



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE ENCENDIDO POR PRE-CÁMARA EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO PARA AUTOMOCIÓN

AUTORA: ROSA FORTEA MARZO
TUTOR: RICARDO NOVELLA ROSA
COTUTOR: JOSEP GÓMEZ SORIANO

Curso Académico: 2019-20

RESUMEN

Las crecientes emisiones de los gases de efecto invernadero están creando una gran preocupación sobre el calentamiento global y sus consecuencias. Uno de los principales sectores del consumo de petróleo en el mundo es el del transporte de personas. Para ello se usan motores de combustión interna que necesitan combustibles fósiles para su funcionamiento los cuales generan una gran cantidad de CO₂, nociva para el medioambiente. Todo esto conlleva a noticias sobre la degradación de la calidad del aire que respiramos y el aumento de enfermedades respiratorias.

La preocupación por la salud y el medio ambiente sigue creciendo dado a las continuas mejoras de la industria. En especial ha sido el sector de la automoción el que se ha visto afectado por la dura normativa contra la contaminación. En este marco, los efectos negativos de la contaminación ambiental y sonora están llegando a límites realmente preocupantes, siendo estos especialmente visibles en los principales núcleos urbanos, donde las autoridades están incluso restringiendo la circulación de los vehículos térmicos.

Por tanto, en este trabajo se ha desarrollado una metodología de diseño para un sistema de encendido por pre-cámara, un novedoso sistema de encendido en un motor de encendido provocado de nueva generación. La metodología se basa en tres herramientas numéricas con diferente grado de complejidad. En primer lugar, un modelo de acción de ondas se utiliza para estimar los flujos entre la pre-cámara y la cámara de combustión. Además, se ha utilizado un modelo unidimensional de chorro para predecir las características de estos. Y, por último, se ha utilizado un modelo más avanzado basado en la dinámica de fluidos computacional (CFD) para validar los anteriores modelos y entender mejor el concepto. Los resultados muestran una buena correlación con las medidas experimentales, demostrando la validez y utilidad de la metodología. En base a estos, se ha propuesto un diseño óptimo del sistema que aumenta el rango de operación y la flexibilidad del concepto.

RESUM

Les creixents emissions dels gasos d'efecte d'hivernacle estan creant una gran preocupació sobre l'escalfament global i les seues conseqüències. Un dels principals sectors de consum de petroli en el món és el del transport de persones. Per a això s'utilitzen motors de combustió interna alternatius que necessiten combustibles fòssils per al seu funcionament, els quals generen una gran quantitat de CO₂, nociva per al medi ambient. Tot això comporta una degradació de la qualitat de l'aire que respirem i l'augment de malalties respiratòries.

La preocupació per la salut i el medi ambient continua creixent a causa a les contínues millores de la indústria. Especialment ha sigut el sector de l'automoció el que s'ha vist afectat per la dura normativa anti-contaminació. En aquest marc, els efectes negatius de la contaminació ambiental i sonora estan arribant a límits realment preocupants, sent aquests especialment aparents en els principals nuclis urbans, on les autoritats estan, fins i tot, restringint la circulació dels vehicles tèrmics.

Per tant, en aquest treball s'ha desenvolupat una metodologia de disseny per a un nou sistema d'encesa en un motor d'encesa provocada de nova generació. La metodologia es basa en tres eines numèriques amb diferent grau de complexitat. En primer lloc, un model d'acció d'ones s'utilitza per a estimar els fluxos entre la pre-cambra i la cambra de combustió. A més, s'ha utilitzat un model unidimensional per a predir les característiques de l'intercanvi de massa entre les cambres. I, finalment, s'ha utilitzat un model més avançat basat en la dinàmica de fluids computacional (CFD) per a validar els anteriors models i entendre millor el concepte. Els resultats mostren una bona correlació amb les mesures experimentals, demostrant la validesa i utilitat de la metodologia. Utilitzant aquesta metodologia, s'ha proposat un disseny òptim del sistema que augmenta el rang d'operació i la flexibilitat del concepte.

ABSTRACT

Rising greenhouse gas emissions are creating a great concern about global warming and its consequences. One of the main sectors of crude consumption in the world is transport. Therefore, internal combustion engines that need fossil fuels for their operation are used, which generate a large amount of CO₂, harmful to the environment. All this leads to everyday news about the degradation of the quality of the air we breathe and the increase in respiratory diseases.

Due to the continuous improvements in the industrial sector, the health and environmental concerns have increased. It has been the automotive sector the one which has been affected by the tough pollution regulations. In this context, the negative effects of environmental and sound pollution are reaching really worrying limits, these being particularly visible in the main urban environments, where the authorities are even restricting the circulation of vehicles.

Therefore, in this work a design methodology has been developed for a novel ignition system in a new generation ignition engine. The methodology is based on three numerical tools with different degrees of complexity. First, a wave action model is used to estimate the flows between the pre-chamber and the combustion chamber. In addition, a one-dimensional jet model has been used to predict the characteristics of these. And finally, a more advanced model based on computational fluid dynamics (CFD) has been used to validate previous models and to understand better the concept. The results show a good correlation with the experimental measures, demonstrating the validity and usefulness of the methodology. Based on these, an optimal system design has been proposed that increases the operating range and flexibility of the concept.

Agradecimientos

A *Ricardo Novella*, el tutor de este trabajo, gracias por brindarme la oportunidad de participar en este proyecto y por tu dedicación y esfuerzo día a día.

A *Josep Gómez*, el encargado del proyecto, gracias por permitirme formar parte del equipo y hacerme un hueco en el despacho. Gracias por ser siempre una fuente de conocimientos, paciencia y buen humor.

A mis compañeros de equipo *Pablo J. Martínez e Ibrahim Barbery*, gracias por estar siempre dispuestos a ofrecerme vuestra ayuda sin importar el día ni la hora. Quiero expresaros mi más sincera gratitud por todo vuestro tiempo invertido en mí, que no ha sido poco y por vuestra agradable compañía. Gracias de corazón.

A mi *familia* y amigos, en especial a mis tíos, primos y abuelos por enseñarme el significado que tiene la palabra familia, por estar siempre ahí cuando os necesito y cuando no. Muchas gracias de verdad a todos por ser un apoyo constante tan grande y por regalarme tantos buenos momentos.

A ti, *Jorge*, por ser mi pilar fundamental y mi ejemplo durante todos estos años. No hay nada que no sepas así que...simplemente gracias.

A mi *madre*. Gracias mamá por ser un ejemplo de superación diario. Gracias por darlo todo por mí hasta en los peores momentos. Por ser mi compañera de vida. Gracias por invertir en mi futuro y acompañarme en los buenos momentos, pero sobretodo en los malos.

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	12
1.1 PROBLEMÁTICA DE LAS EMISIONES Y EL CALENTAMIENTO GLOBAL	13
1.2 MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO	13
1.3 PRINCIPALES SOLUCIONES PARA MEJORAR LA EFICIENCIA Y LAS EMISIONES CONTAMINANTES	16
1.4 OBJETO DEL TRABAJO	17
HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y TEÓRICAS	18
2.1 INTRODUCCIÓN	19
2.2 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	19
2.3 MODELO UNIDIMENSIONAL DE ACCIÓN DE ONDAS (GT-SUITE)	20
2.4 MODELO UNIDIMENSIONAL DE CHORRO (DICOM)	20
.....	21
2.5 MODELO 3D CFD (CONVERGE).....	21
2.6 HERRAMIENTA DE PROCESADO (MATLAB)	24
2.7 HERRAMIENTAS COMPLEMENTARIAS	25
METODOLOGÍA DE DISEÑO DE PRE-CÁMARAS.....	26
3.1 DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA.....	27
3.1.1 Fase 1: Parámetros de intercambio entre cámara principal y pre-cámara	28
3.1.2 Fase 2: Determinación de las características relevantes de los chorros.....	29
3.1.3 Fase 3: Verificación de las hipótesis mediante modelos complejos	29
3.2 VALIDACIÓN DE LOS MODELOS.....	30
3.2.1 Validación Fase 1: Modelo de acción de ondas (GT-Power)	30
3.2.2 Validación Fase 3: Modelo 3D (CFD)	32
3.2.3 Validación Fase 2: Modelo unidimensional de chorro (DICOM).....	32
RESULTADOS.....	34
4.1 ANÁLISIS DE LAS LIMITACIONES DEL SISTEMA DE IGNICIÓN TJI	34
4.2 APLICACIÓN DE LAS FASES 1 Y 2 DE LA METODOLOGÍA	37
4.3 APLICACIÓN DE LA FASE 3 DE LA METODOLOGÍA	42
4.4 PROCESO ITERATIVO ENTRE FASES.....	46
4.5. VERIFICACIÓN DE LA DISPERSIÓN CÍCLICA MEDIANTE SIMULACIONES LES.....	49
CONCLUSIONES.....	53
5.1 CONCLUSIONES.....	54
5.2 TRABAJOS FUTUROS	55
PRESUPUESTO.....	57
1. INTRODUCCIÓN	58
2. COSTE DE LA MANO DE OBRA DIRECTA	58
3. AMORTIZACIÓN DE EQUIPOS Y LICENCIAS DE SOFTWARE	61
4. COSTE MATERIAL FUNGIBLE	64
5. PRESUPUESTO TOTAL	65

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 EFECTO DE LA AUTOINFLAMACIÓN.....	15
FIGURA 2 MOTOR RENAULT.	19
FIGURA 3 DOMINIO COMPUTACIONAL.	24
FIGURA 4 VISTA ESQUEMÁTICA DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO.	27
FIGURA 5 MODELO DEL MOTOR EXPERIMENTAL EN GT- POWER.	28
FIGURA 6 REPRESENTACIÓN DEL TIEMPO QUE TRANSCURRE HASTA QUE EL CHORRO EYECTADO ALCANZA LAS PAREDES DE LA CÁMARA PRINCIPAL.	29
FIGURA 7 CALIBRACIÓN DEL MODELO CON CURVAS DE PRESIÓN.	31
FIGURA 8 CALIBRACIÓN CFD A ALTA CARGA Y ALTO RÉGIMEN.	32
FIGURA 9 CALIBRACIÓN CFD A BAJA CARGA Y BAJO RÉGIMEN.	32
FIGURA 10 CALIBRACIÓN DICOM.....	33
FIGURA 11 DIFERENCIA DE VELOCIDADES DE COMBUSTIÓN LAMINAR ENTRE LA GASOLINA Y GNC.	35
FIGURA 12 DISPERSIÓN CÍCLICA EN EL TIEMPO, COMPARANDO UN MOTOR CONVENCIONAL DE GASOLINA Y EL SISTEMA DE PRE-CÁMARA.	36
FIGURA 13 TEMPERATURA EN EL ESCAPE EN EL TIEMPO, COMPARANDO UN MOTOR CONVENCIONAL DE GASOLINA Y EL SISTEMA DE PRE-CÁMARA.	37
FIGURA 14 NIVELES ESTUDIO PARAMÉTRICO FASE 1.....	38
FIGURA 15 GASTO MÁSIICO TRASEGADO POR LOS ORIFICIOS.	38
FIGURA 16 VELOCIDAD DEL FLUJO EN EL ORIFICIO.	38
FIGURA 17 FLUJO DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO DEL CHORRO.	39
FIGURA 18 COMPARACIÓN ENTRE LA PRESIÓN EN LA CÁMARA PRINCIPAL Y EN LA PRE-CÁMARA.	39
FIGURA 19 PENETRACIÓN DE LOS CHORROS A BAJA CARGA.	40
FIGURA 20 PENETRACIÓN DE LOS CHORROS A ALTA CARGA.	40
FIGURA 21 MAPA PARA T^* A BAJA CARGA.	41
FIGURA 22 MAPA PARA T^* A ALTA CARGA.	41
FIGURA 23 EVALUACIÓN DE LA PRE-CÁMARA EN CONDICIONES DE ALTA CARGA.	43
FIGURA 24 EVALUACIÓN DE LA PRE-CÁMARA EN CONDICIONES DE BAJA CARGA.	43
FIGURA 25 ANÁLISIS DEL CAMPO DE FLUJO DENTRO DE LA PRE-CÁMARA.	44
FIGURA 26 BARRIDO DE LA POSICIÓN DEL ELECTRODO.	45
FIGURA 27 CAMPO DE RESIDUALES EN LA PRE-CÁMARA OPTIMIZADA.....	46
FIGURA 28 DISEÑO PRE-CÁMARA OPTIMIZADA DOS.	46
FIGURA 29 EVALUACIÓN DE LA PRE-CÁMARA EN CONDICIONES DE ALTA CARGA.	47
FIGURA 30 EVALUACIÓN DE LA PRE-CÁMARA EN CONDICIONES DE BAJA CARGA.	47
FIGURA 31 MAPAS T^*	48
FIGURA 32 DISEÑO DE PRE-CÁMARA OPTIMIZADA 3.....	48
FIGURA 33 ESTUDIO COMPARATIVO DE LAS DOS PRE-CÁMARAS DISEÑADAS FRENTE A LA DE REFERENCIA.	49
FIGURA 34 CONFIGURACIÓN PARA LAS SIMULACIONES LES.....	50
FIGURA 35 EVALUACIÓN DE LA DISPERSIÓN CÍCLICA PARA AMBAS PRE-CÁMARAS CON DOS TIEMPOS DE CHISPA DISTINTAS.....	52

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN 1 TRANSPORTE DE MASA.....	21
ECUACIÓN 2 CANTIDAD DE MOVIMIENTO.	21
ECUACIÓN 3 LEY DE GASES IDEALES.....	21
ECUACIÓN 4 TRANSPORTE DE LA ENERGÍA.	22
ECUACIÓN 5 COMPONENTE MEDIA Y PULSANTE.	22
ECUACIÓN 6 TÉRMINOS TENSIONES DE REYNOLDS.	22
ECUACIÓN 7 TÉRMINOS TENSIONES DE REYNOLDS.	23
ECUACIÓN 8 TÉRMINOS TENSIONES DE REYNOLDS.	23
ECUACIÓN 9 COMPONENTE RESUELTA Y SIMULADA.....	23
ECUACIÓN 10 FUNCIÓN WIEBE.	30

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR.....	19
TABLA 2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PRE-CÁMARA DE REFERENCIA.	30
TABLA 3 PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR.	36
TABLA 4 CARACTERÍSTICAS PRE-CÁMARA OPTIMIZADA.	42
TABLA P 1 COSTE MANO DE OBRA	61
TABLA P 2 COSTE DE AMORTIZACIÓN DE EQUIPOS Y SISTEMAS AUXILIARES	62
TABLA P 3 COSTE HORARIO DE EQUIPOS Y SISTEMAS AUXILIARES	63
TABLA P 4 COSTE MATERIAL FUNGIBLE	64
TABLA P 5 PRESUPUESTO TOTAL	65

Documento I

Memoria

Capítulo 1

Introducción

Contenido

- 1.1 Problemática de las emisiones y el calentamiento global
 - 1.2 Motores de encendido provocado
 - 1.3 Principales soluciones para mejorar la eficiencia y las emisiones contaminantes
 - 1.4 Objetivos del trabajo
-

1.1 Problemática de las emisiones y el calentamiento global

Hoy en día, los efectos negativos del calentamiento global están creando una gran preocupación sobre las emisiones de los gases de efecto invernadero y las consecuencias que traen. Debido al consumo de combustibles fósiles en el sector del transporte, las emisiones de CO₂ están aumentando de forma alarmante, siendo este uno de los principales contribuyentes. Además, el uso de estos combustibles también genera una serie de productos contaminantes nocivos para el ser humano que degradan la calidad del aire en los ámbitos más poblados; entre los más conocidos están los óxidos de nitrógeno (NO_x) o las partículas de hollín. La preocupación por la salud y el medio ambiente sigue creciendo dado a las continuas mejoras de la industria. En especial, ha sido el sector de la automoción el que se ha visto afectado por la dura normativa contra la contaminación. En este marco, los efectos negativos de la contaminación ambiental y sonora están llegando a límites realmente preocupantes, siendo estos especialmente visibles en los principales núcleos urbanos, donde las autoridades están incluso restringiendo la circulación de los vehículos térmicos.

La evolución de los motores en las últimas décadas ha estado guiada por la estricta normativa de la contaminación. Con el fin de cumplir estos límites regulados, se han tenido que llevar a cabo estudios detallados sobre la mezcla aire-combustible y sus procesos de combustión. En este contexto, la mejora de los actuales motores de encendido provocado está mostrando ciertas ventajas respecto a sus principales competidores; los motores de encendido por compresión. Aunque estos últimos cuentan con un mejor rendimiento térmico que se traduce en menos emisiones de CO₂, las futuras normativas anticontaminación están forzando a los fabricantes de motores a evaluar otras estrategias. Combinar los tradicionales motores de encendido provocado con un sistema de encendido por pre-cámara ha demostrado tener ciertas ventajas en términos de rendimiento térmico sin comprometer el coste del motor en exceso. Sin embargo, la complejidad añadida hace necesario el desarrollo de nuevas estrategias de diseño que permitan acelerar el desarrollo y la optimización del concepto.

1.2 Motores de encendido provocado

Para entender cuáles son las limitaciones y ventajas de los motores de encendido provocado (comúnmente conocidos como motores de gasolina) es necesario conocer su principio de funcionamiento. Generalmente, los motores de encendido provocado usados en aplicaciones de automoción funcionan con ciclo de cuatro tiempos. Un ciclo se completa tras cuatro carreras del pistón. Existen cuatro fases en el funcionamiento de cualquier motor con estas características que son:

- **Etapa de admisión:**
En esta fase se origina la apertura de las válvulas de admisión y el cierre de las de escape. Mediante el desplazamiento del pistón desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) se genera una depresión que es lo suficientemente grande como para introducir una mezcla de aire y combustible al cilindro. En los motores de encendido provocado (MEP) esta mezcla puede realizarse mediante inyección directa o indirecta, la diferencia entre ambas es que la mezcla de aire combustible se haga dentro o fuera del cilindro. Cuando se trabaja con inyección indirecta, se consiguen mezclas más homogéneas pues, al inyectar fuera del cilindro, se tiene más tiempo para su mezcla y homogeneización y no varía en función del grado de carga del motor. En cambio,

cuando se trabaja en condiciones de inyección directa el grado de carga del motor sí que influye en la distribución de la mezcla. El grado de carga es en cierto modo la presión media efectiva (IMEP), en inyección indirecta se aumenta abriendo más la mariposa y dejando pasar más mezcla mientras que en inyección directa se hace metiendo más aire en el cilindro e inyectando durante más tiempo.

- ***Etapa de compresión:***
La fase anterior se ha concluido con el cierre de las válvulas de admisión. Una vez cerradas las válvulas de admisión y las de escape, el émbolo del pistón es capaz de ascender, transfiriendo una energía de presión del fluido al pistón, lo suficientemente elevada como para reducir notablemente el volumen donde se encuentra la mezcla aire-combustible.
- ***Etapa de expansión:***
Generalmente, en esta fase se produce la ignición de la mezcla, esto produce la combustión dentro del pistón, generando un desplazamiento igual al de la primera etapa, es decir desde el punto muerto superior al punto muerto inferior.
- ***Etapa de escape:***
Comienza con la apertura de las válvulas de escape. Gracias al movimiento del émbolo desde el PMI hasta el PMS, los productos que son liberados en la combustión desalojan la cámara principal. Es una etapa importante puesto que la cantidad de gases resultantes dentro del pistón condicionará notablemente el funcionamiento del mismo en ciclos sucesivos.

