



---

Universidad de Valladolid



PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA  
INDUSTRIAL

TESIS DOCTORAL:

**Estudio de combustión de mezclas de  
Hidrógeno y Gas Natural en motores de  
encendido provocado. Medida de  
dispersión cíclica.**

Presentada por Álvaro Pérez Rodríguez para  
optar al grado de  
Doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:  
Dr. D. Andrés Melgar Bachiller



A mi hija, Eva.



#### Agradecimientos:

Son muchos años desde que comencé con el desafío de la realización de una tesis doctoral, en este tiempo son muchas las personas que de una u otra forma me han apoyado y animado a su realización a todos les estoy tremendamente agradecido. Sin embargo, he de agradecer a la Fundación CIDAUT y al Departamento de Ingeniería Energética todo el apoyo prestado para la ejecución de los trabajos que han permitido la realización de esta Tesis. Mención especial merece mi tutor Andrés Melgar. No es para nada sencillo encontrar las palabras adecuadas para manifestar mi gratitud por haberme dedicado tantas horas, esfuerzo, paciencia y dedicación como tampoco es fácil exponer la cantidad de conocimiento transmitido y el interés por seguir ampliándolo que ha despertado en mí. Por último, no quiero olvidarme de mi mujer Ana, gracias a su implicación en la última etapa de la tesis he sido capaz de terminar con el ciclo que hace tantos años comenzó.

A todos, gracias.

# Índice General

1.	Introducción: .....	1
2.	Objetivos .....	4
3.	Estructura del documento compendio de tesis: Artículos publicados.....	5
3.1.	Estructura del documento.....	5
3.2.	Artículo 1 (Reyes et al., 2013). .....	5
3.3.	Artículo 2 (Reyes et al., 2015). .....	5
3.4.	Artículo 3 (Reyes et al., 2016). .....	6
4.	Instalación experimental y plan de ensayos .....	7
4.1.	Instalación experimental.....	7
4.2.	Evolución de capacidades de la instalación a lo largo de la tesis.....	9
4.3.	Plan de ensayos.....	9
5.	Metodología de procesamiento de datos.....	12
5.1.	Algoritmo genético empleado.....	12
5.1.1.	Estudio de la convergencia del AG en función de los parámetros de configuración. 15	
5.2.	Modelo termodinámico .....	18
5.3.	Modelo geométrico de interacción frente de llama-pistón.....	22
5.4.	Evolución de los modelos desarrollados a lo largo de la tesis .....	22
6.	Análisis de resultados.....	23
6.1.	Resultados del primer artículo .....	23
6.2.	Resultados del segundo artículo .....	24
6.3.	Resultados del tercer artículo .....	26
7.	Conclusiones.....	28
7.1.	Conclusiones primer artículo: .....	28
7.2.	Conclusiones segundo artículo.....	29
7.3.	Conclusiones tercer artículo.....	29
8.	Trabajos Futuros.....	31
9.	Bibliografía .....	32
10.	ANEXO I. Artículos .....	35
10.1.	Artículo 1 .....	35
10.2.	Artículo 2 .....	36
10.3.	Artículo 3 .....	38

## Símbolos y Siglas

$A_f$	Área del frente de llama
$COV$	Coefficiente de variación
$DFMQ$	Derivada de la fracción de masa quemada
$EGR$	Recirculación de gases de escape
$FMQ$	Fracción de masa quemada
$F_r$	Dosado relativo
$FVQ$	Fracción de volumen quemado
$GN$	Gas natural
$h$	Entalpía específica
$m$	Masa
$M CIA$	Motor de Combustión Interna Alternativo
$n$	Régimen de giro
$N_c$	Número de ciclos
$N_{gen}$	Número de generaciones
$N_{pad}$	Número de padres
$p$	Presión
$p_{mi}$	Presión media indicada
$Q$	Calor
$R$	Constante de los gases ideales
$R_f$	Radio del frente de llama
$S_t$	Velocidad de combustión turbulenta
$T$	Temperatura
$t$	Tiempo
$U$	Energía interna
$u$	Energía interna específica
$V$	Volumen
$v$	Volumen específico
$W$	Trabajo
$Z$	Función de evaluación

### Letras griegas

$\alpha$	Ángulo de cigüeñal
$\rho$	Densidad
$\xi$	Propiedad
$\sigma$	Desviación estándar
$\tau$	Coefficiente del algoritmo genético
$\psi$	Número aleatorio

### Subíndices

$i$	Punto de cálculo anterior
$i + 1$	Punto de cálculo actual
$q$	Quemado
$sq$	Sin quemar



## 1. Introducción:

Debido al creciente interés por la optimización de los recursos energéticos, así como el desarrollo y utilización de nuevas fuentes de energía menos lesivas para el medio ambiente se ha propiciado el estudio de la utilización de nuevas fuentes de energía o combustibles en Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA).

El gas natural está considerado como una fuente alternativa factible debido a sus propiedades tanto energéticas como de índice de octano (características que lo hace interesante para su combustión en motores). Desde el punto de vista medioambiental, el gas natural puede proceder de fuentes renovables y puede ser distribuido por la actual red de gas natural (Curto & Martín, 2019; Ferella et al., 2019; Sánchez et al., 2016; Thamsiroj et al., 2011; Wu et al., 2015). La utilización en MCIA está contrastada (Ullah Khan et al., 2017) y ha sido utilizado durante años en el sector del transporte y de producción de energía eléctrica. El interés científico por el enriquecimiento del gas natural con hidrógeno se puede comprobar también observando el número de publicaciones científicas sobre la materia, como se muestra en la Figura 1 (en el caso mostrado incluyendo también su utilización en motores).

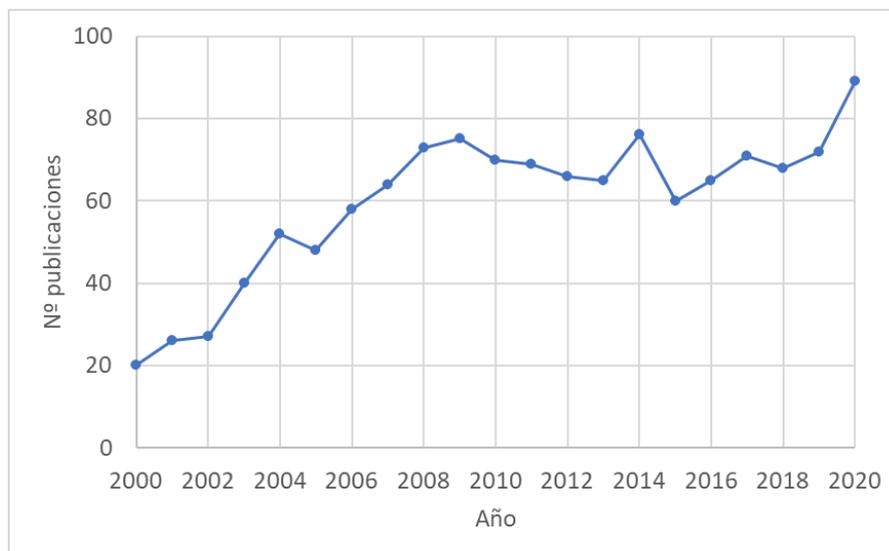


Figura 1.- Evolución del número de publicaciones científicas que contienen "natural gas", "hydrogen" y "engine".  
Adaptado de (Scopus, n.d.).

En el caso del gas natural para su utilización en motores de combustión, el proceso de evaporación previo a la combustión no existe, suponiendo esto a su vez una ventaja desde el punto de vista del proceso de combustión y las emisiones contaminantes (El-Sherif, 1998). El alto índice de octano el gas natural (entre 120 y 130) permite ser utilizado en motores con una relación de compresión elevada debido a su característica antidetonante. Sin embargo, el gas natural presenta una velocidad de combustión lenta comparada con la de los combustibles líquidos tradicionales. Este aspecto es el que puede ser mejorado realizando una mezcla del gas natural con otro gas que presente una velocidad de combustión mayor, como puede ser el hidrógeno (Akansu et al., 2004; Ceper et al., 2009).

La utilización del hidrógeno como aditivo o potenciador de las propiedades relativas a la combustión ha sido ampliamente estudiada. Los estudios realizados han sido mediante diversos enfoques, desde el estudio de la velocidad de combustión laminar en bombas de volumen constante así como la utilización en motores de combustión convencionales o con pequeñas modificaciones, como es el caso de (Ji & Wang, 2010a, 2010b) en el que utilizan mezclas de hidrógeno con gasolina.

En cuanto a los estudios en cámara de volumen constante, se han realizado ensayos de mezclas de gas natural e hidrógeno variando del 0 al 100% cambiando las condiciones de presión y temperatura para estudiar la velocidad de combustión laminar un ejemplo de estos estudios utilizando técnicas de fotografía Schlieren y cámaras fotográficas de alta velocidad se encuentra en (Z. Huang et al., 2006). Los resultados muestran que la velocidad de combustión laminar aumenta de forma exponencial con el aumento de la fracción en volumen de hidrógeno en la mezcla y obtienen una expresión basada en sus resultados experimentales para el cálculo de la velocidad de combustión laminar de mezclas de gas natural e hidrógeno en función del dosado y de la proporción de hidrógeno de la mezcla, aunque las condiciones de presión y temperatura de la correlación están lejos de las que se dan en MCIA. En cuanto al estudio de la llama producida por las mezclas, se han identificado tres zonas o regímenes de llama en función de la proporción de hidrógeno en la mezcla (Hu et al., 2009). Existe una zona dominada por el metano (hasta el 60% de hidrógeno), una zona de transición (para composiciones entre el 60% y el 80% de hidrógeno) y finalmente una zona dominada por el hidrógeno.

El fenómeno de la dispersión cíclica ocurre en todos los motores y en particular en los motores de encendido provocado. El efecto, desde el punto de vista termodinámico, es una variación ciclo a ciclo de la evolución de la presión en la cámara de combustión a pesar de mantener el resto de las condiciones operativas constantes. Desde un punto de vista fenomenológico está ligado a la variación de la velocidad de combustión, siendo más acusado para velocidades de combustión bajas (Payri & Desantes, 2011).

Este fenómeno de la dispersión cíclica tiene consecuencias importantes en las prestaciones del motor, que se pueden resumir según (Heywood, 1988) en los siguientes conceptos: el ajuste del avance de encendido se hace para el ciclo promedio, los ciclos más rápidos que el promedio podrían tener ese encendido demasiado avanzado y causar autoencendido, los ciclos más lentos tendrán el salto de chispa demasiado tarde, por lo que se tendría una pérdida de rendimiento (y aumento de emisiones en el caso de combustiones incompletas). Por lo tanto, los valores extremos de la dispersión cíclica son parámetros a tener en cuenta para la realización del ajuste del motor, esto implica que caracterizar el fenómeno e intentar mitigarlo supone una mejora las prestaciones del motor.

