



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DISEÑO DE UN MÉTODO DE ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UN MCI A TRAVÉS DE LA MEDIDA DEL RÉGIMEN INSTANTÁNEO DEL CIGÜEÑAL

AUTOR: Raúl Gómez Garrido

TUTOR: José Javier López Sánchez

Curso Académico: 2016-17

*A mi familia, pareja y amigos por el apoyo
mostrado durante todos estos años.*

Especial agradecimiento a mi tutor Jorge Valero Marco y a mi director José Javier López Sánchez por la oportunidad de trabajar en este proyecto y por toda la ayuda y la atención mostrada durante su realización. También a mis compañeros del CMT por los buenos momentos pasados y por todo lo aprendido de ellos.

Resumen:

El grupo *Renault-Francia Automóviles* en colaboración con *CMT-Motores Térmicos* ha desarrollado un revolucionario concepto de motor dos tiempos gasolina para automoción de bajo coste denominado ULCGE, del inglés *Ultra Low Cost/Consumption Gasoline Engine*. Este motor cuenta con la particularidad de funcionar con dos modos de combustión diferentes dependiendo del grado de carga, para cargas altas funciona mediante encendido provocado, como es usual en motores gasolina. Sin embargo, para cargas medias-bajas el motor opera en un modo de combustión más avanzado, autoignición controlada (CAI). El principal desafío de este tipo de combustión es su control, pues no puede utilizarse el avance de encendido para esto. Por suerte hay otros parámetros capaces de controlar la combustión, pero requieren de conocer la posición de la combustión con el fin de decidir si es necesario avanzarla o retrasarla. Tradicionalmente este control se ha realizado mediante captadores de presión, pero debido a su alto coste esta opción choca con el concepto de este motor. Sin embargo, la medida del régimen instantáneo es un dato que ya se encuentra instalado en la mayoría de los sistemas de control y su implementación es económica, ahorrando así importantes cantidades económicas.

De este modo el proyecto se embarca en la estimación de la posición y calidad de la combustión a través de las variaciones del régimen instantáneo debidas a la compresión-combustión que se produce dentro del cilindro. Para ello, en primera instancia se realizará un estudio puramente teórico, en el que se simularán ciclos en arrastre y combustión, siendo la combustión impuesta y, por tanto, de parámetros conocidos. Sobre esta información, totalmente controlada, se definirán métodos para determinar el CA50 a partir del análisis del régimen instantáneo. Posteriormente, todo lo aprendido se aplicará a los datos experimentales para tratar de demostrar la utilidad del método en motores comerciales de más de un cilindro.

Palabras clave:

Motores de combustión interna alternativos, control de la combustión, régimen instantáneo.

Resum:

El grup *Renault-França Automòbils* en col·laboració amb *CMT-Motors Tèrmics* ha desenvolupat un revolucionari concepte de motor dos temps gasolina per a automoció de baix cost denominat ULCGE, de l'anglès *Ultra Low Cost/Consumption Gasoline Engine*. Aquest motor compta amb la particularitat de funcionar amb dues maneres de combustió diferents depenent del grau de càrrega, per a càrregues altes funciona mitjançant encès provocat, com és usual en motors gasolina. No obstant açò, per a càrregues mitjanes-baixes el motor opera en una manera de combustió més avançat, autoignició controlada (CAI). El principal desafiament d'aquest tipus de combustió és el seu control, doncs no pot utilitzar-se l'avanç d'encès per a açò. Per sort hi ha altres paràmetres capaços de controlar la combustió, però requereixen de conèixer la posició de la combustió amb la finalitat de decidir si és necessari avançar-la o retardar-la. Tradicionalment aquest control s'ha realitzat mitjançant captadors de pressió, però a causa del seu alt cost aquesta opció xoca amb el concepte d'aquest motor. No obstant açò, la mesura del règim instantani és una dada que ja es troba instal·lat en la majoria dels sistemes de control i la seua implementació és econòmica, estalviant així importants quantitats econòmiques.

D'aquesta manera el projecte s'embarca en l'estimació de la posició i qualitat de la combustió a través de les variacions del règim instantani degudes a la compressió-combustió que es produeix dins del cilindre. Per a açò, en primera instància es realitzarà un estudi purament teòric, en el qual es simularan cicles en arrossegament i combustió, sent la combustió imposada i, per tant, de paràmetres coneguts. Sobre aquesta informació, totalment controlada, es definiran mètodes per a determinar el CA50 a partir de l'anàlisi del règim instantani. Posteriorment, tot l'apropòsit s'aplicarà a les dades experimentals per a tractar de demostrar la utilitat del mètode en motors comercials de més d'un cilindre.

Paraules clau:

Motors de combustió interna alternatius, control de la combustió, règim instantani.

Abstract:

The *Renault-France Automobiles* group in collaboration with *CMT-Thermal Engines* has developed a revolutionary two-stroke gasoline engine concept for low-cost automotive called *ULCGE (Ultra Low Cost/Consumption Gasoline Engine)*. This engine has the peculiarity of operating two different combustion modes depending on the load degree, for high loads it works as a spark-ignition (SI), usual in gasoline engines. However, for medium and low loads the engine operates in a more advanced combustion way, *controlled autoignition (CAI)*. The main challenge of this type of combustion is its control, since the ignition advance can not be used for this. Fortunately, there are other parameters capable to control combustion, but it is needed to know the combustion position in order to decide if it is necessary to advance or delay it. Traditionally this control has been made by pressure sensors, but due to its high cost this option conflicts with the concept of this engine. However, the measurement of the instantaneous speed is already installed in most of the control systems and its implementation is economical, thus saving big economic amounts.

In this way, the goal of the project is the estimation of the position and quality of the combustion through the analysis of the instantaneous speed fluctuations due to the compression-combustion taking place inside the cylinder. To do this, in first place a purely theoretical study will be carried out, in which cases with and without combustion will be simulated, where all the parameters will be imposed and, therefore, known. With this fully controlled information, the methods to determinate the CA50 will be defined from the instantaneous speed analysis. Subsequently, everything learned will be applied to the experimental data in order to demonstrate the utility of the method in commercial engines with more than one cylinder.

Key words:

Internal combustion engine (ICE), combustion control, instantaneous speed

Índice de contenidos

Resumen:.....	VI
Resum:.....	VIII
Abstract:	X
DOCUMENTO I: MEMORIA	
Capítulo 1: Introducción.....	1
1.1. Motivación del proyecto	2
1.2. Antecedentes del proyecto	2
1.3. Objeto del proyecto	3
Capítulo 2: Marco teórico	5
2.1. Introducción a los MCIA	6
2.1.1. Componentes y parámetros básicos de un MCIA	6
2.2. Clasificación de los MCIA.....	8
2.2.3. Clasificación según tipos de proceso de combustión.....	8
2.2.2. Clasificación según ciclo de trabajo.....	9
2.3. Combustión en los MCIA	12
2.3.1. Combustión en motores MEP	12
2.3.1. Combustión en motores MEC	16
2.4. Transformada de Fourier.....	17
2.4.2. La transformada de Fourier para señales discretas	19
Capítulo 3: Descripción de las herramientas y de la instalación.....	21
3.1. ULCGE	22
3.1.1. Configuración de la sala de ensayos	22
3.1.2. Descripción de los elementos constructivos.....	23
3.2. K9K (Renault 4T diésel).....	26
3.3. Software matemático Matlab	30
Capítulo 4: Metodología.....	31
4.1. Introducción	32
4.2. Trabajo previo con modelos teóricos.....	32
4.3. Transferencia de los conocimientos teóricos a los casos experimentales sobre el prototipo monocilíndrico ULCGE	32
4.4. Comprobar la viabilidad de los resultados	32

Capítulo 5: Resultados.....	33
5.1. Introducción	34
5.2. ULCGE.....	35
5.2.1. Introducción	35
5.2.2. Trabajo previo	37
5.2.3. Estudio de la señal.....	40
5.2.4. Estudio del freno motor y los efectos vibratorios ocasionados por la elasticidad del conjunto	43
5.2.5. Arrastre.....	47
5.2.6. Desarrollo de un método para la estimación del parámetro CA50 a partir del régimen experimental.....	53
5.2.7. Otros estudios	57
5.3. K9K.....	65
5.3.1. Introducción	65
5.3.2. Adquisición y tratamiento de la señal en el banco de ensayos	65
5.3.3. Desarrollo y optimización del modelo teórico para obtener el régimen instantáneo a través de la ley de presiones registrada o generada	72
5.3.4. Obtención de la FQL y el parámetro CA50 experimentales.....	76
5.3.5. Estudio de la relación entre los parámetros AlphaRef y CA50 en el marco teórico	77
5.3.6. Desarrollo del método para la determinación del CA50 a partir del régimen instantáneo en el marco experimental.....	79
5.4. Restricciones del método.....	81
Capítulo 6: Conclusiones	83
Bibliografía	85
DOCUMENTO II: PRESUPUESTO	
1. Introducción	89
2. Desglose de las unidades de obra	89
2.1. Coste de amortización 1: Amortización del equipo informático	89
2.2. Unidad de obra 1: Programación	90
2.3. Unidad de obra 2: Análisis de resultados.....	91
3. Presupuestos parciales.....	91
4. Presupuesto de ejecución material del proyecto, por contrata, y presupuesto base de licitación.	92

DOCUMENTO I:
MEMORIA



Capítulo 1: Introducción

Contenidos:

1.1.	Motivación del proyecto	2
1.2.	Antecedentes del proyecto	2
1.3.	Objeto del proyecto	3

1.1. Motivación del proyecto

A pesar de la crisis económica y política que ha azotado a la comunidad internacional durante los últimos años, algunos países, como la República de la India, tienen un mercado en pleno crecimiento. Esto justifica el aumento de las necesidades de sus consumidores, incluyendo la necesidad de transporte tanto a nivel nacional como internacional. Sin embargo, pese al auge económico en el que se encuentran, el poder adquisitivo de la media nacional sigue siendo bajo, y en este contexto nace el proyecto ULCGE (Ultra Low Cost Gasoline Engine) que nos ocupa, llevado a cabo por el grupo Renault-Francia Automóviles en colaboración con el grupo CMT – Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Dicho proyecto se centra en el estudio y desarrollo de un revolucionario motor dos tiempos (2T) gasolina compacto y de bajo coste, en lugar del tradicional motor 4T empleado por la mayoría de fabricantes de automóviles. Dada la mayor sencillez de estos motores se espera poder ofertar un vehículo utilitario económico y de tamaño reducido que cubra estas necesidades respetando los límites legales de emisiones.

Este motor cuenta con la particularidad de emplear, a cargas medias-bajas, un modo de combustión más avanzado, estable, y eficiente (y por tanto menos contaminante) al convencional, denominado “Autoignición Controlada” CAI (Controlled Auto-Ignition). Este método permite al motor mejorar sus prestaciones, sin embargo, su inconveniente es el control “in situ” funcionando en este modo, pues no puede utilizarse el avance de encendido para controlar la posición de la combustión, y por tanto es necesario desarrollar un nuevo método que permita realizar este control de un modo rápido, sencillo y económico.

De hecho, el control y análisis de la combustión es uno de los factores más importantes, pues es el principal proceso dentro de los motores en torno al cual giran el resto de variables y parámetros. Dentro del control de la combustión el parámetro CA50, ángulo del cigüeñal en el cual un 50% de la masa inyectada en el cilindro ha sido quemada, nos permite conocer el posicionamiento de la combustión. Ésta es una medida muy útil, cuya monitorización en tiempo real nos permite un mejor control sobre la combustión. Tradicionalmente este parámetro se ha obtenido mediante captadores de presión en cilindro, pero debido a su alto coste esta opción sería inviable en motores comerciales. Sin embargo, el régimen instantáneo es más fácilmente obtenible ya que se obtiene a partir de una rueda fónica o dentada (elemento ya disponible o más fácil de implementar y más duradero que los captadores de presión). Es por ello que se ha decidido estimar la posición de la combustión en base a un parámetro robusto, como es el CA50, a partir del régimen instantáneo, ahorrando así importantes cantidades económicas en control.

Con esta premisa, el proyecto se embarca en el estudio y desarrollo de las metodologías necesarias para la estimación del CA50, basándose en las variaciones del régimen instantáneo debidas a la compresión-combustión producidas en el cilindro.

1.2. Antecedentes del proyecto

Esta investigación, dada su extensión y complejidad, ha sido desarrollado a través de diversos proyectos, siendo este el trabajo con el que se da por finalizada la investigación. Por tanto, es necesario referenciar y comentar los aspectos trabajados y avanzados por anteriores compañeros.

El proyecto se inició con el estudio del método a implementar para obtener el régimen instantáneo medido experimentalmente sobre el motor ULCGE. Una vez obtenida la señal se ha estudiado la frecuencia de corte aplicada al filtro que elimina el ruido de la señal, de manera que la señal resultante sea lo más consistente respecto a la original posible. Con los datos medidos y almacenados de manera que se pueda trabajar con ellos, se obtuvieron los primeros resultados respecto a ciertas relaciones entre el parámetro CA50 y el régimen instantáneo en el marco experimental. Todo esto fue realizado por Jose Oltra y se recoge en la referencia [1].

Tras esto, llegó el turno de Mayeul Adam [2] y de Juan Carlos Pérez [3]. Tras los resultados obtenidos del trabajo de Jose Oltra, se decidió variar la metodología y comenzar estudiando la relación en el marco teórico, a través de modelos teóricos del motor, para estudiar el comportamiento ideal del motor y de la relación, y extrapolar lo aprendido posteriormente a los datos experimentales. Por tanto, comenzaron desarrollando una rutina que genera leyes de presiones en función de una ley de calor de Wiebe para la geometría del motor ULCGE. Tras esto desarrollaron un método capaz de calcular el régimen instantáneo basándose en esta ley de presiones, o en una ley medida experimentalmente. Fue entonces cuando, a través de estos estudios teóricos, se observó la buena correlación entre el parámetro AlphaRef (expuesto en el apartado de resultados) obtenido del régimen y el parámetro CA50. Sin embargo, la metodología necesaria para obtener estos resultados se complicó en el marco experimental, donde entran en juego ciertas variables no introducidas en el modelo teórico por complejidad y arbitrariedad (como la actuación del freno motor o de los fenómenos vibratorios elásticos del conjunto).

Es aquí donde encuentra el punto de partida el presente proyecto, en el que se ha pretendido encontrar las variables que le sustraen la robustez al método en el marco experimental para eliminarlas y conseguir que la buena relación observada en el marco teórico se aplique al marco experimental, para, de este modo, validar un método capaz de predecir el parámetro CA50 a partir del régimen instantáneo.

1.3. Objeto del proyecto

Una vez se ha comprendido la motivación que ha iniciado el proyecto y las labores desempeñadas hasta el inicio de este trabajo, se intuye de manera más simple el objeto del proyecto.

Este no es otro que el de obtener un método capaz de controlar la combustión en tiempo real, empleando para ello un sistema económico y eficaz implementable a cualquier motor instalado en vehículo o en un banco de ensayos en un laboratorio de bajos recursos.

De este modo se definen las restricciones que limitan los márgenes de desarrollo del proyecto para asegurar la consecución del objetivo como:

- **Implementación:** El método empleado debe de poder ser implementado en cualquier motor convencional sin aumentar de manera elevada el coste de este o de su mantenimiento, empleando siempre que esto sea posible material que ya se incluya en prácticamente cualquier motor comercial, o cuyo coste de implementación sea mínimo.
- **Robustez:** Aunque el problema que ha originado el proyecto es concreto del motor ULCGE, se busca que el método desarrollado pueda emplearse en cualquier motor independientemente de su morfología, ciclo de trabajo, combustible, etc.; y además

dentro de un mismo motor, sea independiente de las características del punto ensayado.

- Rapidez: El método buscado debe de poder emplearse para el control en tiempo real del motor, y por tanto debe de procesarse de la manera más rápida posible, evitando cualquier proceso que ralentice la estimación.

Por tanto, se puede concluir con que el objeto del presente proyecto es la consecución de un proceso capaz de controlar la calidad y posición de la combustión independientemente del motor empleado, haciendo uso para ello de elementos económicos y realistas respecto a los que constituyen un motor comercial montado en vehículo, para que de este modo el método sea implementable en el sistema de control del motor tanto si éste se encuentra instalado en un vehículo, como si lo está en una sala de ensayos de un laboratorio de bajos recursos, en cuyo caso el empleo de captadores de presión no sea posible.

Capítulo 2: Marco teórico

Contenidos:

2.1.	Introducción a los MCIA	6
2.1.1.	Componentes y parámetros básicos de un MCIA.....	6
2.2.	Clasificación de los MCIA.....	8
2.2.3.	Clasificación según tipos de proceso de combustión	8
2.2.2.	Clasificación según ciclo de trabajo.....	9
2.3.	Combustión en los MCIA	12
2.3.1.	Combustión en motores MEP	12
2.3.1.	Combustión en motores MEC.....	16
2.4.	Transformada de Fourier.....	17
2.4.2.	La transformada de Fourier para señales discretas.....	19

El objetivo del presente capítulo es presentar al lector los conocimientos teóricos básicos necesarios para el correcto entendimiento del proyecto. Se busca de este modo explicar de manera breve los conceptos fundamentales necesarios, sin entrar en detalles innecesarios y explicaciones extensas, remitiéndose a las referencias respectivas de cada apartado para una lectura y una comprensión más extensa de lo aquí tratado.

Por tanto, se ha comenzado exponiendo el elemento principal del proyecto, el motor de combustión interna alternativo, junto a las principales características de este relacionadas con la metodología y los resultados expuestos. Tras esto se han expuesto los conocimientos básicos necesarios relacionados con otras ramas para comprender ciertos resultados, como los desarrollos de Fourier.

2.1. Introducción a los MCIA

El motor de combustión interna alternativo, en adelante MCIA o motor, ha sido uno de los elementos generadores de energía más influyente desde su invención, principalmente en automoción. Esto no es arbitrario pues estos motores permiten una infinidad de soluciones constructivas que le confieren la capacidad de adaptarse a prácticamente cualquier uso y potencia requerida. Además, cuentan con un rendimiento térmico muy aceptable y permiten el uso de combustibles con una muy elevada densidad energética, permitiéndoles una gran autonomía difícilmente superable con las tecnologías actuales.

Como definición general este puede describirse como una máquina que emplea un fluido térmico con el cual, a través de una combustión en su interior, realiza un movimiento rectilíneo que se transforma en rotativo mediante el uso de un sistema biela-manivela.

Sin embargo, esta es una definición muy simple sobre estas máquinas, por lo que a continuación se pasara a describir sus componentes y parámetros principales para facilitar la futura comprensión de los resultados, y acto seguido se clasificara según el tipo de combustión empleado (provocada o por compresión) y el tipo de ciclo (cuatro tiempos o dos tiempos), dado que este proyecto ha empleado dos motores mediante los cuales se han englobado todos estos conceptos.

2.1.1. Componentes y parámetros básicos de un MCIA

En este punto se describirán los parámetros y componentes básicos que todo MCIA comparte, para posteriormente explicar las componentes específicas de cada tipo de MCIA. Estos se clasifican en tres tipos: geométricos, de funcionamiento y parámetros indicados y efectivos.

- **Parámetros geométricos:**

Son aquellos parámetros que definen geoméricamente las dimensiones de los elementos principales del motor, y por tanto comunes a cualquier motor. Todos los MCIA cuentan esquemáticamente con una camisa cilíndrica que alberga un pistón, el cual soporta el trabajo realizado por el fluido de trabajo, y transmite el movimiento alternativo al sistema biela-manivela. Este a su vez transmite este movimiento al eje motriz del sistema a través del cigüeñal, mostrados en la figura 2.1.

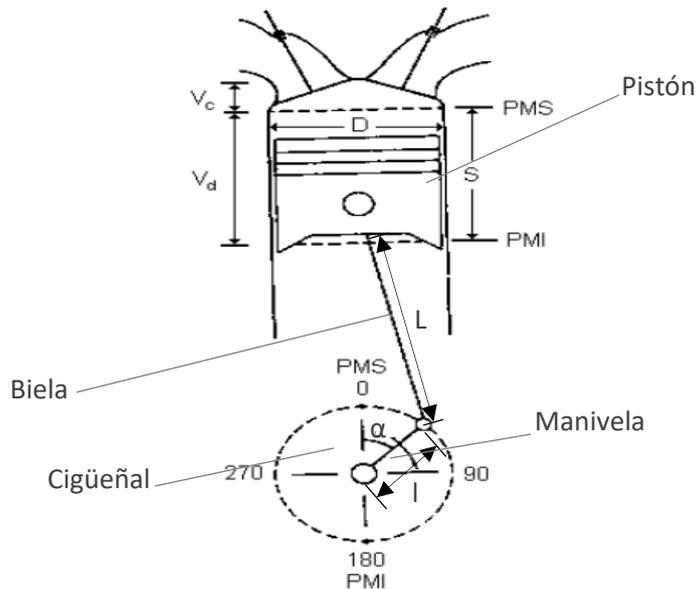


Figura 2.1: Representación de los elementos geométricos básicos de un MCI [1]

En base a esta esquematización se definen los parámetros geométricos como:

- Diámetro del cilindro: D
- Carrera del pistón: S
- Relación carrera-diámetro: S/D
- Longitud de la manivela: l
- Longitud de la biela: L
- Sección del pistón: $A_p = \pi D^2 / 4$
- Cilindrada unitaria: V_D . Volumen desplazado desde el PMS al PMI
- Número y diámetro de válvulas: N_v y D_v . Se disponen en la parte superior de la camisa, se busca maximizar la superficie total de estas para mejorar la respiración del MCI.
- Posición del cigüeñal: α . Son los grados que ha girado el cigüeñal desde el PMS¹.
- Volumen cámara de combustión: V_c . Es el volumen cuando el pistón está en el PMS
- Numero de cilindros: z
- Cilindrada total: $V_T = zV_D$
- Relación de compresión: $r = \frac{V_D + V_c}{V_c}$

● Parámetros de funcionamiento:

Aquí se incluyen los parámetros que permiten definir su estado operativo, dada la extensión de este apartado se mencionaran tan solo los parámetros empleados en los resultados, remitiéndose a la referencia bibliográfica [1] para una comprensión más extensa.

- Régimen(n): Es la velocidad angular registrada sobre el cigüeñal. Se relaciona con la velocidad lineal del pistón (c_m) como $c_m = 2Sn$
- Masa inyectada (m): Es la masa de combustible (mf) o aire (ma), medida en kg por cm^3 y cilindro.
- Poder calorífico inferior (PCI): Es el calor liberado durante la combustión completa y perfecta por unidad de masa del combustible, asumiendo que el agua producto de la combustión no condensa.

¹ En el apartado de resultados, en el caso del K9K el PMS se coloca sobre 360°, por lo que se medirá respecto al inicio de la admisión (0°). En el resto de casos el origen (0°) se encontrará en el PMS.

- **Parámetros indicados y efectivos:**

Caracteriza las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Como en los puntos anteriores solo se define lo empleado en resultados (en este caso la PMI).

- **Presión media indicada (PMI o IMEP):** Presión constante que durante una carrera produce un trabajo igual al trabajo indicado (W_i : Trabajo producido en el ciclo cerrado p-V teniendo solo en cuenta el lazo positivo; figura 2.2) Este parámetro permite por tanto cuantificar la calidad de la combustión.

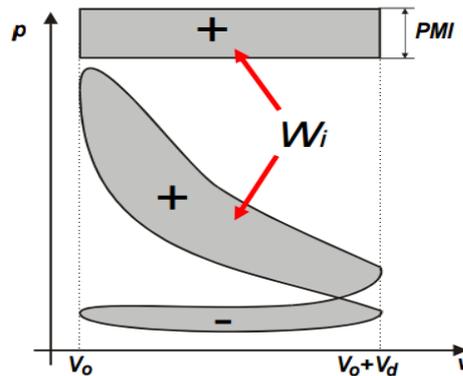


Figura 2.2: Representación del ciclo indicado y de la presión media indicada

Cabe destacar que la diferencia entre los parámetros indicados y efectivos radica en que, mientras que los parámetros indicados se calculan en base a las condiciones medidas en la cámara de combustión, los efectivos son los disponibles en el eje de salida, es decir, tienen en cuenta pérdidas por fricción y el accionamiento de elementos auxiliares.

2.2. Clasificación de los MCIAs

Una vez introducidos los MCIAs y vistos los parámetros comunes que los definen, se pasa a continuación a exponer brevemente las diferentes configuraciones más empleadas y que se han utilizado a la hora de realizar los ensayos y mostrar los resultados. Para ello los separaremos en función del ciclo desarrollado y en función del combustible empleado.

2.2.3. Clasificación según tipos de proceso de combustión

En este apartado nos encontramos con dos posibilidades de funcionamiento del MCIAs, ambas empleadas durante el desarrollo del proyecto, las cuales se detallan a continuación. Es relevante indicar que entre ambos existen múltiples diferencias no indicadas por simplificar el texto.

- **Motores de encendido provocado: MEP**

En este tipo de MCIAs el encendido se produce aportando energía externa al ciclo termodinámico, que normalmente se realiza mediante una chispa entre los electrodos de la bujía. En este preciso momento se inicia la combustión por lo que para que esta sea lo más eficiente posible la combustión deberá de iniciarse en el momento adecuado.

En estos la combustión la mezcla de aire y combustible puede realizarse fuera del cilindro durante la admisión (mezcla homogénea) o puede introducirse solo el aire en esta fase y el combustible durante la compresión (inyección directa o mezcla estratificada).

Debido a todo esto, el proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama iniciado en la bujía que recorre la cámara de combustión.

- Motores de encendido por compresión: MEC

En estos motores la combustión se produce por autoencendido de la mezcla, para lo que es necesario obtener temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión mediante la compresión. Para controlar el inicio de la combustión en este tipo de motor, se introduce solamente aire durante la admisión, y se inyecta el combustible sobre el final de la carrera de compresión, cuando se ha alcanzado la temperatura necesaria para que se produzca el autoencendido.

Debido a lo expuesto, a diferencia de los MEP, en estos motores la mezcla es heterogénea, y la combustión se inicia en las zonas en las que las condiciones son adecuadas, con preferencia donde el dosado es cercano al estequiométrico. Por tanto no existe una zona definida donde se produce la combustión, si no que existen múltiples frentes de llama cuya evolución depende de la ley de inyección del combustible inyectado y la mezcla con el aire. El nombre más extendido de estos es el de motor Diesel.

2.2.2. Clasificación según ciclo de trabajo

Los MCI pueden funcionar con dos tipos de ciclo diferentes dependiendo fundamentalmente del tipo de renovación de la carga empleado, es decir escape y admisión.

- Motores de cuatro tiempos (4T)

En este tipo de motores el ciclo de trabajo se desarrolla en dos vueltas del cigüeñal, es decir en cuatro carreras del embolo, de donde procede su nombre.

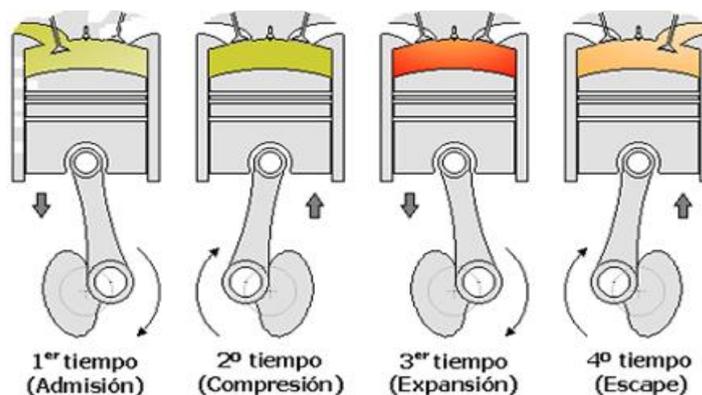


Figura 2.3: Representación de las fases de un motor cuatro tiempos [2]

Los procesos que tienen lugar son los siguientes (figura 2.3):

- Admisión [0º-180º]: Con las válvulas de admisión abiertas y el escape cerrado el pistón comienza a descender desde el PMS hacia el PMI. De este modo se genera una depresión en el interior del cilindro que permite la entrada de gases por el conducto de admisión

(pudiendo ser aire o una mezcla aire-combustible dependiendo del tipo de motor). Esta fase dura hasta que el pistón alcanza el PMI, cerrándose las válvulas de admisión.

- Compresión [180°-360°]: Con las válvulas cerradas, el embolo comienza su movimiento desde el PMI hacia el PMS, comprimiendo el fluido encerrado en el cilindro. Es hacia el final de esta carrera cuando se produce el salto de la chispa o se inyecta el combustible para provocar la combustión.
- Expansión [360°-540°]: La combustión produce un aumento de presión, entre otros efectos, que provoca el empuje del émbolo por parte de los gases, provocando su desplazamiento desde el PMS hacia el PMI. Es este desplazamiento el causante de la generación de trabajo por parte del motor.
- Escape [540°-720°]: Una vez se alcanza el PMI, se abren las válvulas de escape y el pistón comienza a desplazarse hacia el PMS, lo que provoca la evacuación de los gases quemados hacia el exterior. Una vez alcanza el PMS se cierran las válvulas y se inicia un nuevo ciclo.

Esta es la descripción ideal del ciclo, sin embargo, en la realidad nos encontramos con la necesidad de modificar los momentos de apertura y cierre de válvulas junto al instante del inicio de la combustión, debido principalmente a fenómenos inerciales, la compresibilidad del aire y la imposibilidad de realizar la combustión a volumen constante, de modo que estos se realizan con adelantos y retrasos respecto al PMS y al PMI.

Siguiendo la secuencia anterior se definen del siguiente modo (figura 2.4):

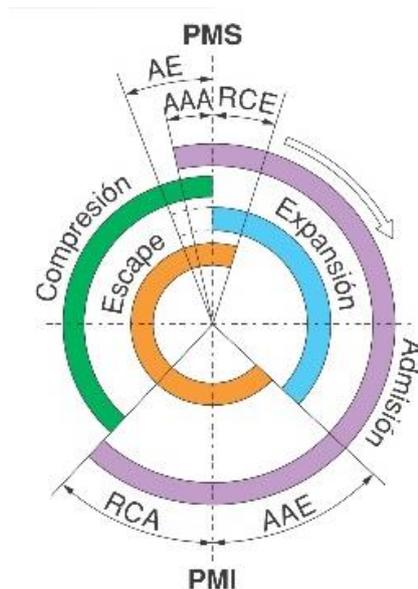


Figura 2.4: Diagrama de distribución de un motor cuatro tiempos. [2]

- Avance en la apertura de admisión (AAA): Es el ángulo girado por el cigüeñal desde el momento en el que se inicia la apertura de la admisión hasta el PMS.
- Retraso en el cierre de admisión (RCA): Es el ángulo girado desde el PMI hasta que se cierra la válvula de admisión.
- Avance al encendido (AE) o de la inyección (AI): Ángulo girado por el cigüeñal desde la chispa o la inyección hasta que el pistón alcanza el PMS.

- Avance en la apertura de escape (AAE): Ángulo girado desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el PMI.
- Retraso y cierre de escape (RCE): Ángulo girado desde el PMS hasta el cierre del escape.
- **Motores de dos tiempos (2T)**

A diferencia de en el caso de los cuatro tiempos, estos motores son capaces de realizar el ciclo en tan solo dos carreras del pistón, es decir en 360º del cigüeñal.

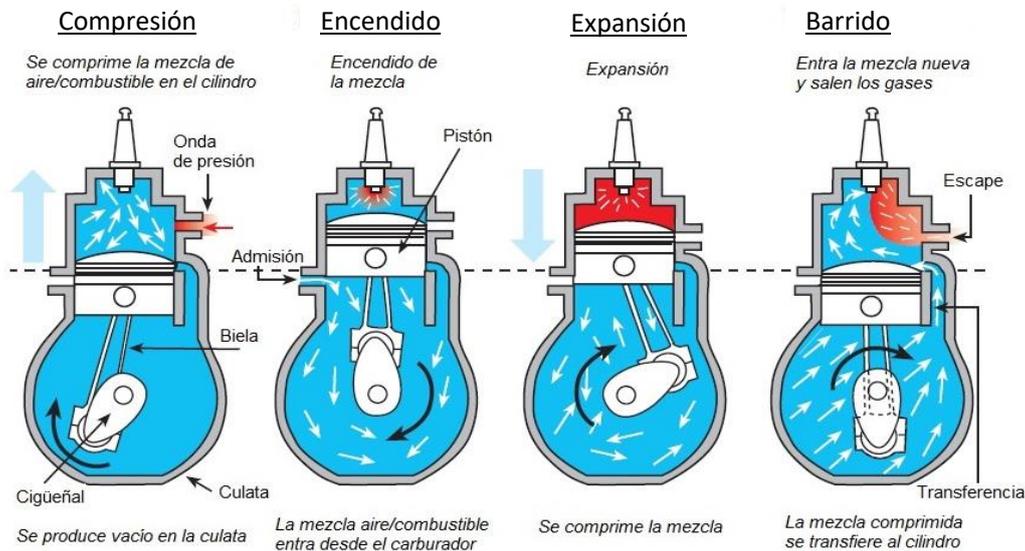


Figura 2.5: Representación de las fases de un motor 2T

Los procesos que suceden en el motor son idénticos a los del caso 4T, solo que en este tienen una menor duración. En el caso de la compresión y el encendido son idénticos al caso 4T, sin embargo son la expansión y el barrido los que incluyen la principal diferencia en el proceso de renovación de la carga. En esta parte, denominada barrido, tal y como se observa en la figura 2.5 los procesos de admisión y escape suceden al mismo tiempo. Esto se debe a que no es el pistón quien renueva la carga, sino que son los propios los gases frescos, a mayor presión que los gases en el cilindro, los que empujan a estos últimos hacia el escape.

El escape puede realizarse de dos formas, por apertura y cierre de válvulas como en el caso 4T, o por aperturas en el cilindro, denominadas lumbreras, que se descubren con el propio movimiento del pistón.

Para la admisión de gases frescos es necesario que un compresor o el propio cárter compriman estos para que, de este modo, sean capaces de introducirse y expulsar a los gases de escape. Esto puede realizarse mediante válvulas o lumbreras (el caso de la figura 2.5).

De lo anterior se sigue la coexistencia de dos tipos de distribuciones en función de la solución adoptada para la admisión y el escape. En aquellos en los que la apertura y cierre de las lumbreras se controla por la posición del pistón el barrido será simétrico (figura 2.6.a). Sin embargo, en aquellos en los que se empleen válvulas de escape o barridos por cárter (que independiza la apertura de las lumbreras de la posición del pistón) esta será asimétrica (figura 2.6.b) y de mayor eficiencia (como es el caso del ULCGE estudiado más adelante).

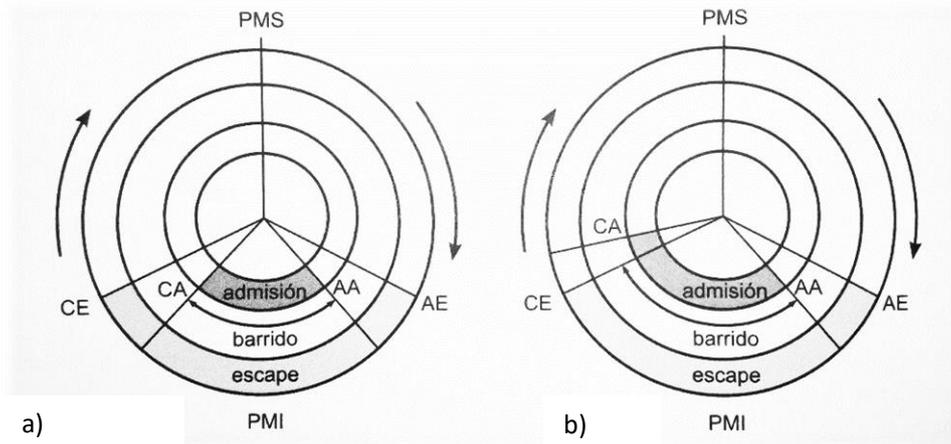


Figura 2.6: Diagrama de distribución de un motor 2T: a) Simétrico, b) Asimétrico. [1]

Como conclusión a este punto, hay que destacar de nuevo que los conceptos expresados se han descrito de forma resumida y poco detallada, por lo que se vuelve a recomendar la lectura de la referencia bibliográfica [1] para una mejor comprensión de estos aspectos.

2.3. Combustión en los MCIA

Una vez se han refrescado los conceptos básicos sobre las diferentes tipologías de los MCIA, se pasa a continuación a exponer brevemente el fenómeno más importante dentro de estos, la combustión. Este fenómeno es el causante del desplazamiento del pistón y por ende de la generación del trabajo, por lo que su estudio es de relevante importancia, además de que aclarara conceptos empleados más adelante en la presentación de los resultados. Esta es muy similar entre motores 2T y 4T, variando el número de vueltas de cigüeñal necesarios para que se produzca. Sin embargo, si hay mayores variaciones a la hora de distinguir entre combustión en MEP y MEC, es por ello que esta se abordará desde ambas vertientes.

2.3.1. Combustión en motores MEP

- Combustión con mezcla homogénea

En los motores de encendido provocado, el combustible y el aire se mezclan en el sistema de admisión y se introducen en el cilindro a través de las válvulas de admisión. Dentro de este se produce la mezcla de los gases introducidos junto a los residuales de la combustión anterior y tras esto se comprimen. Tal y como se ha indicado anteriormente, una vez la compresión está llegando a su fin se inicia la combustión mediante el arco eléctrico provocado por la bujía (en condiciones normales). Esta inflamación del combustible que rodea la bujía se propaga mediante un frente de llama (superficie física en la que se produce la combustión y que separa la mezcla de los productos quemados) hasta alcanzar las paredes opuestas de la cámara, siendo un proceso relativamente lento. Es por tanto una propagación por deflagración, es decir a velocidades inferiores a la del sonido.

- Fases de la combustión

La identificación de las fases de la combustión marcará la posición del parámetro CA50 (ángulo para el cual se ha quemado el 50% del combustible), éste además mantiene una estrecha relación con la evolución instantánea de la presión y por tanto del régimen instantáneo,

por lo que es de gran relevancia entender su funcionamiento para la comprensión de los resultados.