Particularizando para un motor de gasolina, se describe ahora su proceso de combustión. Estos motores son de encendido provocado, es decir, la combustión se inicia por efecto de una chispa que salta en los electrodos de una bugía. Una vez iniciado el proceso de combustión un frente de llama barre la cámara de combustión consumiendo la mezcla de aire/combustible a su paso. Por las características del concepto de combustión en sí, estos motores tienen dos problemas fundamentales al intentar conseguir un mejor rendimiento térmico:

- ***Problema del autoencendido de la mezcla.***
En el interior de la cámara de combustión de un motor se pueden originar puntos calientes los cuales pueden llegar a generar frentes de llama en cualquier parte del ciclo, independientemente del salto de la chispa. Este inicio espontáneo puede ocurrir antes del salto de la chispa dando lugar a lo que se conoce como preencendido, o después del salto de esta, el postencendido. Este fenómeno genera un incremento repentino de la temperatura y la presión, lo que lleva a crear una onda de presión que se propaga violentamente a la velocidad del sonido a lo largo de la cámara de combustión. En ciertas ocasiones el autoencendido de la mezcla puede tener ciertas ventajas desde el punto de vista de rendimiento de ciclo, el problema viene cuando el proceso en cuestión no está controlado, provoca una combustión muy rápida originando un ruido característico y la posibilidad de dañar la superficie de la cámara y con ello, el motor. Este efecto es llamado knock o picado de biela y es uno de los principales factores limitantes en cuanto a máxima eficiencia del motor en alta carga. En la Figura 1 se muestra este efecto en la curva de presión.

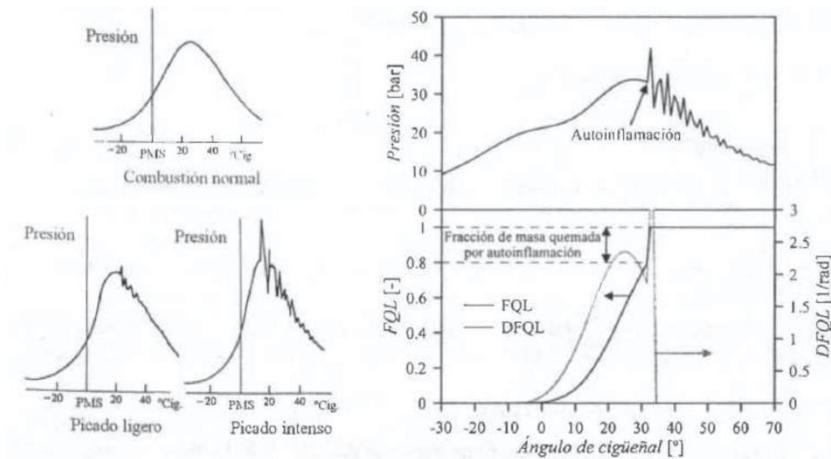


Figura 1 Efecto de la autoinflamación.

Existen muchos factores que afectan a la aparición del autoencendido. A continuación, se mencionarán algunos de ellos.

- **Grado de carga:** Cuanto mayor es el grado de carga, la mezcla aire combustible es más pura, dejando menos hueco para los residuales del ciclo anterior. Además, cuanto más pura, mayor temperatura en la cámara principal y con ello un incremento en el riesgo de aparición de knock.
- **Dosado:** Cuando el dosado es estequiométrico o ligeramente rico, es decir, tiene una proporción entre las masas de aire- combustible y cumplen la estequiometría, es cuando el riesgo de autoencendido en el motor es mayor.
- **Avance de encendido:** al provocar que la chispa salte antes en el ciclo, se incrementan tanto la presión como la temperatura máxima, ya que, si se lleva a cabo el efecto contrario, es decir, si se retrasa el encendido, el punto de máxima presión también se retrasa y la máxima presión se reduce. Con lo cual al acercarte al punto muerto superior (adelantar el encendido), aumenta el riesgo de autoencendido.
- **Relación de compresión:** al igual que otros de los factores mencionados arriba, aumentar la relación de compresión conlleva un incremento en presión y temperatura máximas aumentando la propensión al autoencendido de la mezcla.

Cuando el motor trabaja a baja carga, se tienen presiones y temperaturas menores y el knock no es un problema. No existe el riesgo de detonación porque las presiones máximas alcanzadas son mucho más pequeñas. Aún en el caso de autoencendido, que podría existir, la máxima presión no supone un riesgo para el pistón.

- **Problema de la dispersión cíclica o CCV (cycle-to-cycle variations).**
Este fenómeno aparece en todos los motores, siendo especialmente visible y crítico en motores de encendido provocado. Las diferencias en el proceso de combustión de un ciclo a otro producen variaciones importantes en la potencia entregada en cada ciclo. Esta variación también repercute sobre la durabilidad del motor puesto que puede incrementar los gradientes térmicos por diferencias entre ciclos. El origen de este fenómeno se atribuye a variaciones estocásticas derivadas de la turbulencia dentro del cilindro y del propio sistema de ignición. Se busca reducir la dispersión cíclica para que, en cada ciclo del motor, los valores sean iguales y no se generen problemas derivados de la CCV.

Otro factor que condiciona fuertemente el diseño del motor son las emisiones. Los tres contaminantes principales son el monóxido de carbono (CO), los NOx, y los hidrocarburos sin quemar (HC). Estos se separan en dos grupos. Por un lado, los CO y HC son productos de una combustión incompleta. Generalmente aparecen en mezclas ricas donde el O₂ es escaso e impide la conversión a CO₂, pero también en mezclas pobres donde la combustión no es completa. Por otro lado, los NOx se producen cuando hay una temperatura alta y N₂, en mezclas cercanas al estequiométrico o ligeramente ricas.

1.3 Principales soluciones para mejorar la eficiencia y las emisiones contaminantes

Se han mencionado los mayores problemas de los motores de encendido provocado, a continuación, se detallarán algunas de las principales soluciones las cuales pueden ayudar a aumentar la eficiencia del motor y reducir sus emisiones contaminantes. El knock puede mitigarse siguiendo las dos soluciones descritas a continuación.

En primer lugar, una solución es aumentar el tiempo de retraso de la mezcla, es decir, el tiempo que necesita la mezcla para autoencenderse. Esto se puede conseguir de varias formas.

- *Atraso del encendido.* En alta carga, una solución para prevenir que la mezcla se autoencienda es atrasar el momento en el que salta la chispa en la bugía, de esta forma se desplaza la combustión hacia la carrera de expansión. En esta fase, se está generando un movimiento rectilíneo del émbolo desde el PMS al PMI, por lo que hay un volumen más grande que genera una presión y temperatura inferior y una probabilidad menor de que aparezca el knock. Al trabajar en estas condiciones se evita el knock, pero esto también tiene inconvenientes ya que la relación de compresión efectiva en el motor es menor.
- *Utilizar un combustible de alto octanaje.* Esta estrategia consiste en utilizar un combustible con un octanaje mayor como puede ser el gas natural, puesto que el octanaje mide cuanto es resistente a un combustible frente al autoencendido. Un mayor número de octanaje implica una reducción del riesgo de autoencendido.
- *Dilución con gases de escape (EGR).* El EGR (Exhaust Gases Recirculation) funciona recirculando parte de los gases de escape de un motor de vuelta al cilindro, introduciéndolos así en la combustión. Como resultado, se reduce la cantidad de masa fresca admitida. Su función principal es reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno y adaptarse a los requisitos legales. Pero este también ayuda a mejorar el rendimiento del motor a bajas cargas y reducir el riesgo de knock. Además, para recircular los gases de escape es necesario abrir más la válvula de mariposa lo que conlleva una reducción del trabajo de bombeo. Sin embargo, esto tiene un inconveniente y esta es el aumento de la dispersión cíclica a partir de una determinada cantidad de EGR debido a combustiones incompletas.

En segundo lugar, existe otra solución muy importante que mitiga el knock y esta es, reducir la duración de la combustión por propagación de frente de llama. Al llevar esto a cabo, el frente de llama es más rápido y barre la cámara antes de que se venza el tiempo de retraso del combustible. Para implementar esto existe una solución interesante conocida como Turbulent Jet Ignition (TJI) o encendido con pre-cámara. Este sistema consiste en iniciar la combustión dentro de una pre-cámara con una bujía convencional y más tarde encender la cámara principal con los chorros que salen de unos orificios que conectan esta con la cámara principal. Este sistema de encendido consigue un aumento de la velocidad de combustión por iniciar la mezcla de la cámara principal en diferentes sitios y generando mucha turbulencia. El concepto de encendido por pre-cámara se puede

implementar siguiendo dos enfoques diferentes, el sistema activo o el pasivo. En los sistemas activos, las pre-cámaras tienen un inyector de combustible dedicado por lo que el dosado en el interior de la pre-cámara está siempre controlado en valores en torno al estequiométrico. La ventaja de este sistema es que garantizan la combustión de mezclas extremadamente pobres, sin embargo, su montaje más caro y necesita más espacio en la culata del motor.

Por otro lado, en los sistemas pasivos, no hay adición de combustible adicional en la pre-cámara, por lo que su relación aire-combustible no se controla directamente. Cuando se opera en condiciones de mezclas pobres los problemas asociados a este tipo de combustiones se transmiten también a la pre-cámara, comprometiendo la operación global del concepto. La ventaja principal de los sistemas pasivos es su simplicidad mecánica, ya que la pre-cámara se puede montar directamente en un cuerpo de bujía convencional, lo que hace que la implementación sea directa en términos de embalaje y costes. Sin embargo, algunos aspectos relacionados con su funcionamiento siguen siendo desconocidos. Por ejemplo, el barrido y llenado de pre-cámara, que depende básicamente de la transferencia de gas entre la pre-cámara y la cámara principal, y los límites del concepto en términos de dilución máxima de EGR.

Aunque el sistema TJI tiene evidentes ventajas, este tiende a aumentar los NO_x, aunque no es un gran problema puesto que puede contrarrestarse con un catalizador de tres vías el cual disocia los NO_x transformándolos en agua y nitrógeno por separado.

Por último, el sistema pasivo puede combinarse fácilmente con las soluciones descritas para aumentar la resistencia al autoencendido. En particular, el uso de gas natural comprimido (GNC), resulta de interés por su alto octanaje y a las ventajas que el gas natural aporta, siendo uno de los combustibles alternativos actualmente disponibles.

1.4 Objeto del trabajo

El objetivo principal de esta investigación es desarrollar una metodología numérica para el diseño de pre-cámaras, empleando el sistema de ignición TJI en los motores de combustión interna para aplicaciones de automoción.

Del mismo modo, han aparecido otros objetivos secundarios a la hora de definir el curso de la investigación y que, en general, están relacionados con la consecución del objetivo principal, estos se resumen en:

- Validar de forma separada y conjunta cada uno de los modelos utilizados para asegurar su robustez y su veracidad.
- Utilizar estos modelos de forma que ayuden a entender mejor el funcionamiento de las pre-cámaras. La ventaja de estos modelos es que aportan más información que los ensayos experimentales por lo que se puede estudiar más a fondo su comportamiento.
- Establecer los límites en base a los experimentos realizados con el sistema TJI para determinar las restricciones que se deben de cumplir en el proceso de diseño.

Capítulo 2

Herramientas experimentales y teóricas

Contenido

- 2.1 Introducción
 - 2.2 Instalación experimental
 - 2.3 Modelo unidimensional de acción de ondas (GT-SUITE)
 - 2.4 Modelo unidimensional de chorro (DICOM)
 - 2.5 Modelo 3D CFD (CONVERGE)
 - 2.6 Herramienta de procesado (MATLAB)
 - 2.7 Herramientas complementarias
-

2.1 Introducción

Las herramientas experimentales pueden resultar insuficientes para comprender la totalidad de los procesos que ocurren. Por ello será necesario el uso de herramientas numéricas que procesen y amplíen el conocimiento. En este capítulo se describen todas las herramientas utilizadas para la realización de la investigación.

2.2 Instalación experimental

Esta investigación se ha podido llevar a cabo gracias al motor que está situado en la sala número 3 del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (Figura 2). Este es un motor mono cilíndrico de 4 tiempos, alimentado con gas natural inyectado en el puerto de admisión (PFI). Fabricado por Renault, con sistema de ignición por pre-cámara pasiva. Se utilizó una alta relación de compresión (13.4:1) teniendo en cuenta que el sistema de ignición por pre-cámara ayuda a evitar el knock aumentando la velocidad de la combustión en la cámara de combustión principal. En la Tabla 1 se muestra un resumen de las características del motor.

Engine	4-stroke SI
Number of cylinders [-]	1
Displacement [cm ³]	404
Bore – Stroke [mm]	80.0 – 80.5
Compression ratio (geometric) [-]	13.4:1
Valvetrain [-]	DOHC
Number of valves/cylinder [-]	2 intake and 2 exhaust
Fuel injection system [-]	PFI ($p_{\max} = 6 \text{ bar}$)

Tabla 1 Características del motor.

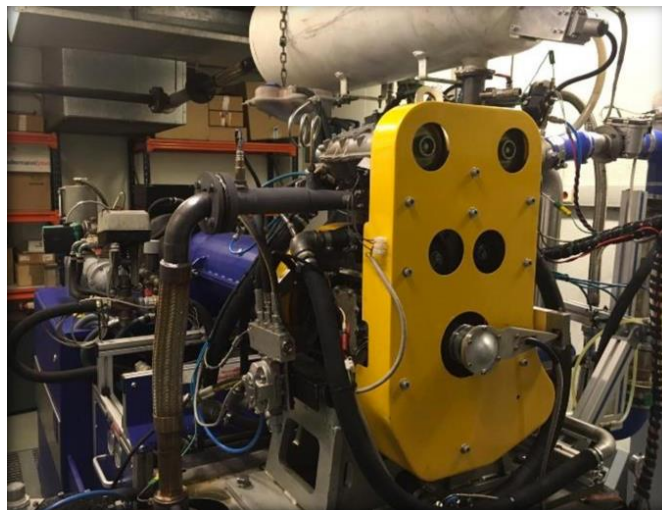


Figura 2 Motor Renault.

Se utilizó un compresor externo para proporcionar el aire comprimido. La contrapresión del escape fue reproducida por una válvula colocada en la línea de escape después de la cámara de expansión del escape. Se utilizaron varios dispositivos y hardware para controlar y medir los parámetros del funcionamiento del motor, como las temperaturas del agua, el aceite y el combustible, el consumo de combustible, las emisiones contaminantes y la relación aire-combustible del cilindro. Se colocaron sensores piezoeléctricos dentro de la cámara de combustión y las líneas de admisión y escape, con el fin de medir las señales de presión instantáneas con una resolución de 0.2 CAD.

2.3 Modelo unidimensional de acción de ondas (GT-SUITE)



GT-SUITE Engine Simulation Software es un programa de simulación unidimensional desarrollado por la empresa Gamma Technologies. Es un potente programa de gran interés para el diseño de motores y es un gran aliado en la industria. GT-SUITE incorpora dos aplicaciones, una para el pre-procesado (GT-POWER) y, otra para el post-procesado (GT-POST), el cual genera gráficos en 2D / 3D para poder visualizar y manejar los resultados fácilmente.

Después de recopilar la información geométrica requerida del caso a estudiar, se genera con GT-POWER un diseño simple del modelo 1D de acción de ondas de la instalación experimental y del motor para simular las prestaciones de este. El modelo fue construido en dos etapas: inicialmente, se definió un diseño básico del motor y más tarde se incorporó el diseño dedicado a la pre-cámara. Por último, se unieron cilindro y pre-cámara mediante unos conductos que representan los orificios de la pre-cámara. Una de las propiedades más ventajosas que tiene este software es la habilidad de realizar simulaciones en un tiempo muy corto, aspecto muy importante en el ámbito industrial.

2.4 Modelo unidimensional de chorro (DICOM)

En este trabajo se ha optado por utilizar un modelo unidimensional euleriano para reproducir la evolución del chorro. Este es un modelo unidimensional capaz de simular la evolución temporal y espacial (dimensión radial) de un chorro en condiciones inertes (evaporativas o no evaporativas), así como para condiciones estacionarias y transitorias. Este modelo, conocido como DICOM, ha sido desarrollado por el grupo CMT - Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València (UPV).

El modelo se acerca al análisis de la inyección de un chorro de flujo no reactivo a través de un solo orificio dentro de un volumen cerrado, donde se reproducen el proceso de mezcla de aire-combustible. La evolución de las condiciones de mezcla se considera libre de cualquier restricción espacial y el volumen cerrado se considera lo suficientemente ancho como para que las condiciones del aire se mantengan constantes. Se supone que el flujo tiene un perfil de velocidad espacialmente uniforme a la salida de la tobera u orificio. Este flujo intercambia momento con el aire en el ambiente y lo pone en movimiento, de modo que aumenta su anchura con la distancia axial.

DICOM requiere ciertas variables de entrada como las propiedades de la mezcla inyectada, gasto másico (tasa de inyección), densidad, presión en la cámara principal y el ánulo de chorro a la salida, el cual es necesario calibrar con datos experimentales. Como valores de salida, el modelo genera unos resultados que describen el proceso de mezcla con resolución axial y temporal.

2.5 Modelo 3D CFD (CONVERGE)



El software CONVERGE ha sido también un apoyo en esta investigación. Es de la empresa Convergent Science. Este código se utiliza para resolver las ecuaciones de conservación características de la mecánica de fluidos. Con este tipo de herramientas es posible la resolución de cualquier tipo de problema fluidodinámico, pero para este trabajo se ha enfocado en la resolución de problemas de motores de combustión interna.

Este software tiene una característica principal que lo hace diferente a otros códigos comerciales de mecánica de fluidos computacional, esta es que no necesita generar el mallado del dominio a estudiar ya que se genera de forma automática a medida que el cálculo avanza. Esto es una gran ventaja puesto que permite realizar estudios con infinidad de geometrías distintas sin apenas cambios, solamente variando algunos parámetros en la generación de la malla como los refinamientos fijos en zonas críticas y los criterios de mallado automático.

A continuación, se describen brevemente las ecuaciones de transporte resueltas por el código.

Ecuaciones de transporte de masa y cantidad de movimiento.

Las ecuaciones de transporte de masa y cantidad de movimiento para flujo compresible vienen descritas por las Ecuaciones 1 Y 2. En estas ecuaciones, la u representa la velocidad, ρ la densidad, S es el término fuente, P es la presión.

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

Ecuación 1 Transporte de masa.

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

Ecuación 2 Cantidad de movimiento.

Las dos ecuaciones pueden ser resueltas para flujo compresible e incompresible. Para los casos en los que no se pueda adoptar la hipótesis de incompresibilidad será necesario añadir una tercera ecuación para poder resolver las anteriores. Esta ecuación adicional es la conocida ley de gases ideales descrita en la Ecuación 3, donde la R representa la constante del gas, W es el peso molecular y Z es el factor de compresibilidad. En este trabajo se ha utilizado un gas ideal por lo que este último parámetro se tomará siempre como 1.

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

Ecuación 3 Ley de gases ideales.

Ecuación de transporte de la energía

La ecuación del transporte de la energía para flujos compresibles se define por la Ecuación 5. donde ρ es la densidad, Y_m es la fracción másica de la especie m , D es el coeficiente de difusión másica, S es el término fuente, P es la presión, e es la energía específica interna, K es la conductividad, h_m es la entalpía de la especie m , σ_{ij} es el tensor de tensiones y T la temperatura.

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

Ecuación 4 Transporte de la energía.

Ecuaciones del modelo de turbulencia

La turbulencia es un aspecto crítico en los procesos de combustión. En Converge existen dos de modelos bien diferenciados a la hora de resolver los fenómenos de turbulencia, estos son modelos RANS y modelos LES. Los modelos RANS se basan en variables promediadas mientras que los LES intentan acercarse más a la realidad resolviendo la turbulencia hasta un cierto tamaño predefinido por la malla.