La dispersión cíclica en MCIA alimentados con gas natural e hidrógeno también ha sido ampliamente estudiada como se muestra en (B. Huang et al., 2009; Ma et al., 2008; J. Wang et al., 2008; S. Wang & Ji, 2012). Los resultados de (J. Wang et al., 2008) muestran que la presión máxima, la derivada de la presión máxima, la presión media indicada y su correspondiente variación cíclica se reducen a medida que se aumenta la proporción de hidrógeno en la mezcla, siempre utilizando para el estudio mezclas pobres. Sus resultados muestran que la dispersión cíclica disminuye a medida que se incrementa la proporción de hidrógeno (en este estudio se utilizó hasta un 40% en volumen de hidrógeno). También se ha estudiado el efecto que tiene la introducción de la recirculación de gases de escape (EGR) en diferentes proporciones sobre el fenómeno de la dispersión cíclica (B. Huang et al., 2009). Con la adición de EGR a la cámara de combustión la dispersión cíclica se ve aumentada. Los autores muestran cómo la adición de hidrógeno aumenta la estabilidad para una tasa de EGR determinada. También se ha realizado trabajo experimental en motores sobrealimentados (Ma et al., 2008) utilizando mezclas pobres de gas natural e hidrógeno. Los resultados muestran que la adición de hidrógeno contribuye a la etapa de formación y desarrollo de la llama, reduciendo la duración de estas etapas. Esta disminución presenta efectos positivos en cuanto a la reducción de la dispersión cíclica, reduciendo a su vez los efectos de este fenómeno. En cuanto a los resultados de (S. Wang & Ji, 2012), sus ensayos efectuados sobre un motor alimentado con gasolina e hidrógeno muestran que enriquecer la mezcla con hidrógeno es más efectivo en cuanto a la reducción de la dispersión cíclica a bajo grado de carga y que el coeficiente de variación de la presión media indicada ( $COV_{pmi}$ ) decrece al aumentar el porcentaje de hidrógeno utilizado.

El presente trabajo de tesis doctoral se ha desarrollado dentro del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. Este Grupo de Investigación Reconocido posee una amplia experiencia en el desarrollo de trabajos de investigación en el campo de la velocidad de combustión. En el Grupo se han desarrollado instalaciones para la realización de estudios experimentales de combustiones en bombas o recipientes de volumen constante orientadas a la medida de la velocidad de combustión laminar para diferentes combustibles y condiciones (Lafuente Lafuente, 2008)(Reyes et al., 2012). En la actualidad se dispone de dos bombas de volumen constante, una orientada a la medida de la presión (esférica) y otra en la que se utilizan técnicas ópticas para el estudio de la evolución de la combustión en el interior de la bomba (cilíndrica). Otra de las ramas de investigación del Grupo son las combustiones en motores de combustión interna alternativos. En este ámbito también se han desarrollado trabajos de investigación en el banco de motor siendo varios de ellos precursores del presente trabajo de tesis (Horrillo Güemes, 1998; Tinaut et al., 2000) en el que se utiliza un modelo de dos zonas para la predicción de emisiones contaminantes de un motor de gasolina. También se tiene dentro del grupo experiencia en el desarrollo de modelos predictivos y de diagnóstico de la combustión. Utilizándose alguno de ellos para la realización de estudios sobre el efecto de la adición de hidrógeno al gas natural (Tinaut et al., 2011).

En su momento se marcó como objetivo para la presente tesis analizar y ampliar el conocimiento en el ámbito del comportamiento de las mezclas de gas natural e hidrógeno para su utilización en motores de combustión interna alternativos, así como analizar estas mezclas desde el punto de vista de la velocidad de combustión y del fenómeno de la dispersión cíclica. Este estudio se ha realizado utilizando el análisis de registros de presión obtenidos en la instalación de ensayos en motor del Grupo de Investigación. En la construcción y el desarrollo de esta instalación, el autor de esta tesis ha participado activamente.

Recientemente el Grupo ha realizado un trabajo en el que utilizado la actualización de la instalación de ensayos y la herramienta de diagnóstico de esta tesis, se analiza el comportamiento de la interacción de la turbulencia y las inestabilidades en el proceso de combustión de mezclas de gas natural e hidrógeno (Giménez et al., 2021).

## 2. Objetivos

El objetivo principal de la presente tesis se puede resumir en la caracterización de la velocidad de combustión en motores de combustión interna alternativos alimentados con mezclas de gas natural e hidrógeno. Analizando la influencia de las proporciones de hidrógeno en la mezcla, los dosados y la influencia de la turbulencia en la cámara de combustión.

Para determinar la velocidad de combustión en las diferentes condiciones de funcionamiento y en las diferentes posiciones del frente de llama, se utilizará un modelo termodinámico de diagnóstico para procesar los datos de presión en cámara y obtener las tasas de liberación de calor. En un segundo paso estos datos, concretamente el volumen de la zona de quemados, se usan en un modelo geométrico que permitirá determinar el área del frente de llama y con la tasa de masa quemada obtener la velocidad de combustión para cada ciclo y posición angular del cigüeñal.

Los resultados que se esperan obtener permitirán evaluar la influencia que tiene la proporción de hidrógeno en la mezcla, los niveles de turbulencia y el dosado sobre la velocidad de combustión y su fluctuación a lo largo de cada ciclo y ciclo a ciclo.

El hecho de caracterizar el fenómeno de la dispersión cíclica analizando la velocidad de combustión obtenida del diagnóstico de presión, permitirá obtener nuevos parámetros para la caracterización de ésta y establecer comparativas con las métricas tradicionales utilizadas para caracterizar dicho fenómeno.

Para abordar estos objetivos, se plantean una serie de actividades para adaptar las herramientas de diagnóstico y medios experimentales del Grupo de Investigación a la consecución de dichos objetivos.

- Definir, desarrollar e implementar una instalación experimental que permita realizar combustiones en un MCIA de forma segura y controlada de mezclas de gas natural e hidrógeno. Este banco de ensayo debe permitir a su vez variar las principales condiciones operativas del motor (dosado, régimen de giro, grado de carga...). Seleccionar e implementar toda la instrumentación necesaria para la obtención de datos experimentales.
- Desarrollar un modelo de diagnóstico, así como las herramientas de procesado de datos necesarias. Como característica destacable, puesto que se marca como objetivo la realización de estudios de dispersión cíclica, el modelo de diagnóstico será aplicado a los registros de presión consecutivos de gran cantidad de ciclos, y por tanto se requiere que la herramienta se ejecute de forma automática y precisa. Será necesario realizar una serie de actividades cuyo resultado garantice la robustez de la metodología y de la herramienta utilizada para la evaluación automática.
- Para analizar los resultados obtenidos con el diagnóstico será necesario identificar y seleccionar las variables que caracterizan el proceso de combustión y procesarlas de forma estadística para buscar relaciones con las condiciones operativas que en definitiva son las variables de influencia de los experimentos.

### 3. Estructura del documento compendio de tesis: Artículos publicados

#### 3.1. Estructura del documento

La modalidad en la que se presenta el trabajo de tesis doctoral es por compendio de publicaciones, por lo tanto, el presente documento pondrá de manifiesto la interrelación entre los tres artículos propuestos por el doctorando. Además, este documento pretende a su vez mostrar aspectos no presentados en las publicaciones propuestas. Esta información pretende completar la información publicada en los artículos de tal forma que se demuestren los trabajos realizados en el ámbito de la tesis doctoral.

A continuación, se realiza un resumen de los trabajos realizados y presentados en las publicaciones que forman el compendio para la presentación de esta tesis. Se expondrán en orden cronológico para mostrar la evolución temporal de los trabajos. Los resultados principales se ampliarán en la sección 6, Análisis de resultados del presente documento.

En el capítulo 4 se expone la instalación experimental de una forma más completa que en los artículos, así como el plan de ensayo global de toda la tesis.

En el capítulo 5 se presenta la herramienta de diagnóstico, incluyendo la parte de algoritmos genéticos y el modelo termodinámico. Se ha considerado que el modelo geométrico se describe suficientemente en el *Artículo 3*.

En el capítulo 6 se destacan los resultados que se consideran más relevantes de cada artículo incidiendo en la relación entre publicaciones.

Finalmente, en el capítulo 7 se exponen las conclusiones de todo el trabajo, así como las particulares de cada artículo.

A lo largo del documento se encuentran referencias tales como *Artículo X*. Estas referencias aplican a los tres artículos listados en este apartado y su orden hace referencia al orden cronológico de publicación. También se utiliza el siguiente recurso para hacer referencia a figuras en concreto de un artículo *Figura 1\_3<sup>1</sup>*, en este caso el primer número identifica el número de figura y el segundo hace referencia al artículo en el que se publicó.

#### 3.2. Artículo 1 (Reyes et al., 2013).

En este primer artículo se presentan varios bloques de información. Por un lado, se expone la instalación experimental desarrollada para la realización de los ensayos y registro de los datos experimentales y por otro se presenta el modelo termodinámico de una zona desarrollado para la realización del diagnóstico de la combustión y se presenta la herramienta basada en algoritmos genéticos que se ha desarrollado para el procesado de los datos de presión de forma automática. Se presentan resultados para un régimen de giro fijo de las métricas establecidas para la caracterización de la dispersión cíclica de mezclas de gas natural e hidrógeno.

Es el artículo se orientó fundamentalmente hacia la presentación de la herramienta de algoritmos genéticos. Al establecer una relación entre la derivada de la fracción de masa quemada ( $DFMQ$ ) y la velocidad de combustión  $S_t$  se extraen las primeras conclusiones en cuanto a las tendencias que presenta la velocidad de combustión al modificar la composición del combustible.

#### 3.3. Artículo 2 (Reyes et al., 2015).

Para este segundo artículo la instalación experimental sufre una actualización y se mejora introduciendo un variador de frecuencia con el que se puede variar el régimen de giro del motor. El estudio que se hace en este trabajo está orientado a la caracterización del efecto que el régimen de giro tiene sobre la velocidad de combustión. Para el análisis se utiliza el mismo

---

<sup>1</sup> En este caso sería una referencia a la figura 1 del *Artículo 3*, que se corresponde con (Reyes et al., 2016).

modelo que en el *Artículo 1* (con evoluciones relacionadas con los multiplicadores de los coeficientes de película necesarios para el cálculo de la transferencia de calor). Para este estudio se realizan combustiones en motor con gas natural a diferentes dosados y regímenes de giro.