Como se observa en a figura 2.7, el proceso de combustión se encuentra dividido en tres fases, las cuales definen el perfil de la presión instantánea de los gases en la cámara de combustión. Al intervalo angular del cigüeñal que define estas tres fases se le denomina ángulo de combustión (α_c).

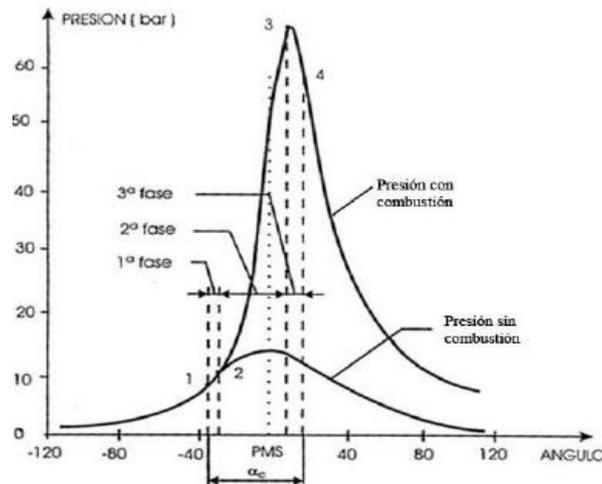


Figura 2.7: Fases de la combustión en MEP [2]

1ª fase: Tiempo de retraso: Esta fase queda definida por el tramo entre el salto de la chispa hasta que la línea de presión se separa de la que correspondería a una compresión sin combustión (es decir un arrastre²). En esta fase el frente de llama todavía se encuentra en las cercanías de la bujía, y las fracciones sin quemar apenas se comprimen por lo que la separación con la línea de compresión en arrastre es inapreciable. Corresponde a un 10% aproximadamente del α_c .

2ª fase: Fase de rápida combustión: En esta fase se quema la mayor parte del combustible, produciendo un gradiente de presión progresivamente creciente hasta alcanzar la presión máxima. Abarca prácticamente todo el α_c .

3ª fase: Fase de apagado de la llama: Comprende desde el punto de presión máxima del cilindro hasta el punto en el cual se extingue. Ocupa un 5% del α_c .

Por tanto, queda clara la importancia tanto del inicio como de la duración de la combustión para obtener una combustión centrada, y por ende el mayor rendimiento posible. Esto está muy ligado a diversos parámetros del motor, desde parámetros geométricos hasta de funcionamiento. Debido a ello es una necesidad determinar la posición de la combustión para calcular el momento del encendido óptimo.

² Queda de este modo definido el arrastre como la presión que se registraría en un ciclo con condiciones idénticas al original, solo que en este caso sin producirse la combustión. Es relevante remarcar esto por la importancia que recibe en el apartado de resultados.

- Fracción de masa quemada (FMQ) y fracción de calor liberado (FQL)

La fracción de masa quemada se define como la relación entre la masa de productos quemados y la masa total en un instante dado. Si además de este parámetro tenemos en cuenta el poder calorífico del combustible, podemos conocer la fracción de calor liberada (FQL) (figura 2.8). En base a esta es posible obtener los ángulos para los que se dan diferentes fracciones de la combustión, y por tanto posicionar esta.

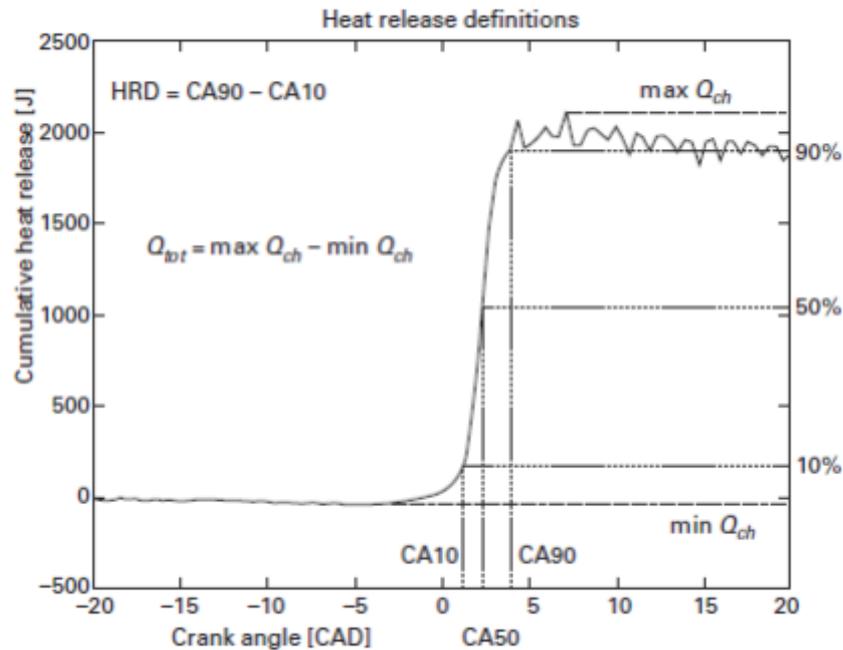


Figura 2.8: Representación del calor liberado (FQL) en función del ángulo del cigüeñal junto a algunos parámetros extraíbles de esta, como el CA50 [3]

Por ejemplo [CA90-CA10] es un parámetro empleado para estimar la duración de la combustión experimentalmente (siendo el ángulo para el cual se ha liberado el 90% y del 10% del calor respectivamente). De aquí podemos obtener por tanto el parámetro CA50, ángulo para el cual se ha liberado el 50% del calor de la reacción. Este es una medida muy consistente sobre la posición de la combustión, pues cerca de esta las diferencias angulares con porcentajes diferentes de calor liberado son mínimas, por lo que el error con el posicionamiento de la combustión en base a este parámetro es muy bajo.

- Dispersión cíclica en los MEP

Es interesante comentar este fenómeno característico de los MEP, el cual se ve claramente en el apartado de resultados dado que el motor ULCGE aparte de ser un MEP, es 2T, lo que hace de este un motor con una mayor dispersión cíclica. Sin embargo, al observar los resultados del K9K, 4T diésel, se observa la gran estabilidad de este tipo de combustión.

Esta dispersión se debe a variaciones del movimiento de la mezcla cuando salta la chispa, la cual provoca variaciones en la cantidad de aire y combustible admitido en cada ciclo, y variaciones en la proporción mezcla fresca-residuales. Esta dispersión puede ocasionar un

excesivo adelanto o retraso del encendido y dificulta en gran medida el control de la combustión, disminuyendo el rendimiento y la potencia que el motor puede ofrecer. Se muestra en la figura 2.9 esta dispersión para varios ciclos de presión en un MEP.

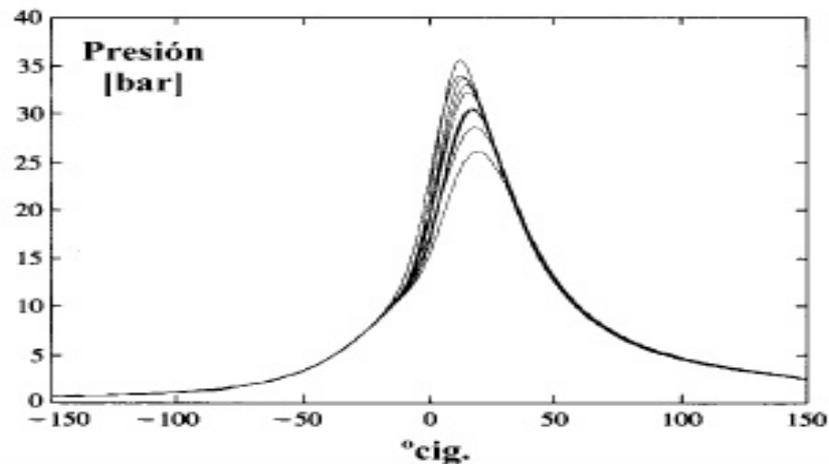


Figura 2.9: Dispersión cíclica en un MEP [4]

- Combustión CAI

Dado que el motor ensayado ULCGE funciona bajo este tipo de combustión en ciertos puntos, y a que parte del inicio de la problemática del presente proyecto se debe a la necesidad de un método para controlar la posición de la combustión en CAI, donde no se puede emplear el método de adelantar el encendido hasta el punto anterior a la aparición de picado (combustión por autoencendido incontrolada perjudicial para el motor) como en el caso del encendido provocado; se introduce en este punto el concepto de CAI.

Este modo de combustión avanzado consiste en un autoencendido controlado de la mezcla, es decir, es un modo en el cual la gasolina tiene un comportamiento similar al de un MEC, la mezcla se autoenciende debido a la compresión y a la temperatura de los gases en el cilindro, por lo que se enciende desde varios frentes al igual que cuando se produce el picado. Sin embargo, a diferencia de este último, cuando se produce una combustión CAI se controla la reactividad de la mezcla para que la combustión de esta sea más lenta y progresiva, obteniendo de este modo una combustión más eficiente y estable que con un encendido por bujía.

Utilizando una combustión CAI se consiguen por tanto mejores eficiencias dada la mayor estabilidad del proceso, y una mejora de la combustión que se traduce en menos emisiones contaminantes. Sin embargo, cuenta con el problema de que, al ser una autoignición, hay que controlar cómo y cuándo se produce ésta, siendo necesarios nuevos métodos en desarrollo distintos a los usados para un caso de encendido provocado.

Esta es una introducción muy breve a este modo de funcionamiento avanzado y complejo para facilitar al lector la comprensión sobre en qué consiste al encontrarlo durante la lectura. Para un estudio más amplio de este concepto se recomienda la lectura de la referencia [3], la cual recoge información detallada sobre las investigaciones relacionadas con este modo de combustión.

2.3.1. Combustión en motores MEC

Una vez se ha comprendido el tipo de combustión que se da en los motores MEP, se pasa a continuación a estudiar brevemente la combustión en un motor de encendido por compresión.

En este tipo de motores durante la admisión se llena el cilindro solamente de aire, y se inyecta a continuación el combustible líquido hacia el final de la compresión. En el momento en el que este chorro entra en contacto con el aire se va produciendo la reacción, por lo que existe un cierto tiempo de retraso en la aparición de la llama. La evolución de esta llama dependerá de la ley de inyección utilizada.

- Fases de la combustión

El proceso de combustión también se divide en este caso en tres fases (figura 2.10), aunque diferentes al caso MEP.

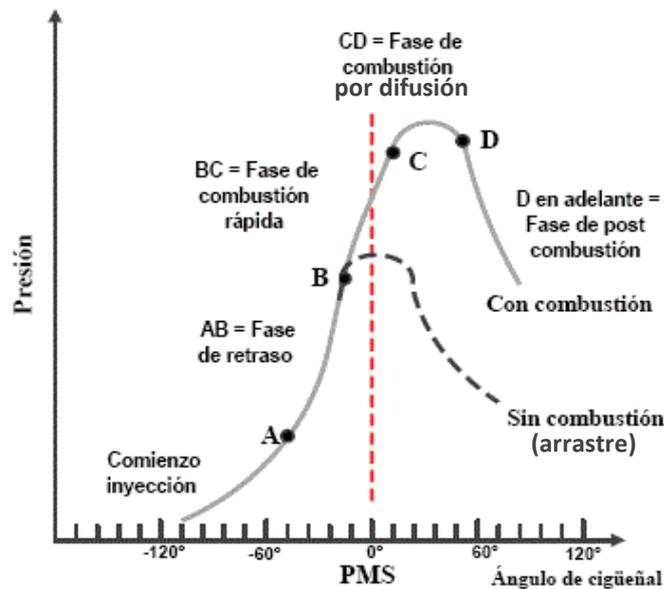


Figura 2.10: Fases de la combustión en un MEC [5]

- **1ª fase: tiempo de retraso:** Tiempo desde el inicio de la inyección hasta que se dan las reacciones necesarias para el inicio de la llama (entre 0.5 y 1 ms).
- **2ª fase: Combustión rápida:** Se quema el combustible inyectado, evaporado y mezclado previamente en el tiempo de retraso. La brusquedad del aumento de presión depende del tiempo de retraso (a más retraso más mezclado está el combustible y por tanto será mayor la cantidad que se quema), de la ley de inyección y de la calidad del chorro.
- **3ª fase: Combustión por difusión:** En esta el combustible que todavía no se ha quemado, junto con el que se sigue inyectando, se quema con una velocidad determinada por la vaporización y la mezcla de este con el aire, es decir con el oxígeno necesario para reaccionar.

Respecto a los parámetros que definen la combustión como la FQL, esta se realiza del mismo modo visto en el caso de los MEP. Hay que destacar que en este tipo de motores la estabilidad cíclica es mucho mayor a el caso de los MEP, como se observa al comparar los resultados sobre el ULCGE(MEP) y el K9K(MEC)

En conclusión, a través de la lectura de este apartado se espera que, una vez mostrados los procesos que suceden dentro de un MCIA y resumidas las principales características y soluciones empleadas en ellos, quede más clara la lectura de los siguientes puntos y se reduzcan las dudas sobre su funcionamiento. Se vuelve a destacar que se ha dado una visión muy resumida del funcionamiento de estos, y que los conceptos que involucran a estos procesos son mucho más extensos y profundos de lo expuesto, pero se espera que sea suficiente con esta breve introducción a los motores para comprender el proyecto.

2.4. Transformada de Fourier

La transformada de Fourier es una transformación matemática empleada para pasar señales del dominio temporal al frecuencial. Estas son una generalización de las series de Fourier, series que se emplean para el análisis de funciones periódicas a través de la descomposición de la función en una suma de infinitas funciones sinusoidales mucho más simples de frecuencias espaciadas múltiplos de la frecuencia fundamental de la señal original.

Por tanto, la transformada de Fourier se encarga de convertir señales periódicas en un sumatorio de funciones sinusoidales más simples en un espectro frecuencial, lo que se define como el espectro de una señal.

Sea $f(t)$ una función temporal de periodo $T = \frac{2\pi}{\omega_1}$, siendo ω_1 la frecuencia del armónico fundamental, si hacemos su desarrollo en series de Fourier queda expresada como (ecuación 2.1):

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{p=1}^{\infty} a_p \cos(\omega_p t) + \sum_{p=1}^{\infty} b_p \sin(\omega_p t)$$

Ecuación 2.1

Siendo:

$$a_p = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) a_p \cos(\omega_p t) dt$$

Ecuación 2.2

$$b_p = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) b_p \sin(\omega_p t) dt$$

Ecuación 2.3

- $\frac{a_0}{2}$ un término constante
- $\omega_p = p\omega_1 = p\frac{2\pi}{T}$ son las frecuencias del armónico número p

Esta puede también representarse en forma compleja:

$$f(t) = \sum_{p=-\infty}^{\infty} F_p e^{i\omega_p t}$$

Ecuación 2.4

$$F_p = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) e^{-i\omega_p t} dt \quad ; \quad p=0, \pm 1, \dots$$

Ecuación 2.5

Sin embargo, las señales periódicas son muy poco habituales en la práctica, y las series de Fourier mostradas son, tal y como se ha indicado, para este tipo de señales. Por ello es necesario el desarrollo de un método matemático que se ocupe de las funciones reales, es decir no periódicas. Así aparece la transformada de Fourier (TdF).

Para aplicarla, comenzamos consideramos una señal no periódica como si esta fuese de periodo infinito, con los armónicos separados entre sí un gradiente $\Delta\omega = \omega_1 = \frac{2\pi}{T}$, y definimos además $F(\omega_p)$ tal que:

$$F(\omega_p) = \frac{1}{2\pi} T F_p = \frac{F_p}{\Delta\omega} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) e^{-i\omega_p t} dt$$

Ecuación 2.6

Teniendo en cuenta la consideración $T \rightarrow \infty$, y que $\Delta\omega \rightarrow d\omega$ y $\omega_p \rightarrow \omega$, obtenemos la **transformada de Fourier** de $f(t)$ como:

$$F(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt$$

Ecuación 2.7

Y sustituyendo F_p por $F(\omega_p)$ en la ecuación 2.4, obtenemos la **inversa de la transformada de Fourier**:

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) e^{i\omega t} d\omega$$

Ecuación 2.8

Podemos por tanto, a partir de la transformación anterior, aplicar los desarrollos en series de Fourier a señales no periódicas, siempre y cuando se verifique la condición de Dirichlet, según la que $\int_{-\infty}^{\infty} |f(t)| dt$ debe de estar acotada.

Una vez aplicada la transformada de Fourier obtenemos una función compleja cuyo módulo es la amplitud de cada frecuencia presente en la función original y el argumento es el desfase de la sinusoidal básica de esta frecuencia. Es decir, obtenemos una función compleja representable en fasores espaciados en el espacio espectral. En la figura 2.11 pueden observarse tanto la fase (rad) y magnitud de estos fasores en el espacio frecuencial (Hz) como la señal original y su descomposición en series de Fourier en el espacio temporal para una función dada (rojo).

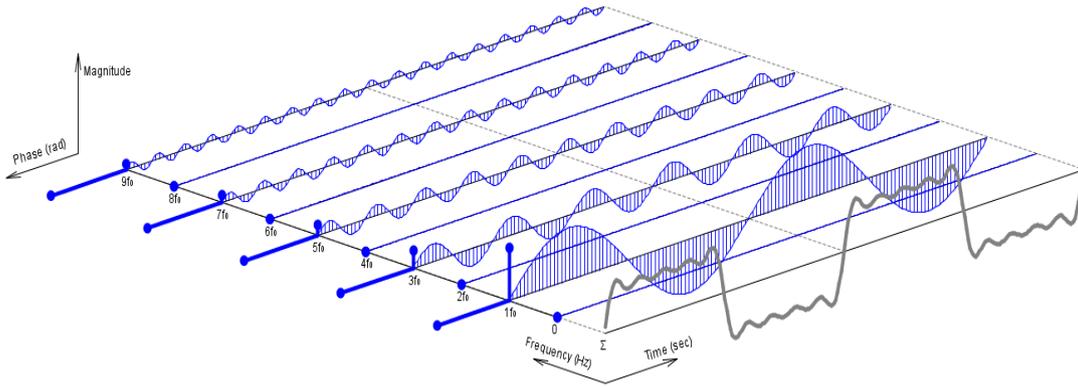


Figura 2.11: Representación de los desarrollos en series de Fourier de una señal dada (rojo), representados tanto en espacio temporal como mediante fasores en frecuencias.

2.4.2. La transformada de Fourier para señales discretas

Al aplicar lo anterior sobre señales experimentales aparece un nuevo inconveniente, y es que dada la naturaleza de las señales experimentales estas no se encuentran como funciones continuas en el tiempo, si no que se toman valores espaciados, es decir son señales discretas. Debido a esto la señal debe de tratarse de una manera especial para evitar efectos como el aliasing.

Sea una señal temporal $x(t)$ (figura 2.12), de la cual se han registrado N muestras durante un tiempo T (siendo T infinito), el tiempo entre muestras será $\Delta t = \frac{T}{N}$ y la frecuencia de muestreo $w_s = \frac{2\pi}{\Delta t}$. Dado que tan solo disponemos de una parte medida, pudiendo haber comenzado y finalizado la señal fuera de esta, tratamos dicha señal como una periódica de periodo T , de manera que podemos aplicar la transformada de Fourier (ecuación 2.7) obteniendo en el espectro de frecuencias:

$$X_p = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-i w_p t} dt$$

Ecuación 2.9

Siendo:

$$w_p = p \frac{2\pi}{T} ; \quad p=0, \pm 1, \dots$$

Dado que no es una señal continua, la integral puede resolverse como un sumatorio con paso Δt , obteniendo de la ecuación 2.9:

$$X_p = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n\Delta t) e^{-i 2\pi p \frac{n}{N}}$$

Ecuación 2.10

Esta ecuación se define como **transformada discreta de Fourier**, equivalente a la TdF en señales continuas. La separación entre cada armónico es de $\Delta\omega = \frac{2\pi}{T}$.

Por último, queda definir y solucionar el problema del aliasing. Si $x(t)$ es real, y N es par, se verifica que:

$$X_{p+N} = X_p \quad p = 0, 1, \dots, N - 1$$

$$X_{\frac{N}{2}-p} = X_{\frac{N}{2}+p} \quad p = 0, 1, \dots, \frac{N}{2}$$

Esto indica que tan solo nos serán de utilidad $N/2$ componentes de la transformada discreta, pues a partir de este valor sus componentes se repiten. Este es el fenómeno denominado como aliasing. Por ello la máxima frecuencia que se puede analizar es la frecuencia de Nyquist, la cual es un medio de la de muestreo: $w_{max} = \frac{1}{2} w_s$. Todo esto se muestra en la figura 2.11.

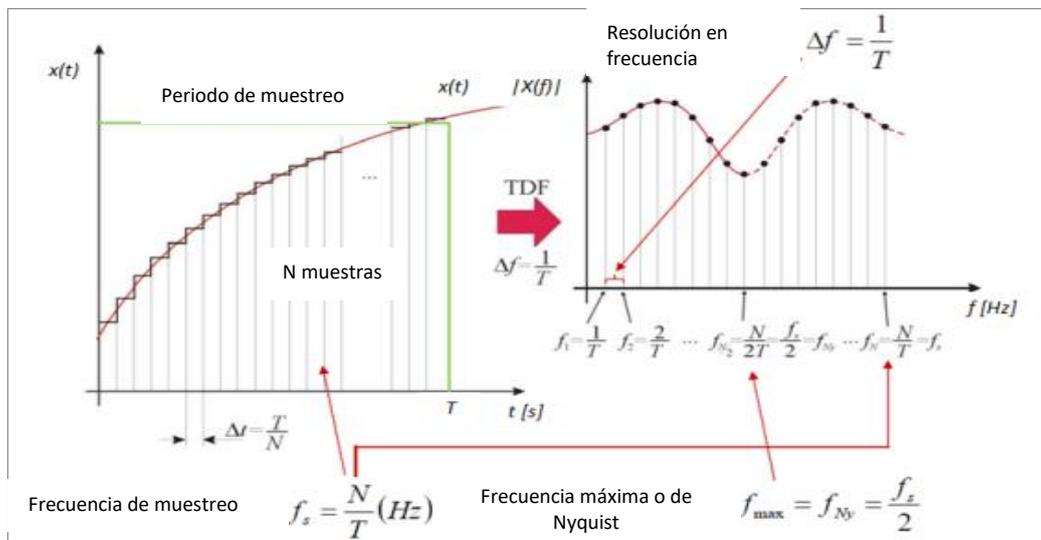


Figura 2.11: Representación del muestreo, su transformada discreta de Fourier, el efecto de aliasing y la frecuencia de Nyquist [6]

Por tanto, queda claro que la máxima frecuencia a analizar es la mitad de la de muestreo. En la figura 2.12 se observa el efecto del aliasing por no cortar antes de la frecuencia máxima, de modo que aparece en la transformada discreta de Fourier una componente no real y simétrica respecto de la $f_{m\acute{a}x}$ perteneciente a una componente superior a esta frecuencia.



Figura 2.11: Representación en el dominio de frecuencias de la frecuencia de Nyquist junto a determinados armónicos para mostrar el aliasing. [7]

Capítulo 3: Descripción de las herramientas y de la instalación

Contenidos:

3.1. ULCGE	22
3.1.1. Configuración de la sala de ensayos	22
3.1.2. Descripción de los elementos constructivos	23
3.2. K9K (Renault 4T diésel)	26
3.3. Software matemático Matlab	30

En el presente capítulo se pasa a describir las herramientas empleadas durante el desarrollo del proyecto con el fin de facilitar la futura comprensión de los resultados. De este modo se comenzará hablando del motor ULCGE y los elementos que componen tanto al motor como a la sala donde éste ha sido ensayado. Tras esto se describe brevemente el motor K9K de Renault junto a los sensores empleados. Para finalizar se hace una breve introducción a la herramienta informática empleada para el procesado de las matrices de datos y resultados, Matlab.

3.1. ULCGE

Como se ha comentado anteriormente, el motor con el que se inició el presente proyecto fue el motor 2 tiempos gasolina denominado ULCGE, del inglés *Ultra Low Cost/Consumption Gasoline Engine*. Éste ha sido desarrollado por el fabricante *Renault SAS* con la colaboración del grupo *CMT – Motores Térmicos* y todavía se encuentra en fase de investigación. Debido a esto, el modelo con el que se ha trabajado es un prototipo monocilíndrico con el que estudiar el proceso de combustión y la configuración óptima de los elementos constructivos, aunque el objetivo es transferir los conocimientos obtenidos de los estudios de este prototipo al motor comercial bicilíndrico.



Figura 3.1: A la izquierda fotografía del prototipo monocilíndrico, a la derecha fotografía del motor ULCGE bicilíndrico de serie

3.1.1. Configuración de la sala de ensayos

En este apartado se describen brevemente los elementos constituyentes de la sala donde se realizan los ensayos a estudiar sobre el prototipo monocilíndrico para facilitar la futura comprensión de ciertos elementos de esta que pueden influir en las mediciones, especialmente el freno motor.

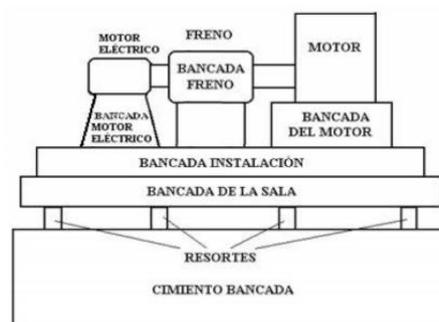


Figura 3.2: Esquema de la bancada de la sala de ensayos [1]

Evitando adentrarnos en aspectos detallados que no influyen sobre el objeto del proyecto, cabe destacar que la mencionada sala está perfectamente aislada del exterior y cuenta con un foso con resortes encargados de soportar la bancada y amortiguar las vibraciones producidas por el motor, evitando posibles resonancias. Esta bancada sostiene tanto al motor como al freno motor, componentes principales de la instalación.

El freno motor esta a su vez compuesto por dos elementos, un motor eléctrico y un sistema mecánico de transmisión que se acopla al motor dos tiempos mediante una transmisión flexible conectada al volante de inercia. También incluye un torquímetro, el cual se encarga de medir el par, y a partir de esta medida el freno motor decide la actuación necesaria por el motor eléctrico.

Respecto al motor, elemento principal de la instalación, se pasa a continuación a exponer brevemente sus componentes para definir mejor el contexto en el cual se han obtenido los datos a partir de los cuales se han obtenido los resultados.

3.1.2. Descripción de los elementos constructivos

En este punto cabe destacar de nuevo que no se entrará en detalles, mencionándose brevemente los elementos constructivos que lo componen. Para una explicación más detallada y completa sobre ellos, y sobre el motivo de su elección se remite a la lectura del trabajo anteriormente citado [1].

Sus especificaciones técnicas se muestran a continuación en la tabla 3.1.

Motor ULCGE monocilíndrico	
Tipo de encendido	MEP
Ciclo de trabajo	2 tiempos
Diámetro del cilindro	70,5mm
Carrera del pistón	76,8mm
Longitud de la biela	141,5mm
Relación de compresión	11
Velocidad máxima	5000 rpm
Potencia efectiva máxima	15 kW

Tabla 3.1: Especificaciones técnicas del motor ULCGE monocilíndrico [1]

Como se ha comentado en el apartado teórico, los motores 2T cuentan con diversas morfologías para llevar a cabo la admisión y el escape, desde soluciones simples como un barrido por cárter y escape por lumbreras a más complejas con inyectores, admisión con turbocompresor y válvulas de escape. El caso del ULCGE es este último. Cuenta con unas lumbreras de admisión por las cuales se introduce el aire fresco procedente de un turbo compresor, el combustible se introduce mediante un inyector y finalmente los gases residuales son evacuados por las válvulas de escape gracias a la presión ejercida por el aire que entra por la admisión (figura 3.3). Todo esto regulado mediante un sistema de distribución variable (VVT).

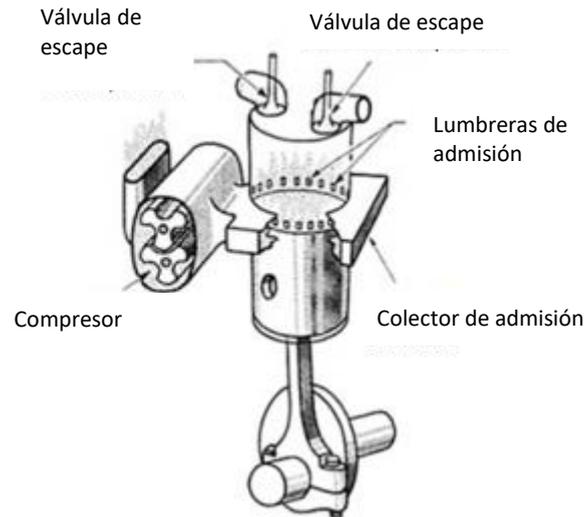


Figura 3.2: Representación esquemática de los elementos presentes en el motor ULCGE (falta representar el inyector el cual se encontraría situado en la parte alta del cilindro junto a las válvulas de escape) [7].

A continuación, pasan a describirse los principales componentes y procesos que diferencian a este motor de un motor dos tiempos convencional.

- Sistema de barrido

Como se ha visto en el marco teórico, el barrido consiste en la renovación de la carga, es decir en introducir aire por la admisión mientras los gases del ciclo anterior son expulsados, sustituyendo estos por la mezcla fresca.

Para poder llevar acabo ésta en el motor ULCGE, éste cuenta con un compresor a la entrada el cual se encarga de generar el gradiente necesario para que el aire introducido por las lumbreras de admisión (al destaparse) desplace los gases quemados del ciclo anterior a través de las válvulas de escape. Esto induce ciertas pérdidas mecánicas sobre el sistema por el accionamiento del compresor, pero permite un mayor control sobre el barrido respecto a otros métodos.

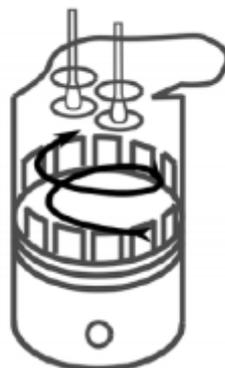


Figura 3.3: Representación de la renovación de la carga en el motor ULCGE [7].

- Inyección

El sistema de inyección es el encargado de suministrar el combustible al motor. En el caso del ULCGE, durante la admisión solo se introduce aire, y el combustible es introducido mediante un inyector de inyección directa asistida por aire formado por dos inyectores (figura 3.4). Este se emplea por su relativa sencillez y reducido coste respecto a otras metodologías, además de facilitar la mezcla del combustible con el aire.

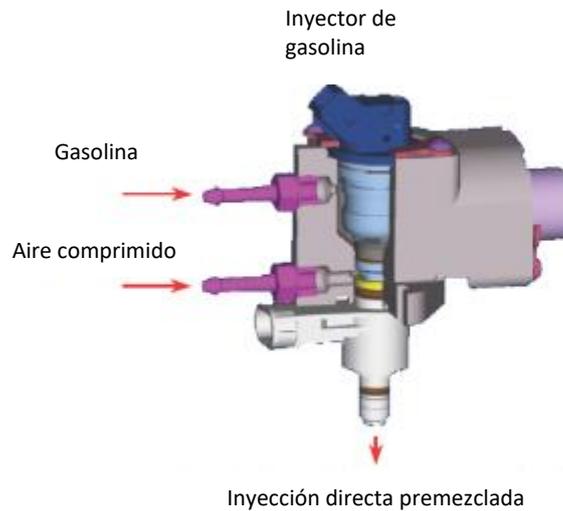


Figura 3.4: Representación del inyector empleado en el ULCGE [7].

El primer inyector inyecta a 10 bar el combustible a una cámara intermedia en el que hay aire a alta presión, realizándose un premezclado. El segundo inyector introduce la mezcla al cilindro a 7.5 bar de presión. De este modo se consigue aumentar la homogeneidad de la mezcla, facilitando el proceso de combustión. El combustible y el aire comprimido provienen de elementos auxiliares pertenecientes a la sala de ensayos.

- Sistema de distribución variable VVT

El sistema VVT (*Variable Valve Timing*) es un sistema empleado para optimizar el funcionamiento del motor, pues permite variar el momento de apertura y cierre de válvulas de escape en un ratio de 30 grados de giro del cigüeñal. Esto convierte este momento de apertura en una de las variables más relevantes a la hora de diseñar los puntos de ensayo.

Gracias a este sistema el motor puede funcionar en una gran variedad de barridos asimétricos, permitiendo la mejora del proceso de renovación de la carga de manera notable, mejorando las prestaciones ofrecidas por el motor.

El sistema está formado principalmente por:

- Carcasa: Impulsada por el movimiento de la correa de distribución.
- Paleta: Fijada al árbol de levas.
- Pasador de bloqueo: Bloquea la carcasa y la paleta para evitar colisiones entre ellas.

Entre la carcasa y la paleta se encuentra una cámara en la cual se puede introducir una mayor o menor cantidad de aceite, y, dependiendo de la cantidad de aceite, variar el momento de apertura y cierre de válvulas de manera dinámica.

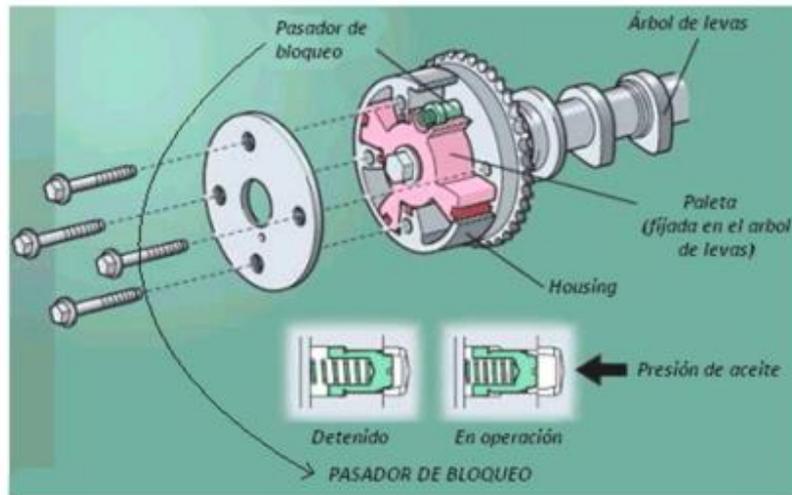


Figura 3.5: Esquema gráfico de los componentes del sistema VVT. [9]

La variación en la cantidad de aceite se realiza mediante una válvula de control que rellena o vacía las cámaras en función de su posición, adelantando o retardando el momento de apertura y cierre de las válvulas.

Estos son los principales sistemas que componen al motor ULCGE para comprender su funcionamiento. Estos se han detallado muy brevemente y se resalta la posibilidad de obtener un conocimiento más detallado en la referencia [8], donde además se indica la metodología y resultados obtenidos a la hora de optimizar la morfología de estos componentes. Respecto a los elementos empleados para la toma de datos, dada la enorme extensión de la descripción de estos se remite a la misma referencia en caso de querer obtener información sobre estos.

3.2. K9K (Renault 4T diésel)

El motor K9K de Renault es un motor totalmente diferente al ULCGE anteriormente descrito. Este es un motor cuatro tiempos de ciclo diésel y cuatro cilindros. Además, mientras que el motor ULCGE empleado es un prototipo monocilíndrico, éste es un motor comercial preparado para emplear en automóviles.

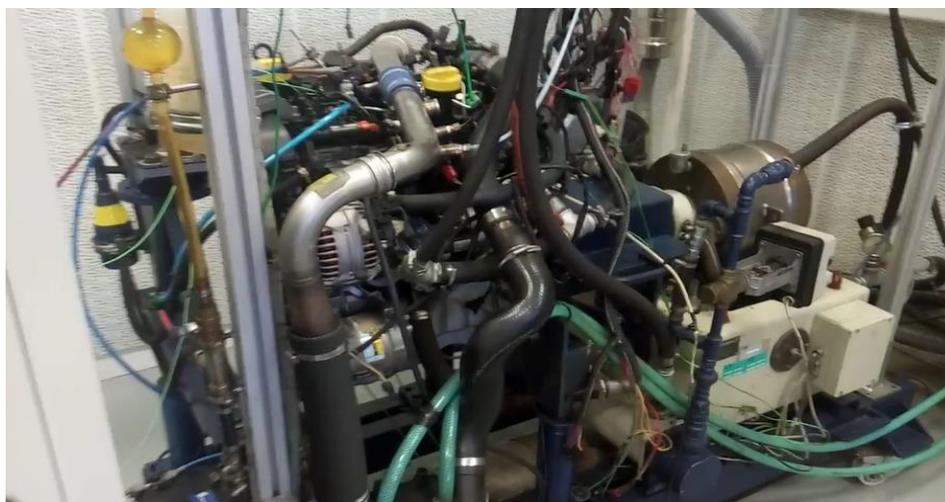


Figura 3.6: Fotografía del motor K9K empleado durante los resultados.

Este cuenta con un turbocompresor común y funciona mediante inyección directa. La admisión y escape se realizan mediante válvulas. Además, cuenta con cuatro cilindros dispuestos en línea. Se observa de este modo que mientras que el motor ULCGE es un motor innovador con un sistema diferente al empleado comúnmente en motores 2T gasolina, este tiene una morfología usual en motores 4T diésel ya desarrollada durante el marco teórico.

A continuación, pasan a describirse los elementos empleados para el control y la adquisición de datos sobre este MCIA.

- **Unidad de control de motor**

Para realizar el control sobre el motor se ha empleado una unidad de control de motor (ECU) común. Esta es una unidad capaz de controlar el combustible inyectado, el momento de ignición, el tiempo de apertura y cierre de válvulas, la actuación del turbocompresor y de los periféricos auxiliares del sistema. Sin embargo, este sistema es mucho más simple que los empleados en un banco de ensayos convencionales, como en el caso del ULCGE, en los que se pueden variar prácticamente todos los parámetros. Mediante el empleo de esta ECU tan solo se ha podido variar la actuación del freno motor (el par resistente), y sobre la carga del motor, siendo la ECU la que, a través de mapas previamente definidos para este motor, decide la actuación del resto de variables del motor. A pesar de la simpleza del sistema este ha sido suficiente para realizar los breves ensayos necesarios para desarrollar los resultados.