- Modelos **RANS**: En este tipo de modelos, como se ha mencionado anteriormente, se basan en variable promediadas por lo que las variables del flujo son descompuestas en una componente media y otra pulsante (Ecuación 6).

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

Ecuación 5 Componente media y pulsante.

Para derivar las ecuaciones de transporte, sustituimos las variables resultantes de la descomposición en las ecuaciones de conservación. Al introducir nuevas variables, el conjunto de ecuaciones obtenido, representado por las Ecuaciones 6, 7 y 8, introduce nuevos términos conocidos como tensiones de Reynolds que representan los efectos de la turbulencia. Estos definen el comportamiento del flujo compresible en condiciones turbulentas utilizando modelos RANS. En estas ecuaciones k es la energía cinética turbulenta, ϵ la energía cinética de disipación turbulenta, S el término fuente, R es un parámetro dependiente del modelo de turbulencia y μ las constantes del mismo modelo.

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

Ecuación 6 Términos tensiones de Reynolds.

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

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

Ecuación 7 Términos tensiones de Reynolds.

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

Ecuación 8 Términos tensiones de Reynolds.

- **Modelos LES (Large Eddy Simulations):** A diferencia que los modelos RANS, estos modelos descomponen el campo de velocidades en un campo de velocidad resuelto y un sub-campo simulado. Los modelos LES tienen un coste muy superior a los RANS, además de mayor tiempo para calcular. Son estos uno de los motivos por lo que hoy en día los modelos LES son utilizados solamente en casos muy específicos.

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

Ecuación 9 Componente resuelta y simulada.

En la Ecuación 9, el primer término que lleva la barra superior, indica el campo resuelto y el segundo término indica el sub-campo simulado. El campo de velocidad resuelto se define como un promedio espacial del campo de velocidad real, que se diferencia del enfoque RANS, donde el campo de velocidad media es un promedio de conjunto.

Una vez conocidos las ecuaciones básicas que resuelve el CFD (Computational Fluid Dynamics) en cada una de las celdas del dominio, se describen las características de la malla que se han utilizado para este motor en concreto. En la Figura 3 se muestra el modelo CFD. Ha sido creado a partir de la geometría real del motor, incluyendo los puertos de admisión y de escape además de la pre-cámara. Las simulaciones se han llevado a cabo utilizando el software CONVERGE v2.4 CFD, un código comercial basado en el método de volumen finito el cual permite la discretización y resolución numérica de ecuaciones diferenciales.

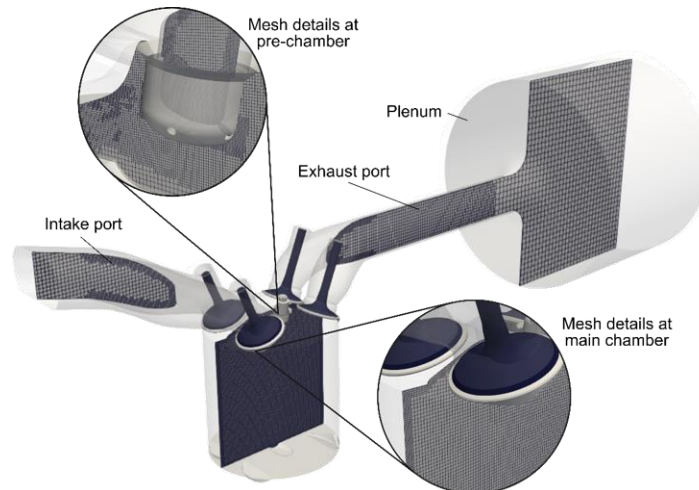


Figura 3 Dominio computacional.

Dos de los aspectos más fundamentales en un modelo CFD para aplicaciones de motores de combustión interna son la malla y el modelo de combustión utilizado. En este caso, se generó un mallado hexaédrico con un tamaño base de 4 mm en cada celda, aplicando refinamientos de 1 mm, 0.5 mm y 0.125 mm en las paredes de los puertos de admisión y escape, cilindro y pre-cámara respectivamente, para aumentar la resolución en los extremos del dominio y asegurar una correcta predicción de los fenómenos de interacción entre el fluido y las paredes. Las condiciones iniciales y de contorno (composición de las especies, presión en la admisión, temperatura de las paredes, etc.) fueron tomadas de las medidas experimentales. El modelo de combustión utilizado se llama "Extended Coherent Flamelet Model" o ECFM. Es un modelo de dos zonas que ha sido extensivamente validado para reproducir la propagación de llamas premezcladas turbulentas de los motores de encendido provocado.



2.6 Herramienta de procesamiento (MATLAB)

El lenguaje de MATLAB es de alto nivel, está basado en matrices y está optimizado para resolver problemas de la ingeniería. Mediante éste es posible analizar datos, desarrollar algoritmos y crear modelos o aplicaciones. Matlab lleva incorporado una serie de herramientas y funciones matemáticas que permiten llegar rápidamente a soluciones en un problema. Esto es de gran ayuda ya que se tardaría mucho más tiempo utilizando hojas de cálculo o softwares de programación tradicionales y, por tanto, más sencillos.

En esta investigación, el código ha sido utilizado para realizar el post-procesado experimental y para trabajar con resultados que se obtienen de los distintos códigos utilizados. Estos códigos nos proporcionan una gran cantidad de información; la ayuda de este tipo de herramientas, como MATLAB, ha permitido mostrar resultados estadísticos, en particular ha permitido mostrar gráficamente los resultados del problema analizado. De esta forma se logra una buena presentación que permite la comprensión de los aspectos a tener en cuenta en el problema en cuestión.

2.7 Herramientas complementarias

Para la realización de los cálculos se han utilizado otros tipos de software además de los mencionados arriba.

- En primer lugar, tenemos *Gnuplot*. Se trata de un código con licencia GNU (General Public License), una licencia para los softwares libres, es decir su uso no tiene coste y está permitido editar el código. Esto se utilizó para graficar resultados de forma rápida y llevar el seguimiento de los cálculos.
- También se ha utilizado el software *MobaXterm*, este permite la conexión remota con otros ordenadores mediante un terminal y el código Linux. Con esta herramienta se ha gestionado los cálculos y realizado operaciones de mantenimiento de las máquinas de cálculo.
- En último lugar *Microsoft Excel*, Este conocido software de hojas de cálculo se ha utilizado para realizar cálculos menores y comprobación de resultados.

Capítulo 3

Metodología de diseño de pre-cámaras

Contenido

- 3.1 Descripción de la metodología
 - 3.1.1 Fase 1: Parámetros de intercambio entre cámara principal y pre-cámara
 - 3.1.2 Fase 2: Determinación de las características relevantes de los chorros
 - 3.1.3 Fase 3: Verificación de las hipótesis mediante modelos complejos
 - 3.2 Validación de los modelos
 - 3.2.1 Validación Fase 1: Modelo de acción de ondas (GT-Power)
 - 3.2.2 Validación Fase 3: Modelo 3D CFD
 - 3.2.3 Validación Fase 2: Modelo unidimensional de chorro (DICOM)
-

3.1 Descripción de la metodología

En este capítulo se describe el procedimiento llevado a cabo en las simulaciones y la aplicación de las herramientas computacionales descritas anteriormente. El objetivo de este trabajo es diseñar una metodología para una pre-cámara optimizada basada en unas condiciones de funcionamiento que se tienen medidas en el motor con una pre-cámara referencia (PC1). Con las mediciones experimentales de la pre-cámara que se ha tomado como referencia es con lo que se validan nuestras herramientas para que sean fiables.

EL problema a resolver es muy complejo por lo que este trabajo se ha dividido en tres fases claramente diferenciadas.

- Fase 1: Parámetros de intercambio entre cámara principal y pre-cámara
- Fase 2: Determinación de las características de los chorros
- Fase 3: Verificación de las hipótesis mediante modelos complejos

La manera en las que están ligadas las diferentes fases queda recogida en el diagrama de bloques a continuación.

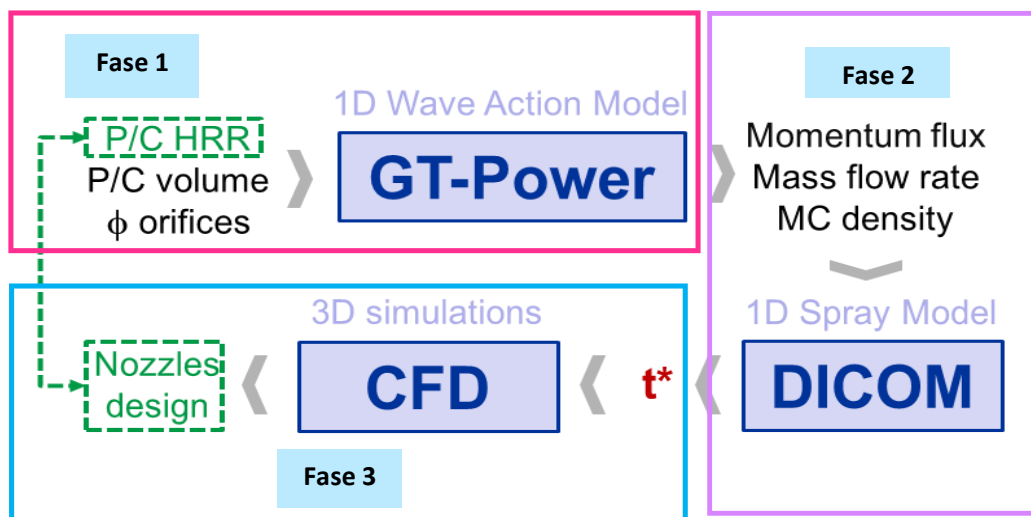


Figura 4 Vista esquemática de la metodología de diseño.

En la primera fase se determinan las propiedades básicas de intercambio de masa (chorros) a partir de los experimentos llevados a cabo en el motor. En esta fase se quiere analizar el impacto de los parámetros geométricos más relevantes a tener en cuenta cuando se diseña una pre-cámara (volumen de la pre-cámara y número de orificios) asumiendo una velocidad de combustión inicial. Los resultados de la fase 1 (flujo de cantidad de movimiento en el chorro, flujo másico y densidad en la cámara principal) sirven como entradas de la fase 2, en la que se determinan otras propiedades específicas de los chorros (tasa de penetración) mediante la aplicación del modelo unidimensional de chorro. Por último, en la fase 3 se trabaja con el modelo CFD para verificar si con los parámetros obtenidos y modificando otras variables (diseño de las toberas y orificios de la pre-cámara) se puede cumplir las hipótesis tomadas en la fase 1 (duración de la combustión).

3.1.1 Fase 1: Parámetros de intercambio entre cámara principal y pre-cámara

Como ya se ha mencionado, en esta fase se determinan las propiedades de los chorros a partir de un modelo 1D de acción de ondas, utilizando la herramienta ya descrita en la sección 2.2, GT-Power y de los experimentos llevados a cabo en el motor. Como entradas para esta primera fase se han considerado dos variables de diseño que son, el volumen de la pre-cámara y el área total de paso de los orificios, manteniendo siempre fijo el número de orificios, que en este caso son seis. La pre-cámara se aloja en la culata del motor, y debido a restricciones geométricas, la modificación del volumen de la pre-cámara se realiza cambiando su longitud para, de este modo, poder ajustar el volumen al deseado. Como resultados de esta fase se obtienen las propiedades del chorro a la salida de los agujeros de la pre-cámara. Estas son, el flujo de cantidad de movimiento, el gasto másico a través de los agujeros y la densidad de la cámara principal. En este punto se selecciona un diseño de pre-cámara que favorezca el flujo de cantidad de movimiento. La hipótesis de funcionamiento bajo la cual se ha trabajado durante toda la metodología consiste en que independientemente de la combinación de entradas de la Fase 1 (volumen y numero de orificios de la pre-cámara), el perfil de la velocidad de combustión es el mismo.

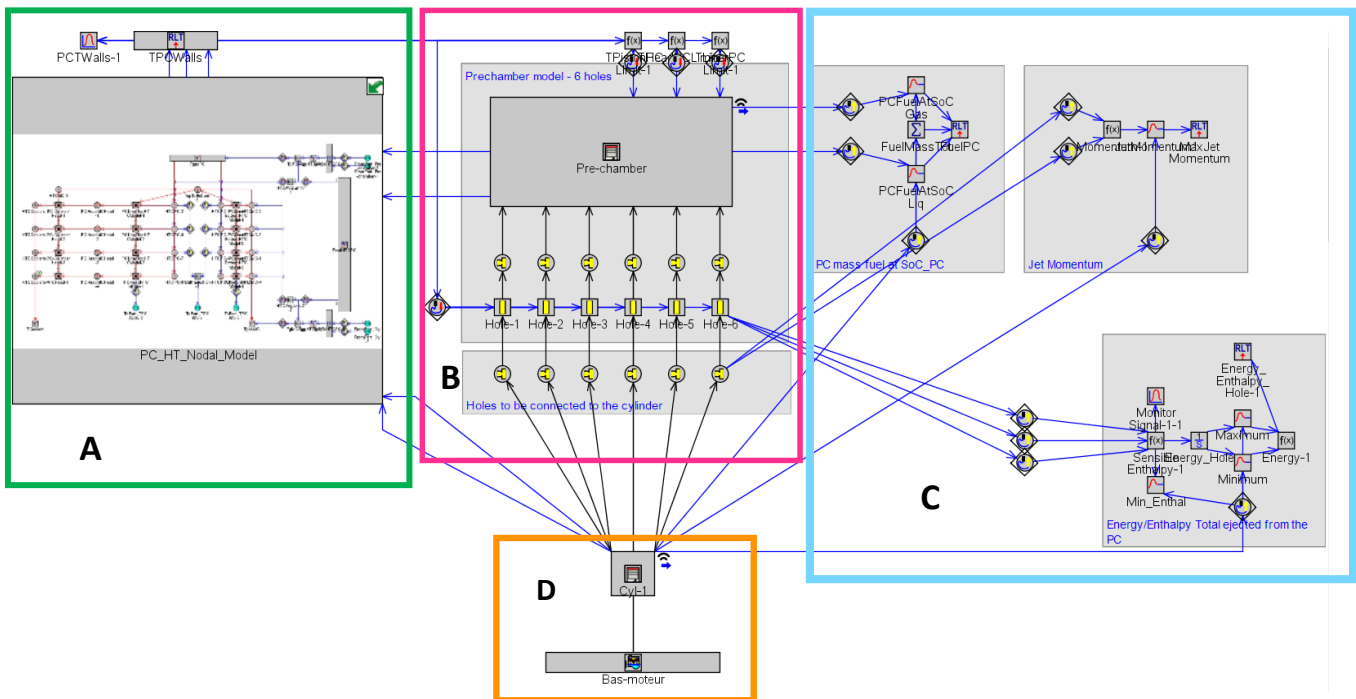


Figura 5 Modelo del motor experimental en GT- Power.

En la Figura 5 se muestra el modelo de acción de ondas utilizado. A continuación, se muestran las cuatro partes relevantes.

- Ventana para acceder al modelo nodal de temperaturas de la PC. $\left[\begin{matrix} \text{SEP} \\ \text{SEP} \end{matrix} \right]$
- Pre-cámara del motor que consiste en un cilindro que está conectado a la cámara principal mediante un numero de orificios, en este caso son seis.
- Señales para obtener los perfiles de entalpía, energía, cantidad de movimiento, gasto másico y velocidad del fluido. $\left[\begin{matrix} \text{SEP} \\ \text{SEP} \end{matrix} \right]$

- D. Cilindro que simula la cámara principal y la base del motor. En el cilindro de la cámara principal se insertan algunos parámetros como las temperaturas de pared, el perfil de la combustión en la cámara principal y la concentración de las especies.

3.1.2 Fase 2: Determinación de las características relevantes de los chorros.

En esta fase la herramienta utilizada es DICOM, el modelo de cálculo de chorro libre donde los parámetros de entrada se obtienen de los resultados de la fase anterior. En esta etapa se obtienen la penetración instantánea y el englobamiento del chorro, es decir, la longitud y el ensanchamiento del chorro en cuestión. Estos parámetros son muy importantes pues con ellos se obtiene la superficie de encendido que se tiene para la cámara principal, el factor crítico para encender un motor de estas características.

En nuestro caso, esta herramienta se usa especialmente para calcular la velocidad de la penetración del chorro y el tiempo que transcurre hasta que el chorro alcanza las paredes de la cámara principal (t^*). Este parámetro es muy interesante ya que permite comparar pre-cámaras de geometrías diferentes con un valor numérico. Se busca un t^* lo más pequeño posible ya que cuanto antes llegue el chorro a la pared, la cámara principal tendrá una mayor superficie de encendido inicial. En la Figura 6 se puede ver el proceso de determinación del t^* .

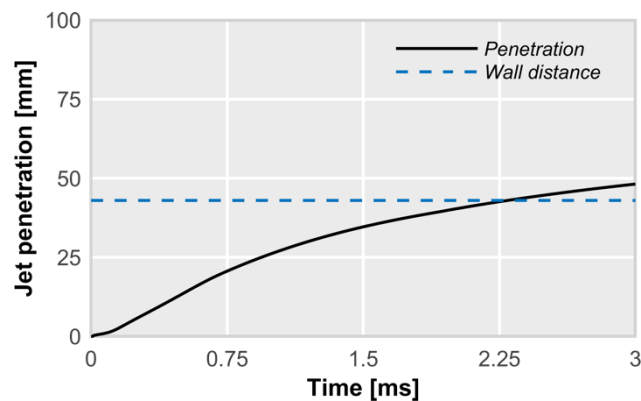


Figura 6 Representación del tiempo que transcurre hasta que el chorro eyectado alcanza las paredes de la cámara principal.

3.1.3 Fase 3: Verificación de las hipótesis mediante modelos complejos

En este punto de la metodología ya se han obtenido unos valores óptimos para las variables geométricas básicas de la pre-cámara, volumen y área de paso de los orificios (o diámetro). Como última etapa es necesario un modelo CFD para verificar si con los parámetros obtenidos y modificando el resto de las variables geométricas que no pueden ser analizadas con herramientas de simulación sencillas, (ángulo tangencial de los orificios o la altura del electrodo dentro de la pre-cámara), se puede quemar a la velocidad establecida en la Fase 1. En el caso de no ser posible, es necesario un proceso iterativo con las fases 1-2.

Si una vez comprobado con el modelo CFD se cumple la hipótesis del perfil de la combustión, entonces, el proceso de diseño se da por finalizado y la pre-cámara podrá generar unos chorros capaces de alcanzar la pared de la cámara principal en el tiempo t^* establecido. Mejorando así la existente. En caso contrario, los momentos obtenidos después de la Fase 1 no serán correctos y por tanto el valor del t^* tampoco. En este punto se debe volver a la Fase 1 e iterar hasta conseguir una solución óptima que cumpla los requisitos.

3.2 Validación de los modelos

A continuación, se van a describir los procesos de validación de cada una de las fases. Validar los modelos es una parte muy importante para poder trabajar con ellos con cierta garantía. Las validaciones no se muestran en el orden secuencial sino en el orden que permite entender mejor el proceso de validación dentro de la metodología.

3.2.1 Validación Fase 1: Modelo de acción de ondas (GT-Power)

La calibración del modelo se ha realizado con una pre-cámara existente de referencia. Las características geométricas de la pre-cámara de referencia se presentan en la Tabla 2. Con esta pre-cámara, se han validado puntos que si se han probado experimentalmente y luego se ha extrapolado hasta las condiciones del motor deseado.

