debido a que la gasolina emite muchos menos  $\text{NO}_x$  y CO. Sin embargo, también producen más HC y  $\text{CO}_2$ . La solución para mitigar este problema consiste en empobrecer la mezcla y reducir el consumo de combustible. Al disponerse de más aire para la combustión y reducir la cantidad de combustible, se quema mejor el combustible, quedando menos sin quemar, y se genera menos  $\text{CO}_2$  al disponer de menos combustible, origen del mismo, en la combustión. Un efecto adverso derivado de la reducción de estos contaminantes, es el incremento en emisiones de  $\text{NO}_x$ .

Así, mediante la tecnología TJI, se investiga la potencial reducción de  $\text{NO}_x$ , que en ensayos realizados por la propia empresa MAHLE, se consigue al disminuir la riqueza de la mezcla. Aprovechando la energía disponible en los gases quemados en una precámara y aportando, además, turbulencia, se consigue encender una mezcla pobre e incrementar la velocidad de la combustión. De esta forma, se obtienen mejores prestaciones del motor y se reducen la formación de  $\text{NO}_x$ . Este tecnología fue desarrollada por MAHLE y se encuentra en uso en motores de competición de alto rendimiento del campeonato de F1 debido a la sustancial mejora del rendimiento térmico de la combustión. Más adelante será explicado en detalle.

Tras el desarrollo de la TJI, *Renault* mostró interés en su potencial para reducir emisiones contaminantes reduciendo la penalización en el rendimiento del motor. A partir de este mo-

Tipo	Fecha	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM
<b>Diésel</b>						
Euro 1	Enero 1992	2.72	-	0.97	-	0.14
Euro 2	Enero 1996	1.0	-	0.7	-	0.08
Euro 3	Enero 2000	0.64	-	0.56	0.5	0.05
Euro 4	Enero 2005	0.5	-	0.3	0.25	0.025
Euro 5	Septiembre 2009	0.5	-	0.23	0.18	0.005
Euro 6	Septiembre 2014	0.5	-	0.17	0.08	0.005
<b>Gasolina</b>						
Euro 1	Enero 1992	2.72	-	0.97	-	-
Euro 2	Enero 1996	2.2	-	0.5	-	-
Euro 3	Enero 2000	2.3	0.2	-	0.15	-
Euro 4	Enero 2005	1.0	0.1	-	0.08	-
Euro 5	Septiembre 2009	1.0	0.1	-	0.06	0.005
Euro 6	Septiembre 2014	1.0	0.1	-	0.06	0.005

Tabla 1.1: Normas europeas sobre emisiones para turismos, en g/km

mento surgen los proyectos para aplicar la TJI a motores de 2T y 4T, siendo este último, el caso de estudio en este proyecto.

## 1.2. Justificación

En el sector de la automoción la creciente necesidad de mejora continua obliga a las empresas a introducirse en la carrera por la búsqueda de nuevas tecnologías que permitan la mejora del rendimiento de los MCIAs. Esta necesidad se debe principalmente al, cada vez más restrictivo, marco legal sobre emisiones contaminantes de vehículos propulsados por motor de combustión interna. El cumplimiento de la normativa con la tecnología que se dispone en el momento en el que es publicada, provocaría un descenso del rendimiento de los motores. Esto llevaría a la reducción del mercado de la automoción, perdiendo terreno frente a otros mercados del transporte, como el transporte público, el ferrocarril o la aviación.

Los costes para desarrollar estas nuevas tecnologías también son demasiado elevados si se siguen los métodos tradicionales de investigación y desarrollo, es decir, la realización de ensayos experimentales en prototipos. La fabricación de prototipos, cada vez más complejos y avanzados, incrementaba de manera considerable los presupuesto a destinar a los distintos proyectos. Esto planteaba un dilema sobre la viabilidad económica de las investigaciones de nuevas tecnologías, y, debido a la necesidad de las mismas, de la continuación en la explotación de este mercado.



Por estos motivos, principalmente, y gracias al desarrollo de la electrónica y los computadores, se comenzaron a emplear ordenadores en el desarrollo de los motores de combustión interna. Conforme avanzaban los años, la potencia de los computadores incrementó de manera exponencial, convirtiéndolos, cada vez más, en una herramienta más útil en los departamentos de I+D. Comenzaron a aparecer, entonces, *softwares* para el cálculo de la mecánica de fluidos. Estos proporcionaban una precisión lo suficientemente adecuada como para ser empleados a nivel industrial. Poco a poco, fueron ganando terreno y convirtiéndose en una herramienta indispensable. Los motivos que favorecieron esta evolución fueron mayormente económicos. Como se ha comentado antes, la fabricación de prototipos era cada vez más costosa, por lo que el pago de licencias para la utilización de estos *softwares* pasó de ser un gasto excesivo a rentable. Con el pago de una sola licencia, un ingeniero y suficiente potencia de cálculo, se pueden realizar simulaciones de diversas configuraciones de una inmensa cantidad de problemas. Sin embargo, la realización de ensayos experimentales sigue siendo necesaria, debido a que muchos de los fenómenos físicos y químicos que se dan en los flujos reales, no tienen solución directa teórica y deben ser modelados. Así, los ensayos experimentales se emplean para validar los modelos de simulaciones y para obtener los resultados finales de las investigaciones tras cálculos previos mediante simulaciones CFD.

En la actualidad, el marco legal fuerza la evolución del motor de combustión hacia una nueva etapa. Viniendo, como se ha comentado anteriormente, de la época dominada por el MEC empleando *gasoil*, se vuelve ahora al MEP empleando gasolina y/o como combustible. Esto se debe principalmente a la menor formación de determinados gases contaminantes en la combustión de la gasolina y en el desarrollo de tecnologías como la inyección directa y la sobrealimentación en este tipo de motores. Una de las vías de investigación para la mejora de las prestaciones de los MEP se enfoca en la reducción de la riqueza de la mezcla aire/combustible y en el encendido de la misma. El contaminante que en mayor medida se genera en la combustión de la gasolina es el CO<sub>2</sub>, por lo que reduciendo la cantidad de combustible empleado, se reduce la cantidad de CO<sub>2</sub> generado.

De esta forma, *Renault*, la empresa de desarrollo y fabricación de automóviles y sistemas propulsivos de los mismos, está interesada en conseguir cumplir las futuras normativas sobre emisiones, y en colaboración con el Instituto Universitario de Motores Térmicos - CMT, se encuentra investigando el empleo de precámaras de combustión y el encendido de mezcla mediante la tecnología TJI para MEP de mezcla pobre. En esta colaboración se engloba el presente trabajo, que consistirá en la comprensión del funcionamiento de esta tecnología empleando modelos CFD, validados experimentalmente, y la comparación entre distintas geometrías de precámara para esclarecer los parámetros clave que afectan al rendimiento de la misma.

### 1.3. Objetivos

Los objetivos de este trabajo se pueden clasificar en tres tipos diferentes: académicos, formativos e investigativos. Esta diferenciación surge del contexto en el que ha sido elaborado. Este proyecto ha sido realizado durante la realización de prácticas en empresa en el Instituto Universitario de Motores Térmicos - CMT.

## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

---

Los objetivos académicos se centran principalmente en la finalización de los estudios de Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica. Se pueden mencionar dos objetivos diferentes:

- Obtención de los créditos ECTS correspondientes al Trabajo de Fin de Máster.
- Realización de un trabajo con la buena calificación con perspectiva a futuros proyectos en la vida profesional.

Los objetivos formativos son consecuencia de la realización conjunta del trabajo y las prácticas en empresa:

- Obtención de experiencia trabajando en un entorno profesional altamente cualificado en técnicas de dinámica de fluido computacional.
- Realización de prácticas en empresa para obtener los créditos ECTS optativos necesarios para la finalización del Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica.

En cuanto a los objetivos académicos, el objetivo principal de este trabajo es la comprensión de los parámetros claves a tener en cuenta durante el diseño de precámaras de combustión con la finalidad de emplear la tecnología TJI. Sin embargo, para alcanzar esta última meta, se establecen una serie de objetivos intermedios con la finalidad organizar y cohesionar el proyecto.

- Para poder obtener resultados lo más dispares posibles y establecer los parámetros que más afectan a la solución de las simulaciones, se emplean dos geometrías de precámara, la de mejores resultados experimentales y la de peores resultados. Empleando los resultados de los ensayos experimentales se validan los modelos CFD.
- Se evalúan los resultados y se establecen las variables de mayor importancia para el diseño de precámaras para encendido mediante tecnología TJI.
- Se compara la geometría con mejores resultados en distintos puntos de operación. Se comparan sus resultados en un punto de operación de alta carga y uno de baja carga, de nuevo, para obtener resultados dispares y obtener conclusiones claras.

Para alcanzar el cumplimiento de los objetivos, también se establecerá una metodología de estudio que pueda servir de base para proyectos futuros. Se detallará la configuración de los distintos casos mediante el software empleado, así como el postprocesado de los datos obtenidos y las variables que más interesan para ver las diferencias de rendimiento entre los distintos casos.

## Capítulo 2

# Fundamentos teóricos

### 2.1. Introducción

A lo largo de este capítulo se explican todos los conceptos necesarios para la realización y comprensión del proyecto. Se describen los MCIAs, así como su clasificación y se explica en que consisten los MEP. A continuación se detalla el proceso de renovación de la carga en motores 4T y finalmente se explicará la estructura de la combustión en MEP de carga premezclada homogénea. A continuación se describirá en que consiste el sistema de encendido por chorro turbulento y se explicarán los conceptos básicos para la comprensión del trabajo realizado de la mecánica de fluidos computacional.

### 2.2. Motores de Combustión Interna Alternativos

Un motor se puede entender como un dispositivo capaz de transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. El motor térmico, en concreto, es la máquina capaz de transformar la energía térmica de un fluido compresible en energía mecánica. Esta energía térmica se puede obtener mediante medios directos, como la energía geotérmica o la radiación solar, o mediante la transformación de otros tipos de energía, como el caso de la energía química almacenada en la materia. Será necesario, para transformar la energía química en térmica, un proceso adicional, como la combustión, y, a su vez, un fluido capaz de modificar su energía a partir de la energía térmica. Además, se necesitarán los componentes mecánicos adecuados para que la energía del fluido de trabajo se transforme en energía mecánica.

El proceso de combustión se puede producir en el seno del fluido de trabajo o de forma externa al mismo, diferenciándose así entre motor de combustión interna y motor de combustión externa (ej.: motor Stirling, turbina de vapor), respectivamente. Los motores de combustión interna generalmente emplean como fluido de trabajo una mezcla de aire y combustible.

Centrándonos en el motor de combustión interna, se pueden diferenciar a su vez, según el tipo de combustión que se realiza, motores de combustión continua y motores de combustión discontinua. Los motores de combustión continua se caracterizan, como su propio nombre indi-

ca, por una combustión continua en el tiempo, implicando que el fluido de trabajo debe circular de manera continua también. En cambio, los motores de combustión discontinua, el proceso de combustión ocurre de manera intermitente. Así, dentro de este tipo de motores, el fluido puede desarrollar un trabajo en una parte móvil, o incrementando la energía cinética de una corriente, como por ejemplo el pulsorreactor.

Si el fluido desarrolla el trabajo sobre una parte móvil, se puede dar que el movimiento producido por el trabajo sea rotatorio o rectilíneo. En el caso de que sea rotatorio, se tendría un motor rotatorio, como el motor Wankel, mientras que en el otro caso sería un motor alternativo.

De esta manera, siguiendo el trazo conceptual realizado, se entiende que un MCIA es un dispositivo que mediante combustión transforma energía química en energía térmica y, empleando los mecanismos necesarios, es capaz de transformar la energía que adquiere el fluido de trabajo en energía mecánica. La combustión se produce en el seno del fluido de trabajo de manera discontinua, y el trabajo que realiza el fluido produce un movimiento rectilíneo.

Los MCIA tiene un amplio campo de aplicaciones en el cual no han tenido apenas competencia debido a una serie de ventajas que presentan frente a otros tipos de motores. Estas ventajas se pueden analizar desde distintos puntos de vista. En este caso, se tendrán en cuenta el rendimiento, la potencia y las características constructivas.

**Rendimiento:** el rendimiento global del motor, dependiendo del tipo de motor y sus condiciones de operación, puede tomar valores muy dispares, siendo el más alto que puede llegar a tomar 0.55 aproximadamente, referido a la energía disponible en el combustible. Este valor, en comparación con el rendimiento global de otros motores térmicos, es elevado. Además, el rendimiento del MCIA es menos sensible a las variaciones de las condiciones de funcionamiento que el de otros motores, como por ejemplo las turbinas de gas o las turbinas de vapor. En las turbinas de gas o de vapor, el régimen de giro afecta al comportamiento del fluido sobre los elementos que componen el motor, modificando su rendimiento sustancialmente.

**Potencia:** los MCIA pueden suministrar un amplia rango de potencia, dependiendo del diseño empleado para su construcción. Sin embargo, otros motores térmicos solo pueden aportar grandes cantidades de potencia, debido a que es intrínseco en su principio de funcionamiento.

**Características constructivas:** con los MCIA se pueden alcanzar una gran diversidad de soluciones constructivas para conseguir las prestaciones deseadas. El conjunto cilindro-émbolo, se puede construir en tamaños muy diversos, con dimensiones características (diámetro y carrera) muy variadas. Además, se pueden emplear materiales de bajo coste en su construcción debido a que las temperaturas de trabajo son relativamente bajas comparadas con las de otros motores.

Sin embargo, los MCIA también presentan una serie de desventajas con respecto a otros tipos de motores:

- La emisión de gases contaminantes, sobretodo si se compara con los motores eléctricos en pequeños vehículos.
- La potencia máxima es limitada en comparación con las turbinas de gas o de vapor.
- La potencia específica máxima, especialmente importante para motores de aplicaciones en el transporte de alta velocidad, es baja en comparación con la turbinas de gas, por las que ha sido sustituido.
- La dependencia del petróleo para la obtención del combustible que se utiliza para el transporte. Esto ha incentivado la investigación y el desarrollo para lograr menores consumos de combustible y emplear nuevos combustible alternativos a los derivados del petróleo.

De esta manera, el balance global entre las ventajas y las desventajas ha mantenido al MCIA como la alternativa más viable durante las últimas décadas, excepto en el sector de la aviación.

### 2.2.1. Clasificación de los MCIA

Los MCIA se pueden clasificar atendiendo a múltiples criterios muy diferentes entre si. Sin embargo, estos criterios no son excluyentes, lo que indica que puede haber tantos tipos de MCIA como combinaciones de criterios de clasificación hay. En este apartado se va a mencionar y desarrollar brevemente los criterios más importantes y los tipos más característicos dentro de cada clasificación.

#### 2.2.1.1. Proceso de combustión

Atendiendo al proceso de combustión, los MCIA se clasifican en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

**MEP** Este tipo de motores se caracteriza por el aporte de energía externo al ciclo termodinámico para el inicio de la combustión. En motores modernos esto se consigue al hacer saltar una chispa entre los electrodos de una bujía. El momento de inicio de la combustión se puede controlar y debe ser el óptimo para conseguir una combustión lo más eficiente posible. La mezcla de aire-combustible en este tipo de motores se puede realizar fuera del cilindro (motores de mezcla homogénea) o en el interior del cilindro, durante la compresión, formándose una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla

estratificada). El proceso de combustión se produce al avanzar un frente de llama desde la bujía y que recorre todo el cilindro. Se producen durante la combustión una zona de gases frescos y otra de gases quemados totalmente diferenciadas.

**MEC** En estos motores la combustión se inicia mediante el proceso de autoencendido. Este consiste en el inicio de la combustión cuando se alcanzan temperaturas y presiones suficientemente elevadas en la cámara de combustión debido a la compresión. Con la intención de controlar el momento de autoencendido, en el cilindro se introduce únicamente aire durante la admisión y el combustible se inyecta directamente a la cámara de combustión al final de la carrera de compresión. A diferencia de los MEP, la mezcla aire-combustible es heterogénea y la combustión se produce en aquellas zonas donde se alcanzan condiciones adecuadas, principalmente zonas con dosado cercano al estequiométrico.

### 2.2.1.2. Ciclo de trabajo

Dependiendo del ciclo de trabajo los MCIA se pueden clasificar en motores de cuatro tiempos (4T) y motores de dos tiempos (2T), cuyas diferencias se encuentran básicamente en el proceso de renovación de la carga, es decir, escape y admisión.

**4T** En estos motores el ciclo se completa con dos vueltas del cigüeñal, lo que se traduce en cuatro carreras del émbolo o pistón.

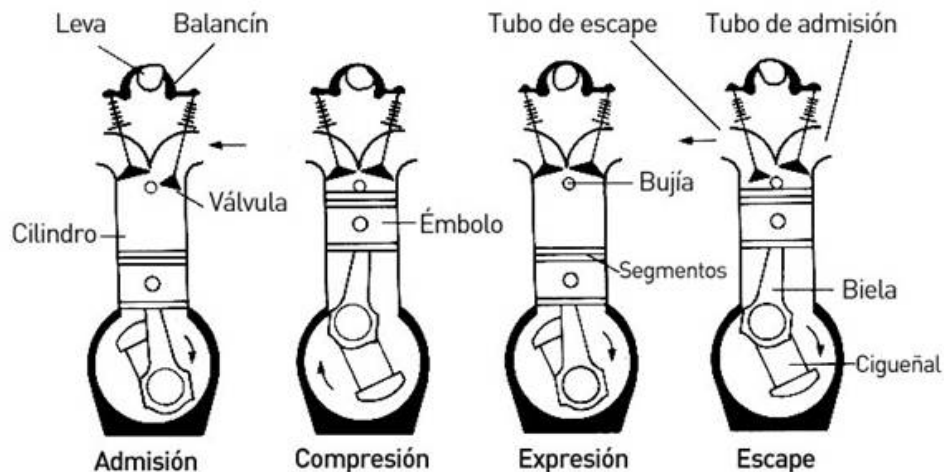


Figura 2.1: Cano, A. (2016). Fases de un motor 4T. [Figura]. Recuperado de *Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales.*

## CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

---

Los procesos que se llevan a cabo normalmente en un ciclo completo se pueden apreciar en la Figura 2.1 y a continuación se detallan los mismos:

- Fase de admisión: coincide con la primera carrera del pistón. Las válvulas de admisión están abiertas y el pistón está descendiendo, lo que disminuye la presión dentro del cilindro e induce la entrada de gases.
- Fase de compresión: coincide con la segunda carrera del pistón. Todas las válvulas están cerradas, tanto las de admisión como las de escape y el pistón está ascendiendo, comprimiendo los gases que se encuentran en el interior del cilindro. Una vez se alcanza el punto muerto superior (PMS), se produce la combustión, ya sea por el encendido de la chispa en la bujía en los MEP o por autoencendido al inyectar el combustible en los MEC.
- Fase de expansión: coincide con la tercera carrera del pistón. Al producirse la combustión, la temperatura y la presión del fluido han aumentado, lo que produce la expansión del mismo, empujando el pistón desde el PMS hacia el punto muerto inferior (PMI). En esta fase es en la que se obtiene trabajo.
- Fase de escape: se corresponde con la cuarta carrera del pistón. Una vez alcanzado el PMI se abre la válvula de escape y el pistón se desplaza hacia el PMS, expulsando los gases de escape. Una vez el pistón alcanza el PMS, la válvula de escape se cierra y se inicia un nuevo ciclo.

Sin embargo, debido a la compresibilidad del aire y a que la combustión no puede producirse a volumen constante, es necesario realizar modificaciones en los momentos de apertura y cierre de las válvulas y en el instante de inicio de la combustión. Así, se realizan avances y retrasos con respecto al PMI y PMS, puntos donde se producen las aperturas y cierres de las válvulas, así como la combustión.

**2T** En este tipo de motores el ciclo se completa con dos carreras del émbolo, o lo que es lo mismo, una revolución del cigüeñal. Se dan los mismos procesos que en el motor 4T pero con menor duración angular. La principal diferencia entre ambos reside en el proceso de renovación de la carga, produciéndose en la mayoría de los motores 2T de manera simultánea la admisión y el escape.

Las fases de este motor se pueden observar en la Figura 2.2 y a continuación:

- En la primera carrera del pistón se produce la admisión de los gases frescos, los cuales pasan al cárter. El pistón desciende desde el PMS hasta el PMI, produciéndose la expansión. Continúa descendiendo abriendo la lumbrera de escape en primer lugar y produciendo un escape espontáneo debido a la mayor presión dentro del cilindro. Inmediatamente después se abre la lumbrera de transferencia (en la Figura 2.2, lumbrera de carga), dejando paso a los gases frescos que empujan a los gases de escape ya que se encuentran a mayor presión. Este proceso es conocido como barrido.

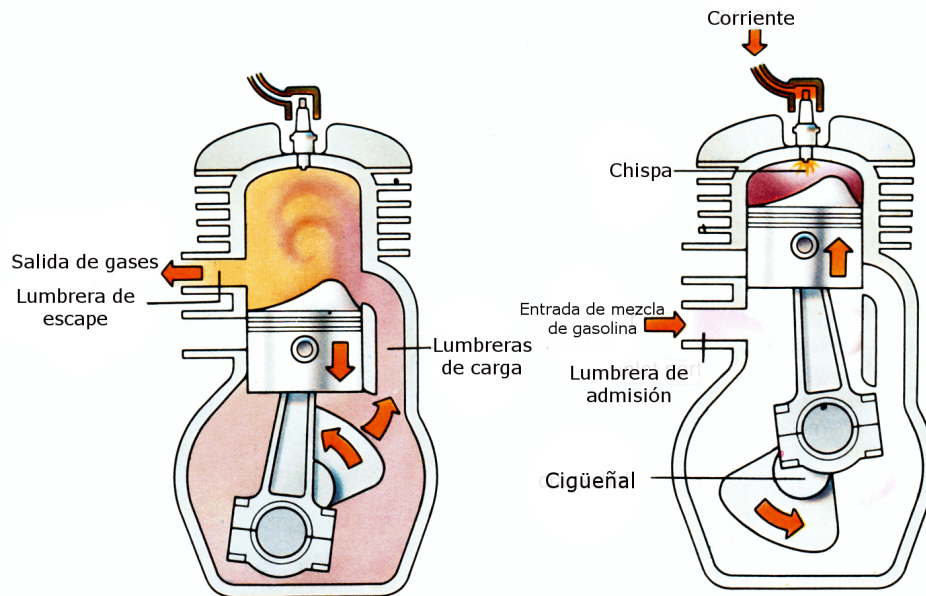


Figura 2.2: Cano, A. (2016). Fases de un motor 2T. [Figura]. Recuperado de *Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales*.

- A continuación el pistón alcanza el PMI, manteniendo el barrido hasta que el pistón, en su carrera de ascenso desde el PMI hasta el PMS cierra la lumbrera de transferencia. Inmediatamente después se cierra la lumbrera de escape produciéndose la compresión. Una vez alcanzado el PMS, se inicia la combustión.

### 2.2.1.3. Presión de admisión

Según la presión en el colector de admisión, se pueden diferenciar dos tipos de motores: motores de aspiración natural y motores sobrealimentados.

**Motores de aspiración natural:** los gases frescos entran al cilindro debido a la succión generada en el movimiento de descenso del pistón durante el proceso de admisión. La presión de los gases de admisión en los conductos será menor que la presión atmosférica debido a las pérdidas por fricción que se dan en los conductos.

**Motores sobrealimentados:** en este tipo de motores la presión de los gases de admisión es aumentada mediante un compresor con la finalidad de que aumente la densidad de los gases de admisión y que la combustión se realice en mejores condiciones o incluso que se pueda quemar más combustible. Como consecuencia de lo anterior, se consigue que la potencia y el rendimiento aumente y, en motores de aviación, que la potencia no disminuya



al variar las condiciones atmosféricas. También se consigue que, debido a la diferencia de presiones, los gases frescos entren al cilindro. El compresor de sobrealimentación puede accionarse mecánicamente uniéndolo al cigüeñal o aprovechando los gases de escape. Para aprovechar los gases de escape se conecta el compresor con una turbina compartiendo eje. Los gases de escape, con una elevada temperatura y presión, circulan a través de la turbina generando trabajo que es aprovechado por el compresor para comprimir los gases de admisión. Los motores MEP, debido al peligro de autoencendido, suelen sobrealimentarse en menor medida que los MEC. Sin embargo, debido a los avances realizados en el control de la inyección y combustión en los MEP, cada vez se sobrealimentan en mayor medida.

### 2.2.1.4. Tipo de refrigeración

Los MCIA necesitan un sistema de refrigeración para reducir los esfuerzos térmicos, deformaciones y elevadas temperaturas sobre sus componentes. El calor evacuado se transfiere al ambiente. Teniendo en cuenta el estado físico del fluido empleado para la transferir el calor desde el motor hasta el ambiente, se puede diferenciar en: motores refrigerados por aire y motores refrigerados por líquido.

**Motores refrigerados por aire:** en estos motores es el propio aire ambiente el que extrae el calor del motor. Para ello es necesario aumentar el área efectiva de contacto entre el aire y el motor para maximizar la transferencia de calor. Ello se realiza mediante aletas.

**Motores refrigerados por líquido:** estos cuentan con un circuito que atraviesa todos los componentes del motor por el cual circula un fluido en estado líquido, habitualmente agua mezclado con anticongelante y anticorrosivos, que absorbe el calor del motor. Para transferir el calor al ambiente se emplea un radiador, donde el líquido se enfría. Para la circulación del líquido se emplea una bomba.

### 2.2.2. Motores de Encendido Provocado (MEP)

La principal clasificación de MCIA se realiza atendiendo al encendido de la mezcla, ya que esto lleva a una gran diferenciación en muchos otros componentes y principios de funcionamiento. Los MEP operan siguiendo el ciclo termodinámico de Otto, el cual se aprecia en la Figura 2.3. Sin embargo, el ciclo representado es ideal, realizando una serie de suposiciones que no se corresponde con los fenómenos reales, pero permite la comprensión del principio de funcionamiento.

Las distintas etapas que lo componen son:

- Procesos 1-2 y 3-4: procesos isentrópicos de compresión y expansión respectivamente.
- Procesos 2-3 y 4-1: procesos a volumen constante que se corresponden con el aporte de calor (2-3),  $Q_a$ , y la cesión de calor (4-1),  $Q_c$ .

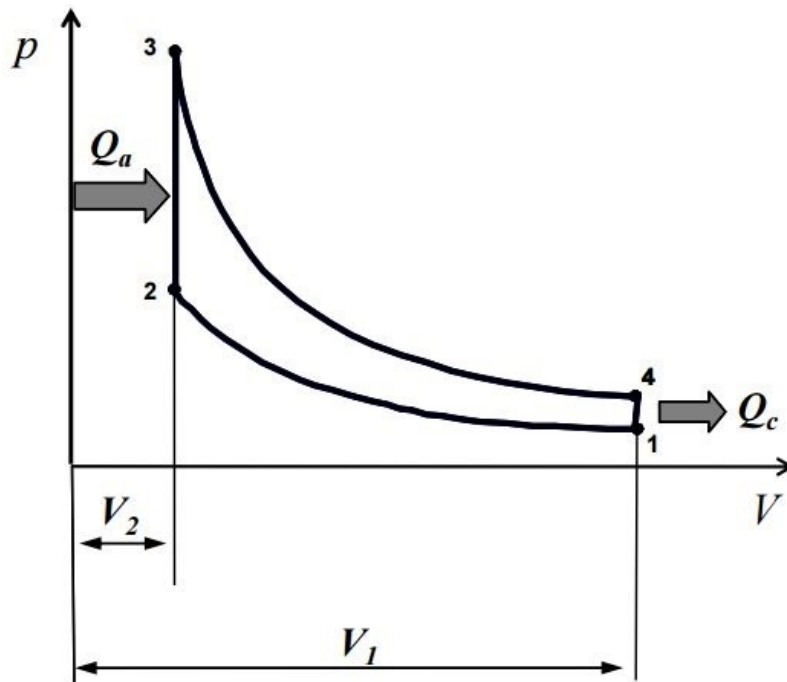


Figura 2.3: Cano, A. (2016). Diagrama p-V del ciclo Otto. [Figura]. Recuperado de *Optimización y calibración con el software CONVERGE para la simulación CFD de chorros diesel. Comparación con resultados experimentales.*

Como se ha comentado anteriormente, los MEP se diferencian de los ME por encender la mezcla de aire-combustible mediante un aporte de energía en una zona localizada. Este aporte de energía se realiza, normalmente, mediante el uso de bujías, las cuales, mediante alto voltajes, fuerzan la corriente eléctrica entre sus electrodos, atravesando la mezcla de aire-combustible y aportando energía suficiente para empezar la combustión de la misma. Sin embargo, para conseguir que la combustión se produzca y se desarrolle es necesario cumplir con una serie de condiciones en la mezcla. En cuanto a la regulación de la carga, en todos los motores se realiza modificando la cantidad de combustible inyectado para la combustión. En los MEP que funcionan con mezcla homogénea, esta cantidad de combustible solo puede regularse de manera cuantitativa, es decir, modificando la cantidad de mezcla aire-combustible que entra al cilindro. En los MEP de inyección directa, dependiendo del punto de operación, la mezcla puede ser homogénea o estratificada, en este último caso, la regulación se realiza de manera cualitativa, es decir, modificando la cantidad de combustible que se inyecta. Los requerimientos de la mezcla en los MEP que deben cumplirse, en general son:

- Mezcla gaseosa formada por aire y combustible.
- Mezcla homogénea en el momento de la combustión.
- Máxima densidad posible para obtener el máximo poder calorífico posible al disponer de

mayor cantidad de combustible y aire a igual volumen.

- Dosado dentro de los límites de inflamabilidad.

### 2.2.3. Renovación de la carga en motores 4T

El proceso de renovación de la carga consiste en la evacuación de los gases quemados del cilindro anterior y la entrada de carga fresca para reemplazarlos. En los motores de cuatro tiempos el control del ciclo abierto se realiza mediante el sistema de distribución, que regula la apertura y cierre de las válvulas tanto de admisión como de escape. La evacuación de los gases se realiza durante una de las carreras del ciclo, llamándose carrera de escape. El proceso de entrada de gases frescos se realiza durante otra carrera del ciclo, siendo esta la carrera de admisión.

La renovación de la carga influye en gran medida en las prestaciones de los MCIAs. En primer lugar, la potencia que se obtendrá tras el proceso de combustión viene determinada por la cantidad de combustible que se quema durante el mismo. A su vez, la cantidad de combustible que se puede quemar depende de la cantidad de aire disponible, que está controlado por el proceso de renovación de la carga. Así, el proceso de renovación de la carga influye en la potencia disponible del motor. El proceso de renovación de la carga también tiene un coste energético, por lo que va a influir en la cantidad de energía disponible.

El proceso de renovación de la carga ideal comienza con la carrera de escape. La válvula de escape se abre de manera instantánea cuando el pistón alcanza el PMI, produciéndose de manera espontánea e instantánea el escape de gases quemados por estar a mayor presión. Una vez se equilibran las presiones comienza el escape por barrido, produciéndose mediante una descarga ideal a la misma presión que en el escape, al moverse el pistón hacia el PMS. Una vez alcanza el PMS, se produce el cierre de las válvulas de escape, también de manera instantánea, y se quedan encerrados en la cámara de combustión una cantidad de gases que participarán en el siguiente ciclo. A continuación se abre de manera instantánea, también en el PMS, las válvulas de admisión. El proceso de admisión de la carga se realiza también a presión constante e igual a la de admisión. Al alcanzar el PMI, finalizando la carrera de admisión, las válvulas de admisión se cierran de manera instantánea, y se finaliza el proceso de renovación de la carga.

Sin embargo, este ciclo descrito anteriormente no se corresponde con la realidad. En primer lugar, las válvulas no pueden abrirse de manera instantánea, por lo que se debe tener en cuenta la duración de la apertura y del cierre para modificar los instantes de inicio de apertura y cierre y minimizar los efectos que genera. En segundo lugar, la entrada de carga fresca a través de la válvula no se realiza a presión igual a la de los colectores de admisión. Esto provocará altas velocidades de flujo en las válvulas y la consecuente aparición de pérdidas de carga e incluso fenómenos de compresibilidad. Esto también sucede con el proceso de escape.

En los conductos de admisión y de escape la presión tampoco va a ser constante, ya que la aspiración o expulsión de los gases genera variaciones en la presión. Además, debido a la rapidez de estas variaciones de presión, se generan ondas de presión que viajan a través de los conductos, pudiendo reflejarse y alcanzar las válvulas de nuevo, generando variaciones de presión en la zona de las mismas y modificando el flujo que las atraviesa.

Finalmente, los procesos de renovación de la carga no se producen de manera adiabática. Existe transmisión de calor entre el fluido y las paredes de los conductos. Durante el proceso de admisión, se transmite calor al flujo, calentándolo, mientras que durante el proceso de escape, el flujo se enfría al transmitir el calor a los conductos.

Para definir la efectividad en el proceso de renovación de la carga se definen una serie de parámetros relacionados con la cantidad de aire admitido en el cilindro, la circulación de los gases frescos y quemados y el gasto energético del proceso. El primero es el rendimiento volumétrico. Este parámetro cuantifica la cantidad de mezcla fresca que ha entrado en el cilindro durante el proceso de llenado. Se calcula como la relación entre el gasto real de carga fresca admitido en el cilindro y el que se conseguiría en unas condiciones de referencia. Para los MEC y los MEP de inyección directa, el gas sería aire solo, mientras que en MEP de inyección indirecta sería aire más combustible. La expresión se corresponde con la Ecuación 2.1.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{\frac{n}{2} V_T \rho_{im}} \quad (2.1)$$

Los siguientes parámetros se corresponden a la tasa de residuales y la tasa de cortocircuito. Durante el proceso de renovación de la carga, al modificar la apertura y cierre de válvulas de admisión y escape, respectivamente, se suele producir lo que se denomina como cruce de válvulas. Esto consiste en el intervalo de tiempo en el que ambas válvulas se encuentran abiertas. Durante este intervalo de tiempo se puede dar una circulación de carga fresca hacia el escape. Esto se conoce como cortocircuito de los gases frescos. Así, la tasa de cortocircuito indica la importancia de este fenómeno durante el proceso de renovación de la carga. Se define como la relación entre la cantidad de mezcla fresca cortocircuitada y la cantidad de mezcla fresca total admitida.

Como se ha comentado anteriormente, al final de la carrera de escape, una parte de los gases de escape se mantienen en el cilindro. A estos gases retenidos en el volumen muerto se les denomina gases residuales. Sin embargo, en los motores de cuatro tiempos este fenómeno se ve reducido por el cruce de válvulas, al arrastrar la mezcla fresca parte de los gases de escape que se retienen. Dependiendo de la diferencia de presiones entre la admisión y el escape, la cantidad de residuales será mayor o menor, ya que a mayor diferencia de presión se barrerán más residuales, mientras que a menor diferencia, menor capacidad de barrido. Estos gases residuales participan en el siguiente ciclo, influyendo en el mismo. Así, la tasa de residuales indica la cantidad de residuales que hay en un ciclo mediante la relación entre la masa de residuales y la masa de gases total retenida al final de la admisión.

Finalmente, para realizar el proceso de renovación de la carga es necesario evacuar los gases de escape y succionar los gases frescos durante las carreras de escape y admisión, respectivamente. Así, para realizar estos procesos, se consume energía. Se realiza un trabajo denominado trabajo de bombeo. Este se cuantifica como una pérdida mecánica. La cantidad de trabajo de bombeo necesaria para llevar a cabo el proceso de renovación de la carga dependerá esencialmente de la diferencia de presión entre el escape y la admisión. Así, este se puede expresar como,

$$W_b = \int_{PMI_{esc}}^{PMI_{adm}} p(\alpha) dV(\alpha) = pmb V_D \quad (2.2)$$

Donde  $pmb$  es la presión media de bombeo.