En el análisis de resultados de este artículo, se presentan comparativas de las métricas de la dispersión cíclica propuestas por los autores con las métricas tradicionales basadas en el estudio y caracterización de la *pmi*. También se observa que la métrica propuesta en base a la derivada de la fracción de masa quemada ( $\sigma(DFMQ)$ ), permite caracterizar la influencia de la turbulencia sobre la dispersión de la velocidad de combustión y que este parámetro no está tan influenciado por el dosado como las métricas basadas en la *pmi*.

### 3.4. Artículo 3 (Reyes et al., 2016).

Este artículo final se realiza una vez se evoluciona el modelo termodinámico de diagnóstico a un modelo de dos zonas. También se introduce en el procesado de los datos un modelo geométrico para determinar un área de frente de llama bajo la hipótesis de que es esférico. Gracias a esto se presentan los resultados de la velocidad de combustión  $S_t$  en lugar de la derivada de la fracción de masa quemada  $DFMQ$ .

Los resultados que se exponen con el nuevo tratamiento permiten evaluar la influencia que tiene la adición de hidrógeno en cuanto a velocidades de combustión de la mezcla y en cuanto a la variación que supone en el fenómeno de dispersión cíclica.

## 4. Instalación experimental y plan de ensayos

### 4.1. Instalación experimental

La instalación experimental desarrollada parte de un motor de encendido por compresión transformado a encendido provocado. El motor original se trata de un motor monocilíndrico MINSEL 380, con una cilindrada de 380 cm<sup>3</sup> con pistón de 80 mm de diámetro y 75 mm de carrera. La refrigeración de este motor es por aire con soplante solidaria al cigüeñal. El esquema general de la instalación se presenta en la Figura 2.

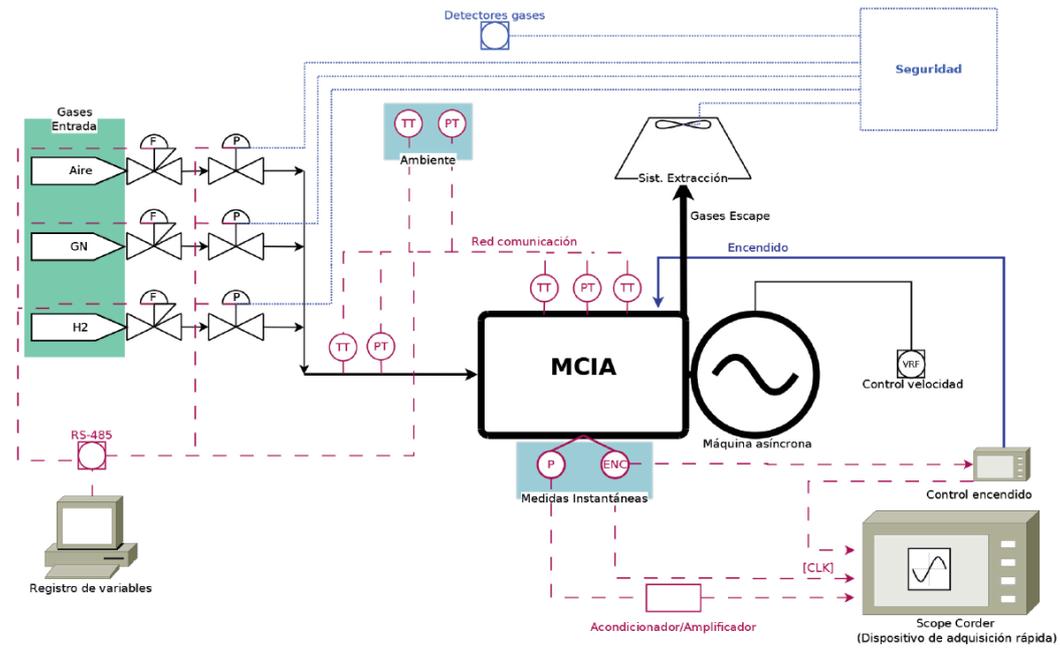


Figura 2.- Esquema de la instalación experimental en su configuración final.

La adaptación de la culata se hace de tal forma que se elimina el inyector y se utiliza ese alojamiento para roscar una bujía de encendido. También se mecaniza en la culata un acceso para el captador de presión piezoeléctrico AVL GU21D, en conjunto con un amplificador de carga KISTLER 5018A. Se tiene que en este motor la válvula de escape cierra en la misma posición angular en la que empieza a abrir la de admisión, por lo que no existe cruce de válvulas.

El motor térmico se une mediante un acoplamiento elástico a un motor asíncrono de 5.5 kW LEROY SOMER PLS 180. Para el establecimiento del régimen de giro del motor se instala un variador de frecuencia FUJI FRENIC-MEGA de 7.5 kW. La corriente eléctrica generada por el motor se disipa térmicamente en un bloque de resistencias al ambiente.

El motor se somete a una adaptación de la relación de compresión y geometría de la cámara de combustión. Se parte de un pistón con bowl y se modifica aumentando el diámetro de esta cavidad, manteniendo la profundidad y eliminando el resalte central. El objetivo de la modificación además de reducir la relación de compresión pretende evitar en la medida de lo posible que el frente de llama se aleje de la hipótesis de frente de llama esférico debido a la presencia de cavidades o paredes. El mecanizado efectuado se realiza de tal forma que la geometría resultante de la cámara de combustión es axilimétrica. Este pistón define totalmente la geometría de la cámara de combustión debido a que la culata es plana.

Uno de los resultados de los primeros ensayos y ajustes del modelo de diagnóstico utilizado es precisamente el ajuste de la relación de gases compresión final de la cámara de combustión modificada.



Figura 3.- Fotografías del pistón original (derecha) y del pistón modificado (izquierda).

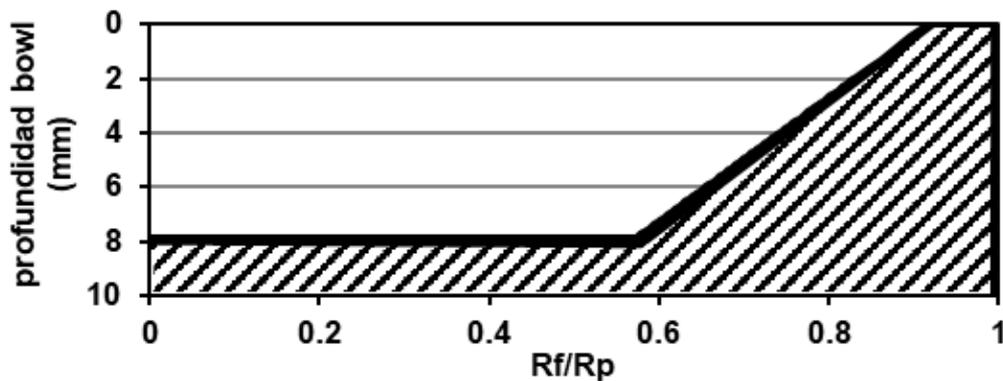


Figura 4.- Perfil del pistón modificado, utilizado en el modelo geométrico.

Se desarrolla un sistema de formación de la mezcla basado en controladores másicos de efecto térmico. Se instala un controlador másico para cada una de las corrientes de entrada al colector de admisión (BROOKS 5853S para el aire y BROOKS 5851S para el gas natural y el hidrógeno). De esta forma se consigue cambiar la composición del combustible, control del dosado así como la regulación de la carga del motor.

Como señal de reloj para sincronizar la adquisición de la medida de presión se utiliza un codificador angular AVL 360C / 600 con 0.6 grados de resolución. Como señal de un paso por vuelta se utiliza la leva de accionamiento de la bomba de inyección junto con un sensor de efecto hall. Los datos de presión se adquieren sincronizados en un osciloscopio digital de 16 bit YOKOGAWA DL750. Las temperaturas (admisión, escape, ambiente, culata, aceite) y presiones (colector admisión, ambiente y cárter) se registran mediante un sistema de adquisición de baja frecuencia. Para estas variables se desarrolla un interfaz de operación y visualización (basado en Labview®), de tal forma que se obtiene en tiempo real una representación gráfica de las evoluciones de estas magnitudes.

Para el control de encendido se utiliza un sistema basado en microprocesador, utilizando para ello la señal generada por el codificador angular que se acopla al cigüeñal del motor. Este control dispone de su propio indicador y mandos de control.

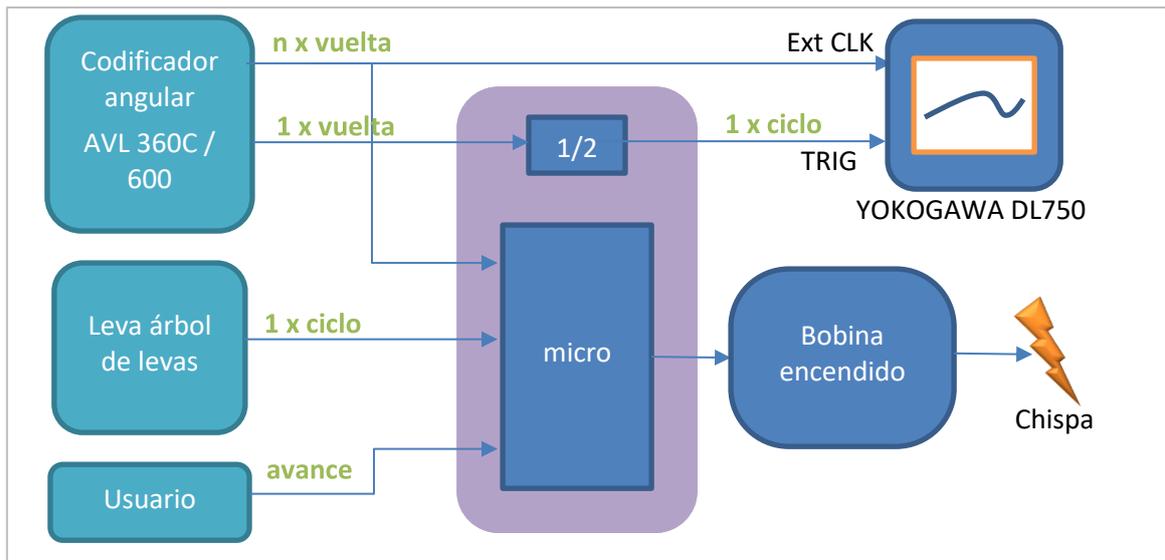


Figura 5.- Esquema de señales para control de encendido y adquisición de datos de presión.

Para alimentar con hidrógeno el motor, se dispone de un electrolizador IDROENERGY 3.7 que produce hidrógeno a demanda a una presión de 1.5 barg y el gas natural se toma de la red de distribución de baja presión (40 mbar). Debido a la pérdida de carga que introducen los controladores másicos, la presión máxima en la admisión del motor está limitada a un máximo de 0.8 bar. En el caso del aire éste se toma de una red de aire comprimido dedicada en la cual se encuentra un separador de gotas de condensado y un filtro de partículas.