- **Freno motor**

En este caso el freno motor empleado es un freno motor no activo que ofrece un par constante durante todo el ciclo, similar al que se encontraría en el uso real del motor. Este elemento es el que nos ha hecho seleccionar este motor, pues nos permitirá, como se verá en resultados, demostrar la viabilidad del método.

- **Sistema de adquisición de datos y sensores**

Para adquirir los datos necesarios para obtener los resultados se han empleado los siguientes elementos:

- **Captadores de presión:**

Para tomar las medidas necesarias para validar los datos obtenidos teóricamente mediante el método desarrollado en los resultados, era necesaria la señal de la presión en el cilindro. Para ello se han empleado captadores de presión en los cilindros 4 y 3, resolviéndose para los otros dos cilindros como se muestra en el apartado 5.3 de resultados.

- **Rueda fónica y captador de impulsos inductivos:**

Para obtener el régimen instantáneo se ha empleado un método, expuesto en el apartado 5.3, para el cual es necesario el uso de estos elementos, mostrados en la figura 3.7.

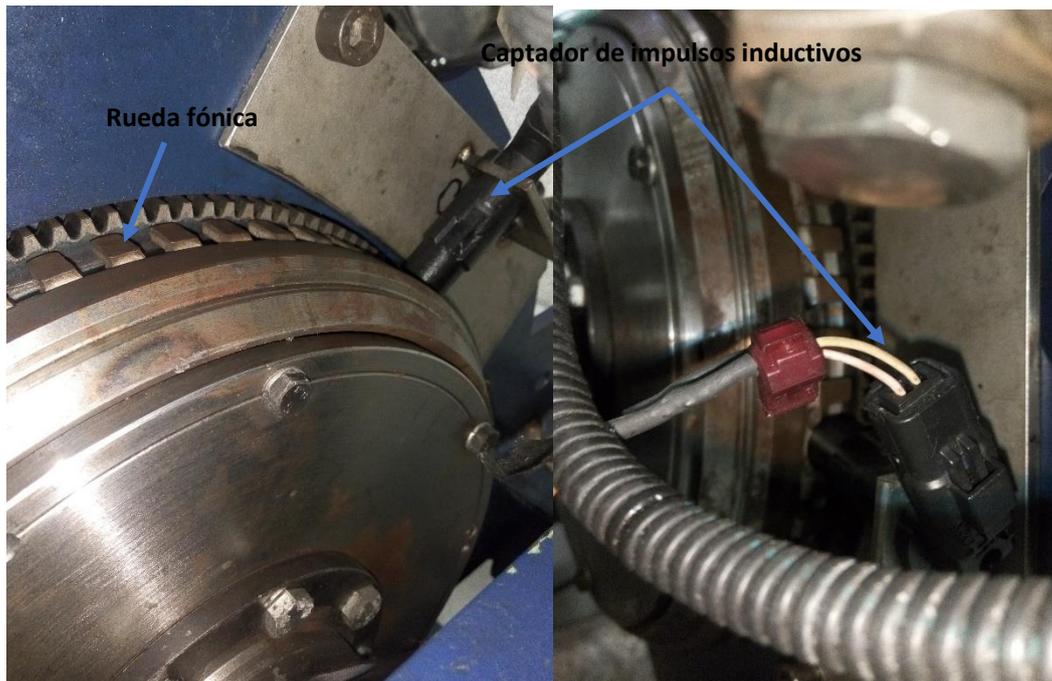


Figura 3.7: Fotografías de la rueda fónica y del captador de impulsos inductivos empleados en el k9k desde dos ángulos diferentes.

La rueda fónica es una rueda dentada de 60 dientes y 60 huecos equiespaciados, a la cual se le han sustraído dos dientes en una posición cercana al PMS. De este modo uno de los usos de la rueda fónica es marcar esta posición para calibrar los elementos durante el montaje. Los dientes de esta son de un material ferromagnético el cual al girar genera una variación del campo magnético en sus cercanías al ir pasando entre dientes y huecos que provoca la creación de un flujo magnético. El captador (figura 3.8) está formado por una bobina colocada sobre un núcleo metálico y un imán permanente.

El flujo magnético induce una tensión sinusoidal (figura 3.9) sobre el captador de impulsos inductivos proporcional a la velocidad de las variaciones detectadas por el sensor. La tensión varía en función de la velocidad de rotación y la distancia a la rueda, tanto en frecuencia como en amplitud. Por tanto, en base a la frecuencia con la que la señal registrada cambia de sentido, y la distancia angular entre estos cambios (idéntica a la existente entre los dientes) se puede obtener el régimen medio entre los pasos por ceros, y de este modo aproximar el régimen instantáneo de una manera simple y económica.

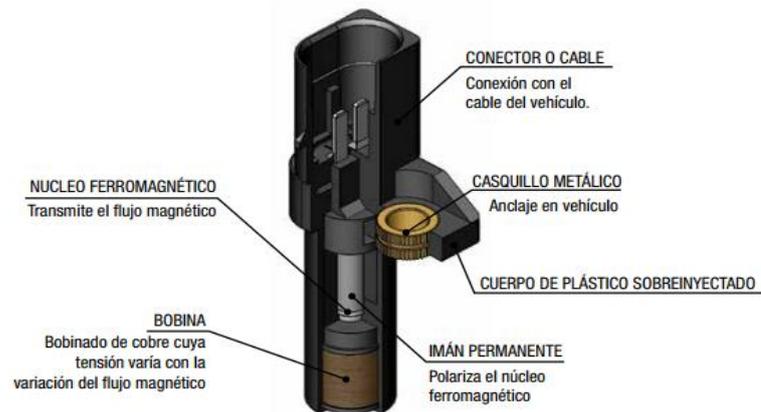


Figura 3.8: Representación gráfica de los elementos de un captador de impulsos inductivos.

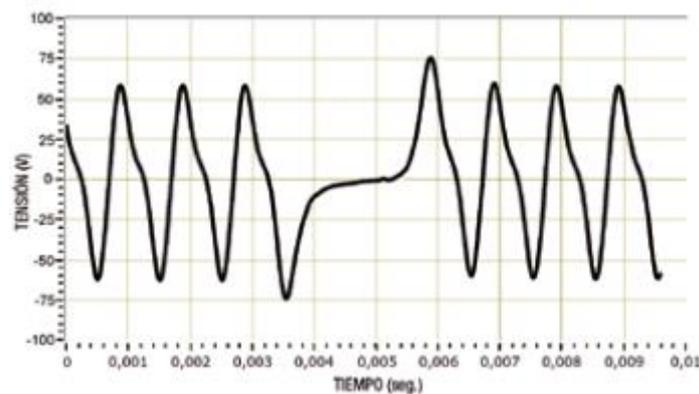


Figura 3.9: Representación de la señal registrada por el captador de impulsos inductivos.

▪ Adquisición de datos mediante YOKO:

La YOKO es un sistema de adquisición de datos la cual registra las señales que le llegan de los sensores y las convierte a lenguaje binario interpretable por el ordenador. Por tanto, se han conectado todos los sensores detallados previamente a este sistema de adquisición y se han registrado sobre ella múltiples puntos para desarrollar los resultados.

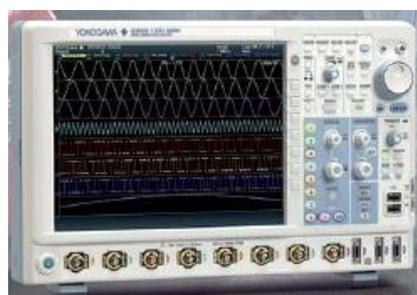


Figura 3.10: Fotografía de la yoko empleada para registrar las señales.

De este modo mediante el empleo de estos dos tipos de sensores, una ECU convencional y un sistema de adquisición de datos YOKO, obtenemos las medidas necesarias para la consecución de los objetivos. Estas medidas deberán de tratarse posteriormente, al igual que en el caso del motor ULCGE, en Matlab para que la información pueda ser interpretable.

3.3. Software matemático Matlab

Matlab es la abreviatura de MATrix LABoratory, y es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio. Esta ha sido la herramienta fundamental para el desarrollo del proyecto puesto que se ha procesado toda la información y obtenido todos los resultados en base a ella.

Respecto a su funcionamiento, este es muy extenso y complejo siendo imposible dar tan solo una breve introducción sobre el en este subpunto (lo que además escaparía a la temática del proyecto). Sin embargo, es relevante mencionar la herramienta debido a la importancia que ha tenido durante el proyecto, puesto que mediante su empleo se han desarrollado los algoritmos y scripts que permiten llevar a cabo todos los procesos expuestos durante el apartado de resultados.



Figura 3.11: Logo corporativo de MATLAB.

Entre sus prestaciones destaca por la manipulación de grandes matrices de datos, representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos, y sobre todo la enorme biblioteca de herramientas con la que cuenta, la cual permite desde el diseño de filtros hasta la simulación multidominios mediante Simulink.

Capítulo 4: Metodología

Contenidos:

4.1. Introducción	32
4.2. Trabajo previo con modelos teóricos	32
4.3. Transferencia de los conocimientos teóricos a los casos experimentales sobre el prototipo monocilíndrico ULCGE.....	32
4.4. Comprobar la viabilidad de los resultados	32

4.1. Introducción

En el presente texto se ha perseguido la obtención de un proceso que nos permita estimar el parámetro CA50, indicador de la posición y calidad de la combustión, a partir del régimen instantáneo medido en los ensayos. Para ello se ha seguido una metodología concreta que nos permitiese asegurarnos de que todo lo obtenido a partir de los datos experimentales ensayados tenía un fundamento y una explicación teórica, con la cual confirmar la veracidad de los resultados, y asegurarnos además de que el proceso a aplicar funciona y tiene un razonamiento lógico en el plano teórico.

4.2. Trabajo previo con modelos teóricos

Para iniciar un trabajo como el que se propone, es peligroso hacerlo directamente con un fuerte carácter experimental, puesto que existen errores incontrolables que dificultan el proceso. Debido a ello, en una primera etapa se ha comenzado trabajando a nivel puramente teórico, de manera que tanto la presión en el cilindro como el régimen correspondiente a dicha presión procederán del cálculo. Esta forma de proceder tiene múltiples ventajas:

- Se conocen todos los parámetros sin error, lo que nos permite tener certeza de que los resultados obtenidos se ciñen a los conocimientos teóricos establecidos en el campo, sin influencias externas de ningún tipo.
- Se puede jugar con total flexibilidad con dichos parámetros, pudiendo variarse la posición de la combustión, su duración, etc.

Por tanto, en este mundo teórico, las posibilidades de éxito a la hora de obtener los objetivos deseados son mucho mayores, siendo posible analizar y comprender cualquier desviación de estos respecto a lo esperado.

Posteriormente, una vez analizado el trabajo realizado en el marco teórico, se aplicará todo lo aprendido a casos reales: en el punto 5.2 a un prototipo monocilíndrico de investigación, y en el punto 5.3 a un motor comercial policilíndrico más realista, ambos además con configuraciones totalmente opuestas.

4.3. Transferencia de los conocimientos teóricos a los casos experimentales sobre el prototipo monocilíndrico ULCGE

Con las hipótesis e ideas estudiadas en el marco teórico, se pasa a continuación a estudiar estas mismas sobre los datos experimentales para confirmar su viabilidad, y estudiar las posibles influencias externas y factores no considerados en el modelo, para tratar como último punto de mantener los buenos resultados obtenidos en el marco teórico.

4.4. Comprobar la viabilidad de los resultados

Por último, una vez obtenidas unas conclusiones sobre el principal objeto a estudiar, el motor ULCGE de Renault, se tratará de demostrar la viabilidad del método en motores comerciales. Esto se realizará sobre el motor K9K 4 tiempos y 4 cilindros MEC de Renault, el cual es un motor comercial que se controla a través de una ECU común. Hay que destacar aquí la dificultad añadida respecto al modelo monocilíndrico ULCGE debida a la poca flexibilidad a la hora de modificar parámetros que permite la ECU y los pocos datos obtenibles a partir de los sensores básicos instalados en el K9K.

Capítulo 5: Resultados

Contenidos:

5.1.	Introducción	34
5.2.	ULCGE	35
5.2.1.	Introducción	35
5.2.2.	Trabajo previo	37
5.2.3.	Estudio de la señal.....	40
5.2.4.	Estudio del freno motor y los efectos vibratorios ocasionados por la elasticidad del conjunto	43
5.2.5.	Arrastre.....	47
5.2.6.	Desarrollo de un método para la estimación del parámetro CA50 a partir del régimen experimental.....	53
5.2.7.	Otros estudios	57
5.3.	K9K	65
5.3.1.	Introducción	65
5.3.2.	Adquisición y tratamiento de la señal en el banco de ensayos.....	65
5.3.3.	Desarrollo y optimización del modelo teórico para obtener el régimen instantáneo a través de la ley de presiones registrada o generada	72
5.3.4.	Obtención de la FQL y el parámetro CA50 experimentales.....	76
5.3.5.	Estudio de la relación entre los parámetros AlphaRef y CA50 en el marco teórico	77
5.3.6.	Desarrollo del método para la determinación del CA50 a partir del régimen instantáneo en el marco experimental	79
5.4.	Restricciones del método	81

5.1. Introducción

En este capítulo se desarrollarán los procedimientos y resultados obtenidos para la consecución del objeto del proyecto, el control de la combustión y la obtención de relaciones a partir del régimen instantáneo.

Para ello en resumen, se ha comenzado estudiado el método más eficaz para registrar la señal de régimen instantáneo del prototipo monocilíndrico ULCGE [2] y posteriormente se han desarrollado modelos teóricos para estudiar el comportamiento ideal que debería de observarse en este régimen y cómo debe de relacionarse con otros parámetros [3] [4]. Tras esto se ha pasado a estudiar lo observado en el marco teórico sobre la señal experimental, donde se han observado ciertas influencias debidas al freno motor que han dificultado la prosecución del objetivo. Por ello se ha desarrollado una hipótesis para sortear este inconveniente y se ha procedido a aplicar el método a un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros para demostrar tanto la utilidad del método como la veracidad de la hipótesis empleada.

Debido a esto el capítulo se subdivide en dos apartados, uno dedicado a cada uno de los motores, cada cual con sus respectivos resultados respecto a la aplicación del método empleado para la obtención del parámetro CA50.

- **Parámetro AlphaRef**

Es importante introducir aquí, para facilitar la futura comprensión del texto, el parámetro AlphaRef. Este parámetro ideado se calcula a partir de $N_{\alpha ref}$, el cual se obtiene sumando al valor mínimo del régimen instantáneo del ciclo estudiado la media de la diferencia entre este valor mínimo y su valor máximo (ecuación 5.1). Una vez obtenido este valor se busca el corte sobre la gráfica del régimen instantáneo a partir del inicio de la carrera de expansión (ya que puede haber más de un corte), obteniendo sobre el eje de abscisas el ángulo correspondiente, es decir AlphaRef (figura 5.1).

También es relevante introducir el parámetro DeltaN por su uso en algunos apartados del capítulo. Este consiste en la diferencia entre el régimen máximo y el mínimo (ecuación 5.2).

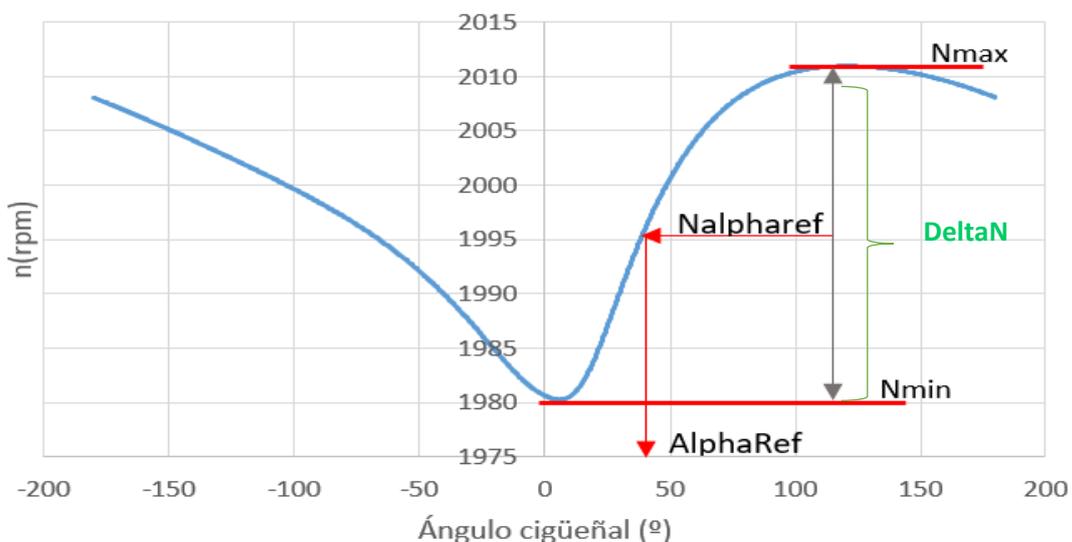


Figura 5.1: Gráfico con el régimen de giro en un ciclo junto al parámetro AlphaRef y sus variables.

$$N_{\alpha ref}(rpm) = N_{min} + \frac{N_{max} - N_{min}}{2}$$

Ecuación 5.1.

$$\Delta N(rpm) = N_{max} - N_{min}$$

Ecuación 5.2.

El parámetro AlphaRef, como se observa a lo largo del capítulo de resultados, mantiene una marcada relación con el parámetro CA50 en el cual se centra el proyecto por ser como ya se ha expresado un robusto indicador de la posición de la combustión.

Esta relación no es arbitraria, pues tiene un claro fundamento teórico. Este se basa en el hecho de que al obtener la componente del régimen debida puramente a la combustión, esta se divide en dos partes, una debida al par resistente que frena al motor hasta alcanzar el punto muerto superior (0°) y otra debida a la expansión provocada por la combustión desde este punto hasta el punto muerto inferior (180°). Si sobre esta segunda parte aplicamos el método anteriormente descrito estamos obteniendo el punto en el cual la combustión ha hecho alcanzar al motor el 50% del aumento de régimen que esta provoca, proceso comparable a la obtención del parámetro CA50 el cual consiste en obtener el punto para el cual la combustión ha alcanzado el 50% de su calor liberado, tal y como se ha visto en el marco teórico.

De este modo durante el proyecto se tratará de obtener este parámetro para, a partir de él, poder estimar el parámetro CA50 en ambos apartados del capítulo, el cual nos permitirá llevar a cabo el control sobre la posición de la combustión.

5.2. ULCGE

5.2.1. Introducción

Como ya se ha adelantado, el estudio se inicia sobre el prototipo monocilíndrico del motor dos tiempos gasolina compacto de Renault: el ULCGE. En concreto se ha comenzado realizando un modelo teórico de este sobre el cual desarrollar las hipótesis, y posteriormente se ha pasado a comprobar la utilidad y veracidad de lo observado teóricamente sobre datos obtenidos experimentalmente de ensayos en dicho motor. Por tanto, para comprender adecuadamente tanto la nomenclatura empleada para definir los puntos ensayados experimentalmente en los cuales se basa el estudio como la empleada para definir ciertos datos empleados durante el proyecto, se ha decidido introducirlos aquí evitando así futuras dudas y confusiones procedentes de la terminología.

Es relevante introducir también, para una correcta comprensión, que, salvo indicación expresa sobre la figura, todos los orígenes de ángulos de este apartado se encuentran en el punto muerto superior del ciclo.

- **Nomenclatura empleada en los puntos ensayados.**

Durante las fases del proyecto en las cuales se han realizado los ensayos y calibraciones sobre el motor se ha obtenido un gran barrido de puntos con distintos regímenes, cargas, VVT, etc.; por lo que se ha utilizado una nomenclatura concisa que permita abreviar lo máximo posible el nombre de los puntos ensayados y obtener de este la máxima información posible.

Dado que no es posible ensayar en infinitos puntos de operación, a la hora de desarrollar los barridos para encontrar las configuraciones óptimas se emplearon aquellos puntos que abarcan el rango típico de operación en el que se espera que funcione, es decir entre 2000 y 4000 revoluciones por minuto (rpm), y entre cinco y diecisiete miligramos de combustible inyectado por cilindro y ciclo (mg/cc).

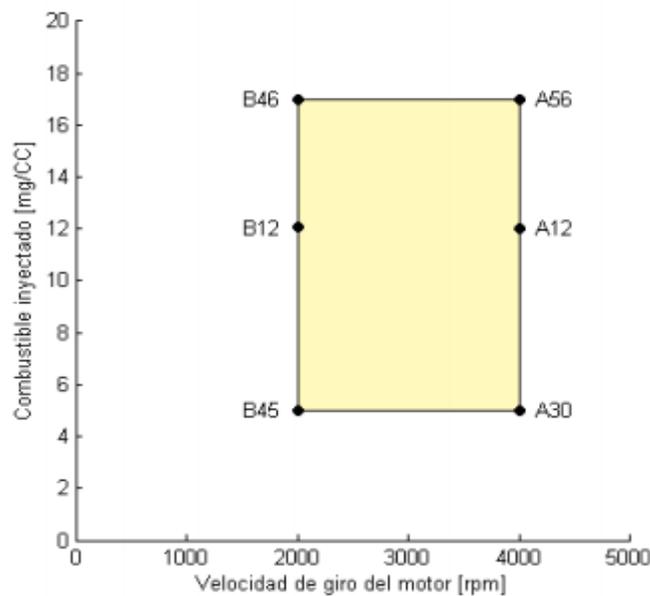


Figura 5.2: Puntos de funcionamiento estándar en los que se ha ensayado con las diferentes configuraciones del motor a fin de determinar cuál de ellas es la óptima. [1]

De este modo observando la figura 5.2 queda claro tanto el régimen como la carga en la cual se encuentra el punto ensayado. Respecto al resto de parámetros, estos no se encuentran implícitos en el nombre y hay que revisar el punto en concreto para conocer sus valores.

También es interesante destacar que cada punto ensayado se ensaya durante 250 ciclos con una resolución angular de 0,25º por medida.

- **Definición de componentes del régimen instantáneo mencionados en el texto**

Durante este apartado se tratan diversas componentes del régimen instantáneo las cuales se procesan de diferentes maneras para llegar a la componente buscada con la cual obtener el parámetro AlphaRef.

- **Régimen experimental o registrado:** Es el régimen que se registra directamente durante los ensayos. Este contiene toda la realidad, la cual es más compleja de lo que se pueda suponer y está sujeta al propio error experimental. Dentro de toda

esta realidad se encuentran la variación instantánea del régimen que se podría esperar por la evolución de la presión registrada en el cilindro, pero posiblemente también incluya todos los fenómenos vibratorios asociados a la elasticidad de las piezas que componen el tren alternativo, y todo lo que pueda provocar el freno motor, especialmente cuando se trata de un freno que actúa a alta frecuencia para regular el régimen medio deseado por el usuario.

- Régimen obtenido de la presión: Es el régimen que debería de observarse en los ensayos si se utilizase un freno motor no activo o el motor estuviese montado en un vehículo y, además, no hubiesen efectos vibratorios ocasionados por la elasticidad del conjunto. Se ha obtenido a partir de la ley de presiones medida en el cilindro.
- Régimen teórico: Es el régimen que se obtiene de la ley de presiones generada mediante el modelo teórico desarrollado por Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4].
- Diferencia entre el régimen experimental y el obtenido de la presión: Es la modificación introducida por el freno motor activo y todas las vibraciones asociadas al conjunto mecánico sobre la señal de régimen instantáneo experimental que hace que este difiera de lo esperado en base a la ley de presiones, se calcula como la diferencia entre el régimen experimental y el de la presión. En adelante, por abreviar, “componente de la diferencia”.

5.2.2. Trabajo previo

Como se ha indicado en la introducción en este proyecto se había trabajado previamente, siendo importante indicar los resultados obtenidos en trabajos anteriores para entender la metodología que se ha utilizado y los resultados finalmente obtenidos.

i. Adquisición de la señal de régimen instantáneo

Toda la información respecto a la adquisición de datos en el banco de ensayos se puede encontrar en el trabajo de José Oltra [2]. Este a su vez ideó un método para obtener la velocidad instantánea a partir de una señal triangular a través de un generador de señales añadido a la instalación para este fin. Esta señal triangular varía su frecuencia en función de la velocidad de giro del punto de funcionamiento a estudiar. Esta señal se adquiere de forma discreta cada $0,25^\circ$ del cigüeñal, relacionándola así con el resto de variables obtenidas. Una vez registrada la señal esta se procesa siguiendo la rutina expuesta en su trabajo [2], en el cual también se indica como seleccionar la frecuencia de corte para eliminar el ruido de altas frecuencias que ensucia la señal.

Tras la obtención y el filtrado de la señal, se pasó a intentar obtener parámetros que relacionasen el régimen instantáneo con la velocidad instantánea, observándose algunos parámetros prometedores. El problema es que a pesar de que se observaban ciertas relaciones con la combustión, estas no llegaban a converger totalmente a una solución, por lo que a continuación se pasó a estudiar su comportamiento en el marco teórico para tratar de obtener un parámetro que relacionase la combustión con el régimen.

ii. Desarrollo del modelo teórico y trabajo en el marco teórico

A la hora de estudiar la susodicha relación, se desarrolló en el trabajo de Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4] una rutina que generase curvas de presión teóricas (con una liberación de calor impuesta) y sus respectivos CA50 en las cuales se variaban diversos parámetros como

el adelantamiento de la combustión y la duración de esta. De este modo se obtuvo un amplio barrido de curvas sobre las cuales se calculó el régimen instantáneo teórico. Sobre estas se encontró y aplicó un parámetro en el que se observaba una robusta relación con el CA50, el AlphaRef. De lo anterior se obtuvieron los siguientes resultados al enfrentar este parámetro con el CA50, expuestos en la figura 5.2.

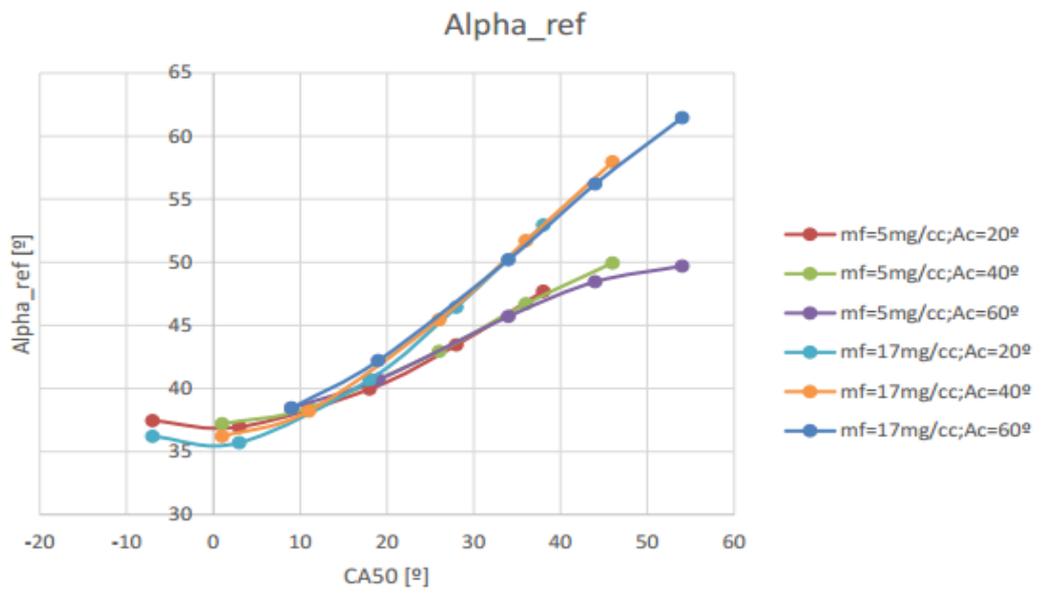


Figura 5.3: Representación en el marco teórico de los parámetros Alpha_ref y CA50 para diferentes masas de combustible (mf), duración de la combustión (Ac) e inicios de la combustión (puntos sobre las rectas), con una velocidad media de 2000 rpm [4].

Visto lo anterior se comenzó a tratar la señal de régimen instantáneo teórica con el fin de mejorar la relación entre los parámetros Alpha_ref y CA50. Aquí se observó que el inicio de la combustión no influía en la relación, pues a pesar de variarlo esta sigue sobre la misma tendencia, reforzando la robustez del método. También se detectó que todas las tendencias se unen a baja carga (parte inferior izquierda), posiblemente debido a que el método comienza a ser insensible, en concreto el parámetro AlphaRef tiende a ser insensible al CA50, por el acercamiento de la combustión al punto muerto superior.

En la búsqueda por mejorar la relación entre AlphaRef y CA50, se trató de obtener y estudiar un caso de combustión sin arrastre con el objetivo de unificar la tendencia de los distintos puntos obtenidos. De este modo se observaría la influencia debida a la ley de presiones junto con la debida a la combustión en sí, eliminando fenómenos inerciales. Para ello se generaron ciclos teóricos sin combustión (en arrastre), los cuales fueron sustraídos al caso con combustión, para de este modo poder observar la relación debida puramente a la combustión. De este modo se obtuvieron los siguientes resultados presentados en la figura 5.4.

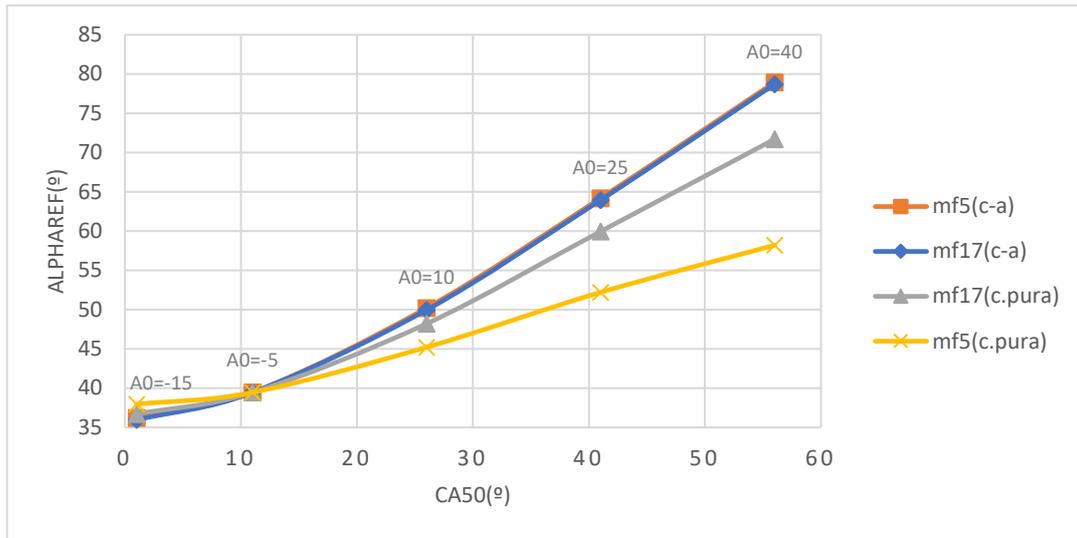


Figura 5.4: Representación en el marco teórico de los parámetros α_{ref} y CA50 para diferentes masas de combustible (mf) e inicios de combustión a 2000 rpm.

En esta gráfica se muestra como los casos de combustión como tal (c.pura) no tienen una misma tendencia, mientras que al restarles el arrastre (c-a) ambas curvas se unifican. De esto se extrae la conclusión de que al sustraer el arrastre las curvas dejan de ser disjuntas, mostrándose su independencia respecto al grado de carga y duración de la combustión, confiriéndole una gran robustez al método.

De este modo, gracias a este método, se consigue relacionar unívocamente el parámetro AlphaRef con el CA50 independientemente de todo: carga, duración de la combustión, e incluso del régimen. Esto hace posible el uso del método para el control de la posición de la combustión a partir del régimen instantáneo pues, independientemente de todos estos factores, el método es capaz de calcularla en tiempo real, lo que nos permite ir modificando parámetros hasta obtener la posición deseada sin que se modifique la relación.

iii. Estudio experimental

Una vez observado el evento anterior, se retomó el estudio experimental para tratar de observar si eliminando un caso de arrastre experimental sobre el caso de combustión experimental se obtenían los mismos resultados. Para llevar esto a cabo se desarrolló un método que ajustaba el arrastre a la presión adecuada del ciclo estudiado, pues este debe reajustarse según la presión máxima como se demuestra en el trabajo de Juan Carlos Pérez [4] y más adelante en el punto 5.2.5.

Una vez realizado esto, se procesaron las curvas de velocidad resultantes para obtener la relación entre AlphaRef y CA50 (figura 5.5).

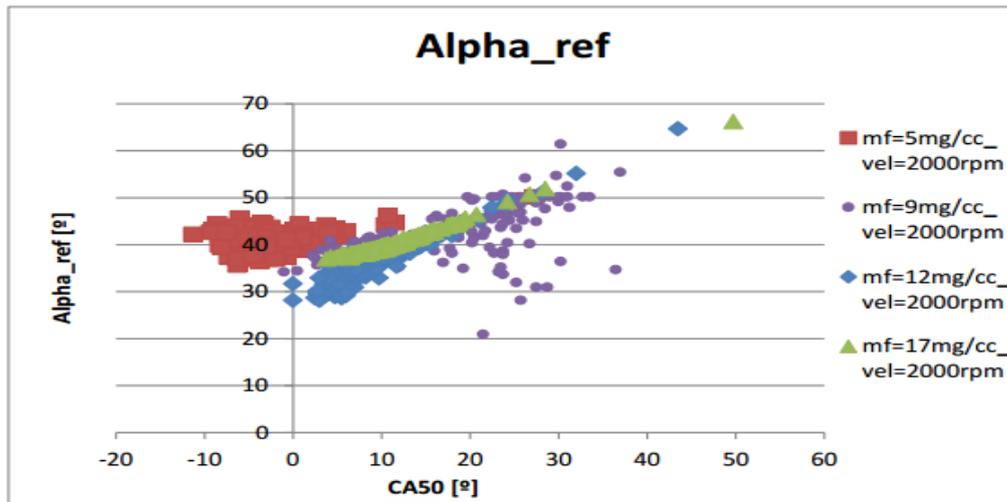


Figura 5.5: representación de casos de combustión menos arrastre de los parámetros Alpha_{ref} y CA50 para 250 ciclos de 4 puntos diferentes [4]

Tras todos los pasos anteriores podemos afirmar, tal y como se observa en la figura 5.5, que la tendencia de la que se hablaba anteriormente se cumple independientemente de masa y otras variables. A pesar de ello nos encontramos con que la dispersión sigue siendo demasiado elevada como para desarrollar un método fiable, por lo que durante este proyecto se ha tratado de encontrar la fuente de este problema y solucionarlo obteniendo un método capaz de obtener el parámetro CA50 mediante el régimen instantáneo para así poder realizar el correcto control de la posición de la combustión. Los resultados de esos estudios se muestran a continuación en los subsecuentes puntos.

5.2.3. Estudio de la señal

Tal y como se observa en a figura 5.5 del punto anterior, al estudiar la relación existente entre el parámetro Alpha_{Ref} y el parámetro CA50, los resultados convergen a una tendencia única, como era de esperar según lo asimilado en el marco teórico, pero con una dispersión que hace totalmente inviable la metodología expuesta. Por consiguiente, se pasará a estudiar la fuente de esta dispersión y como solventarla trabajando con los datos experimentales obtenidos de ensayos sobre el motor ULCGE, y comparándolos con los datos generados teóricamente.

Para realizar este estudio se ha comenzado por obtener la curva de régimen instantáneo a partir de la presión instantánea realizado mediante una modificación de la rutina empleada para obtener el régimen instantáneo a partir de la presión instantánea simulada teóricamente desarrollada por Juan Carlos Pérez[4] y Mayeul Adam [3]. La importancia de este régimen es que, al proceder de la lectura directa de la presión en cámara del motor, es el régimen real que se debería de observar al eliminar las variaciones y errores producidos por el freno motor y el sistema de adquisición, y por tanto el régimen sobre el que se debería de implementar el proceso descrito para obtener el parámetro Alpha_{Ref} . Por tanto, una vez conocido el régimen que debería observarse se compara este con la señal registrada en los ensayos mediante dos metodologías diferentes. En primer lugar, se ha realizado una comparación directa entre las velocidades instantáneas para un ciclo (figura 5.6).

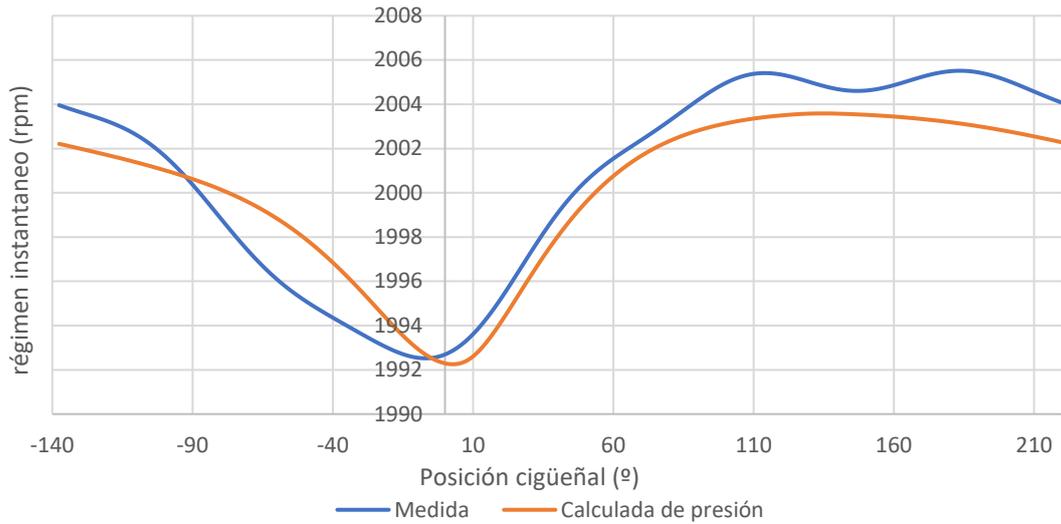


Figura 5.6: Comparación del régimen instantáneo registrado experimentalmente y el obtenido a partir de la presión experimental en el cilindro.