En cuanto a la influencia del proceso de renovación de la carga sobre las prestaciones del motor, se pueden sintetizar de la siguiente manera:

- El incremento del rendimiento volumétrico incrementa las prestaciones del motor, al incrementar la cantidad de aire admitida en el cilindro.
- La influencia de la  $pmb$  puede llegar a ser importante, por lo que es necesario que la diferencia de presiones entre admisión y escape sea mínima o positiva, siendo mayor la presión de admisión que la de escape.
- La tasa de residuales afectará en tanto que influye en el rendimiento volumétrico.

### 2.2.4. Combustión en MEP

El proceso de combustión en MEP, operando en condiciones normales, se inicia por un agente externo, habitualmente una chispa procedente de una bujía. Este hecho impone un requisito claro al combustible a usar, y es su resistencia a la autoinflamación, con el fin de que no ocurra el encendido espontáneo de la mezcla durante el desarrollo de la combustión. En condiciones normales, entonces, el proceso de combustión se inicia tras una chispa eléctrica en el volumen de mezcla ubicado en la zona exterior del plasma generado por la chispa.

En una primera fase, ese volumen se va propagando poco a poco hacia la mezcla sin quemar que lo envuelve. Transcurrido un determinado tiempo, el tamaño de la región quemada es considerable y comienza notarse el efecto de la combustión en la presión.

A partir de ese instante comienza una segunda fase de la combustión, mucho más rápida debido al efecto de la mayor superficie del frente de llama, mayor temperatura de los gases sin quemar e incremento de la velocidad de combustión. Durante esta fase se quema la mayor parte de los gases, y la presión crece considerablemente. Esta fase acaba cuando el frente de llama se aproxima a las paredes de la cámara y se ralentiza.

Finalmente, a partir de ese momento inicia la tercera fase del proceso de combustión que se desarrolla hasta que finaliza por completo la combustión.

#### 2.2.4.1. Estructura del frente de llama

##### 2.2.4.1.1 Velocidad de combustión laminar

Considerando condiciones laminares, en las que la mezcla de aire-combustible se encuentra en reposo o con pequeñas velocidades y con nivel de turbulencia bajo o nulo, un frente de llama se propaga hacia la mezcla fresca a medida que su temperatura se difunde hacia ésta. Esto provoca el aumento de la velocidad de reacción debido a la mayor temperatura y a la presencia de radicales químicos producidos en la llama. Así, los factores principales de los que depende la velocidad de combustión son: la difusividad térmica (función de las propiedades de la mezcla sin quemar), la presión (efecto moderado) y la velocidad de reacción (a mayor temperatura,

mayor velocidad de reacción). Simplificando, los dos parámetros que afectan a la velocidad de combustión son presión y temperatura. La presión afecta poco y para la mayor parte de combustibles, a mayor presión, menor velocidad de combustión. En cambio, la temperatura sí que influye en gran medida. Esto se debe a que influye directamente en las características del transporte y de la reacción. Existen dos temperaturas de interés: por un lado la temperatura de la mezcla sin quemar,  $T_{sq}$ , que principalmente depende de la temperatura del aire de admisión y, por otro lado, la temperatura de los productos quemados,  $T_{pq}$ , que depende de otros factores, entre los cuales cabe destacar:

- Temperatura inicial de la mezcla. A mayor temperatura inicial, mayor temperatura final de los productos quemados.
- Presencia de compuestos inertes, los cuales hacen disminuir la temperatura de los productos quemados.
- Dosado de la mezcla, siendo el dosado ligeramente rico el que mayor temperatura de los productos quemados ofrece.

Centrándose en el contexto de los MEP, los parámetros que afectan a la velocidad de combustión, en condiciones laminares son la variación de las condiciones de presión y temperatura en el interior del cilindro y la presencia de gases residuales. Así, mediante la correlación de la Ecuación 2.3, se puede extrapolar el valor de la velocidad de combustión laminar a otras condiciones de presión y temperatura sin necesidad de realizar ensayos experimentales para medirlas en cada condición.

$$u_{CL} = u_{CL_o} \left( \frac{T_{sq}}{T_o} \right)^{k1} \left( \frac{p}{p_o} \right)^{k2} \quad (2.3)$$

Donde  $k1$ ,  $k2$  y  $u_{CL_o}$  se obtienen a partir de ensayos experimentales. En cuanto a la presencia de residuales, el valor de la combustión se puede obtener mediante la Ecuación 2.4.

$$u_{CL}(Y_{dil}) = (1 - 2,1 Y_{dil}) u_{CL}(Y_{dil} = 0) \quad (2.4)$$

Donde  $Y_{dil}$  es la fracción másica de gases quemados que diluyen la carga.

#### 2.2.4.1.2 Velocidad de combustión turbulenta

La turbulencia incrementa de manera significativa la velocidad de combustión. Este incremento se suele cuantificar con el denominado *Flame Speed Ratio* (FSR), definido como el cociente de la velocidad de combustión turbulenta y la velocidad de combustión laminar.

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (2.5)$$

Cuando tiene lugar el proceso de la combustión en el motor, este interacciona con la turbulencia que existe en su interior y viceversa. Así, esta interacción es diferente dependiendo

de como sean las longitudes y tiempos característicos de la turbulencia con respecto al espesor de llama y al tiempo característico de reacción. Existen dos longitudes características de turbulencia, que son la macroescala (escala integral) y la microescala (escala de Kolmogorov). A su vez, estas longitudes características dan lugar a dos tiempos característicos, el tiempo de mezcla o difusión referido a la macroescala, y el tiempo referido a la microescala.

Dependiendo del valor de las longitudes y tiempos característicos, así como del espesor de frente de llama y el tiempo de reacción, la interacción entre la combustión y turbulencia da lugar a diferentes morfologías de frente de llama y velocidades de avance del frente de llama. En el contexto de los MEP, el efecto producido principalmente por la turbulencia es el incremento de la superficie del frente de llama debido al pliegue del mismo. Esto se produce porque la escala de turbulencia pertenece a la macroescala, siendo mayor que el espesor del frente de llama. Al incrementar la superficies del frente, se consume más mezcla fresca y la velocidad de combustión, por tanto, es superior que la laminar.

### 2.3. Encendido por chorro turbulento (*Turbulent Jet Ignition, TJI*)

Antes de explicar en qué consiste el sistema de encendido mejorado TJI, es necesario describir el proceso de ignición L.A.G..

En 1966, un científico ruso llamado Gussak Lev Abramovich propuso el empleo de una mezcla muy rica ( $\lambda = 0,4 - 0,7$ ) en la precámara para producir un foco de baja temperatura de productos de combustión incompleta (sin llama) conteniendo especies químicamente activas como CO, H<sub>2</sub>, aldehídos y peróxidos. Este concepto se llamó '*Lavinia Aktyvatsia Gorenia*' en ruso y desde entonces se refiere al mismo como proceso de encendido L.A.G..

Gussak llevó acabo diversos estudios para comprender el efecto de la combustión rica en combustible en la precámara en la combustión de la cámara principal. Demostró los beneficios de la estrategia de combustión con mezcla rica en la precámara. Algunos de los resultados más importantes a los que llegó se pueden observar en la Figura 2.4.

La Figura 2.4 muestra el efecto de exceso de aire en la precámara,  $\alpha$ , en el límite de inflamabilidad de la cámara principal para flujo estacionario. Otro parámetro empleado en la gráfica es  $\delta P$ , que se define de manera que  $\delta P = 0$  significa que no hay incremento de la presión en la precámara y  $\delta P = 1$  incremento infinito de presión.  $\delta P$  es inversamente proporcional al tamaño del orificio, esto es, menor diámetro de orificio incrementa  $\delta P$ . En la Figura 2.4 hay 2 curvas para un valor dado de  $\delta P$ , cada una correspondiente a uno de los extremos de los límites de inflamabilidad de la cámara principal. Una de las observaciones principales de la gráfica es el aparente ensanche de los límites de inflamabilidad de la cámara principal conforme la mezcla en la precámara se enriquece, especialmente entre  $\alpha_{pc}$  de 0,5 y 0,8. Otra observación importante es que el límite de inflamabilidad se ensancha cuando  $\delta P$  crece desde 0,2 a 0,3, pasando a estrecharse rápidamente al incrementar  $\delta P$  a 0,7. Esto fue un hallazgo muy importante debido a que en los conceptos de precámaras de combustión iniciales se empleaban orificios de diámetro

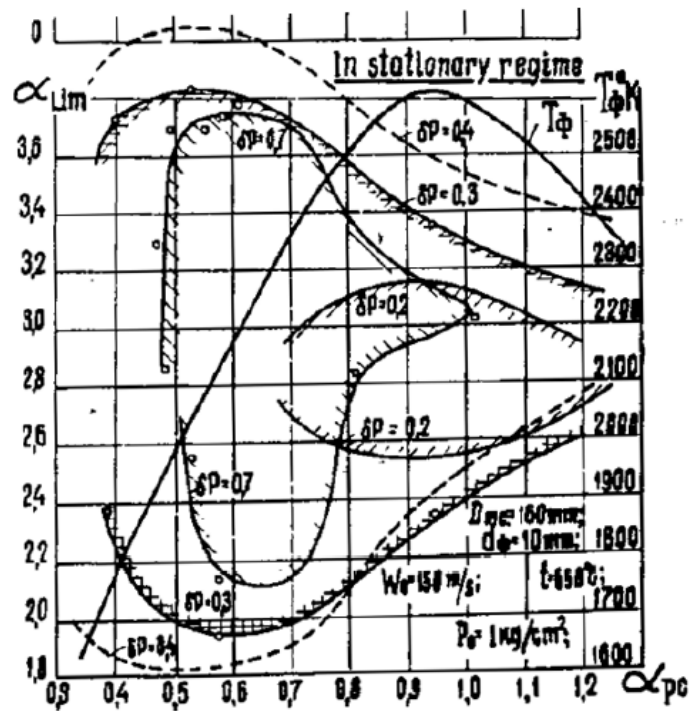


Figura 2.4: Shah, Ashish (2015). Efecto de la riqueza de mezcla en la precámara en varios parámetros de operación. [Figura]. Recuperado de *Improving the efficiency of gas engines using prechamber ignition*.



pequeño para incrementar la velocidad del chorro.

La razón detrás del efecto del diámetro de orificio observado se explica por algunos aspectos fluidodinámicos de la interacción entre los chorros de la precámara y la carga de la cámara principal. Al incrementar  $\delta P$ , el tamaño de los vórtices que se generan en el chorro disminuye, y por debajo de un valor crítico, los vórtices son incapaces de mezclar y encender la carga en la cámara principal.

Otros estudios realizados se basaban en la influencia de la riqueza de mezcla en la precámara en la concentración de especies activas en los productos de la combustión. Se observó que la concentración de especies activas crece cuando la riqueza de la mezcla en la precámara es mayor, mientras que en mezclas más pobres que la estequiométrica, la concentración de especies activas es nula.

Otro aspecto importante del encendido por precámara es el tiempo de residencia. Este se define como el tiempo que transcurre entre la formación de las especies activas y su interacción con la carga pobre de la cámara principal. Así, un menor diámetro de tobera alarga el tiempo de residencia debido a que impone restricciones de flujo hacia la cámara principal y menor flujo de especies activas hacia la misma. Además, un mayor tiempo en el interior de la precámara puede provocar que las especies activas se recombinen dentro, haciendo los chorros menos reactivos y reduciendo el límite de inflamabilidad de la cámara principal. Un tiempo de residencia menor permite la estabilización de la combustión en la cámara principal a mayores velocidades de combustión, mientras que tiempos de residencia mayores reducen la velocidad de combustión estable considerablemente. Con esto, se demuestra que no solo la riqueza de la mezcla influye en la mejora del encendido por precámara, si no que también el tamaño de los orificios, ya que es la variable que en mayor medida afecta al tiempo de residencia.

Conociendo los estudios anteriores y la base del TJI, se procede a describirlo y explicar sus resultados. TJI es una mejor optimización del concepto de ignición por chorro turbulento para aplicación directa en MEP. Este consiste en una pequeña precámara conectada mediante toberas a la cámara principal. La bujía y los inyectores se localizan en la precámara para comenzar el encendido e inyectar el combustible en la misma. El tener los inyectores situados en la precámara permite el control directo del dosado en su interior. Finalmente, el último aspecto importante es la tobera de la precámara. Está compuesta por diversos orificios con diversos diámetros.

La compañía propulsora del sistema TJI, MAHLE, realizó pruebas en un motor monocilíndrico, obteniendo una mejora considerable en distintos aspectos del funcionamiento del motor. El principal consiste en la capacitación de operar en mezcla muy pobres para incrementar de manera significativa la eficiencia térmica, reducir el consumo específico y las emisiones de  $\text{NO}_x$ . También observó una reducción del fenómeno conocido como *picado*, que consiste en el auto-encendido de parte de la mezcla y la consecuente generación de ondas de presión perjudiciales para los componentes del motor. Finalmente, debido a la naturaleza del encendido de la mezcla en la cámara principal, se obtuvieron menores duraciones de combustión en comparación con MEP de operación tradicional.

Durante la realización de este trabajo, el análisis no será de una precámara operada con dosado rico en su interior, a diferencia de lo explicado, sino que esta será pasiva, obteniendo el combustible durante la admisión y la compresión directamente de la cámara principal.

## 2.4. CONVERGE

La mecánica de fluidos computacional consiste en la resolución de los fenómenos relacionados con el movimiento de los fluidos, interaccionando con superficies y otros fenómenos que puedan suceder en el seno de los mismos o externos a ellos, mediante análisis numérico. Así, la mecánica de fluidos computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) es la unión de dos disciplinas: la mecánica de fluidos y análisis mediante métodos numéricos. Mediante el empleo de computadores se puede obtener la solución a flujos de manera precisa y en poco tiempo. Esto permite avanzar en gran medida en la investigación de los flujos, permitiendo progresar en diversas disciplinas de la ciencia como la aerodinámica, hidrodinámica, etc. Debido a sus claras ventajas, el cálculo mediante técnicas CFD se ha impuesto en la investigación de nuevos componentes, sistemas, estructuras, etc., que operen mediante o en el seno de un fluido.

La base del CFD se encuentra en las ecuaciones de Navier-Stokes. Se detallarán más adelante, pero consisten en un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de un fluido. Estas ecuaciones gobiernan la atmósfera terrestre, las corrientes oceánicas y el flujo exterior o interior de cualquier cuerpo, en general, cualquier fenómeno en el que se involucren fluidos newtonianos. Sin embargo, no se dispone de una solución general para el conjunto de ecuaciones. Salvo en ciertos tipos de flujos y situaciones muy concretas, es preciso recurrir al análisis numérico para poder obtener una solución aproximada.

A su vez, el CFD no se basa solo en las ecuaciones de Navier-Stokes, sino que también se pueden calcular otros fenómenos que se dan en el flujo. Sin embargo, en muchas ocasiones, debido a la complejidad de cálculo de estos fenómenos, en lugar de resolverse se emplean modelos para obtener una solución aproximada. Así, mediante el empleo de modelos y los métodos numéricos, se obtienen resultados para flujos de estructuras complejas y diversos fenómenos, como pueden ser la combustión en el seno del fluido, la atomización de *spray*, etc. con una precisión adecuada al objetivo.

En cuanto a los métodos numéricos, para poder llevarlos a cabo es necesario realizar la discretización del dominio espacial para obtener una aproximación de las distintas variables del flujo. Los métodos de discretización espacial se pueden clasificar en: método de diferencias finitas, método de volúmenes finitos y método de elementos finitos. Más adelante se detalla el método empleado por el software CONVERGE, el método de volúmenes finitos.

### 2.4.1. Ecuaciones de la mecánica de fluidos

Como ya se ha comentado, la mecánica de fluidos está principalmente por las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el transporte de la masa, la cantidad de movimiento, la energía y

las especies.

#### 2.4.1.1. Ecuaciones de transporte de masa y cantidad de movimiento

Las expresiones para el transporte de masa y de cantidad de movimiento vienen dadas por las Ecuaciones 2.6 y 2.7.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (2.7)$$

En la Ecuación 2.7 el tensor de esfuerzos viscosos viene dado por la expresión de la Ecuación 2.8.

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

Como se puede observar, en ambas ecuaciones se permiten términos fuentes. En el caso de la ecuación de la conservación de cantidad de movimiento, el término fuente puede surgir de aceleración gravitacional, fuentes de masa, etc. Para la ecuación de la conservación de la masa, el término fuente puede surgir de la evaporación y otros submodelos.

La ecuación de la conservación de la masa junto con la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento particularizada para las tres componentes espaciales componen las ecuaciones de Navier-Stokes.

#### 2.4.1.2. Ecuación de transporte de la energía

La ecuación compresible del transporte de energía viene dada por la expresión de la Ecuación 2.9.

La ecuación de conservación de energía para flujos compresibles viene dada por:

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

Además de los términos de convección y difusión, la ecuación de la energía incluye cuatro términos más. El primero, un término fuente para tener en cuenta fuentes de energía especificadas por el usuario y la disipación turbulenta. Un término de trabajo por presión,  $-P \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$ , que tiene en cuenta la compresión y expansión del fluido. Un término de disipación viscosa,  $\sigma \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ , para considerar la disipación viscosa de energía cinética en calor. Finalmente, un término de difusión de especies,  $\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right)$ , que considera el transporte de energía debido a la difusión de especies.

### 2.4.1.3. Ecuación de transporte de especies

La ecuación de transporte de especies se emplea para resolver la fracción másica de especies en el dominio. La fracción másica de especies se define según la Ecuación 2.10.

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \quad (2.10)$$

Las ecuaciones de especies se pueden resolver individualmente o conjuntamente con cualquier otra ecuación del transporte. Si la cantidad de movimiento no se resuelve, la convección no se tendrá en cuenta en la ecuación de transporte de especies. La Ecuación 2.11 es la ecuación de transporte de especies.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (2.11)$$

### 2.4.2. Discretización espacial

Para la realización del cálculo numérico es necesario dividir el dominio continuo en puntos discretos con el fin de evaluar resolver las ecuaciones en cada punto. Pese a que existen diversos métodos de discretización espacial, CONVERGE emplea el método de los volúmenes finitos. Este método se puede emplear para resolver de manera numérica la forma integral las ecuaciones de conservación. Una ventaja que ofrece es la conservación de las cantidades transportadas tanta para celdas con forma regular como con forma irregular. Tomando como ejemplo un dominio compuesto por tres celdas, como el que se muestra en la Figura 2.5, se explica como se realiza el cálculo de las variables.

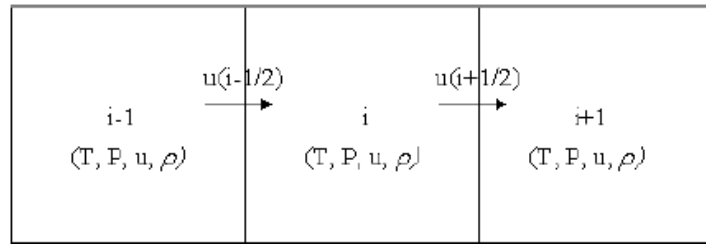


Figura 2.5: Dominio espacial de 3 celdas unidimensional.

Considerando un a ecuación de transporte simple en su forma integral,

$$\frac{d}{dt} \int_V \phi dV + \int_S u \cdot n \phi dS = 0 \quad (2.12)$$

Donde  $V$  es el volumen de celda,  $S$  la superficie y  $n$  la normal a la superficie. El método de los volúmenes finitos resuelve la ecuación en su forma integral realizando el sumatorio de todos los flujos en las caras de las celdas. En CONVERGE, todos los valores se almacenan en el

centro de la celda, como se puede observar en la Figura 2.5. Por lo tanto, para resolver la forma integral de las ecuaciones, la velocidad y  $\phi$  se interpolan. Existen varias formas para obtener el valor de las variables en la celda. Una opción es promediar los valores de las dos celdas adyacentes y colocar en la superficie de la celda, lo que resulta en una superficie con valores  $\phi$  dados por,

$$\phi_{i+1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i+1} \quad (2.13)$$

$$\phi_{i-1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i-1} \quad (2.14)$$

Otra opción reside en ajustar el resultado de  $\phi$ ,

$$\phi_{i+1/2} = \phi_i \quad (2.15)$$

$$\phi_{i-1/2} = \phi_{i-1} \quad (2.16)$$

### 2.4.3. Mallado

La malla es la representación discreta del dominio de estudio del problema. Básicamente, es la partición del espacio en celdas sobre las cuales las ecuaciones pueden ser aproximadas. La realización de un buen mallado es fundamental en el cálculo mediante CFD. Se debe a que la malla define en gran medida la precisión de los resultados obtenidos y el coste temporal de las simulaciones. Los parámetros que determinan la calidad de una malla son:

- Tasa de convergencia: cuánto mayor es este parámetro, antes se alcanza la solución del problema. Mallas con menor calidad pueden no simular correctamente determinados fenómenos que pueden llegar a provocar la divergencia de la solución.
- Precisión: dependiendo de la calidad de la malla, la precisión en los resultados será mayor o menor, sobretodo en zonas donde la geometría genera elevados gradientes.
- Coste computacional: dependiendo de la calidad, la relación entre precisión y coste computacional será mayor o menor. Cuánto mayor precisión con menor coste computacional, la calidad de la malla será mayor.
- Independencia de malla: una malla se puede considerar buena, si al comparar los resultados obtenidos con otra malla no varían. Esto se denomina independencia de malla, lo que indica que la solución se ha alcanzado de manera precisa y no depende de la malla que se emplee siempre que sea buena.

La geometría de las celdas puede variar mucho dependiendo de diversos factores, como la geometría del problema, precisión o coste computacional. En el software CONVERGE, la geometría de las celdas empleada para la generación de la malla es 3D cúbica. La malla generada en todo el dominio está compuesto de cubos perfectos. Además, las mallas se pueden clasificar atendiendo a la conectividad que se produce entre sus celdas. Así, la clasificación es:

- Malla estructurada: se identifican por conectividad regular. Las opciones de geometría de celda son cuadriláteros 2D o hexaedros 3D. Son altamente eficientes en términos de empleo de memoria. Además, ofrecen mejores convergencias y mayor resolución.
- Malla no-estructurada: se identifica por conectividad irregular. Permiten el empleo de cualquier geometría que los *solver* necesiten. Son altamente ineficientes en términos de memoria.

CONVERGE emplea malla estructurada y para ganar precisión en las zona próximas a geometrías complejas, refina la malla. Así, además de la reducción del tamaño base, en CONVERGE existen otros métodos de refinamiento de malla para obtener mayor precisión en zonas de interés. El más interesante es el *Adaptative Mesh Refinement* (AMR). Esta herramienta permite el refinamiento de la malla en las zonas donde los gradientes sean demasiado elevados con el fin de no perder información.

La Figura 2.6 muestra la malla generada por CONVERGE con un refinamiento de malla en zonas de geometría compleja y por AMR en el frente de llama en la zona superior de la precámara, debido a los altos gradientes que se generan en el mismo.

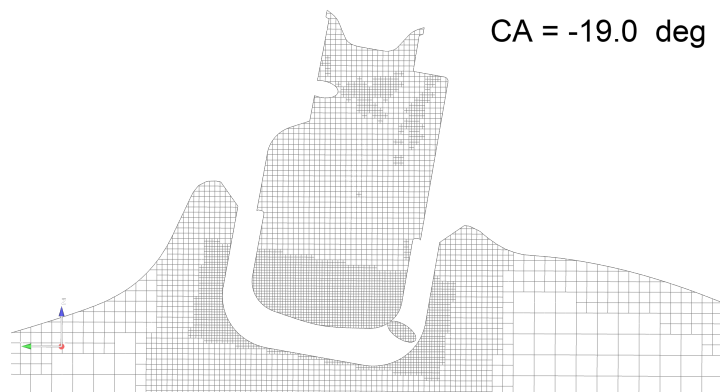


Figura 2.6: Malla generada por CONVERGE.

#### 2.4.4. Modelos de turbulencia

El tratamiento de la turbulencia es un problema complejo al que se le han dedicado numerosas investigaciones. El desarrollo de la mecánica de fluidos computacional trajo aparejada la necesidad de la representación computacional del proceso de turbulencia, lo que dio lugar a varios modelos computacionales de turbulencia. Estos se pueden agrupar en:

- Modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes): se basan en el promediado de las ecuaciones del fluido.
- Modelos LES (Large Eddy Simulation): se basan en un filtrado espacial de las ecuaciones de gobierno del fluido. De esta manera, se resuelven las grandes escalas mientras que

para las escalas más pequeñas se asume un modelo que permita aproximar su influencia general en la variación de los parámetros del flujo.

- Modelo DNS (Direct Numerical Simulation): tratan de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes de forma directa, empleando solo las discretizaciones numéricas. Es el más completo en cuanto a exactitud de resultados. Sin embargo, debido a que el tamaño de las celdas para la solución de los remolinos tiene que ser muy pequeño, el coste computacional es muy elevado.

Para la realización de este trabajo se emplea el modelo RANS. Este modelo se basa en la descomposición de las variables del flujo en la suma de un promediado temporal y un término fluctuante.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.17)$$

Para obtener las ecuaciones del transporte de RANS se sustituye la descomposición RANS en las ecuaciones de Navier-Stokes. Así, las ecuaciones de transporte de masa y de momento quedan como se observan en las Ecuaciones 2.18 y 2.19.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} u'_i u'_j \right) \quad (2.19)$$

Donde el promedio Favre,  $\tilde{\cdot}$ , se define para velocidad como  $\tilde{u}_i \equiv \frac{\rho \bar{u}_i}{\bar{\rho}}$ . El promediado de las ecuaciones introduce términos adicionales llamados esfuerzos de Reynolds, que representan los efectos de la turbulencia. Estos vienen dados por el término de la derecha de la Ecuación 2.19,  $\tau = -\bar{\rho} u'_i u'_j$ .

Aunque existen distintos métodos para modelar empleando RANS, los modelos de dos ecuaciones son los seleccionados para la realización de los cálculos a lo largo de este trabajo. Existen diferentes modelos dentro de esta clasificación, siendo los más conocidos el modelo  $k - \varepsilon$  y el modelo  $k - \omega$ . En este trabajo el modelo empleado es una variante del modelo  $k - \varepsilon$ , el modelo *RNG*  $k - \varepsilon$ . El modelo  $k - \varepsilon$  consiste en un modelo de turbulencia que resuelve dos ecuaciones en las que se interrelacionan la energía cinética del fluido turbulento  $k$  y su velocidad de disipación  $\varepsilon$  al sistema de ecuaciones del fluido.

El modelo *RNG*  $k - \varepsilon$  varía con respecto al modelo  $k - \varepsilon$  en que se tienen en cuenta escalas espaciales más pequeñas. Ofrece buenos resultados para simulaciones de aire en espacios cerrados. Este el modelo empleado durante la realización de los cálculos de este trabajo.

Los esfuerzos de Reynolds para este modelo vienen dados por la Ecuación 2.20.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

Donde la energía cinética turbulenta es  $k = \frac{1}{2} \widetilde{u'_i u'_i}$  y la viscosidad turbulenta,  $\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ . En la expresión de la viscosidad turbulenta,  $\varepsilon$  es la disipación de energía cinética turbulenta y  $c_\mu$  se corresponde con la constante del modelo, la cual se ajusta para cada flujo. Finalmente, el tensor de deformación media viene dado por la Ecuación 2.21, quedando completamente definida la expresión de los esfuerzos de Reynolds.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.21)$$



## Capítulo 3

# Casos de estudio y metodología

### 3.1. Introducción

Durante este capítulo se explica el caso de estudio de este proyecto y la metodología seguida en la realización del mismo. Se comienza describiendo el modelo CFD empleado y se continua detallando cómo reconfigurar el caso para distintos puntos de operación y geometrías, así como configuración de distintos parámetros del modelo CFD, tales como refinamiento de malla y puntos de monitorización de variables. Finalmente se explican los pasos seguidos en el análisis de los resultados obtenidos. El caso de estudio es cedido por la empresa fabricante de automóviles *Renault*.

A su vez, este capítulo cumple con uno de los objetivos secundarios del trabajo, la composición de un procedimiento de configuración para casos similares al realizado. Actualmente, la puesta a punto de modelos CFD puede llegar a ser costosa, y en costes temporales puede suponer un porcentaje elevado del trabajo realizado. Además, en el Instituto Universitario de Motores Térmicos - CMT, centro en el que se ha desarrollado este trabajo, la circulación de personal en prácticas y doctorandos obliga a que el tiempo invertido en formación del personal en modelado CFD sea demasiado elevado. Así, este capítulo sirve de guía de procedimiento, desarrollada en la línea de CFD del centro y en coordinación con el departamento de combustión, con el fin de reducir el tiempo de formación e incrementar la eficacia y robustez del cálculo CFD en casos similares al implementado.

### 3.2. Casos de estudio

El caso a simular consiste en un motor monocilíndrico de 4T. Trabaja con mezcla homogénea, la cual se realiza en el colector de admisión mediante un inyección. Una vez la inyección se ha realizado, la mezcla aire-combustible accede al cilindro a través de las válvulas de admisión totalmente homogénea. Se realiza la compresión de la misma, provocando que la mezcla se introduzca en el interior de la precámara de combustión, donde se localiza la bujía. Al alcanzarse un ángulo de cigüeñal cercano al PMS, la bujía realiza la descarga de energía y comienza la combustión en la precámara. La presión en el interior de esta aumenta, permitiendo la salida

de los gases quemados a una temperatura y velocidad elevada, que aportan turbulencia a la mezcla y comienzan la combustión en la cámara de combustión principal. Comienza la expansión, y al alcanzar aproximadamente el PMI, se realiza la apertura de las válvulas de escape, comenzando a barrerse, entonces, los gases quemados fuera del cilindro.

En la Tabla 3.1 se muestran los valores de los parámetros geométricos del cilindro en el modelo.

<b>Diámetro del cilindro</b>	0.08 m
<b>Carrera del cilindro</b>	0.08 m
<b>Longitud de biela</b>	0.13575 m

Tabla 3.1: Parámetros geométricos del cilindro.

Esta sería la descripción de un ciclo de funcionamiento del motor monocilíndrico modelado. Sin embargo, se ha de profundizar en mayor medida. En primer lugar, se diferencian dos configuraciones distintas:

- **AERO:** esta primera configuración se emplea para simular la aerodinámica en el interior del cilindro durante la admisión, combustión y escape, pero sin modelar la combustión. Principalmente se emplea para obtener los valores de inicialización para la combustión.
- **COMB:** en esta configuración se modela la combustión empleando datos de inicialización tomados de la configuración AERO. Se simula solo la combustión para analizar las características de la misma.

### 3.2.1. Geometría de la configuración AERO

Se disponen de dos geometrías con grandes diferencias, cada una correspondiente a una de las configuraciones mencionadas. Para la configuración AERO, al necesitar simular la aerodinámica de toda la geometría de motor, la geometría es más compleja, con un mayor número de elementos.

En la Figura 3.1 se puede observar una vista general de la geometría con la lista de todas las superficies identificadas por su número. En la parte izquierda, de color verde, está la línea de admisión, con su correspondiente remanso, mientras que en la zona de la derecha, en magenta, está la línea de escape con su remanso. Aproximándose más al cilindro, se pueden observar el colector de admisión y de escape. En ambos colectores, se encuentran las válvulas que controlan el movimiento de los gases entre los colectores y el cilindro.

En la Figura 3.2 se observa la totalidad de la geometría de las válvulas inmersa en el volumen fluido. Esto se debe a que se quiere tener en cuenta el efecto de las válvulas en el flujo durante los procesos de admisión y escape, así como del movimiento que pueda inducir en el interior del cilindro. En la parte de la izquierda está el colector de admisión, en color gris,

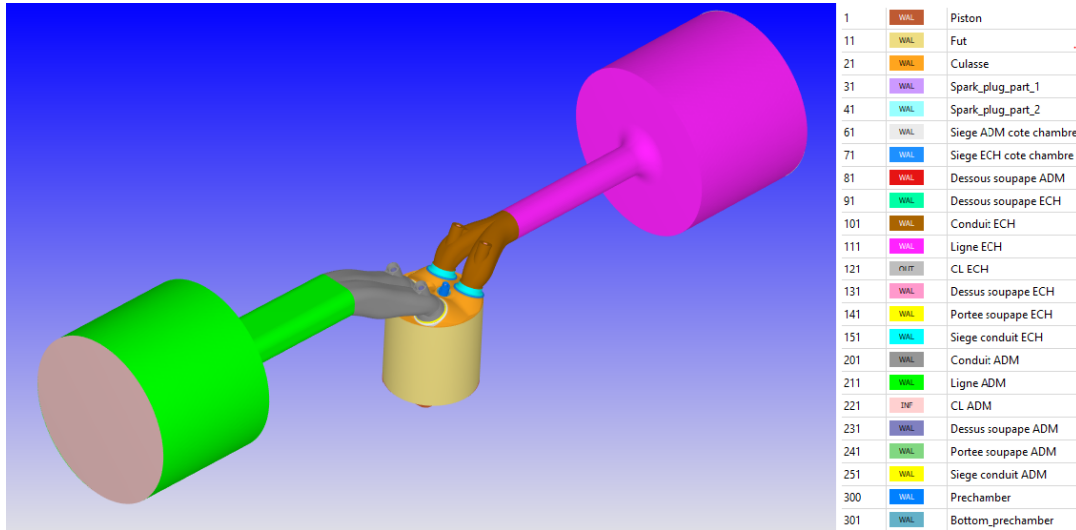


Figura 3.1: Geometría de la configuración AERO.

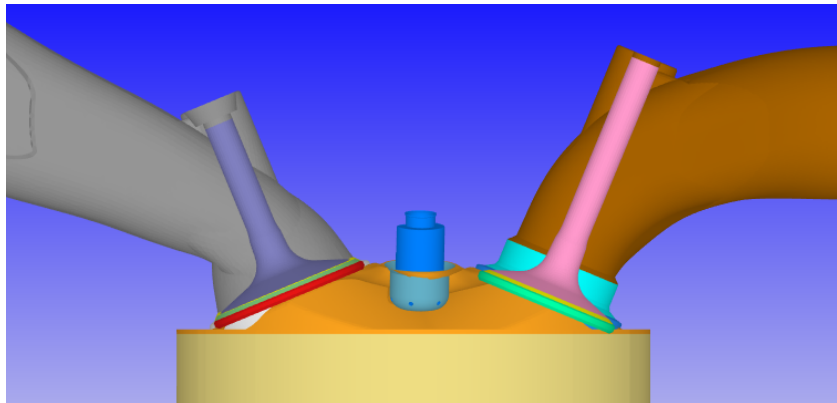


Figura 3.2: Geometría de los colectores y las válvulas en la configuración AERO.

y a la derecha, en marrón, el colector de escape. También se pueden observar los asientos de las válvulas en la culata, también tenidos en cuenta para obtener resultados lo más realistas posibles.

La geometría de la culata se observa en la Figura 3.3. El espacio circular que se aprecia en el centro está destinado a ser ocupado por la precámara de combustión. La hendidura central cilíndrica se corresponde con una ranura disponible para incorporar un inyector en el caso de que se quiera operar el motor con inyección directa.

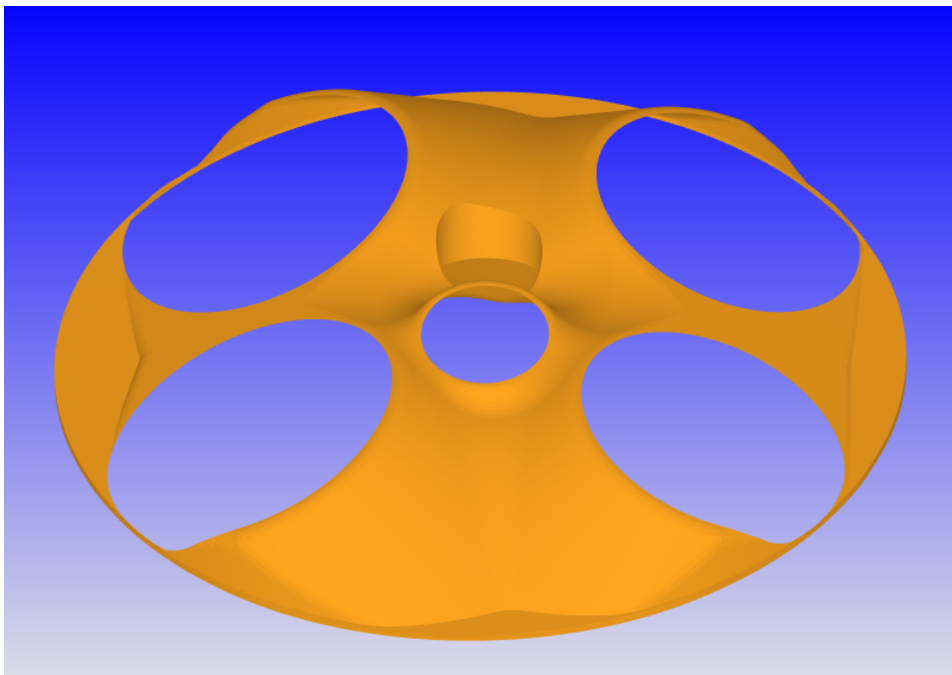


Figura 3.3: Geometría de la culata en la configuración AERO.