#### 4.2. Evolución de capacidades de la instalación a lo largo de la tesis.

Dentro de los trabajos efectuados durante el transcurso del desarrollo de la presente tesis doctoral, una de las tareas que se acometió fue la mejora y ampliación de capacidades de la instalación experimental. La instalación con la que se comenzaron los trabajos se utilizó para poner a punto los primeros modelos, desarrollar la herramienta de cálculo basada en algoritmos genéticos y plantear la geometría de la cámara de combustión (geometría del pistón).

Una posterior evolución de la instalación supuso la introducción de un variador de frecuencia que permitiese cambiar la velocidad de giro del motor, de tal forma que ésta fuese una nueva condición operativa del motor y se pudiese generar más información que permitiese profundizar en los estudios. También se implementaron mejoras de distinto calado en cuanto a la automatización de algunas actuaciones, como fue la inclusión de válvulas de corte automáticas para cada una de las líneas de suministro de gases, dotando a la instalación de un mayor grado de automatización.

#### 4.3. Plan de ensayos

Al igual que lo expuesto en el apartado 4.2, en el que se describe la evolución de la instalación experimental, el plan de ensayos a ejecutar en la instalación también sufrió una adaptación a las capacidades de la instalación. Inicialmente no se disponía de elementos que permitiesen variar el régimen de giro, siendo esta una de las modificaciones de la instalación. Esto se ve reflejado en los ensayos ejecutados a lo largo del tiempo.

Los ensayos efectuados para la elaboración del presente trabajo y sus publicaciones asociadas se presentan en la Tabla 1, se muestra que el plan de ensayos consistió en realizar barridos de dosados, concentraciones y regímenes de giro para mezclas de gas natural e hidrógeno en diferentes proporciones. Nótese cómo en el primer artículo no hay variación del régimen de giro.

Tabla 1 Ensayos utilizados en los estudios presentados en las publicaciones.

Artículo	H <sub>2</sub> (%v)	GN (%v)	n (rpm)	Fr
1	0	100	1500	0.7
1	20	80	1500	0.7
1	40	60	1500	0.7
1	60	40	1500	0.7
1	80	20	1500	0.7
1	100	0	1500	0.7
2	0	100	1000	0.7
2	0	100	1000	0.8
2	0	100	1000	0.9
2	0	100	1000	1
2	0	100	1500	1
2	0	100	1500	0.9
2	0	100	1500	0.79
2	0	100	1500	0.74
2	0	100	1500	0.67
2	0	100	1500	0.63
2	0	100	1750	0.7
2	0	100	1750	0.8
2	0	100	1750	0.9
2	0	100	1750	1
2	0	100	2500	0.7
2	0	100	2500	0.8
2	0	100	2500	0.9
2	0	100	2500	1
3	0	100	1000	0.7
3	25	75	1000	0.7
3	50	50	1000	0.7
3	75	25	1000	0.7
3	100	0	1000	0.7
3	0	100	1750	0.7
3	25	75	1750	0.7
3	50	50	1750	0.7
3	75	25	1750	0.7
3	100	0	1750	0.7
3	0	100	2500	0.7
3	25	75	2500	0.7
3	50	50	2500	0.7
3	75	25	2500	0.7
3	100	0	2500	0.7

En cuanto a la ejecución de los ensayos se realiza de tal forma que, se arranca el motor utilizando gas natural como combustible y se deja que la culata y el aceite alcancen una temperatura estacionaria. Una vez que el motor se ha atemperado, se procede a variar las condiciones

operativas (régimen de giro, composición del combustible y dosado) hasta alcanzar el punto de ensayo deseado. Una vez alcanzado el punto de ensayo se vuelve a dejar al motor un tiempo hasta que la temperatura de la culata y del aceite alcanzan su nuevo estado estacionario.

El salto de chispa se ajusta de tal forma que el máximo de presión se alcanza  $10^\circ$  después del punto muerto superior de combustión. El flujo másico para cada ensayo se establece de tal forma que el número de moles por ciclo es el mismo para todos los puntos de ensayo. De esta forma, la presión al comienzo de la compresión es la misma para todos los casos de estudio siempre que la temperatura sea la misma. También se tendrá que las velocidades a través de la válvula de admisión serán iguales para cada velocidad de giro del motor, consecuentemente los niveles de turbulencia serán similares para todos los casos si se mantiene el régimen de giro.

## 5. Metodología de procesamiento de datos

Como se ha expuesto anteriormente uno de los objetivos es realizar el diagnóstico de la presión de la cámara de combustión durante la etapa de combustión. Para ello el principal registro experimental es precisamente esta traza de presión.

Una de las particularidades de este registro parte de la propia naturaleza del elemento transductor que es de tipo piezoeléctrico. Esta tipología de captadores basados en cristales de cuarzo generan una pequeña carga eléctrica al cambiar la presión que se ejerce sobre los mismos y presentan una muy buena respuesta en frecuencia y gran insensibilidad a la temperatura, sin embargo tienen la peculiaridad de que los equipos de acondicionamiento de la señal no pueden mantener en la salida la parte correspondiente a la componente continua de la presión, por lo que hay que sumar al registro un valor de offset que es desconocido (Payri et al., 2010).

De forma habitual este valor lo ajusta el analista que realiza el diagnóstico, pero en el caso de la presente tesis, debido a que se realizará el diagnóstico a muchos ciclos consecutivos se hace necesario la utilización de una herramienta que realice este ajuste de forma automática. Para ello se desarrolla una metodología basada en algoritmos genéticos que se muestra en el *Artículo 1* de esta tesis. Además del ajuste de este offset de presión también es necesario calcular y ajustar el valor de la relación de compresión (ya se ha comentado previamente que la geometría del pistón se fue adaptando paulatinamente), la posición angular del punto muerto superior (depende del calado del codificador angular del cigüeñal) así como un multiplicador del coeficiente de película para el ajuste de la transferencia de calor.

Los errores en el ajuste de los parámetros anteriormente indicados introducen a su vez errores en la cantidad de calor liberado (o en el cálculo de la fracción de masa quemada) que es el principal resultado de un modelo de diagnóstico. Para encontrar la solución óptima a la combinación de parámetros comentados la utilización de métodos estocásticos de búsqueda de la solución global muestran una mayor probabilidad de localización de la solución óptima en todo el rango de variación que los métodos deterministas de optimización local (Rinnooy Kan & Timmer, 1989).

En el presente trabajo la optimización se efectúa por medio de la aplicación de algoritmos genéticos. La aplicación de estos utilizando los parámetros comentados es:

- Establecimiento de los parámetros de algoritmo genético (número de padres, número de generaciones, rango de variabilidad de las variables de ajuste, coeficiente de aleatoriedad).
- Aplicación del modelo termodinámico a un número representativo de ciclos.
- Con los resultados obtenidos se determina el valor óptimo de la relación de compresión y de la posición angular. Estos valores se fijan igual para todos los ensayos puesto que son dependientes de la geometría y no se modifican durante los ensayos a no ser que se cambie el pistón o se desmonte el codificador angular.
- Se aplica de nuevo el modelo termodinámico dejando como parámetros de ajuste libre el offset de presión y el multiplicador del coeficiente de película. Una vez obtenidos los resultados del diagnóstico se fija el valor del multiplicador del coeficiente de película.
- Se aplica una tercera vez el modelo de diagnóstico dejando libre solamente el parámetro de offset de presión. Los resultados de esta tercera aplicación del modelo son los diagnósticos finales de la combustión.

Una vez obtenida la solución óptima de cada uno de los ciclos analizados se procede a la realización del postprocesado de los valores para obtener los resultados de los diagnósticos.

### 5.1. Algoritmo genético empleado

Dentro de la secuencia expuesta, el algoritmo genético es la técnica con la que se generan los parámetros a diagnosticar y con la que se evalúa la calidad de la solución obtenida. Para detallar más este proceso la explicación se apoyará en la figura siguiente (presentada en el *Artículo 1*.

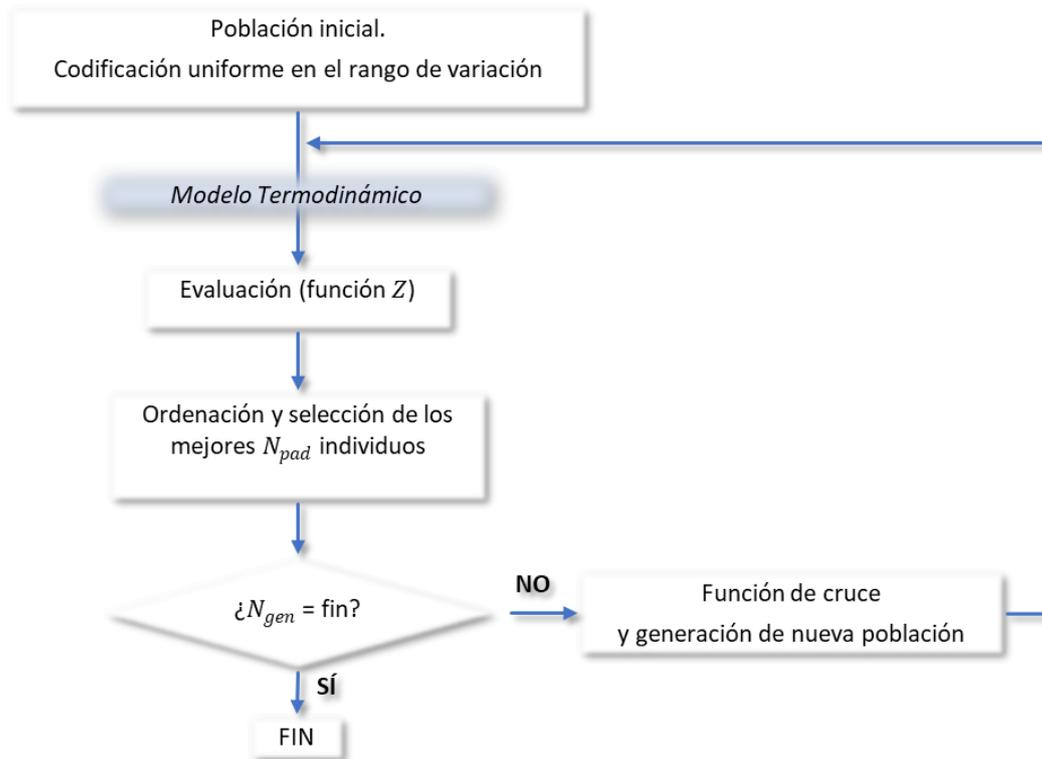


Fig. 1.- Diagrama de flujo simplificado del algoritmo genético empleado. Adaptado de Figura 4\_1.