	Pre-cámara 1 (PC1)
Volumen [mm³]	600
Diámetro de los orificios [mm]	0.7
Área orificio [mm²]	2.3
Numero de agujeros [-]	6
Ángulo tangencial del agujero [grados]	7.5

Tabla 2 Características geométricas pre-cámara de referencia.

El perfil de la combustión en la cámara principal se obtiene directamente de los experimentos. En cambio, la combustión en la pre-cámara fue modelada por una función Wiebe puesto que no se dispone de un sensor de presión lo suficientemente pequeño para incorporarlo a la pre-cámara. Esta función tiene la capacidad de simular la ley de liberación de calor en el ciclo mediante la predicción de la evolución de la fracción de masa quemada en función de la geometría de la pre-cámara de combustión.

La expresión de la Ley de Wiebe representa la fracción de masa quemada en motores de ignición por chispa.

$$F_{QL_{Wiebe}} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_C} \right)^m \right]$$

Ecuación 10 Función Wiebe.

Donde:

- a : grado en el que ha completado la combustión
- θ : ángulo de giro del cigüeñal
- θ_0 : ángulo de inicio de la combustión
- $\Delta\theta_C$: duración de la combustión
- m : factor de forma

Para calibrar el modelo se deben de modificar una serie de parámetros de transferencia de calor y coeficientes de pérdidas de carga hasta igualar la curva experimental con la curva generada por GT-Power. Una vez en este punto se puede decir que el modelo que se va a utilizar está validado y se puede trabajar con él.

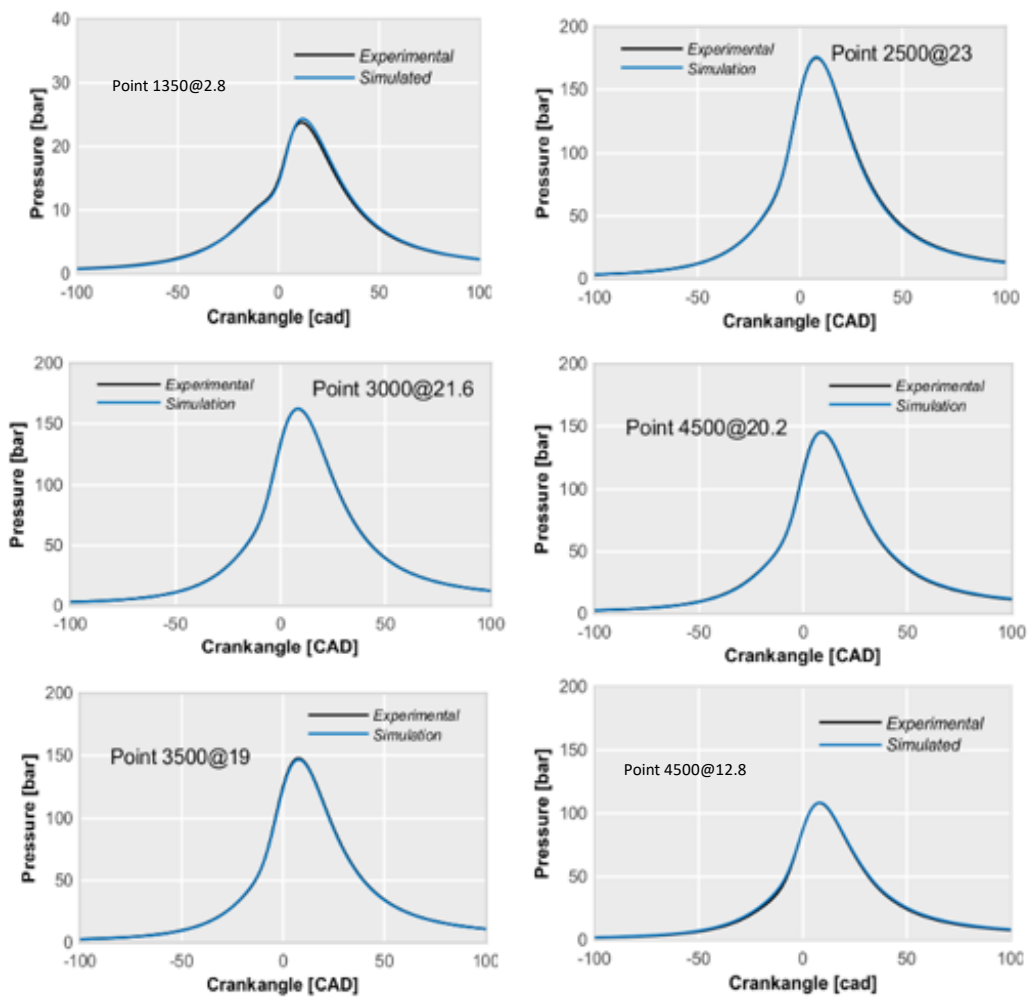


Figura 7 Calibración del modelo con curvas de presión.

En la Figura 7 se pueden observar distintos puntos de operación, desde una velocidad de giro baja en el motor de 1350 rpm hasta una velocidad alta de 4500rpm. Además, se calibraron puntos con distintos grados de carga. En todos los puntos de operación mostrados arriba, la curva de presión de la simulación coincide con la curva experimental, por lo que se entiende que el modelo está validado y es fiable.

3.2.2 Validación Fase 3: Modelo 3D (CFD)

Para poder emplear con fidelidad esta herramienta y asegurar la validez de la solución numérica, se debe comprobar que los resultados de CFD y las mediciones experimentales sean coherentes. Por esta razón, se requiere una calibración del modelo CFD para garantizar que los resultados reproducen suficientemente bien el comportamiento global del motor. Por lo tanto, para llevar a cabo la calibración se debe verificar que la presión medida en el cilindro y la tasa de liberación de calor (HRR) estimada a partir de esta presión sean lo suficientemente similares a los resultados calculados en la simulación. Los resultados de esta comparación para condiciones de alta carga/alto régimen de giro (4500 rpm y 12.8 bar IMEP) y baja carga/bajo régimen de giro (1350 rpm y 2.8 bar IMEP) se muestran en las Figuras 8 y 9, en la que los datos experimentales de la presión en el cilindro y HRR son promediados sobre 250 ciclos medidos. Se puede observar un gran parecido en las curvas de la simulación y las experimentales tanto en la presión como en el perfil de la combustión, verificando de esta manera la robustez del modelo de combustión empleado.

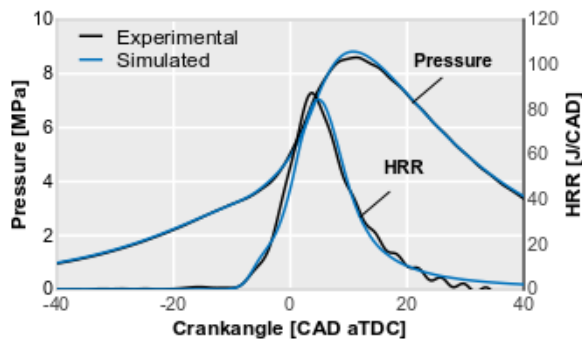


Figura 8 Calibración CFD a alta carga y alto régimen.

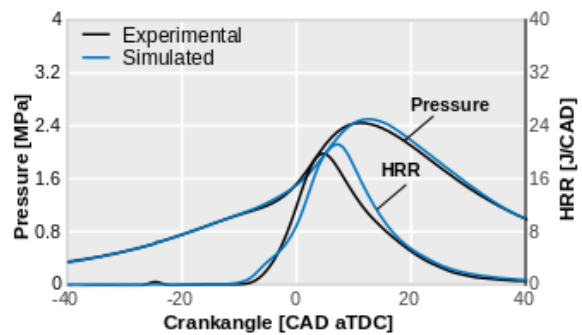


Figura 9 Calibración CFD a baja carga y bajo régimen.

3.2.3 Validación Fase 2: Modelo unidimensional de chorro (DICOM)

Por último, queda validar la Fase 2. DICOM es una herramienta sencilla que permite estimar la penetración de un chorro de manera rápida. Para validar el modelo se ha utilizado un modelo CFD, el cual ya ha sido previamente calibrado. En la Figura 10, las gráficas de la izquierda muestran el perfil de cantidad de movimiento y el de flujo másico que vienen de CFD, estos datos se introducen como entradas a DICOM y posteriormente se comparan los resultados mediante la curva de penetración de CFD y la de DICOM. Para ajustar al máximo estas curvas, se modifica el ángulo de chorro (ángulo de dispersión a la salida del orificio, que define el crecimiento radial) hasta que las curvas coincidan.

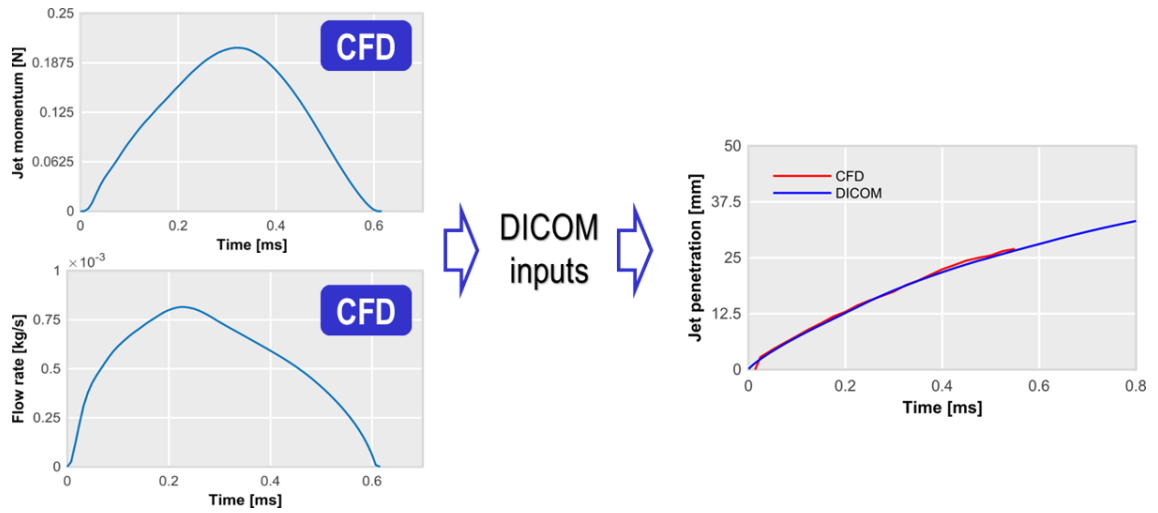


Figura 10 Calibración DICOM.

Una vez se han validado las tres bases numéricas que se utilizan para la metodología, ya se puede aplicar a un caso específico de diseño.

Capítulo 4

Resultados

Contenido

- 4.1 Análisis de las limitaciones del sistema de ignición TJI
 - 4.2 Aplicación de la Fases 1 y 2 de la metodología
 - 4.3 Aplicación de la Fase 3 de la metodología
 - 4.4 Proceso iterativo entre Fases
 - 4.5 Verificación de la dispersión cíclica mediante simulaciones LES
-

4.1 Análisis de las limitaciones del sistema de ignición TJI.

Durante este trabajo, el combustible utilizado ha sido gas natural comprimido, como ya se ha mencionado anteriormente, debido a sus potenciales ventajas frente a la gasolina convencional. Sin embargo, existen ciertas propiedades que hacen del GNC un combustible sensiblemente peor que la gasolina. En la Figura 11, se muestra la diferencia de velocidades de combustión laminar entre una gasolina convencional y GNC para distintas combinaciones de presión, temperatura (arriba) y grados de dilución (abajo). Se puede observar en los contornos graficados que, en todo el rango mostrado, la diferencia de velocidades laminares (considerando siempre la gasolina como referencia), $s_L^{gasolina} - s_L^{CNG}$ es positiva por lo que la velocidad del gas no supera en ninguno de los casos la de la gasolina. De hecho, cuanto mayor sea esta diferencia, más grande es la velocidad de combustión laminar de la gasolina frente a la del gas.

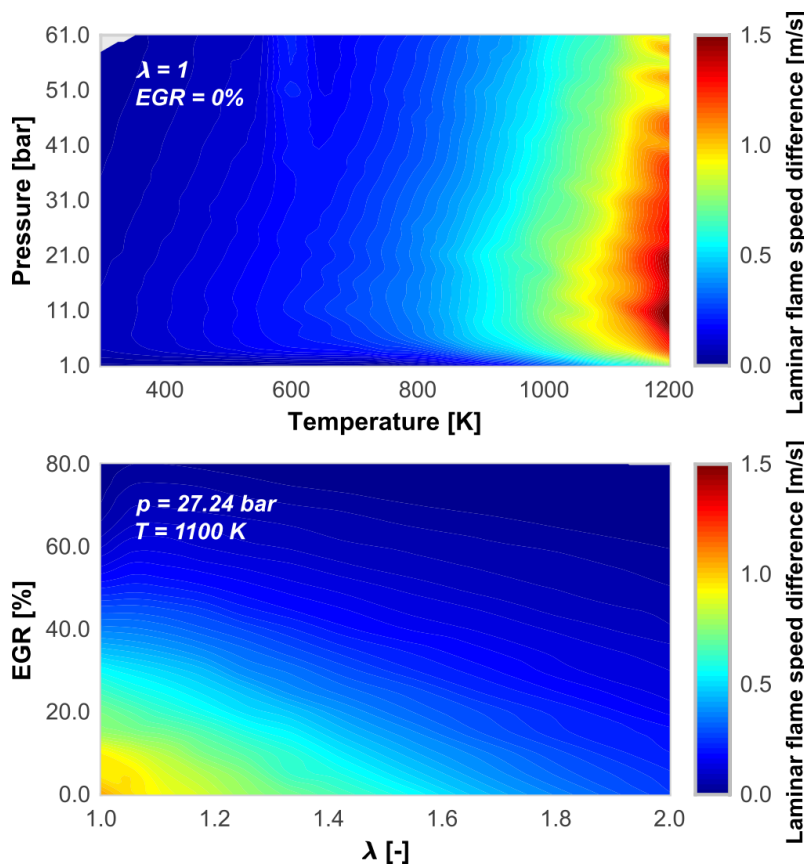


Figura 11 Diferencia de velocidades de combustión laminar entre la gasolina y GNC.

Llegados a este punto se tiene un combustible con numerosas ventajas frente a la gasolina, pero con un inconveniente significativo: su velocidad de combustión. Es por este motivo que nace la necesidad de utilizar un sistema que incremente la velocidad de combustión para compensar este efecto intrínseco del uso de GNC como combustible. Como se ha comentado en el Capítulo 1, este sistema es el conocido como TJI o encendido por pre-cámara, el cual permite, al menos teóricamente, acelerar el proceso de combustión.

Previamente, en la sección 3.2.1, se han mostrado las validaciones del software GT-Power en múltiples puntos significativos de motor. Sin embargo, en este caso, únicamente se han utilizado los dos puntos más críticos en el funcionamiento de este concepto (GNC combinado con TJI). En

particular, las condiciones de funcionamiento descritas en la Tabla 3 son las utilizadas como referencia.

Punto de operación	Velocidad	IMEP
Baja carga/régimen	1350 rpm	2.8 bar
Alta carga/régimen	4500 rpm	12.8 bar

Tabla 3 Puntos de funcionamiento del motor.

El primer punto se centra en la zona de baja carga y bajo régimen del rango de operación del motor. Este es un punto crítico en el motor por la cantidad reducida de combustible. Al tener menos carga, se reduce la energía disponible para generar los chorros turbulentos por lo que, no son capaces de encender la mezcla de la cámara principal. La falta de masa de combustible dentro de la pre-cámara afecta al rendimiento global del motor, ya que el proceso de eyección está extremadamente comprometido. Como consecuencia aparecen problemas de dispersión, estabilidad de la combustión, pérdida de eficiencia, en definitiva, un mal funcionamiento del sistema.

Además, existe otra limitación importante en estas condiciones de funcionamiento. En estas condiciones y utilizando el concepto TJI con GNC, la temperatura en el conducto de escape tiende a bajar en exceso por efecto del incremento de la velocidad de combustión (el proceso de combustión acaba antes y la temperatura del flujo dentro del cilindro tiene más tiempo para enfriarse). Esto es crítico desde el punto de vista del funcionamiento del catalizador de tres vías, gracias al cual somos capaces de reducir las emisiones de NOx hasta los niveles requeridos. Estas temperaturas excesivamente bajas en el conducto de escape, que comprometen el funcionamiento del catalizador, son tradicionalmente compensadas retrasando la combustión con el inicio de la ignición (salto de la chispa). Sin embargo, por las características del sistema, nos es posible retrasar la combustión lo suficiente como para garantizar la temperatura de activación del catalizador. En la Figura 12 se compara la dispersión cíclica, a través del Coeficiente de Variación (COV) de la presión media indicada, que existe en el motor con el sistema de pre-cámara y con el sistema de encendido convencional. Como puede verse, la dispersión cíclica se dispara cuando el proceso de combustión se retrasa más allá de cierto límite al utilizar la pre-cámara. Este límite está sensiblemente desplazado hacia la fase expansión en el concepto convencional de encendido por chispa. Por tanto, el rango de operación con pre-cámara es más reducido, como consecuencia del aumento repentino de la dispersión cíclica que compromete la operación del motor.

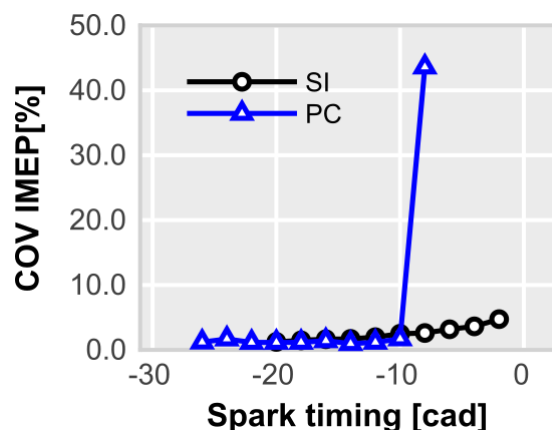


Figura 12 Dispersión cíclica en el tiempo, comparando un motor convencional de gasolina y el sistema de pre-cámara.

En la Figura 13 se compara la temperatura en el conducto escape utilizando el sistema de pre-cámara y el sistema convencional. Se observa que en todo el rango de operación la temperatura en el escape es superior cuando no se hace uso de la pre-cámara. Además, el sistema TJI no es capaz de llegar a temperaturas cercanas a las requeridas por el catalizador ($\sim 550^{\circ}\text{C}$).

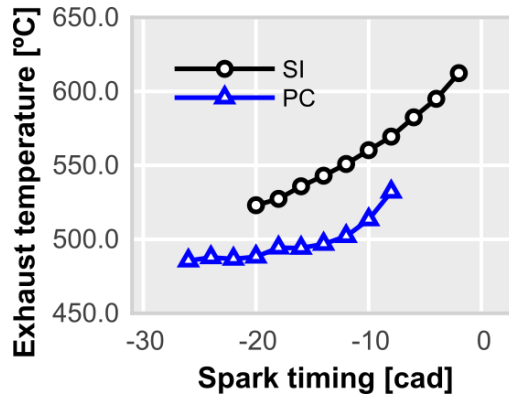


Figura 13 Temperatura en el escape en el tiempo, comparando un motor convencional de gasolina y el sistema de pre-cámara.

Por tanto, es necesario diseñar una pre-cámara que sea más tolerante al retraso de la combustión para controlar la dispersión cíclica e incrementar la temperatura de escape, garantizando así la activación del catalizador.