En cuanto a la cámara de combustión principal, ésta está compuesta por el pistón y la culata. Se observa en la Figura 3.4 que tiene una geometría típica de MEP, en forma de cuña para reducir las posibilidades de detonación durante la combustión del motor.

Finalmente, el último elemento de la geometría para esta configuración se corresponde con la precámara de combustión, objeto de análisis principal en este proyecto. En la Figura 3.5 se muestra la geometría de una de las geometrías de precámara empleadas en las simulaciones. Más adelante se detallarán las especificaciones de las distintas geometrías de precámara. Como se puede observar, en el interior de la precámara se encuentra la bujía. La precámara se compone de una zona superior, externa al cilindro, donde se localiza la bujía y comienza la combustión, y una parte inferior, introducida en el cilindro, en la que se encuentran los orificios que actúan como toberas y eyectan los gases del interior hacia el cilindro.

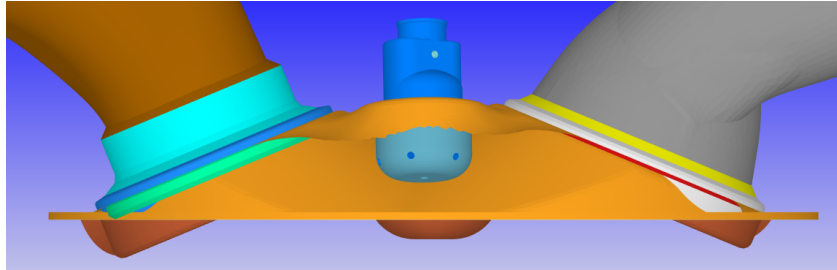


Figura 3.4: Geometría de la cámara de combustión principal en la configuración AERO.

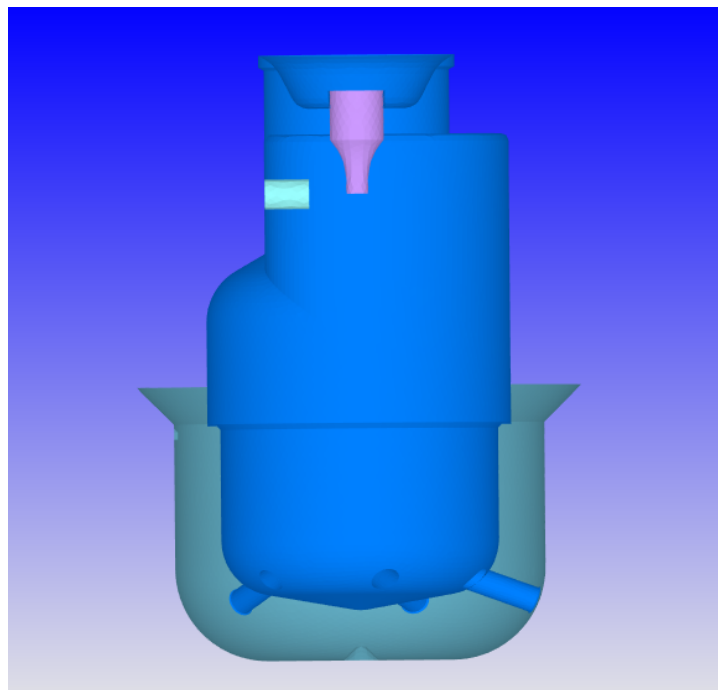


Figura 3.5: Geometría de la precámara de combustión en la configuración AERO.

### 3.2.2. Geometría de la configuración COMB

En esta configuración se simula solo el proceso de combustión, partiendo de los datos obtenidos de la configuración AERO. La geometría se simplifica considerablemente al no simularse el proceso de renovación de la carga. La Figura 3.6 muestra la geometría de esta configuración. Consta tan solo de la camisa del pistón, el pistón, la culata, la precámara de combustión y la parte inferior de la válvulas, tanto de escape como de admisión.

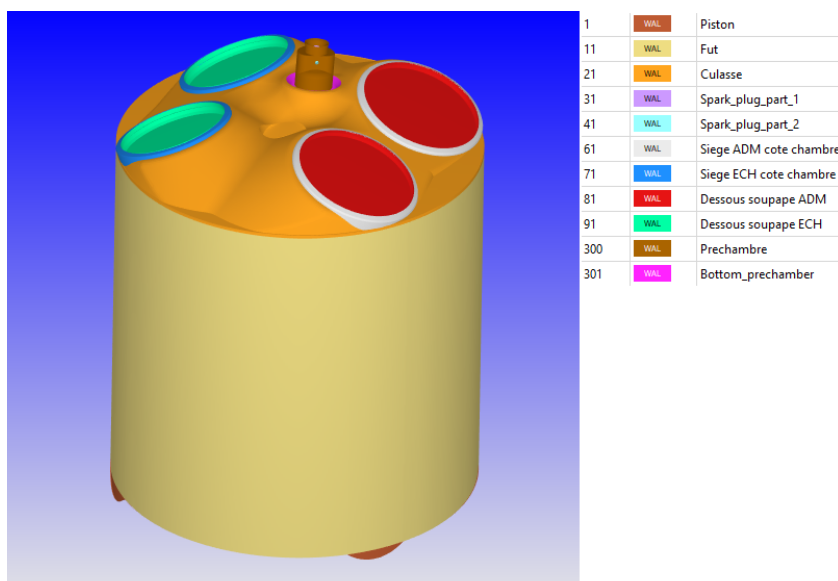


Figura 3.6: Geometría de la configuración COMB.

Básicamente, se trata de la misma geometría de la configuración AERO pero eliminando elementos innecesarios en el proceso de combustión, simplificándola.

### 3.2.3. Geometría de las precámaras

Se emplean dos geometrías de precámara de combustión distintas. Las especificaciones de cada geometría están recogidas en la Tabla 3.2.

Las principales diferencias entre estas precámaras residen en el diámetro de los orificios que comunican con el cilindro y el volumen de las mismas. Geométricamente, la diferencia de volumen se consigue alargando o acortando la parte superior e inferior de la precámara. El diámetro de los orificios en la PC4 es 0.2 mm mayor en la PC4 que en la PC1, lo que permite un mayor gasto másico a través de los mismos, así como una pérdida de presión menor. En cuanto a medidas de las precámaras, la PC4 es 4,37 mm más larga en la parte superior y 2,7 mm en la parte inferior. La variación en ambas partes de la longitud para variar el volumen se realiza por factores constructivos. En la parte superior se ubica la bujía, por lo que es necesario dejar espacio para su integración en la precámara. Variando solo la longitud de la parte superior

	Volumen (mm <sup>3</sup> )	Número de orificios (-)	Diámetro de orificio (mm)	Distancia entre electrodos Centro/Neutro (mm)
PC4	950	6	0.5	1
PC1	600	6	0.7	1

Tabla 3.2: Especificaciones de las precámaras de combustión.

para modificar el volumen, en PC1 no quedaría espacio para acoplar la bujía.

### 3.2.4. Especificaciones de los casos de estudio

Se desarrollan dos puntos de operación diferentes, en alta carga y en baja carga. En ambos casos se simulan las configuraciones AERO y COMB con PC1 y PC4. En total se obtienen ocho simulaciones. A continuación se desarrollan los datos más relevantes para cada caso de estudio.

#### 3.2.4.1. Alta Carga

El punto de alta carga es a 4500 rpm. Además de la velocidad de giro del cigüeñal, también se diferencia del punto de operación de baja carga en la cantidad de combustible inyectado y, por tanto, en la composición del aire de entrada al cilindro, y en el avance de encendido de chispa.

- Masa de combustible por cilindro y ciclo:  $Q_f=28.67$  mg/cc

- Ángulo de cigüeñal de fin de chispa:  $EoS=-9.4^\circ$

- Composición de mezcla fresca:

$$Y_{N_2}=0.719$$

$$Y_{O_2}=0.216$$

$$Y_{IC_8H_{18}}=0.065$$

$$Y_{CO_2}=0$$

$$Y_{H_2O}=0$$

- Composición de gases quemados:

$$Y_{N_2}=0.716$$

$$Y_{O_2}=0$$

$$Y_{IC_8H_{18}}=0$$

$$Y_{CO_2}=0.198$$

$$Y_{H_2O}=0.086$$

### 3.2.4.2. Baja Carga

El punto de operación de baja carga es a 1350 rpm. Además, la cantidad de combustible inyectado es menor y se adelanta el encendido de chispa.

- **Masa de combustible por cilindro y ciclo:**  $Q_f=9.38$  mg/cc
- **Ángulo de cigüeñal de fin de chispa:**  $EoS=-24^\circ$
- **Composición de mezcla fresca:**

$$Y_{N_2}=0.71$$

$$Y_{O_2}=0.215$$

$$Y_{IC_8H_{18}}=0.074$$

$$Y_{CO_2}=0$$

$$Y_{H_2O}=0$$

- **Composición de gases quemados:**

$$Y_{N_2}=0.68$$

$$Y_{O_2}=0$$

$$Y_{IC_8H_{18}}=0$$

$$Y_{CO_2}=0.219$$

$$Y_{H_2O}=0.101$$

### 3.2.4.3. Configuración AERO

Los datos que más interesan para realizar este proyecto son las condiciones de contorno y las inicializaciones de las distintas regiones. A partir de aquí, se describirán las condiciones de contorno tanto para el alta como para baja carga, así como las inicializaciones de las regiones.

La configuración AERO consta de 24 condiciones de contorno diferentes, una para cada superficie de la geometría y 2 para definir la entrada y salida de gases.

**Piston:** condición de contorno tipo WALL. Este tipo de condiciones de contorno modela una pared que el flujo no puede atravesar y la ley de pared en sus proximidades. En este caso, se define como una pared móvil con un movimiento de traslación y se especifica que se trata de un pistón.

**Camisa del pistón:** se corresponde con la superficie 11 de la geometría que se observa en la Figura 3.1. La condición de contorno aplicada a esta superficie es WALL sin movimiento.

**Culata:** se corresponde con la superficie 21 de la Figura 3.1. Es una condición de contorno tipo WALL sin movimiento.



**Parte superior de la bujía:** se corresponde con la superficie 31 de la Figura 3.1, aunque se aprecia mejor en la Figura 3.5, siendo la superficie morada que se aprecia en la zona superior de la precámara. Es una condición de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Parte inferior de la bujía:** se corresponde con la superficie 31 de la Figura 3.1, en la Figura 3.5 es la superficie azul claro. Es una condición de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Asiento de las válvulas de admisión:** se corresponde con la superficie 61 de la Figura 3.1. Es una condición de tipo WALL sin movimiento.

**Asiento de las válvulas de escape:** se corresponde con la superficie 71 de la Figura 3.1. Es una condición de tipo WALL sin movimiento.

**Válvulas de admisión:** estaría compuesta por varias superficies, siendo estas las que se corresponden con la 81, 231 y 241. Se definen como tipo WALL móviles con traslación. Siguen el perfil de levantamientos que se les especifica.

**Válvulas de escape:** están definidas como el mismo tipo de condición de contorno que las válvulas de admisión, pero siguiendo un perfil de levantamiento diferente. Se corresponden con las superficies 91, 131 y 141.

**Línea de admisión:** es la superficie 211. Condición de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Colector de admisión:** Está compuesto por el colector en sí y el asiento del colector a la culata. Son la superficie 211 y 251, respectivamente, condiciones de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Línea de escape:** es la superficie 111. Condición de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Colector de escape:** está compuesto por el colector en sí y el asiento del colector a la culata. Son la superficie 101 y 151, respectivamente, condiciones de contorno tipo WALL sin movimiento.

**Precámara de combustión:** está compuesta por la parte interna de la precámara, donde se produce la combustión, y la parte externa, introducida en el interior de la cámara de combustión, como se puede ver en la Figura 3.5. Se corresponde con las superficies 300 y 301. Son condiciones de contorno del tipo WALL sin movimiento.

**Entrada al dominio:** se localiza al principio de la línea de admisión, en la zona del remanso. Es la superficie 221. Está definida como una condición de contorno de tipo INFLOW. Estas condiciones de contorno definen la entrada de fluido al dominio y las características con las que entrará. Se define la presión a la que se encuentra el fluido en esa superficie, la temperatura y la composición del fluido.

**Salida del dominio:** se localiza al final de la línea de escape, en la zona del remanso. Es la superficie 121. Está definida como una condición de contorno de tipo OUTFLOW. Estas condiciones de contorno definen la salida de fluido al dominio y las características con las que saldrá. Se define la presión a la que se encuentra el fluido en esa superficie, la temperatura y la composición del fluido. La composición del fluido es distinta a la de entrada debido a la reacción química de combustión, donde se forman los productos de la combustión.

Sin embargo, debido a que la configuración AERO se emplea para obtener la inicialización para la configuración COMB, la combustión no se modela, si no que es forzada. Para ello, se define una ley de liberación de calor y se implementa mediante una fuente de energía. Se explicará con detalle más adelante.

Respecto a las regiones, cada superficie y condición de contorno se asocia una región del dominio. Estas regiones deben inicializarse mediante unos valores de temperatura, presión, velocidad y composición del fluido que el cálculo tomará como punto de partida en las iteraciones. En la Figura 3.7 se muestra la geometría de la configuración AERO con cada región del dominio especificada con un número identificador en rojo sobre la misma.

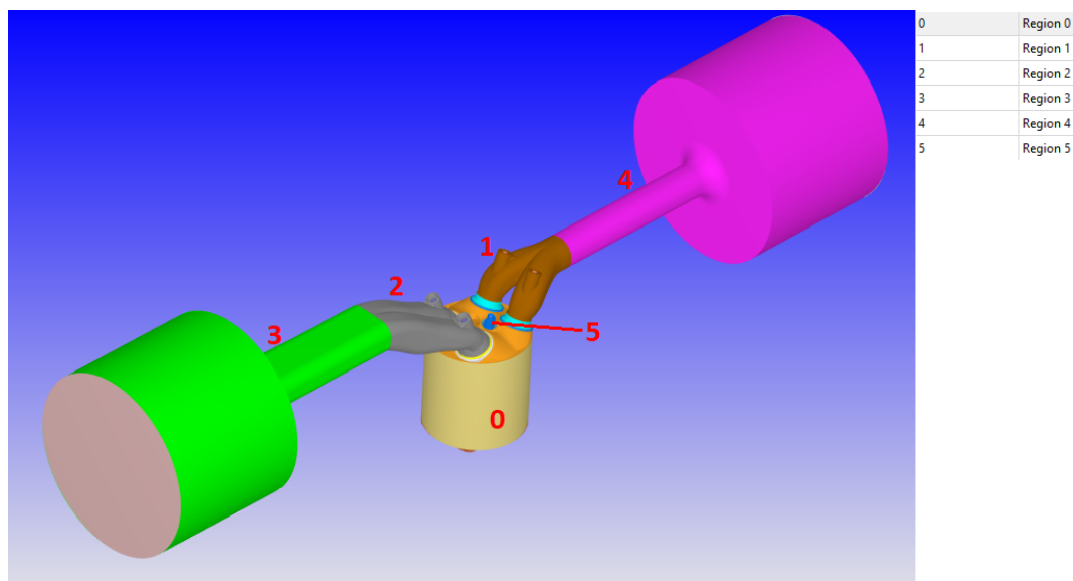


Figura 3.7: Regiones de la configuración AERO.

**Línea de admisión:** se corresponde con la región 3.

**Colector de admisión:** engloba la zona del colector de admisión, hasta el plano que lo separa con el cilindro al abrir las válvulas. Es la región 2.

**Cilindro:** es la región 0, delimitada por la culata, los colectores, la precámara, el pistón y la camisa del pistón.

**Precámara de combustión:** es la región 5, comprendida en el interior de la precámara de combustión, incluyendo los orificios de la misma.

**Colector de escape:** es la región 1, comprendida dentro del colector de escape, limitando de igual manera que la región del colector de admisión con el cilindro.

**Línea de escape:** es la región 4.

### CAPÍTULO 3. CASOS DE ESTUDIO Y METODOLOGÍA

Una vez explicada cada superficie y la condición de contorno y región asociadas a cada una de ellas, las condiciones de contorno y valores para las distintas variables se definen en las Tablas 3.3 y 3.4.

ID	Superficie	Condición de contorno	T (K)	P (Pa)
1	Pistón	WALL	480.0	-
11	Camisa	WALL	400.0	-
21	Culata	WALL	470.0	-
31	Bujía Parte Sup.	WALL	720.0	-
41	Bujía Parte Inf.	WALL	720.0	-
61	Asiento Valv. Adm.	WALL	383.0	-
71	Asiento Valv. Esc.	WALL	500.0	-
81	Parte Inf. Válv. Adm.	WALL	520.0	-
91	Parte Inf. Válv. Esc.	WALL	650.0	-
101	Colector Esc.	WALL	480.0	-
111	Línea Esc.	WALL	470.0	-
121	Salida Dominio	OUTFLOW	753.7	92606.0
131	Parte Sup. Válv. Esc.	WALL	620.0	-
141	Parte Interm. Válv. Esc.	WALL	550.0	-
151	Asiento Col. Esc.	WALL	500.0	-
201	Colector Adm.	WALL	370.0	-
211	Línea Adms	WALL	340.0	-
221	Entrada Dominio	INFLOW	284.0	95706.0
231	Parte Sup. Válv. Adm	WALL	420.0	-
241	Parte Interm. Válv Adm.	WALL	450.0	-
251	Asiento Col. Adm.	WALL	380.0	-
300	Precámara	WALL	670.0	-
301	Parte Inf. Precámara	WALL	670.0	-

Tabla 3.3: Síntesis de las condiciones de contorno en la config. AERO.

#### 3.2.4.4. Configuración COMB

La configuración COMB, al consistir geoméricamente en una versión simplificada del caso AERO, dispone de menos condiciones de contorno, y coincidentes con la configuración AERO.

Ya se explican en el subapartado anterior todas las superficies y condiciones de contorno asociadas a cada una de las mismas, siendo idénticas en la configuración COMB que en la AERO. En las Tablas 3.5 y 3.6 se muestran las condiciones de contorno y los valores aplicados

ID	Región	T (K)	P (Pa)
0	Cilindro	1500.0	92606.0
1	Colector Esc.	753.7	92606.0
2	Colector Adm.	284.0	95706.0
3	Línea Adm.	284.0	111900.0
4	Línea Esc.	753.7	92606.0
5	Precámara	1500.0	92606.0

Tabla 3.4: Síntesis de los valores de inicialización en las regiones del dominio en la config. AERO.

en la configuración COMB.

ID	Superficie	Condición de contorno	T (K)
1	Pistón	WALL	480.0
11	Camisa	WALL	400.0
21	Culata	WALL	470.0
31	Bujía Parte Sup.	WALL	720.0
41	Bujía Parte Inf.	WALL	720.0
61	Asiento Valv. Adm.	WALL	383.0
71	Asiento Valv. Esc.	WALL	500.0
81	Parte Inf. Válv. Adm.	WALL	520.0
91	Parte Inf. Válv. Esc.	WALL	650.0
300	Precámara	WALL	670.0
301	Parte Inf. Precámara	WALL	670.0

Tabla 3.5: Síntesis de las condiciones de contorno en la config. COMB.

Como se puede observar, en la configuración COMB no hay condiciones de contorno de entrada o de salida de fluido del dominio. Esto es porque con esta configuración solo se desea modelar el proceso de combustión, para observar como progresa, y analizar los resultados en los parámetros termodinámicos del fluido encerrado en el cilindro.

### 3.3. Metodología

El proyecto consiste en la obtención de los parámetros de diseño para la optimización de la precámaras de combustión, por lo que el mismo comienza con el cálculo de la combustión en una geometría de precámara inicial. Esta es la que, en el subapartado de geometría anterior,

ID	Región	T (K)	P (Pa)
0	Cilindro	1500.0	92606.0
5	Precámara	1500.0	92606.0

Tabla 3.6: Síntesis de los valores de inicialización en las regiones del dominio en la config. COMB.

se codifica como PC4. Se tiene la geometría de la precámara y del resto del cilindro y la configuración del punto de operación de alta carga cedido por el fabricante *Renault*. Se trata del punto de inicio y a partir del mismo se desarrolla el plan de trabajo y la metodología de estudio.

El plan de trabajo se establece al comienzo del trabajo. Este consiste en los siguientes puntos:

- Revisión bibliográfica y obtención de conocimientos para la configuración de los casos simulados y el análisis de los resultados obtenidos.
- Empleo del clúster de cálculo RIGEL para la realización de las simulaciones.
- Control del estado de las simulaciones durante su transcurso.
- Obtención de los archivos producto de la simulación y postproceso de los mismos para la obtención de los resultados.
- Análisis de los datos obtenidos y comprensión de los fenómenos que se dan durante la simulación.
- Configuración de los nuevos casos y repetición del proceso hasta obtener los resultados de todos los casos.
- Análisis comparativo final de los resultados y definición de las variables de diseño para la optimización de la precámara.

Siguiendo los puntos del plan de trabajo, a continuación se describe la metodología empleada en la realización del proyecto. Para la configurar los distintos casos a simular, se empleará el software CONVERGE Studio, creado por la misma compañía para facilitar la configuración de los modelos a simular.

### 3.3.1. Configuración inicial

La configuración inicial se corresponde con el caso para la geometría de precámara PC4 y punto de operación de alta carga. Los valores de los parámetros que definen esta configuración se explican en apartados anteriores. Sin embargo, hay muchos otros parámetros y configuraciones que no se mencionan debido a que no definen el caso. Para describir el caso en su totalidad, se emplean imágenes que muestran donde se sitúan estos parámetros y configuraciones en el

software, explicando en qué consisten.

Se empezará describiendo la configuración AERO y, posteriormente, la configuración COMB.

### 3.3.1.1. Configuración AERO

#### 3.3.1.1.1 Aplicación

Lo primero que se define al comenzar la configuración del caso es la aplicación del mismo. En este caso, se trata de un motor de combustión interna alternativo, basando su dimensión temporal en el ángulo de cigüeñal. Para poder realizar esta transformación temporal a ángulo de cigüeñal, se definen la velocidad angular del cigüeñal, la longitud de la biela y la carrera del pistón, y el software realiza la conversión de manera interna. Además, se define el diámetro pistón. Por último, se definen las superficies que se corresponden con el pistón, la camisa del pistón y la culata, que se toman como referencia para realizar cálculos internos.

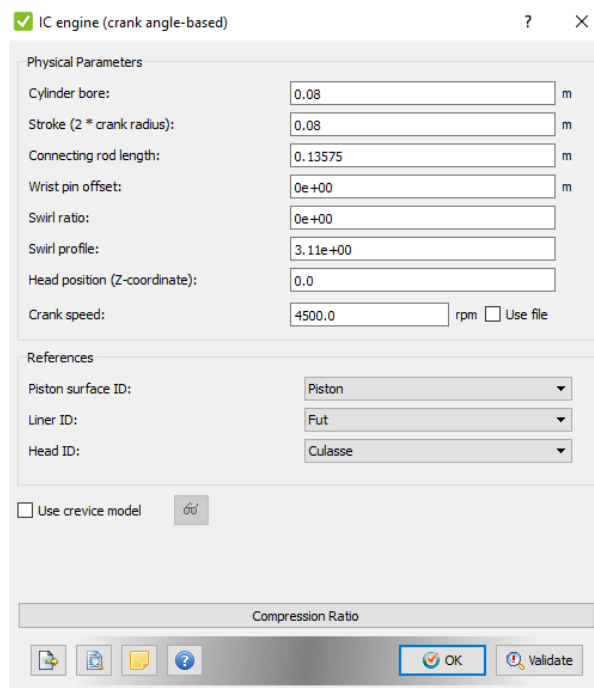


Figura 3.8: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Motor de combustión interna.

#### 3.3.1.1.2 Materiales

A continuación se configura el material a simular del modelo. Se trata de una simulación de un fluido gaseoso sin reacciones químicas. Para configurar como se simula el gas, se emplea la ventana de la Figura 3.9. En ella se define la ecuación de estado que gobierna el fluido gaseoso y las variables necesarias para la misma. El software tiene implementadas diferentes ecuaciones

de estado: gas ideal, Redlich-Kwong, Redlich-Kwong-Soave y Peng-Robinson. La empleada en esta configuración es la ecuación de estado de Redlich-Kwong. Esta ecuación puede es:

$$P = \frac{R\Delta T}{v - \beta_{rk}\Delta\nu_c} - \frac{\alpha_{rk}\Delta \frac{p_c\Delta\nu_c^2}{\sqrt{T_r}}}{v^2 + \beta_{rk}\Delta\nu_c\Delta v} \quad (3.1)$$

Donde,

$$v_c = \frac{R\Delta T_c}{p_c} ;$$

$$\alpha_{rk} = 0,42748 ;$$

$$\beta_{rk} = 0,08664 ;$$

Los datos termodinámicos del gas necesarios se especifican en el archivos *therm.dat*. En la parte inferior de la ventana, al pulsar el botón *Gas thermodynamic data ...* se pueden ver todas las especies de las que se disponen datos e incluso graficar estos datos en función de la temperatura. Los datos que se tienen son la capacidad calorífica molar, la entalpía molar y la entropía molar.

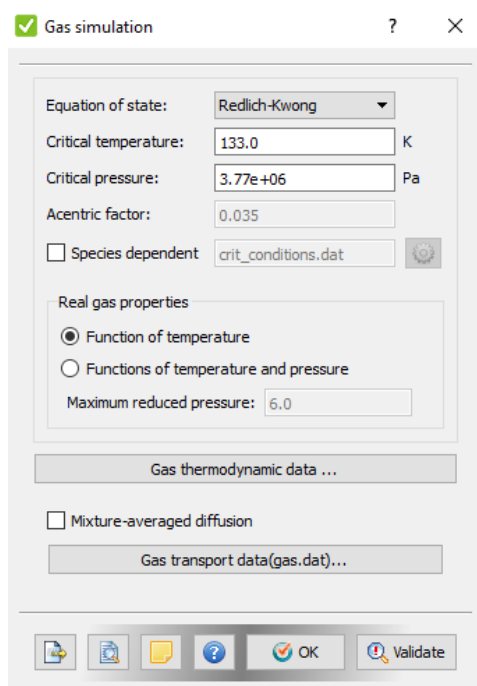


Figura 3.9: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Simulación de gas.

A continuación se definen los parámetros de transporte globales del gas en la ventana que muestra la Figura 3.10. Estos son el número de Prandtl turbulento y el número de Schmidt turbulento. El número de Prandtl turbulento relaciona la viscosidad turbulenta con la conductividad turbulenta. Dependiendo de su valor, el comportamiento del flujo turbulento estará

dominado por la difusividad térmica o por la difusividad de la cantidad de movimiento. Su valor entra dentro del rango de valores habituales para la resolución de este tipo de casos. El número de Schmidt turbulento relaciona la viscosidad turbulenta con la difusividad másica. Así, cuanto mayor sea su valor, el flujo está dominado por la difusividad de momento, y menor importancia tendrá la difusividad másica. Como el número de Prandtl, el número de Schmidt se encuentra dentro del rango de valores habituales.

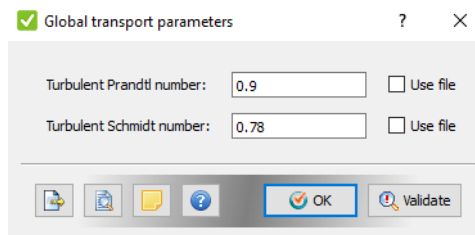


Figura 3.10: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros globales de transporte.

Para terminar de configurar el fluido de la simulación, se definen las especies que lo componen. Esto se realiza en la ventana de la Figura 3.11. Al tratarse de más de un ciclo del motor, se introducen las especies que componen la mezcla de aire-combustible y de los gases quemados. De esta forma, el software tendrá en cuenta las especies que hay en el fluido y sus propiedades a lo largo de todo el ciclo, obteniendo distintos resultados para la aerodinámica del proceso de admisión que del proceso de escape.

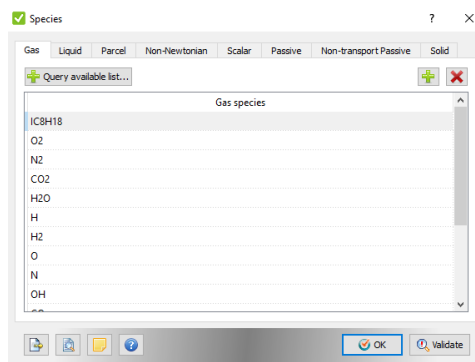


Figura 3.11: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Especies del gas.

### 3.3.1.1.3 Parámetros de simulación

La siguiente sección de la configuración son los parámetros de simulación. Se distinguen en esta parámetros de ejecución de simulación, parámetros temporales de la simulación y parámetros para los distintos *solvers*. En los parámetros de ejecución, los más importantes son la opción de ejecutar desde el instante de simulación inicial o desde un fichero *.rst*, es decir, reiniciar la simulación desde un punto anterior, el modo de simulación y la opción de generar



la superficie a partir de un archivo, en este caso *prechambre.dat*. Al tratarse de simulaciones de larga duración y por la restricción que impone el clúster de cálculo RIGEL de un máximo de tiempo de simulación de 48 horas, la opción de reinicio de simulación es considerablemente útil. Además de marcar esta opción, se debe especificar el número de reinicio para modificar el nombre de los archivos de salida y no sobrescribir información. En cuanto al modo de simulación, hay dos posibilidades: fluidodinámica completa, sin fluidodinámica. La primera opción se emplea para simular los casos de estudio completos, mientras que la segunda se emplea para comprobar que no hay fallos en la geometría. El principal error que puede darse es la intersección de las superficies móviles con las estacionarias, dando lugar a fallos en la simulación. Finalmente, la opción para especificar la creación de la geometría a partir del archivo *prechambre.dat* permite que CONVERGE lea el archivo y genere la superficie para realizar la simulación.

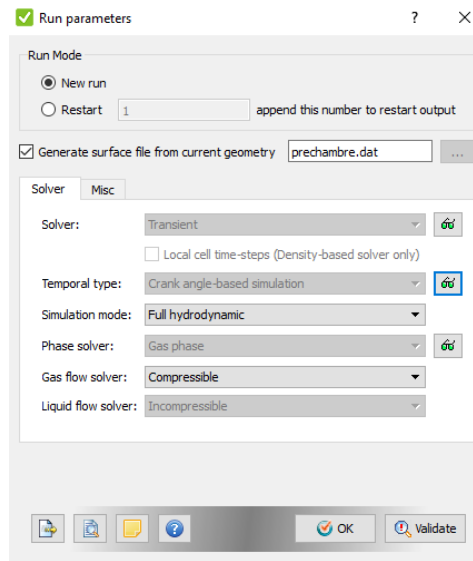


Figura 3.12: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros de ejecución.

Los parámetros temporales principales son el ángulo de cigüeñal inicial y final de simulación. Si se desea modificar la cantidad de ángulos de cigüeñal a simular, se deben modificar estos parámetros para ajustar la simulación al caso que se desea calcular. Se puede seleccionar el tipo de paso temporal, fijo o controlado por un algoritmo de paso temporal variable, el paso temporal inicial o fijo, dependiendo de la opción seleccionada anteriormente, y el mínimo y máximo paso temporal. También se deben definir los valores máximos que pueden tomar los números de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), tanto de convección, difusión y Mach. Estos números estiman el número de celdas máximo que el fluido atraviesa en un paso temporal basándose en los distintos criterios mencionados. Las expresiones que definen estos números son, respectivamente,

$$cfl_u = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (3.2)$$

$$cfl_v = \nu \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \quad (3.3)$$

$$cfl_c = c \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (3.4)$$

Dependiendo del valor de estos números, el cálculo podría no converger. Por ello, es muy importante mantenerlos dentro de unos límites razonables. Además, incrementar estos números penalizan el coste computacional del cálculo si se reduce el tamaño base de las celdas, sobretodo el  $cfl$  difusivo, al ser de segundo orden el término espacial. El resto de opciones que se observan en la Figura 3.13 se emplean para controlar el paso temporal en los cálculos de distintos modelos físicos.

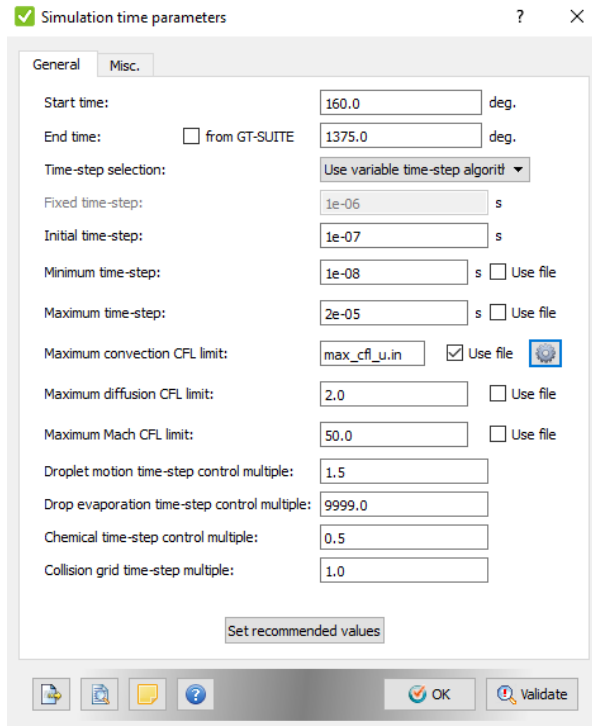


Figura 3.13: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Parámetros temporales de simulación.

Para configurar los *solver* se definen una serie de parámetros relacionados con distintos aspectos del cálculo. En la Figura 3.14 se pueden observar las distintas opciones de configuración y parámetros de mayor interés. En primer lugar, se deben definir los parámetros para el algoritmo PISO. Estos son el número máximo y mínimo de iteraciones a realizar y la tolerancia a convergencia del mismo. En los esquemas de flujo convectivo, el principal parámetro de interés es el criterio de convergencia para los tres esquemas, cantidad de movimiento, energía y turbulencia. Por último, se pueden configurar el número máximo y mínimo de iteraciones y el criterio de convergencia en la resolución de las distintas ecuaciones que se emplean para calcular el flujo, así como el tipo de *solver* a emplear en cada una.

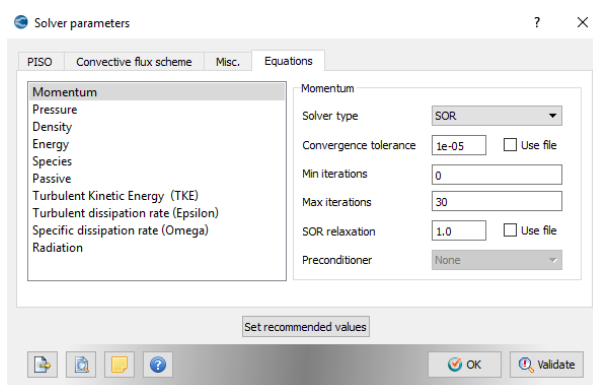


Figura 3.14: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: *Solver*.