Los conceptos del algoritmo genético provienen de la traslación de la idea de la teoría de la evolución de Darwin a la búsqueda de la solución óptima de un problema. Para ello se parte de una serie de individuos que a lo largo de las generaciones irán mejorando sus características gracias a la selección natural. Aquellos individuos que mejor se adapten serán los que trasladen sus propiedades a la siguiente generación.

En el algoritmo genético utilizado en el presente trabajo, los parámetros de configuración que es necesario definir para la ejecución del mismo son los siguientes:

Tabla 2.- Parámetros de configuración del algoritmo genético empleado.

Número de padres (en cada generación)	$N_{pad}$
Número de generaciones	$N_{gen}$
Parámetro de función de cruce	$\tau$
Variables de ajuste (relación de compresión, posición angular, offset de presión y multiplicador del coeficiente de transferencia de calor)	Rango (min, máx) de cada una de ellas

La traslación de los conceptos de la teoría de la evolución al campo de la optimización de soluciones se plasma de la siguiente forma (ya adaptado al problema que se pretende resolver en el presente trabajo):

Se define como individuo un conjunto de parámetros de ajuste con un valor determinado. Esto es, un individuo tendrá un valor único para cada uno de los parámetros de ajuste (relación de compresión, posición angular, offset de presión y multiplicador del coeficiente de transferencia de calor), de tal forma que ese conjunto define la codificación de ese individuo, manteniendo el símil con la teoría biológica sería su carga o codificación genética individual.

Para formar la primera población o generación, se establece una distribución uniforme en el rango de variación de los valores de los parámetros, todos los padres, una vez configurados, se cruzan entre ellos dando lugar a una población del número de padres elevado al cuadrado  $N_{pad}^2$ .

Una vez definida la población, se ejecuta el modelo de diagnóstico configurado con los parámetros de cada uno de los individuos, en definitiva: se realiza un diagnóstico termodinámico para cada individuo.

Para aplicar el concepto de selección natural es necesario definir una función de evaluación para poder ordenar los individuos en orden descendente en cuanto a idoneidad para pasar a ser padres de la siguiente generación. Esta es la parte de evaluación de la bondad de cada uno de los individuos a través de la función objetivo o función  $Z$ .

Para el caso concreto del presente trabajo se utiliza la evaluación de la solución del diagnóstico por tramos, estableciendo que en los tramos iniciales y finales de la  $FMQ$  no existe liberación de calor y por lo tanto el valor de la  $FMQ$  debe de permanecer constante. También se establece un criterio sobre la fracción de masa quemada al final de la carrera de expansión.

Al calcular el valor  $Z$  para cada uno de los diagnósticos se pueden ordenar éstos de mejor a peor valoración respecto a este baremo y proceder a cruzar los parámetros de los individuos seleccionados en la generación anterior, que serán los padres de la siguiente generación de individuos. Este algoritmo se repite generación tras generación hasta que se cumple el límite de generaciones impuesto como condición inicial. La solución óptima será el mejor individuo de la última generación (para llegar a esta solución se habrán realizado  $N_{pad}^2 \cdot N_{gen}$ .diagnósticos del mismo ciclo).

El proceso de cruce también se ajusta para permitir variaciones (mutaciones aleatorias) entre los parámetros de los progenitores. El objetivo de la función de cruce es realizar combinaciones entre los diferentes padres y obtener el nuevo valor de la propiedad para los individuos hijo.

En el caso concreto de la función de cruce implementada en el algoritmo genético utilizado en el presente trabajo, se encuentra contemplado a su vez el proceso de mutación de los individuos. Esto es, que los valores de la propiedad que se está generando no contenga una alta aportación por ninguno de los dos individuos padre. A continuación, se reproduce<sup>2</sup> la función de cruce utilizada y se explica cómo se genera el cruce.

$$\begin{aligned}
 & \xi_1 \left( 1 - \left( \frac{0.25 - \psi}{0.25} \right)^\tau \right) & 0 \leq \psi < 0.25 \\
 & \xi_1 + \left( \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} - \xi_1 \right) \left( \frac{\psi - 0.25}{0.25} \right)^\tau & 0.25 \leq \psi < 0.50 \\
 & \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} + \left( \xi_2 - \frac{\xi_1 + \xi_2}{2} \right) \left( 1 - \left( \frac{0.75 - \psi}{0.25} \right)^\tau \right) & 0.50 \leq \psi < 0.75 \\
 & \xi_2 + (1 - \xi_2) \cdot \left( \frac{\psi - 0.75}{0.25} \right)^\tau & 0.75 \leq \psi < 1
 \end{aligned} \tag{1}$$

Siendo en la ecuación (1),  $\psi$  un número aleatorio entre 0 y 1,  $\xi_1$  es el valor de la propiedad del individuo padre (cuyo valor de propiedad es mayor) y es el valor de la propiedad del otro individuo padre (con el menor valor), e tal forma que  $\xi_1 > \xi_2$ .

A continuación, se presenta una representación gráfica de la función de cruce para diferentes valores del parámetro  $\tau$ . En el eje horizontal se encuentra el número aleatorio y en el eje vertical el valor de una determinada propiedad. El valor de la propiedad que tendrá el individuo se obtiene a partir del número aleatorio  $\psi$ , siendo un número aleatorio diferente para cada propiedad. Los extremos del eje vertical representan el valor mínimo y máximo del parámetro a ajustar (definidos inicialmente en el algoritmo genético).

<sup>2</sup> Durante la redacción del presente documento se identificaron varios errores en la formulación de la función de cruce publicada en el *Artículo 1*, se presentan en este documento las ecuaciones correctas. Se han marcado en rojo las correcciones respecto a lo publicado.

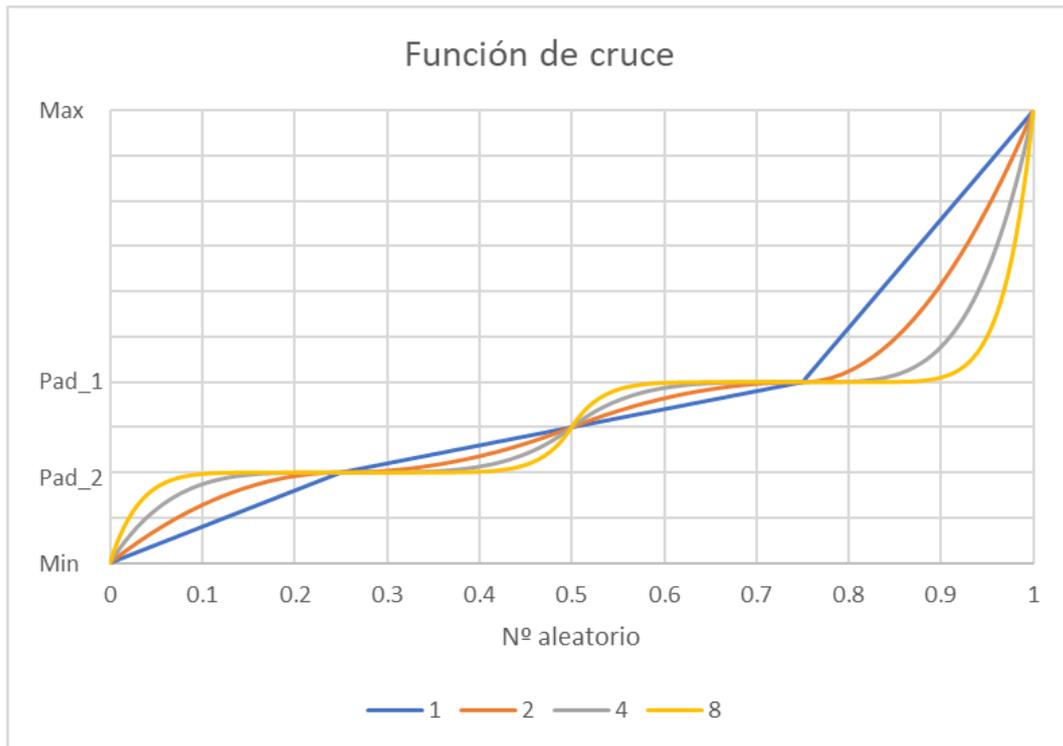


Figura 6.- Representación de la función de cruce al combinar 0.20 y 0.40 para  $\tau=1$  (azul), 2 (naranja), 4 (gris) y 8 (amarillo).

Se puede observar cómo a medida que el valor de  $\tau$  aumenta, la probabilidad de que el hijo tenga un valor muy parecido al de uno de los progenitores aumenta.

### 5.1.1. Estudio de la convergencia del AG en función de los parámetros de configuración.

Como se ha comentado anteriormente, los parámetros a configurar en el algoritmo genético son  $N_{pad}$ ,  $N_{gen}$  y  $\tau$ . Se mantendrán constantes durante la búsqueda de la solución óptima.

Se utiliza el término *ejecución* para referirse a la evaluación de una combinación de parámetros de diagnóstico, utilizándose el término *diagnóstico* (o el resultado de éste) para identificar la mejor combinación de parámetros obtenida tras todas las ejecuciones. Como conclusión, se realizan en cada generación un total de  $N_{pad}^2$  ejecuciones y multiplicando esto por el número de generaciones se obtiene el número total de ejecuciones al que se somete un ciclo de presión en concreto. Por lo tanto, un estimador del tiempo de cálculo será precisamente este número total de ejecuciones ( $N_{pad}^2 \cdot N_{gen}$ ).

De forma general, a medida que se aumenta el número de padres se tendrá un número mayor de ejecuciones por generación y el número de generaciones será aquel que asegure que la solución no evoluciona (en términos de evolución de la función de evaluación  $Z$ ). Por último,  $\tau$  es un parámetro que ajusta la aportación de cada padre y la posibilidad de mutaciones.

Para establecer la combinación óptima de estos parámetros de configuración del algoritmo y obtener la solución del diagnóstico en el menor número de ejecuciones, se efectuó un estudio sobre un ciclo de presión único sobre el que se variaron los diferentes parámetros de configuración para evaluar su influencia.

Se ha realizado un estudio del número de padres  $N_{pad}$  y del factor  $\tau$ . El número de generaciones  $N_{gen}$  en cualquier ejecución será el necesario hasta que no haya variación en la función objetivo  $Z$  (no se limita el número de generaciones para los estudios).

## Análisis del número de padres.

Se realizó un estudio sobre la influencia del número de padres  $N_{pad}$  consistente en realizar varios diagnósticos de un mismo diagrama de presión utilizando algoritmos genéticos con diferente  $N_{pad}$ . El número de generaciones se mantuvo lo suficientemente alto como para garantizar que el valor de  $Z$  se estabilizaba.