En segundo lugar, se ha pasado a comparar sus armónicos en desarrollos de Fourier, tanto en modulo como en fase, añadiendo al estudio el régimen instantáneo obtenido íntegramente de manera teórica. Esto se ha realizado con el fin de observar donde se originaban las diferencias entre lo observado en el marco teórico y lo visto en el experimental, y así ser capaces de “limpiar” esta parte experimental para mejorar su comportamiento.

Para representar los armónicos de forma que se pueda observar tanto la fase como la amplitud de cada uno, y comparar el caso de arrastre con el de combustión y estos a su vez con su diferencia (la cual es a partir de la cual se obtendrá el parámetro AlphaRef), se han expuesto las señales armónico a armónico en el plano Y-Z según los siguientes ejes mostrados en la figura 5.7. Respecto a las unidades de cada eje tanto el Z como el Y miden revoluciones por minuto, mientras que el eje x mide la frecuencia del armónico en hertzios.

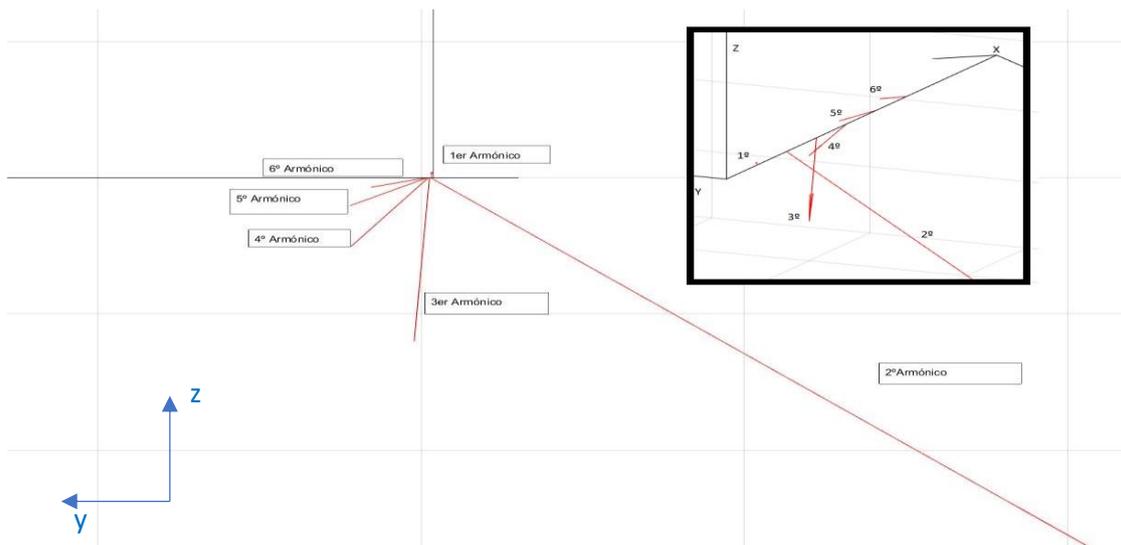


Figura 5.7: Representación bidimensional en el plano Y-Z de los armónicos principales del régimen instantáneo medido en un ciclo, y tridimensional en el recuadro superior izquierdo, mostrando amplitud y fase de estos.

Así pues, se han obtenido los siguientes resultados, todos ellos para un caso B46(2000 rpm y 17 mg/cc):

- Caso teórico

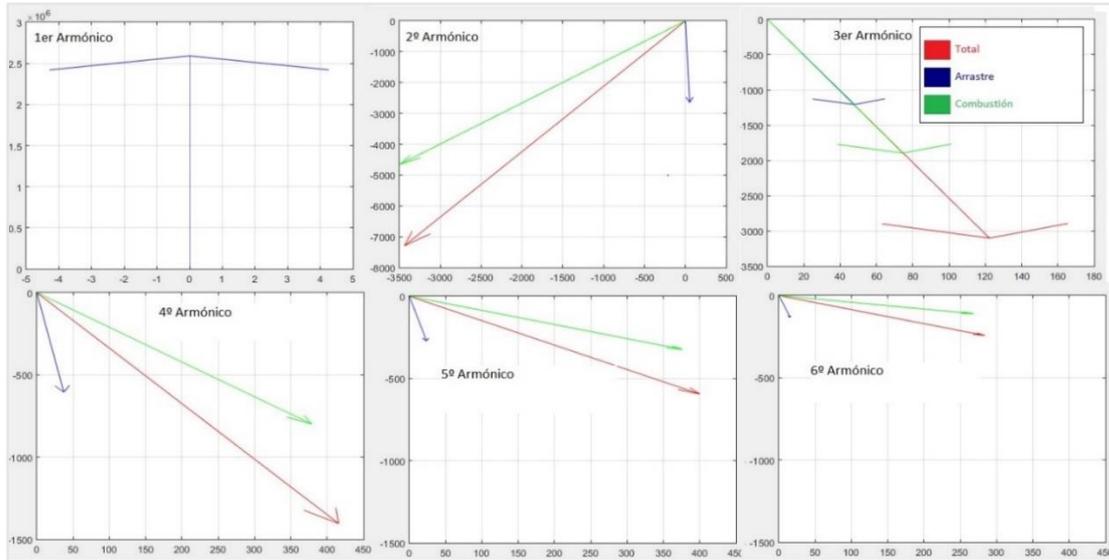


Figura 5.8: Representación en series de Fourier del régimen instantáneo de un caso B46(2000 rpm y 17 mg/cilindro) teórico.

- Caso obtenido de la presión experimental

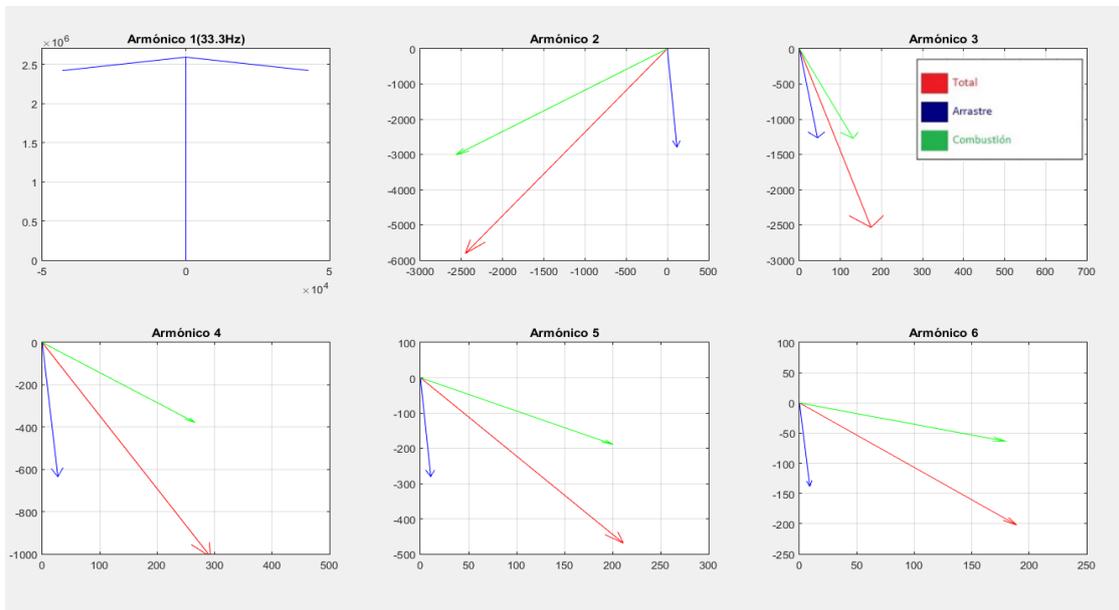


Figura 5.9: Representación en series de Fourier del régimen instantáneo de un caso B46(2000 rpm y 17 mg/cilindro) a partir de la presión experimental registrada en un ciclo del motor.

● Caso experimental:

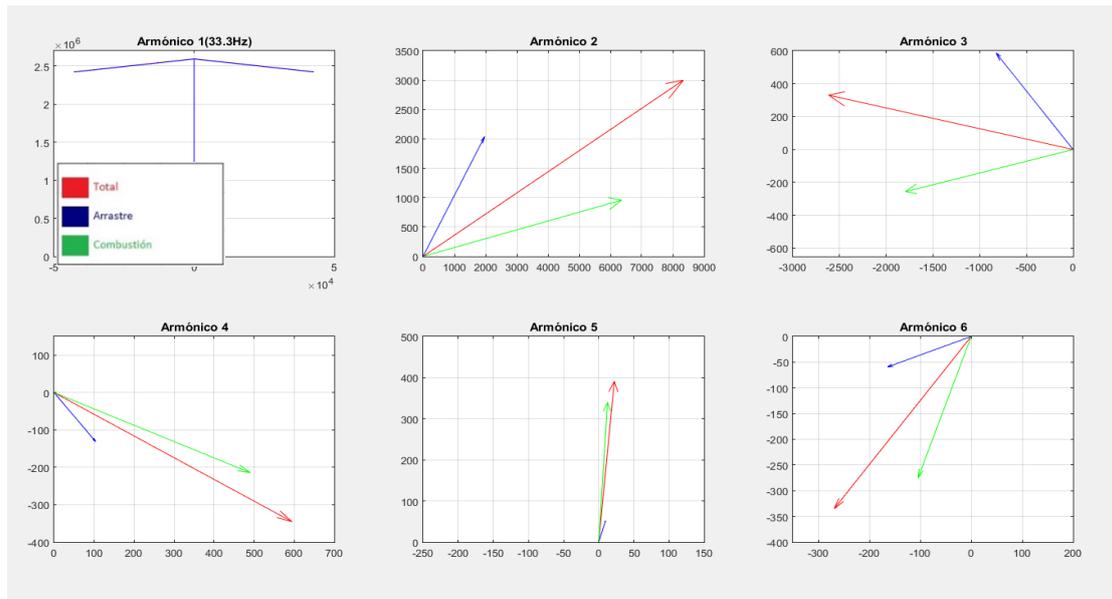


Figura 5.10: Representación en series de Fourier del régimen instantáneo de un caso B46(2000 rpm y 17 mg/cilindro) registrada experimentalmente en un ciclo del motor.

De lo anterior se observa que mientras que los armónicos correspondientes al caso teórico (figura 5.8) y al caso desarrollado a partir de la presión experimental (figura 5.9) mantienen módulos y ángulos muy similares, la señal del régimen registrada experimentalmente dista mucho de lo esperado. Esto confirma que la medición del régimen instantáneo experimental no es fiel a lo que debería observarse, ya que como se ilustrará en el siguiente punto la acción del freno motor activo instalado en el banco de ensayos junto a las vibraciones elásticas está modificando los valores de esta medición, aplicando además una elevada variabilidad ciclo a ciclo en la fase y módulo de sus armónicos (además de en la forma de su curva).

Otra conclusión relevante que se extrae de las figuras expuestas es que al sustraer el arrastre experimental (figura 5.10 vector azul) estamos introduciendo aún más modificaciones respecto a lo observado en el caso obtenido de las presiones experimentales (figura 5.9), alejando más aun la señal del régimen de la real. Por ello se ha decidido sustraer un arrastre obtenido teóricamente (figura 5.8) y ajustado a cada caso mediante la metodología desarrollada en el punto 5.2.5, pues como se ve al comparar las figuras, el arrastre en ambos casos es casi idéntico para todos los armónicos. Por tanto, a continuación se tratan los procesos y resultados obtenidos de estudiar e intentar eliminar la componente debida a la diferencia y el arrastre para de este modo obtener la parte del régimen instantáneo debida puramente a la combustión producida en el cilindro.

5.2.4. Estudio del freno motor y los efectos vibratorios ocasionados por la elasticidad del conjunto

Viendo la relativa importancia que tiene este elemento del banco de ensayos sobre las señales registradas, es interesante estudiar más a fondo el efecto de diversos frenos activos sobre el motor y sobre la relación AlphaRef-CA50. Para ello se ha obtenido el régimen instantáneo a partir de la presión y se le ha restado al régimen registrado en los ensayos

obteniendo la componente debida al freno motor y a los fenómenos elásticos, y se ha estudiado su comportamiento para diversos puntos de funcionamiento. Además, este se ha estudiado con dos torquímetro diferentes sobre un mismo freno motor, esta pieza como se ha comentado en el apartado de herramientas se encarga de registrar el par instantáneo para que el freno motor calcule la acción a aplicar, en concreto uno más antiguo de peor calidad (a cuyo conjunto llamaremos freno motor A) y otro más moderno de mejor calidad (freno motor B).

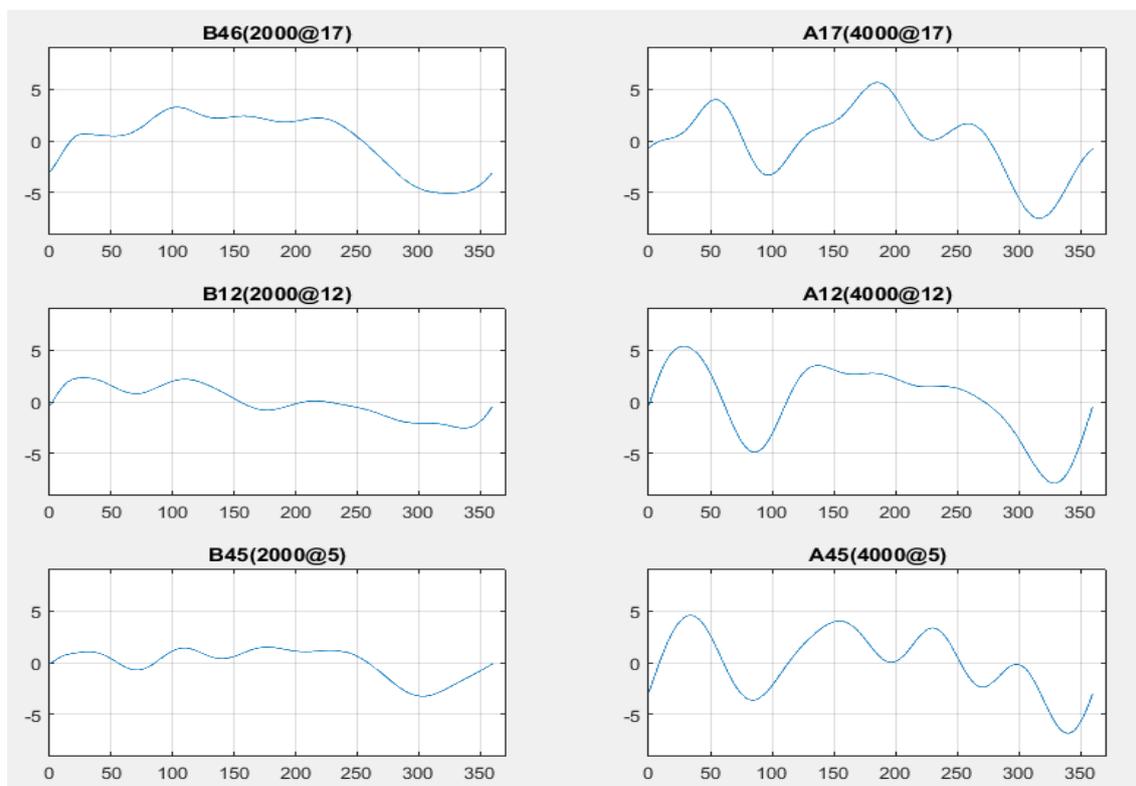


Figura 5.11: Representación de la componente del freno motor para diversas cargas y regímenes medios con freno motor. En abscisas posición angular del cigüeñal con PMS en 0º, en ordenadas variación del régimen debida al freno motor en rpm. (Resultados con freno B).

Como se observa en las figuras la componente de la diferencia varía su influencia en función de la velocidad y la carga, aumentando tanto al elevar la carga como al aumentar el régimen (figura 5.11). Esto se debe a que, como se ha explicado en su descripción (punto 3.1), el freno motor activo va variando el par que ejerce sobre el motor para mantener el régimen constante, y por tanto introduce modificaciones en la señal registrada, las cuales son más notorias al aumentar la carga y la amplitud del régimen a corregir. Junto a esto también se encuentran los fenómenos vibratorios los cuales también aumentarán su influencia con la carga y la amplitud del régimen medio. Debido a esto los regímenes registrados tienen pequeñas variaciones que hacen que el método no se ajuste adecuadamente al tratar de predecir el CA50 a partir del parámetro AlphaRef.

Dicho esto, se entiende que, de esta componente, la parte debida al freno motor activo no se debería de encontrar en la señal registrada de un motor montado en un vehículo, en los que para un mismo ciclo el par resistente es prácticamente constante, o en bancos de ensayo con frenos motores no activos más rudimentarios, como el que se utilizará para comprobar el método en el motor 4 tiempos K9K del punto 5.3. Además, como se observa al comparar la

influencia de esta componente para varios frenos motores (figura 5.12), esta es la parte más influyente de dicha componente, por ello se ha decidido trabajar el método en adelante con la señal limpia, es decir con la velocidad extraída a partir de la presión en el cilindro, por ser esta la que debería de observarse al registrar la señal de régimen instantáneo sin la influencia de un freno motor activo. Puede observarse la diferencia de ambos regímenes en la figura 5.6 del apartado 5.2.3. Para demostrar esta hipótesis, se trabajará sobre el motor k9k con un freno no activo.

Otro posible método para franquear esta componente sería el desarrollo de una ecuación que estime su influencia en función de los parámetros internos de control del propio freno motor, pero obtener estos requeriría de un estudio profundo de su funcionamiento que escapa al objeto de este proyecto.

Es interesante observar la importancia que tiene la selección del freno motor sobre la señal de régimen instantáneo registrada, y como varía su influencia en función de su calidad y funcionamiento. En un inicio se trabajó con el freno motor A, de menor calidad al actual, el freno motor B. Este causo problemas y fue finalmente sustituido por el B. En la figura 5.12 podemos observar la diferencia entre la componente del freno motor A (azul) y del freno motor B (naranja) para dos puntos ensayados de características similares.

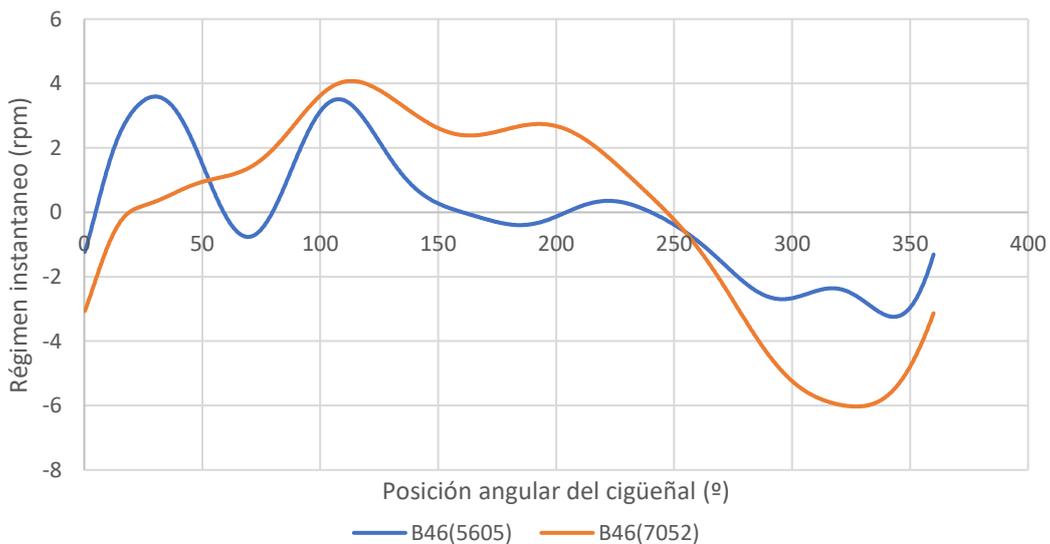


Figura 5.12: Representación de la influencia del freno motor sobre el régimen instantáneo en puntos B46 similares, en azul freno motor A y en naranja el freno motor B.

Esta diferencia se acentúa cuando pasamos a obtener la relación AlphaRef-CA50 para ambos puntos mostrados (figura 5.13). Aquí se observa como el punto ensayado utilizando el freno motor A (azul) no se ajusta en absoluto a la tendencia teórica esperada de la relación AlphaRef-CA50 (naranja), mientras que el punto funcionando con el freno motor B (gris) se ajusta mejor a la relación esperada, demostrándose así la mejor calidad y funcionamiento del freno motor B, el cual introduce menores variaciones sobre los resultados a esperar.

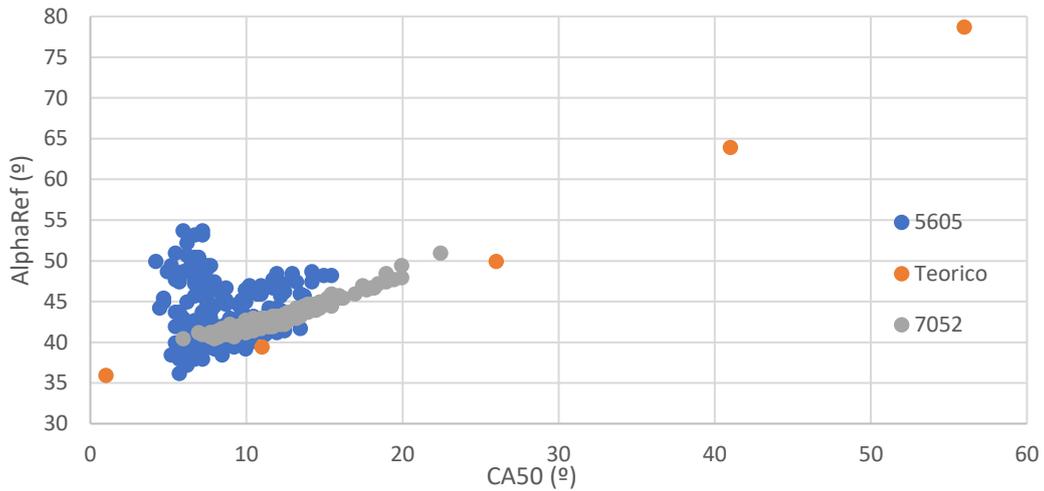


Figura 5.13: Representación de la influencia del freno motor sobre la relación AlphaRef-CA50 en puntos B46 similares, en azul freno motor A y en gris el freno motor B.

También cabe estudiar la variación de los resultados a la hora de obtener la relación AlphaRef-CA50 utilizando el régimen experimental con la influencia del freno motor (figura 5.14) y lo mismo sin esta a través del régimen obtenido a partir de la presión (figura 5.15). Observando dichas figuras se ve como especialmente los puntos B45 se alejan de la tendencia al incluirse la influencia del freno motor, lo que nos hace perder la resolución en los puntos cercanos a CA50=0°; mientras que al observar la figura en la cual se carece de esta influencia los puntos muestran una mejora en el ajuste a la tendencia en todos sus puntos.

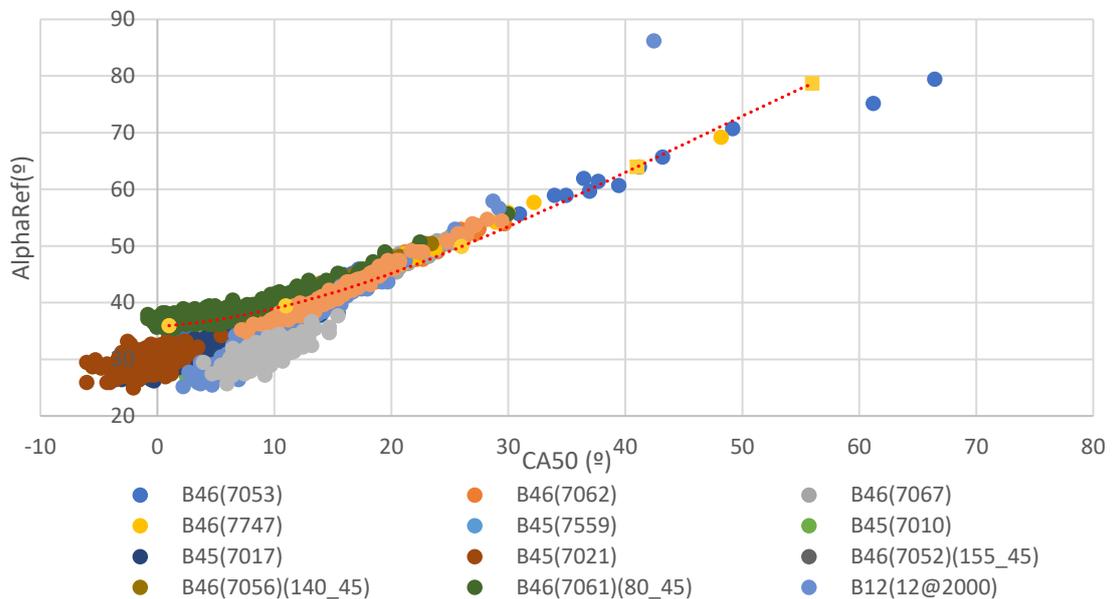


Figura 5.14: Representación de la relación CA50-AlphaRef utilizando la señal de régimen instantáneo con la influencia del freno motor para diversos puntos de funcionamiento.

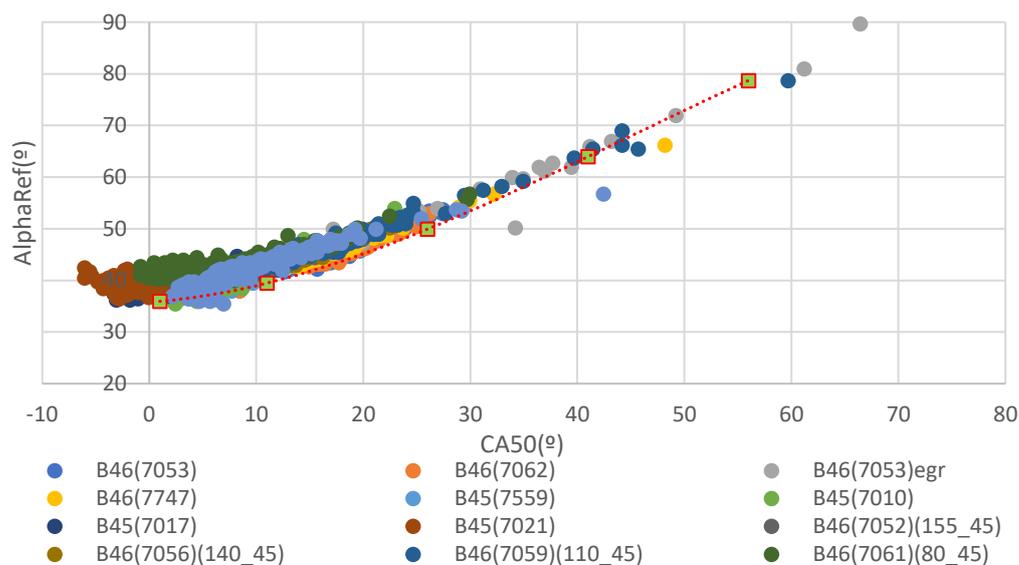


Figura 5.15: Representación de la relación CA50-AlphaRef utilizando la señal de régimen instantáneo sin la influencia del freno motor para diversos puntos de funcionamiento.

En conclusión, debido a los datos expuestos y argumentos en el presente punto, se ha decidido trabajar sobre el régimen instantáneo obtenido de la presión, el cual concuerda con el esperado en el caso de que el motor funcionase con un freno motor no activo, o estuviese montado en vehículo, donde se espera un par resistente más continuo que no cause variaciones como las observadas en la figura 5.11. Para demostrar que dicha hipótesis es válida, junto a lo anteriormente mostrado, se comprobará sobre el motor 4 tiempos K9K de Renault (punto 5.3) el funcionamiento del método y la no existencia de esta componente del freno motor activo, puesto que este regula su velocidad mediante un freno motor no activo más rudimentario.

5.2.5. Arrastre

Como se ha expresado anteriormente, para obtener la correlación observada entre los parámetros CA50 y AlphaRef es necesario sustraer el arrastre a la velocidad instantánea medida para que de este modo solo influya la componente debida a la combustión. En un inicio se trabajó restando un arrastre experimental [4], pero al realizar un estudio más profundo de las componentes en series de Fourier de las señales de régimen instantáneo se ha determinado que es más correcto e induce menos modificaciones respecto a lo que se observa en el régimen extraído de la presión el uso de un arrastre teórico. Uno de los principales problemas a la hora de aplicar este método es que cada ciclo tiene un arrastre único que depende del par resistente del motor, el régimen de giro del punto, que modificará la influencia de las inercias y la fricción provocada por los elementos auxiliares, la variación de la masa de aire y combustible trasegada en función del punto ensayado, y de la presión, que incluye el efecto de la temperatura y composición de los gases. Debido a lo anterior, se entiende que no puede utilizarse un solo arrastre para todos los puntos y ciclos ensayados, por lo que es necesario obtener un proceso capaz de ajustar un arrastre tipo a cualquier caso procesado, de modo que este se ajuste al arrastre esperado del ciclo de combustión, tal y como se muestra en la figura 5.16.

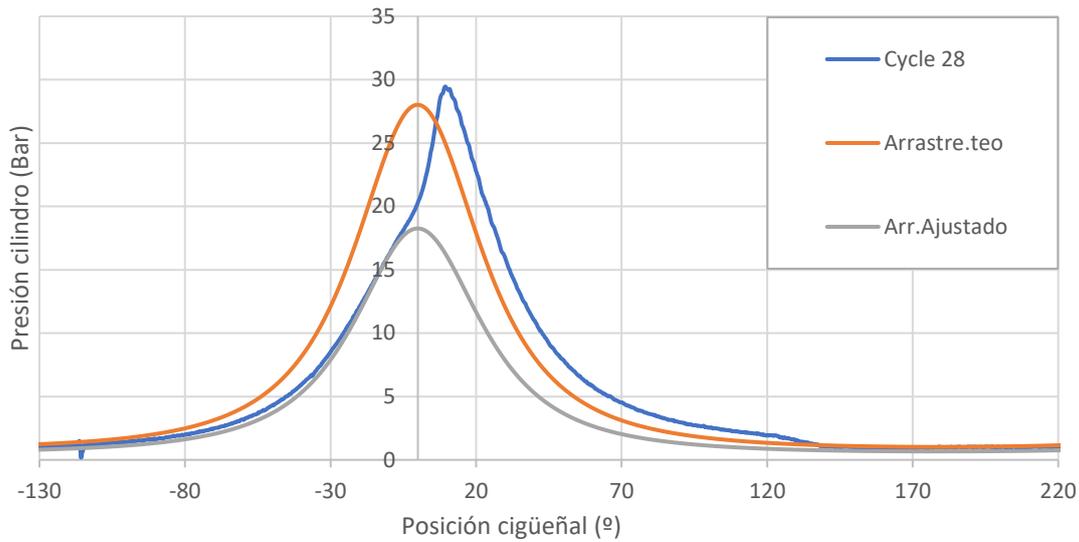


Figura 5.16: Representación de la presión en un ciclo de combustión (azul) junto a un arrastre teórico tipo (naranja) y este mismo ajustado (gris)

Para remarcar la importancia de este ajuste, se ha calculado la relación AlphaRef-CA50 para un elevado número de ensayos (figura 5.17) a los que se les ha sustraído un arrastre sin ajustar, donde se observa cómo se pierde la relación existente conforme el CA50 se va acercando a 0°, especialmente en puntos B45 y B12.

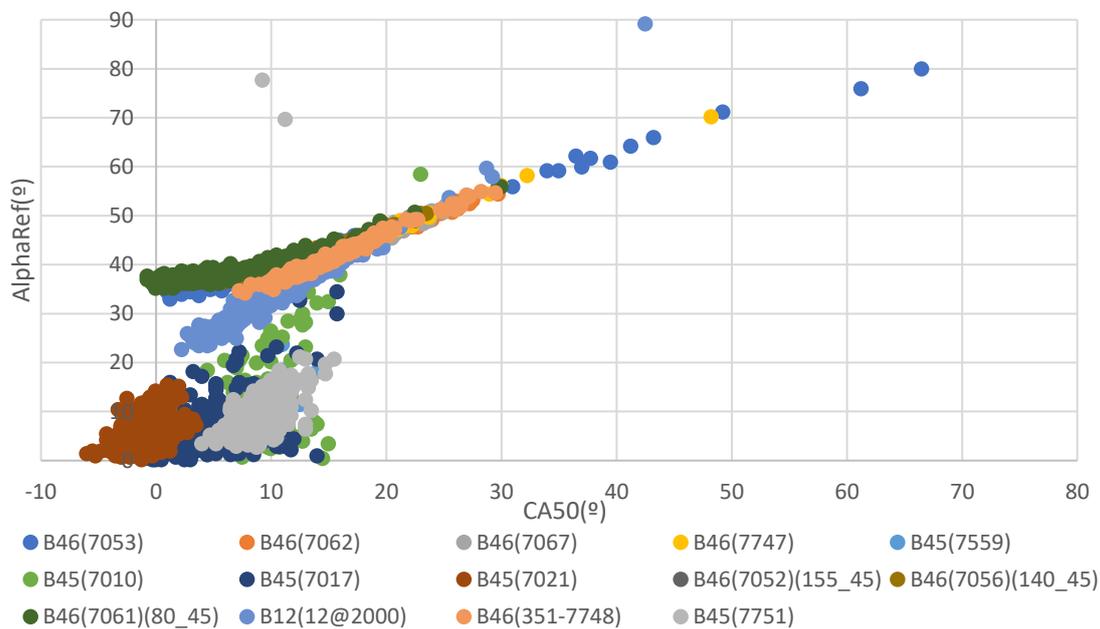


Figura 5.17: Representación de la relación AlphaRef-CA50 para una serie de puntos ensayados a diversas cargas y régimen 2000 rpm sustrayendo un arrastre tipo sin ajustar.

Comparando esto con la figura 5.15 presentada anteriormente, donde podemos observar este mismo gráfico, pero esta vez sustrayendo un arrastre ajustado, se advierte una clara mejora de la relación en estos puntos.

De este modo, dado que es vital considerar el arrastre para poder restárselo a cada caso de combustión, el siguiente punto es como obtener este arrastre sin requerir de su medida

experimental, puesto que esta medida en un motor real, montado en vehículo, es imposible, para ello se proponen dos metodologías. Estas a su vez deben de ser capaces de procesarlo de manera rápida, pues la obtención del parámetro CA50 debe de ser casi instantánea para permitir un correcto control en tiempo real sobre la combustión.

i. Ajuste mediante régimen medio y presión máxima:

Este método consiste en a partir de un régimen tipo, y conociendo el régimen medio y la presión máxima del ciclo al que debe de ajustarse, obtener el arrastre ajustado a este ciclo. Para ello una vez obtenido el arrastre teórico tipo, este puede dividirse en dos partes, una debida a las inercias del motor (figura 5.18), y otra debida a la presión dentro del cilindro durante el ciclo (figura 5.19). La componente debida a las inercias se obtiene aplicando una presión nula al ciclo teórico e imponiendo un régimen. La parte debida a la presión se obtiene eliminando la inercia de la biela y la masa del pistón. Tras obtener ambas se comprueba que la suma concuerda con el régimen instantáneo del arrastre teórico tipo.

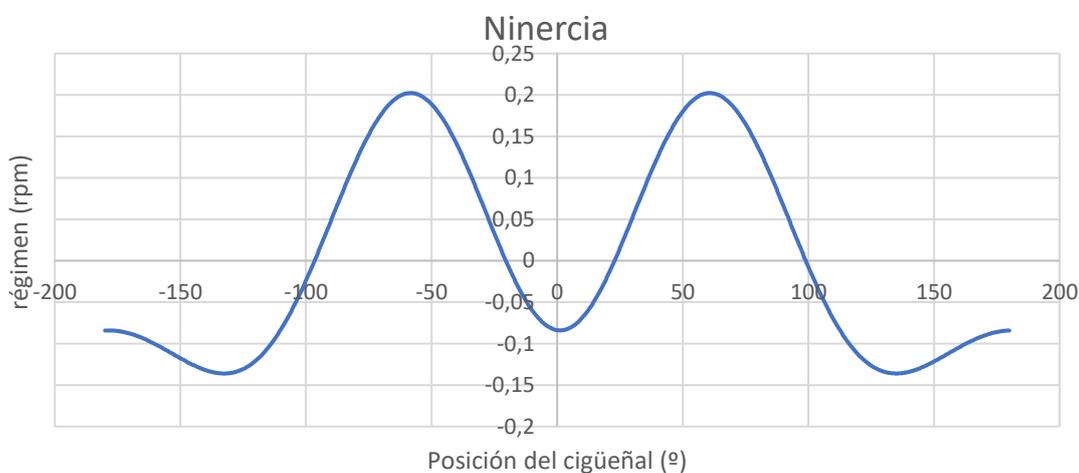


Figura 5.18: Representación de la componente del régimen instantáneo de un arrastre teórico debida a las inercias a 2000 rpm bajado a media 0 rpm.

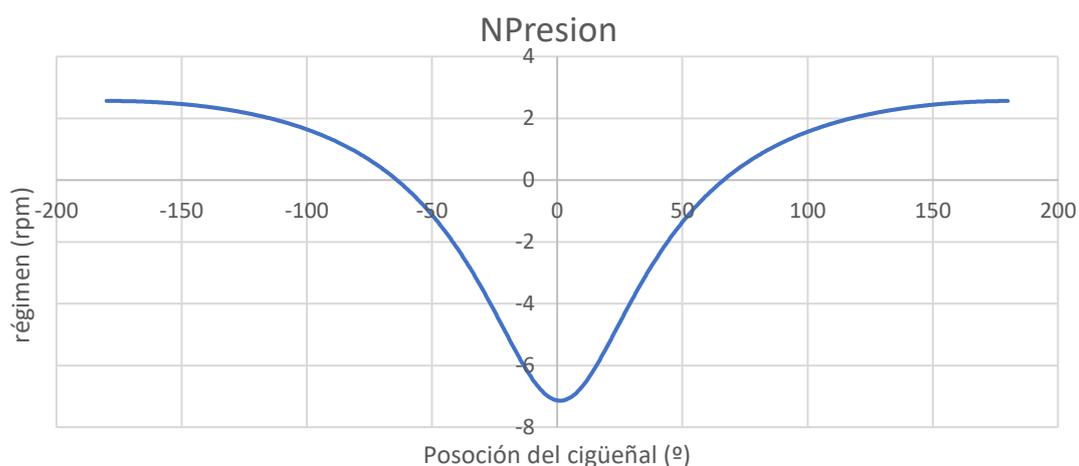


Figura 5.19: Representación de la componente del régimen instantáneo de un arrastre teórico debida a la presión a 2000 rpm bajado a media 0 rpm.