### 3.3.1.1.4 Condiciones de contorno

La siguiente sección de la configuración son las condiciones de contorno. Se puede ver la ventana de configuración en la Figura 3.15. En esta sección se definen todos los parámetros relacionados con las condiciones de contorno necesarios para calcular la interacción de las superficies con el flujo y poder resolver las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido. Existen diversos tipos de contorno: *INFLOW*, *OUTFLOW*, *WALL*, *PERIODIC*, *SYMMETRY*, *TWO D*, *INTERFACE* y *GT-SUITE*. Es necesario especificar el tipo de contorno para cada superficie y definir una condición de contorno para cada ecuación de derivada parcial de conservación que se resuelve. En esta configuración, las condiciones de contorno empleadas son *INFLOW*, *OUTFLOW* y *WALL*.

En primer lugar, la condición de contorno tipo *WALL* se aplica a la mayoría de las superficies de la geometría, aunque existen diferencias dentro de esta tipología de contorno. Las superficies de la geometría no son todas fijas, sino que algunas son móviles. Empezando con la configuración de las partes fijas, en la Figura 3.16 se observan las diferentes condiciones de contorno que se pueden aplicar a este tipo de contorno. Se define la condición de contorno de velocidad, en este caso estacionaria con ley de pared. Al seleccionar la ley de pared, CONVERGE emplea un método de ajuste a una curva logarítmica para determinar la velocidad del fluido en el contorno. A continuación se define la condición de contorno de temperatura. Al igual que la velocidad, se define como ley de pared, ajustando, en este caso, la temperatura en lugar de la velocidad, y se impone la temperatura de pared de la superficie. Además, se especifican parámetros de rugosidad de pared que se tendrán en cuenta en el ajuste de la temperatura. Finalmente, se definen las condiciones de contorno relacionadas con la turbulencia. La energía cinética turbulenta (TKE) se define como *Zero normal gradient*, lo cual quiere decir que no existe transferencia de energía cinética turbulenta entre la superficie y el fluido. La disipación de turbulencia se define como modelo de pared, lo cual implica que se calculará siguiendo un modelo interno de CONVERGE para valores de este parámetro en zonas próximas a contornos.

Los superficies que se corresponden con el pistón y las válvulas están definidas como contornos de tipo *WALL*, pero con movimiento. En la condición de contorno de velocidad se especifica que la superficie es móvil y ajuste mediante ley de pared. Para el caso del pistón como se aprecia

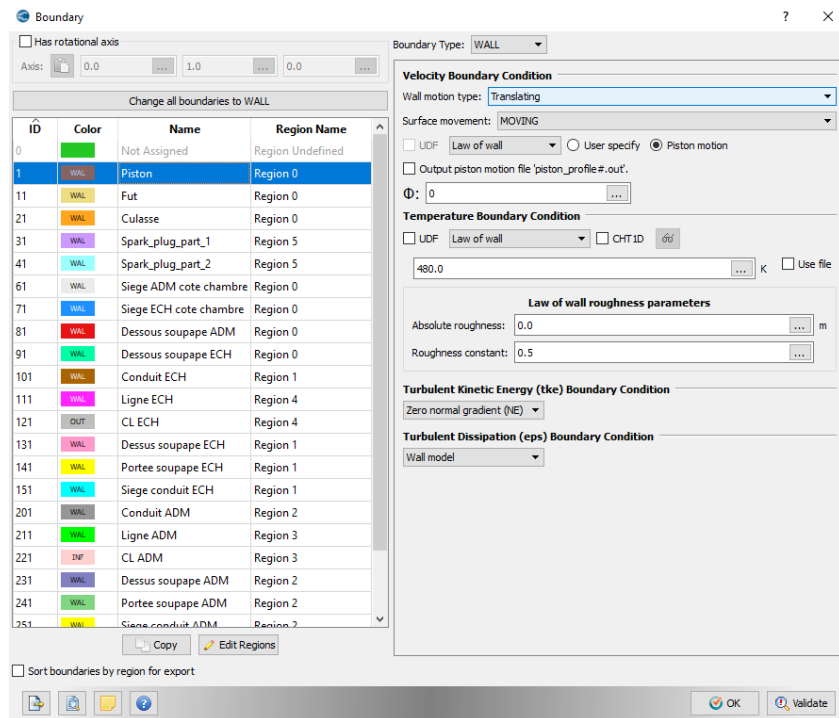


Figura 3.15: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Condiciones de contorno.

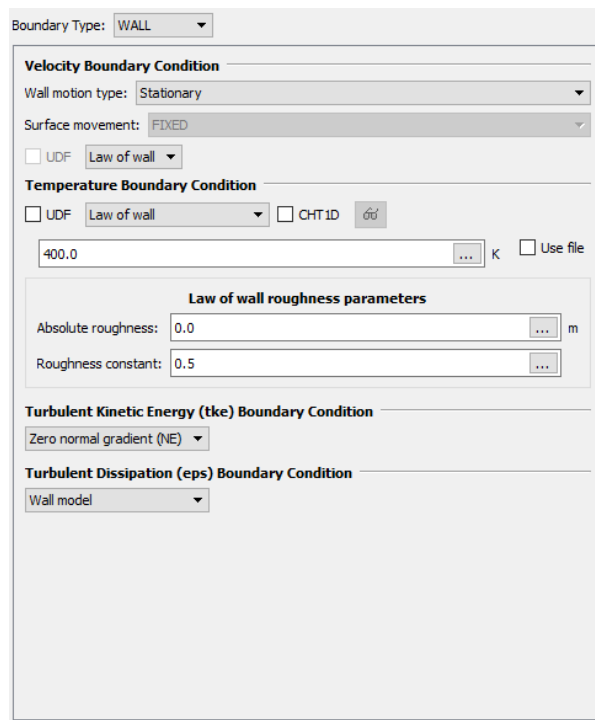


Figura 3.16: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo WALL estacionario.

en la Figura 3.15 se activa la opción de movimiento de pistón. De esta manera, CONVERGE, mediante los parámetros de caracterización del motor, calcula el valor de la velocidad en la condición de contorno. Para el caso de las válvulas, se selecciona la opción de especificada por el usuario. Al seleccionar esta opción, el usuario introduce el movimiento que se impondrá en la condición de contorno. Además, se especificará que el movimiento se tome de un fichero externo. En este fichero, se definirá la dirección del movimiento y la posición relativa de las válvulas con respecto a la posición inicial de la geometría en función del ángulo de cigüeñal. Además, se configurará como un movimiento cíclico, siguiendo un ciclo de  $720^\circ$  de ángulo de cigüeñal. En la Figura 3.17 se aprecia la configuración de las válvulas de admisión. Para las válvulas de escape, la configuración solo varía en el fichero del perfil de levantamiento de válvulas, especificándose el fichero *exhaust\_lift.in* en lugar de *intake\_lift.in*.

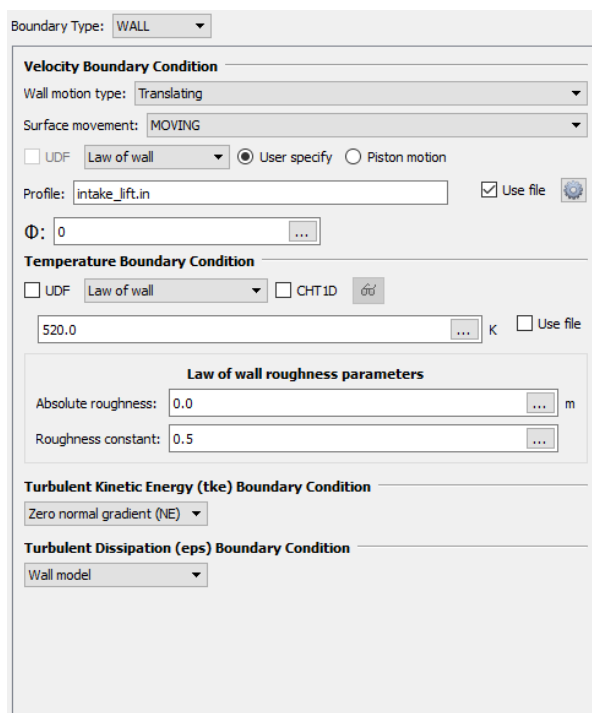


Figura 3.17: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo *WALL* con movimiento de traslación.

El contorno de tipo *INFLOW* define las condiciones a las que se encuentra el flujo en la zona del contorno, siendo esta la zona de entrada de fluido al dominio. En primer lugar, es posible seleccionar si el flujo de entrada es fluctuante, lo que impone fluctuaciones de carácter turbulento sobre el perfil de velocidad del contorno, o supersónico, lo que permite especificar la condición de contorno de velocidad y de presión de manera simultánea como una condición de tipo Dirichlet. En este caso, no se activa ninguna de estas opciones, puesto que la entrada del dominio se encuentra en un remanso, donde la velocidad es baja y no es necesario introducir las fluctuaciones turbulentas. Se define el valor de la presión, y la condición de contorno de la velocidad se define como *Zero normal gradient*, como condición de contorno de Neumann, indicando que no hay transferencia de cantidad de movimiento entre el contorno y el fluido.

Se especifica también la temperatura del flujo de entrada al dominio. En este tipo de contorno se ha de especificar la composición del fluido que entra al dominio. En este caso, se especifica directamente la fracción másica de cada especie. Además, también se puede especificar la fracción másica de pasivos, que no intervendrán en las propiedades termodinámicas del fluido, y solo se resolverán las ecuaciones de transporte para los mismos. Esta característica permite monitorizar diferentes flujos de interés. A continuación, se especifica la intensidad de turbulencia en porcentaje para la condición de contorno de *TKE*. Empleando la Ecuación 3.5, calcula el valor de la *TKE* en cada nodo del contorno.

$$TKE = \frac{3}{2} u_i^2 I \quad (3.5)$$

Para finalizar, en la condición de contorno de la disipación turbulenta, se activa la opción de escala de longitud, en la cual, especificando la escala de longitud de turbulencia (*le*), se calcula el valor de la disipación turbulenta siguiendo la Ecuación 3.6.

$$\varepsilon = \frac{c_\mu^{\frac{3}{4}} TKE^{\frac{3}{2}}}{le} \quad (3.6)$$

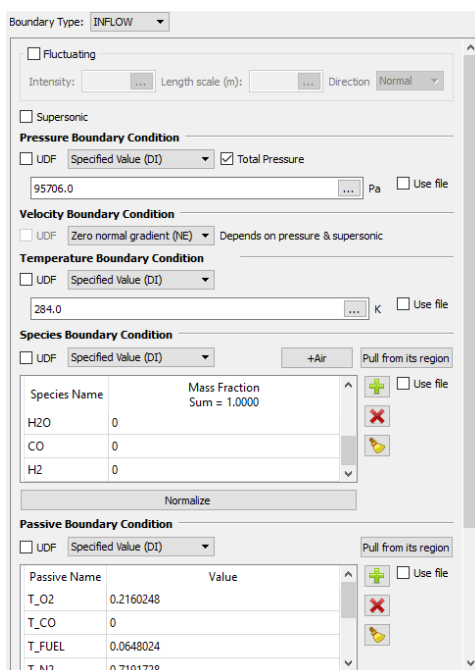


Figura 3.18: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo *INFLOW*.

El último tipo de contorno es *OUTFLOW*, cuyas condiciones de contorno se observan en la Figura 3.19. Consiste en la salida del fluido del flujo. Las condiciones de contorno que se deben imponer son de presión y de reflujos. Se especifica la presión en la superficie del contorno. y la condición de contorno de velocidad se marca como *Zero normal gradient*. A continuación se especifican las condiciones de contorno de reflujo. Se define la temperatura, la composición

del fluido, la  $TKE$  y la disipación turbulenta. La temperatura y la composición del fluido se corresponden con la de gases quemados, pero la  $TKE$  y la disipación turbulenta se imponen igual que en el contorno  $INFLOW$ .

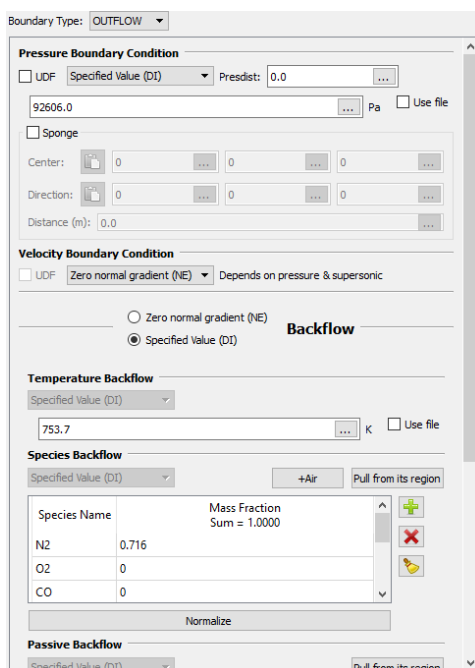


Figura 3.19: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Contorno tipo  $OUTFLOW$ .

### 3.3.1.1.5 Inicialización y eventos

En esta sección se configura la inicialización de las variables físicas en cada región para resolver las ecuaciones que gobiernan el flujo. Para comenzar, se esta inicialización se puede hacer de tres formas diferentes. La primera consiste en especificar valores uniformes para toda la geometría o para cada región. La segunda se realiza empleando un fichero donde se almacenan los valores de las variables mapeadas espacialmente en todo el dominio, inicializando cada celda individualmente. La última forma consiste y inicializar las variables a partir de un archivo de reinicio con formato *.rst*.

En la configuración AERO, las variables se inicializan especificando sus valores para cada región. En la Figura 3.20 se observa la ventana de configuración de CONVERGE Studio donde se pueden introducir los valores de las variables. En primer lugar, se define el *stream id*. Este parámetro permite agrupar regiones en un mismo flujo, teniendo que ser la fase de estas regiones dentro del mismo flujo igual. En este caso, se define el *stream id* 0, especificando que todas las regiones pertenecen a la misma corriente y que la fase es igual para todas. Lo siguiente es la velocidad. Sin embargo, para aplicaciones de MCIA, CONVERGE aplica un método para inicializar esta variable a partir de los parámetros del motor. Así, la velocidad en la dirección  $z$ ,  $\omega$  se inicializa como caída lineal de la misma con velocidad de pistón en la zona del mismo

a velocidad nula en la zona opuesta, la culata. Este perfil de velocidad se calcula mediante la Ecuación 3.9. En cuanto a la componente x e y de la velocidad,  $u$  y  $v$ , respectivamente, sus valores se calculan empleando el ratio y el perfil de *swirl*. El ratio de *swirl* consiste en la proporción que representa la velocidad angular del flujo con respecto a la velocidad angular del cigüeñal. De esta forma, se puede obtener la velocidad angular del flujo, que mediante las Ecuaciones ??, y la función de Bessel para calcular el perfil de velocidades radial, permite calcular el valor de inicialización de  $u$  y  $v$ .

$$\omega(z) = \omega_{pistón} \frac{z_{culata} - z}{z_{culata} - z_{pistón}} \quad (3.7)$$

$$Swirl\ Ratio = \frac{\Omega_{flujo}}{\Omega_{cigüeñal}} \quad (3.8)$$

$$u = \Omega_{flujo} x ; v = \Omega_{flujo} y ; \quad (3.9)$$

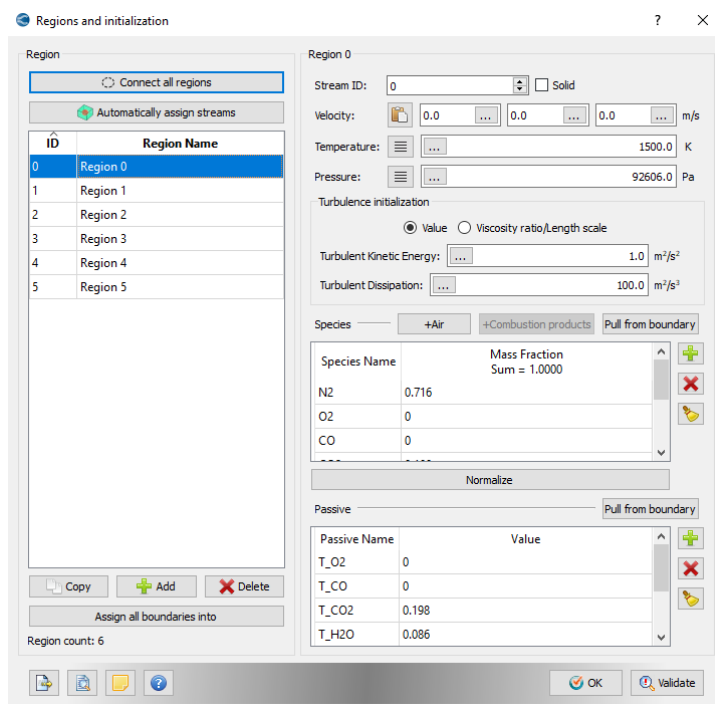


Figura 3.20: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Inicialización de variables en regiones.

El resto de variables a inicializar son la temperatura, presión, composición del fluido,  $TKE$ , disipación de turbulencia y composición de pasivos. La presión y la temperatura se definen introduciendo sus valores, y se inicializará de manera uniforme en toda la región. Las variables de la turbulencia si que se pueden definir, como en las condiciones de contorno, introduciendo la intensidad y escala de turbulencia, calculando CONVERGE el valor mediante las Ecuaciones 3.5 y 3.6. La composición del fluido y de los pasivos se define introduciendo las fracciones máxicas de cada especie, como en la configuración de las condiciones de contorno tipo *INFLOW*



Y *OUTFLOW*.

Finalmente, para terminar de configurar las regiones, se deben establecer las interacciones que habrá entre ellas. Para definir estas interacciones se crean eventos y se especifican los instantes en los que se activan y se desactivan, de manera que mediante estos eventos se permita el flujo entre distintas regiones. Se crean eventos de tipo cíclico y permanente. Los primeros permiten su activación y desactivación a cada ciclo, especificando el periodo del ciclo, en este caso  $720^\circ$  del ángulo de cigüeñal. Los permanentes se mantienen activos a lo largo de todo el cálculo, permitiendo el flujo entre las regiones especificadas de manera continua. Los eventos cíclicos se emplean para definir el levantamiento de las válvulas, por lo que se indican los ficheros *intake\_lift.in* y *exhaust\_lift.in* con los perfiles de levantamiento para cada evento. Se especifican las regiones que intervienen en el evento y el tipo de evento como *VALVE*, lo que permite introducir los ficheros con los perfiles de levantamiento. En los eventos permanentes, se especifica que haya flujo entre las regiones restantes mediante la opción *OPEN*.

### 3.3.1.1.6 Modelos físicos

Algunos fenómenos que se dan en la realidad son demasiado complejos y no es posible calcularlos directamente, por lo que es necesario emplear modelos para obtener soluciones con una precisión adecuada dependiendo de los casos de estudio. Por esto es muy importante la selección adecuada de modelos y su correcta configuración con el fin de no introducir error a la solución. Para la configuración se emplean 2 modelos: modelo de turbulencia y modelo de fuente/sumidero. El modelos de turbulencia se activa de manera automática si se ha seleccionado alguna condición de contorno de velocidad o temperatura en cualquier superficie como ley de pared.

Para calcular la turbulencia se emplea el modelo *RANS RNG  $k - \varepsilon$* . Este modelo ofrece buenas soluciones para flujos en espacios cerrados, teniendo en cuenta el coste computacional del mismo. Tras la selección del modelo de turbulencia, se especifican los valores de los parámetros del modelo de transferencia de calor mediante la constante de Von Karman y el parámetro de ley de pared. La constante de Von Karman se emplea para calcular la disipación turbulenta y el parámetro de ley de pared para realizar el ajuste logarítmico de la ley de pared. Tras esto, se especifican los valores de las constantes que se emplean en las distintas expresiones para modelar la turbulencia.

A continuación, se configura el modelo de fuente/sumidero. En nuestro caso, este modelo se trata de modelar fuentes de energía con la intención de forzar la combustión en lugar de modelarla. Modelar la combustión incrementa considerablemente el coste computacional debido al cálculo de la química que lleva asociado. Así, se introduce un fuente de energía que modela la liberación de calor debido a la combustión, obteniendo valores termodinámicos en el fluido similares a los de la combustión y aerodinámica similar. En la Figura 3.22 se observa la ventana de CONVERGE Studio con las posibilidades de configuración. Se definen dos fuente de energía, una para la forzar la combustión en la precámara de combustión y la segunda para la combustión en la cámara principal. Se definen como fuentes de energía, con unidades de liberación de calor de  $\frac{J}{CA}$ , siendo CA grados del cigüeñal. A continuación, se especifica un fichero en el cuál se define el perfil de liberación de calor y la temperatura máxima que se puede

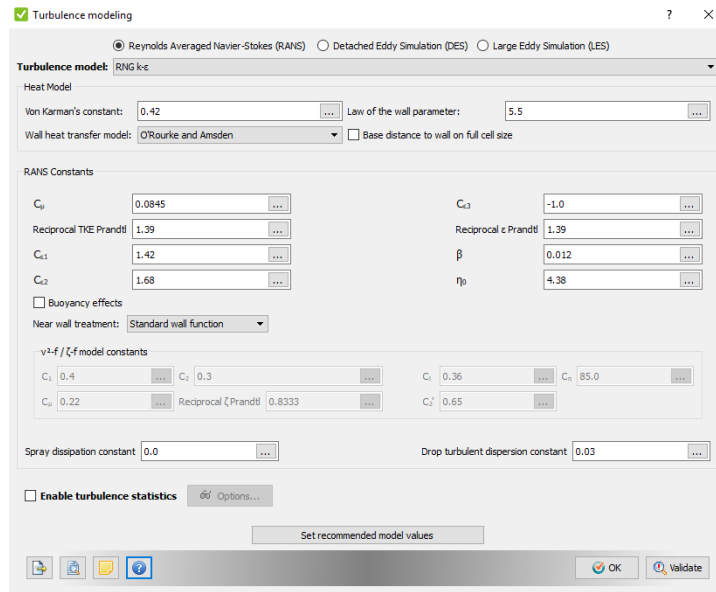


Figura 3.21: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelo de turbulencia.

llegar a alcanzar por la fuente de energía. Se especifica, además, los instantes de activación de la fuente, siendo de tipo cíclica con periodo de  $720^\circ$  y activándose en el intervalo  $[-10^\circ, 710^\circ]$ . En la pestaña *shape* se configura la forma que tendrá la fuente. En este caso se define que la fuente de energía será la región completa y la región con la que se corresponde cada fuente.

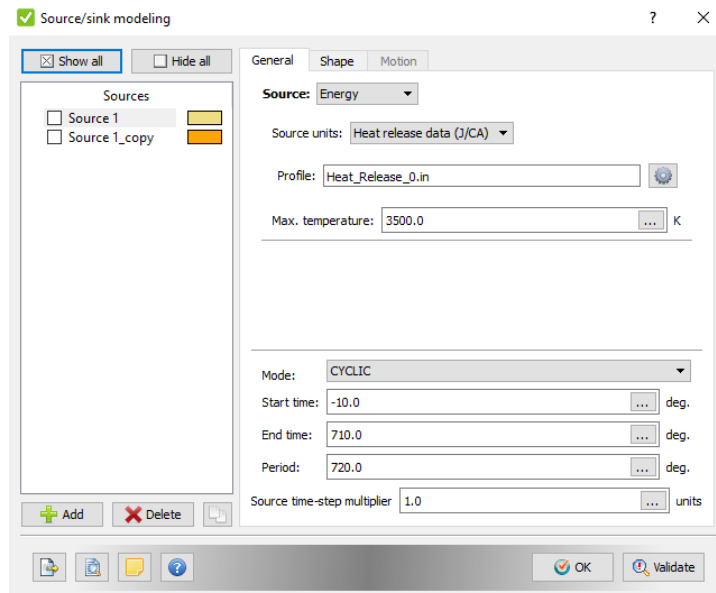


Figura 3.22: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelo de fuente/sumidero.

### 3.3.1.1.7 Control de malla

En esta sección se configuran los parámetros de la malla y su comportamiento y control a lo largo de la simulación. Las opciones de control son: tamaño base de la malla, refinamiento de malla adaptativo (*AMR*), *embedding* fijos y escalado de malla. El tamaño base de la malla siempre se debe especificar, ya que es el punto de partida para formar la malla. A partir de este tamaño base, se configuran los *embedding* y el *AMR* para obtener mayor precisión en diferentes zonas o cuando se cumplan determinadas condiciones.

El tamaño base de la malla es de 4 mm. Lo que genera una malla base con aproximadamente 79316 celdas. A partir de este tamaño base, se configura el refinamiento de la malla. Para ello, se definen una serie de *embedding*, mediante los cuales se definen partes del dominio a las cuales añadir resolución de malla para simular con mayor precisión diferentes posiciones e instantes. En este caso, hay configurados una serie de *embedding* para mejorar la precisión en las distintas regiones. Para configurarlos, en primer lugar se selecciona el tipo de *embedding* a aplicar. En esta configuración se aplican de tipo contorno, que se aplican a la región encerrada por el contorno, tipo cilindro, donde especificando la localización de los centros de las caras circulares del cilindro, su radio y su longitud, se aplica el refinamiento a todo el dominio contenido en su interior, y tipo esfera, donde se define el centro de la esfera y su radio. Aunque existen varios modos de *embedding*, solo se emplea el permanente en la configuración AERO, significando esto que el refinamiento se realiza durante toda la simulación. En lo que respecta a la configuración del refinamiento en sí, esta se realiza mediante la escala  $y$ , en los *embedding* tipo contorno, también mediante el número de capas de *embedding*. Así, mediante la escala se selecciona el número de divisiones de las celdas base siguiendo la Ecuación 3.10. El número de capas de *embedding* aplica el refinamiento a la cantidad de capas de celdas especificada adyacentes al contorno.

$$\text{Tamaño celdas} = \text{Tamaño base} \cdot 2^{\text{Escala}} \quad (3.10)$$

El *AMR* consiste en una herramienta que permite añadir precisión a la malla en las zonas e instantes en las que las fluctuaciones de las variables en la simulación son grandes. Al realizarse el refinamiento en zonas e instantes concretos, el coste computacional no se ve tan afectado. Idealmente, el *AMR* añade mayor resolución donde el campo de flujo está insuficientemente resuelto y donde los gradientes en el campo submalla son mayores. En la Figura 3.24 se observa la ventana de configuración de *AMR*. En primer lugar, se especifica el número mínimo y máximo de celdas que la herramienta podrá crear, y se continúa definiendo los grupos de *AMR*. Un grupo de *AMR* consiste en una serie de criterios aplicados a uno o más contornos. Los criterios disponibles son de velocidad, temperatura, especies, pasivos, y fracción nula. En este caso se configuran dos grupos. El primero es para la región del cilindro, con criterio de velocidad, aumentando el refinamiento en zonas con gradiente de velocidades submalla mayor a 1 m/s, y de temperatura, aportando precisión a las zonas donde el gradiente de temperatura submalla sea mayor a 2.5 K. Se especifican ambos criterios como *CYCLIC* con periodo de 720° en el intervalo [325°, 780°] para el criterio de velocidad y [315°, 780°] para el criterio de temperatura. El segundo grupo de *AMR* se aplica a la región del colector de admisión. Se configura solo el criterio de velocidad, refinándose con gradiente submalla de velocidad mayor a 1 m/s y configurándolo como *PERMANENT*, es decir, aplicándose el criterio durante toda

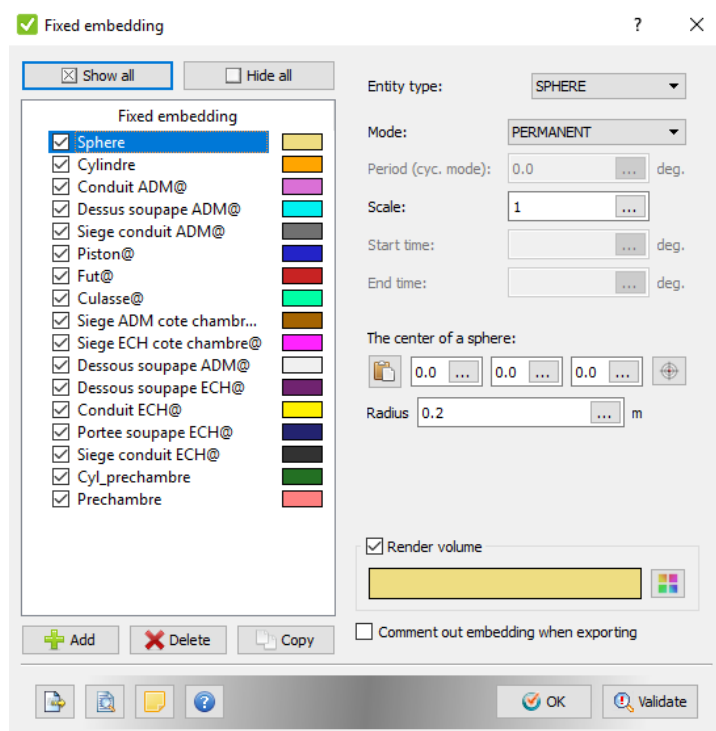


Figura 3.23: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: *Embedding* fijos.

la simulación.

### 3.3.1.1.8 Variables de resultados/Postprocesado

CONVERGE trabaja con una gran cantidad de variables que si ofreciese como resultados de manera predeterminada, el volumen de memoria que ocuparían sería demasiado. Por tanto, se ofrece la posibilidad de seleccionar las variables de interés para el usuario. Así, en los ficheros *.out* que genera, aparte de ciertas variables predefinidas, se graban las variables que más interesen a los usuarios. Además de los ficheros *.out*, CONVERGE obtiene resultados temporales de todas las variables de interés en todas las celdas del dominio. Estos se graban en los ficheros *post* en la carpeta *output*. La generación de estos ficheros ofrece posibilidades de configuración al igual que los ficheros *.out* con las variables de interés.

La selección de las variables a grabar se realiza desde la ventana de configuración que se muestra en la Figura 3.25. Se pueden seleccionar variables relacionados con distintos fenómenos que se calculan durante la simulación.

La configuración de la generación y grabado de estos ficheros se realiza en la ventana de la Figura 3.26. Lo más interesante para este caso se encuentra en la pestaña *Writing time intervals*, donde se configuran los parámetros temporales que van a regir la generación de los ficheros y los intervalos de grabación de nuevos datos. En la configuración AERO se ha empleado un fichero externo *twrite\_post.in* para especificar cada cuántos grados de cigüeñal grabar ficheros

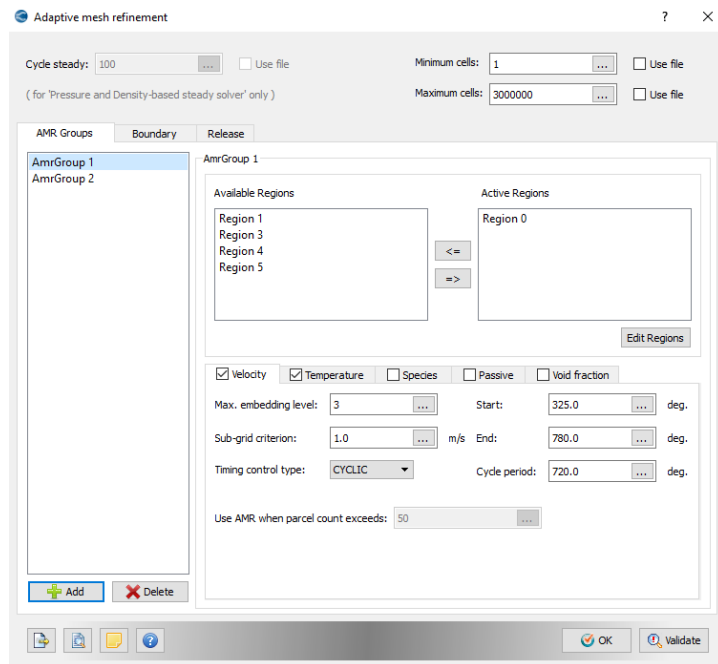


Figura 3.24: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: AMR.

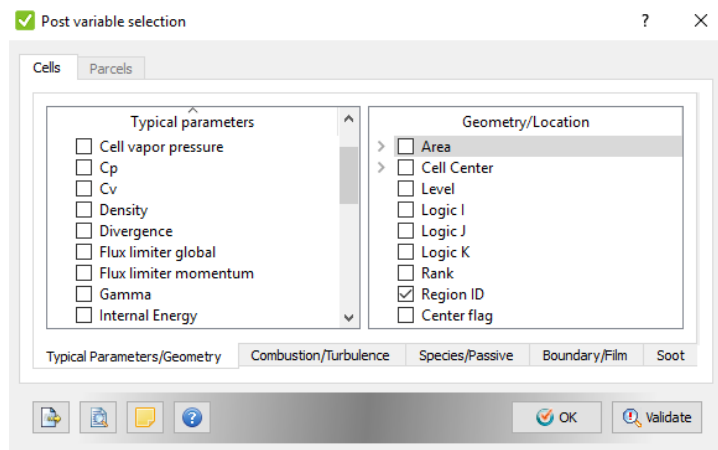


Figura 3.25: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Selección de variables de salida.

*post* para distintos intervalos del ciclo. También se especifica cada cuántos grados escribir en los ficheros *.out* en la opción *Time interval for writing text output* y cada cuántos grados crear un fichero de reinicio *.rst*. Además, debido al peso en memoria de los ficheros de reinicio, se permite especificar la cantidad de ficheros máxima que habrá en la carpeta, eliminando cada vez que se genere uno nuevo, el más antiguo. Finalmente, se activa la opción para generar archivos *.map*. Estos archivos almacenan un mapeado de todas las variables que necesita CONVERGE para inicializar un cálculo en el ángulo de cigüeñal que se le especifique. En este caso, se generan estos archivos para 655° y 1375° de cigüeñal.

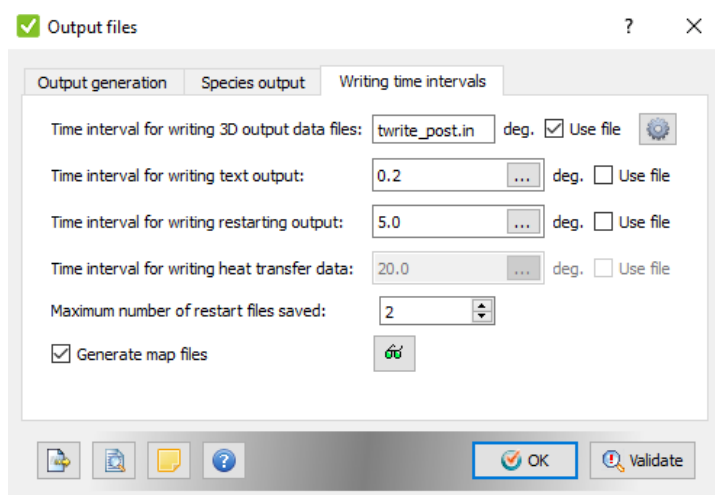


Figura 3.26: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Ficheros de salida.

### 3.3.1.1.9 UDF

Esta sección se emplea para configurar las *UDF*, funciones definidas por el usuario. Estas son funciones que se emplean para modelar fenómenos que no están implementados en CONVERGE. Para esta configuración, aunque muchas funciones están cargadas en la misma, solo se activan los puntos de monitorización. Estos puntos también se pueden definir en la sección anterior. Sin embargo, en esta sección se puede definir la monitorización de variables diferentes a las implementadas por defecto por CONVERGE. Estas variables a monitorizar se conocerán leyendo el fichero externo *user\_points\_data.c*. Se configuran nueve puntos de monitorización: uno para la zona de la bujía, seis para cada orificio de la precámara, uno para el colector de admisión y otro para el colector de escape. Para configurarlos, se especifican las coordenadas del centro de la esfera, y el radio de la misma. CONVERGE promedia el valor de las variables a obtener dentro del volumen de las esferas y muestra el resultado del mismo. En la Figura 3.27 se muestra la ventana de configuración de los puntos de monitorización.