Por otro lado, el segundo punto escogido, centrado en la zona de alta carga y alto régimen, tiene una problemática muy distinta a la descrita en el punto de operación anterior. En este caso, no existe ninguna restricción clara para la operación del concepto TJI con GNG. Por tanto, este punto solo se va a utilizar para evaluar los cambios en un punto en el que ya se opera en condiciones razonablemente favorables son la pre-cámara de referencia.

4.2 Aplicación de las Fases 1 y 2 de la metodología

Con el principio fundamental de intentar encontrar una pre-cámara que mejore las propiedades de los chorros, se procede a aplicar las Fases 1 y 2 de la metodología de diseño. Como punto de partida se define una combinatoria de volumen de pre-cámara y de área de paso en los orificios para estimar los intercambios de masa entre pre-cámara y cámara principal, suponiendo siempre que la duración de combustión en la pre-cámara está en torno a 12 grados de giro del cigüeñal. Para el caso del área de paso en los orificios, se ha fijado el número de orificios de la pre-cámara a 6 y se modifica el diámetro de estos para aumentar o disminuir esta área.

El estudio se llevó a cabo variando el volumen desde 300 mm^3 hasta 1200 mm^3 y el diámetro desde 0.3 mm hasta 1.5 mm , como se muestra en la Figura 14. Se eligieron esos límites para el tamaño de la pre-cámara pues con volúmenes mayores a 1200 mm^3 es físicamente imposible acoplar la pre-cámara a la culata del motor. Por el contrario, con volúmenes inferiores a 300 mm^3 son extremadamente difíciles de fabricar.

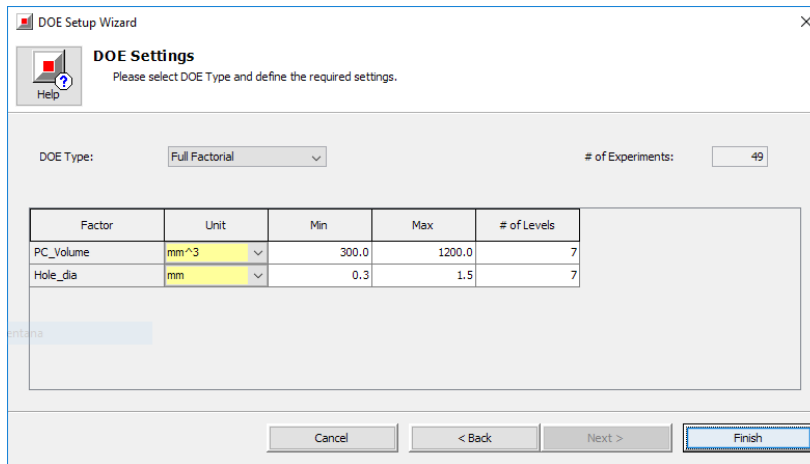


Figura 14 Niveles estudio paramétrico Fase 1.

A continuación, en las Figuras 15, 16 y 17 se muestran una serie de resultados obtenidos de la aplicación de la fase 1 para el punto de operación a baja carga. Concretamente se muestra, la velocidad del flujo a la salida del orificio (Figura 16), el gasto másico trasegado por los orificios (Figura 15) y el flujo de cantidad de movimiento (Figura 17). Debido a la gran cantidad de casos simulados, solo se muestran los resultados en un punto para poder visualizar correctamente los perfiles y evitar solapamientos a la hora de analizar los resultados.

En la Figura 17 aparecen cuatro picos, estos se corresponden con el llenado y vaciado de la pre-cámara durante un ciclo completo. El tramo hasta llegar al primero representa como la pre-cámara se llena, al llegar al pico, salta la chispa por lo que sube la presión dentro de la pre-cámara. El segundo pico representa la eyección en la pre-cámara, durante este proceso los chorros inician la combustión en la cámara principal, lo que conlleva un incremento de la presión en esta cámara. Conforme aumenta la presión en la cámara principal y se iguala con la presión en el interior de la pre-cámara, la cantidad de masa eyectada a través de los orificios se reduce. Cuando la curva de cantidad de movimiento llega a cero quiere decir que se han igualado las presiones de la cámara principal y de la pre-cámara. Una vez terminado el proceso de combustión en la cámara principal, se abren las válvulas de escape y el pistón comienza a ascender de nuevo. Parte de los gases residuales de la combustión salen por las válvulas y una parte se introduce de nuevo en la pre-cámara, por lo que se vuelve a tener un intercambio de masas entre ambas. Una vez llegado al punto muerto superior, se cierran las válvulas de escape y se abren las de admisión. El pistón comienza a descender mientras ocurre el vaciado de los productos de combustión de la pre-cámara y entra masa fresca en la cámara principal.

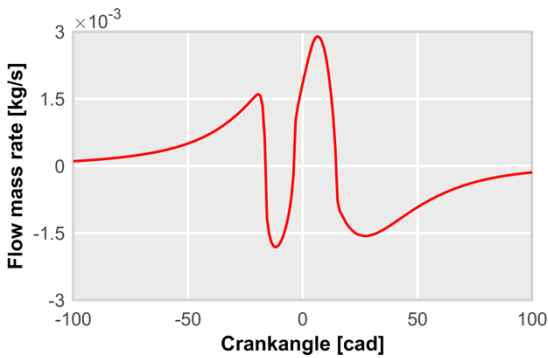


Figura 15 Gasto másico trasegado por los orificios.

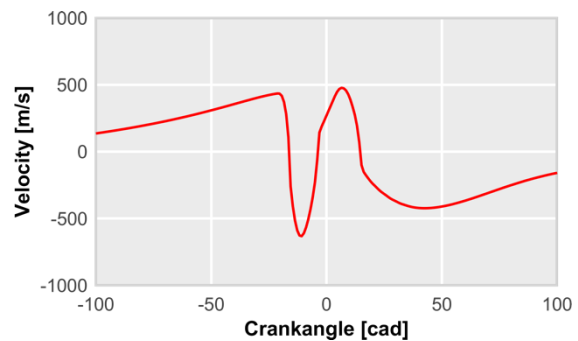


Figura 16 Velocidad del flujo en el orificio.

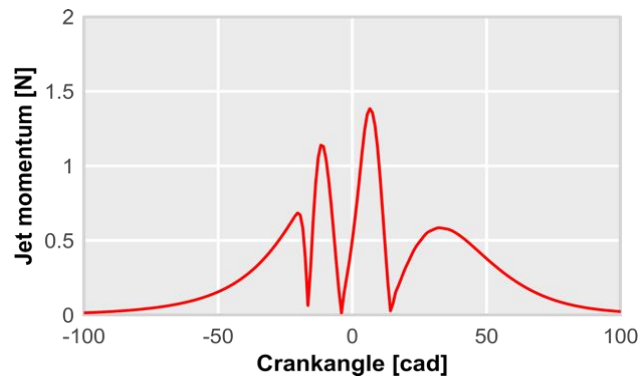


Figura 17 Flujo de cantidad de movimiento del chorro.

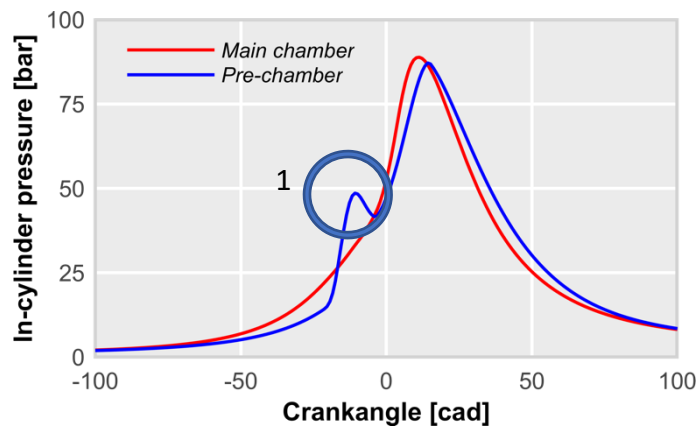


Figura 18 Comparación entre la presión en la cámara principal y en la pre-cámara.

También se muestran los perfiles de presión de la cámara principal y de la pre-cámara en la Figura 18 durante todo el proceso, donde se debe destacar el pico marcado con un 1 que muestra el incremento de presión en la pre-cámara debido al proceso de combustión en el interior de ésta.

Una vez terminada y analizada la Fase 1, los resultados de GT-Power son utilizados como parámetros de entrada en DICOM y continua la metodología de diseño. A continuación, para ambos puntos de operación estudiados, se muestran en las Figuras 19 y 20 la penetración de los chorros para el estudio del efecto del volumen y diámetro de los orificios mencionado en la Figura 14, manteniendo siempre constante el perfil de la velocidad y comienzo de la combustión en la pre-cámara. En ambas figuras aparece una línea negra de puntos la cual representa la distancia a la pared. Todas las curvas que consiguen traspasar esa línea de puntos alcanzan la pared, mientras que las que se quedan por debajo no lo consiguen.

En estas Figuras 19 y 20, se muestran todos los perfiles obtenidos porque la visualización de los resultados no impide distinguir entre una combinación favorable o no. Es decir, se puede diferenciar las combinaciones que no son aptas por no llegar a la pared y las que si lo son por cruzar la línea negra en un tiempo reducido.

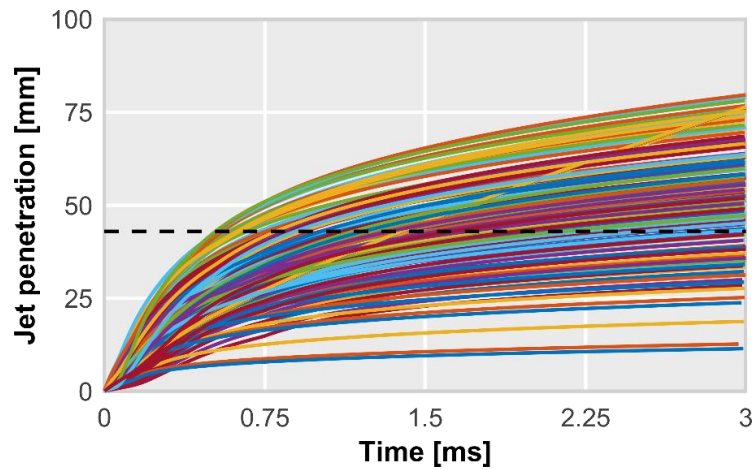


Figura 19 Penetración de los chorros a baja carga.

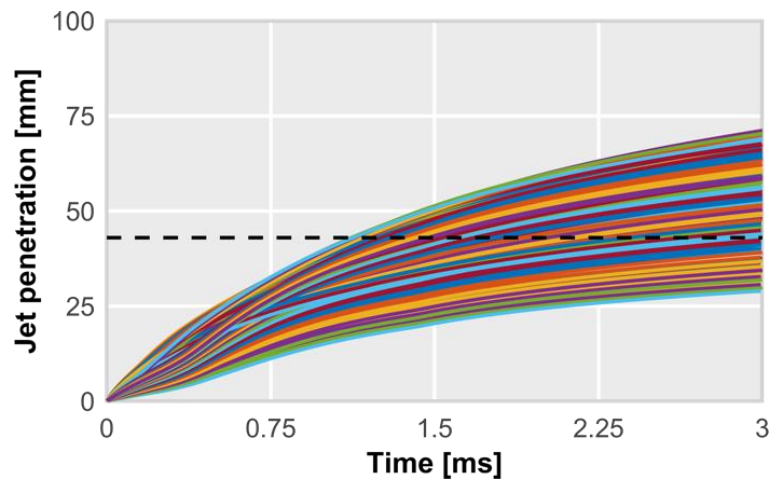


Figura 20 Penetración de los chorros a alta carga.

A partir de este modelo se puede calcular el tiempo que tarda el chorro en llegar a la pared del cilindro, este parámetro se llama t^* , el cual ha sido mencionado anteriormente. La línea discontinua corresponde con la distancia a la pared del cilindro. Cuanto menor sea el t^* , mejores prestaciones tendrá la pre-cámara.

Utilizando las dos primeras fases (GT-Power y DICOM), con la ayuda de un modelo de Matlab, se obtienen los mapas de colores mostrados en las Figuras 21 y 22. Como se indica previamente, el estudio se ha realizado para baja carga/régimen y alta carga/régimen pues son los puntos más interesantes en cuanto a un motor de encendido provocado se refiere.

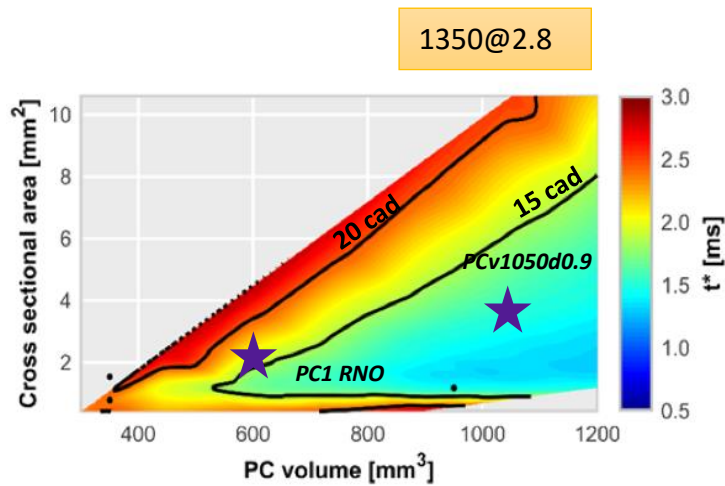


Figura 21 Mapa para t^* a baja carga.

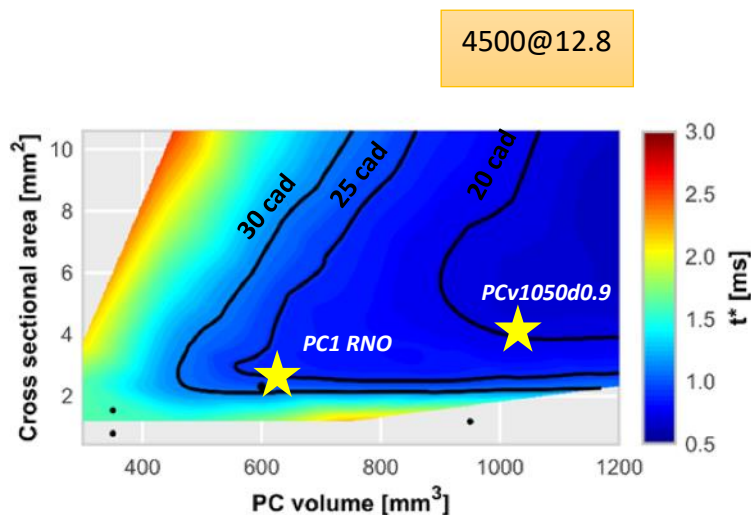


Figura 22 Mapa para t^* a alta carga.

Estos mapas muestran el t^* de las distintas combinaciones de volumen y diámetro de los orificios. En el mapa de alta carga, existen muchas combinaciones posibles con las que se podría conseguir un t^* ideal (1 ms o menos), en cambio, a baja carga no ocurre lo mismo. La Figura 21 se corresponde con el punto de operación más restrictivo, pues a simple vista se ve que no se alcanzan valores tan óptimos para t^* ya que el valor mínimo alcanzado en todo el mapa es alrededor de 1.5 ms. Con la ayuda de estos mapas se puede obtener una posición para una pre-cámara nueva y optimizada. Mirando la figura de baja carga (Figura 21), se ve claramente como para t^* pequeños, el volumen tiende a valores grandes mientras que el diámetro de los orificios a valores pequeños. En cuanto a la figura de alta carga (Figura 22), se puede observar que la tendencia en volumen es la misma, sin embargo, el diámetro óptimo se ha incrementado, llegando a ser necesario buscar una solución de compromiso que opere correctamente en ambas cargas. Se debe dar prioridad al punto nominal en el que esté diseñado el motor, pero sin empeorar la situación que se tiene en otras cargas. En ambas figuras, las isocronas negras muestran una misma duración de combustión, es decir, a lo largo de una línea se tiene siempre la misma duración de combustión. En este caso, para la Figura 22 se tienen tres isocronas de 20 cad, 25 cad y 30 cad como duración, mientras que para la Figura 21, que es a baja carga, se pueden visualizar solamente dos duraciones de la combustión distintas, 15 cad, 20 cad. Interesa una combustión lo mas rápida posible, para así, obtener un t^* menor.

Finalmente se llegó a la conclusión de que la pre-cámara optimizada tiene las características que se muestran en la Tabla 4 a continuación.

	PC Optimizada
Volumen	1050 mm ³
Diámetro orificios	0.9 mm
Número de orificios	6

Tabla 4 Características pre-cámara optimizada.

4.3 Aplicación de la Fase 3 de la metodología

Por último, queda aplicar la fase 3 de la metodología. En esta sección se describe la verificación que se llevó a cabo mediante las simulaciones de CFD con el propósito de analizar detalladamente el funcionamiento de la pre-cámara optimizada en las fases anteriores, descritas en la Figura 4. A continuación, se van a mostrar los resultados obtenidos comparando la pre-cámara de referencia (PC1) con la optimizada.

En esta metodología existen dos hipótesis clave que deben cumplirse para verificar que el funcionamiento de la pre-cámara optimizada sea el esperado, estas son, el fasado de la combustión en la pre-cámara y su duración.

En primer lugar, se muestra en la Figura 23 la comparación de ambas pre-cámaras en condiciones de alta carga y alto régimen de giro. En la esquina superior izquierda se observa la ley de liberación de calor en la pre-cámara. En este caso, la pre-cámara optimizada cumple las dos condiciones descritas arriba. La combustión comienza en el mismo instante de tiempo y dura lo mismo que la pre-cámara referencia. Es importante remarcar que la combustión termina en el primer valle del perfil de liberación de calor, mientras que el segundo pico es generado por el reflujo de la cámara principal hacia la pre-cámara. Este no se debe tener en cuenta pues ocurre cuando la presión de la cámara principal supera la de la pre-cámara y ya no es representativa en el proceso.

En la esquina superior derecha se observa que la liberación de calor en la cámara principal mejora con el uso de la nueva pre-cámara, alcanzando un pico más elevado y quemando la masa de combustible en menos tiempo. Los gráficos de la parte inferior muestran el comportamiento de los chorros en términos de flujo de cantidad de movimiento y penetración. En estas condiciones, el flujo de cantidad de movimiento de la pre-cámara optimizada es ligeramente superior al de la pre-cámara referencia, logrando tasas de penetración (pendiente de las curvas de penetración) un poco mayores. Hay que tener en cuenta que debido a que estas simulaciones son tridimensionales, el dominio de estudio es más complejo.

En la visualización que se muestra al lado derecho de los gráficos se puede observar una vista superior de la cámara de combustión, con un plano de corte aplicado 3 mm por debajo de la parte inferior de la pre-cámara. En este corte se han marcado los límites de los chorros en verde para su visualización. Se puede apreciar que, debido al diseño específico de la culata, la pre-cámara no está alineada con respecto al eje del cilindro. Por este motivo, las penetraciones estudiadas en esta sección serán las correspondientes al chorro más alejado de las paredes del cilindro.