Una vez obtenidas ambas componentes con media 0 rpm por separado, el método para obtener el arrastre ajustado a nuestro caso concreto requiere de ajustar por un lado la componente debida a las inercias según la velocidad de nuestro ciclo, y la debida a la presión según la presión registrada en este. La obtención del régimen medio del ciclo a ensayar es simple dado que estamos registrándolo de manera instantánea. Sin embargo, el ajuste a la presión requiere de un proceso más elaborado.

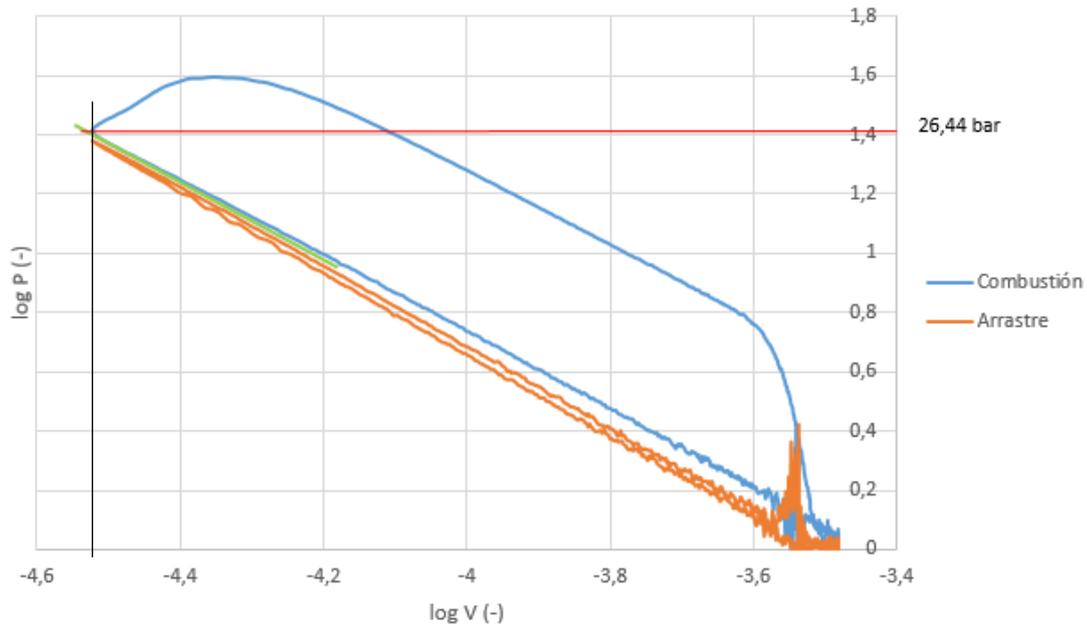


Figura 5.20: Diagrama presión-volumen de un ciclo ensayado(azul) junto al arrastre tipo (naranja).

De manera gráfica, sobre el diagrama presión-volumen (figura 5.20), en primer lugar trazamos una recta vertical por el volumen mínimo del caso de combustión, y a continuación trazamos una recta paralela al caso de arrastre y la trasladamos hasta que se cruce con el lazo de combustión. Esta línea (verde) cortará entonces a la recta vertical en un punto, que nos indicará la presión máxima que debe de alcanzar el caso de arrastre, que denominaremos presión obtenida.

Finalmente, para ajustar el arrastre con estos datos obtenidos se ejecutan en una rutina de Matlab las siguientes operaciones:

$$i. \quad n_{inercias}(n') = n_{ib} \frac{n'}{n_{base}}$$

Ecuación 5.3

$$ii. \quad n_{presión}(n', p') = n_{pb} \frac{n_{base}}{n'} \frac{p'}{p_{base}}$$

Ecuación 5.4

$$iii. \quad n_{total}(n', p') = n_{inercias}(n') + n_{presión}(n', p') + n'$$

Ecuación 5.5

Siendo n' y p' la velocidad media y la presión obtenida del caso de combustión del que se requiere el arrastre, n_{base} y p_{base} la velocidad media y la presión máxima del arrastre tipo, n_{ib} y n_{pb} las componentes debidas a las inercias y a la presión del caso arrastre tipo.

Este método proporciona un arrastre bastante fiel al que cabe esperar, el problema de este método es que solo es válido si se tiene la presión registrada dentro del cilindro para obtener de este modo la presión obtenida, pero recapitulando hacia el objeto del proyecto buscamos un método capaz de obtener la posición de la combustión a partir solamente del régimen instantáneo. Por tanto, este proceso no será de utilidad para esto, pero seguirá siendo de utilidad para comprobar que el arrastre obtenido mediante el siguiente método se ajusta fielmente a la realidad que cabe esperar.

ii. **Ajuste mediante semejanza a velocidad teórica de caso de combustión puro:**

Este método, al igual que el expuesto en el punto anterior, se inicia con la obtención de un arrastre teórico tipo, pero esta vez la obtención del coeficiente por el que debemos de multiplicar el arrastre será diferente, trabajándose totalmente con el régimen instantáneo.

El proceso se basa en aplicar lo aprendido en el marco teórico, como se adelantaba en el apartado sobre metodología, a los puntos medidos experimentalmente. Primero se ha obtenido el régimen instantáneo de un caso de combustión teórico y su arrastre, y se ha calculado su diferencia (figura 5.21).

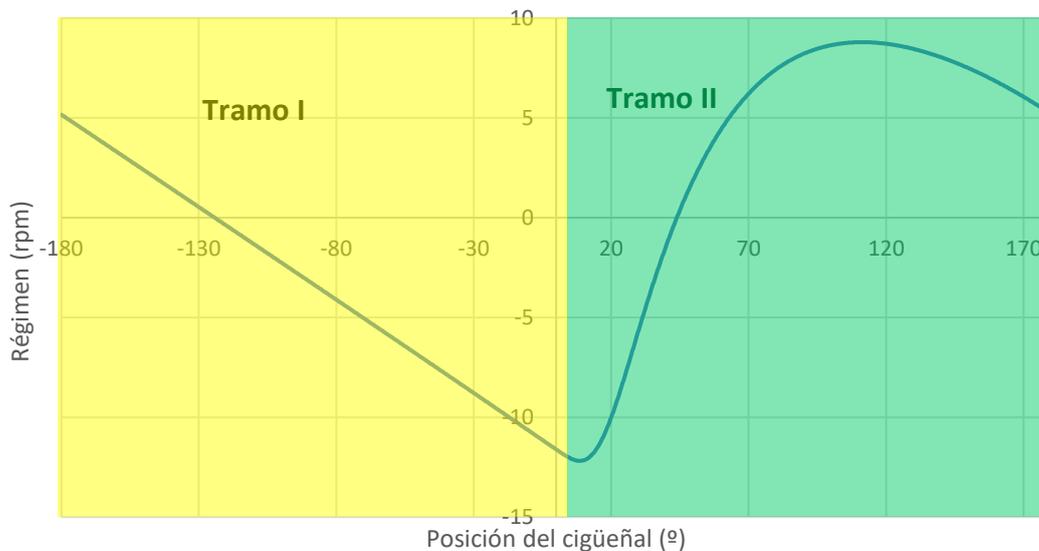


Figura 5.21: Representación de la diferencia del régimen instantáneo de un caso con combustión y su arrastre en el marco teórico.

Al analizar la curva de la diferencia, se observa una distinción en dos tramos. Por un lado, desde el punto muerto inferior (PMI) (-180°) hasta el inicio de la combustión cercana al punto muerto superior (5°), hay una pendiente descendente constante que frena al motor, la cual se debe a la acción del par resistente constante ejercido sobre él (por la vía en el caso de un automóvil, por el freno motor en el caso de un motor en sala de ensayos), llamada tramo I. Por otro lado, desde el punto en el que se inicia la combustión (5°) hasta el PMI (180°), se observa una aceleración del motor debida a la combustión hasta que poco a poco el par resistente va venciendo a la acción de esta y cesa la combustión retornando a la pendiente constante debida

al par resistente, tramo II. De este modo para mantener el régimen medio constante esta aceleración producida por la combustión debe de ser equivalente al par resistente que se aplica sobre el motor.

A partir de estos resultados, se ha desarrollado un método que consiste en restar al régimen experimental nuestro arrastre tipo multiplicado por un coeficiente, el cual va variando hasta que el tramo correspondiente al par resistente de la diferencia se ajuste lo máximo posible a una recta (ecuación 5.6). Con el fin de obtener el coeficiente que mejor aproxima este tramo se realiza un proceso iterativo el cual realiza la diferencia comentada y obtiene la ecuación de primer grado que mejor aproxima el tramo I. Una vez obtenida esta aproximación se obtiene el error mediante R^2 , y este es comparado con el error anterior, realizando este proceso hasta que obtenemos un error el cual no puede ser reducido. La rutina empleada para ello es homologa a la empleada en el apartado 5.3.3, utilizando en este caso un solo parámetro.

$$n_{diferencia}(rpm) = n_{experimental} - [(n_{arrastre} - \overline{n_{arrastre}}) * coeficiente + \overline{n_{arrastre}}]$$

Ecuación 5.6

Sin embargo, debido a la modificación producida en el régimen por el freno motor activo, este par en nuestro caso deja de ser constante, y por tanto el método no es útil salvo que eliminemos esta componente siguiendo la hipótesis presentada en el punto anterior. Por tanto, el método es útil siempre que se utilice un freno motor no activo en el banco de ensayo, se pueda sustraer la componente debida a un freno motor activo, o se trabaje sobre un motor montado en un vehículo. De este modo, como se puede observar al comparar los resultados obtenidos mediante este método (figura 5.22) y los obtenidos ajustando mediante el método i (figura 5.23) son prácticamente idénticos.

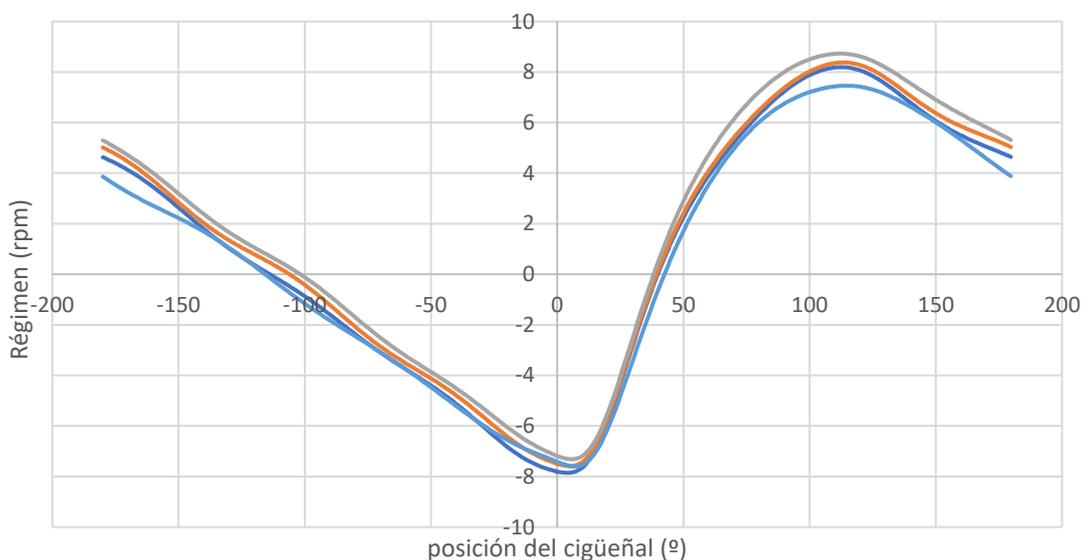


Figura 5.22: Representación de la diferencia del régimen instantáneo de un caso experimental B46 y su arrastre ajustado mediante el método ii para varios ciclos.

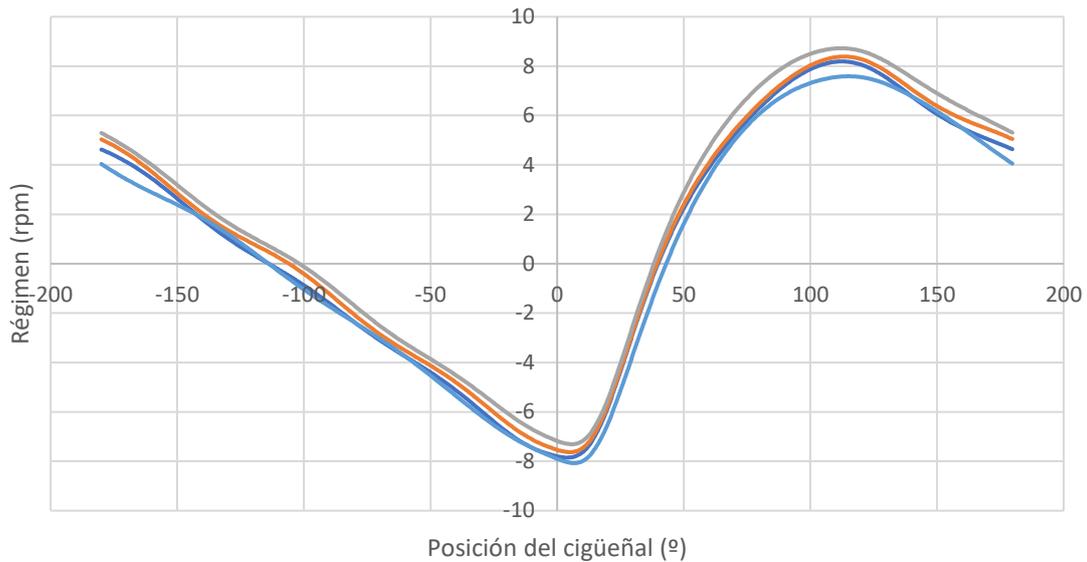


Figura 5.23: Representación de la diferencia del régimen instantáneo de un caso experimental B46 y su arrastre ajustado mediante el método i para varios ciclos.

Por tanto, hemos conseguido sustraer el arrastre al caso de combustión de manera adecuada para poder conseguir la correcta relación entre AlphaRef y CA50 sin requerir de información procedente del sensor de presión, es decir ciñéndose al objeto del proyecto de obtener todo a partir del régimen o sensores ya implementados en cualquier motor convencional.

5.2.6. Desarrollo de un método para la estimación del parámetro CA50 a partir del régimen experimental

En vista de lo aprendido en el mundo teórico y los estudios realizados sobre la señal del régimen instantáneo, se pasa a continuación a desarrollar un programa, a implementar mediante scripts de Matlab, que aplique estos conocimientos sobre el marco experimental. Este programa debe por tanto de ser capaz de estimar a partir de un régimen instantáneo experimental en bruto su parámetro AlphaRef, y a partir de este estimar el parámetro CA50 correspondiente, para de este modo controlar la posición de la combustión.

Para ello en primer lugar se ha obtenido el parámetro AlphaRef para una batería de puntos y se ha relacionado con el CA50 correspondiente obtenido experimentalmente, de este modo se procesan los pares de puntos AlphaRef-CA50 para todos los ciclos del barrido de puntos estudiados y se ajustan mediante mínimos cuadrados, obteniendo la ecuación que mejor ajuste ambos parámetros.

En base a estos resultados se ha desarrollado un script que, mediante el input del régimen instantáneo y poseyendo en memoria la ecuación de ajuste y un arrastre tipo (comentado en el punto 5.2.5), obtenga el parámetro AlphaRef y estime el CA50 del ciclo introducido, para de este modo ofrecer un control en tiempo real del proceso de combustión que está teniendo lugar en el cilindro.

A continuación, se pasan a exponer de manera detallada los procesos llevados a cabo que han sido mencionados, los cuales se descomponen en dos partes, una parte enfocada a la

obtención de la ecuación que relaciona AlphaRef con CA50, y otra parte cuyo fin es el desarrollo de una rutina que ofrezca el parámetro CA50 obtenido de manera teórica introduciendo como dato el régimen instantáneo y el arrastre tipo.

i. Obtención de la relación AlphaRef-CA50.

Para el desarrollo de esta parte del proyecto, se ha llevado a cabo una rutina que, mediante una serie de pasos, obtiene a partir del régimen instantáneo y el parámetro CA50 medido experimentalmente una nube de puntos de los pares AlphaRef-CA50, para a partir de esta obtener la ecuación que relaciona estos parámetros introduciendo el mínimo error, la cual se utilizara posteriormente en el desarrollo del script de control de la combustión que da una estimación del CA50 a partir del régimen introducido.

En primer lugar, esta rutina obtiene el régimen instantáneo procedente de la ley de presiones registrada (se utiliza este régimen por los motivos expuestos anteriormente) utilizando una adaptación de la rutina empleada por Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4]. A continuación, a este régimen se le aplica el segundo proceso desarrollado para ajustar el arrastre, expuesto en el punto 5.2.5, que consiste en sustraerle un arrastre tipo ajustado por la velocidad y por un coeficiente de optimización el cual varía hasta que el tramo del régimen instantáneo de la diferencia, debido al par resistente aplicado, se aproxima lo máximo posible a su resultado teórico, es decir a una recta de pendiente constante decreciente.

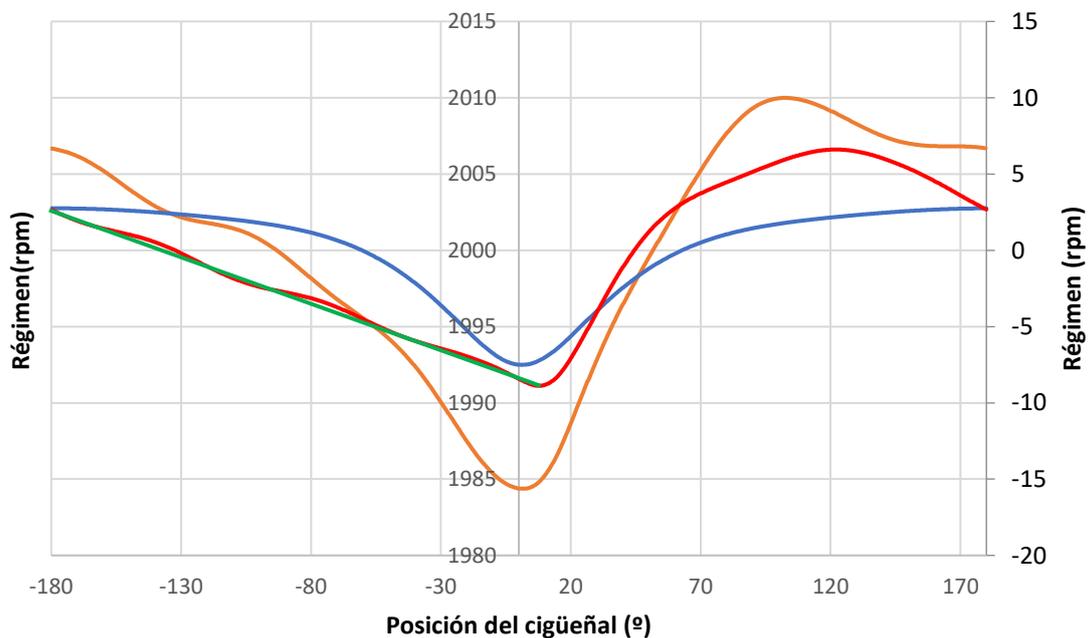


Figura 5.24: Representación del régimen instantáneo procedente de la presión (naranja) frente al arrastre tipo ajustado (azul) y a la diferencia de ambos (rojo y eje secundario).

Una vez logrado esto, la rutina pasa a continuación a calcular el parámetro AlphaRef y lo enfrenta al parámetro CA50 medido experimentalmente. Esto se realiza para todos los ciclos de una batería de ensayos que incluye una amplia variedad de puntos de diferentes

características. De este modo obtenemos una gráfica de dispersión similar a la figura 5.14, y sobre esta aplicamos un ajuste polinómico mediante mínimos cuadrados, de este modo tenemos la ecuación que mejor se ajusta a la relación experimental existente entre AlphaRef y CA50 (figura 5.25).

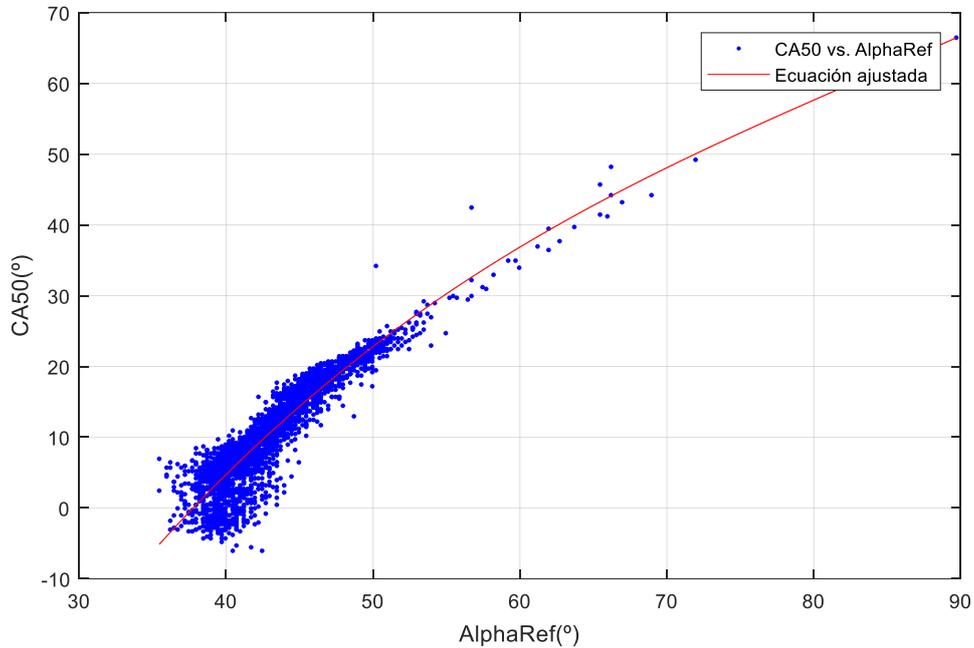


Figura 5.25: Representación de la relación experimental entre AlphaRef y CA50 para todos los ciclos de un barrido de puntos junto a su ecuación de ajuste, ambos medidos en grados.

Tras este proceso se ha obtenido finalmente la ecuación 5.7 que obtiene un CA50 teórico a partir de un AlphaRef (en la ecuación Aref para abreviar) procesado a partir de una señal experimental, ambos medidos en grados.

$$CA50(^{\circ}) = 0,000197387135786312Aref^3 - 0,0497247356624203Aref^2 + 5,07872644176361Aref - 131,487998557134$$

Ecuación 5.7

ii. Propuesta del método de determinación del CA50 a partir del régimen instantáneo

Esta rutina, tal y como se ha introducido al inicio del punto, desarrollo el objeto final del proyecto, es decir, la obtención en tiempo real del parámetro CA50 a partir de la señal de régimen instantáneo registrada para facilitar el control de la combustión que está teniendo lugar en el motor. Para ello se ha desarrollado una rutina que a partir de la lectura del régimen instantáneo le sustrae la componente debida al freno motor que se ha estudiado con anterioridad, le ajusta el arrastre tipo almacenado en la memoria y calcula el parámetro AlphaRef, el cual se introduce en la ecuación 5.7 para obtener así el valor del parámetro CA50. Esta rutina actúa de la siguiente manera:

1. Tras la lectura del régimen registrado y la masa inyectada, se procede a obtener un régimen “limpio”, es decir a obtener una señal lo más similar posible a la que cabría esperar observando la ley de presiones en el interior del cilindro, pues como se ha expresado

anteriormente, la señal que se registra en nuestro caso esta modificada por el freno motor activo.

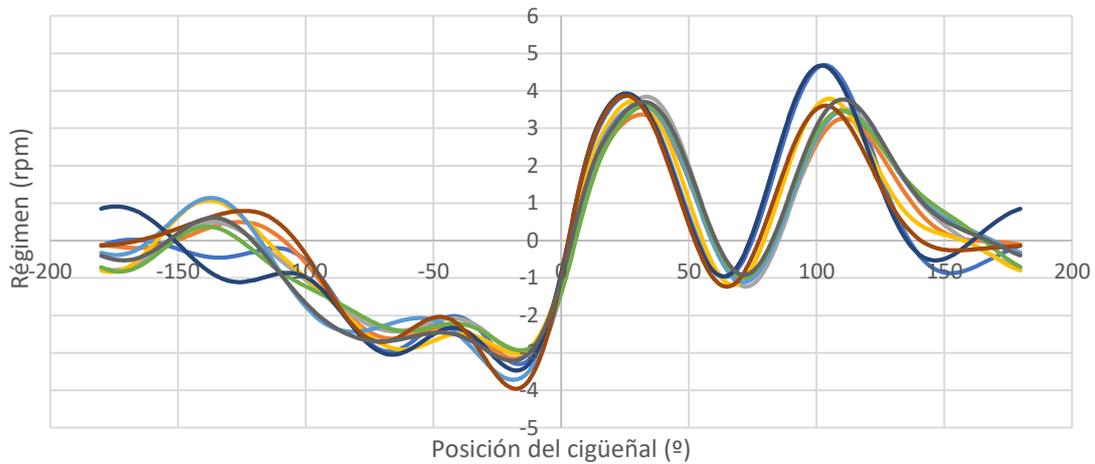


Figura 5.26: Representación de la diferencia entre el régimen registrado y el esperado a partir de la presión para diversos ciclos de un punto con una misma carga y un mismo régimen medio (B45 2000@5).

Para poder eliminar esta componente sin conocer cómo está actuando el freno activo se ha obtenido la diferencia entre el régimen instantáneo registrado y el esperado a partir de la presión para todos los ciclos de cada ensayo. Dado que como se observa en la figura 5.26, donde se muestra la diferencia para varios ciclos de un punto con un mismo régimen y una misma carga, esta componente es muy similar para ciclos de un mismo punto se ha calculado la media de esta diferencia y se ha almacenado. Realizando esto para todos los puntos ensayados posibles, a diferentes cargas y velocidades, hemos obtenido la diferencia a eliminar según el régimen y la carga. De este modo con los datos de masa inyectada y la media del régimen que se está registrando, el script busca la componente debida al freno equivalente y se la sustrae al régimen registrado, obteniendo así la señal limpia del efecto del freno motor.

2. Una vez calculada la señal de régimen a procesar, se carga el arrastre tipo anteriormente comentado y se procede a sustraerlo aplicando el segundo método del punto 5.2.5. Obteniendo así la componente del régimen debida solamente a la combustión.
3. Sobre esta última señal del régimen, se aplica el proceso comentado en el punto 5.1. para obtener el parámetro AlphaRef del ciclo que se está procesando, y se introduce en la ecuación 5.7. De este modo obtenemos el parámetro CA50 estimado que nos permitirá conocer la posición de la combustión y decidir cómo actuar sobre el motor para alcanzar la posición requerida.

Cabe destacar que lo expuesto en el primer paso para la consecución del régimen instantáneo sin la componente debida al freno activo es solo valido en caso de utilizar este mismo freno motor. En cualquier otro caso en el que el freno sea activo pero diferente a este sería necesario volver a calcular la componente de este, por lo que este método no sería válido para este caso. En el caso de que el motor se utilice bajo un freno motor no activo o montado en un vehículo ese paso sería innecesario, pues la señal registrada no estará influenciada por ninguna componente externa y sería tratable directamente según las hipótesis expuestas en el

punto 5.2.5, y como se tratará de demostrar a través del motor 4T k9k de Renault el cual utiliza un freno no activo.

Para contrastar el método se han comparado los resultados obtenidos teóricamente con los medidos experimentalmente obteniendo los resultados mostrados en la figura 5.27, los cuales tienen un error de un 14,85% y un R2 de 0.8515. Aunque este puede parecer un error de elevada magnitud, hay que tener en consideración la introducción de puntos ensayados con una elevada inestabilidad y dispersión, además de la propia inestabilidad del motor ULCGE, la cual queda patente al comparar los pares de puntos sobre este motor con los puntos obtenidos en el motor K9K (punto 5.3.6) .

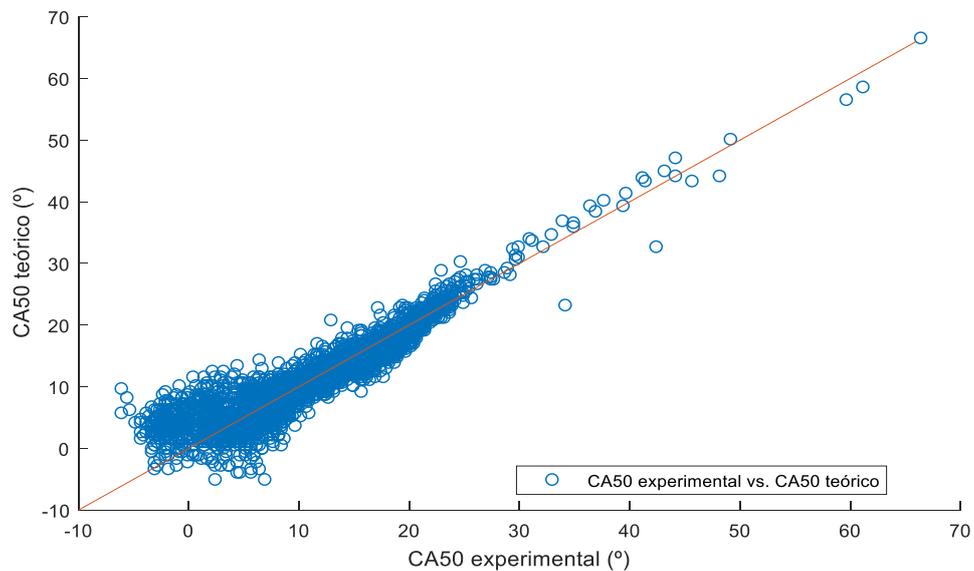


Figura 5.27: Representación de la relación entre el CA50 medido experimentalmente y el estimado a partir de AlphaRef (CA50 teórico)

5.2.7. Otros estudios

Durante el estudio del método objeto de este proyecto para la obtención del parámetro CA50, se han ido observando ciertas relaciones y comportamientos que también son de utilidad para ayudar en el control de la posición, calidad y estabilidad de la combustión. A continuación, se pasa a describir estos resultados paralelos a lo expuesto hasta ahora.

5.2.7.1. Comparación del régimen instantáneo registrado entre ciclos con buena y mala estabilidad.

Otro elemento de importancia sobre el estudio y control de la combustión es la estabilidad de ésta, pues marcará la calidad y por tanto la eficiencia que se obtiene de ella. Esta cualidad puede medirse fácilmente a partir de la desviación de la presión media indicada, cuanto mayor es la desviación de esta mayor es la inestabilidad del ciclo y por tanto menor es la calidad de la combustión. Como se observa en la figura 5.28, en un punto inestable el régimen instantáneo se ve muy afectado, observándose como la curva pasa de ser similar a la que cabría

esperar (ciclo 12) a una con poca similitud a la forma típica de un régimen instantáneo en apenas un ciclo de diferencia.

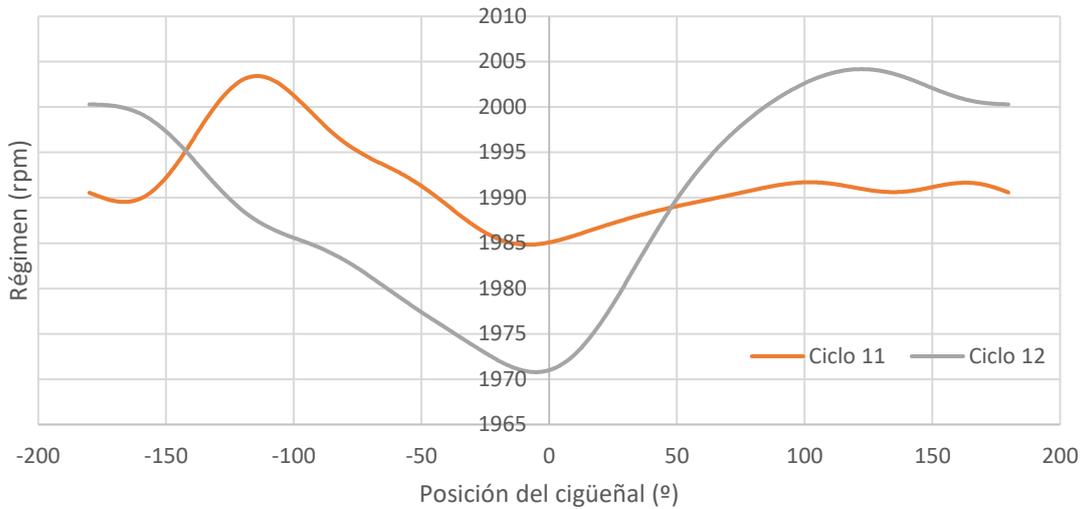


Figura 5.28: Representación del régimen instantáneo experimental de dos ciclos consecutivos en un punto B46 muy inestable.

Si analizamos otros ciclos con una alta inestabilidad, observamos que este comportamiento se repite (figura 5.29), lo que nos permite encontrar una forma sencilla de detectar cuando un ciclo está siendo inestable basándonos en el régimen instantáneo registrado experimentalmente. Basta con analizar el régimen y detectar como ciclos inestables aquellos cuyo máximo se encuentre antes de llegar al punto muerto superior. De esta manera podemos reconocer rápidamente los ciclos inestables para descartarlos a la hora de procesar, por ejemplo, la relación $\text{AlphaRef-CA50}_{\text{experimental}}$ para desarrollar la ecuación que relaciona dichos parámetros.

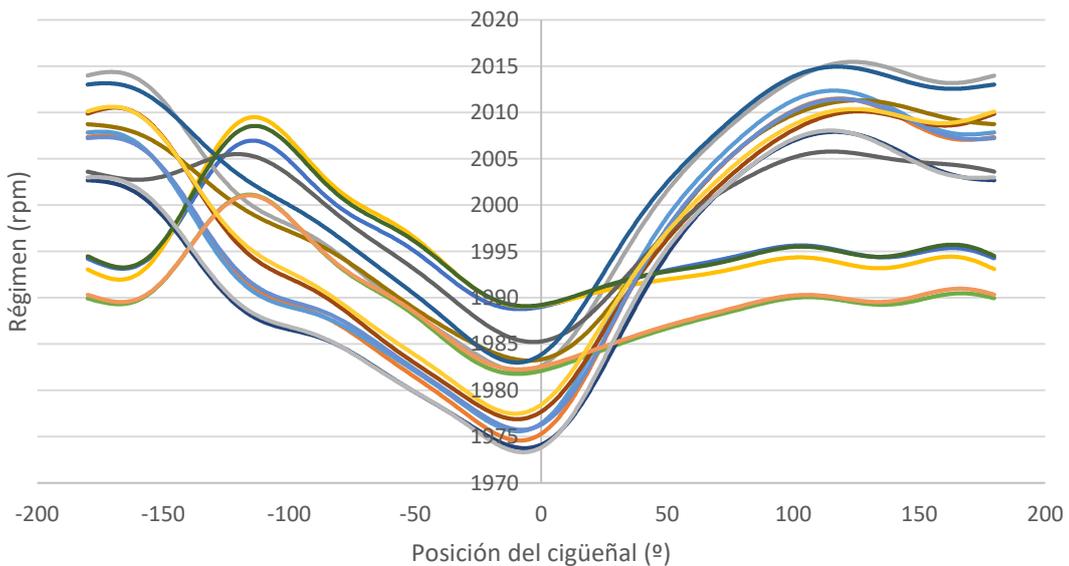


Figura 5.29: Representación del régimen instantáneo experimental de varios ciclos consecutivos en un punto B46 muy inestable distinto al mostrado en la figura 5.28.

A pesar de ello, la relación AlphaRef-CA50 obtenida en los resultados del punto anterior sigue manteniéndose para puntos inestables, aunque estos con una dispersión mucho mayor a la de un punto totalmente estable

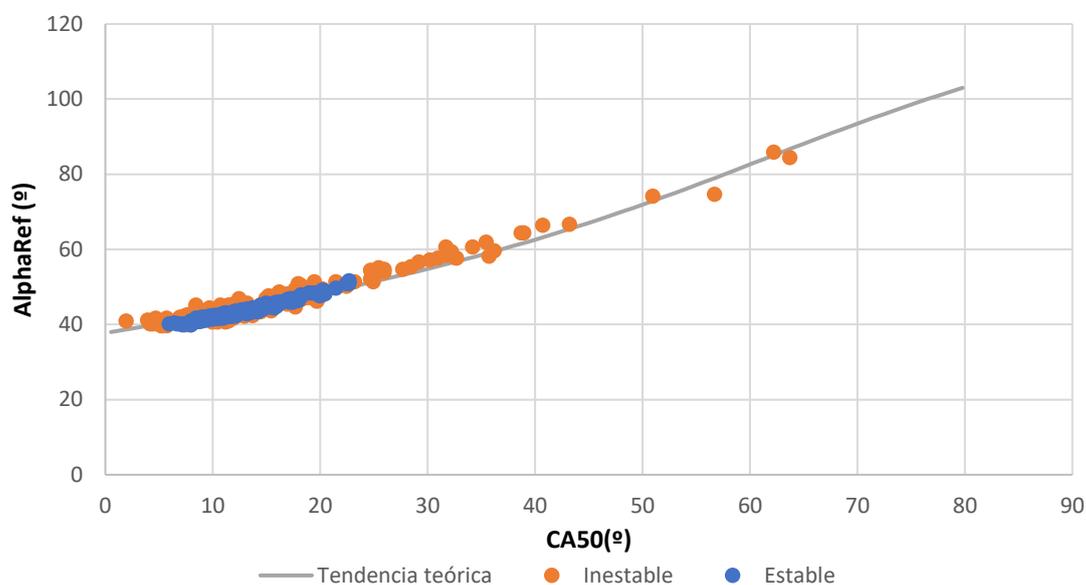


Figura 5.30: Representación de la relación AlphaRef-CA50 para un punto estable (azul) uno inestable (naranja) junto a la relación teórica.