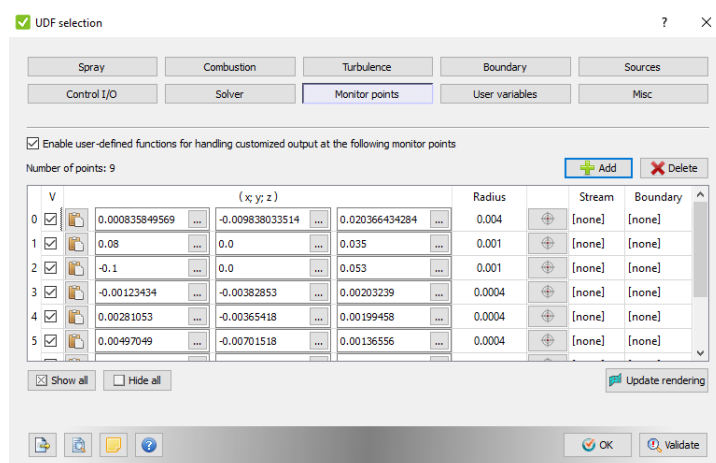


Figura 3.27: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: *UDF*.

### 3.3.1.2. Configuración COMB

Geoméricamente, como se ha explicado anteriormente, se trata de una versión simplificada de la configuración AERO. Se eliminan todas las regiones que no sean a precámara y el cilindro, y los contornos asociados a esas regiones. Por esto, las diferencias entre las configuraciones no se encuentran en condiciones de contorno, si no en modelos empleados, configuración de simulación, mallado e inicialización de variables.

#### 3.3.1.2.1 Parámetros de simulación

Como solo quiere obtenerse la solución para la combustión con esta configuración, en lugar de simular desde  $160^\circ$  hasta  $1375^\circ$  del cigüeñal se define el intervalo a calcular desde  $-65^\circ$  hasta  $100^\circ$ .

#### 3.3.1.2.2 Inicialización de variables

En esta configuración la inicialización de las variables no se realiza especificando los valores de cada variable para las distintas regiones. Se selecciona la opción de mapear las variables en todo el dominio como se observa en la Figura 3.28.

Una vez marcada esta opción, CONVERGE Studio permite configurar el mapeado. En la Figura 3.29 se muestra la ventana con la configuración empleada. En primer lugar se selecciona el mapeado por celdas en lugar del mapeado desde archivos de reinicio. Además, se selecciona que el mapeado se realice en todas las regiones y se indica el nombre del fichero *map.dat*, en el cual se encuentra el mapeado de las variables. Finalmente, se selecciona que se mapeen todas las variables.

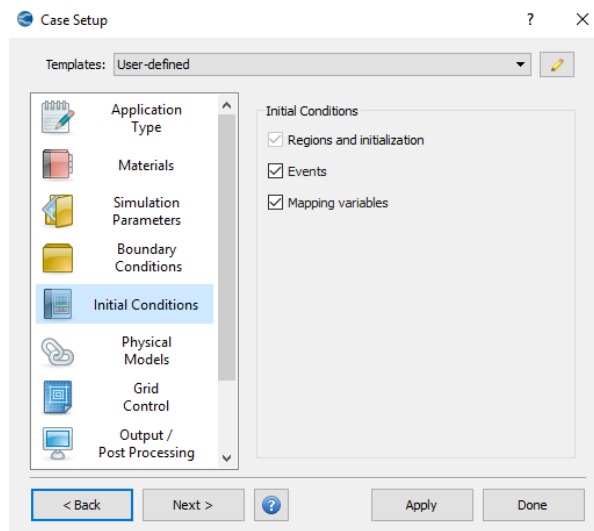


Figura 3.28: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Condiciones iniciales.

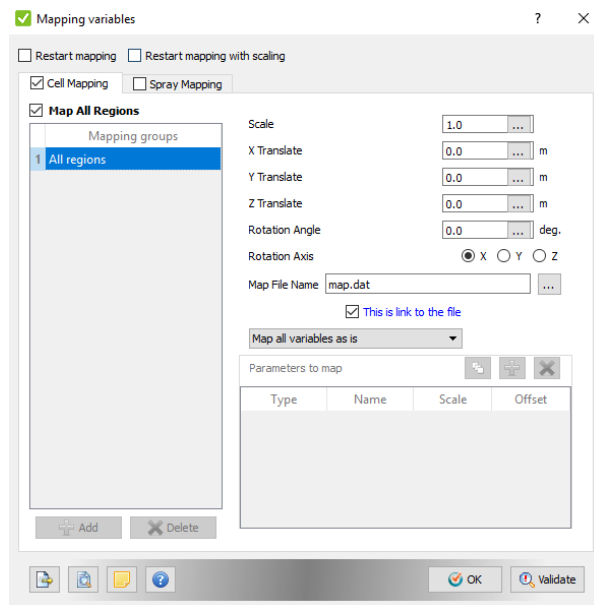


Figura 3.29: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Mapeado de variables.



### 3.3.1.2.3 Modelos

En la configuración AERO la combustión no se modelaba, si no que se forzaba mediante un fuente de energía. En esta configuración sí que se modela debido a que es el fenómeno de mayor interés y se desea obtener resultados lo más precisos posibles. Para ello, se activa el modelo de combustión entre las distintas opciones de modelos, y el modelo de fuente/sumidero se encuentra desactivado. En la Figura 3.30 se muestra la ventana de configuración con las opciones generales del modelo. Se define la especie  $\text{IC}_8\text{H}_{18}$  como combustible, y se configuran los parámetros temporales modelado. Se configura como *SEQUENTIAL* la aplicación del modelo, lo cual quiere decir que este se activará en el intervalo de CA que se le indica, en este caso  $[-65^\circ, 100^\circ]$ , y que no volverá a reactivarse, aunque para este caso no sea necesario al tratarse de toda la simulación. Se especifica que el modelo no depende de ninguna región, si no que se aplica a todas, y se define la temperatura de combustión de corte, por debajo de la cual no se aplicará el equilibrio químico. También se define la fracción molar mínima de HC, por debajo de la cual no se usa el equilibrio químico. El equilibrio químico se emplea en el modelo químico cuando las escalas temporales químicas son rápidas con respecto a las escalara temporales de transporte.

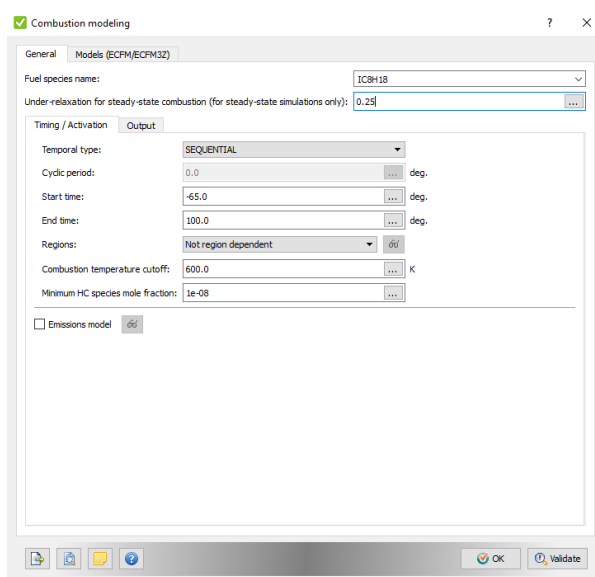


Figura 3.30: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelado de combustión (1).

A continuación se selecciona el modelo de combustión a emplear. Como se observa en la Figura 3.31, el modelo seleccionado es el ECFM y para modelar la velocidad laminar de combustión se emplea el modelo IFPEN Metghalchi. El modelo ECFM se emplea principalmente porque está destinado a combustión premezclada, que es el caso a calcular. La configuración del modelo ECFM y el modelo de velocidad de combustión laminar ha sido realizada mediante ajuste a valores experimentales.

A continuación se activa la opción para modelar la chispa. Para ello se emplea el modelo ISSIM, *Imposed Stretch Spark Ignition Model*. De esta forma, empleando un modelo electrónico,

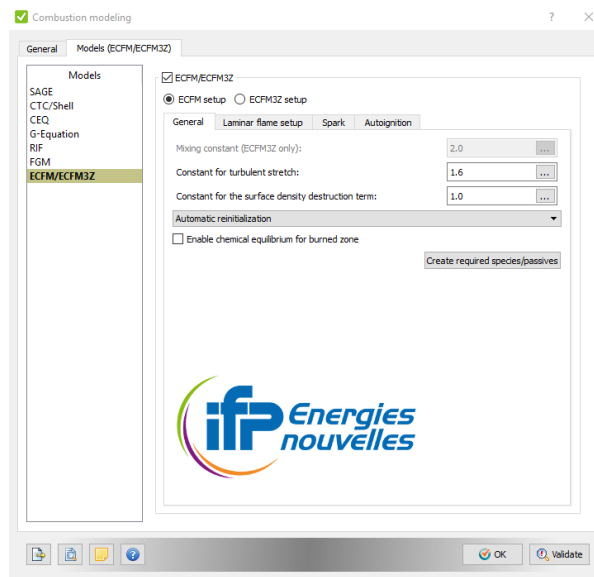


Figura 3.31: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: Modelado de combustión (2).

se obtiene la transmisión de energía en un volumen como sucede en la realidad, en lugar de imponer una fuente de energía que no se ajusta tanto a los fenómenos que suceden en el fluido real. En este modelo se configuran los parámetros necesarios para simular el encendido de la chispa, la posición de la misma, y los parámetros temporales de la misma. La chispa se sitúa entre los dos electrodos de la bujía, y el modelo se aplica de forma cíclica, activándose en el ángulo correspondiente al fin de encendido de chispa de los datos experimentales.

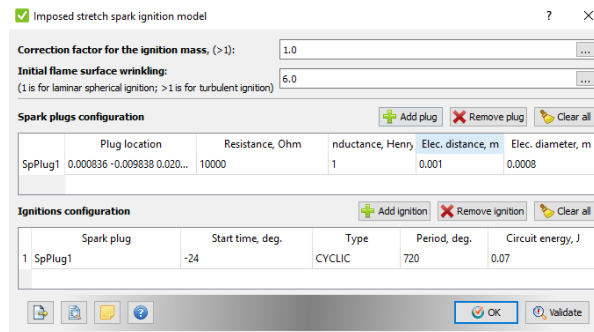


Figura 3.32: Ventana de configuración de CONVERGE Studio: *ISSIM*.

### 3.3.1.2.4 Control de mallado

El tamaño base para el mallado de la configuración COMB es considerablemente menor que para la configuración AERO. Esto se debe a que se van a producir fenómenos más complejos que requieren de una mayor precisión. Por eso, el tamaño base es de 1 mm en lugar de los 4 mm de la AERO. Además, los grupos de *AMR* también se modifican. En esta configuración

se aplican a la región del cilindro y de la precámara de manera individual, con criterios de temperatura y velocidad y de manera permanente en ambos grupos.

### 3.3.2. Metodología de configuración de casos de estudio

La configuración y simulación de los casos de estudio es una de las partes más importantes al realizar un trabajo basado en cálculo CFD, por lo que es necesario comprender los casos de estudios en profundidad y establecer una metodología para su configuración y simulación. Además, en este trabajo, al tratar diferentes configuraciones para simular varios fenómenos, distintas geometrías y distintos puntos de operación del motor, toma mayor importancia para mantener el orden y minimizar las posibilidades de error.

La descripción general de la metodología es: partiendo la configuración inicial, correspondiente al caso de alta carga con geometría de precámara PC4, se cargan los ficheros necesarios de la configuración AERO en el clúster de cálculo RIGEL y se ejecuta la simulación. A continuación, se modifica la geometría de la precámara y se ejecuta el nuevo caso de estudio, alta carga con PC4, en RIGEL también. Una vez los cálculos han finalizado, se comprueba si la masa de combustible en el cilindro se corresponde con los valores experimentales. En caso de no ser así, se realiza el ajuste de masa de combustible para que coincida con los valores experimentales, repitiéndose las simulaciones tantas veces como se requieran. Si la masa de combustible coincide, se toma el fichero de mapeado de variables a 1375°, fin de la simulación, y se copia en la carpeta donde se encuentren los archivos de la configuración COMB correspondiente a su caso de estudio. De nuevo, se ejecuta la simulación en RIGEL de las configuraciones COMB. Por último, se estudia otro punto de operación, por lo que es necesario modificar el valor de distintos parámetros y variables de inicialización y reajustar el modelo de fuente/sumidero para forzar las nuevas condiciones de combustión. Una vez configurados tanto el AERO como el COMB, se repite el proceso descrito para el punto de operación de alta carga.

Sin embargo, esta se trata de una descripción general, es necesario llevar a cabo diversas acciones y cálculos para poder modificar las geometrías o realizar los ajustes en masa de combustible.

#### 3.3.2.1. Modificación de la geometría

La modificación de las geometrías se realizará desde CONVERGE Studio. Tras sopesar la posibilidad de exportar el archivo a un formato para trabajar con un software CAD, se decide realizar las modificaciones directamente en el mismo software de configuración del caso por la mayor facilidad del mismo del proceso al disponer de las dos geometrías de precámara. Estas geometrías están almacenadas en unos archivos STL, lo cuáles se pueden importar y añadir a a geometría del caso.

Los pasos que se seguirán para modificar la geometría serán:

- Eliminación de las superficies correspondientes a la precámara anterior.

- Importado del archivo STL.
- Solución de los problemas asociados a la geometría que surgen al disponer de superficies abiertas, y en algunos casos, de superposición de triángulos.
- Asociación de las superficies a sus correspondientes condiciones de contorno.
- Modificación de la localización de los puntos de monitorización.
- Modificación de la localización de la bujía.
- Modificación de los *embedding* de la precámara.

### 3.3.2.1.1 Eliminación de superficies de la precámara anterior

Para eliminar la superficie correspondiente a la precámara anterior se emplean las herramientas de geometría. Concretamente, en la pestaña *Repair*  $\Rightarrow$  *Delete*. Una vez aquí, con tipo de selección *Triangle*, se seleccionan todos los triángulos correspondientes a las superficies de la precámara. Para una selección más rápida, en la *Objects Toolbar* que se observa en la Figura 3.33, se marca la selección de triángulos por *Boundary*, permitiendo seleccionar todos los triángulos asociados a un contorno.

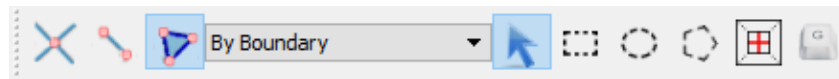


Figura 3.33: Barra de herramientas de objetos en CONVERGE Studio.

### 3.3.2.1.2 Importado y reparación de las superficies

Una vez eliminadas las superficies, se importa la nueva geometría, la cual ya tiene introducidas las coordenadas y se importa en la localización correcta. Al importar la geometría, esta no es unida automáticamente al resto de superficies, por lo que es necesario hacerlo. Para ello, en la pestaña *Repair*  $\Rightarrow$  *Stitch* seleccionamos la opción *Stitch Boundaries*. Esto permite seleccionar el borde de la superficie origen y, posteriormente, marcando la opción *Select 'To' Boundary edges* el borde de la superficie destino, y al clicar en *Apply*, el software modificará los triángulos que conforman los bordes para que coincidan ambas superficies y las unirá.

La siguiente acción a realizar es la comprobación de fallos en la geometría. Esta se realiza desde la pestaña *Diagnosis*, clicando en el botón *Find*. Si se dan bordes abiertos, empleando la herramienta *Stitch* se unen. Otros problemas que pueden surgir son la intersección de triángulos y que la orientación de la normal de los triángulos no sea correcta. Para solucionar la intersección de triángulos, se eliminan los triángulos origen del fallo y se crean nuevo en *Geometry*  $\Rightarrow$  *Create*  $\Rightarrow$  *Triangle* seleccionando la opción para definir los triángulos más conveniente para cada situación. El problema de la normal de los triángulos se soluciona en *Geometry*  $\Rightarrow$  *Transform*  $\Rightarrow$  *Normal* seleccionando la opción *Attempt to fix all normals*. Así, el software reconoce el volumen fluido y orienta las normales de los triángulos hacia el exterior

del mismo.

### 3.3.2.1.3 Asociación de superficies a los contornos

Las nuevas superficies importadas no se asocian a sus contornos correspondientes de manera automática. Para hacerlo, se debe, en primer lugar, marcar los bordes que delimitan los contornos. Para realizarlo se emplea situada en *Geometry*  $\Rightarrow$  *Boundary*  $\Rightarrow$  *Fence* y con la opción *By selected edges* marcada, se seleccionan los bordes que delimitan los contornos y se clicca en *Mark fence*. Una vez delimitados los contornos, en *Geometry*  $\Rightarrow$  *Boundary*  $\Rightarrow$  *Flag*, con los triángulos seleccionados mediante la opción *By Boundary Fence* de la *Objects Toolbox*, se selecciona el contorno correspondiente y al cliccar en *Apply* se asocian los triángulos seleccionados al contorno.

### 3.3.2.1.4 Modificación de la posición de los puntos de monitorización, de la bujía y de los *embedding*

Al localizarse, tanto los orificios como la bujía, en distintas posiciones según la precámara, y teniendo distintas dimensiones las precámaras, es necesario modificar su posición al importar la nueva geometría. Para ello, empleando las posiciones finales y las anteriores, y midiendo conociendo la dirección axial de la precámara se pueden modificar variando las coordenadas en las ventanas de configuración de cada uno de ellos explicadas anteriormente. Para conocer la dirección axial de la precámara se puede realizar una medición en *Geometry*  $\Rightarrow$  *Measure*  $\Rightarrow$  *Direction* y seleccionando la modalidad de medición que más interese.

### 3.3.2.2. Modificar configuración de los casos

Para modificar la configuración de los casos solo será necesario introducir los nuevos valores para las condiciones de contorno y la inicialización de variables definidos en la Subsección 3.2.4. La explicación de todas las ventanas de configuración y el significado de todos los parámetros y posibilidades de configuración necesarios se detallan en la Subsección 3.3.1.

### 3.3.2.3. Ajuste de la masa de combustible

La masa de combustible disponible en el cilindro al inicio del encendido de chispa determina la energía disponible para aportar al fluido y obtener trabajo. Es importante que en el modelo CFD la masa de combustible se corresponda con el valor experimental, es decir, con la masa inyectada por cilindro y ciclo. Sin embargo, también se busca que el modelo sea predictivo, que permita obtener soluciones precisas para diferentes puntos de operación sin tener que depender en gran medida de las datos de ensayos. Por esto, para determinar la masa de combustible se modifican los valores de las presiones de admisión y escape, manteniendo el ratio entre ellas. Aunque se disponen de datos temporales de ambas presiones, por la razón anterior, se emplea una presión media para ajustar la masa de combustible en el modelo a los valores ensayados. Sin embargo, para obtener la presión media es necesario delimitar temporalmente la apertura

y cierre de válvula de admisión y escape, y al hacerlo, se obtiene que la presión media obtenida para ambos procesos no ofrece buenos resultados. Esto implica la necesidad de realizar el ajuste en el modelo CFD. Este ajuste marca un punto de control a la hora de realizar las simulaciones, ya que mientras la solución de las configuraciones AERO no ofrezcan valores de masa de combustible precisos, no se puede continuar con las configuraciones COMB. Para ello se siguen los siguientes pasos:

- El valor de la masa de combustible por cilindro y ciclo, en  $\frac{mg}{cc}$ , experimentales obtiene del fichero *.xlsx* donde se almacenan todos los resultados del ensayo correspondiente al punto de operación y configuración simulada. En la simulación se obtiene de los ficheros *species\_mass\_region0.out* y *species\_mass\_region5.out*, correspondientes a las soluciones temporales de la masa de especies en la región del cilindro (región 0) y la región de la precámara (región 5). El valor de la masa total de combustible  $IC_8H_{18}$  se corresponde con el valor en el último instante de la simulación, es decir, con el valor a 1375° CA. Sumando la masa de las dos regiones en ese instante se obtiene el total de masa inyectada en el cilindro en un ciclo.
- Con el valor de las masas de combustible inyectadas en  $\frac{mg}{cc}$  en los ensayos y en el modelo CFD, se calcula el error que hay entre ambas empleando la Ecuación 3.11.

$$e_{m,IC_8H_{18}} = \left\| 1 - \frac{m_{CFD,IC_8H_{18}}}{m_{EXP,IC_8H_{18}}} \right\| \quad (3.11)$$

Si el error supera el 5 %, se deben reajustar las presiones de admisión y escape. Es necesario comprobar también que valor es el mayor, para saber si disminuir o aumentar las presiones.

- Finalmente, en el caso que el error sea mayor al 5 %, se reescalan las presiones de admisión y de escape. Esto se realiza, en el caso de que la masa de  $IC_8H_{18}$  sea mayor en el modelo CFD que en los ensayos, disminuyendo las presiones el mismo porcentaje que el error. Se disminuyen ambas para mantener la relación de presiones entre la entrada y la salida del dominio. Si el caso fuese al contrario, mayor masa en los ensayos que en el modelo CFD, se aumentan las presiones. Se emplea la Ecuación 3.12 para obtener las nuevas presiones.

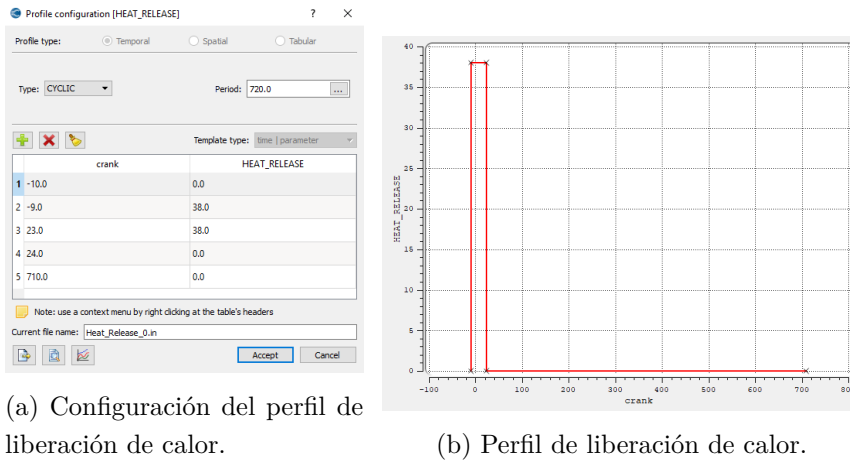
$$P_{final} = P_{inicial} \cdot \left( 1 \pm \frac{e_m(\%)}{100} \right) \quad (3.12)$$

- Este proceso se repita cada vez que finaliza el cálculo de una configuración AERO mientras la masa de combustible no cumpla con el requisito de un error inferior al 5 %.

**3.3.2.3.1 Modificación de la liberación de calor el modelo de fuente/sumidero**

La configuración AERO no aplica un modelo de combustión para resolver el efecto de la combustión en el fluido. En lugar de modelar la combustión, se fuerza mediante la aplicación de un modelo de fuente/sumidero. Sin embargo, la combustión es diferente según los puntos de operación, debido a que las variables termodinámicas del fluido, la composición de la mezcla y a cantidad de mezcla son diferentes.

Al configurar un punto de operación distinto es necesario modificar el modelo de fuente/-sumidero. Se mantiene configurado como dos fuentes de energía que liberan calor en todo el volumen de la región del cilindro y en la región de la precámara. La modificación, entonces, se realiza en la cantidad de energía liberada, ya que la masa de combustible disponible es diferente según los puntos de operación. Esta se especifica en el modelo mediante el fichero externo *Heat\_Release\_\*.in*. En estos fichero se especifica el valor de energía liberada en  $\frac{J}{CA}$  para distintos CA y se forma el perfil de liberación de calor.



(a) Configuración del perfil de liberación de calor.

(b) Perfil de liberación de calor.

Figura 3.34: Modelo de fuente/sumidero

Para modificar la ley de liberación de calor se debe primero calcular los datos necesarios para modificar la forma del perfil. Sin embargo, el perfil se mantendrá como escalón, y el comienzo y fin de combustión (ancho del escalón) tampoco se modificará, por lo que el único parámetro necesario es la tasa de liberación de calor. Para obtenerlo se siguen los siguientes pasos:

- En primer lugar, conociendo la tasa de liberación de calor del caso de alta carga y la masa de combustible se obtiene PCI del combustible  $IC_8H_{18}$  mediante la Ecuación 3.13.

$$PCI = \frac{Q_t}{m_{IC_8H_{18}}} \tag{3.13}$$

Siendo,

$$Q_t = HRR \cdot CA100 \quad (3.14)$$

- Empleando el PCI, se calcula el calor liberado total durante la combustión en el nuevo punto de operación. Para ello se emplea la Ecuación 3.15.

$$Q_t = PCI \cdot (m_{IC_8H_{18}, cil.} + m_{IC_8H_{18}, pc}) \quad (3.15)$$

- Finalmente, como se tienen dos fuentes de energía, una para el cilindro y otra para la precámara, se calcula que cantidad de energía se corresponde con cada fuente. Para ello se obtiene la relación de volúmenes entre ambas regiones, y se aplica a la cantidad de calor liberado total en el proceso de combustión calculado en el punto anterior. Para averiguar los volúmenes se emplean los parámetros de caracterización del motor y de las precámaras. Al tratarse de relaciones, se debe conocer el volumen total del cilindro en el punto muerto inferior, ya que será el punto de máximo volumen de mezcla. Así, para obtener el total se suma el volumen desplazado por el cilindro, el volumen de la precámara de combustión y el volumen de la cámara de combustión principal. El volumen desplazado se calcula con la Ecuación 3.16.

$$V_d = \pi \cdot \frac{\phi^2}{4} \cdot s \quad (3.16)$$

A continuación, se obtiene el valor del volumen de la cámara de combustión mediante la expresión de la relación de compresión. La relación de compresión es un parámetro conocido del motor, al igual que el volumen de la precámara, por lo que es posible despejar la Ecuación 3.17.

$$RC = \frac{V_{cc} + V_{PC} + V_d}{V_{cc} + V_{PC}} \quad (3.17)$$

Finalmente, sumando todos los volúmenes se tiene el total, y se puede calcular el calor liberado por la combustión en las distintas regiones de acuerdo a la proporción de volumen que constituyen con las Ecuaciones 3.18 y 3.19.

$$E_{cil} = E_t \cdot \frac{V_d + V_{cc}}{V_T} \quad (3.18)$$

$$E_{PC} = E_t \cdot \frac{V_{PC}}{V_T} \quad (3.19)$$

Para averiguar la altura del escalón, se deben dividir las energías totales liberadas entre el número de ángulos de cigüeñal en los que se liberarán, obteniéndose finalmente la ley de liberación de calor para el nuevo punto de operación.



### 3.3.3. Metodología de análisis de resultados

Para la comprensión del funcionamiento de la precámara se realizan varias simulaciones con diferentes geometrías y puntos de operación, como se ha comentado anteriormente. Sin embargo, debido a las variaciones en los fenómenos que ocurren durante la simulación de los distintos casos, no se puede realizar el mismo análisis para todos los casos. Así, se establece una metodología de análisis y estudio de comportamiento según los casos.

#### 3.3.3.1. Comparación de actuación entre PC1 y PC4 en punto de operación de alta carga

El objetivo final es obtener un parámetro que permita la optimización de la geometría de la precámara. Por ello, se realizan comparaciones entre las geometrías de precámara. En este caso, se analiza el punto de operación de alta carga descrito en el apartado 3.2.4. Se realiza un análisis de distintas etapas del proceso de combustión, centrándose en distintas variables según la etapa estudiada. De esta forma, el esquema de análisis seguido es:

- **Instante de encendido de chispa:** es interesante conocer las condiciones del fluido en el momento de encendido de chispa. Las variables principales a estudiar son la presión en la precámara y en el cilindro, y la composición del fluido, concretamente, cantidad de combustible y residuales.
- **Comienzo de combustión hasta comienzo de eyección de quemados:** se observa como se desarrolla el proceso de combustión en el interior de la precámara de combustión para ambas geometrías y cuanta masa de combustible es eyectada hacia la cámara de combustión principal debido a la expansión de los gases quemados. También se observa la tasa de liberación de calor, con el fin de comprender la variación del resto de variables termodinámicas.
- **Eyección del chorro:** se trata de la etapa de mayor interés. Dependiendo de las características de los chorros eyectados por las precámaras, la combustión en la cámara de combustión principal puede variar en gran medida. Por esto, se analizarán diversos parámetros de los chorros, algunos de los cuales de manera individual para caracterizar de la manera más exacta posible la actuación de la precámara sobre la combustión principal. Estas variables son la cantidad de movimiento de los chorros, temperatura, velocidad, composición y gasto másico.
- **Combustión en la cámara principal:** la comprensión de actuación de la precámara de combustión se realiza para mejorar la combustión en la cámara principal, la cual determina el rendimiento del motor. Por ello es importante estudiar como progresa la combustión en la cámara principal, observando las diferencias de la misma con diferentes geometrías de precámara. Para ello, se observa la presión en el interior de la cámara de combustión, la temperatura y la tasa de liberación de calor. Además, para observar la influencia en el flujo de aire de los chorros, se observa también la energía cinética turbulenta.

### 3.3.3.2. Análisis de actuación en baja carga tanto para PC1 y PC4

El análisis de actuación para la el punto de operación de baja carga se realiza de manera diferente al punto de operación de alta carga. Esto se debe principalmente a que los fenómenos que suceden en baja carga son muy diferentes a alta carga. Al finalizar la simulación de los puntos de baja carga, para ambas geometrías de precámara, se observó que la combustión en el interior de la cámara de combustión principal no llegaba a producirse. Esto imposibilita la comparación de las variables de interés entre el punto de operación de alta carga y de baja carga. Por tanto, el análisis se centra en la comprensión de las causas que conducen al no encendido y desarrollo de la combustión en la mezcla de aire-combustible de la cámara principal.

Para ello se siguen los siguientes pasos:

- Se observa la cantidad de combustible quemado en la precámara y dependiendo de si se quema todo o una parte:
  - **Todo el combustible quemado:** si se quema todo, se busca si no es suficiente combustible como para alcanzar las condiciones necesarias para que la eyección del chorro encienda la mezcla en la cámara principal o si debido a la transferencia de calor no se alcanzan las condiciones.
  - **Parte del combustible quemado:** se analiza si parte del combustible no se quema por apagado de llama debido a una velocidad de combustión insuficiente o por eyección de mezcla fresca al expandirse los gases quemados. También se busca comprender a que se debe la reducción de la velocidad de combustión y comprender si la geometría de precámara influye en la actuación a baja carga.

## Capítulo 4

# Análisis comparativo en alta carga de PC1 y PC4

### 4.1. Introducción

Tras la finalización de las simulaciones, los archivos de salida del software CONVERGE son postprocesados de diferentes maneras para poder realizar el análisis. Así, en este capítulo se muestran estas soluciones obtenidas mediante diferentes métodos de postproceso. Como se ha comentado en el apartado 3.3.3, el análisis de los resultados se realiza en distintas etapas del proceso de combustión. Cada una de estas etapas se detalla en un sección de este capítulo. A continuación, con el fin de aportar mayor credibilidad a los resultados obtenidos, se valida el modelo CFD con los valores experimentales.

#### 4.1.1. Validación modelo CFD

Para validar el modelo se comprueba el valor de la presión en el cilindro para la configuración COMB con el valor de la presión en el cilindro para los ensayos experimentales en el punto de operación de alta carga. La validación se realiza con la geometría PC1, ya que los datos de ensayos disponibles se corresponden a los realizados en esta geometría.

La gráfica 4.1 muestra la diferencia de presiones que se da entre los ensayos en banco motor y los resultados obtenidos mediante el modelo CFD. Las mayores variaciones se producen en la zona de mayor presión. Esto se debe principalmente a pérdidas, como serían las pérdidas por *blow-by* que se aparecen a altas presiones y a otros fenómenos que se dan en el comportamiento del fluido que al modelar no se tienen en cuenta. El error máximo que se obtiene coincide con el punto de máxima presión, a 14° de ángulo de cigüeñal, y es del 12.38 %, un valor aceptable. Sin embargo, a lo largo del resto de ángulos, el error se reduce de manera considerable, consiguiendo finalmente un error medio del 6.96 %. Este error medio indica que el modelo calcula con precisión los fenómenos que suceden en el motor.

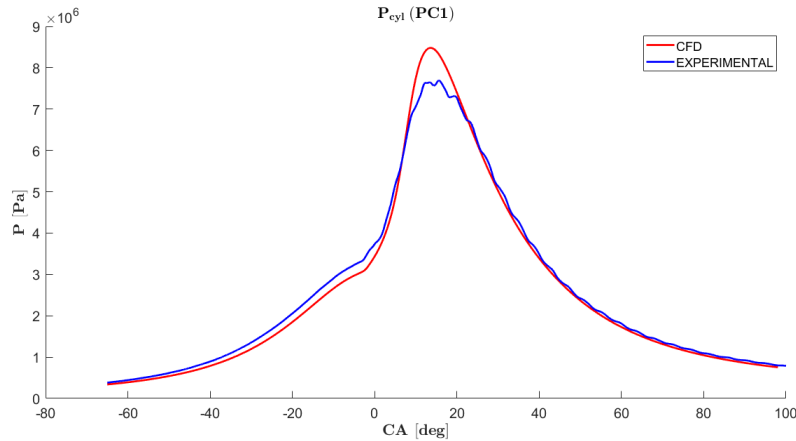


Figura 4.1: Gráfica comparativa de presión en cilindro experimental y modelada.

## 4.2. Etapa 1: Instante de encendido de chispa

En esta etapa se analizan y comparan las condiciones de la precámara para conocer las diferencias que se dan en el proceso de renovación de la carga de las distintas geometrías de precámara. Para ello se analizan las presiones y composición del fluido en el instante de encendido de la chispa, que en alta carga, como se ha mencionado en el capítulo anterior, se modela como el fin de chispa debido a que el modelo enciende la mezcla en menos tiempo de lo que tarda en los ensayos. Así, se determina que las variables que más interesan son las presiones, tanto en el interior de las precámaras como en el cilindro, la diferencia de presiones entre precámaras y cilindros y la masa de combustible disponible en el interior de las precámaras. Todos estos valores se recogen en la Tabla 4.1.

Variables	PC1	PC4
$P_{PC}$ [bar]	22,68	13,46
$P_{CIL}$ [bar]	26,97	27,09
$\Delta P$ [bar]	-4,29	-13,64
$m_{IC_8H_{18}}$ [kg]	$4,09 \cdot 10^{-7}$	$4,13 \cdot 10^{-7}$

Tabla 4.1: Valores de las variables de interés en el instante de encendido de la chispa.

La principal diferencia entre PC1 y PC4 se encuentra en las presiones en el interior de la precámara. Mientras que en PC1 la presión es de 22,68 bares, en PC4 la presión es de 13,46 bares, sustancialmente menor. La presión en el cilindro para ambas geometrías de precámara es de 27 bares aproximadamente, por lo que la diferencia de presiones en la precámara supone una diferencia de  $\Delta P$  entre ambas geometrías. El  $\Delta P$  en este instante indica la cantidad mínima que se debe incrementar la presión en la precámara para pueda comenzar la eyección de los gases de escape hacia el cilindro. La presión en el interior de PC4 es inferior al caso de PC1 debido a dos factores. El primero de ellos sería el mayor volumen de PC4, que siguiendo

las ecuaciones de estado, llevan a una menor presión si la masa es igual. La masa de aire en el interior de la precámara es similar para ambos casos. Esto se puede conocer debido a que la composición del fluido es idéntica para ambos casos y la masa de combustible es similar. Así, sabiendo que la masa de aire es similar para PC1 y para PC4, tiene sentido que a mayor volumen, la presión sea menor. Además, la relación de volúmenes y de presiones en el interior de la precámara son aproximadas, lo que concuerda con la ecuación de estado empleada en el modelo CFD y explicada en el capítulo anterior.

$$\frac{V_{PC1}}{V_{PC4}} = 0,63 \quad (4.1)$$

$$\frac{P_{PC4}}{P_{PC1}} = 0,59 \quad (4.2)$$

Siguiendo con el análisis, la siguiente cuestión corresponde a la masa de mezcla y de combustible en la precámara. Llama la atención que la masa es muy similar para ambas precámaras, variando menos de 0.01 %. Esto se debe a la permeabilidad de los orificios de la precámara. El concepto de permeabilidad relaciona las dimensiones de los orificios con los parámetros termodinámicos del flujo para determinar la capacidad del flujo de pasar a través de los mismos. Así, sin entrar en detalle, a igual longitud de orificio, un menor diámetro del mismo disminuye la permeabilidad de los orificios. Esta menor permeabilidad se traduce en mayores pérdidas de presión del flujo al atravesar el orificio, y en menor gasto másico que lo atraviesa. Esta es la razón por la cual en PC4 la cantidad de mezcla y de combustible es prácticamente idéntica a la disponible en PC1 al encendido de chispa. Así, un mayor volumen de precámara y menor diámetro de orificios, y por tanto, menor permeabilidad de los mismos, en la geometría PC4, provoca que la presión sea menor y que el incremento de presión debido a la combustión necesario para eyectar gases quemados sea mayor que en el caso de PC1.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, se puede concluir que la composición del fluido en la precámara no depende de la geometría de la misma, pero la cantidad de combustible disponible para la combustión sí, al estar relacionado con la permeabilidad de los orificios.