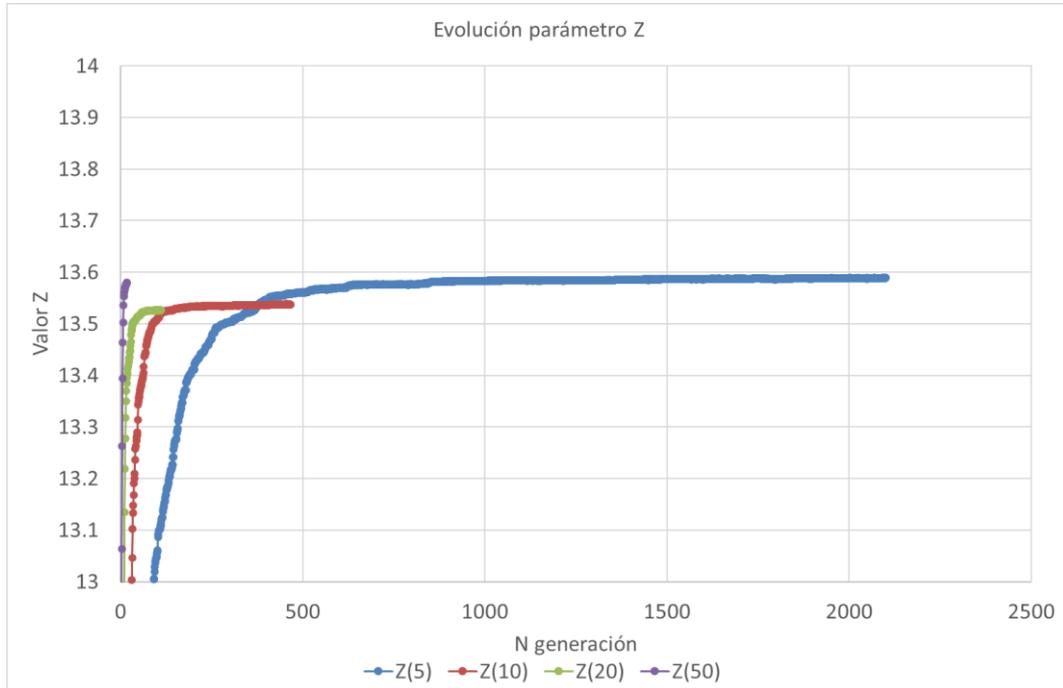


Figura 7.- Evolución del parámetro  $Z$  en función de  $N_{pad}$  y  $N_{gen}$ .

En la Figura 7 puede parecer que, para el caso de  $N_{pad} = 50$ , el parámetro  $Z$  no se ha estabilizado, sin embargo, si se representan los resultados frente al número de ejecuciones (Figura 8) se puede comprobar que la solución sí se ha estabilizado.

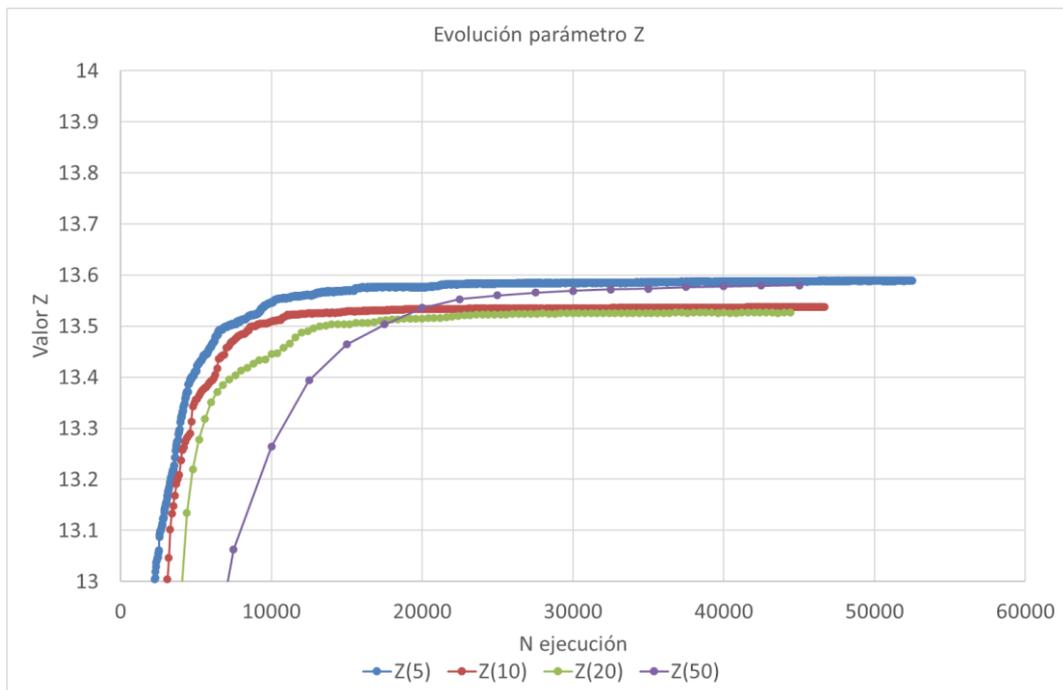


Figura 8.- Evolución del parámetro  $Z$  en función de  $N_{pad}$  y del número de ejecuciones.

Las conclusiones de este análisis son:

- A partir de un número de ejecuciones  $Z$  no evoluciona. Esto justificaría que el número de generaciones se puede tomar en función de esta evolución. Por lo tanto, para el ajuste de los parámetros del algoritmo genético,  $N_{pad}$  y  $\tau$  son los que habrá que adecuar mientras que  $N_{gen}$  se seleccionará mediante la observación de la estabilización de la función  $Z$  en función del número de ejecuciones.
- Disminuir el número de padres hace que el número de generaciones deba ser mayor, pero el número de ejecuciones por generación será menor.
- El valor de la función  $Z$  final es diferente para cada diagnóstico ( $N_{pad}$ ), consiguiéndose una leve mejora para 5 y 50 padres, con lo cual no se puede concluir en base a este valor el número de padres óptimo.

## Análisis $\tau$

Entre los estudios realizados para el trabajo de la presente tesis doctoral, se realizó un barrido de valores de  $\tau$  para establecer el valor a utilizar durante la ejecución del modelo. Para este estudio el número de padres se mantuvo constante  $N_{pad} = 7$ , los resultados se presentan frente al número de generaciones, que en este caso es lo mismo que hablar de número de ejecuciones.

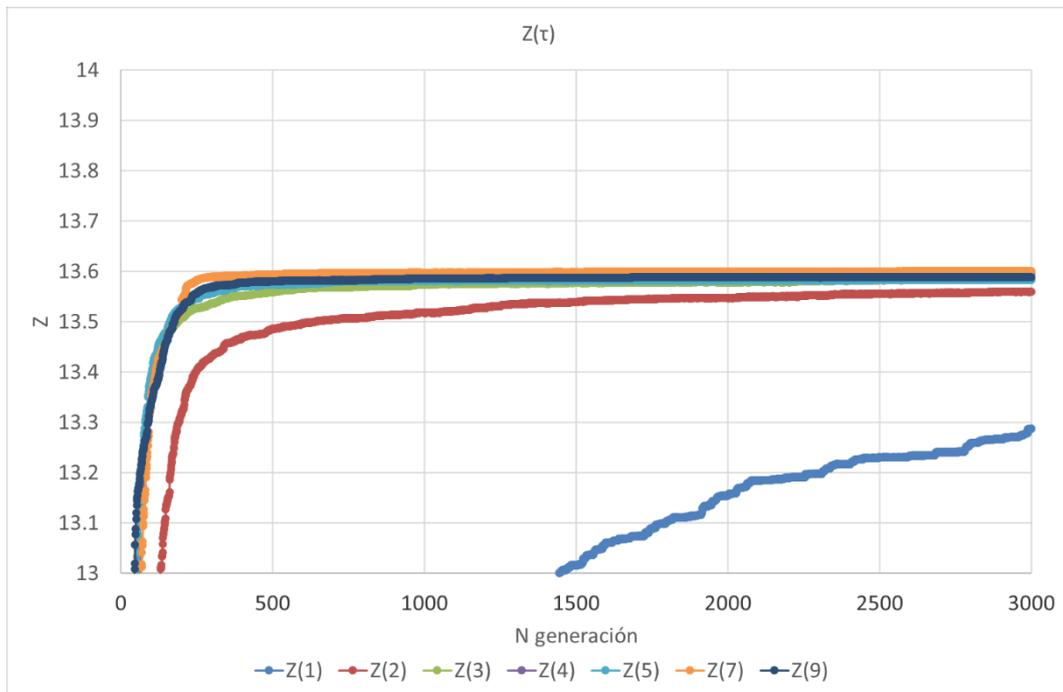


Figura 9.- Evolución de  $Z$  en función de  $\tau$  y número de generaciones.

De este estudio se extrae que, el valor de la función  $Z$  final es diferente para cada diagnóstico ( $\tau$ ). Para valores elevados de  $\tau$ , la solución es más precisa y para valores muy bajos ( $\tau = 1$ ) la solución se alcanza en un número muy elevado de generaciones.

Teniendo en cuenta también la Figura 6, un número mayor de  $\tau$  reduce la generación de individuos diferentes a los padres, o lo que es lo mismo, un valor bajo de  $\tau$  implica una mayor variabilidad en el cruce, dando menos preferencia a cualquiera de los dos padres. A efectos de obtención de la solución a partir de  $\tau = 3$  no se aprecian grandes diferencias ni en precisión de la solución ni en número de ejecuciones para la obtención del óptimo.

No se puede obtener una conclusión firme respecto al número de padres, salvo que si es muy elevado el tiempo es demasiado elevado y sin obtener una mejora sustancial. Respecto al valor de  $\tau$ , se recomienda utilizar valores superiores a 2 sin encontrarse ninguna ventaja en la utilización de valores mayores de 5.

## 5.2. Modelo termodinámico

En los *Artículos 1 y 2*, se expone el modelo termodinámico de una zona. Con la evolución de los trabajos durante el desarrollo de la tesis doctoral, se redefine el modelo para finalmente implementar un modelo termodinámico de dos zonas con las características que se detallan a continuación. En una primera versión se utilizaba el modelo de una zona para la aplicación de los algoritmos genéticos y finalmente se utilizaba el de dos zonas para obtener los resultados finales, de esta manera el tiempo de cálculo disminuye. Sin embargo, los resultados del modelo de una zona y el de dos zonas no son iguales, sobre todo si se tiene en cuenta la influencia de la temperatura y la presión en la composición.

Por tanto, para conseguir los mismos resultados cuando se están ajustando los parámetros de diagnóstico (utilizando los algoritmos genéticos) que cuando se ejecuta el modelo termodinámico combinado con el modelo geométrico para obtener los resultados finales, es necesario utilizar en los algoritmos genéticos el mismo modelo termodinámico de dos zonas.