5.2.7.2. Relación DeltaN-PMI

Otro de los parámetros más interesantes respecto al estudio de la estabilidad y la calidad de un ciclo es la IMEP o PMI, presión media efectiva, introducida en el marco teórico. Durante nuestro estudio se relacionó este parámetro con el parámetro DeltaN, expuesto en la introducción de este capítulo, para un barrido de puntos sobre el régimen obtenido de la presión de estos, obteniendo una clara relación entre los parámetros (figura 5.31).

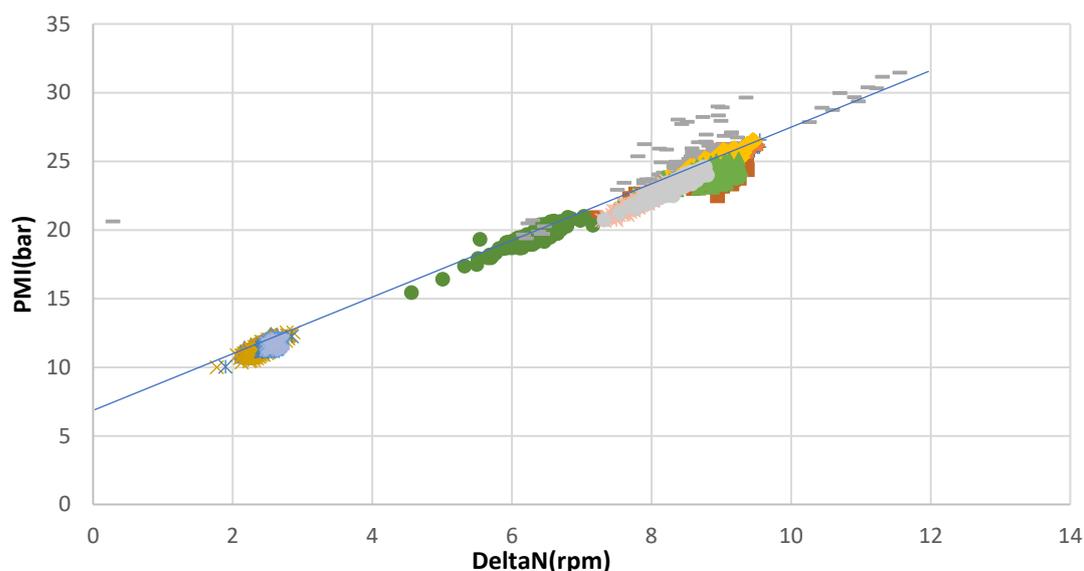


Figura 5.31: Representación de la relación existente entre la PMI y el parámetro DeltaN obtenido del régimen procedente de la presión.

En vista de estos resultados se ha aplicado el mismo proceso, esta vez sustrayendo el arrastre al régimen procedente de la presión (figura 5.32).

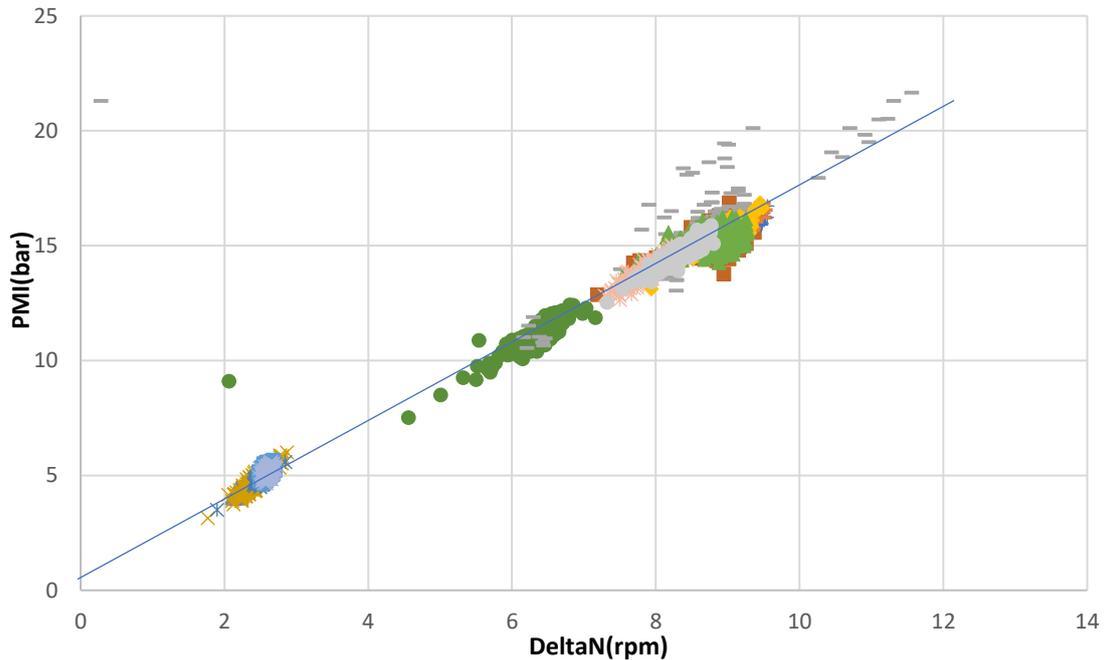


Figura 5.32: Representación de la relación existente entre la PMI y el parámetro DeltaN obtenido del régimen procedente de la presión sin arrastre.

Como se observa al comparar la figura 5.32 y con la figura 5.31, se observa que la tendencia sigue ajustándose del mismo modo al sustraer el arrastre, sin embargo esta relación tiene un mayor sentido dado que cuando la PMI es cercana a 0 el incremento del régimen también debe de ser nulo dado que no existe combustión.

De lo anterior se ha procedido a obtener la recta que relaciona los parámetros (ecuación 5.8) para incluir en nuestra rutina final la estimación de la PMI a partir del régimen instantáneo. De este modo, mediante el uso de la ecuación 5.8 se obtiene una estimación del parámetro PMI a partir del parámetro DeltaN con un error de tan solo un 1,11%.

$$PMI \text{ estimada} = 1,64336067\Delta N + 0.81061226$$

Ecuación 5.8

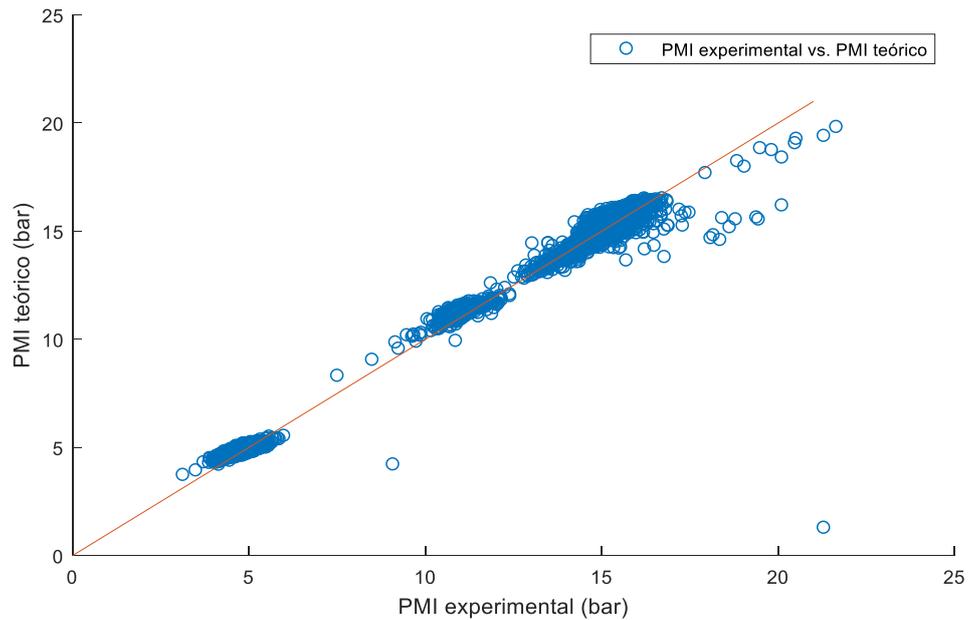


Figura 5.33: Representación de la relación entre la PMI medida experimentalmente y la estimada a partir de DeltaN (PMI teórico)

5.2.7.3. Relación CA50-Presión máxima

Otra de las relaciones que se ha observado durante este proyecto es la existente entre el parámetro CA50 y la presión máxima registrada en el cilindro, lo que tiene un sentido teórico dado que la posición de la combustión viene marcada por el parámetro CA50 y está fuertemente relacionada con las presiones obtenidas dentro del cilindro y la forma de esta ley de presiones.

Sin embargo, a diferencia de lo observado con las relaciones anteriores esta se ve influida por la masa de combustible inyectada, bajando la robustez y utilidad del método. A continuación, se muestra esta relación para diversos puntos con una masa inyectada de 17mg/cc (B46, figura 5.34) y para 5mg/cc (B45, figura 5.35).

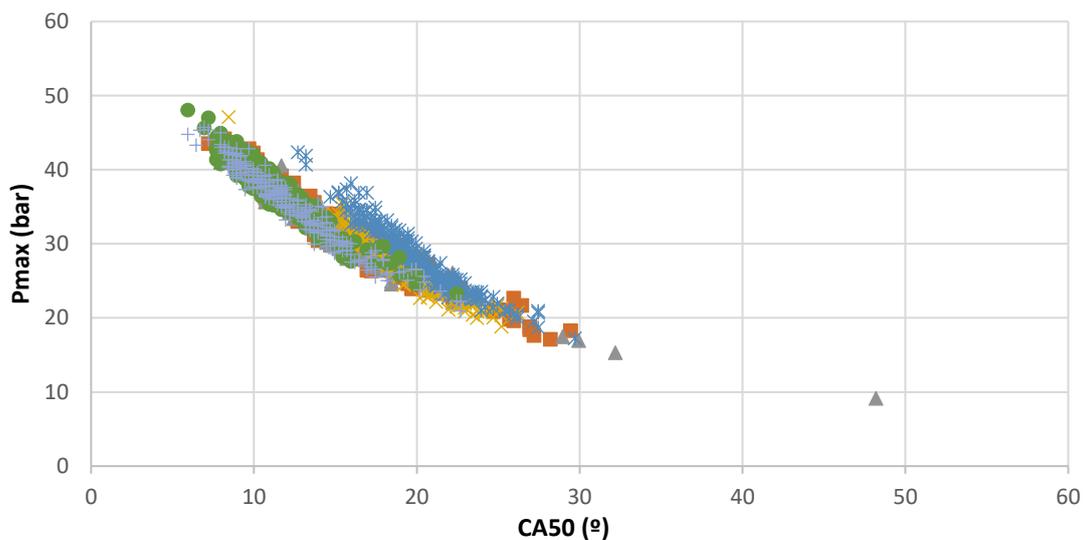


Figura 5.34: Representación de la relación entre el parámetro CA50 en grados y la presión máxima registrada en bares para puntos B46.

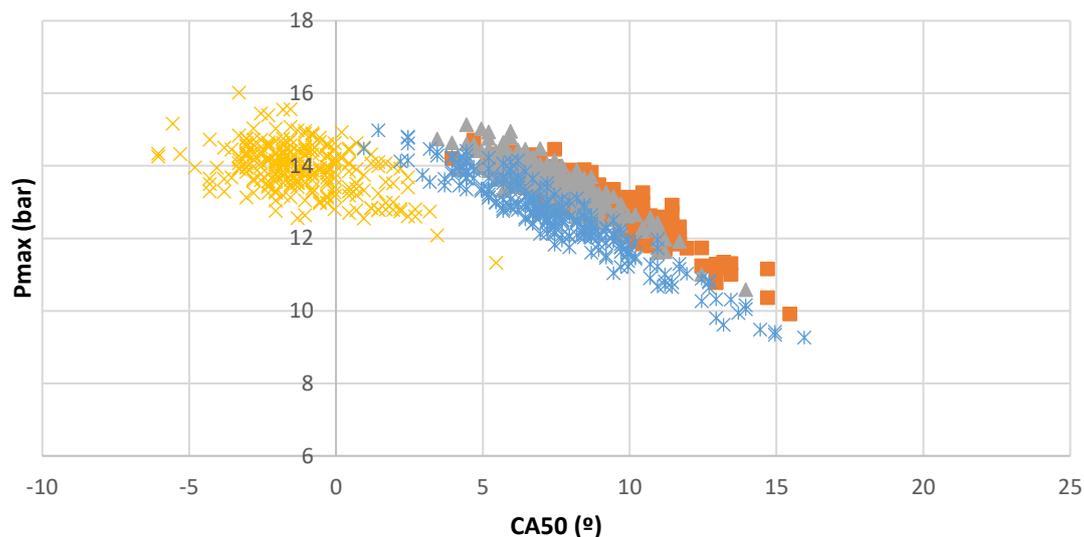


Figura 5.35: Representación de la relación entre el parámetro CA50 en grados y la presión máxima registrada en bares para puntos B45.

De los resultados se puede observar como el adelanto de la combustión aumenta considerablemente la presión máxima alcanzada, siempre limitado tanto por la máxima presión que puede soportar el motor como por el fenómeno de picado o *knocking*.

Para obtener estos parámetros se ha restado la presión de arrastre a la presión registrada durante los ensayos para cada ciclo y tras esto se ha obtenido su presión máxima y se ha enfrentado al parámetro CA50 correspondiente al ciclo.

5.2.7.4. Obtención del parámetro AlphaRef mediante el filtrado de la señal de régimen instantáneo experimental registrado.

Durante el estudio de la componente del régimen instantáneo registrado experimentalmente debida a la actuación del freno motor se ha observado que las oscilaciones introducidas por este freno tienen una frecuencia mayor a la propia del régimen. Debido a esto se ha estudiado como varía el régimen instantáneo y la relación AlphaRef-CA50 al reducir la frecuencia de corte, con el objetivo de averiguar si existe una frecuencia de corte que elimine esta componente sin distorsionar en exceso la forma del régimen instantáneo. Esto se ha desarrollado siguiendo una metodología inversa a la empleada hasta ahora. En primer lugar, se ha hecho un barrido de frecuencias de corte para diversos puntos ensayados, y se ha observado en cual se obtiene una mejor relación. Tras esto se ha estudiado teóricamente que motivo fundamenta la relación observada en la figura 5.36-3er armónico, la cual desaparece al sustraer el arrastre a la señal (lo que choca con lo observado hasta ahora).

Para seleccionar los puntos de frecuencia de corte se han utilizado los principales armónicos de la señal, es decir las componentes de mayor amplitud en espectros de Fourier divididas entre el primer armónico (armónico fundamental). De este modo cada armónico tiene una frecuencia equivalente a su posición multiplicada por la frecuencia fundamental. Por tanto, siendo la frecuencia fundamental 33'33 Hz, la frecuencia de los armónicos que se han tomado como frecuencia de corte para el filtrado son 66.66Hz, 100Hz, 133.33Hz, 166.66Hz y 200Hz (dejando el armónico a partir del cual se filtra sin filtrar).

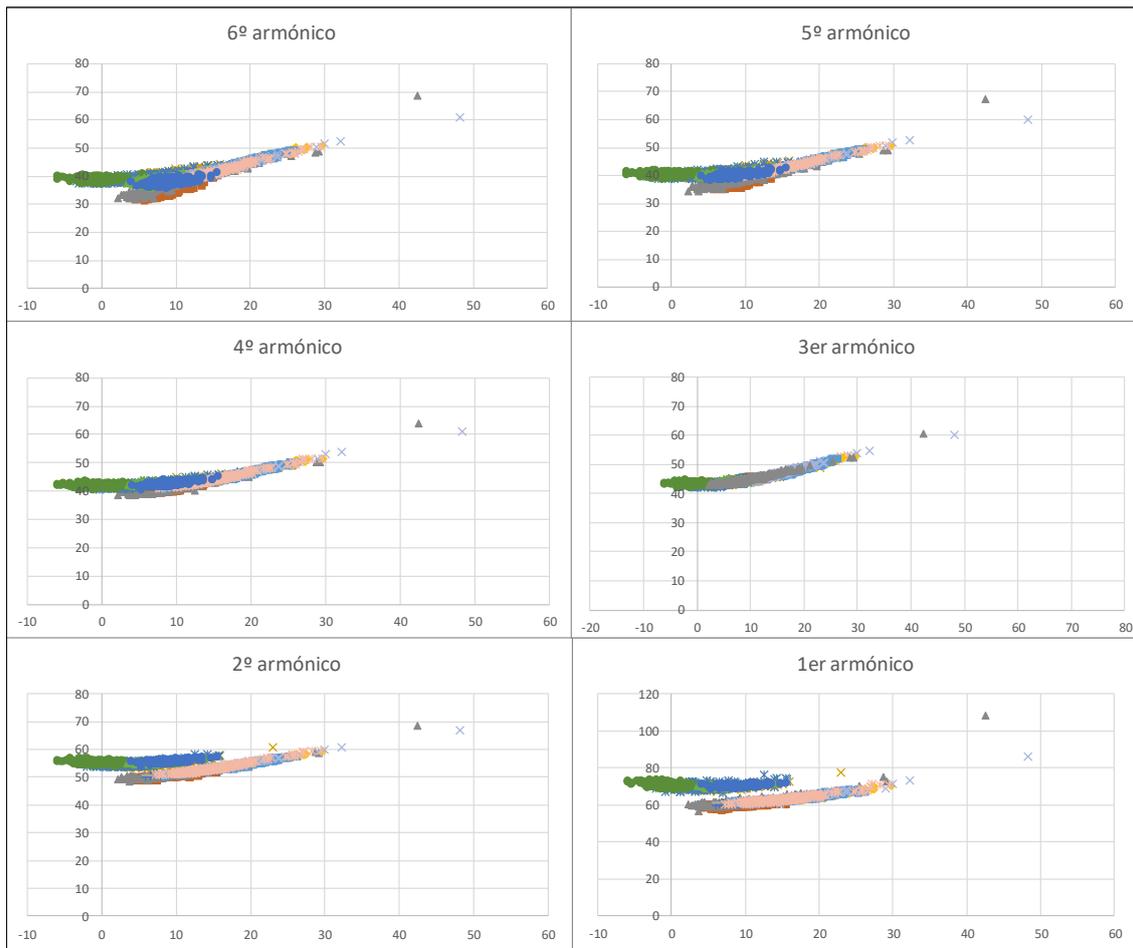


Figura 5.36: Representación de la relación entre los parámetros AlphaRef (ordenadas, en grados) y CA50 (abscisas, en grados) tomando como frecuencia de corte el armónico indicado en el título de cada gráfica (dicho armónico excluido del filtrado).

Analizando la figura 5.36, es evidente la buena relación que se obtiene filtrando a partir del tercer armónico de la señal. Visto esto se ha tratado la señal sustrayéndole un arrastre ajustado tal y como se ha realizado en apartados anteriores. Sin embargo, al realizar este proceso, la buena relación observada desaparece.

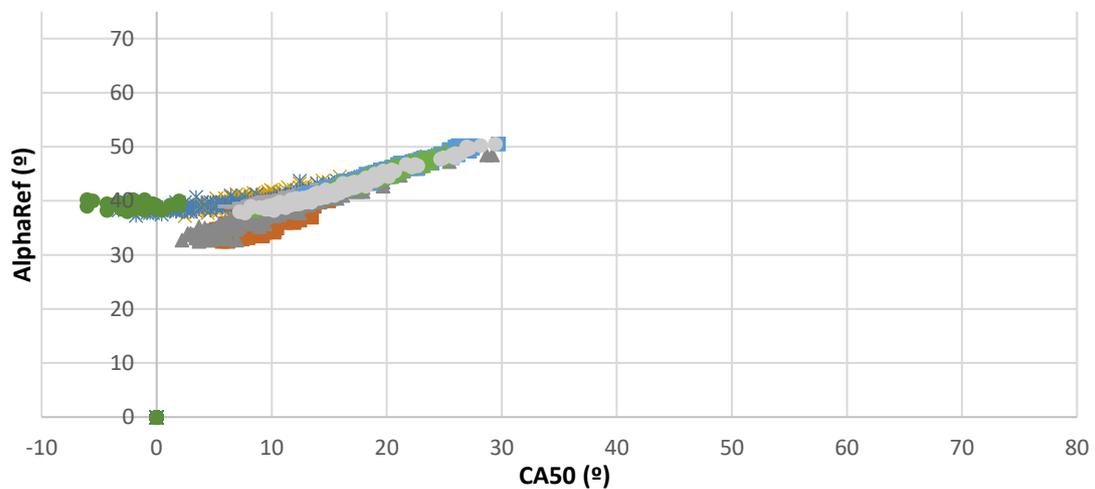


Figura 5.37: Relación AlphaRef-CA50 cortando en el 3er armónico y sustrayendo el arrastre

Al pasar a analizar esto dentro del marco teórico observamos que la figura 5.39 concuerda con lo ya analizado en la figura 5.2 (donde se realiza el mismo barrido sin sustraer el arrastre), pues dependiendo de la masa inyectada cada curva sigue una tendencia. Sin embargo, al analizar la figura 5.38 observamos que al sustraer el arrastre todos los puntos tienen una misma tendencia salvo los que inyectan 5mg/cc. Esto explica la separación que se observa desde los 15° a los 0° de CA50 en la figura 5.37, donde los puntos B45(mf5) se disgregan de los puntos B46(mf17), lo que choca con lo visto teóricamente cuando no filtramos la señal.

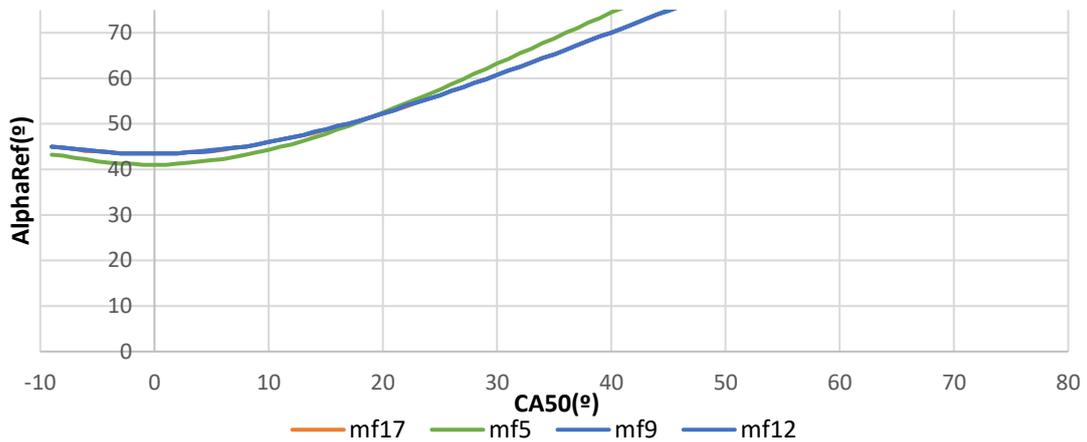


Figura 5.38: Relación AlphaRef-CA50 cortando en el 3er armónico y sustrayendo el arrastre en el marco teórico para 4 masas de combustible inyectadas ($mfX=Xmg/cc$) realizando un barrido de inicio de la combustión.

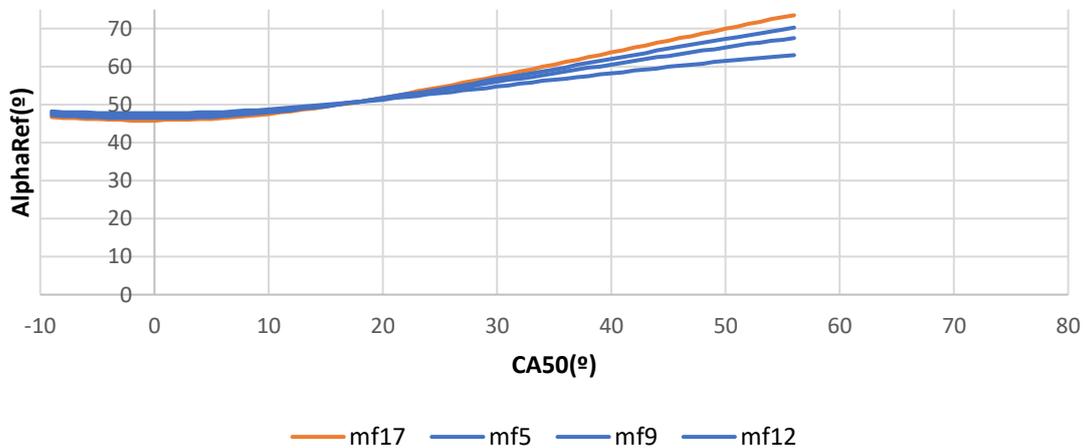


Figura 5.39: Relación AlphaRef-CA50 cortando en el 3er armónico sin sustraer el arrastre en el marco teórico para 4 masas de combustible inyectadas ($mfX=Xmg/cc$) realizando un barrido de inicio de la combustión.

Por tanto podemos concluir que aunque la relación vista al filtrar hasta el 3er armónico de manera experimental es muy buena, y podría ser útil como método alternativo, esta relación no es tan exacta como la observada al sustraer el arrastre al régimen experimental sin filtrar, y, a falta de realizar estudios para un gran número de ensayos en otros motores, se desconoce si este fenómeno es extrapolable a otros estudios, que es uno de los objetivos del presente proyecto, y por tanto se ha descartado desarrollar el método en base a este procedimiento.

5.3. K9K

5.3.1. Introducción

Una vez obtenidos los resultados expuestos en el anterior punto sobre el motor dos tiempos ULCGE de Renault, especialmente a la hora de desarrollar un método para la obtención del parámetro CA50, es necesario demostrar la utilidad de este método en cualquier motor, independientemente del número de cilindros, tipo de combustible o del ciclo de trabajo (4 tiempos o 2 tiempos), para de este modo exponer la versatilidad y robustez del método. En vista de esto y teniendo presente que el objeto del proyecto es aplicar este método a equipos con un sistema de control y adquisición de datos acordes a motores convencionales comerciales o motores ensayados en laboratorios de bajos recursos, en los cuales no se dispone de captadores de presión para controlar la combustión, se han tratado de simular estas condiciones de entorno seleccionando el motor K9K cuatro tiempos Diesel de Renault junto con una ECU convencional y una rueda fónica con un económico captador de impulsos inductivos (ambos elementos presentados en el punto 3.2). De este modo cumplimos ambas premisas de demostrar el método en un motor que diverge totalmente del anteriormente estudiado y realizar esto con el equipamiento más básico posible. Hay que destacar que sumado a esto se ha empleado un captador de presión en el cilindro para contrastar los datos obtenidos mediante el método con los medidos experimentalmente y demostrar de este modo su funcionamiento.

Además, mediante el uso de este motor comprobamos también la veracidad de la hipótesis introducida en el apartado 5.4.4 en el cual se indica que la componente observada sobre el régimen registrado experimentalmente en el motor ULCGE que hace diferir este del régimen que debe observarse siguiendo la ley de presiones adquirida proviene principalmente del freno activo que se emplea en su banco de ensayos, y esta no debería de observarse al emplear un freno motor no activo como el empleado en el motor K9K.

5.3.2. Adquisición y tratamiento de la señal en el banco de ensayos

Un factor importante a la hora de trabajar sobre el motor ULCGE ha sido el hecho de que este disfruta de un banco de ensayos complejo y avanzado en el cual se pueden variar y adquirir multitud de variables y datos y sobre el que se han realizado multitud de ensayos durante varios proyectos anteriores a este. Debido a esto la parte de adquisición y tratamiento de las señales registradas ya se encontraba perfectamente desarrollada y optimizada previo al inicio de este proyecto (en concreto la parte correspondiente a la adquisición del régimen instantáneo, la cual fue diseñada por Jose Oltra [2]). Sin embargo, en el caso del motor K9K del presente punto tan solo se contaba en un inicio con una ECU básica y una rueda fónica. Debido a ello ha sido necesario decidir que método emplear para la adquisición tanto de la señal de presión como la de régimen instantáneo, teniendo en cuenta las limitaciones de material disponible.

En el caso de la medida de la presión se decidió utilizar un captador de presión previamente disponible, propio de este tipo de medidas. Respecto al régimen, sobre el motor ya se encontraba instalada una rueda fónica junto a un económico captador de impulsos inductivos, por lo que se han adquirido los datos a través de este. Una vez dichas medidas fueron realizadas por la YOKO, y conocida la frecuencia de muestreo se ha pasado a procesar las señales.

- Tratamiento de la señal de régimen instantáneo

Dentro del tratamiento de ambas señales, el régimen instantáneo ha resultado el más complejo de desarrollar por la naturaleza de la señal registrada a partir de la rueda fónica. A partir de esta y del captador de impulsos inductivos se ha obtenido una señal como la mostrada en la figura 5.40, la cual es sinusoidal y se genera a partir de la variación del campo magnético provocada por los dientes y valles de la rueda fónica. En ella se observan cruces por cero con una distancia angular fija al pasar entre dientes y huecos, y un tramo de valle equivalente a dos dientes con sus respectivos huecos al encontrarnos con los dientes eliminados de la rueda fónica para marcar aproximadamente la posición del punto muerto superior.

Esta señal, debido a la naturaleza de este sistema, varía en función del régimen medio tanto en amplitud como en frecuencia, pues según varía el régimen cambia la variación del campo magnético, y por ende varía la influencia de las corrientes inducidas por este sobre el captador. Es esta variación frecuencial a partir de la cual podemos estimar un régimen, pues en función del tiempo que tarda en cortar el eje de abscisas temporal y de la distancia angular entre estos cruces por cero podemos obtener el régimen aproximado en ese intervalo de tiempo.

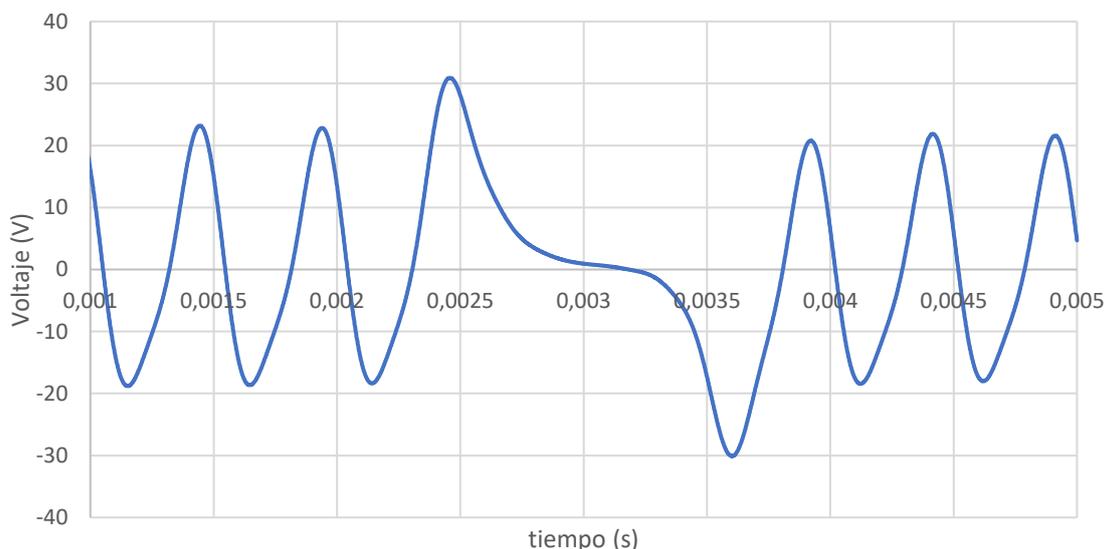


Figura 5.40: Representación de los pulsos captados durante un periodo de tiempo por el captador de impulsos inductivos colocado sobre la rueda fónica.

Basándonos en este principio, mediante el empleo de un codificador angular la señal de régimen instantáneo calculada con este proceso sería prácticamente exacta a la que debería de observarse, salvando algún ruido o influencia externa de alta frecuencia a filtrar, dado que conoceríamos la posición angular exacta en la que se producen los cortes por cero (tal y como se realiza al emplear un generador de señales triangulares en el ULCGE). Sin embargo, en nuestro caso no contamos con esta señal, y por tanto hay que emplear otras relaciones para obtener la posición angular de estos pasos por cero.

Para solventar este inconveniente, se ha decidido emplear cierta información angular no tan exacta como resultaría un captador angular, pero que como se demuestra a continuación ha resultado válido para obtener de manera bastante acertada la señal del régimen instantáneo. Como se ha comentado la frecuencia con la que se realizan los cortes por cero dependen del

régimen medio, sin embargo, estos cruces son provocados por el constante paso de diente a hueco. Debido a esto, es lógico pensar que dichos cruces se producen con una variación angular idéntica, salvo pequeñas desviaciones provocadas por el mecanizado de la rueda o la complejidad del campo magnético que produce la señal, al arco ocupado por estos componentes. Realizando cálculos sobre la rueda fónica, que cuenta con 60 dientes y valles, al dividir los 360 grados de la circunferencia entre los 60 dientes más los 60 valles obtenemos un arco angular de 3º por diente o valle. Por tanto, se ha calculado el régimen medio entre dos cruces como la distancia angular entre ellos (estimada de este modo) partido por el tiempo (ecuación 5.9). Con esto obtenemos el régimen medio en este tramo, por lo que para ordenar de manera adecuada los vectores se ha realizado el régimen medio entre cruces por cero para flancos de subida por una parte y para flancos de bajada por otra, y se han decalado siguiendo lo observado en la figura 5.41

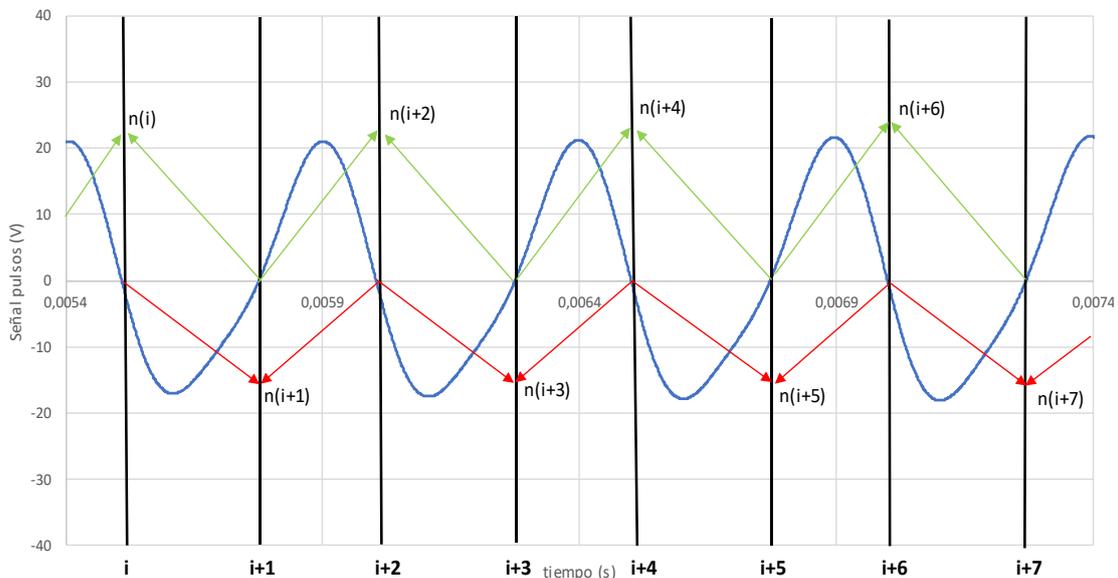


Figura 5.41: Representación de los pulsos captados por el captador de impulsos inductivos en un punto a 2000 rpm, y como se genera el vector de régimen (n) y se ordenan los vectores.

$$n_{instantaneo}(i - 1) = \frac{1}{6} \frac{\alpha(i) - \alpha(i - 2)}{\text{tiempo}(i) - \text{tiempo}(i - 2)}$$

Ecuación 5.9

De este modo, cada vez que la rutina detecte un paso por cero registra un ángulo igual al anterior más 3 grados, y conociendo el tiempo a partir de la frecuencia muestreada se obtiene el régimen instantáneo. A partir de este proceso se obtiene la señal mostrada en la figura 4.42. En ella se ve como en la zona en la que se encuentra el valle que marca el punto muerto superior el régimen procesado se desestabiliza (rodeado en rojo). Esto se debe a que los pasos por cero cercanos a ese punto dejan de ser de exactamente cada 3 grados, posiblemente debido a la fuerte influencia magnética de este valle. Por ello se ha decidido eliminar los puntos que se muestran en la zona roja de la figura 4.43, y se ha interpolado entre ellos cada 3 grados para mantener el calado existente en el vector (un valor cada 3 grados).