### 4.3. Etapa 2: Desde comienzo de combustión hasta comienzo de eyección

La evolución del proceso de combustión en el interior de la precámara es importante para comprender porque los valores de las variables termodinámicas en el chorro de gases quemados durante la etapa de eyección. Para comprenderlo se analizan los parámetros más relevantes y su evolución a lo largo de la combustión en el interior de la precámara.

El parámetro que muestra de manera más clara como se produce la combustión es la tasa de liberación de calor (HRR), representada en la Figura 4.2. En esta se aprecia como se desarrolla la combustión mediante la cantidad de energía liberada en la región de la precámara por ángulo de cigüeñal. Lo primero a destacar consiste en que para ambas geometrías de precámara

el valor máximo de HRR es prácticamente igual. Esto se debe a que la diferencia entre ambas geometrías se da en la longitud de las misma, y no en el ancho. Además, la fracción másica de combustible es también prácticamente idéntica, como se ha comentado en el apartado anterior. La temperatura también es muy similar para ambas geometrías. Por todos estos factores, los de mayor influencia en la velocidad de combustión, la HRR máxima es muy similar para ambas geometrías de precámara. Sin embargo, la evolución de la misma es diferente. Este se debe a la geometría de la precámara. Al ser más alargada PC4, la combustión dura más ya que el frente de llama ha de recorrer mayor distancia. Por eso la curva de la HRR para PC1 es más estrecha que para el caso de PC4. Esto quiere decir que la duración de la combustión para PC1 es de aproximadamente  $15^\circ$  del cigüeñal, mientras que para PC4 es de  $22,5^\circ$  del cigüeñal.

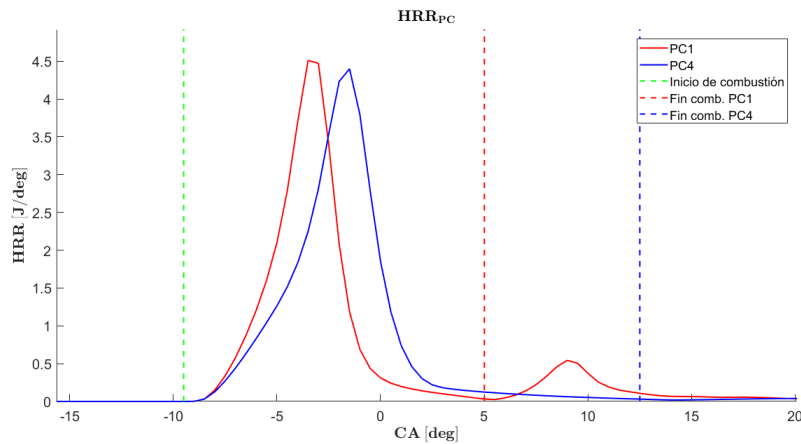


Figura 4.2: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de tasa de liberación de calor en la precámara.

El proceso de combustión en el interior de la precámara se realiza para dotar al fluido de las características necesarias para poder eyectar y encender la mezcla del interior de cámara de combustión principal. La variable del fluido que mayor influirá en la eyección del flujo será la presión. Este se debe a que a mayor presión en el interior de la precámara, mayor velocidad de flujo se obtendrá en los orificios de la precámara. Sin embargo, para realmente caracterizar la velocidad de eyección no basta con analizar la presión en la precámara. Es necesario analizar también la presión en la cámara principal, ya que es la diferencia de presiones entre ambas regiones las que determinarán la velocidad de eyección. En la Figura 4.3 se muestra la evolución de la presión tanto en el cilindro como en la precámara empleando las geometrías de precámara PC1 y PC4. Como era de esperar, en PC1 se alcanzan mayores presiones, no solo por disponer de una mayor presión en el instante de encendido de chispa, comentado anteriormente, si no que la combustión genera un incremento de presión mayor. En el caso de PC4, aparte de comenzar la combustión desde una presión menor, se consigue un menor incremento de la presión. La presión en los cilindros es muy similar empleando ambas geometrías de precámara, por lo que la diferencia de presiones entre cilindro y precámara sigue la evolución acorde a la evolución de la presión en el cilindro. En la Figura 4.4 se puede observar como la diferencia de presiones para PC1 aumenta a un valor mayor que para PC4, y como esta diferencia de presiones se estabiliza antes debido a la menor duración de la combustión.

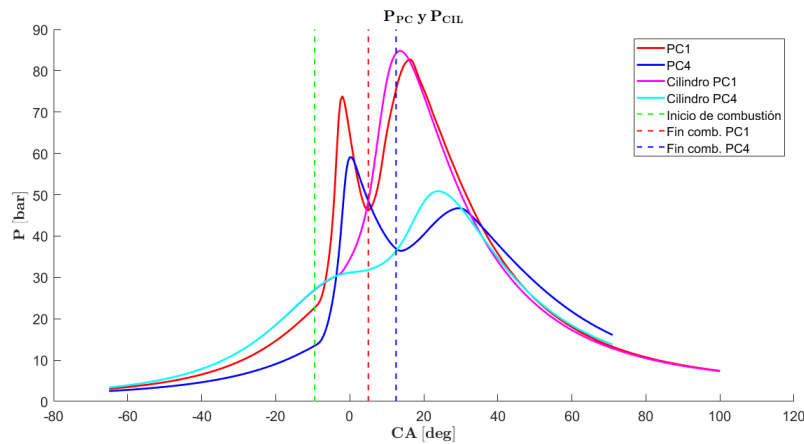


Figura 4.3: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de presión en cilindro y en precámara.

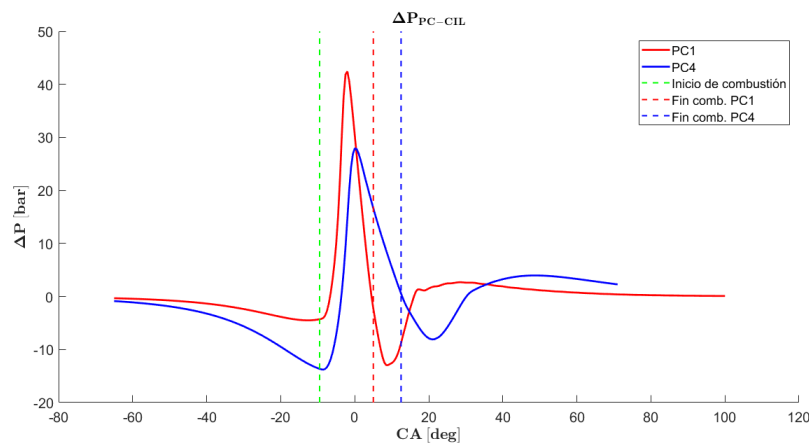


Figura 4.4: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de diferencia de presión entre cilindro y precámara.

Finalmente, durante el proceso de combustión se generan dos zonas, una de gases productos de la combustión y otra de mezcla fresca, delimitadas por el frente de llama. Los gases quemados se encuentran a una temperatura y presión mayor que la mezcla fresca. Esto produce una expansión del fluido en el interior de la precámara que empuja a la mezcla fresca, próxima a los orificios de salida de la precámara, hacia la cámara de combustión principal. Al empujar la mezcla fresca, se dispone de menos combustible para la combustión. En la Figura 4.5 se observa el gasto másico de combustible que se da entre la región de la precámara y la cámara principal. Los valores negativos de gasto indican que este se produce de la precámara hacia el cilindro. Como se puede observar, en el instante de inicio de chispa, el gasto másico modifica su tendencia de manera drástica, pasando de entrar a la precámara a salir hacia la cámara principal en apenas  $5^\circ$  de cigüeñal para PC1 y  $6^\circ$  para PC4. En PC1 el gasto de combustible es

mucho mayor debido a la mayor diferencia de presiones que se produce durante la combustión entre precámara y cámara principal.

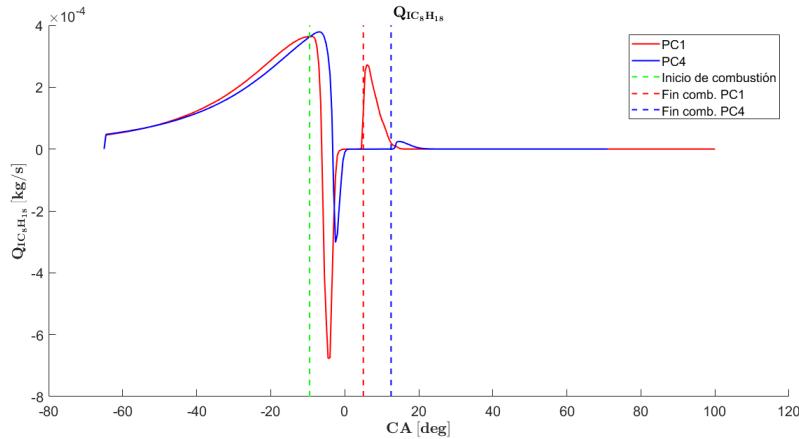


Figura 4.5: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de gasto másico de  $IC_8H_{18}$  entre la precámara y el cilindro.

En conclusión, debido al mayor volumen de PC4 se obtiene una combustión de mayor duración, con un incremento de presión en el interior asociado a la combustión más tardía también y su consecuente menor diferencia de presiones entre precámara y cámara principal debido a la compresión de los gases en el interior del cámara principal mientras se realiza la combustión en la precámara. Sin embargo, tanto la combustión más duradera y el menor tamaño de orificios de salida de PC4 permite que la cantidad de combustible que sale de la precámara por expansión de los gases quemados sea menor.

Con la finalidad de observar como se produce el desarrollo de la combustión en el interior de la precámara de combustión, en la Figura 4.6 se muestra el contorno de temperatura en tres secciones diferentes de PC1 y en cuatro instantes de la combustión diferentes. Gracias a esto se puede observar tanto el desarrollo de la combustión en la dirección transversal de la precámara como en la dirección axial. Las secciones transversales se corresponden con la zona de la bujía, donde se realiza el aporte de energía por parte de la chispa, en la zona intermedia, justo antes del cambio de sección de la precámara, y en la zona inmediatamente superior a los orificios de salida. En el instante inicial, se observa el valor de la temperatura uniforme en todo el dominio de la precámara, exceptuando las zona de flujo proveniente de los orificios de la precámara, donde se observa una muy ligera variación de la temperatura. Tras realizar el encendido de la chispa, a  $-7,5^\circ$  del cigüeñal, se observa en la zona superior un incremento de la temperatura procedente del aporte de energía de la chispa y el comienzo de la reacción de combustión. A los  $2^\circ$  siguiente, el frente de llama ya se ha establecido, deformado por el flujo de rotación en el interior de la precámara y aumentando su superficie del mismo. Al aumentar la superficie del frente de llama, se incrementa la velocidad de combustión también, lo que permite una mejora actuación de la precámara al conseguir mayor presión en su interior con respecto a la de la cámara principal. El frente de llama, además, se observa que avanza a mayor velocidad en la dirección axial que en la dirección radial. Esto se debe a las bajas temperaturas de la pared de



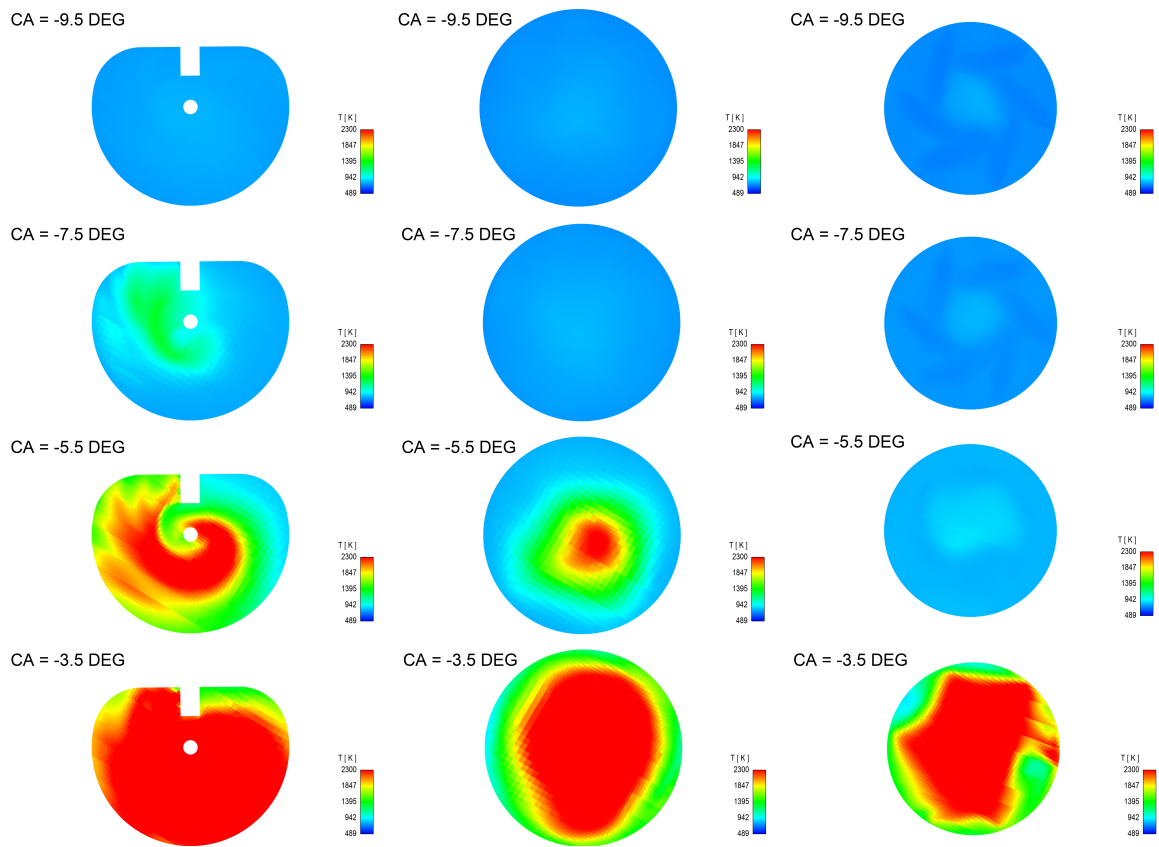


Figura 4.6: Contornos para PC1 de la temperatura en la zona de la bujía (columna izquierda), zona central (columna central) y la zona de los orificios (columna derecha).

la precámara, que generan grandes gradientes en los que el frente de llama reduce su velocidad considerablemente. Finalmente, a  $-3,5^\circ$  del cigüeñal la combustión alcanza la zona de los orificios, donde el frente de llama se deforma de manera irregular debido al flujo que atraviesa los orificios desde la cámara principal al encontrarse todavía el cilindro en la carrera de compresión.

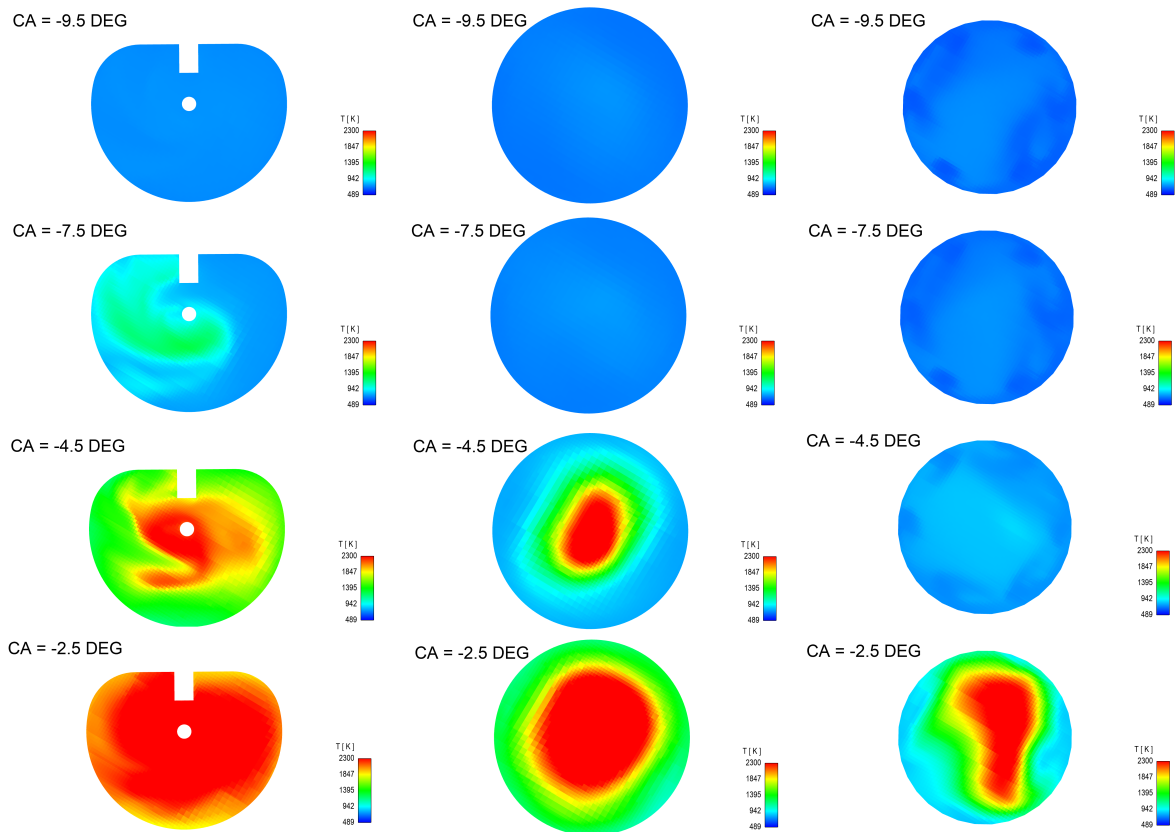


Figura 4.7: Contornos para PC4 de la temperatura en la zona de la bujía (columna izquierda), zona central (columna central) y la zona de los orificios (columna derecha).

Al igual que para PC1, se representa el contorno de temperaturas en el interior de la precámara siguiendo los mismos criterios en PC4. Las principales diferencias que se observan son de mayor duración de la combustión. Desde el instante de encendido de chispa, hasta la llegada del frente de llama a la zona de los orificios transcurren más grados del cigüeñal. Además, también se observa como el frente de llama es menos irregular en la zona de la bujía. Esto se debe a que el menor tamaño de orificios reduce la permeabilidad, reduciendo el flujo que los atraviesa y el flujo rotatorio en el interior de la precámara. También se reduce la irregularidad del frente en la zona de los orificios debido al menor flujo procedente de la cámara principal por el mismo motivo.

#### 4.4. Etapa 3: Eyección de los chorros

La eyección de los chorros es el fenómeno más importante a analizar. Dependiendo de las características de estos, la combustión en el interior de la cámara principal variará. Así, para poder caracterizar los chorros completamente, se analizan las variables de mayor influencia en los mismos durante el período de duración de los mismos.

En primer lugar, la variable que mayor afecta al chorro es la diferencia de presiones entre el cilindro y la precámara. Dependiendo de su valor, el chorro tendrá una mejor o una peor acutación. En la Figura 4.8 se observa la evolución de la diferencia de presiones entre la precámara y la cámara de combustión principal durante el proceso de eyección de chorros. Así, se observa que al inicio de la eyección, la diferencia de presiones es ligeramente mayor a 0. Esto significa que la presión en el interior de la precámara es mayor que en el cilindro, lo que lleva al flujo de la precámara a la cámara principal. Se observa que para ambas geometrías de precámara esta diferencia continua aumentando. Esto se debe a la combustión que se está produciendo en el interior de la precámara. Esta combustión incrementa la presión en la precámara, generando una diferencia de presiones positiva entre el cilindro y la precámara, y permitiendo la eyección de los gases quemados hacia la cámara principal. Finalmente, conforme la combustión continua avanzando hasta finalizar, la diferencia comienza a caer, hasta llegar a un punto en el que la diferencia vuelva a ser negativa.

Comparando entre las geometrías de precámara, se observa que PC1 llega a una diferencia de presiones positiva en un tiempo menor que PC4, mientras que PC4 muestra una pendiente de incremento de la diferencia de presiones menos marcado. Además, ambas geometrías parten de un valor diferente, lo que significa el salto de presiones a superar mediante la combustión es menor para PC1 que para PC4.

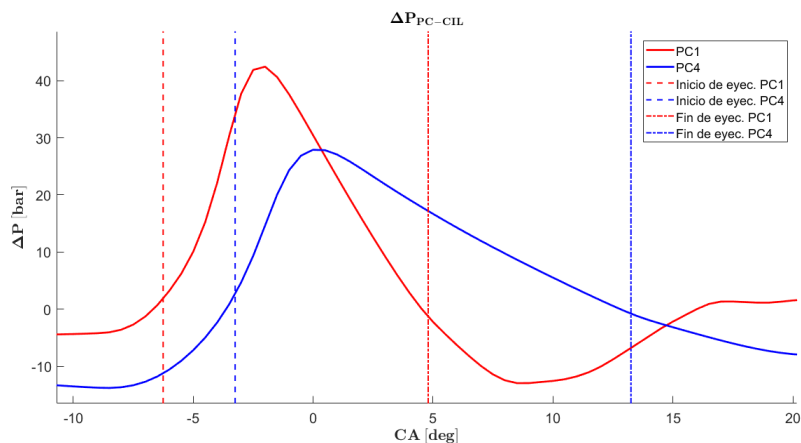


Figura 4.8: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la diferencia de presiones durante la eyección del chorro.

La consecuencia directa de la diferencia de presiones es la eyección del fluido en el interior de la precámara hacia la cámara de combustión. Así, la variable que mejor caracterizará esta

eyección es la velocidad. En la Figura 4.9 se representan las velocidades de chorro para cada orificio en ambas geometrías de precámara. Como se puede observar, la variación de velocidades entre chorros máxima para PC1 es de 100 m/s entre orificios mientras que para PC4 es de 20 m/s. Esto se observa mejor en la Figura 4.10, donde se representan los contornos de la velocidad en la sección axial intermedia de los orificios. Así, se puede observar como los valores máximos de velocidad en los orificios se dan para lo  $-2,5^\circ$  de cigüeñal. También se puede observar que los orificios con menor velocidad de chorro son los más próximos a la pistón. La precámara se encuentra inclinada con respecto a la dirección normal del pistón, por lo que al producirse la eyección, los chorros más perpendiculares al pistón impactan contra el mismo, generando una contrapresión que reduce la diferencia de presiones de manera local entre la precámara y la cámara principal. Debido a esta reducción de la diferencia de presiones, la velocidad de eyección del chorro en esas orificios se ve reducida. Otra razón que lleva a la reducción de la velocidad en esos orificios es el movimiento de *Tumble* que hay en la cámara principal, y es por el cual el chorro proveniente de esos orificios se encuentra con mezcla que se mueve en dirección contraria a la de eyección. Sin embargo, para PC1, la diferencia entre la velocidad de eyección máxima y la mínima es de aproximadamente un 6,8%  $\left(1 - \frac{889,06 \text{ m/s}}{953,83 \text{ m/s}}\right) \cdot 100 = 6,8\%$ , mientras que para PC4 es de 2,1%  $\left(1 - \frac{621,98 \text{ m/s}}{635,12 \text{ m/s}}\right) \cdot 100 = 2,1\%$ . Los valores máximos se corresponden con los chorros provenientes de los orificios más paralelos al pistón. La distribución de los orificios y todo lo explicado anteriormente se comprende mejor observando la Figura 4.11. Las distribuciones de las velocidades se corresponden con la diferencia de presiones. Al ser mayor la diferencia de presiones para PC1 que para PC4, las velocidades obtenidas son notablemente mayores para PC1. Con una mayor velocidad de eyección, se obtiene una mayor penetración, lo cual es deseable para mejorar la combustión aumentando la superficie en condiciones de encendido en la cámara principal.

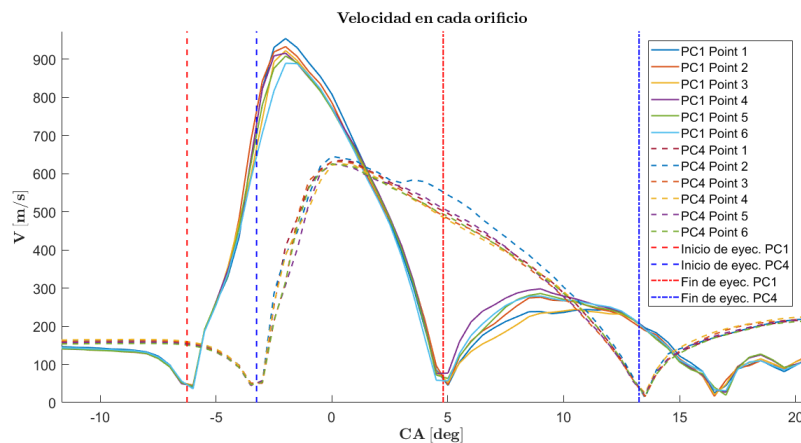


Figura 4.9: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la velocidad de chorro a la salida de cada orificio.

En la distribución de velocidades de chorro para PC4, se observa el valor máximo de velocidad a  $0,5^\circ$  del cigüeñal, unos  $3^\circ$  más tarde que la geometría PC1. Sin embargo, en esta geometría no se aprecia una diferencia entre velocidades de chorro tan notable como en PC1.

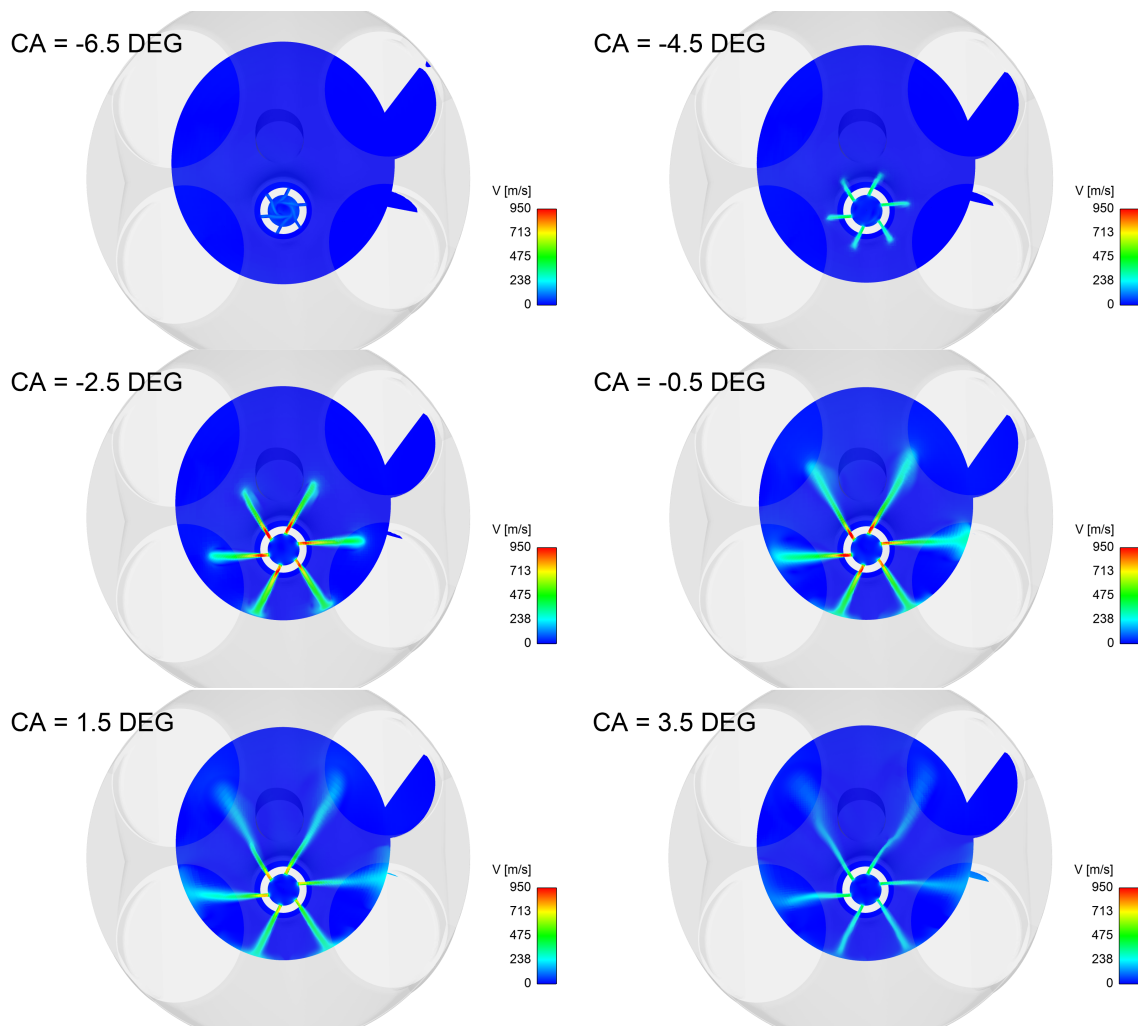


Figura 4.10: Contornos de velocidad de los chorros para PC1.

CA = -0.5 DEG

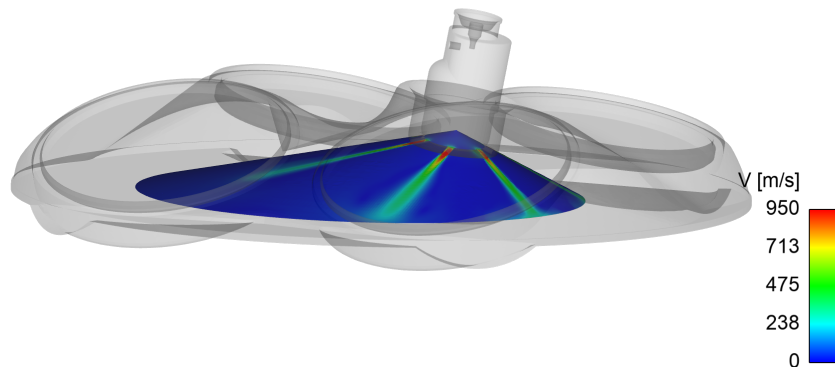


Figura 4.11: Vista para la compresión de la orientación de los chorros dentro de la cámara principal.

La diferencia de las velocidades medidas a la salida de los orificios máxima y mínima es 2,1 %, lo cual concuerda con lo que se observa en el contorno de velocidades de la Figura 4.12.

Respecto al gasto másico que atraviesa los orificios, sigue una tendencia similar, por lo que se analiza el valor promediado de todos los chorros. Valores negativos en la Figura 4.13 indican que este gasto se produce de la precámara a la cámara principal. Se observa como PC1 tiene mayores valores de gasto másico máximo. Se debe a que el diámetro de los orificios es mayor que el de PC4 y las diferencia de presiones es mayor. Esto influencia en gran medida en la actuación de los chorros sobre el encendido de la cámara principal. Además, para PC1 el gasto máximo tiene una pendiente más inclinada, lo que indica que se alcanzan gastos máxicos elevados en poco tiempo. Por su parte, PC4 muestra valores de gasto másico menores y con menor pendiente, más atrasados en el ciclo y con menor pendiente. Este parámetro, al igual que la velocidad de chorro, tiene una gran relevancia en último parámetro de actuación de la precámara en al combustión de la cámara principal.

Finalmente, la variable que mejor define la actuación de la precámara es la cantidad de movimiento de los chorros. En la Figura 4.14 se muestra el valor medio de cantidad de movimiento de los chorros. La cantidad de movimiento es la variable que más influye en la penetración del chorro dentro de la cámara de combustión principal, aumentando la superficie de gases quemados dentro de la misma que conducen a las condiciones de encendido de la mezcla fresca. Para obtener la cantidad de movimiento se emplean la velocidad y el gasto másico promedio de los chorros siguiendo la Ecuación 4.3.

$$p = Q_m \cdot V \quad (4.3)$$

PC1, como era de esperar tras el análisis de las variables anteriores, muestra una mayor

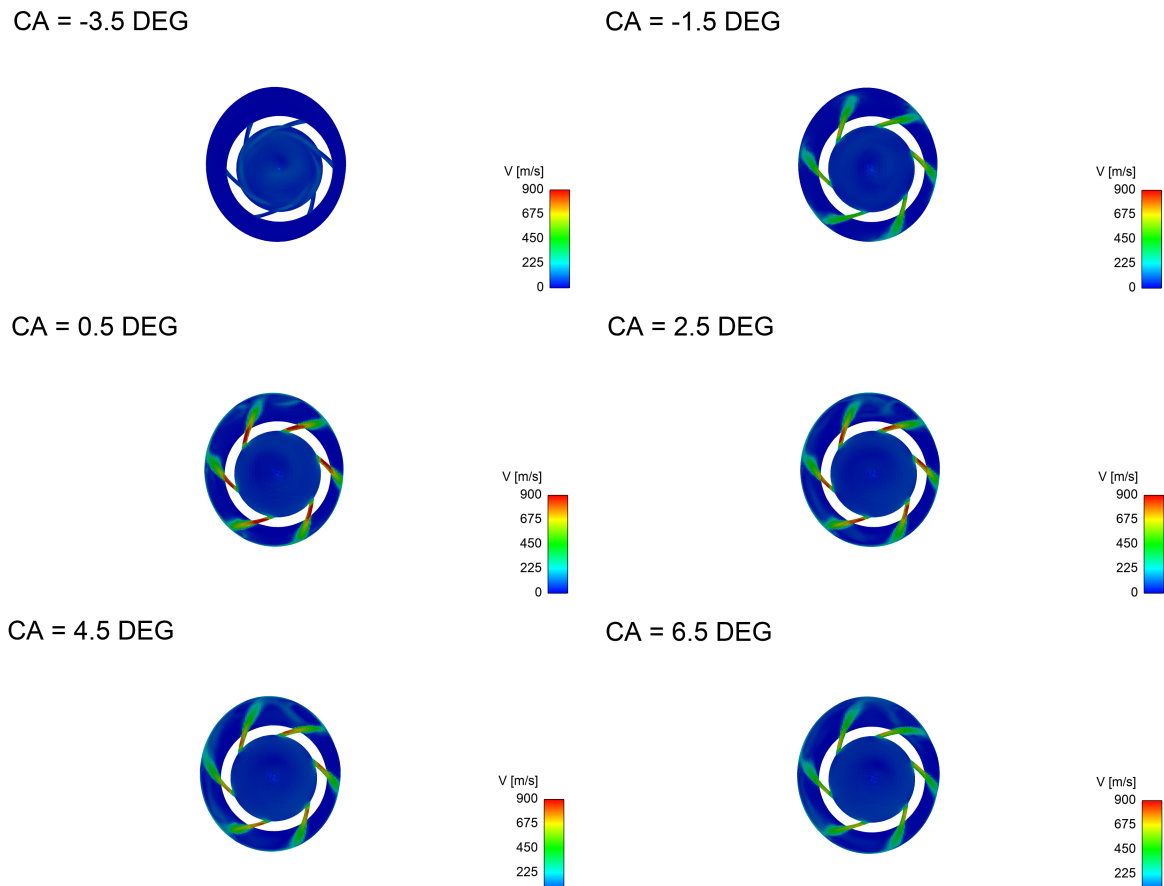


Figura 4.12: Contornos de velocidad de los chorros para PC4.