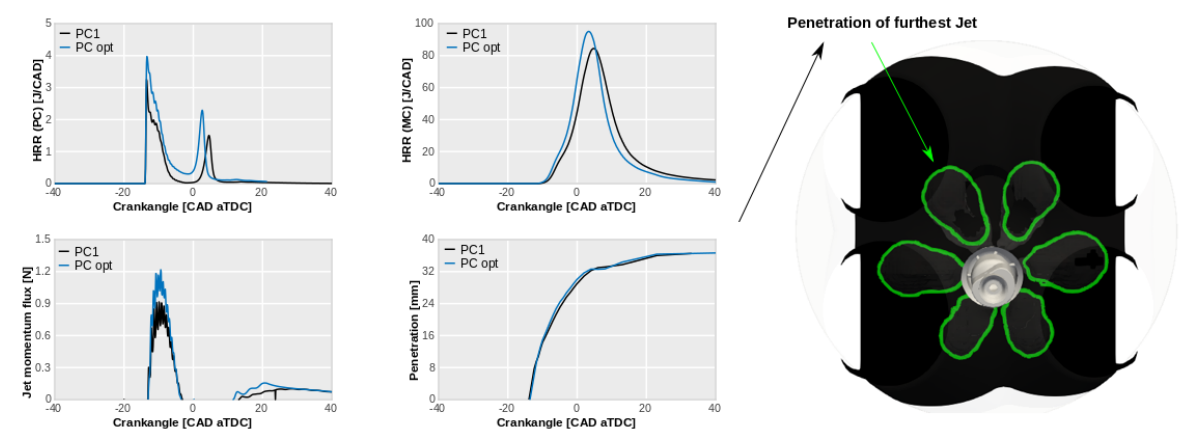


Figura 23 Evaluación de la pre-cámara en condiciones de alta carga.

En segundo lugar, la Figura 24 muestra la misma secuencia de gráficos, pero en condiciones de baja carga y bajo régimen de giro. A primera vista, llama mucho la atención las curvas de flujo de cantidad de movimiento, pues, se observa un gran cambio entre las dos pre-cámaras. Este incremento tan brusco en el flujo de cantidad de movimiento de la pre-cámara optimizada provoca que su tasa de penetración y su penetración máxima sean más grandes, tal como se esperaba de las fases 1 y 2. Sin embargo, al analizar las liberaciones de calor en la pre-cámara se identifica un problema importante. A pesar de que la duración de la combustión es similar en ambas pre-cámaras, el fasado de la combustión ya no es el mismo. La combustión en la pre-cámara optimizada se inicia más tarde que la pre-cámara de referencia, es decir, desde el momento en el que salta la chispa (que es el mismo para ambos casos) hasta que se empieza a liberar calor de forma significativa.

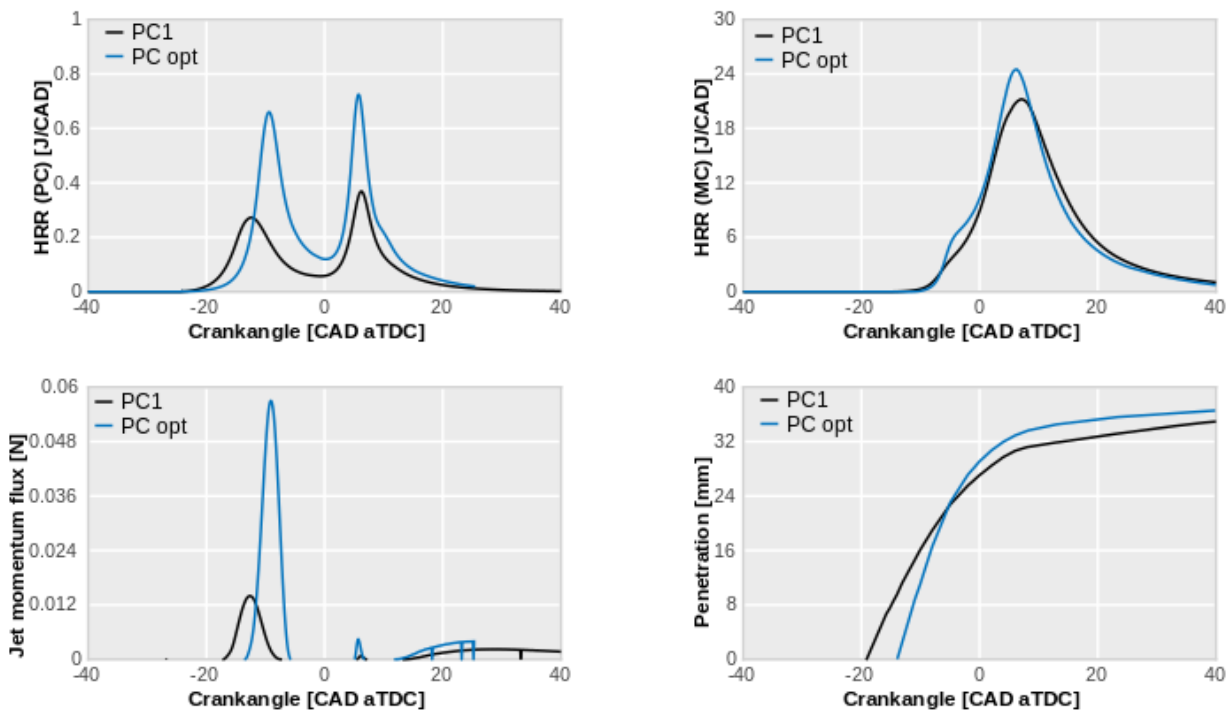


Figura 24 Evaluación de la pre-cámara en condiciones de baja carga.

Este retraso puede generar que el concepto de pre-cámara pasiva tenga menos tolerancia a la dilución con EGR, que interesa para poder incrementar la eficiencia global del motor, y al retraso de la chispa, que, como se explicó en los apartados anteriores, es crítico en estas condiciones de funcionamiento para poder activar el catalizador de tres vías.

Al no cumplir con la hipótesis del fasado de la combustión en la pre-cámara, se consideró oportuno investigar las causas que llevan a este retraso excesivo de la combustión. Para proceder con esta investigación, se llevaron a cabo tres estudios para los campos de flujo más relevantes en el proceso de combustión, que son: el campo de gases residuales (RGF) del ciclo anterior, el campo de la energía cinética turbulenta (TKE) y el campo de velocidades.

En la Figura 25 se muestran los resultados obtenidos, las gráficas muestran las evoluciones temporales de las tres variables promediadas en un monitor cúbico de 1 mm^3 situado en la posición de los electrodos (en la misma bujía donde se produce la descarga de la chispa), mientras que las imágenes muestran la distribución espacial de los tres campos en el instante en el que salta la chispa (alrededor de -25 CAD). Observando las imágenes, se pueden identificar las causas del problema de fasado mencionado anteriormente. La pre-cámara optimizada tiene valores más bajos en los campos de velocidad y energía cinética turbulenta en la zona de los electrodos, además de tener mucha más cantidad de residuales. En los tres campos, la pre-cámara optimizada muestra más inconvenientes que la pre-cámara referencia, causando que la propagación inicial de la llama se vea comprometida. Sin embargo, es la fracción de residuales el parámetro más crítico, ya que mientras los campos de velocidad y TKE se reducen a la mitad, los residuales aumentan tres veces.

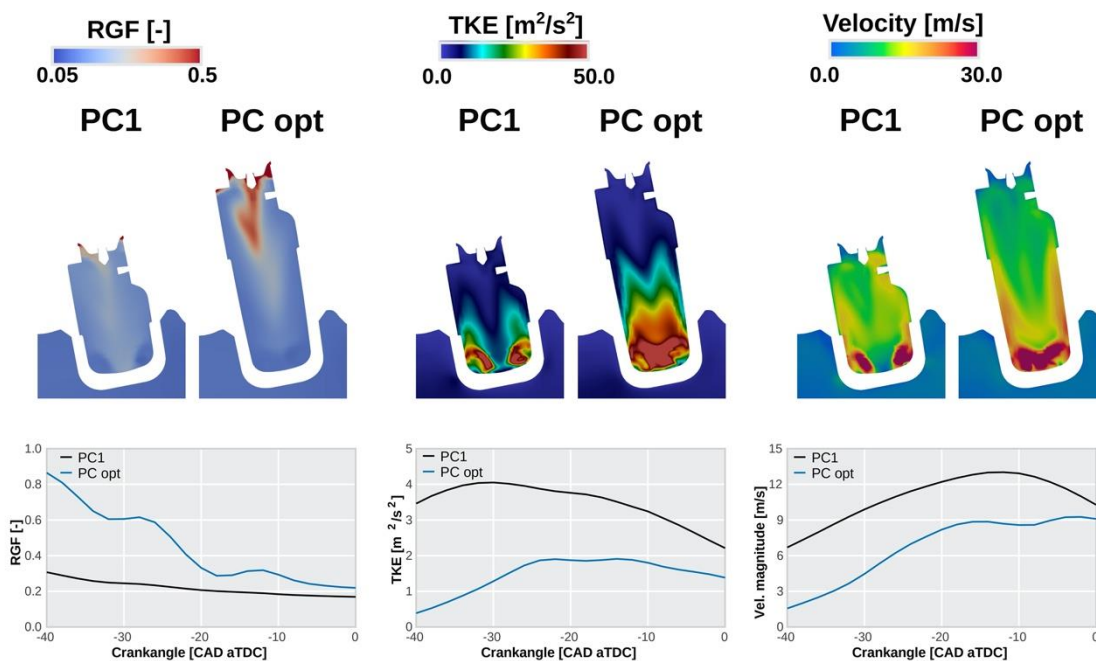


Figura 25 Análisis del campo de flujo dentro de la pre-cámara.

Una vez identificadas las causas que retrasan el inicio de la combustión en la pre-cámara optimizada, se buscaron otras soluciones de diseño para mejorar esta situación y solucionar este problema. Siempre tratando de mantener los parámetros de diseño obtenidos en las fases 1 y 2. Se llegaron a dos alternativas para reducir los residuales en la zona de los electrodos. En primer lugar, se hizo un estudio sobre la posición del electrodo dentro de la pre-cámara. En la Figura 26 se muestran los resultados obtenidos tras hacer un barrido con la posición del electrodo como variable.

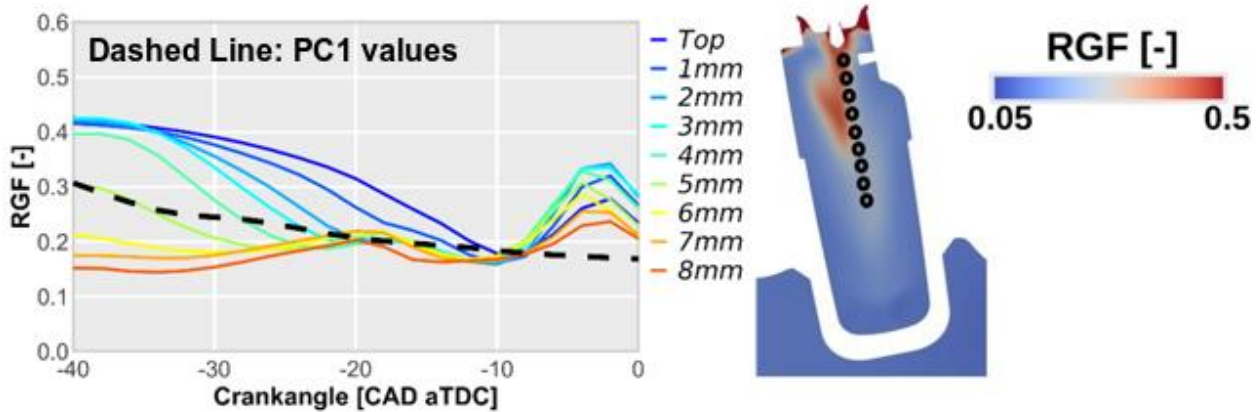


Figura 26 Barrido de la posición del electrodo.

La posición inicial de referencia del electrodo es el marcado como “Top” en la imagen y las distintas curvas representan la fracción de gases residuales en el monitor de 1 mm^3 conforme se baja el electrodo 1 mm más respecto a la posición de referencia. Como puede verse, la cantidad de residuales en la zona próxima a la chispa se reduce a medida que el electrodo baja respecto a la posición de referencia. En el gráfico, la línea negra muestra la fracción de gases residuales que tiene la pre-cámara de referencia. La contrapartida es conocida por distintos trabajos disponibles en la bibliografía: la presurización de la pre-cámara, y por lo tanto las características de los chorros, se comprometen a medida que el electrodo está más cerca de los orificios de la pre-cámara. Por tanto, es necesario llegar a una solución de compromiso, que en este caso fue bajar 7 mm (con respecto a su posición original) ya que, como se puede observar en la figura 30, se obtenía una fracción significativamente menor de residuales sin comprometer en exceso la combustión en la pre-cámara.

Por otro lado, la segunda solución que se evaluó fue añadir un orificio axial orientado hacia los electrodos en la base de la pre-cámara, con el objetivo de tratar de “limpiar” mejor esa zona. Hay que destacar un aspecto muy importante que se tuvo en cuenta. Al añadir un agujero más, se cambió la configuración de la pre-cámara y se pasó de tener seis orificios a tener siete, pero manteniendo siempre el área total del paso. Con lo cual, se redujeron el diámetro de los orificios radiales a 0.8 mm para añadir un agujero axial en la base de 1 mm de diámetro.

En la Figura 27 se muestra una visualización de la pre-cámara optimizada frente a la pre-cámara optimizada con el orificio axial, de la misma forma que antes, se tiene una imagen del momento en el que salta la chispa y una gráfica con la evolución temporal de los residuales en el monitor de 1 mm^3 ubicado en los electrodos. Se puede observar cómo al añadir un agujero axial en la dirección del electrodo, se consigue reducir notablemente la fracción de residuales en avances del encendido relativamente grandes (de -30 a -40 CAD). Esto es un aspecto clave cuando se requieren diluciones con EGR altas pues se debe adelantar bastante el instante de la chispa para lograr un buen fasado de la combustión en la cámara principal. Además, en la visualización también se observa una mejora sustancial en la estratificación de estos residuales, logrando que la zona inferior de la pre-cámara tenga una mayor concentración de gases frescos.

Por tanto, una combinación de las dos soluciones evaluadas puede ser muy interesante desde el punto de vista de la mejora del fasado de la combustión en la pre-cámara y el incremento de la tolerancia del concepto a dilución con EGR y atraso del salto de la chispa.

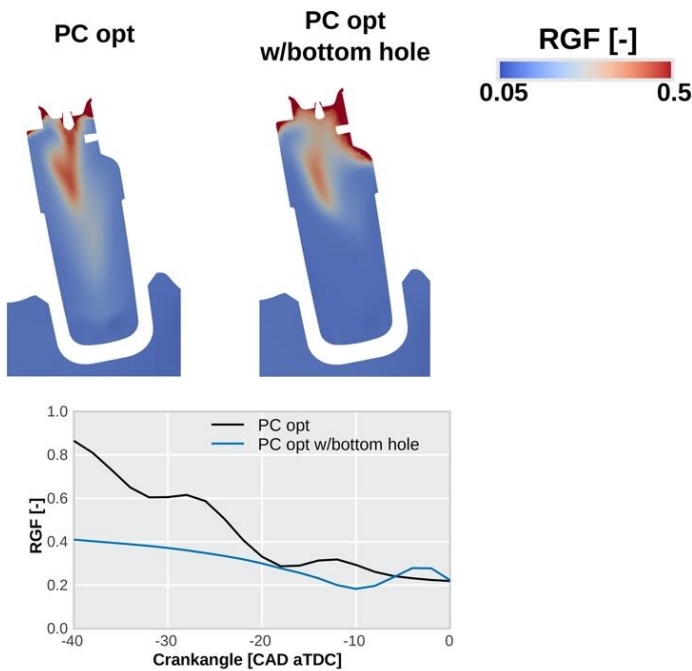


Figura 27 Campo de residuales en la pre-cámara optimizada con y sin el agujero axial.

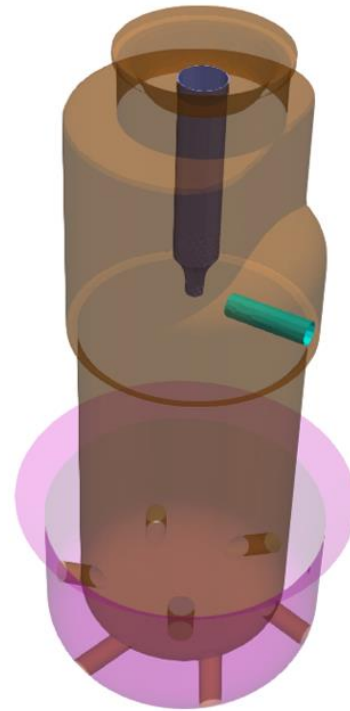


Figura 28 Diseño pre-cámara optimizada dos.

Finalmente se propuso el modelo de pre-cámara mostrado en la Figura 28. El nuevo diseño consta de siete orificios de los cuales seis son radiales con un diámetro de 0.8 mm y el séptimo situado en la parte inferior de la pre-cámara y con 1 mm de diámetro. Asimismo, la nueva pre-cámara optimizada también cuenta con el electrodo 7 mm por debajo de su posición original.

4.4 Proceso iterativo entre fases

Con las soluciones evaluadas en el apartado anterior y llegado al nuevo diseño de pre-cámara descrito anteriormente, se han podido identificar e intentar mejorar los problemas del diseño básico obtenido al aplicar las Fases 1 y 2. El objetivo de este apartado es comprobar el funcionamiento de este nuevo diseño frente a la pre-cámara de referencia, viendo así si este va a cumplir con las hipótesis de fasado y duración de la combustión en la pre-cámara. Del mismo modo que antes, se muestran una serie de gráficas que representan los resultados de la pre-cámara de referencia y la pre-cámara con el nuevo diseño (PC Opt 2). La Figura 29 se muestran los resultados para el punto de funcionamiento de alta carga y alto régimen mientras que en la Figura 30 se muestran los de baja carga y bajo régimen de giro.

A alta carga se aprecia que la nueva pre-cámara sigue teniendo buenas prestaciones, logrando mantener un buen fasado y duración de combustión en la pre-cámara que resultan en un flujo de cantidad de movimiento similar al de la referencia. Cabe remarcar que este diseño se ha generado para aumentar la tolerancia a la dilución y al retraso de la chispa, por lo que no necesariamente deben aumentar las prestaciones frente al primer diseño propuesto, pero si mantenerse en un rango razonablemente bueno.

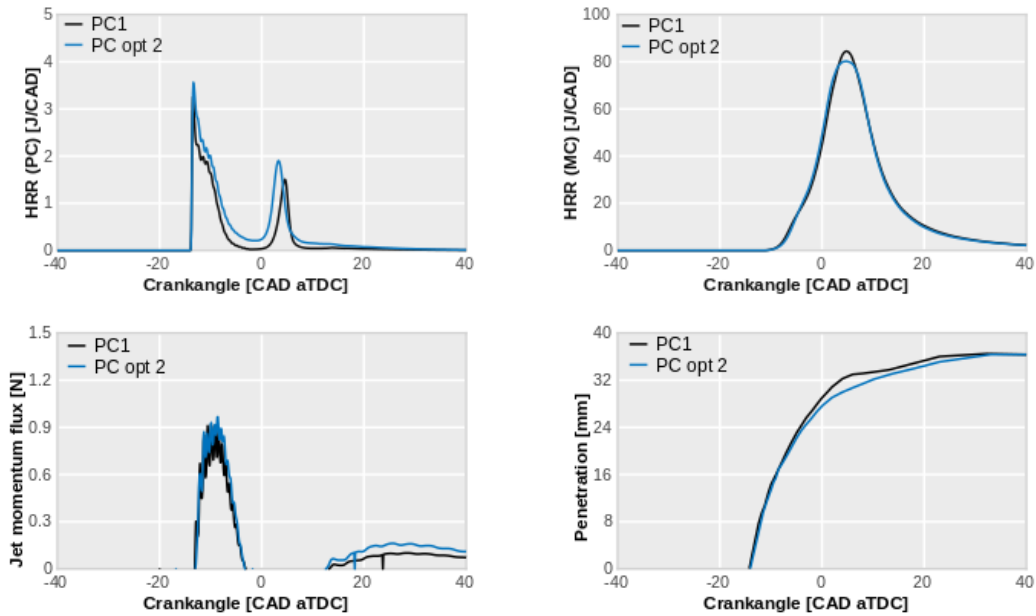


Figura 29 Evaluación de la pre-cámara en condiciones de alta carga.