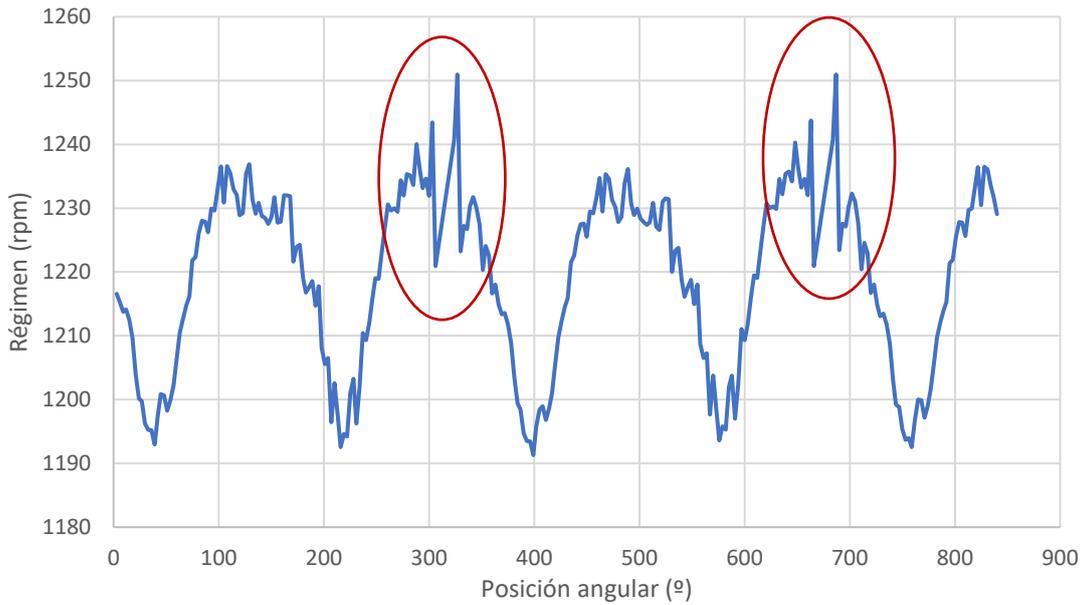


Figura 5.42: Representación del régimen instantáneo a partir de la señal captada por el captador de impulsos inductivos en un punto ensayado a 1200 rpm.

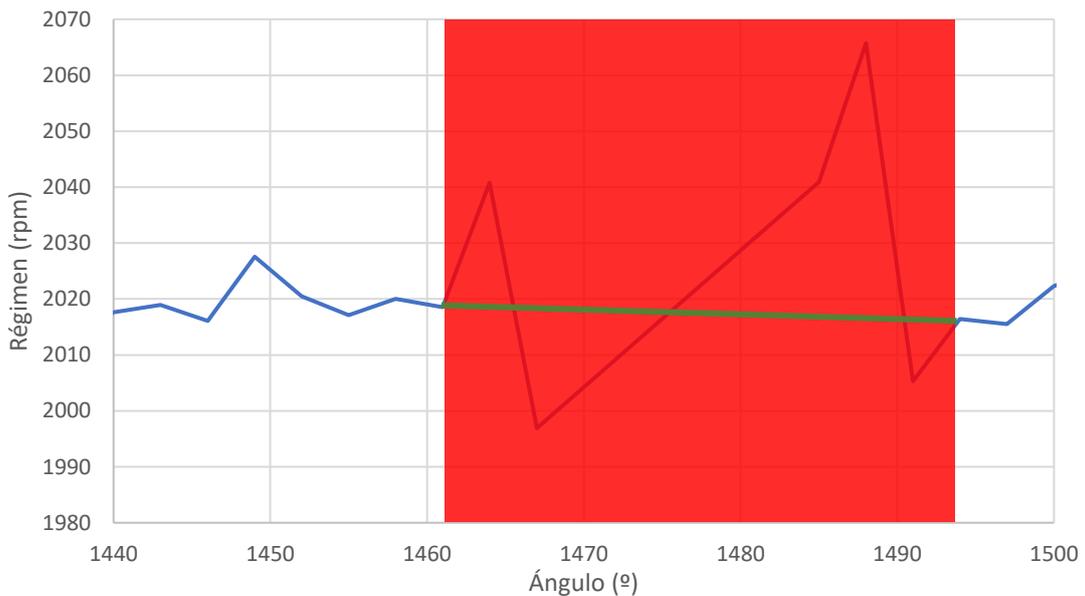


Figura 5.43: Representación de la parte desestabilizada del régimen instantáneo a partir de la señal captada por el captador de impulsos inductivos en un punto ensayado a 2000 rpm.

De este modo obtenemos una curva de velocidad como la observada en la figura 5.44 (azul), pero esta señal todavía debe de ser filtrada. Para ello se ha empleado un método frecuentemente usado que consiste en filtrar a partir de la frecuencia fundamental del régimen medio registrado, tal y como se muestra en la ecuación 5.10. De este modo queda una señal como la mostrada en la figura 5.44 (rojo).

$$f_{corte}(Hz) = \frac{Régimen\ medio}{6}$$

Ecuación 5.10

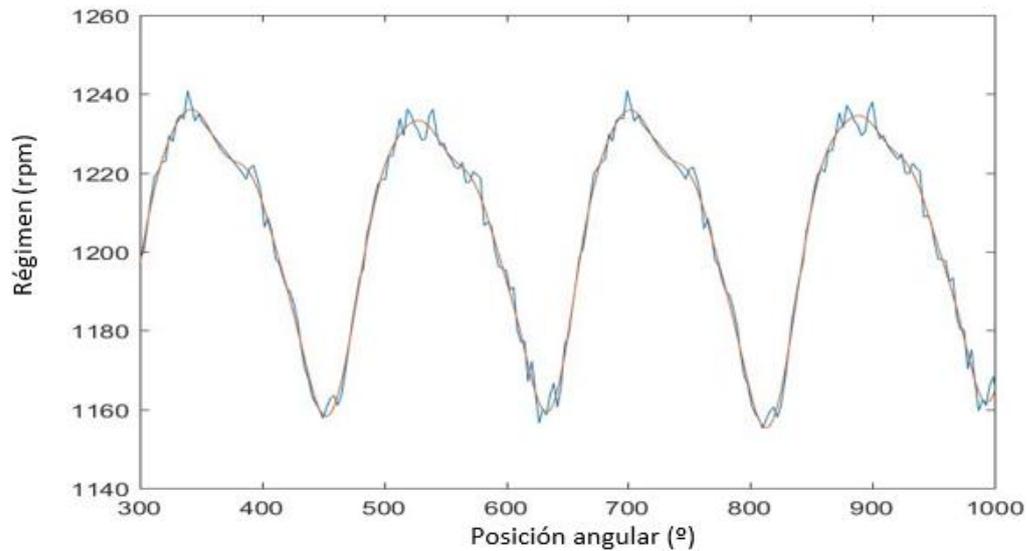


Figura 5.42: Representación del régimen instantáneo a partir de la señal captada por el captador de impulsos inductivos en un punto ensayado a 1200 rpm sin la parte desestabilizada, y filtrada. En azul régimen sin filtrar, en rojo filtrado.

Una vez realizado todo este proceso, tan solo queda dividir la señal en ciclos separados para poder tratarla de un modo más sencillo, pero para ello antes debe de obtenerse la curva de presión, pues será a partir de ella con la que se realizará la división en ciclos del motor.

- **Obtención de la señal de presión**

Para obtener la señal de la presión se ha procesado el fichero registrado por la YOKO y tras esto se ha filtrado la señal para eliminar el ruido de alta frecuencia. Con la señal filtrada y conociendo el tiempo y ángulo en el que se provocan los pasos por cero de la señal vista en la figura 5.40, se interpolan los valores para obtener la presión en espacio angular de cada cilindro registrado.

Una vez realizado lo anterior debemos de referenciar la señal de presión a la presión de admisión. Para ello se ha generado un arrastre teórico introduciendo la geometría del motor K9K a la rutina desarrollada por Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4] y modificándola para que la ley de calor generada se ajuste a la de un motor cuatro tiempos, a partir del cual se ha obtenido la presión en arrastre y la variación del volumen en cada posición angular del cigüeñal. De lo anterior se ha procedido a buscar el punto ensayado cuya presión mejor se ajuste a esta presión de admisión teórico, una vez encontrado se ha procedido a colocar esta presión de admisión sobre la posición que le corresponde buscando el mínimo error entre la resta de la presión registrada y la de admisión (figura 5.43). Para ello previamente se ha realizado una primera aproximación en la que se ha tratado de colocar ambas presiones a una misma presión de referencia.

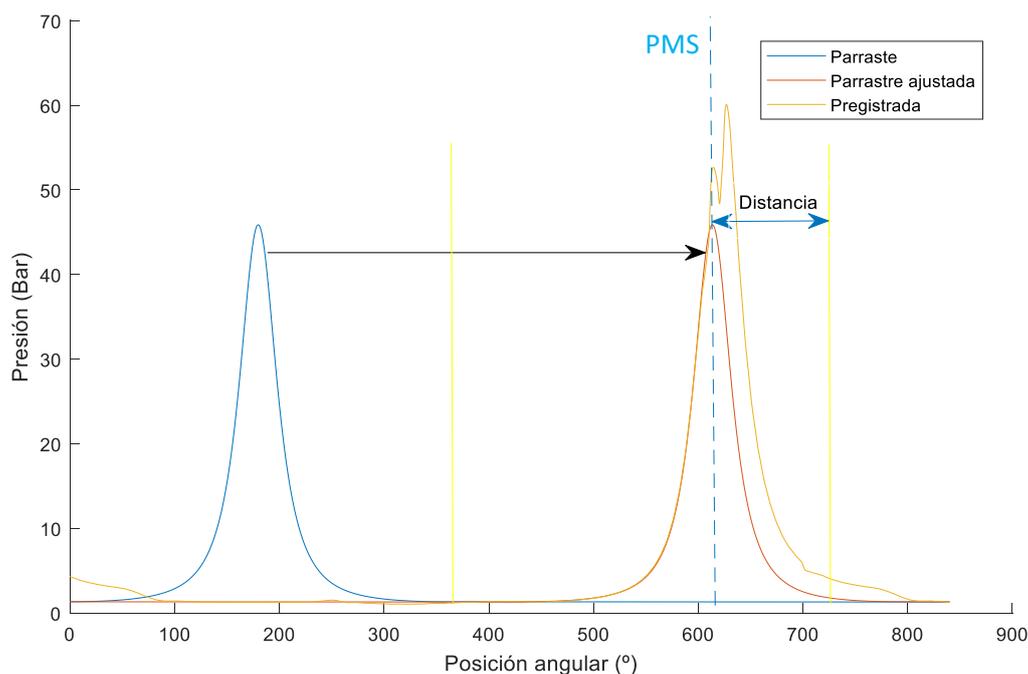


Figura 5.43: Representación de la presión de arrastre teórico, la presión registrada en el cilindro 4 para un punto 1200 rpm con carga y como esta se ajusta según la posición de los valles de la rueda fónica que marcan la posición (amarillo).

Una vez se ha ajustado el arrastre, se toma como aproximación de la posición del PMS la posición en la que se encuentra su máximo y se calcula la distancia que existe entre el PMS y el valle de la rueda fónica que marca la posición. Posteriormente se utiliza esta distancia para marcar el PMS en el resto de los puntos ensayados y de este modo tener un origen de ángulos justificado.

- Ordenar vectores por ciclos y tratamiento final

Conocida la posición angular aproximada del PMS para cada punto ensayado, se pasa a continuación a ordenar los vectores por ciclos para posteriormente tratarlos obteniendo los parámetros AlphaRef y CA50 para cada ciclo. Para ello se ha colocado la posición del PMS a 360° , dejando previo a este punto 180° de admisión y 180° de compresión, y posteriormente 180° de expansión y 180° de escape, tanto en la señal de presión como en la de régimen instantáneo.

Finalmente se han tomado ciertas consideraciones a la hora de guardar las señales resultantes para eliminar de ellas finalmente cualquier perturbación o incertidumbre. Respecto a las presiones registradas, como se ha comentado anteriormente solo se han registrado las señales de los cilindros 3 y 4, sin embargo, para el desarrollo de los modelos teóricos es necesario conocer la presión de los 4 cilindros. Además, a la hora de calcular la fracción libre quemada (FQL) a partir de la cual calcular el parámetro CA50 experimental es necesario que las leyes de presiones de los cilindros sean casi idénticas para poder calcular el CA50 del ciclo completo y compararlo con el parámetro AlphaRef del ciclo. Por esto se han superpuesto las presiones de ambos cilindros, viéndose claramente que hay mínimas diferencias entre estas, lo que es común en motores diésel (figura 5.44). Visto esto se ha procedido a calcular la presión media para cada ciclo entre ambos cilindros, y se ha almacenado esta como la presión registrada para cada cilindro y ciclo.

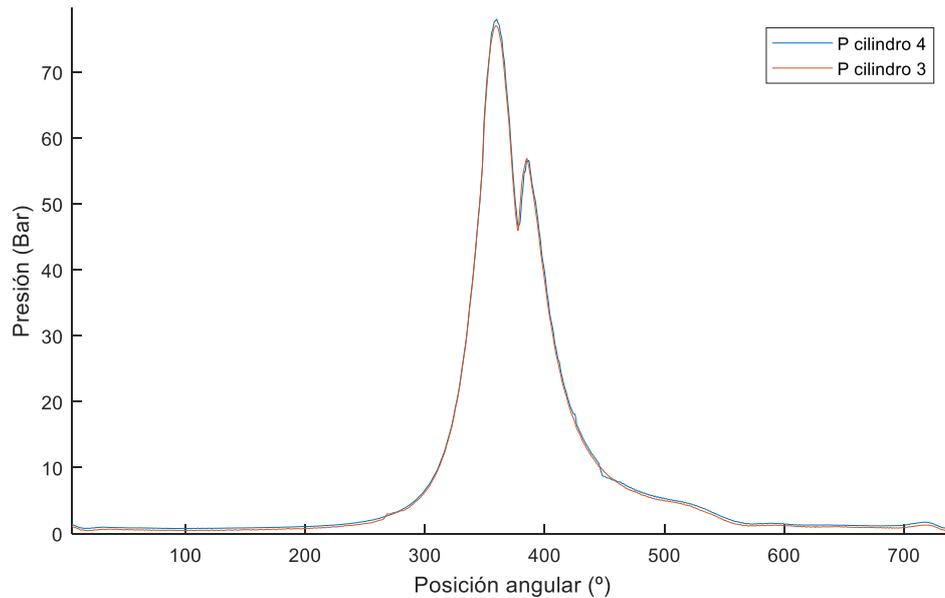


Figura 5.44: Representación de las presiones de los cilindros 3 y 4 de un ciclo superpuestas para un punto a 2000rpm y alta carga

En el caso del régimen instantáneo, tal y como se observa en la figura 5.42, la señal es conocida para el ciclo completo. Sin embargo, debido a la existencia de la distorsión provocada por el valle que marca la posición en la rueda fónica y a pesar de saltarnos este tramo para suavizar la distorsión, la señal no queda bien definida en los puntos en los que se da esta distorsión. Por tanto, se ha decidido calcular la media de los tramos que no se han visto afectados por ella y colocar dicha media sobre los tramos afectados, quedando la señal como la mostrada en la figura 5.45.

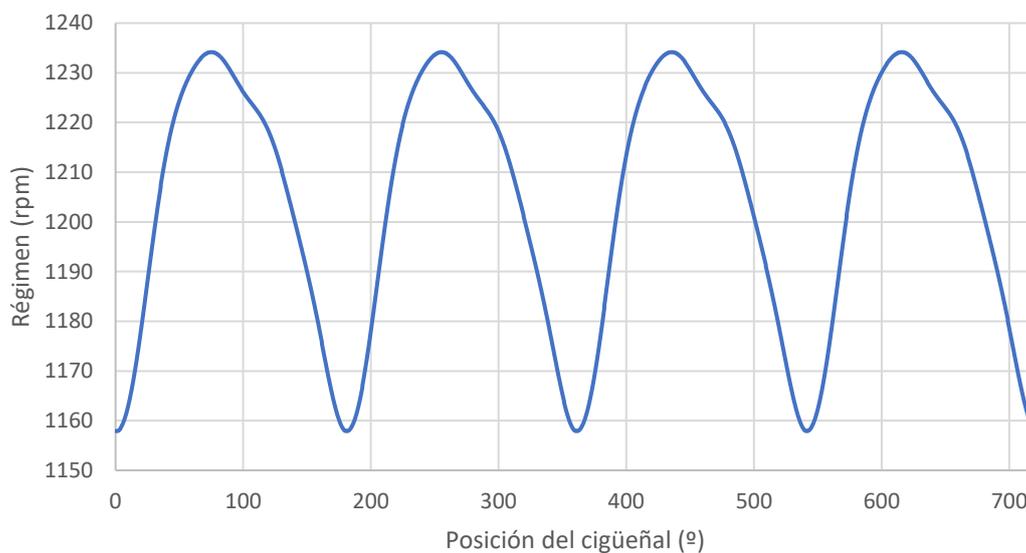


Figura 5.45: Representación del régimen instantáneo registrado en un ciclo a partir de la media de los dos tramos no afectados por la distorsión para un punto a 1200 rpm.

5.3.3. Desarrollo y optimización del modelo teórico para obtener el régimen instantáneo a través de la ley de presiones registrada o generada

Como se ha explicado en el punto 5.2 sobre el motor ULCGE, a la hora de aplicar el método para la obtención del parámetro AlphaRef es necesario tener el régimen de un arrastre teórico tipo, el cual ajustaremos al régimen registrado en cada ciclo y posteriormente se lo sustraeremos para obtener el régimen debido puramente a la combustión, y a partir de este régimen el parámetro AlphaRef. Además, también es necesario un modelo teórico para la obtención de la curva a la que debe tender la relación entre los parámetros AlphaRef y CA50, pues, como se ha visto en metodología, se ha trabajado siempre sobre un modelo teórico para posteriormente aplicar lo aprendido a los casos experimentales. Debido a esto, se ha desarrollado un modelo teórico que calcula el régimen instantáneo a partir de una presión, la cual puede ser tanto medida experimentalmente como obtenida teóricamente. Una vez desarrollado, ha sido necesario optimizar ciertos parámetros desconocidos del motor K9K, estos son la masa del pistón (m_p), la inercia del cigüeñal (I_v) y la inercia de la biela (I_b), para que el régimen teórico procesado se ajuste lo máximo posible al medido experimentalmente.

- **Desarrollo del modelo teórico**

Respecto al desarrollo del modelo teórico, este se ha basado en el ya empleado para el ULCGE por Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4]. En resumen, este modelo calcula a partir de una ley de presiones en espacio angular su régimen instantáneo dentro del cilindro. Sin embargo, en nuestro caso requerimos del régimen generado por la combinación de los cuatro cilindros. Además, en el caso del k9k se emplea un ciclo cuatro tiempos, por lo que ha sido necesario modificar la longitud de los vectores angulares empleados durante el cálculo para que incluyan las dos carreras extra (pues en el caso del ULCGE estos llegan a 360° , pero en este caso se requieren de 720°).

Para el cálculo del régimen resultante de los cuatro cilindros se ha procedido del siguiente modo:

- i. En primer lugar, se ha calculado el régimen instantáneo para la presión registrada en un cilindro. Dado que, como se ha expuesto anteriormente, la presión de los cuatro cilindros es idéntica para un mismo ciclo ya que se ha calculado como la media de los cilindros 4 y 3 para cada ciclo, este régimen será el mismo para todos los cilindros, aunque influirán sobre la resultante con diferente origen angular.
- ii. A continuación, una vez conocidos los regímenes individuales de los cilindros para cada ciclo estos deben de ordenarse para sumar la aportación de cada cilindro al régimen resultante. Estos influyen del siguiente modo:
 - El cilindro 1 influye en los 720° del ciclo.
 - El cilindro 2 actúa a los 180° , y por tanto influye en los primeros 180° del ciclo siguiente.
 - El cilindro 3 comienza a actuar a los 360° del ciclo, e influye en los primeros 360° del siguiente.
 - El cilindro 4 comienza a actuar a 540° , e influye en los primeros 540° del siguiente ciclo.

Por tanto, queda clara la necesidad de tener en cuenta la influencia del régimen provocado por el ciclo anterior además del que se produce en el propio ciclo. Este decalado se muestra en la figura 5.46.

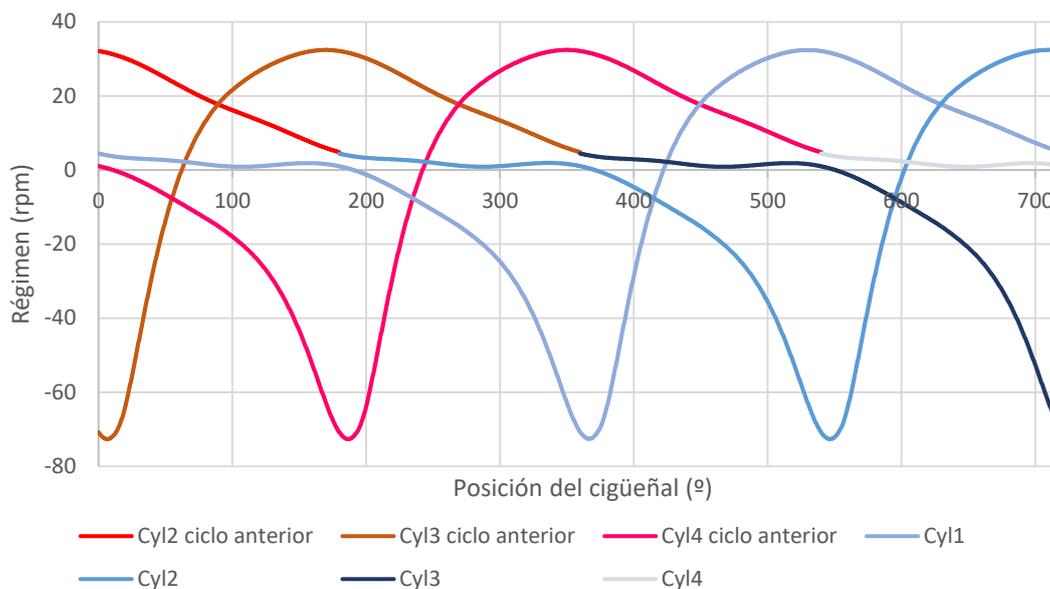


Figura 5.46: Representación de las diferentes componentes del régimen en cada cilindro a considerar para un ciclo dado en un punto a 1200 rpm con carga.

Es necesario destacar que para realizar la suma de las distintas componentes estas se han bajado a media 0, y al obtener el régimen resultante este se devuelve al régimen medio inicial, obteniendo a partir de la figura 5.46 el régimen resultante del ciclo, representado en la figura 5.47.

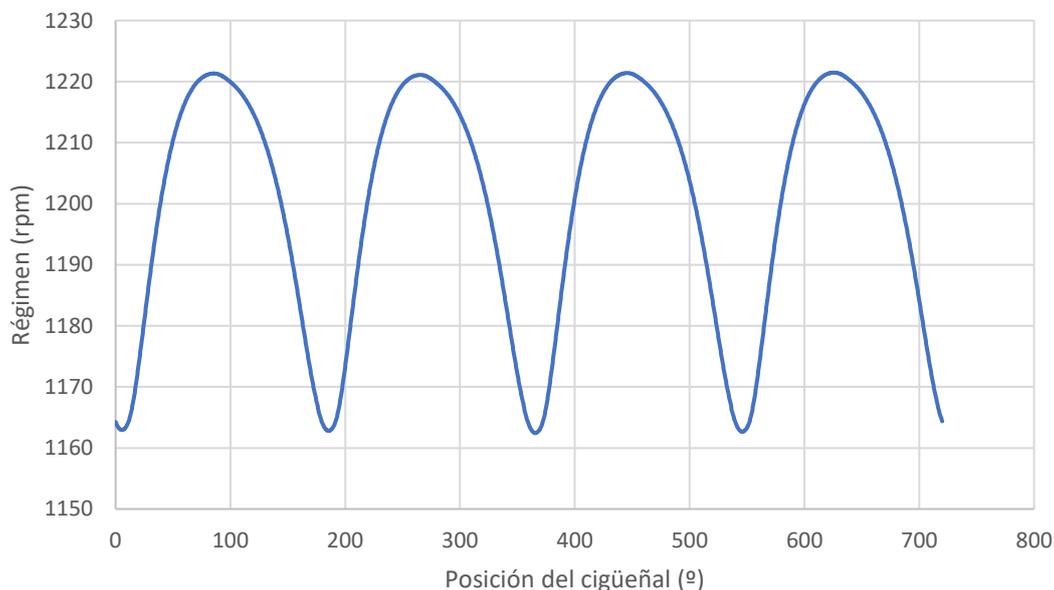


Figura 5.47: Representación del régimen instantáneo resultante calculado a partir de la presión para un ciclo dado en un punto a 1200 rpm con carga.

- Optimización de los parámetros mp, lv, lb

Una vez obtenido el método mediante el cual obtener la curva del régimen resultante procesada a partir de una ley de presiones, es necesario obtener los tres parámetros indicados puesto que estos no se encuentran en la ficha técnica sobre el motor y se requiere de su uso para desarrollar la curva de régimen instantáneo. Para ello se ha realizado un procedimiento idéntico al mostrado en el trabajo de Mayeul Adam [3] y de Juan Carlos Pérez [4] en el caso del motor ULCGE, solo que esta vez aplicando el proceso descrito anteriormente para obtener el régimen resultante de la suma de los cilindros.

Para la ejecución de este script en primer hay que introducir tantos regímenes instantáneos experimentales como se deseen emplear (en nuestro caso 3) junto a sus respectivas leyes de presiones. Con estos datos el script va modificando los parámetros a optimizar hasta que el error entre los regímenes calculados a partir de las leyes de presiones y el medido experimentalmente sea mínimo. Esta es una visión resumida del funcionamiento del programa, para una comprensión más profunda se remite a la lectura de las referencias indicadas en el párrafo anterior.

Mediante este método se han obtenido los siguientes resultados, mostrados en la figura 5.48.

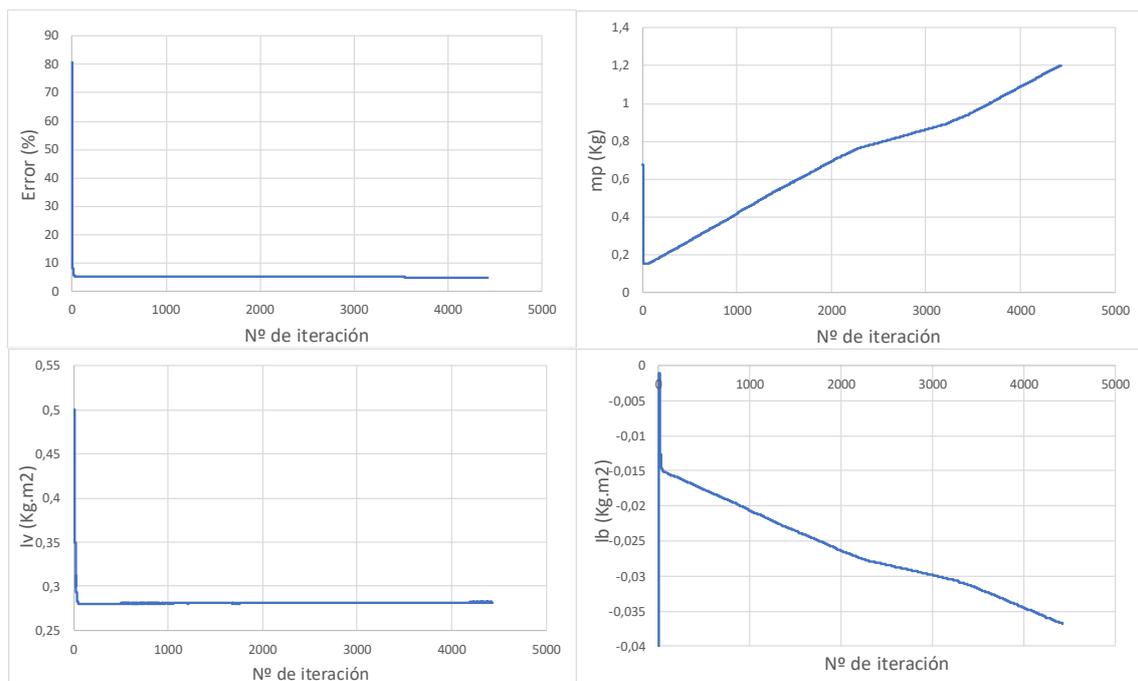


Figura 5.48: Representación del error y el valor de los parámetros para cada iteración hasta converger en un resultado óptimo.

Se ha obtenido finalmente un error de 4,93%, una masa del pistón (mp) de 1,20390625 kg, una inercia del cigüeñal (lv) de 0,2823859375 kg·m² y una inercia de biela (lb) de -0,0368 kg·m². Una vez obtenidos estos parámetros, se ha pasado a obtener la masa del pistón mediante otro método para de este modo corroborar que el valor obtenido tiene sentido. Este método consiste en, conocida la configuración de otro motor de similares características y ciertos parámetros básicos del k9k aplicar la ecuación 5.11, obteniendo así un valor de 1.253 Kg. Por tanto, se demuestra la coherencia del valor obtenido mediante la optimización. Respecto a las inercias de

biela y cigüeñal no hay un método directo para obtener una aproximación acertada, pero estas se encuentran en un rango de valores admisibles.

$$mp_{k9k}(kg) = mp_{motor\ tipo} * \frac{V_{desplazado_{k9k}}}{V_{desplazado_{motor\ tipo}}}$$

Ecuación 5.11

Empleando los valores indicados se muestra a continuación una gráfica que compara el régimen experimental para tres ciclos de tres puntos distintos con el obtenido a partir de sus curvas de presión en la figura 5.49.

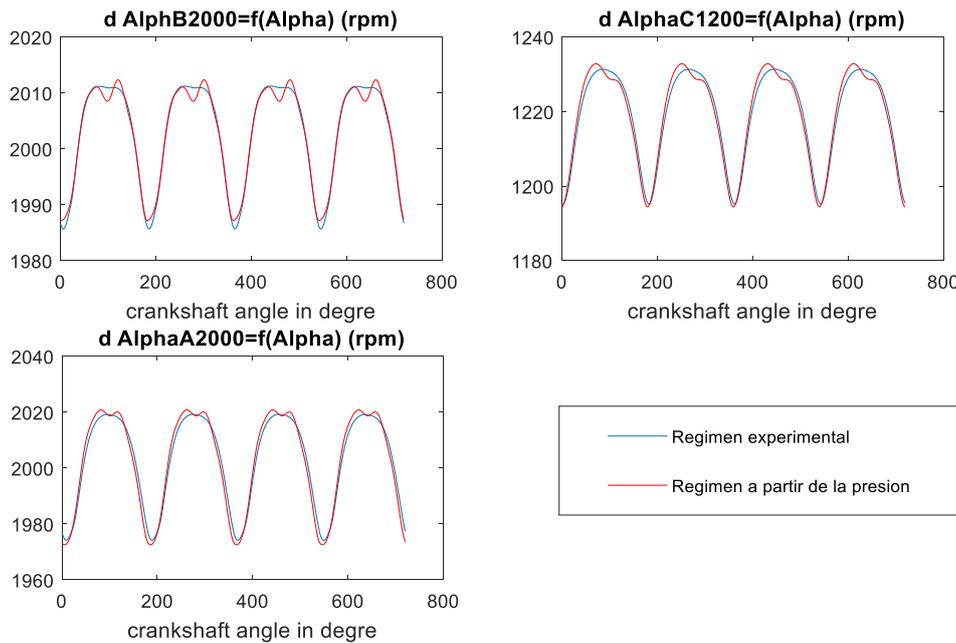


Figura 5.49: Representación del régimen instantáneo experimental y calculado para un punto 2000 rpm media carga (B2000), un punto 2000 rpm alta carga (A2000), y un punto 1200 rpm con baja carga (C1200)

En esta figura se observa que los resultados obtenidos sobre el modelo se ajustan con un alto grado de acierto a lo obtenido experimentalmente, de aquí se pueden sacar dos conclusiones importantes. La primera es que los coeficientes seleccionados por la rutina de optimización son acertados, y que el modelo funciona correctamente.

La segunda conclusión es de elevada relevancia para el proyecto. Al comparar la figura 5.49 con la figura 5.6 del apartado 5.2.3, vemos cómo mientras que en el caso del ULCGE esta misma rutina totalmente optimizada obtiene un régimen instantáneo a partir de la presión que diverge bastante del experimental, en el caso del K9K se ajusta con un error muy bajo. Esto valida la hipótesis tomada sobre el ULCGE según la cual hemos realizado los cálculos empleando el régimen obtenido a partir de la presión, dado que la diferencia entre este régimen y el obtenido experimentalmente se debe al freno motor activo principalmente, siendo la componente debida a los fenómenos vibratorios elásticos de menor influencia.

Por tanto, podemos concluir este apartado afirmando que este modelo se ajusta fielmente a lo observado experimentalmente y validando la hipótesis sobre la componente debida al freno motor expuesta en el punto 5.2.

5.3.4. Obtención de la FQL y el parámetro CA50 experimentales

A la hora de generar la curva que relaciona los parámetros AlphaRef y CA50 para estimar este último a partir del primero, es necesario comprobar si esta curva se ajusta a la relación existente experimentalmente para de este modo validar la curva de relación que se empleará en el método de estimación del parámetro CA50.

Para ello es necesario obtener la FQL de los puntos ensayados, y a partir de ella el CA50 experimental, el cual se enfrentará al parámetro AlphaRef obtenido a partir del régimen experimental (punto 5.3.6) para comprobar que mantienen la misma relación que se observa en el marco teórico (punto 5.3.5). Por tanto, con el objetivo de obtener la FQL, esta se ha resuelto de manera analítica en base a los datos conocidos siguiendo las ecuaciones 5.12 (de los gases ideales) y 5.13 (primera ley de la termodinámica), cuya combinación y posterior integración resultan en la obtención de la ecuación 5.14 mediante la cual se obtiene la FQL.

$$PV = mRT$$

Ecuación 5.12

$$dU = mc_v dT = dQ^* - W = dQ^* - PdV$$

Ecuación 5.13

$$FQL^* = \int dQ^* = \int \frac{c_v}{R} V dP + \int \left(\frac{c_v}{R} + 1 \right) P dV$$

Ecuación 5.14

Siendo dU la variación de energía interna, W el trabajo aportado por el sistema, dQ* la variación del calor en el sistema, m la masa durante el proceso, R la constante de los gases ideales, Cv el calor a volumen constante, V el volumen de la cámara y P la presión de la cámara. Todas en unidades del sistema internacional.

Respecto a la FQL calculada hay que destacar que esta no es la FQL como tal, sino que es la FQL*, es decir la FQL aparente, puesto que esta tiene en cuenta el calor liberado menos el que perdemos por las paredes, mientras que la FQL como tal tan solo debería de contemplar el calor liberado. A pesar de ello, como se observa en los resultados, esto no ha influido (o ha influido muy poco) en los resultados.

Una vez obtenida la ecuación es necesario conocer todas las variables para proceder a su resolución. Las constantes Cv y R son conocidas para los gases ideales, el vector de la presión (P) es la presión registrada y por tanto conocida. Respecto al volumen de la cámara (V) este se desarrolla a partir de la posición angular según las ecuaciones 5.15 y 5.16.

$$X_i = X(\alpha_i) = L_b + \frac{S}{2} - \frac{S}{2} \cos\left(\alpha_i \frac{\pi}{180}\right) - \sqrt{Lb^2 - \left(\frac{S}{2}\right)^2 \left(\sin\left(\alpha_i \frac{\pi}{180}\right)\right)^2}$$

Ecuación 5.15

$$V_i = V(\alpha_i) = \frac{\pi D^2}{4} X_i + V_{muerto}$$

Ecuación 5.16

Siendo L_b la longitud de la biela, S la carrera del pistón, α_i la posición angular del cigüeñal, x_i la posición del pistón sobre la longitud de la cámara de combustión y V_{muerto} el volumen muerto, es decir el volumen mínimo cuando el pistón está en el punto muerto superior.

En base a esto se ha procedido a resolver numéricamente la ecuación 5.14 para los diversos ciclos de los puntos ensayados, obteniendo de este modo la FQL aparente (figura 5.50).

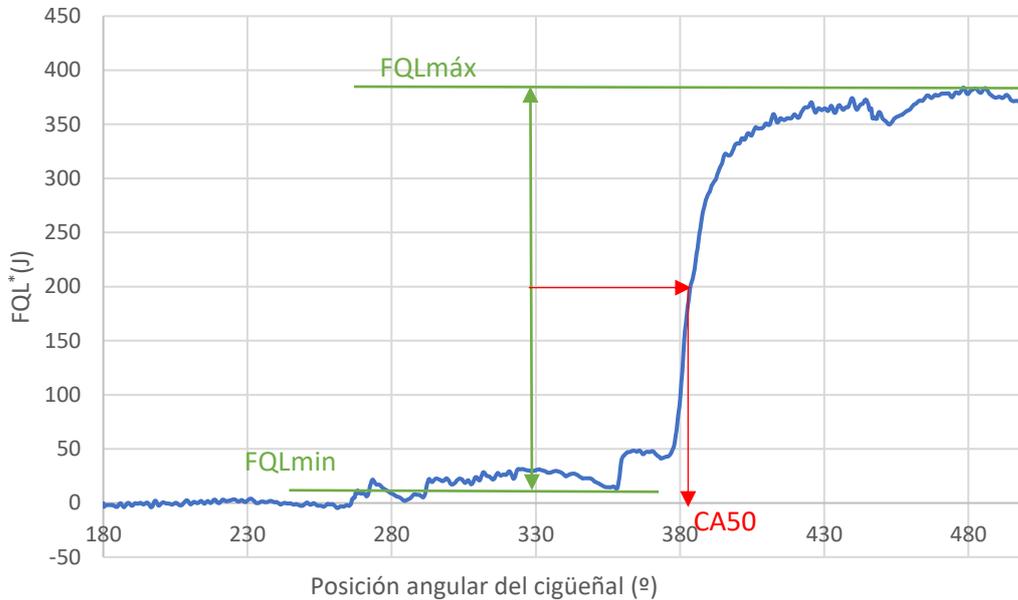


Figura 5.50: Representación de la FQL para un ciclo dado de un punto a 2000 rpm y media carga junto al método de obtención del CA50

Sobre dicha curva se obtiene el parámetro CA50(°) como el ángulo para el que la FQL es la mitad entre el máximo tras la combustión y el mínimo justo antes de la combustión.

De este modo se ha obtenido el parámetro CA50 para cada ciclo ensayado, que posteriormente se enfrentara al AlphaRef experimental correspondiente en el punto 5.3.6 para corroborar la relación observada teóricamente en el punto 5.3.5.

5.3.5. Estudio de la relación entre los parámetros AlphaRef y CA50 en el marco teórico

Siguiendo la metodología empleada hasta ahora, según la cual se estudia primero sobre el marco teórico para posteriormente aplicar lo aprendido al marco experimental, se ha comenzado estudiando la relación teóricamente para, de este modo, obtener una curva de relación entre el parámetro AlphaRef y el CA50 inequívoca y bien definida en un amplio rango de grados del cigüeñal.