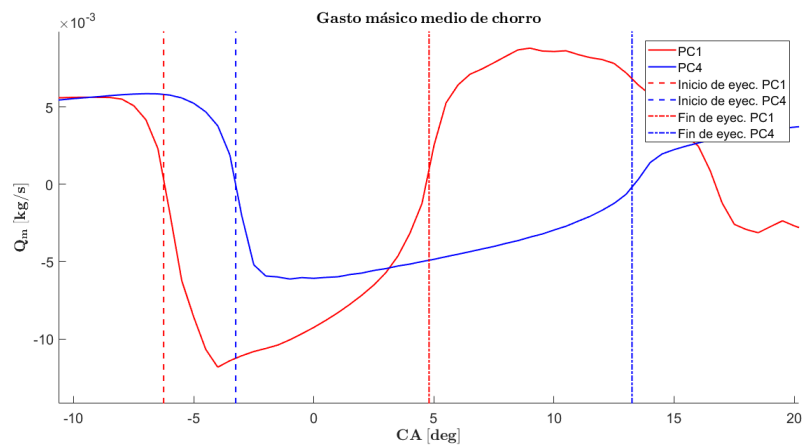


Figura 4.13: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de gasto másico de  $\text{IC}_8\text{H}_{18}$  entre la precámara y el cilindro durante eyección del chorro.

cantidad de movimiento de los chorros, por lo que estos penetrarán más en la cámara principal, ofreciendo una mejor actuación en la posterior combustión de la misma. El valor máximo de cantidad de movimiento para PC1 es de  $1,12 \frac{kg \cdot m}{s^2}$  mientras que para PC4,  $0,47 \frac{kg \cdot m}{s^2}$ . Esto representa un 58% menos de cantidad de movimiento máxima para PC4 que para PC1. Para PC4, la pendiente de cantidad de movimiento es menor, por lo que mantiene valores superiores de aproximadamente  $2,5^\circ$  del cigüeñal hasta  $13^\circ$  del cigüeñal. Sin embargo, esto también indica que la cantidad de gases quemados eyectados se alarga en el ciclo, están menos concentrados y permitiendo la difusión de especies y de temperatura reduciendo la capacidad de inicio de combustión del chorro.

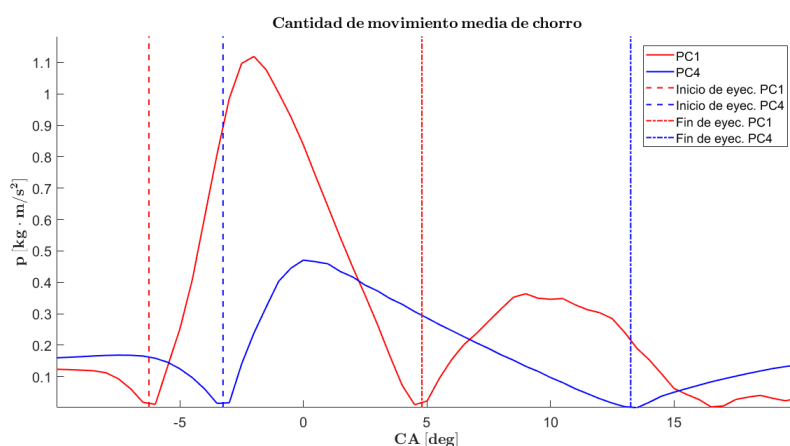


Figura 4.14: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 a alta carga de la cantidad de movimiento media de los chorros.

## 4.5. Etapa 4: Combustión en la cámara principal

La combustión en la cámara principal es el objetivo final a mejorar mediante el empleo de las precámaras. Los chorros en la precámara de combustión introducen gases quemados con especies activas, productos de la combustión, en condiciones apropiadas para comenzar la combustión de la mezcla fresca con la que entran en contacto. Dependiendo de la morfología de los chorros y de sus características, descritas en el apartado anterior, la combustión puede darse de diferentes formas.

La primera variable a analizar es la HRR durante el ciclo en la cámara principal. La HRR muestra el calor liberado por ángulo de cigüeñal en la región. La Figura 4.15 muestra como evoluciona comparando las dos geometrías de precámara. Para PC1, al comienzo se observa una pendiente más pronunciada. Esto se debe a los gases quemados eyectados de la precámara junto con el comienzo de la combustión de la mezcla fresca. Los gases eyectados se encuentran a una temperatura elevada, y al comenzar la combustión, la HRR se corresponde con la suma de ambos componentes. Conforme la combustión se desarrolla, la HRR de los gases eyectados deja de apreciarse, observándose solo el calor liberado por esta. El valor máximo de HRR para PC1



es de  $99,3 \frac{J}{\circ}$  alcanzándose a los  $8,5^{\circ}$  del cigüeñal. Cabe mencionar, que es preferible alcanzar el valor máximo de HRR lo más próximo al PMS, ya que influirá en la presión y es el punto óptimo para alcanzar la mejor actuación del ciclo. En cambio, PC4 muestra valores menores de HRR y más retrasados, lo que indica una combustión más lenta en una zona más alejada del PMS.

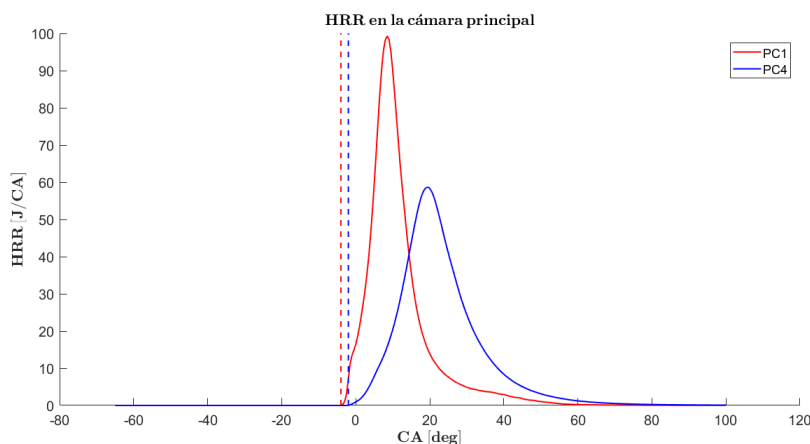


Figura 4.15: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la HRR en la cámara principal.

La siguiente variable de interés es la presión en la cámara principal. Es en sí la variable que afecta de manera directa al trabajo que el motor será capaz de realizar, y por tanto, la actuación del mismo. Como era de esperar, para PC1 se obtienen mayores presiones y más próximas al PMS debido a la combustión más rápida y más cercana al PMS. El valor máximo de la presión para PC1 es de  $84,82 \text{ bar}$  en el ángulo  $13,5^{\circ}$  del cigüeñal. En el caso de PC4 también se observa como la combustión más tardía y más lenta produce un incremento de la presión en la carrera de expansión del cilindro, provocando que el valor máximo de presión que se alcanza sea menor al incrementar el volumen de la cámara principal a la vez que se produce la combustión. La máxima presión alcanzada en la cámara principal para PC4 es  $50,87 \text{ bar}$  a  $24^{\circ}$  del cigüeñal. La diferencia de presión máxima entre PC1 y PC4 es del 40% ( $1 - \frac{50,87 \text{ bar}}{84,82 \text{ bar}} \cdot 100 = 40\%$ ).

Otra de las más importantes consecuencias beneficiosas en la combustión de la cámara principal del empleo del sistema TJI es el incremento de la turbulencia debido a los chorros eyectados a altas velocidades que incrementan la turbulencia y, por tanto, la difusividad de temperatura y especies. En la Figura 4.17 se representa la energía cinética turbulenta en el interior de la cámara principal durante el ciclo. Se puede observar como durante la carrera de compresión la TKE disminuye y al comienzo de la combustión, debido a que el chorro ya se encuentra desarrollado en valores cercanos a los máximos, la TKE comienza a incrementar. El chorro introduce turbulencia en el movimiento del fluido, lo que permite que se incremente la velocidad de combustión turbulenta y disminuya la duración de la combustión, alcanzando mayores valores de presión en ángulos más próximos al PMS. En el caso de PC1, la TKE introducida es muy elevada debido a la elevada cantidad de movimiento que disponen los chorros. Sin embargo, los chorros de PC4, por la baja cantidad de movimiento y su baja pendiente, realizándose durante la expansión, lleva a un incremento muy bajo de la TKE. Esto conlleva una menor velocidad de combustión, alejando el incremento de presión del PMS.

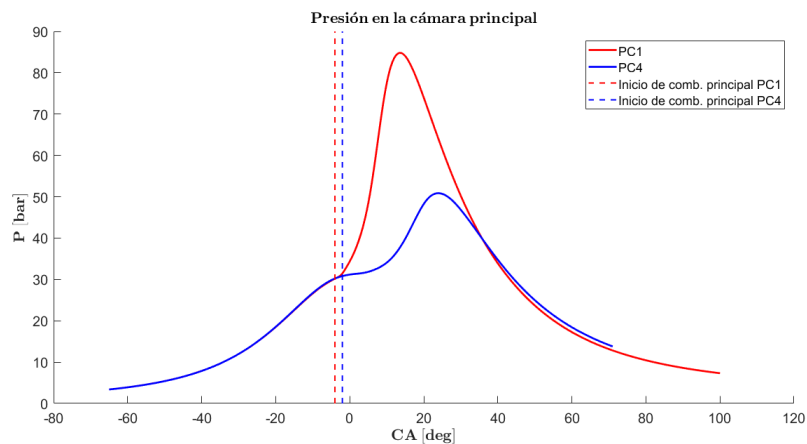


Figura 4.16: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la presión en la cámara principal.

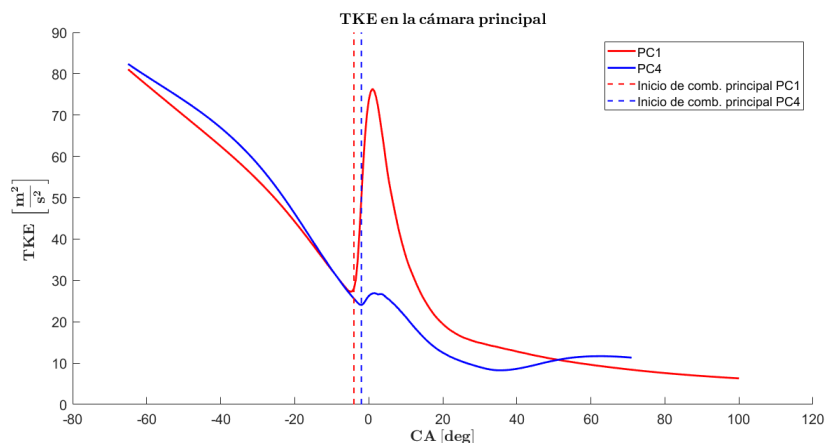


Figura 4.17: Gráfica comparativa entre PC1 y PC4 de la TKE en la cámara principal.

Finalmente, en las Figuras 4.18 y 4.20 se representan los contornos de temperatura durante la combustión en la cámara principal. La Figura 4.18 se observa la temperatura en la sección central del cilindro en la dirección axial al mismo (columna izquierda) y en la sección transversal en el espacio entre el pistón y la culata (columna derecha). La combustión, como ya se comenta anteriormente, se desarrolla en gran medida entre  $0^\circ$  y  $10^\circ$  del cigüeñal. Además, se aprecia como esta comienza en la zona de los chorros y se desarrolla a partir de la misma con un frente de llama irregular por la turbulencia introducida por los mismos.

El contorno de temperaturas para PC4, siguiendo el mismo criterio que para PC1, se observa en la Figura 4.19. El primer aspecto a destacar es el más irregular frente de llama. Esto se da por el choque de los chorros contra el pistón, que produce la distribución irregular de los gases quemados eyectados en la cámara principal y genera un encendido en una superficie más irregular. Así, a partir de los  $5^\circ$  del cigüeñal comienza a observarse en el contorno de

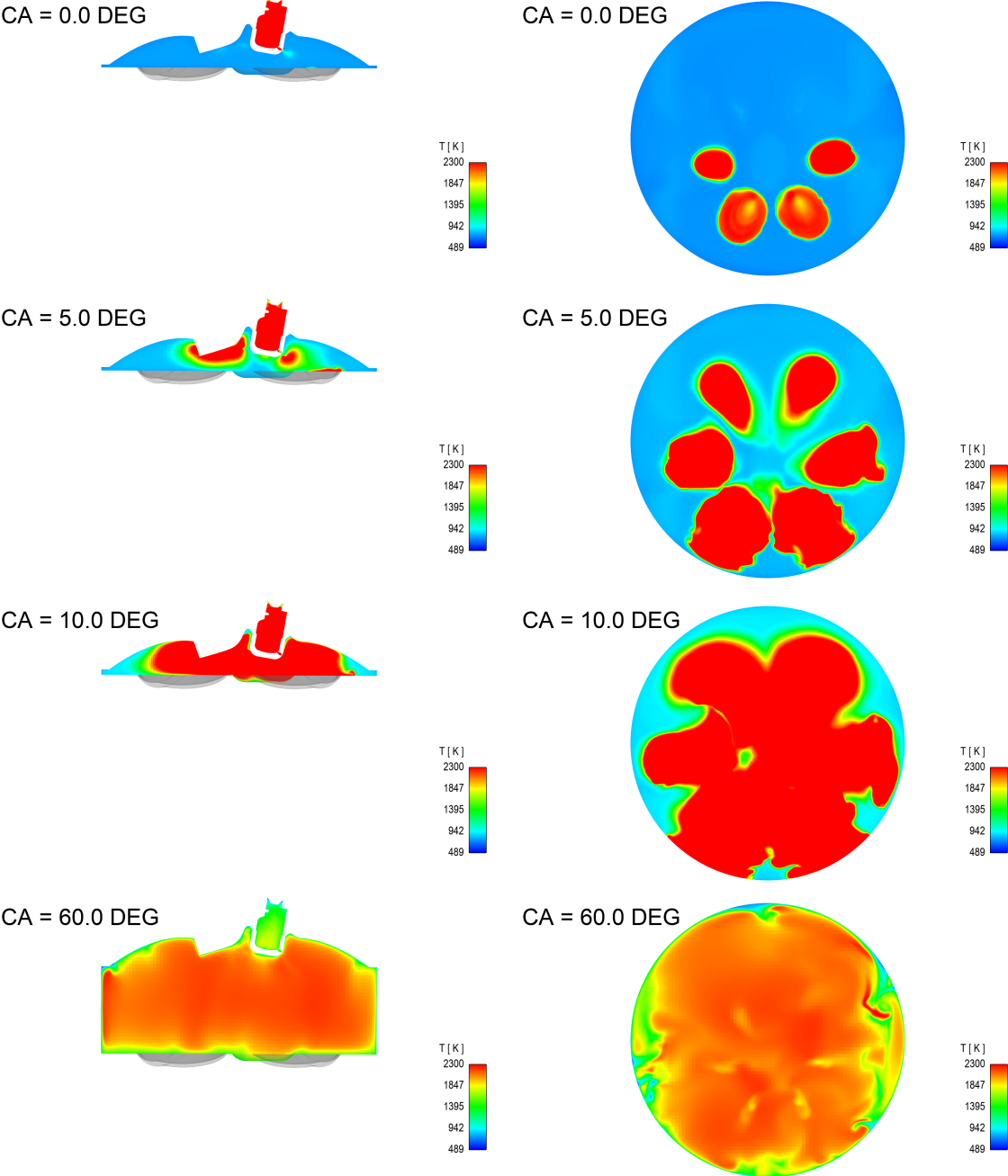


Figura 4.18: Contornos de temperatura para PC1 en la cámara principal.

temperaturas el desarrollo del frente de llama, el cual ya se aprecia totalmente desarrollado a los 10°. Al alcanzar los 20°, la combustión ya se ha realizado en prácticamente toda la cámara principal y el frente de llama se observa mucho más regular.

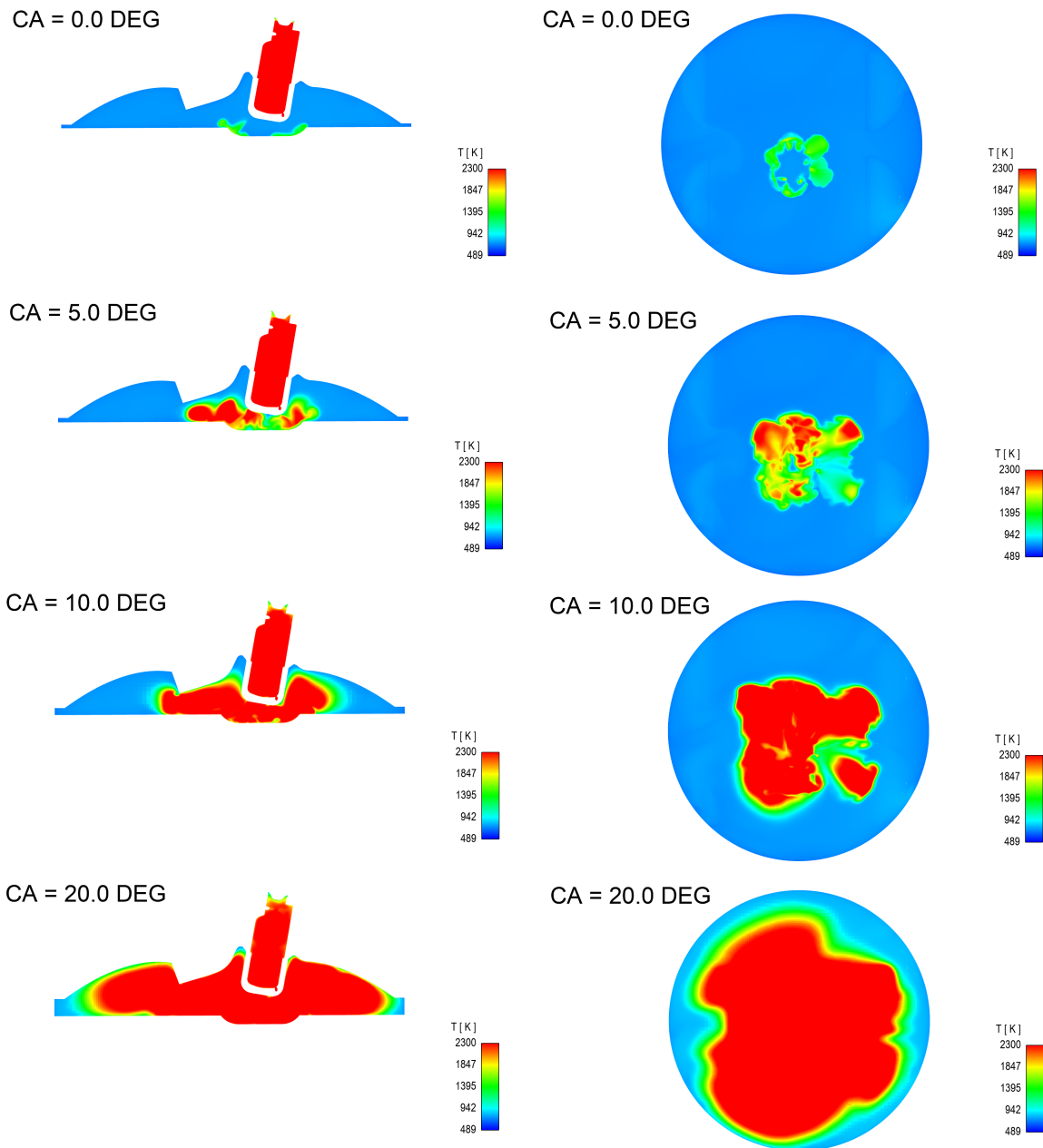


Figura 4.19: Contornos de temperatura para PC4 en la cámara principal.

En la Figura 4.20 se observa el contorno de temperaturas también, pero esta vez en la sección axial intermedia de los chorros. Así se puede apreciar como los chorros más paralelos al pistón comienzan la combustión en la zona superior más cercana a la culata y se puede obtener

una idea más concreta de como se desarrolla la combustión y cómo afecta la eyección de los gases quemados de la precámara a la esta. Se puede observar como los chorros a elevada temperatura son eyectados y como comienzan la combustión en la cámara principal hasta que esta se desarrolla desde la zona de los chorros y el frente de llama recorre el resto de la cámara principal.

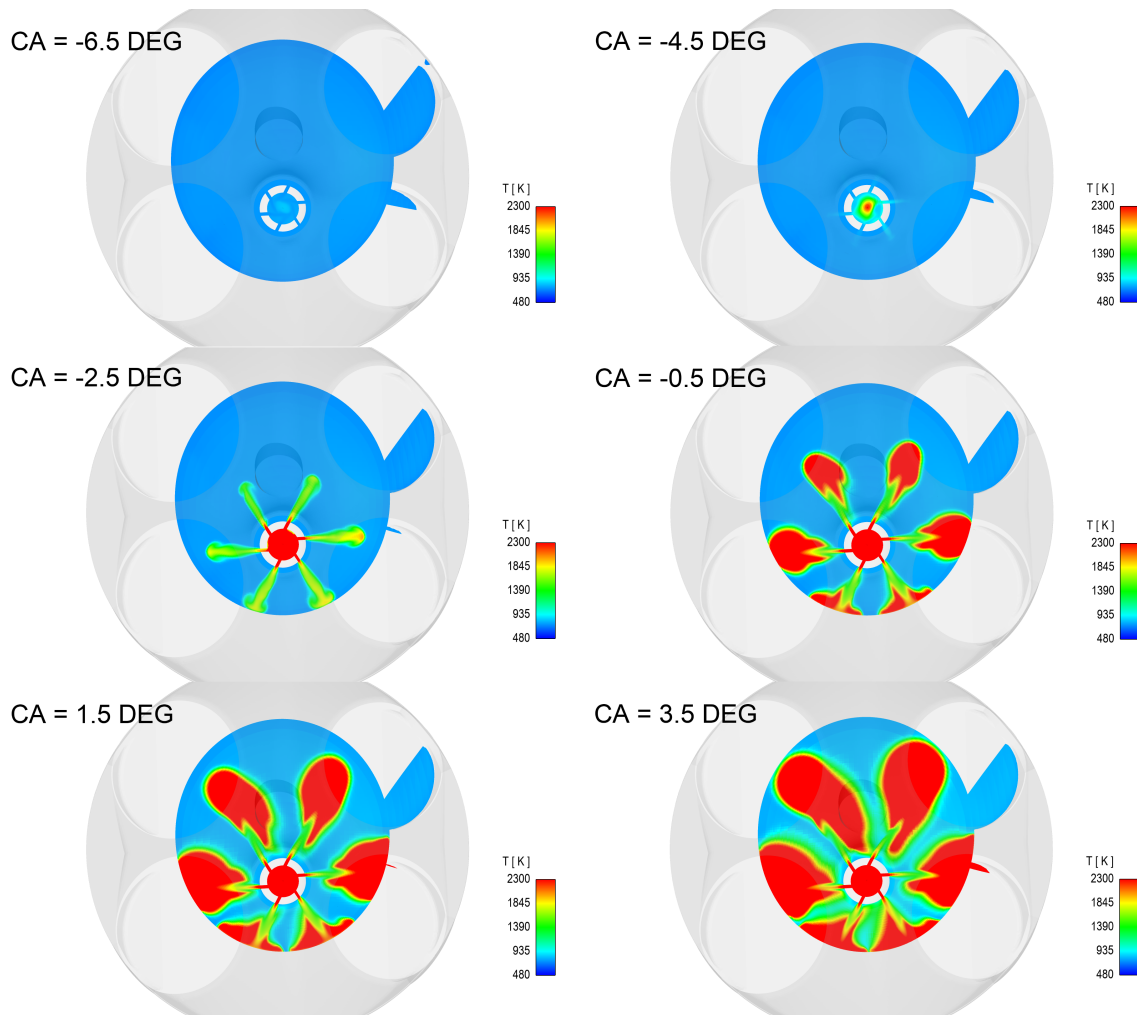


Figura 4.20: Contornos de temperatura de los chorros para PC1.

Para PC4, el contorno de temperaturas del chorro, en la Figura 4.21 muestra como estos, al chocar con el pistón, pierden su forma distribuyendo los gases quemados a alta temperatura de manera irregular por la cámara principal y generando un frente de llama al encenderse la mezcla, mucho más irregular.

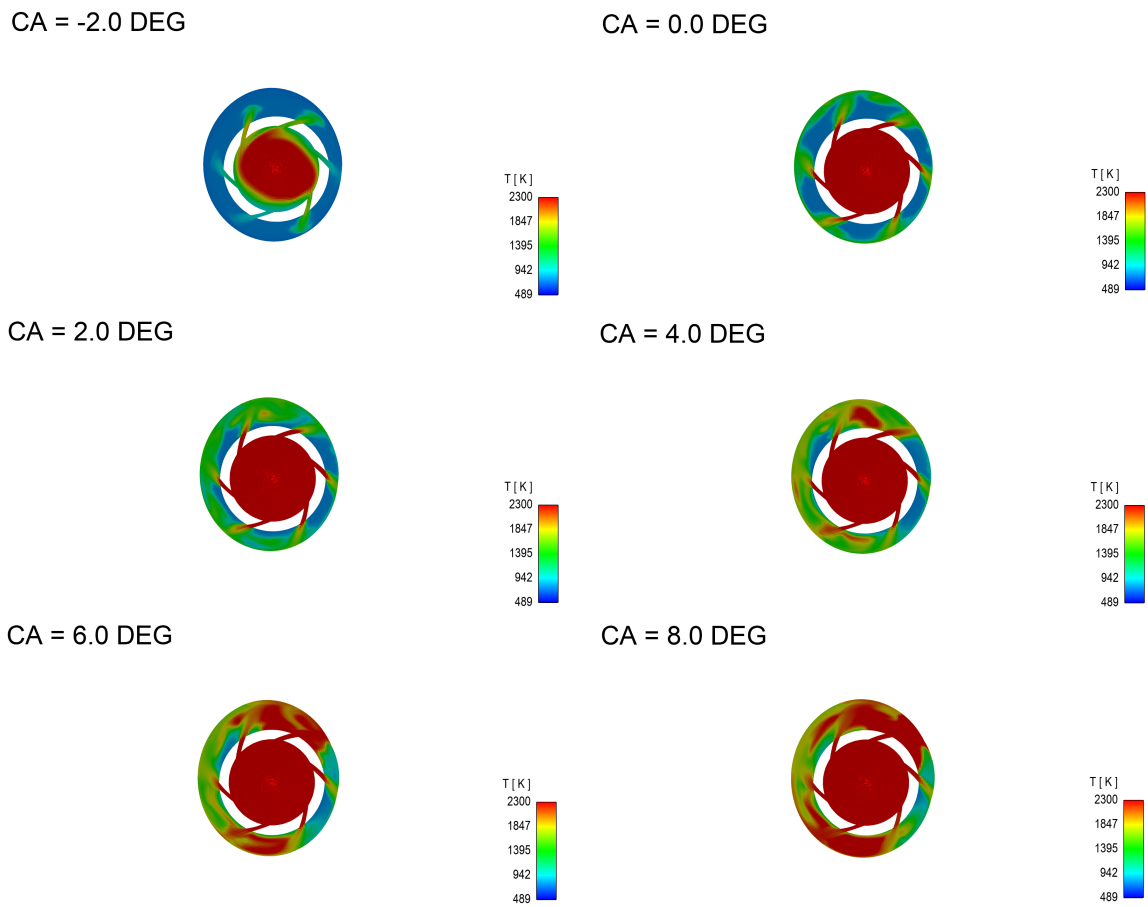


Figura 4.21: Contornos de temperatura de los chorros para PC4.

## Capítulo 5

# Análisis de actuación en baja carga de PC1 y PC4

### 5.1. Introducción

Al finalizar el cálculo de los puntos de operación de baja carga para ambas geometrías de precámara y postprocesar los resultados obtenidos, no son los esperados. El parámetro de mayor interés para la actuación de un motor, la presión en la cámara de combustión principal, gracias a la cual se genera el trabajo que el motor emplea para diversos fines, no varía de manera sustancial como se espera al comenzar la combustión. En la Figura 5.1 se observa claramente que para PC4 el aumento de la presión se debe solo a la compresión que realiza el cilindro, y que la presión entre la precámara y la cámara de combustión principal no varía apenas, lo que, como se ha explicado anteriormente, indica que la combustión en el interior de la precámara tampoco se realiza de manera correcta y lleva a la incapacidad de eyección de quemados en condiciones de encendido de la mezcla.

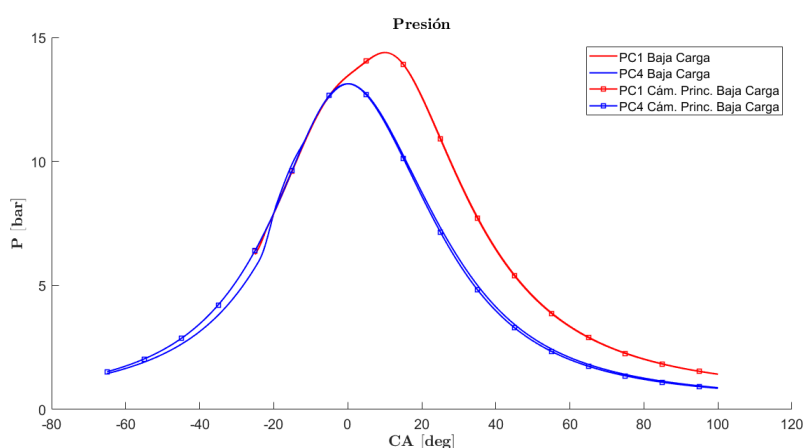


Figura 5.1: Gráfica comparativa de presión en cámara principal y precámara para PC1 y PC4.

Para PC1 se observa como al final de la carrera de compresión la presión aumenta un poco más. esto se debe a que la combustión en el interior de la precámara si que permite eyectar en condiciones ligeramente más favorables a provocar el encendido en la cámara principal. Sin embargo, el frente de llama no consigue desarrollarse y la combustión no se mantiene, lo que se observa en la inmediata disminución de presión debido a la expansión del cilindro.

Así, en este capítulo, dado que ya no tiene sentido realizar un análisis comparativo entre la actuación de las precámaras en alta y baja carga, al no cumplir su función debidamente a baja carga, se analizan los motivos que provocan este fallo en el encendido de la mezcla en la cámara principal, centrándose en los fenómenos que llevan a la precámara a no realizar la eyección de gases quemados en condiciones de encendido de mezcla fresca. En la precámara, lo primero que llama la atención en la Figura 5.1 es el no incremento de presión en su interior por la combustión. Claramente, esto se debe a que la combustión en su interior no se realiza correctamente. Este será el aspecto principal en el que se centra el análisis de este capítulo.

## 5.2. Análisis de la combustión en la precámara

La primera variable de interés al estudiar la combustión en el interior de la precámara es la masa de  $IC_8H_{18}$  que hay a lo largo de la simulación y cuanta de esa masa ha sido quemada durante la combustión. Sin embargo, la plataforma CONVERGE no ofrece los resultados de masa de  $IC_8H_{18}$  consumida durante la combustión. Para obtener los valores de  $IC_8H_{18}$  consumidos se emplea la cantidad de energía liberada en la región de la precámara y el PCI del  $IC_8H_{18}$ . Siguiendo la Ecuación 5.1 se obtiene el valor de combustible que ha sido consumido durante la combustión en la precámara.

$$m_{IC_8H_{18},q} = \frac{HR}{PCI} \quad (5.1)$$

En la Figura 5.2 se muestran las variables descritas. En el momento de encendido de la chispa, a  $-24^\circ$  del cigüeñal, se observa que la masa de combustible no comienza a disminuir de manera inmediata, si no que continua aumentando en los instantes que siguen. Esto se debe a que a la combustión le cuesta comenzar por la baja cantidad de combustible. En el inicio de la combustión, la fracción másica de residuales encerrados en el interior de la precámara de combustión es del 8,3% para PC1 y del 9,1% para PC4. Esto representa un considerable aumento de residuales con respecto a los casos de alta carga, que junto con la menor cantidad de combustible llevan a que la combustión no comience correctamente. Una vez la combustión consigue desarrollarse, el combustible comienza a quemarse. Sin embargo, se observa claramente lo lenta que es la combustión por la pendiente poco pronunciada del  $IC_8H_{18}$  quemado. Al finalizar la combustión, el porcentaje de  $IC_8H_{18}$  quemado con respecto a la cantidad máxima de combustible disponible al comienzo de la combustión es del 55,6% para PC1 y del 57% para PC4. Sin embargo, como se puede observar, la cantidad de combustible que se queda en el interior de la precámara es mucho menor de la que debería quedar al consumirse el combustible, para ambas geometrías de precámara. Esto indica que el combustible disponible no solo no se consume todo durante la combustión sino que parte del mismo, además, es eyectado hacia la



cámara de combustión principal.

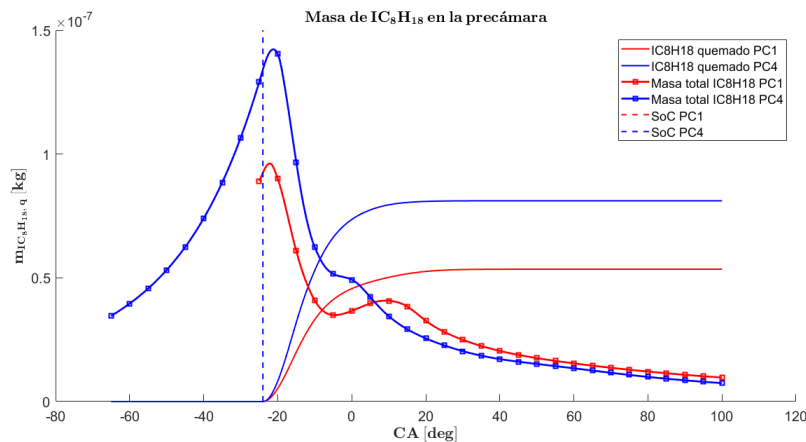


Figura 5.2: Gráfica comparativa de la masa de  $IC_8H_{18}$  en la precámara y la quemada en la precámara para PC1 y PC4.

La Figura 5.3 muestra la cantidad de  $IC_8H_{18}$  transferido entre la cámara de combustión principal y la precámara para los casos de ambas geometrías desde el comienzo de la simulación de cada caso hasta el final de la misma. Se puede observar como hasta un valor cercano a  $-20^\circ$  del cigüeñal la masa de  $IC_8H_{18}$  pasa de la cámara principal a la precámara. Al alcanzar este valor, se observa un descenso de la función, hasta alcanzar un mínimo local, que representa que la masa de  $IC_8H_{18}$  pasa de entrar a la precámara desde el cilindro a salir de la precámara hacia el cilindro. Esto se debe a la combustión. Como se ha explicado en el capítulo anterior, al comenzar la combustión y avanzar el frente de llama, la región se divide en dos zonas separadas por el frente. La zona de los gases quemados se encuentra a una elevada temperatura, lo que lleva a un incremento de su presión. Este aumento de la presión provoca la expansión de los gases quemados, empujando los gases frescos y siendo estos eyectados hacia la cámara principal.

La masa de  $IC_8H_{18}$  eyectada hacia la cámara principal para PC4 es  $2,0540 \cdot 10^{-8} kg$  que representa un 14,43 % de la masa disponible en la precámara en el instante de encendido de la chispa. Para PC1, la masa eyectada es  $1,448 \cdot 10^{-8} kg$ , un 15,1 %. Estos valores son bastante elevados. Esta eyección de combustible con valores tan elevados se debe a la menor velocidad de combustión. Al avanzar el frente de llama más despacio, el tiempo de expansión de los gases de zona quemada aumenta, expandiéndose en mayor medida antes de que el frente de llama consuma la mezcla fresca y expulsando la mezcla fresca hacia la cámara de combustión principal. El resto de la Figura 5.3 muestra como vuelve a introducirse combustible en el interior de la precámara durante el resto de carrera de compresión tras acabar la combustión en el interior de la precámara y como sale de la precámara durante la carrera de expansión.