En este modelo termodinámico de dos zonas, se diferencia una zona con la masa fresca (subíndice  $sq$ ) y otra segunda zona que corresponde con la masa que ha reaccionado convirtiéndose en productos de la combustión (en el presente documento se utilizará el subíndice  $q$ ).

Las hipótesis utilizadas para plantear el modelo de diagnóstico son las siguientes:

- Presión uniforme en toda la cámara de combustión,  $p$ .
- Temperatura uniforme en cada zona,  $T_{sq}$  y  $T_q$ .
- Se asume comportamiento de gas ideal dependiente de la composición de cada zona, por lo que se aplica la ecuación  $p\nu = RT$  en cada zona, donde  $p$  es la presión,  $\nu$  el volumen específico,  $R$  la constante específica de los gases ideales y  $T$  la temperatura.
- La composición de la zona fresca se considera invariable, sin embargo, la de la zona quemada sí se considera la posibilidad del cambio de composición debido al desplazamiento de la reacción:



por el cambio de temperatura o presión, aunque esta última tiene mucha menos influencia que la temperatura. Se considera que la reacción está en equilibrio ya que en los momentos en los que existe combustión la temperatura de los productos quemados es alta. La aparición de  $CO$  en la zona de productos quemados hace que la energía química liberada en forma de calor sea menor. El no tener en cuenta este hecho suponer minorar la velocidad de combustión ya que es necesario que se queme menos combustible para conseguir que se libere la energía térmica necesaria que permite alcanzar las condiciones de presión registradas.

- No existe transferencia de calor entre zonas, pero sí entre cada zona y las paredes,  $q_{sq}$  y  $q_q$ .
- El proceso analizado es durante el período de tiempo o la parte del ciclo en la que las válvulas están cerradas. El único flujo másico existente es el debido al proceso de combustión.

El modelo se formula partiendo de la ecuación de conservación de la energía para sistemas abiertos con propiedades uniformes, de tal forma que se tiene:

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \dot{Q} - \dot{m}_s h_s + \dot{m}_e h_e \quad (3)$$

Donde  $U$  es la energía interna,  $V$  es el volumen,  $\dot{Q}$  es el calor entrante con respecto al tiempo,  $h$  la entalpía específica. Se utilizan los subíndices  $e$  para flujo másico que entra al sistema y  $s$  para el saliente.

Las energías internas y las entalpías incluyen los términos de formación y por lo tanto el flujo de calor corresponde exclusivamente a la transferencia de calor.

El modelo se formula partiendo de la ecuación de conservación de la energía para sistemas abiertos con propiedades uniformes (ecuación (3)), y se formula de forma incremental. Para cada intervalo de cálculo, se parte de los datos del instante inicial del intervalo y, conocida la presión y el volumen de toda la cámara de combustión en el instante final del intervalo, es posible determinar el resto de variables termodinámicas en cada zona: temperatura, volumen, masa y energía interna.

En total son ocho incógnitas en el instante final que se pueden determinar con el sistema de ocho ecuaciones algebraicas:

- Dos ecuaciones de conservación de la energía en cada zona aplicadas entre el instante de tiempo inicial y el final.

$$m_{i+1} \cdot u_{i+1} - m_i \cdot u_i = dQ + dW \pm m_{sq \rightarrow q} h_{sq} \quad (4)$$

El término  $m_{sq \rightarrow q} h_{sq}$  correspondiente al flujo entálpico entre una zona y la otra (sin quemar y quemada), cambia de signo según el sistema que se considere.

- Dos ecuaciones de estado térmicas, que permiten calcular la energía interna en el instante final en función de la temperatura y la composición en ese mismo instante. Las correlaciones utilizadas se han obtenido de (P.J. Linstrom and W.G. Mallard, 2018).
- Dos ecuaciones de estado aplicadas al instante final y a cada zona.
- Una ecuación de conservación de la masa en el instante final.

$$m_{t(i+1)} = m_{sq(i+1)} + m_q(i+1) \quad (5)$$

En definitiva, si la masa total no varía la variación de masa de los quemados es igual que a la disminución de la masa de los no quemados. Y ese incremento corresponde a la cantidad de masa que ha pasado de una zona a la otra en el intervalo de cálculo.

- Una ecuación de conservación del volumen en el instante final.

Para la resolución del sistema de ecuaciones, en el primer punto de cálculo se asume que toda la masa es masa sin quemar. En este caso, la ecuación de estado aplicada a toda la masa sin quemar permite calcular la temperatura de los no quemados, siendo la temperatura de los quemados en el primer punto de cálculo la temperatura adiabática de llama de la mezcla desde las condiciones de presión y temperatura de los no quemados.

Para los casos en los que la  $FMQ$  es muy pequeña, para evitar errores de redondeo, la temperatura de los quemados se sigue calculando como la temperatura adiabática de llama de la masa fresca. De forma similar, en los últimos puntos de cálculo ( $FMQ$  próxima a la unidad), la temperatura de la masa sin quemar se determina asumiendo una evolución isentrópica, dependiente solamente de la presión (conocida). Es decir, resolviendo la ecuación (4) de forma específica sin tener en cuenta los términos de transferencia de calor a las paredes y flujo de masa fresca a zona quemada.

Para despejar las condiciones del instante final del sistema de ocho ecuaciones una vez conocidas las condiciones en el instante inicial, se utiliza un sistema de doble iteración anidado.

Se hace una hipótesis de la masa que se ha quemado en el intervalo de cálculo y que ha pasado durante este intervalo de tiempo de la zona de no quemados a la de quemados cambiando su composición, en la primera iteración se supone que esta masa vale cero. Por lo tanto, la masa (por la ecuación de conservación de la masa (5)) y la presión de cada zona en el instante final son conocidas, utilizando las ecuaciones de conservación de la

energía y las de estado es posible calcular la temperatura mediante un proceso iterativo. Para ello:

Se hace una hipótesis de temperatura de cada zona en el instante final (en la primera iteración se asume la del instante inicial), por tanto, con las ecuaciones de estado, se puede calcular el volumen de cada zona en el instante final y calcular el trabajo realizado por cada zona:

$$W = \frac{p_{i+1} + p_i}{2} (V_{i+1} - V_i) \quad (6)$$

También se puede calcular la temperatura media en la cámara de combustión en el instante final con la ecuación de estado aplicada al conjunto y determinar el coeficiente de película medio en toda la cámara de combustión utilizando la correlación de Woschni (Woschni, 1967). Posteriormente el calor transferido desde cada zona a las paredes es proporcional al volumen de cada zona. Para establecer lo que transmite cada zona, se asume que el calor transmitido es proporcional al salto de temperatura de cada zona y al volumen ocupado por cada una de estas. Se establece que la cámara de combustión se asemeja a un disco cuya zona central está ocupada por la masa quemada y la exterior por la masa fresca, se asume a su vez que el volumen de cada zona es proporcional al área de la cámara de combustión que le corresponde a cada zona.

$$Q_{wq} = \frac{FVQ \cdot (T_q - T_w) \cdot Q_t}{(T_q - T_w) \cdot FVQ + (T_{sq} - T_w)(1 - FVQ)} \quad (7)$$

$$Q_{wsq} = Q_t - Q_{wq} \quad (8)$$

Con estas condiciones establecidas, se puede calcular la energía interna de cada zona en el instante final a partir de la energía interna del instante inicial y de las energías transmitidas, calor a las paredes, trabajo y flujo entálpico:

$$U_{i+1} = U_i + Q + W \pm \frac{dm_q}{dt} h_{sq} \quad (9)$$

Como las energías internas y las entalpías incluyen las de formación, no es necesario introducir términos correspondientes a calores liberados durante la combustión.

La energía interna calculada de esta manera (ecuación (9)) debe de coincidir con la calculada a partir de la temperatura hipótesis con la ecuación de estado térmica  $U(T_{i+1})$  y la masa, que también es conocida.

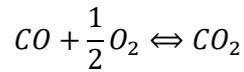
De no ser así se debe hacer una nueva hipótesis de temperatura, aumentando la temperatura si  $U_{i+1} > U(T_{i+1})$ .

Una vez que se conocen las temperaturas es necesario verificar que la suma de los volúmenes ocupados por cada zona en el instante final es igual al volumen que hay en la cámara de combustión para que se cumpla la ecuación de conservación del volumen.

Si la suma de los volúmenes es mayor que el volumen de la cámara de combustión se debe de disminuir la cantidad de masa quemada en el intervalo ya que esto aumentará la densidad del conjunto y por lo tanto disminuirá el volumen.

Cuando se ha conseguido que la doble iteración anidada converja, se está en condiciones de pasar el siguiente punto de cálculo, repitiendo todo el proceso y usando como datos del instante inicial los calculados en el proceso anterior.

La composición de la zona de no quemados es siempre la misma y no se modifica durante todo el cálculo, por lo tanto, el peso molecular no se modifica. Sin embargo, en la zona de quemados la reacción:



puede desplazarse hacia el CO a medida que la temperatura se eleva. Aunque su influencia en el peso molecular no va a ser muy importante, sí que va a tener una influencia más trascendente en la liberación de energía térmica y, en consecuencia, en el cálculo de la cantidad de masa que pasa de una zona a la otra y finalmente en la determinación de la velocidad de combustión. Para evitar esto, la composición de los quemados se va calculando en cada iteración a partir de la temperatura de los quemados, asumiendo equilibrio químico.