Para ello se ha desarrollado un barrido de leyes de presiones para diferentes masas de combustible inyectadas e inicios de combustión mediante la rutina desarrollada por Mayeul Adam [3] y Juan Carlos Pérez [4]. Esta misma rutina genera la curva de la FQL según un modelo de Wiebe y en base a ella nos proporciona el parámetro CA50 teórico.

A partir de estas leyes de presión se ha empleado el modelo desarrollado en el punto 5.3.3. para la obtención del régimen instantáneo. Sobre este régimen instantáneo se resta el régimen debido al arrastre, el cual está totalmente definido dado que hemos generado nosotros mismos las leyes de presiones, obteniendo así la componente debida tan solo a la combustión. Sobre

esta se obtiene el parámetro AlphaRef del modo mostrado en la figura 5.51, sobre el tramo comprendido entre el primer mínimo tras el PMS y el primer máximo tras este. Esto se realiza de este modo ya que el resto de parámetros AlphaRef del ciclo son idénticos al obtenido desfasados múltiplos de 180°.

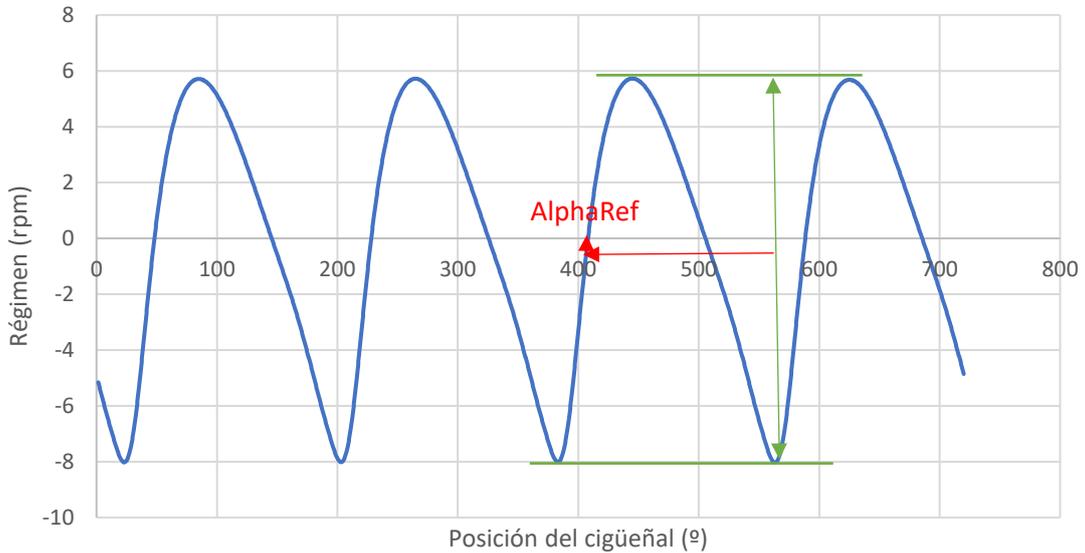


Figura 5.51: Representación de la componente del régimen instantáneo debida a la combustión en el marco teórico para un punto con una masa de 9mg/cc y un inicio de la combustión de 10° respecto del PMS (360°), junto con la posterior obtención del AlphaRef

Una vez desarrollado este proceso para un barrido de masas inyectas de 5, 9, 12 y 17 mg/cc; e inicios de combustión desde -30° hasta 85° respecto al PMS (360°); se han representado los pares de punto AlphaRef-CA50 teóricos en la figura 5.52, los cuales se han representado según su posición respecto al PMS (es decir se ha tomado 360° como origen de ángulos).

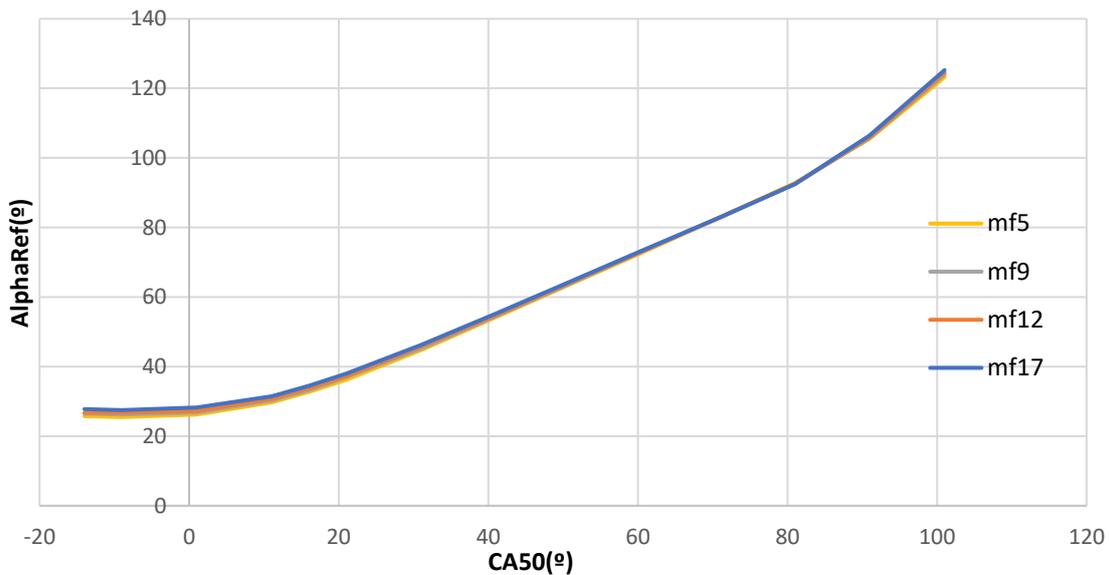


Figura 5.52: Representación de la relación teórica entre AlphaRef y CA50 para un barrido de masas: 5,9,12,17mg/cc y un barrido de A0 desde -30° hasta 85°

En la figura puede observarse como todas las curvas mantienen una misma relación. Por tanto, se puede afirmar que esta relación se mantiene idéntica independientemente de la masa del cilindro, tal y como ya se observó en el motor ULCGE.

En vista de estos resultados se ha pasado a continuación a estudiar si este comportamiento se mantiene al aplicar el método experimental ya desarrollado sobre el ULCGE.

5.3.6. Desarrollo del método para la determinación del CA50 a partir del régimen instantáneo en el marco experimental

En este último punto se trata finalmente el objetivo del proyecto, pues a continuación se aplicará el método ya empleado sobre el motor ULCGE para la obtención del parámetro AlphaRef experimental y estimar en base a este el parámetro CA50. De este modo quedara demostrada la versatilidad del método para estimar este parámetro en cualquier tipología de motor, y por tanto su utilidad para emplearse para el control en tiempo real en motores montados en vehículos o ensayados en laboratorios de bajos recursos.

Para ello se ha comenzado con la obtención del parámetro AlphaRef a partir del régimen registrado experimentalmente. A este se le ha sustraído un arrastre tipo almacenado en memoria previamente el cual se ajusta al régimen estudiado siguiendo el proceso mostrado en el apartado 5.2.6. ii. Sin embargo este incluye ciertas modificaciones pues al no trabajarse sobre un motor monocilíndrico la señal registrada no tiene una sola pendiente constante decreciente provocada por el par resistente, si no que tendrá cuatro como se ve en la figura 5.53. Por ello tal y como se muestra en la figura se deben de seleccionar los tramos decrecientes debidos al freno motor, marcados en verde. Sobre estos tramos se sustraerá el arrastre multiplicado por un coeficiente de optimización hasta que los cuatro tramos se asemejen lo máximo posible a una recta. Es por tanto un proceso homologo al empleado en el ULCGE solo que esta vez sobre cuatro tramos.

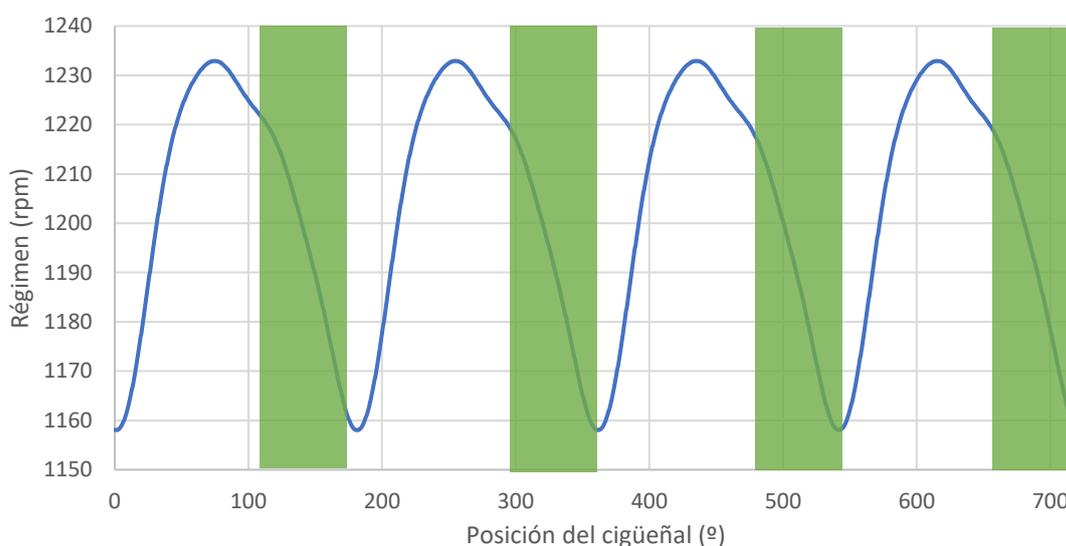


Figura 5.53: Representación del régimen experimental para un punto a 1200 rpm y alta carga junto a los tramos a ajustar a una recta al sustraer el arrastre calibrado

De este modo una vez sustraído el arrastre calibrado obtendremos una señal similar a la observada en la figura 5.51, y se calculara el parámetro AlphaRef tal y como se ha hecho sobre esta figura. Con este parámetro en nuestro poder se pasa a continuación a comprobar que la

pareja de puntos AlphaRef-CA50 experimentales se ajusten a la curva teórica obtenida en el anterior punto (figura 5.54).

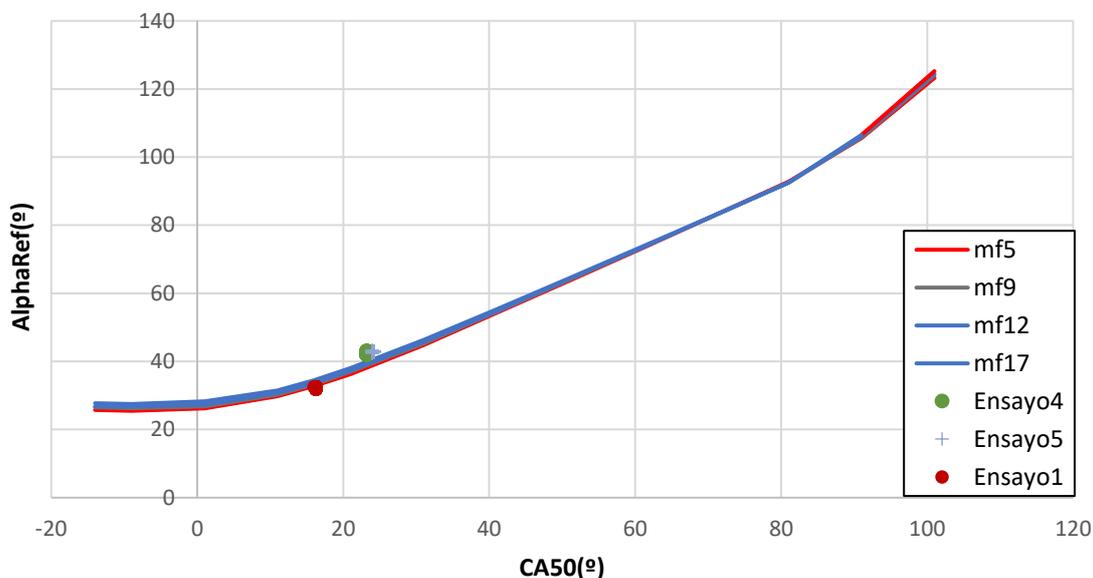


Figura 5.54: Representación de la tendencia teórica de los pares de puntos AlphaRef-CA50 junto a la relación entre estos experimental para 3 puntos ensayados (nomenclatura= régimen en rpm @ Par ejercido en Nm)

Por tanto, podemos concluir con que la línea teórica se ajusta muy bien a lo observado experimentalmente y por consiguiente puede desarrollarse la siguiente metodología para la obtención del parámetro CA50 estimado:

- i. Ajuste del arrastre mediante el método expuesto en la página anterior.
- ii. Sustracción del régimen del arrastre al régimen instantáneo medido experimentalmente.
- iii. Obtención del parámetro AlphaRef del modo expuesto en la figura 5.51.
- iv. Estimación del CA50 introduciendo el parámetro AlphaRef sobre la curva teórica representada en la figura 5.52.

Como curiosidad, y respaldo para mostrar la gran robustez de este método, se muestran a continuación en la figura 5.55 la curva teórica que relaciona los parámetros AlphaRef-CA50 para el motor ULCGE y el motor K9K. Del estudio de esta figura se ve que ambas mantienen una relación idéntica, solo que desplazada sobre el eje de AlphaRef. Esto posiblemente se deba a las diferencias constructivas o al número de cilindros, sin embargo, esto queda para una posible futura investigación

De este modo queda finalizado el estudio sobre el desarrollo de un método mediante el cual controlar la combustión a través del parámetro CA50 obtenido a partir del régimen instantáneo, quedando patente la gran utilidad y versatilidad del método para obtener este en motores de múltiples morfologías diferentes independientemente de la masa inyectada, duración de la combustión, etc.

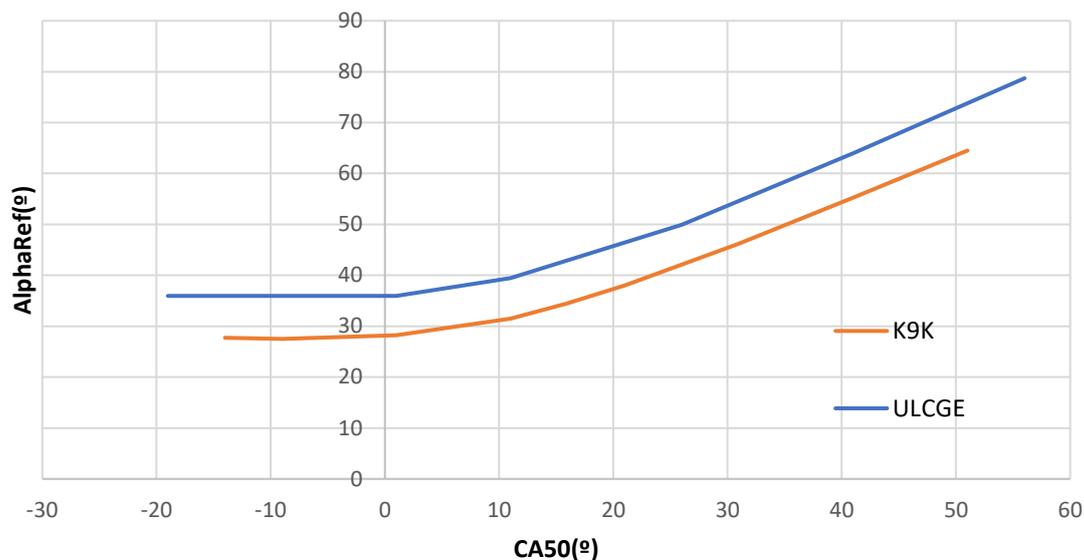


Figura 5.55: Representación de la relación teórica entre los parámetros AlphaRef y CA50 para el motor ULCGE (azul) y el K9K (naranja).

5.4. Restricciones del método

En vista de los buenos resultados obtenidos queda patente la utilidad y versatilidad del método, sin embargo, en este punto se va a exponer un importante inconveniente encontrado a la hora de realizar este estudio sobre el marco experimental, el cual reduce de manera relevante la utilidad del método.

A la hora de trabajar en alto régimen sobre el motor ULCGE, la señal de régimen instantáneo experimental difiere en gran medida de la obtenida a partir de la presión (figura 5.56), siendo imposible obtener un error menor entre estas. Esto se debe principalmente a que mientras que en la señal experimental comienzan a ganar una gran relevancia los fenómenos vibratorios elásticos del conjunto del bloque motor, a lo que hay que sumarle la componente debida al freno motor activo la cual posiblemente aumentará su efecto al aumentar el régimen medio; nuestro modelo teórico no contempla este tipo de fenómenos, ya que se trata de un modelo unidimensional. Esto es así dado que el objetivo es utilizar el régimen registrado experimentalmente, por lo que como se ha demostrado³ tiene sentido el uso del régimen obtenido de la presión para eliminar la componente debida al freno activo, la cual no se encontrara en el motor comercial montado en un vehículo, a regímenes en los cuales las influencias de los fenómenos vibratorios elásticos son prácticamente despreciables frente al freno motor. Sin embargo, no tendría sentido lógico el uso de esta señal para eliminar esta componente debida tanto al freno motor como a los fenómenos vibratorios a regímenes en los que estos cobran una elevada fuerza, como en el caso mostrado en la figura 5.56, el cual se encuentra a 4000 rpm.

³ Es interesante recordar que se ha demostrado que las componentes debidas a los fenómenos vibratorios elásticos son despreciables frente a los del freno motor activo a bajo régimen (2000 rpm) tanto al estudiar el efecto del freno motor en el ULCGE, punto 5.2.4, como al obtener resultados sin eliminarla en el caso del motor K9K, punto 5.3.

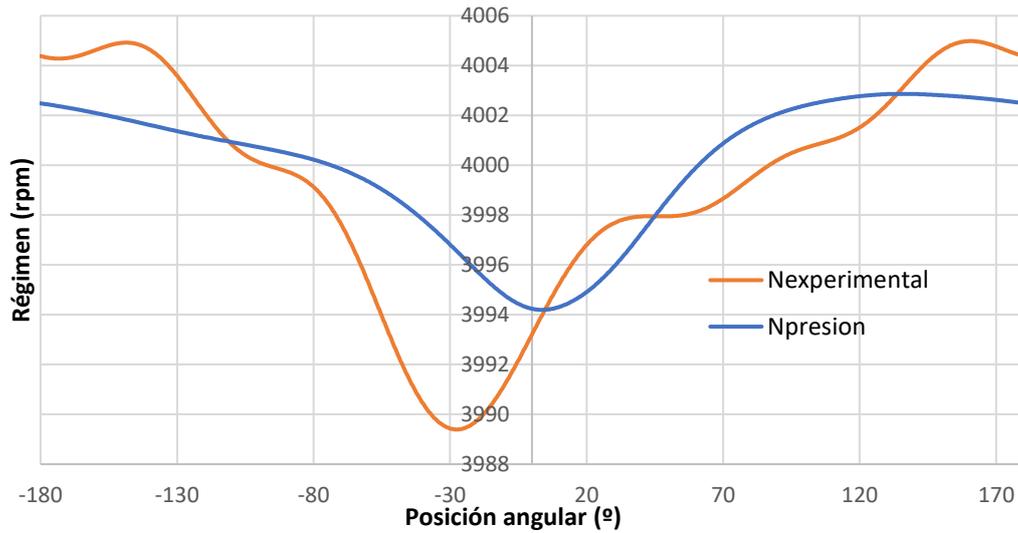


Figura 5.56: Representación del régimen experimental frente al régimen obtenido de la presión para un ciclo de un punto a 4000 rpm y 12 mg/cc.

Por tanto, el método tan solo es válido para regímenes medios-bajos, quedando obsoleto al aplicarlo para regímenes altos debido al aumento de la influencia de los fenómenos vibratorios elásticos que se generan en el bloque motor. Por ello será necesaria la búsqueda de un método más efectivo para el control de la posición de la combustión en modo CAI en alto régimen, no dejando de ser el presente método totalmente valido, con un alto grado de acierto, para el control de esta en regímenes medios-bajos, los cuales como se recuerda, son los rangos de regímenes en los cuales el control de la combustión es necesario en el ULCGE por funcionar en modo CAI.

Capítulo 6: Conclusiones

Una vez presentados los resultados obtenidos sobre la búsqueda de un modo capaz de controlar la combustión en motores, evitando los costosos captadores de presión y empleando en su lugar el régimen instantáneo, se presentan a continuación una visión global de estos junto a las valoraciones concluyentes del presente proyecto.

En un inicio, gracias al trabajo de anteriores compañeros, se ha podido comenzar a analizar, comparando el comportamiento teórico y el experimental, la componente del régimen experimental que estaba impidiendo el correcto funcionamiento del método para la obtención del parámetro AlphaRef. Tras múltiples tipos de análisis y descartar factores que no podía influir, se ha decidido que esta componente procede del freno motor activo de alta frecuencia junto a los fenómenos vibratorios elásticos del freno motor. Sin embargo, este freno motor activo no se encontrará en los escenarios en los que se espera desarrollar el método, por lo que se ha procedido a despreciar su influencia, teniendo también en cuenta que los fenómenos vibratorios a los regímenes ensayados eran despreciables frente a la acción del freno.

Siguiendo esta hipótesis se ha logrado desarrollar un método capaz de obtener el arrastre de cada punto ensayado mediante el ajuste de un arrastre tipo, independientemente de todos los factores y variables del punto, siendo además un método bastante preciso y muy rápido de ejecutar. De este modo se ha conseguido obtener si más datos que el propio régimen tanto el arrastre correspondiente como la componente debida puramente a la combustión, es decir, sin fenómenos inerciales. Además, se ha empleado exitosamente para dos tipos de motores totalmente diferentes, el ULCGE (dos tiempos gasolina monocilíndrico) y el K9K (cuatro tiempos diésel de cuatro cilindros). Una vez obtenida la componente debida tan solo a la combustión, se ha pasado a desarrollar la relación entre el parámetro AlphaRef obtenida de esta y el CA50, y a conseguir de este modo un método para estimar el parámetro CA50 en base al AlphaRef, de lo que se han obtenido unos muy buenos resultados que permitirían el uso de este método para estudiar la posición de la combustión, como se ha visto en resultados, en todo tipo de motores.

Por tanto, se ha conseguido encontrar y demostrar la problemática que no permitía el correcto desarrollo del método en el ULCGE, y se ha rebasado este para conseguir desarrollar el método y mostrar su funcionamiento tanto en este, como en cualquier motor totalmente diferente, demostrado la gran versatilidad y robustez del método, y su perfecto funcionamiento en caso de no encontrarnos con el problema existente en el ULCGE, el freno motor activo. Además de la gran robustez y versatilidad, al método se le suma la gran velocidad a la que se puede desarrollar gracias al uso de procesos muy simples y rápidos que cualquier ECU actual sería capaz de desarrollar, permitiendo un perfecto control en tiempo real de la posición de la combustión.

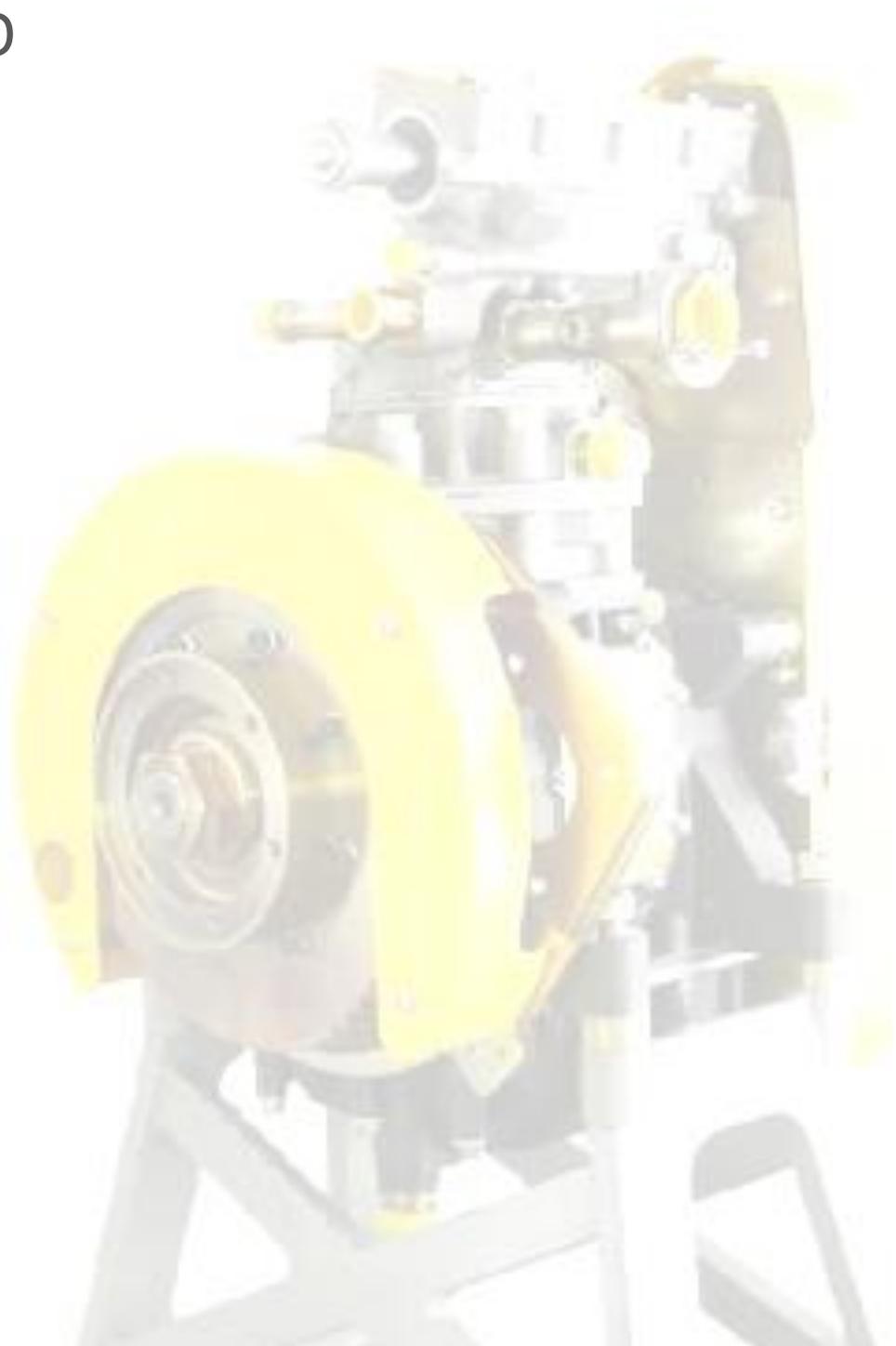
Sin embargo, no todo son virtudes, la existencia de fenómenos vibratorios elásticos que aumentan considerablemente su efecto al aumentar el régimen han convertido en inviable el empleo de este método cuando el motor se encuentra funcionando a alto régimen, quedando totalmente distorsionada la señal de régimen instantáneo registrada respecto a lo que cabría esperar sin la existencia de estos. Así pues, todavía debe de estudiarse algún método capaz de controlar la combustión a alto régimen para conseguir un total control sobre la combustión a partir de elementos económicos o ya presentes en cualquier motor comercial.

Bibliografía

- [1] J. Oltra Monzó, *Desenvolupament de metodologies alternatives a les que utilitzen la mesura de la pressió al cilindre per al control de la combustió en motors de gasolina d'última generació*, Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [2] Mayeul Adam, *Recherche de la caractérisation de la combustion à partir de la vitesse instantanée sur un concept de moteur deux temps et étude expérimentale de l'effet de l'essence sur le comportement de ce moteur*, Universidad Politécnica de Valencia, 2015.
- [3] J. C. Pérez Pérez, *Diseño de un método para controlar la combustión en un motor 2T de gasolina basado en la medida del régimen instantáneo*, Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [4] F. Payri González y J. M. Desantes Fernández, *MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS*, Valencia, España: Reverté, 2011.
- [5] Departamento de Máquinas Térmicas, *Apuntes de la asignatura de Máquinas Térmicas del 3er año del grado de ingeniería en tecnologías industriales*, Universidad Politécnica de Valencia, 2016.
- [6] H. Zhao, *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, CRC Press (North America): Woodhead Publishing, 2007.
- [7] J. R. Serrano Cruz, *Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos*, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia: Editorial Universidad Politécnica de Valencia, 2014.
- [8] R. P. Zeballos, *Influencia de la presión de inyección combustible y estado de los inyectores sobre el rendimiento y emisión de contaminantes del motor diesel*, Facultad de Tecnología -UMSA, 2015.
- [9] DIMM, *Capítulo 3: Técnicas experimentales. Vibraciones Mecánicas. Apuntes de la asignatura Vibraciones Mecánicas de 4º de Ingeniería industrial (Plan antiguo)*, Universidad Politécnica de Valencia, 2013.
- [10] Á. R. Excartí, *Selección de la configuración óptima de un nuevo concepto de motor gasolina de dos tiempos*, Universidad Politécnica de Valencia, 2014.
- [11] D. Mauro, *Optimizaci'ón de un Motor 2T de Automoci'ón de Bajo Coste y Consumo, y Mejoras en la Sala de Ensayos*, Universidad Politécnica de Valencia, 2013.
- [12] D. Engineering, *Monocylinder ULC*, marzo 2012.

- [13] A. P. Pomer, *Optimización experimental de la cartografía de un novedoso motor de dos tiempos de gasolina de cara a su homologación*, Universidad Politécnica de Valencia.

DOCUMENTO II: PRESUPUESTO



1. Introducción

En este documento se pasa a realizar un estudio de los costes debidos a la realización del presente proyecto. Se representarán los costes parciales y totales en concepto de costes materiales, costes de amortización de los equipos empleados y costes de los recursos humanos necesarios.

En concreto, la partida presupuestada hace referencia a los costes asociados del procesado y análisis de la información, englobando los costes relativos a la programación y del estudio de los resultados.

Es relevante recordar que el trabajo que nos ocupa forma parte de una colaboración entre el grupo Renault-Francia Automóviles y el grupo CMT-Motores Térmicos, de mayor tamaño y duración que este. Por ello el presupuesto que se expone a continuación se ciñe únicamente a las actividades realizadas durante el periodo de prácticas y realización del Trabajo Final de Grado.

2. Desglose de las unidades de obra

Como se ha indicado, se recogen a continuación todos los costes asociados al desarrollo de las labores asociadas a la investigación.

En esta fase han participado como recursos humanos:

- Un ingeniero, encargado de desarrollar los procesados necesarios para la obtención de los resultados a analizar y su posterior participación en el análisis.
- El director del proyecto, con labores de análisis de los resultados y apoyo durante el desarrollo de los procesos.

Sin embargo, hay que tener en cuenta, además de los costes humanos, los costes debidos a la amortización del equipo informático empleado y del software utilizado durante el desarrollo del proyecto. Las respectivas unidades de obra se desarrollan a continuación.

2.1. Coste de amortización 1: Amortización del equipo informático

Dado el elevado coste de los equipos informáticos y del software empleado, es interesante incluir la amortización de estos elementos a la hora de desarrollar el presupuesto.

- Equipo Dell Inspiron 17R: Procesador Intel Core i5-4200U @ 1.6 GHz~2.3GHz, 8 GB memoria RAM, 1 Terabyte HDD 5400rpm, 2 GB memoria gráfica dedicada AMD Radeon, Windows 10.

La amortización de este equipo se estima en 5 años y su coste es de 900€⁴:

$$\text{Precio}(\text{€/mes}) = \frac{900\text{€}}{5\text{años} * 12\text{ meses}} = 15\text{€/mes}$$

- Software Matlab: El coste de la licencia de Matlab empleada es de 2000€⁴ al año

$$\text{Precio}(\text{€/mes}) = \frac{2000\text{€}}{12\text{ meses}} = 166,67\text{€/mes}$$

⁴ Sobre estos precios ya se ha descontado el IVA para aplicarlo posteriormente al presupuesto de ejecución por contrata, sobre el que se han aplicado los costes indirectos y el beneficio industrial.

- Microsoft Office 365 para empresa: El coste de la licencia de Microsoft Office es de 8,80 €/mes (basado en la página web oficial).

Respecto al coste directo complementario, que se define como los costes cuyo concepto es difícil de cuantificar imputándolos vía porcentual de los directos, se ha tomado un 1% de los costes directos

Estas mediciones se realizan por mes dado que, a pesar de que se use un porcentaje pequeño de ese mes, la licencia debe contratarse por meses de uso y no por horas de uso directo del programa. Por ello se les ha reservado una unidad de obra aparte, por no poder incluirse en las existentes.

CA 1					
CA 1	Magnitud	Descripción unidad de obra:			
	mes	Amortización de las herramientas informáticas empleadas			
Concepto	Rendimiento	Magnitud	Descripción	Precio	Importe
CA1.1		1 mes	Dell Inspiron 17 R	15,00	15,00
CA1.2		1 mes	Software Matlab	166,66	166,66
CA1.3		1 mes	Paquete Office	8,80	8,80
Costes Directos					190,46€
Costes Directos Complementarios (1%)					1,90€
Coste Total					192,37€

2.2. Unidad de obra 1: Programación

Como se ha indicado, durante el proyecto ha sido necesaria la programación de diversos códigos para la consecución de los objetos a analizar, además de la programación del método final para la estimación del parámetro CA50 en base al régimen instantáneo introducido.

Respecto a las mediciones, por cada hora empleada en desarrollar código se ha empleado una hora de trabajo del ingeniero.

UO 1					
UO 1	Magnitud	Descripción unidad de obra:			
	h	Coste asociado a la programación del código fuente desarrollado durante la duración total del proyecto.			
Concepto	Rendimiento	Magnitud	Descripción	Precio	Importe
UO1.1		1 h.	Ingeniero	24,00	24,00
Costes Directos					24,00€
Costes Directos Complementarios (1%)					0,24€
Coste Total					24,24€

2.3. Unidad de obra 2: Análisis de resultados

En este apartado se incluyen los costes derivados de la obtención y posterior análisis de los resultados de los distintos estudios desarrollados durante el proyecto. Respecto a las mediciones, el director del proyecto a empleado un 14,3% del tiempo empleado por el ingeniero al análisis. Por tanto, por cada hora empleada en esta unidad el ingeniero dedica 1h, mientras que el directo 0,15h.

- Rendimiento director por cada hora dedicada a esta parte:

$$\text{Rendimiento director}(h) = \frac{\text{Tiempo empleado ingeniero}}{\text{Tiempo empleado director}} = \frac{7 \text{ dias}}{1 \text{ dia}} = 14,3\%$$

- Rendimiento ingeniero por cada hora dedicada a esta parte:

El ingeniero dedica 1 hora por cada hora de análisis y obtención.

Los costes directos complementarios se estiman en un 1%.

UO 2					
UO 2	Magnitud h	Descripción unidad de obra: Coste asociado al análisis y obtención de los resultados del proyecto			
Concepto	Rendimiento	Magnitud	Descripción	Precio	Importe
UO2.1	1 h.	Ingeniero		24,00	24,00
UO2.2	0,143 h.	Director Proyecto		35,00	5,00
Costes Directos					29,00€
Costes Directos Complementarios (1%)					0,29€
Coste Total					29,29€

3. Presupuestos parciales

A continuación, se desglosan os presupuestos parciales del proyecto junto a sus unidades de obra. Estos recogen las unidades de obra en su correspondiente parte del proyecto junto a sus mediciones.

Presupuesto parcial 1: UO

Este presupuesto incluye todos los costes debidos al análisis de resultados y a la programación requerida para su obtención. Respecto a las mediciones de las unidades de obra, se han desempeñado 200 horas en programación y 100 horas en análisis y obtención de los resultados

PRESUPUESTO PARCIAL 1: UO			
UNIDAD DE OBRA	P.U.	MEDICIÓN	IMPORTE
UO1 Coste asociado a la programación del código fuente desarrollado durante la duración total del proyecto.	24,24	200	4848,00
UO2 Coste asociado al análisis y obtención de los resultados del proyecto	29,29	100	2929,50
TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 1			7777,50€

Presupuesto parcial 2: CA

En este presupuesto se incluyen los costes de amortización del equipo y software empleado durante el desarrollo del proyecto. Su medición se define como los meses de duración del proyecto (4 meses).

PRESUPUESTO PARCIAL 2: CA			
UNIDAD DE OBRA	P.U.	MEDICIÓN	IMPORTE
CA1 Amortización de las herramientas informáticas empleadas	192,37	4	769,48
TOTAL PRESUPUESTO PARCIAL 2			769,48€

4. Presupuesto de ejecución material del proyecto, por contrata, y presupuesto base de licitación.

Una vez obtenidos los presupuestos parciales, estos se suman obteniendo el presupuesto de ejecución material, que se define como el coste del proyecto sin incluir el IVA, los costes indirectos ni el beneficio esperado de su desarrollo.

Sobre este presupuesto se aplican los gastos generales o costes indirectos y el beneficio industrial esperado, siendo este el presupuesto de ejecución por contrata. Finalmente, sobre este incluimos el IVA, obteniendo así el presupuesto final base de licitación.

Descripción	Importe
Presupuesto parcial 1: UO	7.777,50
UO1: Coste asociado a la programación del código fuente desarrollado durante la duración total del proyecto.	4.848,00
UO2: Coste asociado al análisis y obtención de los resultados del proyecto	2.929,50
Presupuesto parcial 2: CA	769,48
CA1: Amortización de las herramientas informáticas empleadas	769,48
Presupuesto de Ejecución Material.....	8.546,99 .€
Costes indirectos (13%)	1.111,11 .+
Beneficio Industrial (6%).....	512,82 .+
Presupuesto de Ejecución por Contrata.....	10.170,92 .€
I.V.A. 21%.....	2.135,89 .+
Presupuesto base de licitación.....	12.306,81 .€

Asciende el presente presupuesto a la expresada cantidad de:

DOCE MIL TRESCIENTOS SEIS EUROS CON OCHENTA Y UN CENTIMOS⁵

⁵ Es interesante remarcar que para la realización de este presupuesto se han seguido los apuntes de la referencia