Centrándonos en el punto de baja carga donde los problemas de incumplimiento de hipótesis eran evidentes, se ha planteado el mismo estudio que en el punto anterior. Como ya se ha visto en la Figura 24, la ley de liberación de calor en la pre-cámara comienza con cierto retraso comparando con la de referencia. En cambio, con el nuevo diseño (PC opt 2), se consigue adelantar el inicio de la combustión en la pre-cámara (ver Figura 30). Este inicio adelantado de la combustión en la pre-cámara también genera un avance de la combustión en la cámara principal. Esto puede tener ventajas considerables en términos de la dispersión ciclo a ciclo. Al reducir el tiempo entre el inicio de la combustión en ambas cámaras, también se reduce la posibilidad de que ocurran fenómenos que puedan generar alta dispersión cíclica. Sin embargo, aunque el problema del fasado se ha resuelto, las prestaciones de los chorros han disminuido significativamente frente al diseño originalmente propuesto (PC opt). Se puede observar que, tras la implementación de las soluciones propuestas, el flujo de cantidad de movimiento por orificio y la penetración del chorro han empeorado y ya no se ven ventajas considerables frente a la pre-cámara referencia.

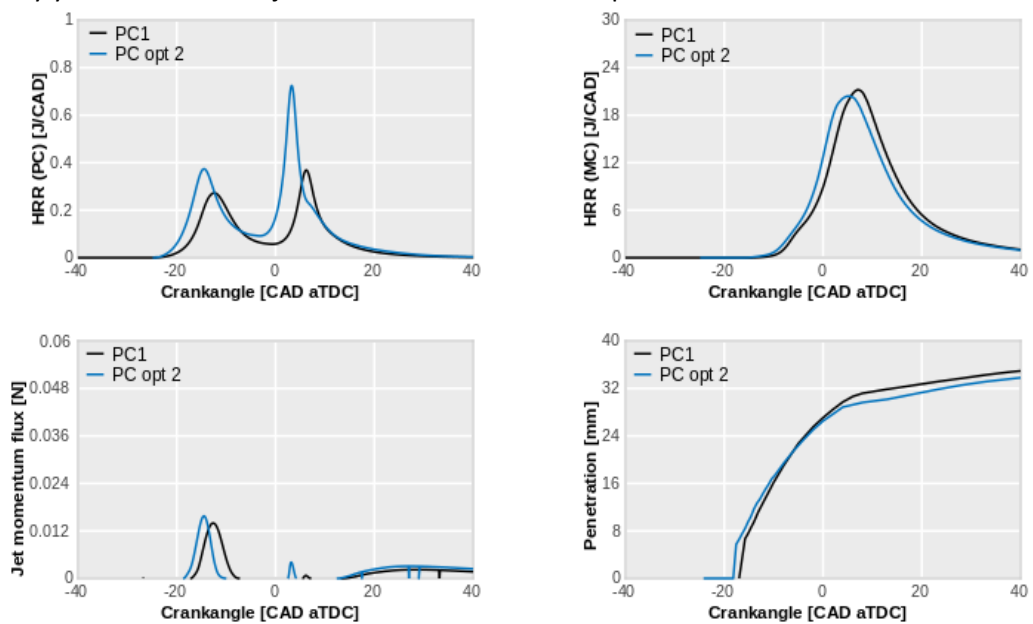


Figura 30 Evaluación de la pre-cámara en condiciones de baja carga.

El motivo detrás de esta pérdida de prestaciones en los chorros es la misma combinación que ayudo a corregir el problema de fasado. Al bajar los electrodos no se logra presurizar la pre-cámara de la misma forma, y al reducir el diámetro de los orificios radiales para agregar axial también se compromete el gasto que pasa por estos orificios.

Para poder visualizar este último efecto, se volvieron a calcular las Fases 1 y 2 con la nueva configuración (6+1 orificios) para analizar el impacto del nuevo diseño sobre el t^* . En la Figura 31, a la izquierda se ha incluido el mapa para baja carga obtenido para el primer diseño de pre-cámara, esta consta con seis agujeros de 0.9 mm de diámetro. A la derecha se tiene el mapa para el nuevo diseño con una configuración de seis agujeros de 0.8 mm de diámetro y uno de 1 mm de diámetro. Se puede ver como la posición relativa dentro del mapa de la pre-cámara no varía ya que se ha mantenido constante el volumen y el área total de paso de los orificios. Solamente se ha cambiado la configuración de los orificios por lo que, el valor de t^* es el que cambia significativamente en ambos mapas, es decir la escala de color.

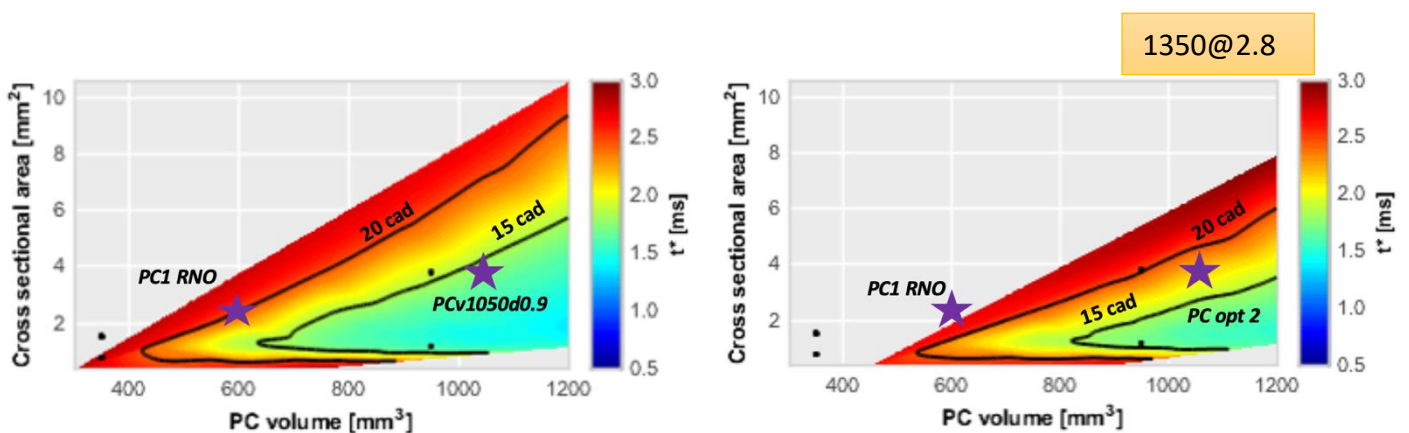


Figura 31 Mapas t^*

Estudiando los mapas de la Figura 31, se observa como para la nueva configuración (PC opt 2), el valor de t^* aumenta y los chorros de este diseño tardan más tiempo en llegar a la pared. Teniendo en cuenta que no se pueden realizar más acciones sobre la estrategia de bajar los electrodos para corregir la perdida de flujo de cantidad de movimiento, se intentó corregir la perdida de flujo de cantidad de movimiento atribuida a la adición del orificio axial con el número total de orificios. De esta forma, considerando que el modelo de acción de ondas usado en la Fase 1 no tiene en cuenta la distribución espacial de los orificios (solo considera la cantidad y el diámetro de cada uno), se propuso un diseño coherente la configuración original de 6 orificios de 0.9mm.

Así se llegó a un tercer diseño de pre-cámara con solamente de cinco agujeros radiales, en lugar de seis, más el orificio axial inferior, todos del mismo diámetro. Esta configuración combina las prestaciones que se tienen al añadir un agujero axial, sin comprometer el flujo de cantidad de movimiento que se tiene en los orificios radiales.

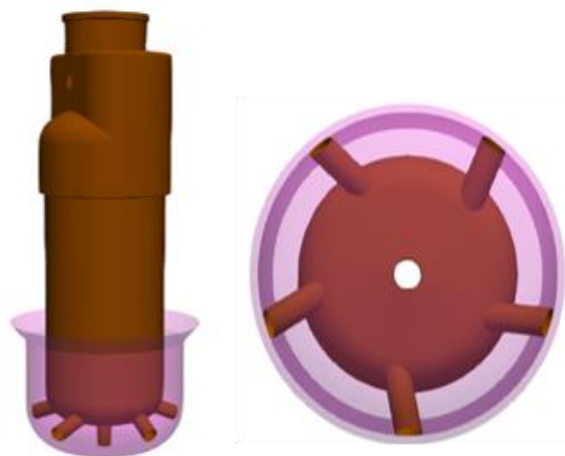


Figura 32 Diseño de pre-cámara optimizada 3.

Finalmente, se evaluaron las últimas dos configuraciones de pre-cámara, es decir, PC opt 2 con seis orificios radiales y uno axial más grande y PC opt 3 con cinco orificios radiales y uno axial del mismo tamaño, frente a la pre-cámara de referencia PC1. Los resultados de este estudio se muestran en la Figura 33. Analizando las curvas de la pre-cámara 2 y 3, se observa como en los cuatro campos relevantes mostrados en las gráficas, el último diseño creado es mejor que la configuración de referencia, por lo que, el diseño mostrado en la Figura 32 es el que mejores prestaciones ofrece, siendo el mejor diseño obtenido con la aplicación de la metodología propuesta.

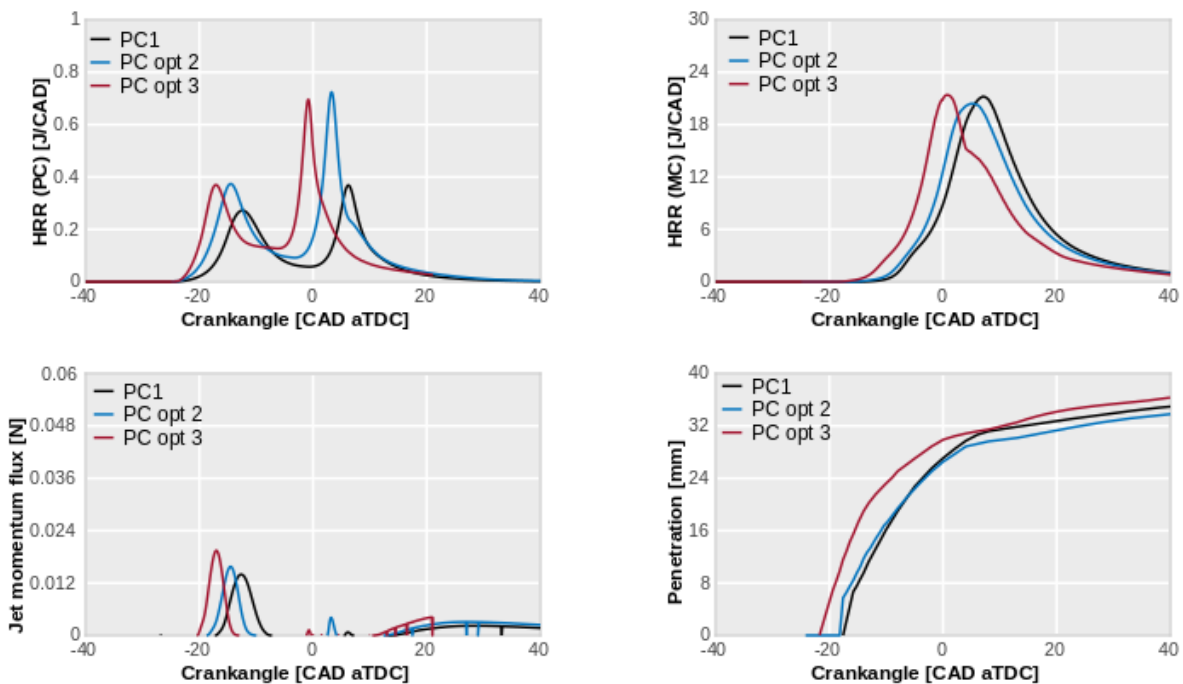


Figura 33 Estudio comparativo de las dos pre-cámaras diseñadas frente a la de referencia.

4.5. Verificación de la dispersión cíclica mediante simulaciones LES

En este punto hemos sido capaces de encontrar un diseño optimizado de pre-cámara que ofrece unas mejores prestaciones en términos de encendido, pero debido a las limitaciones del modelo CFD no es posible verificar si el diseño propuesto va a ser más o menos tolerante a la dispersión cíclica; siendo uno de los aspectos críticos para garantizar la operación del concepto en condiciones de chispa retrasada y como dilución. Por tanto, en esta última etapa de la investigación se procedió a evaluar, al menos de forma cualitativa, la estabilidad de la combustión de la nueva pre-cámara.

Hasta el momento, el modelo de turbulencia que se había empleado en las simulaciones era un modelo RANS, descrito en el apartado de herramientas (Capítulo 2), ya que las escalas de turbulencia estimadas con este modelo son suficientes para asegurar una reproducción fiable de los parámetros globales del proceso de combustión en el motor. Sin embargo, cuando se quieren analizar fenómenos más detallados como la dispersión cíclica, se debe recurrir a modelos que puedan resolver ciertas escalas turbulentas que condicionan la estabilidad de la combustión en sus fases iniciales. Con este propósito se ha utilizado un modelo LES, también descrito en el apartado de herramientas.

El principal problema de hacer simulaciones con modelos de turbulencia LES es la capacidad computacional. Estos modelos requieren de mallas muy finas, las cuales generan millones de celdas en el dominio computacional causando que el tiempo de cálculo aumente significativamente. Una simulación de un solo ciclo para la geometría completa del motor utilizando este modelo puede tardar meses. Más aun, para poder analizar la dispersión cíclica se deben estudiar múltiples ciclos. Sin embargo, si consideramos que las causas principales de la CCV vienen atribuidas por los cambios en el perfil de combustión dentro de la pre-cámara, se puede elaborar una metodología para estimar esta dispersión cíclica simulando solo la región de la pre-cámara. Considerando que esta región es solo un 2% del volumen de la cámara de combustión (al punto muerto superior), el número de celdas se reduciría significativamente, y se podrían utilizar tamaños característicos de mallas LES sin tener un coste computacional tan elevado.

En base a esta idea se generó la geometría mostrada en la Figura 34, donde se muestra el nuevo dominio computacional considerando solo la pre-cámara. Para poder simular múltiples ciclos se tomaron los perfiles de presión y temperatura en el cilindro de los arrastres (ciclos de llenado y vaciado sin combustión) obtenidos de cálculos URANS, y se impusieron como condición de entrada en los agujeros de la pre-cámara. De esta manera se puede reproducir el movimiento del flujo generado por la fuerza de compresión del pistón. Las simulaciones se inician tomando los valores de presión y temperatura al punto muerto inferior (PMI) y se calculaban durante toda la carrera de compresión y expansión, inicializando nuevamente las composiciones de las especies en el siguiente PMI para emular el proceso de combustión. Se simulaban varios ciclos no reactivos a partir de los cuales se realizan las simulaciones de combustión.

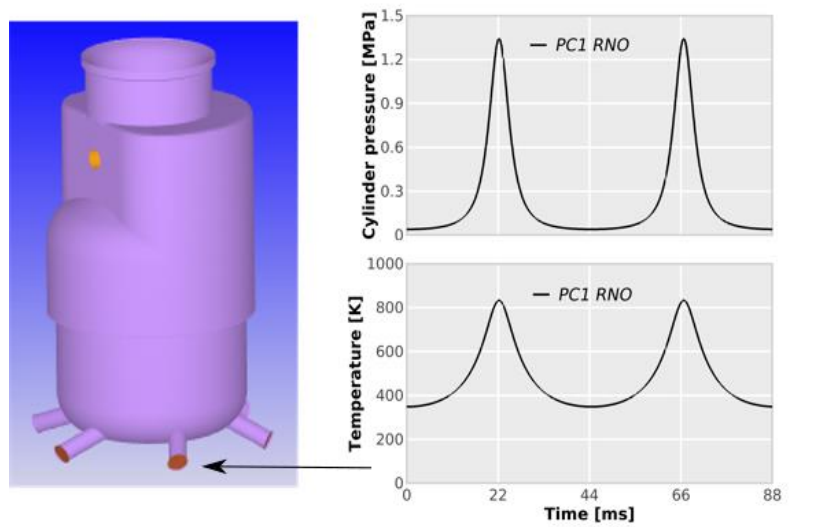


Figura 34 Configuración para las simulaciones LES.

Este procedimiento se hizo para ambas pre-cámaras (la referencia y la optimizada 3) a condiciones de baja carga y bajo régimen de giro, considerando dos instantes para el salto de la chispa, uno cercano al referencia en condiciones estequiométricas, y otro más atrasado. Esto permitirá verificar la tolerancia de la nueva pre-cámara al retraso de la chispa en condiciones críticas para la activación del catalizador.

Considerando que la CCV se evalúa para los parámetros indicados del motor y que en estas simulaciones no es posible obtener estos parámetros (puesto que solo se simula la combustión en la pre-cámara), faltaba definir un parámetro con el cual evaluar la dispersión cíclica. Uno de los fenómenos que pasa desapercibido en este sistema de ignición es la asimetría con la cual se puede generar la combustión. Si consideramos que la llama puede llegar a cada agujero en distintos

instantes de tiempo, se eyectarían unos chorros antes que otros, lo cual podría generar que en ciertos ciclos hayan apagados de llama por una presurización temprana de la cámara principal. De esta manera, se definió un tiempo característico (τ) que caracteriza lo que tarda la llama en llegar a cada agujero en cada ciclo.

Los resultados de este estudio se muestran en la Figura 35, donde se han simulado 5 ciclos de combustión para cada pre-cámara para los dos tiempos de chispa. En estas gráficas se puede apreciar como varía la combustión no solo ciclo a ciclo, sino también agujero a agujero. Una separación grande entre curvas indica que hay una dispersión significativa ciclo a ciclo, mientras que una separación grande entre los puntos de una misma curva indica que la llama está llegando a algunos agujeros antes que a otros.

Analizando las gráficas de la parte superior, donde se está considerando un tiempo avance del encendido estándar, se puede observar que cualitativamente ambas pre-cámaras tienen niveles de dispersión similares. Salvo por un ciclo en particular, la mayor parte de los ciclos en ambos casos parecen seguir la misma tendencia y presentando también pequeñas diferencias agujero a agujero.

No obstante, el resultado más interesante viene de la comparación de las gráficas inferiores, que corresponden a un tiempo de chispa retrasado. En este caso, la diferencia entre las curvas de la pre-cámara de referencia es bastante mayor, cumpliendo la tendencia observada en los ensayos experimentales.

Sin embargo, considerando la pre-cámara optimizada, los niveles de dispersión son mucho menores tanto ciclo a ciclo como agujero a agujero, indicando que esta nueva pre-cámara será más tolerante al atraso de la chispa. A excepción del agujero número 6, correspondiente al agujero axial, la llama parece llegar a los orificios radiales en tiempos similares, generando una ignición simétrica de la cámara principal que contribuirá a la estabilidad del proceso de combustión en esta. Con este resultado, el diseño propuesto parece ser un buen candidato para mejorar los problemas de embargo, la pre-cámara optimizada muestra niveles de dispersión mucho menores tanto ciclo a ciclo como agujero a agujero en este tiempo de chispa, indicando que esta nueva pre-cámara será más tolerante al atraso de la chispa. A excepción del agujero número 6, que es el correspondiente agujero axial, la llama parece llegar a los orificios radiales en tiempos similares, generando una ignición simétrica de la cámara de combustión ciclo a ciclo. Con este resultado, el diseño propuesto parece ser un buen candidato para mejorar los problemas de dispersión observados en condiciones de baja carga. Por tanto, el siguiente paso natural en la investigación es la fabricación de la pre-cámara para su posterior evaluación en el motor.