Siguiendo el análisis, el siguiente fenómeno a analizar es la transferencia de calor desde la región de la precámara hacia el exterior. Para ello se analiza la relación entre el calor transferido desde el interior de la precámara a través de los contornos que conforman la precámara y el calor generado en el interior por la compresión y la combustión. La relación empleada se

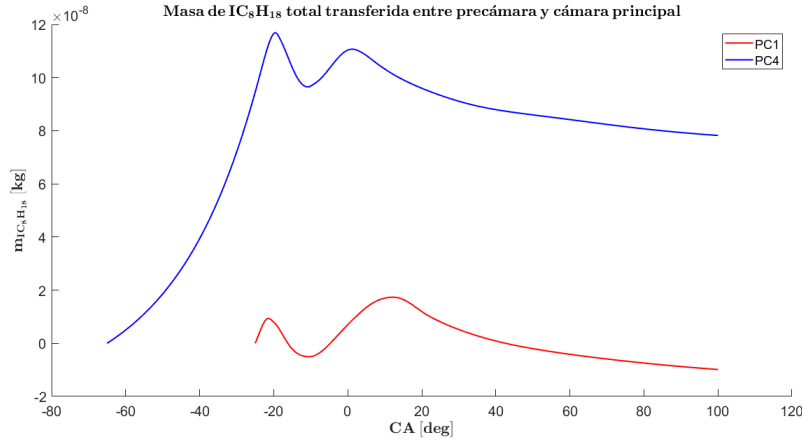


Figura 5.3: Gráfica comparativa de la masa de  $IC_8H_{18}$  transferida entre la precámara y cámara principal para PC1 y PC4.

calcula de manera que el criterio sea válido para ambas precámaras y permita el análisis de este fenómeno. Así, empleando la Ecuación 5.2, se obtiene la Figura 5.4.

$$\frac{HT}{HR} = \frac{HT_{bujía} + HT_{precámara}}{HR_{máx, precámara}} \quad (5.2)$$

Se observa como en el instante de encendido de chispa, la relación no empieza a crecer en valor de manera brusca. Esto se debe a que el calor generado en la misma no es muy elevado, y se encuentra en zonas más alejadas de las paredes. Además, la superficie de la bujía, el contorno más próximo a la combustión en ese instante, es pequeña, y la temperatura del contorno es elevada, limitando la cantidad de calor que se puede transmitir por esta. Sin embargo, al avanzar en el ciclo hasta  $-15^\circ$  aproximadamente, la relación comienza a crecer. Este indica que la cantidad de calor transferido con respecto al generado crece. Se debe a que la combustión avanza y el frente de llama crece. Al generarse más calor, la diferencia de temperaturas entre el fluido y la pared crece, por lo que se transmite más calor, que a su vez, genera un incremento de temperatura de la pared y la transferencia de calor entre la pared y el exterior. Sin embargo, si la velocidad de combustión fuese mayor, el tiempo necesario para que se produzca la transferencia de calor entre el fluido-pared-exterior sería mayor al tiempo de combustión. Esto reduciría de manera considerable el valor de la relación.

Conociendo esto, se extrae de manera clara que la combustión en la precámara a baja es lenta y, por tanto, la relación entre el calor transferido y el calor generado es elevada. Al final de la combustión, se ha transferido, para PC1, el 74,8% del calor generado en el interior de la precámara. Para PC4, se transfiere el 73,7% del calor generado. Estos porcentajes son muy elevados, lo que indican que gran parte del calor generado no se emplea en incrementar la presión y la temperatura del fluido para aprovecharlo posteriormente en la eyección y encendido de la mezcla en la cámara principal, si no que se pierde a través de las paredes de las precámaras. En el caso de la geometría PC4, el valor del calor transferido es ligeramente menor al final del ciclo simulado que para PC1. Sin embargo, la pendiente de la función es mayor, lo que indica

que se transfiere el calor de manera más rápida. Esto se debe a la mayor superficie de PC4, que permite una mayor transferencia de calor.

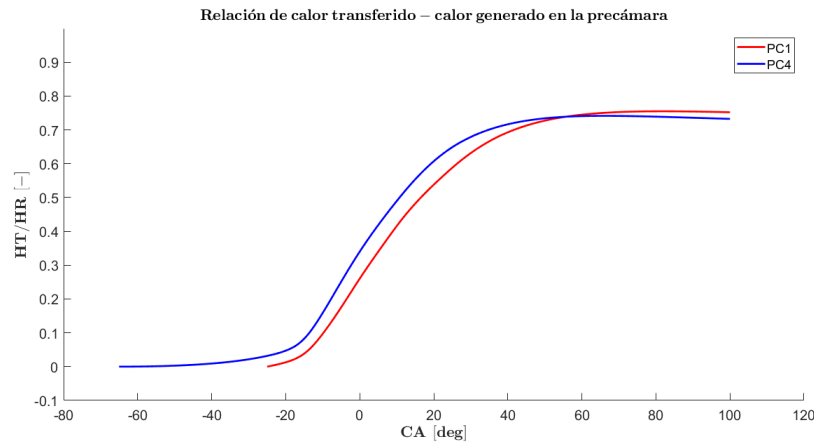


Figura 5.4: Gráfica comparativa de la relación entre calor liberado y calor transferido a las paredes para PC1 y PC4.

Finalmente, la última variable a analizar es la velocidad de combustión en el interior de la precámara. La Figura 5.5 se muestra la velocidad del frente de llama en el interior de precámara a lo largo del ciclo. Lo primero que llama la atención al observar la Figura 5.5 son los valores entre los que se mueve la velocidad de combustión. Estos no superan  $0,6 \frac{m}{s}$  en ningún caso, valor que representa aproximadamente la mitad de la velocidad de combustión laminar en mezclas homogéneas estequiométricas. Partiendo de este punto, todo el proceso de combustión en la precámara se puede considerar lento. Existen varios factores que influyen a la velocidad de combustión, los cuales se han comentado en capítulos anteriores. Los principales a tener en cuenta en este caso consisten en la temperatura y la presión del fluido y la turbulencia del flujo en el interior de la precámara.

- **Presión:** al ser menor la presión en el interior de la precámara debido al punto de operación de baja carga, la velocidad de combustión se ve reducida. Además, la transferencia de calor desde la precámara hacia el exterior produce que una gran parte de la energía que se debería aprovechar en incrementar la presión se pierda. Esto lleva a una menor presión y, por tanto, a la reducción de la velocidad de combustión.
- **Temperatura:** menores temperaturas reducen la velocidad de combustión de manera notable. Por ello, en la precámara, a baja carga, al alcanzar temperaturas menores durante la carrera de compresión, la temperatura al comienzo de la combustión es menor y por tanto a lo largo del proceso será menor que para el punto de operación de alta carga. Además, la transferencia de calor hacia el exterior reduce la temperatura del fluido, reduciendo más la velocidad de combustión. La presencia de residuales también afecta de manera notable a la velocidad de combustión, ya que estos no participan en el proceso de combustión, pero sí absorben energía del mismo, reduciendo la temperatura global del fluido y reduciendo la velocidad de combustión.

- Turbulencia:** es una de las variables que más afecta a la velocidad de combustión también. Al incrementar la turbulencia en un flujo, el proceso de combustión se acelera debido a que los fenómenos de difusión, tanto de especies como de energía son mayores cuanto más turbulento es el flujo. Así, el punto de operación de baja carga no introduce apenas turbulencia en el interior de la precámara al moverse el pistón de manera considerablemente más lenta durante la carrera de compresión con respecto al punto de alta carga. Esto sucede para ambos casos de geometría de precámara.

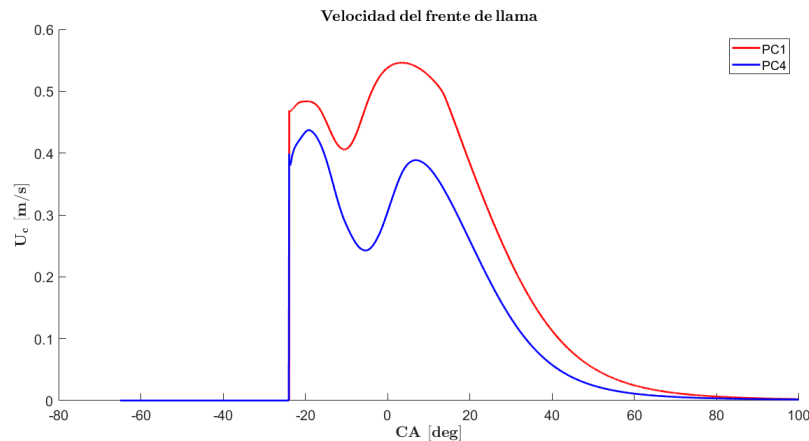


Figura 5.5: Gráfica comparativa de velocidad de combustión para PC1 y PC4.

En cuanto al desarrollo de la velocidad de combustión para cada geometría de precámara, en la Figura 5.5 se observa como la velocidad del frente de llama incrementa hasta  $0,47 \frac{m}{s}$  para PC1, mientras que para PC4 aumenta hasta  $0,4 \frac{m}{s}$ . La temperatura en el interior de la precámara en el instante de encendido de la chispa es superior en PC1 que en PC4, debido a la mayor compresión que se produce en PC1 por el menor volumen de la misma. Así, esta mayor temperatura produce una mayor velocidad de combustión inicial. A continuación esta velocidad aumenta brevemente debido al incremento de la temperatura y a la poca transferencia de calor, pero comienza a disminuir a partir de  $-20^\circ$  del cigüeñal, donde la transferencia de calor comienza a aumentar. La velocidad de combustión disminuye en menor medida para PC4 debido a la mayor transferencia de calor y a la mayor duración de la misma al tener que recorrer el frente de llama una mayor distancia. Cuando la combustión ya no es capaz de incrementar la presión para vencer la diferencia de presiones entre la cámara principal y la precámara, el flujo se invierte, lo que provoca que, para PC1, a partir de  $-10,5^\circ$  del cigüeñal y, para PC4, a partir de  $-5,5^\circ$  del cigüeñal, la mezcla fresca de la cámara principal comienza a entrar en la precámara. Esto incrementa la velocidad de combustión debido a la mayor concentración de combustible y a la mayor turbulencia que se introduce en el flujo mientras entra la mezcla fresca. Tras esto, la velocidad de combustión comienza a disminuir hasta el valor nulo. El intervalo de interés en este caso va desde el instante de encendido de chispa hasta la inversión del flujo, ya que esa es la combustión en la precámara que incrementa la presión en el interior de la misma para eyectar los gases quemados. Sin embargo, la eyección de estos gases no es completa debido a que no se quema todo el combustible en la precámara, ni se realiza en condiciones de encender y estabilizar la combustión en la cámara principal.

## Capítulo 6

# Conclusiones y trabajos futuros

### 6.1. Conclusiones

Tras la realización del trabajo se obtienen conclusiones en los diversos aspectos del trabajo, pasando por la metodología a emplear para alcanzar los objetivos finales, los recursos empleados y el análisis de los resultados. No solo se basan en exponer los resultados finales obtenidos de la realización de las simulaciones y el análisis de los fenómenos que suceden en estas, sino también las tareas intermedias realizadas para extraer los resultados y su presentación de manera que se facilite el análisis y la comprensión de los fenómenos que se dan en el dominio de estudio.

En lo que respecta a las conclusiones alcanzadas durante la elaboración de la metodología y el plan de análisis, para establecer un parámetro que permita optimizar el diseño de la precámara de combustión se realiza la comparación entre dos geometrías con diferentes volúmenes y diámetros de orificios de manera que los resultados obtenidos sean lo más dispares posibles, permitiendo obtener los resultados más diferentes posibles. Estas geometrías se corresponden con PC1 y PC4. A partir de este punto, se analizan las distintas variables termodinámicas que en mayor grado influyen en el proceso de combustión tanto en el interior de la precámara como en la cámara de combustión principal. Los valores de estas variables se relacionan con los parámetros de diseño de la precámara que diferencian las dos geometrías y se establece la influencia de los mismos en la actuación de la precámara en el proceso de combustión en su interior y en la cámara principal.

También se realiza la comparación en dos puntos de operación diferentes, uno a alta carga y otro a baja carga. Con esto se consigue conocer la actuación de las distintas geometrías en puntos de operación diferentes. Sin embargo, al obtener los resultados se observa que la combustión no se desarrolla de manera completa en la cámara principal, lo que conduce a modificar la metodología de análisis. Se centra el análisis en la comprensión de los fenómenos que se dan y que producen la combustión no desarrollada en la cámara principal. Para ello, se analizan variables que influyen en el proceso de combustión y que definen la velocidad de combustión, variable de mayor relevancia en el proceso de combustión en este caso. Este análisis comparativo de los puntos de operación se realiza para las dos geometrías de precámara, relacionando también los parámetros geométricos de la precámara con los valores de las variables obtenidos.

Respecto a las conclusiones alcanzadas durante el análisis de los resultados, **en la comparación de las distintas geometrías de precámara en el punto de operación de alta carga, se obtiene que la variable de mayor importancia es la cantidad de movimiento de los chorros.** A mayor cantidad de movimiento de los chorros eyectados de la precámara, se tiene una mejor combustión en la cámara principal, consiguiendo así una mayor presión en el interior de la misma, que es el objetivo final para una mejor actuación del motor. Para obtener una mayor cantidad de movimiento, se necesita que la presión en la precámara sea mayor que la presión en la cámara principal, permitiendo que los chorros salgan con mayor velocidad y que el gasto másico que atraviesa los orificios sea mayor. Siguiendo esta línea, se establece que **la geometría de precámara PC1 ofrece una mejor actuación que PC4.** Relacionándolo con los parámetros de diseño de las precámaras, esto se debe a que el **menor tamaño de orificios de PC4 reduce la cantidad de fluido que entra a la precámara** durante la carrera de compresión. También influye **el volumen de la precámara, que lleva a una menor presión** en el interior de la misma al tener la misma cantidad de fluido en interior que PC1 pero 36,8 % más volumen que ésta. La menor presión en el interior de precámara para PC4, en el instante de encendido de chispa, lleva a la necesidad de un mayor incremento de presión por la combustión para poder alcanzar la diferencia de presiones entre precámara y cámara principal necesaria para obtener una eyección del chorro apropiada para una buena combustión en la cámara principal. Sin embargo, diferencia de presiones entre precámara y cámara principal para PC1 es pequeña en el instante de encendido de chispa, lo que permite que el incremento de presión por la combustión produzca una buena eyección de los chorros.

Al realizarse la combustión en la precámara, el incremento de la presión en el interior de la misma es mayor para PC1 que para PC4, llevando a la eyección de los gases quemados en condiciones de encender la mezcla de cámara principal con una considerablemente mayor cantidad de movimiento y en menor tiempo. Esto permite incrementar la TKE en el interior de la cámara de combustión principal, mejorando la combustión en la misma. Esta mejor eyección con geometría PC1 también viene dada por el mayor diámetro de los orificios, que permiten una mayor gasto másico, y al disponer de una diferencia de presiones mayor, la velocidad de eyección es mayor también. Por esto, **los chorros eyectados para PC1 tienen una mayor cantidad de movimiento y ofrecen una mejor actuación.**

En cuanto a la comparación de los puntos de operación de alta y baja carga, **la conclusión que se obtiene es que para baja carga, la mala actuación de la precámara.** Esto se debe principalmente a la combustión en el interior de la precámara. **La variable termodinámica más representativa de la combustión, en este caso, es la velocidad de combustión.** Al analizar los resultados se observa que la velocidad de combustión es baja, aproximadamente la mitad de la velocidad de combustión laminar en mezclas homogéneas. Esta menor velocidad de combustión está influenciada por distintas variables. En primer lugar, a baja carga, la temperatura del fluido es menor, así como la presión, variables que afectan en gran medida a la velocidad de combustión. La energía turbulenta del fluido también es menor, llevando a una menor velocidad de combustión y al disminuir la velocidad del cigüeñal, se incrementa el tiempo de duración del ciclo, disponiendo también de más tiempo para la transferencia de calor a través de las paredes de la precámara. Esta transferencia de calor lleva a una reducción de la temperatura a su vez, y disminución de la velocidad de combustión. También se observa que al realizarse la combustión de manera más lenta, se eyecta mezcla fresca de la precámara

hacia el cilindro debido a la expansión de los gases quemados en el interior de la misma. Todos estas variables afectan al desarrollo de la combustión, empeorándola y provocando una mala eyección de los gases quemados de la precámara a la cámara principal. A su vez, este efecto se ve empeorado en la geometría PC4, debido, sobre todo, a su mayor volumen. El mayor volumen lleva a una mayor superficie de transferencia de calor, una mayor duración de la combustión al tener que recorrer el frente de llama una mayor distancia y una menor presión y temperaturas en su interior, tanto al inicio de la combustión como durante el desarrollo de la misma. **Se concluye así que la geometría PC4 ofrece una peor actuación a baja carga que PC1.**

**Finalmente, tras el análisis de los resultados, se concluye que el parámetro de diseño para optimizar la actuación de la precámara es la relación entre la permeabilidad de los orificios de la misma (estrechamente ligada al diámetro de los orificios) y su volumen,  $\frac{Permeabilidad_{orif.}}{Volumen_{PC}}$ .**

### 6.2. Trabajos futuros

Como trabajos futuros para la continuación de este trabajo se pueden proponer distintas vías de actuación:

- Estudio paramétrico de la actuación de la precámara de combustión mediante la variación del parámetro de diseño especificado anteriormente, la relación entre permeabilidad de los orificios y el volumen de la precámara.
- Variación de la posición y orientación de la precámara con el fin de analizar la influencia de la dirección y localización de los chorros sobre las estructuras de flujo en el interior de la cámara principal y la capacidad de encendido de mezcla en la misma por parte de los chorros.
- Distribución angular de los chorros con respecto al eje longitudinal de la precámara para eliminar posibles efectos adversos derivados del *tumble* en eyección de los chorros con dirección de eyección contraria a la dirección del flujo producido por el *tumble*.

## Parte II

# Pliego de condiciones



## Capítulo 7

# Objeto del pliego de condiciones

El presente documento rige la elaboración y el uso de los métodos utilizados para la resolución del problema planteado. Al no tratarse de un proyecto de construcción, sino de investigación, la valoración de este documento se ha realizado de forma diferente. Tiene como misión fijar:

- Las condiciones de los programas informáticos utilizados.
- Las condiciones de cálculo empleadas.
- La extensión de las partes de las que consta el proyecto.
- Las condiciones de aplicación de los métodos utilizados.

Este documento es de obligatorio cumplimiento, y será tenido en cuenta en todo momento durante la elaboración del presente proyecto. En caso de contradicción entre lo definido en la memoria y el pliego de condiciones, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a cálculos, y prevalecerá el pliego de condiciones si la incompatibilidad se refiere a cualquier otro asunto.

### 7.1. Condiciones técnicas

### 7.2. Especificaciones informáticas

En este epígrafe se detallan las especificaciones tanto a nivel de los requerimientos de software y hardware, como las condiciones para las que ha sido previsto el análisis.

#### 7.2.1. Especificaciones de software y hardware

En lo referente a las especificaciones de software y hardware, se deben diferenciar los distintos requerimientos de cada una de las aplicaciones informáticas utilizadas:

- CONVERGE v2.3 (Computational Fluid Dynamics Software): Para el uso de la licencia CONVERGE v2.3 se utilizó el clúster de cálculo RIGEL de la Universidad Politécnica de Valencia.
- CONVERGE Studio V2.3: Se empleó para la configuración de las distintas simulaciones. Se utilizó un HP Pavilion con un procesador de 2.6 GHz Intel Core i7 y memoria RAM de 12GB.
- CONVERGE v2.4 (Computational Fluid Dynamics Software): Para el uso de la licencia CONVERGE v2.4 se utilizó el clúster de cálculo RIGEL de la Universidad Politécnica de Valencia.
- CONVERGE Studio V2.4: Se empleó para la configuración de las distintas simulaciones. Fue utilizado en el mismo ordenador descrito anteriormente.
- EnSight v10.2 (Computational Fluid Dynamics Postprocess Software): Se empleó para la visualización en tres dimensiones de los resultados obtenidos por CONVERGE. Fue utilizado en el mismo ordenador descrito anteriormente.
- TeXnic Center v2.02: Se empleó para la redacción de la documentación escrita del proyecto. Fue utilizado en el mismo ordenador descrito anteriormente.
- NotePad++ v7.5.4: Se empleó para la modificación rápida de los archivos de configuración de casos de simulación y la previsualización de los ficheros con los resultados aportados por CONVERGE. Fue utilizado en el mismo ordenador descrito anteriormente.

### 7.2.2. Licencias

Para el uso de los programas mencionados anteriormente es necesaria una licencia académica y/o profesional tal y como se detalla a continuación:

- CONVERGE v2.3: Se ejecutó mediante la licencia profesional comprada por el departamento de Motores Térmicos CMT.
- CONVERGE Studio v2.3: Se ejecutó mediante la licencia profesional comprada por el departamento de Motores Térmicos CMT.
- CONVERGE v2.4: Se ejecutó mediante la licencia profesional comprada por el departamento de Motores Térmicos CMT.
- CONVERGE Studio v2.4: Se ejecutó mediante la licencia profesional comprada por el departamento de Motores Térmicos CMT.
- EnSight v10.2: Se ejecutó mediante la licencia profesional comprada por el departamento de Motores Térmicos CMT.
- TeXnic Center v2.02: Se ejecutó mediante una licencia personal obtenida al descargar el programa de forma gratuita.
- NotePad++ v7.5.4: Se ejecutó mediante una licencia personal obtenida al descargar el programa de forma gratuita.

### 7.2.3. Condiciones de cálculo

Las condiciones de cálculo en las que se han realizado los análisis son las que se han descrito a lo largo de los puntos del presente documento.

### 7.3. Extensión de las partes de que consta el proyecto

El trabajo se puede dividir en 3 partes:

1. Se introduce el concepto ignición por chorro turbulento.
2. Se desarrolla la explicación del software empleado, la metodología y el plan de trabajo seguido.
3. Se exponen los resultados obtenidos, finalizando con las conclusiones del proyecto.

### 7.4. Condiciones facultativas

En la consecución final del proyecto intervienen las siguientes personas físicas o jurídicas:

- Dirección facultativa o dirección técnica: es el autor del proyecto, que posee pleno conocimiento del mismo y de las circunstancias que lo rodean.
- Propiedad: es quien compra a la dirección facultativa la explotación del proyecto, y quien dispone del capital necesario para llevarlo a cabo. La propiedad compra a la dirección facultativa el proyecto tal y como se expone hasta ahora, y contrata a un contratista para que se realicen las partes que constituyen la extensión del proyecto.
- Contratista: en el presente proyecto, la contrata puede ser una ingeniería o una U.T.E. (Unión Temporal de Empresas). Se encarga de realizar los trabajos antes mencionados. En este apartado se describen y regulan las relaciones entre la contrata y la dirección facultativa derivadas de la ejecución técnica de los trabajos.

#### 7.4.1. Obligaciones y derechos del contratista

Las obligaciones y derechos que corresponden al contratista en relación a la ejecución de los trabajos son las siguientes:

- El contratista está obligado a conocer las normas utilizadas en la ejecución del proyecto, para la correcta ejecución de los trabajos.
- El contratista está obligado a llevar a cargo la experimentación sobre prototipos.
- El contratista está obligado a no empezar los trabajos sin la autorización de la dirección facultativa.

- El contratista está obligado a cumplir los requisitos del libro de órdenes (condiciones técnicas y facultativas).
- El contratista tiene derecho a exigir un ejemplar del proyecto.
- El contratista tiene derecho a recibir solución técnica a los problemas no previstos en el proyecto.
- El contratista tiene derecho a que se le suministren los materiales y máquinas que están a cargo de la propiedad en el plazo y condiciones estipuladas.

#### **7.4.2. Facultades de la dirección técnica**

La dirección técnica tiene facultad para decidir sobre el comienzo, ritmo y calidad de los trabajos, así como el control de la seguridad del personal que ejecute los trabajos.

#### **7.4.3. Comienzo, ritmo, plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos**

Una vez establecida la fecha de inicio de los trabajos, se establecerá por acuerdo firmado entre la propiedad y la contrata una fecha de consecución límite. Fijada esta fecha, la contrata deberá proceder a la entrega de un informe donde se indique la planificación de los trabajos. Dicha planificación se realizará con un diagrama de barras donde conste la fecha de inicio, el ritmo de los trabajos y la fecha final de cada trabajo.

#### **7.4.4. Trabajos defectuosos y modificaciones por causa mayor**

El contratista tiene la responsabilidad de reponer a su costa aquellos trabajos que estén correctamente ejecutados a juicio de la dirección facultativa; se extiende también dicha responsabilidad a aquellos defectos no detectados, pero existentes: los denominados vicios ocultos.

### **7.5. Condiciones económicas**

En este apartado se describen y regulan las relaciones económicas entre la propiedad y la contrata.

#### **7.5.1. Fianza**

La fianza es el porcentaje sobre el valor total de los trabajos de investigación y desarrollo, que deposita la contrata como garantía de la firma del contrato. La fianza se establecerá en un 4%. Además de esta fianza, se fijará una retención del 5% del conjunto de las certificaciones. La devolución de la fianza y de las retenciones se realizará tras la firma del acta de la recepción definitiva.

### 7.5.2. Precios contradictorios

Todo precio de la partida no presupuestada en el proyecto original y que aparece durante la ejecución de los trabajos deberá ser aprobado por la dirección técnica para que se pueda ejecutar el trabajo correspondiente.

### 7.5.3. Mejoras y modificaciones

Toda mejora o modificación que se produzca por deseo de la propiedad correrá a su cargo, tanto si es realizada durante el periodo de fabricación, como si es realizada en periodo de prueba. Cualquier modificación por parte del contratista no modificará el precio inicial presupuestado.

### 7.5.4. Abono de los trabajos

Una vez la propiedad reciba el prototipo, tendrá un plazo de 60 días para abonar su importe a la contrata. La modalidad de pago se acordará previamente entre la propiedad y la contrata.

### 7.5.5. Penalizaciones

Se estipulan dos tipos de penalizaciones:

- Penalización por incumplimiento de contrata.
- Penalización por demora: se aplicará por cada día de retraso en la ejecución de los trabajos a razón de 3 € por cada día.

No se computarán como días de demora los días perdidos por causa de fuerza mayor como huelgas autorizadas, catástrofes y las causas administrativas.

## 7.6. Condiciones legales

En este apartado se fijan las condiciones de tipo legal que debe cumplir el contratista, así como el tipo de contrato y adjudicación que ha de regir.

### 7.6.1. El contrato

El tipo de contrato que es de aplicación es el contrato a precio alzado. En esta modalidad se estipula una cantidad fija por la totalidad de los trabajos desde el principio, y no se modifica por ningún motivo.

### **7.6.2. Arbitraje y jurisprudencia competente**

En caso de litigio o desavenencia entre el cliente y el contratista, será la dirección técnica la que actuará como árbitro para eliminar estas desavenencias y decir cuál de las partes tiene razón y poder llegar así a un acuerdo. En caso de no llegar a un acuerdo, cada una de las partes llamará a un técnico y, entre estos, intentarán solucionar la desavenencia. Si no se llegase a ninguna solución, se llevará el litigio a juicio.

### **7.6.3. Responsabilidad del contratista**

Las responsabilidades que debe asumir el contratista durante la vigencia del contrato son:

- Solvencia económica.
- Situación legal y laboral de los trabajadores.
- Buena calidad de ejecución de los trabajos.
- Cumplir la entrega del pedido en los plazos expuestos en los apartados anteriores del pliego de condiciones.

### **7.6.4. Subcontratas**

Se podrá realizar una cesión de trabajos mediante la contratación de otros suministradores. Aun habiéndose realizado estas subcontratas, se hace constar que el contratista principal sigue siendo el único responsable frente a la propiedad.

### **7.6.5. Accidentes de trabajo**

Se exige el cumplimiento de las ordenanzas de seguridad e higiene en el trabajo, así como todas aquellas órdenes que regulan los trabajos contemplados en el proyecto.

### **7.6.6. Daños a terceros**

El contratista es el responsable de los posibles daños a terceros, y tiene la obligación de abonar los gastos que a aquellos produjeran.

### **7.6.7. Causa de rescisión del contrato**

Las causas por las que el contrato puede rescindirse son:

- Retraso excesivo en la ejecución del contrato.

## CAPÍTULO 7. OBJETO DEL PLIEGO DE CONDICIONES

---

- Abandono de los trabajos sin causa justificada.
- Causa administrativa.
- Fallecimiento del contratista.

En el caso de rescisión del contrato por parte del cliente, se abonará a la contrata los trabajos efectuados hasta el momento, más el 50 % del resto del trabajo pendiente, excepto cuando la rescisión sea debida a un retraso excesivo en la ejecución o por abandono de los trabajos sin causa justificada.





**Parte III**

**Presupuesto**

En el presente documento se expone un estudio de los costes que conlleva la realización del Trabajo Final de Máster: Análisis del impacto del diseño geométrico en un sistema de encendido por precámara para motores de encendido provocado de nueva generación. Por un lado se describirán los costes parciales de todos los procesos y materiales que han sido necesarios para llevar a cabo los objetivos planteados y, por otro, se expone el presupuesto global del trabajo. Al tratarse de un estudio vinculado a empresa, se aplicarán los precios de mercado establecidos.

A partir de los costes parciales se elabora el presupuesto global, añadiendo, además, un incremento del 21 % debido al Impuesto de Valor Añadido (IVA-valor vigente hasta la fecha). El trabajo personal que ha supuesto este proyecto ha sido de 5 meses con media jornada laboral de 4 horas durante 22 días laborables, lo que computa 80 horas al mes y 400 horas en total.

## 7.7. Consideraciones presupuestarias

En el presente apartado se lleva a cabo un desglose de los costes por hora de trabajo, así como de las distintas tareas y responsabilidades que se han tenido lugar. Además también se detallarán los modelos y periodos de amortización que se han asumido para la elaboración del presente documento.

Tal y como ya se ha introducido, el presupuesto vendrá dado por el coste de todos los presupuestos parciales, los cuales incluyen: la mano de obra, la amortización de equipos, la adquisición de licencias y el coste de los materiales fungibles. Finalmente al presupuesto global se le añade el 21 % de IVA.

## 7.8. Presupuestos parciales

### 7.8.1. Mano de obra

Los costes asociados a la mano de obra son el salario de las personas involucradas en el trabajo de campo. En este caso han sido el tutor D. Ricardo Novella Rosa asociado al Departamento de combustión del CMT y un estudiante del último año del Máster Habilitante de Ingeniería Aeronáutica.

Mano de obra	Unidades	Coste Unitario	Importe Total
Tutor	400	60 €/h	24000 €
MSc Engineer	400	25 €/h	10000 €
Total		34000 €	

Tabla 7.1: Presupuesto en mano de obra del proyecto.

---

## 7.8.2. Equipamiento

En este apartado se incluyen los costes relacionados con el mantenimiento y alquiler de los aparatos utilizados para llevar a cabo el proyecto. Dado que es un proyecto no experimental, se incluyen el ordenador y el clúster de cálculo con los que se ha realizado el trabajo. Sus características son las siguientes:

### 7.8.2.1. Ordenador HP Pavilion

El ordenador personal de usuario consta de un procesador de 2.6 GHz Intel Core i7, una memoria RAM de 12GB con tarjeta gráfica NVIDIA GeForce 630M y Windows 10 64-bits como sistema operativo. Este ordenador se utiliza para la organización y redacción del proyecto, la configuración de los casos a simular y el análisis de los resultados.

### 7.8.2.2. Clúster de cálculo RIGEL

En este clúster se han llevado a cabo los cálculos mediante CFD con el software CONVERGE.

En la Tabla 7.2 se observan los costes de los equipos.

Equipamiento	Unidades	Importe Total
HP Pavilion	1	600 €
Clúster RIGEL	1	200 €
Total		800 €

Tabla 7.2: Presupuesto de los equipos informáticos.

## 7.8.3. Adquisición de Licencias

Este apartado hace referencia a las amortizaciones de las licencias que se han empleado. El periodo de amortización de software se considera de cuatro años. Considerando el coste total de las licencias y dividiéndolo por ese periodo se obtendrá el Valor de Amortización Anual. Teniendo en cuenta que la duración del trabajo ha sido de cinco meses, se puede obtener la amortización total de los software utilizados.

En la tabla se muestran los costes de amortización asociados a CONVERGE, CONVERGE Studio y EnSight. Estos costes no poseen Impuesto de Valor Añadido (IVA). Por otro lado, las licencias han sido utilizadas solo 110 días laborables de los 4 años (250 días laborables al año) que han sido contratadas.

Además se ha de tener en cuenta que no vienen incluidos software como el paquete de Microsoft Office u otros programas de cálculo numérico como Matlab o Wolfram Mathematica, puesto que ya habían sido adquiridos con anterioridad, a pesar de que se haya hecho uso de ellos durante el proyecto.

---

Licencia	Importe Total
CONVERGE	1800 €
CONVERGE Studio	1000 €
EnSight	1000 €
Total	3800 €

Tabla 7.3: Presupuesto de los costes de adquisición de licencias.

#### 7.8.4. Materiales fungibles

El material fungible es aquel que se ha consumido durante la realización del proyecto y que por tanto no tiene costes de amortización asociados, es decir, son todos los materiales empleados en la oficina durante la realización del proyecto. En este tipo de casos se incluye el material utilizado en el campo de trabajo, los folios para imprimir, el CD para entregar, el coste de encuadernar, y los gastos de presentación.

Material Fungible	Unidades	Coste Unitario	Importe Total
Material de oficina	-	-	125 €
Material de trabajo de campo	-	-	20 €
Defensa del TFM	1	50 €/ud	50 €
Total		195 €	

Tabla 7.4: Presupuesto de los materiales fungibles.

### 7.9. Presupuesto Global

A partir de los presupuestos parciales de cada una de las secciones anteriores se calcula el presupuesto total del proyecto. Para ello, primero se sumará el coste asociado a la mano de obra, la amortización de los equipos, los costes generales y el material fungible. Una vez calculado este aspecto, podemos aplicar el Impuesto de Valor Añadido (IVA) y obtener el coste total del proyecto. Se recuerda, que para este proyecto se aplica el IVA general vigente hasta la fecha, el cual supone un 21 % del total, sin olvidar que los costes por adquisición de licencias no poseen el Impuesto de Valor Añadido.

Finalmente, el presupuesto global se compone de la base imponible, el IVA y el coste proporcional a la adquisición de licencias. **El precio total del proyecto es de CUARENTA Y SEIS MIL NOVECIENTOS CUARENTA Y UNO CON NOVENTA Y CINCO EUROS.**

---

<b>Concepto</b>	<b>Importe</b>
Mano de Obra	34000 €
Equipamiento	800 €
Adquisición de licencias	3800 €
Materiales fungibles	195 €
Base imponible	38795 €
IVA (21 %)	8146,95 €
<b>TOTAL</b>	<b>46941,95 €</b>

Tabla 7.5: Costes totales del proyecto.

---

# Bibliografía

- [1] PAYRI, F.; DESANTES, J.M., *Motores de combustión interna alternativos*, Editorial Reverté, 2011.
- [2] CONVERGE<sup>TM</sup>2.3.0, *Theory Manual*, 2014.
- [3] CAPOTE, J.A.; ALVEAR, D.; ABREU, O.V.; LÁZARO, M.; ESPINA, P., *Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios*, 2008.
- [4] SHAH, ASHISH, *Improving the efficiency of gas engines using pre-chamber ignition*, 2008.
- [5] SADANANDAN, R.; MARKUS, D.; SCHIEßL, R.; MAAS, U.; OLOFSSON, J.; SEYFRIED, H.; RICHTER, M.; ALDÉN, M., *Detailed investigation of ignition by hot gases*, 2007.
- [6] GENTZ, G.; GHOLAMISHEERI, M.; TOULSON, E., *A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization*, 2017.
- [7] BUNCE, M.; BLAXIL, H., *Sub-200 g/kWh BSFC on a Light Duty Gasoline Engine*, 2016.
- [8] ANDERSON, J., DEGREZ, G., DEGROOT, J., DICK, E., GRUNDMANN, R. Y VIERENDEELS, J., *Computational Fluid Dynamics*, Springer, 2009.
- [9] FERZIGER, J.; PERIC, M., *Computational methods for Fluid Dynamics*, Springer, 2001.
- [10] CRESPO, A., *Mecánica de fluidos*, Thompson, Paraninfo, 2006.