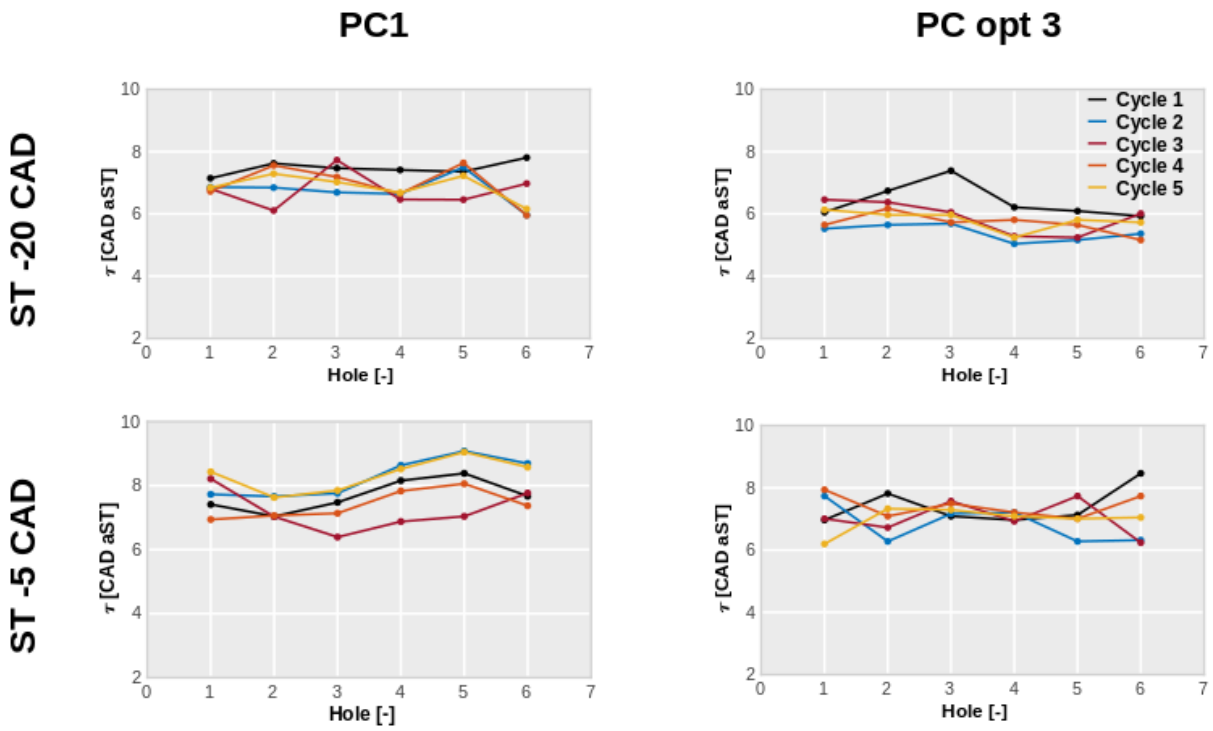


Figura 35 Evaluación de la dispersión cíclica para ambas pre-cámaras con dos tiempos de chispa distintas.

Capítulo 5

Conclusiones

Contenido

- 5.1 Conclusiones
 - 5.2 Trabajos futuros
-

5.1 Conclusiones

En este trabajo de investigación se ha desarrollado una metodología numérica para el diseño del sistema de encendido por pre-cámara en motores de encendido provocado para automoción. Con el objetivo final de contribuir en la mejora de este tipo de motores térmicos, el método tiene en cuenta tanto factores que afectan al rendimiento como la reducción de emisiones contaminantes para cumplir las normativas anticontaminación actuales. Una vez desarrollada una metodología y expuesto los resultados obtenidos, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

La metodología se basa en distintas herramientas de simulación de distinto grado de complejidad, permitiendo explotar al máximo las prestaciones de cada una de ellas por separado y contribuyendo de forma positiva al proceso global de diseño. Esto permite reducir el tiempo de diseño de forma notable, factor clave en el entorno extremadamente competitivo de la industria automovilística. En este sentido, es posible encontrar la combinación óptima de volumen y área de paso de los orificios de la pre-cámara para un funcionamiento óptimo en las condiciones más críticas de operación.

En este caso en concreto, se ha conseguido evaluar de forma rápida una gran cantidad de diseños básicos para encontrar una pre-configuración óptima que cumple con las restricciones impuestas, mejorando el rendimiento de una pre-cámara de referencia (fases 1 y 2). Tras algunas iteraciones y con ayuda del modelo CFD (fase 3) ha sido posible refinar esta configuración básica hasta encontrar el diseño final que asegura un buen comportamiento en todas las condiciones consideradas. Por último, se ha realizado un estudio para verificar que el diseño obtenido cumple con las expectativas no solo en términos de rendimiento sino también en términos de estabilidad ciclo a ciclo de la combustión, siendo ambos aspectos los más críticos para el funcionamiento de este sistema de ignición.

Por otra parte, los resultados obtenidos, siendo debidamente validados con experimentos realizados en motor, han permitido también entender mejor el sistema de encendido por pre-cámara pasiva y su funcionamiento básico.

Los resultados muestran que el volumen de la pre-cámara debe aumentarse significativamente respecto a la pre-cámara de referencia (de 600 mm^3 a 1050 mm^3). Del mismo modo, el diámetro de los orificios debe aumentarse de 0.7 a 0.9 mm para incrementar el área de paso entre ambas cámaras. Además, la distribución geométrica de los orificios debe cambiarse, manteniendo el número total de orificios y su diámetro, pero pasando uno de los orificios radiales a una orientación axial a la pre-cámara que "limpie" la zona de los electrodos. Por último, la posición relativa de los electrodos debe bajarse 7 mm desde la posición original (en la parte superior de la pre-cámara).

5.2 Trabajos futuros

Considerando todos los aspectos anteriores, el concepto TJI operado con GNC se posiciona como una prometedora tecnología, en la que invertir recursos en investigación y prosperar en la misma dirección hacia su aplicación en vehículos comerciales. El siguiente paso natural en la investigación sería la fabricación de la pre-cámara optimizada para evaluar su comportamiento y rendimiento en el motor y compararla con la pre-cámara de referencia, validando la robustez y precisión de la metodología desarrollada. Además, la aplicación a otros motores y/o restricciones como operación con altos niveles de dilución serian estudios interesantes a realizar en el futuro.

Documento II

Presupuesto

Presupuesto

Contenido

1. Introducción
 2. Coste de la mano de obra directa
 3. Amortización de equipos y licencias de software
 4. Coste material fungible
 5. Presupuesto total
-

1.Introducción

En el presente capítulo se va a exponer el coste de ejecución material del proyecto. El documento comprende todas las fases que comprende un proyecto. Por una parte, los diseños de los experimentos y el plan de ensayos con su post-procesado y análisis, y por otra parte la elaboración de los ensayos. El coste total será la suma de los materiales y equipos utilizados y la mano de obra en horas de trabajo teniendo en cuenta a cada especialista involucrado.

Al encontrarse en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València, no ha sido necesario adquirir ningún otro material o equipo de los que ya estaban disponibles. Por lo tanto, el presupuesto se ha calculado en función de la amortización aplicable a cada uno de dichos equipos utilizados. Asimismo, no se considera el valor de los elementos que componen los sistemas propios de la sala, como las instalaciones de abastecimiento de agua, de climatización, de seguridad, de suministro de combustible, eléctrico, etc. De la misma forma que con los componentes constructivos de la sala, ya que todos ellos estaban disponibles desde que se construyó el edificio donde está situada la sala de ensayos. Tampoco se han tenido en cuenta los costes de las pre-cámaras, puesto que al ser el objeto del proyecto son suministradas por la empresa contratante.

Los datos utilizados para el cálculo han sido obtenidos del manual del procedimiento para la contratación de personal del Instituto de Investigación CMT, aportado por el jefe de personal gerente de dicho instituto. La unidad monetaria empleada es el Euro.

2. Coste de la mano de obra directa

Este grupo de costes engloba el gasto del personal que está involucrado en el proyecto. Será valorado por fracción de tiempo de cada uno de los diferentes grupos de trabajadores, siendo la unidad del precio €/h.

En el proyecto han trabajado tres categorías diferentes de personal, cada uno de ellos con unos costes diferentes pero el cálculo del coste horario es el mismo para los tres grupos:

1. Ingeniero Industrial: realización de ensayos, análisis y tratamiento de datos.
2. Técnico superior de laboratorio: montaje y desmontaje, mantenimiento, apoyo durante la realización de ensayos.
3. Operario de laboratorio.

▪ **Ingeniero industrial:**

- Horas anuales trabajadas:

$$\frac{\text{Semanas totales}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (vacaciones)}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (festivas)}}{\text{año}} =$$

$$= 26 - 2 = 24 \text{ Semanas}_{\text{trabajadas}}/\text{año}$$

Semana laboral = 38 horas/semana

24 semanas/año · 38 horas/semana = 912 horas/año

- Salario bruto anual: 17433,5 €/año
- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23,6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23,6 \cdot 17433,5}{100} = 4114,31 \text{ €/año} \quad \boxed{\text{SÉP}}$$

- Coste total anual del trabajador:

Coste total = Salario bruto + Coste seguridad social

Coste total = 17433,5 + 4114,31 = 21547,81 €/año

- Coste horario:

$$\text{Coste horario} = \frac{\text{Coste total trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{21547,81}{912} = 23,63 \text{ €/hora}$$

▪ **Técnico superior de laboratorio:**

- Horas anuales trabajadas:

$$\frac{\text{Semanas totales}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (vacaciones)}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (festivas)}}{\text{año}} =$$
$$= 26 - 2 = 46 \text{ Semanas}_{\text{trabajadas}}/\text{año}$$

Semana laboral = 38 horas/semana

24 semanas/año · 38 horas/semana = 912 horas/año

Salario bruto anual: 9820,67 €/año

- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23,6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23,6 \cdot 9820,67}{100} = 2317,68 \text{ €/año}$$

- Coste total anual del trabajador:

Coste total = Salario bruto + Coste seguridad social

Coste total = 9820,67 + 2317,68 = 12138,35 €/año

- Coste horario:

$$\text{Coste horario} = \frac{\text{Coste total trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{12138,35}{912} = 13,31 \text{ €/hora}$$

▪ **Operario de laboratorio:**

- Horas anuales trabajadas:

$$\frac{\text{Semanas totales}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (vacaciones)}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas (festivas)}}{\text{año}} =$$
$$= 26 - 2 = 24 \text{ Semanas}_{\text{trabajadas}}/\text{año}$$

Semana laboral = 38 horas/semana

24 semanas/año · 38 horas/semana = 912 horas/año

- Salario bruto anual: 6636 €/año
- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23,6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23,6 \cdot 6636}{100} = 1566,1 \text{ €/año} \quad \begin{matrix} \boxed{1} \\ \text{SEP} \end{matrix}$$

- Coste total anual del trabajador:

Coste total = Salario bruto + Coste seguridad social

Coste total = 6636 + 1566,1 = 8202,1 €/año

- Coste horario:

$$\text{Coste horario} = \frac{\text{Coste total trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{8202,1}{912} = 9 \text{ €/hora}$$

Todo esto queda resumido en la siguiente tabla:

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio	Coste parcial
1.2.1.1	Ingeniero industrial	Horas	157	23,63	3709,91
1.2.1.2	Técnico superior de laboratorio	Horas	85	13,31	1131,35
1.2.1.3	Operario de laboratorio	Horas	85	9	765
Coste de mano de obra directa					5606,26

Tabla P 1 Coste mano de obra

3. Amortización de equipos y licencias de software

Coste de amortización de los equipos que han sido utilizados durante los ensayos para este proyecto. Se considera una amortización lineal a diez años para los equipos y sistemas, según marcan las directrices del séptimo programa marco de la Unión Europea para la investigación (EU-FP7). Los equipos utilizados para los ensayos son todos de última generación ya que se necesita una buena resolución de medidas.

Para calcular el coste por la utilización de los equipos se ha tenido en cuenta la amortización de cada uno de ellos. En este caso se ha utilizado en las expresiones un tiempo de 10 años. Las expresiones son:

- **Amortización:**

$$a = \frac{Vc - Vr}{n}$$

Donde:

Vc: Valor de compra (€)

n: Período de amortización (años).

Vr: Valor residual al cabo del periodo de amortización (€)

- **Tasa horaria:**

$$Th = \frac{a + m}{h}$$

Donde:

m: Mantenimiento (€/año), coste tanto en mano de obra como en materiales empleados.

a: Amortización (€/año)

h: Horas anuales trabajadas (1.748 horas/año).

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio(€/horas)	Coste parcial (€)
1.2.2.1	Sistema de admisión	Horas	90	8.17	735.30
1.2.2.2	Sistema de escape	Horas	90	0.34	30.60
1.2.2.3	Sistema de refrigeración y lubricación	Horas	90	0.84	75.60
1.2.2.4	Sistema de combustible	Horas	90	0.98	88.20
1.2.2.5	Horiba MEXA 7100 DEGR	Horas	90	10.55	949.50
1.2.2.6	Medidor de humos AVL 415	Horas	90	1.21	108.90
1.2.2.7	Blow-by AVL 442	Horas	90	0.80	72.00
1.2.2.8	Codificador angular AVL 364	Horas	90	0.39	35.10
1.2.2.9	Torquímetro	Horas	90	3.22	289.8
1.2.2.10	Freno dinamométrico AMK	Horas	90	8.77	789.30
1.2.2.11	Pinza amperimétrica	Horas	90	0.06	5.40
1.2.2.12	Sistema de adquisición de datos AVL Puma	Horas	90	13.37	1203.30
1.2.2.13	Cadena de medidas Yokogawa y osciloscopio	Horas	90	0.89	80.10
1.2.2.14	Licencias software	Horas	310	26.35	8168.5
	Cluster de alto rendimiento	Horas	310	18.30	5673.00
Coste de amortización de equipos y sistemas auxiliares					18304.60

Tabla P 2 Coste de amortización de equipos y sistemas auxiliares

Descripción	Vc (€)	Vr (€)	n (años)	a (€/año)	m (€/año)	Th (€/hora)
Sistema de admisión	95221.50	0.00	10	9522.15	4761.08	8.17
Sistema de escape	3915,71	0.00	10	391.57	195.79	0.34
Sistema de refrigeración y lubricación	9747.63	0.00	10	974.76	487.38	0.84
Sistema de combustible	11415.87	0.00	10	1141.59	570.79	0.98
MEXA 7100 DEGR y sonda NO ₂	123000.00	0.00	10	12300.00	6150.00	10.55
Medidor de humos AVL 415	14063.68	0.00	10	1406.37	703.18	1.21
Blow-by AVL 442	9375.79	0.00	10	937.58	468.79	0.80
Codificador angular AVL 364	4507.00	0.00	10	450.70	225.35	0.39
Torquímetro	37545.63	0.00	10	3754.56	1877.28	3.22
Freno dinamométrico AMK	102254.63	0.00	10	10225.46	5112.72	8.77
Pinza amperimétrica	644.95	0.00	10	64.50	32.25	0.06
Sistema de adquisición de datos AVL	155835.00	0.00	10	15583.50	7791.75	13.37
Cadena de medidas Yokogawa y osciloscopio	10415.00	0.00	10	1041.50	520.75	0.89
Clusters de alto rendimiento	251810.90	0.00	10	25181.09	6807.31	18.30

Tabla P 3 Coste horario de equipos y sistemas auxiliares

4.Coste material fungible

En este grupo de costes se ha incluido el material no amortizable que ha sido consumido y utilizado en la realización del proyecto. Estos materiales y equipos son: sensores, transductores, el combustible, aceite, filtros, agua, electricidad, etc.

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/unidad)	Coste parcial (€)
1.2.3.1	Gasoil	Litros	150	1.36	204.00
1.2.3.2	GNC	Kg	200	0.53	106.00
1.2.3.3	Filtros combustible y aceite	Unidad	2	20.00	40.00
1.2.3.4	Filtros medidores de contaminantes	Unidad	6	60.00	360.00
1.2.3.5	Energía eléctrica	kWh	2200	0.08	176.00
1.2.3.6	Aceite	Litros	5	4.24	21.20
1.2.3.9	Sensor de presión PMI	Unidad	1	2800.00	2800.00
1.2.3.10	Sensor presión de admisión	Unidad	1	2400.00	2400.00
1.2.3.11	Sensor presión de escape	Unidad	1	3200.00	3200.00
1.2.3.12	Sensor de Presión en cámara	Unidad	4	3666.70	14666.80
1.2.3.13	Inyector y reductor GNC	Unidad	1	560.00	560.00
1.2.3.14	Caudalímetro GNC	Unidad	1	2009.09	2009.09
1.2.3.15	Caudalímetro Aceite	Unidad	1	980.00	980.00
Coste material fungible					27523.09

Tabla P 4 Coste material fungible

5.Presupuesto total

Descripción	Coste (€)
Mano de obra	5606.26
Amortización de equipos y licencias de software	18304.60
Material fungible	27523.09
Presupuesto de ejecución material	51434.76
Gastos generales 13%	6686.52
Beneficio industrial 6%	3086.09
Presupuesto de ejecución por contrata	61207.37
IVA 21%	12853.55
Presupuesto base de licitación	74060.92

Tabla P 5 Presupuesto total

El presupuesto total de ejecución del proyecto asciende a setenta y cuatro mil sesenta euros con noventa y dos céntimos.

BIBLIOGRAFÍA

1. "Motores de Combustión Interna Alternativos" Payri, F. y Desantes, J.M., Editorial: Universidad Politécnica de Valencia
2. "Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines". Benajes, J., Novella, R., Gomez, J., Martínez, P., Libert, C, Dabiri, M. (2019).
3. "Performance of the passive pre-chamber ignition concept in a spark-ignition engine for passenger car applications". Benajes, J., Novella, R., Gomez, J., Martínez, P., Libert, C, Dabiri, M. (2019).
4. "Computational assesment twoards understanding the combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited turbocharged engines". J. Benajes, R. Novella,* , J. Gómez-Soriano, I. Barbery-Ávila, C. Libertb, M. Dabiri. (2019)
5. "A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays". José V. Pastor, J. Javier López, José M. García *, José M. Pastor. (2008)
6. "Effects on Cycle-to-Cycle Variations and Knocking Combustion of Turbulent Jet Ignition (TJI) with a Small Volume Pre-Chamber". SAE Paper. Jianxiong Hua, Lei Zhou, Qiang Gao, Zhonghui Feng, and Haiqiao Wei Tianjin University. (2020)
7. "Performance of the passive pre-chamber ignition concept at part-load conditions for spark-ignition engines fueled with natural gas". J. J. López, R. Novella, J. Gómez-Soriano, P. J. Martinez-Hernandiz, RNO Author 1, RNO Author 2, ... (2020)
8. "Improving the performance of the passive pre-chamber ignition concept for spark-ignition engines fueled with natural gas". J. J. López, R. Novella, J. Gómez-Soriano, P. J. Martinez-Hernandiz, RNO Author 1, RNO Author 2, ... (2020)
9. "A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays". José V. Pastor, J. Javier López, José M. García *, José M. Pastor. (2008)