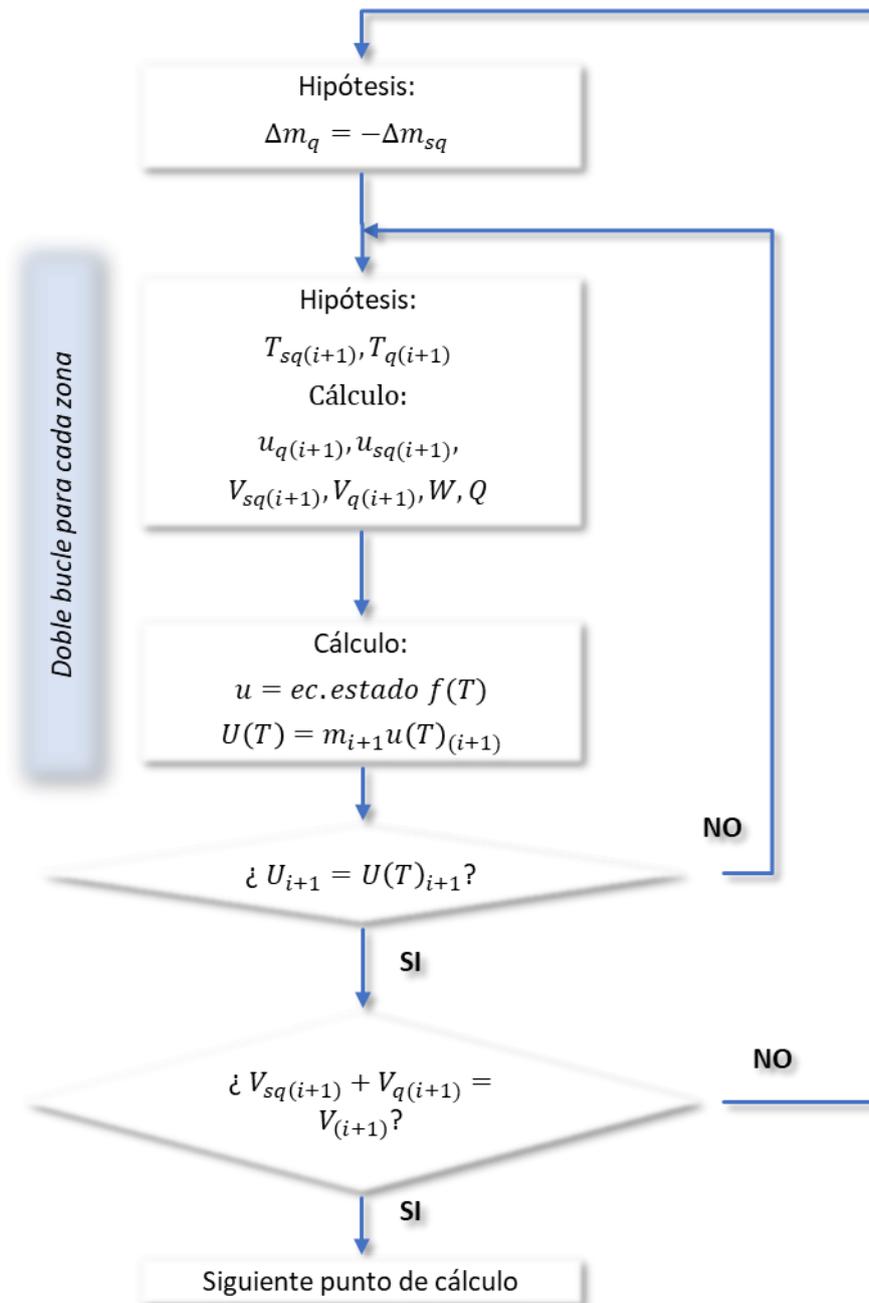


Figura 10.- Esquema de cálculo iterativo del modelo termodinámico de dos zonas desarrollado.

### 5.3. Modelo geométrico de interacción frente de llama-pistón

Para poder calcular la velocidad de combustión, es necesario utilizar un modelo geométrico que determine el área que tiene el frente de llama para cada instante temporal. Si se realiza la hipótesis de frente de llama esférico se podrá posicionar el frente de llama si se conoce el volumen de masa quemada determinado con el modelo termodinámico. Una vez posicionado, es posible calcular el área del frente, y por lo tanto calcular también el radio del frente de llama. Como se ha indicado, la velocidad de combustión  $S_t$  se puede calcular a partir de derivada de la masa de quemados  $dm_q/dt$ :

$$\frac{dm_q}{dt} = A_f \rho_{sq} S_t \quad (10)$$

Siendo para ello necesario conocer el área del frente de llama  $A_f$  y la densidad de la mezcla fresca.

Bajo la hipótesis de frente de llama esférico, se ha desarrollado un modelo geométrico que permite calcular el volumen y el área de una esfera de radio  $R_f$  conocido, centrada en la posición de la bujía y que interfiere con las superficies de la cámara de combustión. Este modelo se presentó en el *Artículo 3*.

### 5.4. Evolución de los modelos desarrollados a lo largo de la tesis

Inicialmente en conjunto con el desarrollo de la instalación experimental se utiliza un modelo termodinámico de una zona al que se le implementan los algoritmos genéticos para el ajuste del offset de presión, la relación de compresión, el posicionamiento angular de la traza de presión y el cálculo de un multiplicador de la transferencia de calor.

Una vez se ajusta el modelo y se obtiene la metodología se procede a efectuar la campaña de ensayos de gas natural e hidrógeno sin variar el régimen de giro. Con estos resultados se publica el *Artículo 1*.

Una vez que la instalación se mejora y se integra en la misma el variador de frecuencia sin cambiar el modelo termodinámico. Finalmente, tras la publicación del *Artículo 2*, se procede a desarrollar el modelo de dos zonas. Por último, se introduce un modelo geométrico para poder efectuar los cálculos en base a una velocidad de combustión en lugar de mantener el parámetro  $DFMQ$ , con lo que se realiza el *Artículo 3*.

## 6. Análisis de resultados

A continuación, se presenta el análisis de resultados obtenido durante el desarrollo de la tesis y que han sido publicados en los artículos.

### 6.1. Resultados del primer artículo

El plan de ensayos de este primer artículo se orientó a la validación de la herramienta de diagnóstico automático, así como a la definición final de la metodología a utilizar.

Para ello se realiza una campaña de ensayos a presión de admisión (grado de carga), régimen de giro y dosado constantes y se realiza un barrido de la proporción de hidrógeno en la mezcla.

Tabla 3.- Resultados presentados en Tabla 2\_1.

%H <sub>2</sub>	%GN	$k_{wos}$	$COV_{pmi}$	$pmi$ (bar)
0	100	0.9300	3.53	2.82
20	80	0.9520	3.12	2.86
40	60	1.0852	2.43	2.89
60	40	1.1284	2.03	2.95
80	20	1.2231	1.67	3.00
100	0	1.7085	1.11	3.03

Un resultado, que ya se indica en el artículo, es que la transferencia de calor se ve incrementada por la presencia de hidrógeno, esto lo reflejan los valores del multiplicador ( $k_{wos}$ ) del coeficiente de película obtenido con la correlación de Woschni (Demuyne et al., 2011).

Respecto a los algoritmos genéticos se establece una metodología de ajuste de los parámetros, tal y como se ha expuesto anteriormente en el apartado 5.1 del presente documento.

Debido al estudio de los resultados obtenidos, se comprueba que una forma de realizar el acercamiento a la representación frente al radio del frente de llama es evaluar los resultados en función de la fracción de masa quemada. Esto surge de la utilización de la expresión:

$$DFMQ = \frac{\rho_{sq} A_f}{m} \frac{d\alpha}{dt} S_t \quad (11)$$

Donde  $S_t$  es la velocidad de combustión para un determinado valor de ángulo de cigüeñal  $\alpha$  y  $m$  es el valor de la masa total. Para un determinado valor de ángulo de cigüeñal, la densidad  $\rho_u$  y el área del frente de llama  $A_f$  pueden tener diferentes valores ciclo a ciclo, sin embargo, cuando la masa quemada es la misma, asumiendo que la posición del pistón es similar para los ciclos con las mismas condiciones, esta densidad y el área del frente de llama pueden ser consideradas similares para todos los ciclos. Bajo estas hipótesis, el promediado de la derivada de la fracción de masa quemada es proporcional al valor medio de la velocidad de combustión.

$$\overline{DFMQ}(FMQ) = \frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} DFMQ_i(FMQ) = \frac{\rho_{sq} A_f}{m} \bar{S}_t(FMQ) \quad (12)$$

De esta forma se obtienen las figuras presentadas en el artículo, en el que se pretende aproximar los resultados obtenidos a lo que se obtendría representando velocidades de combustión frente al radio de frente de llama.

Una vez establecida la relación entre  $DFMQ$  y la velocidad de combustión  $S_t$ , se tiene que las magnitudes estadísticas de una serán las equivalentes en la otra. Por lo tanto, se puede establecer en términos de la desviación estándar que:  $\sigma(DFMQ) \propto \sigma(S_t)$  siendo:

$$\sigma(DFMQ) = \sqrt{\frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} [DFMQ_i(FMQ) - \overline{DFMQ}(FMQ)]^2} = \frac{\rho_{sq} A_f}{m} \frac{d\alpha}{dt} \sigma(S_t) \quad (13)$$

Se presentaron resultados de todos los ciclos evaluados en las diferentes condiciones (proporción H<sub>2</sub>). A pesar de que la apariencia de las gráficas de fracción de masa quemada indicaría que la dispersión cíclica disminuye *Figura 5\_1*, cuando se presentan resultados de la *DFMQ* frente a *FMQ*, la dispersión  $\sigma(DFMQ)$ , es mayor para el hidrógeno ver *Figura 7\_1*. Por lo que es difícil de evaluar la dispersión cíclica a partir de la *FMQ* respecto del ángulo.

De la representación mostrada en *Figura 7\_1*, se puede extraer que la  $\sigma(DFMQ)$  es similar para todas las mezclas de H<sub>2</sub> excepto para el caso de H<sub>2</sub> puro, que presenta un valor bastante mayor. Aunque el COV disminuye con la proporción de H<sub>2</sub>.

Para ver si las primeras etapas de la combustión afectan al desarrollo de la misma, se presenta la *Figura 9\_1*, en la cual se representan las *DFMQ*<sub>0.05</sub> y *DFMQ*<sub>0.45</sub> de masa quemada.

## 6.2. Resultados del segundo artículo

Gracias a la modificación efectuada en la instalación experimental, se pudo ampliar el estudio de combustión por medio de la variación del régimen de giro del motor. En esta segunda publicación se presentan los resultados del diagnóstico de la combustión aplicado para el gas natural cambiando el dosado y el régimen de giro.

El modelo termodinámico empleado es el mismo que en el caso del primer artículo, por lo que no se tienen resultados de velocidad de combustión, pero sí de *DFMQ*, que, asumiendo las mismas hipótesis que en el caso anterior, permiten extraer conclusiones como si de la velocidad de combustión se tratase.

Los resultados obtenidos muestran cómo la *DFMQ*<sub>0.5</sub>, es decir, la velocidad de liberación de calor cuando la masa que se ha quemado es el 50%, se incrementa a medida que el dosado se enriquece para todos los regímenes de giro estudiados.

Los primeros resultados que se muestran en este trabajo se enfocan a realizar una comparativa con las métricas tradicionales basadas en la presión media indicada y su desviación estándar. Se utiliza para la comparativa el parámetro coeficiente de variación (*COV*) aplicado a la variable en concreto. Se puede observar en la *Figura 4\_2* cómo este parámetro *COV* es interesante para series en las que el valor promedio es muy distante entre sí. Se observa en el artículo que la *COV*<sub>*DFMQ*0.5</sub> tiene la misma tendencia que todas las métricas tradicionales (*p<sub>mi</sub>*,  $\Delta\alpha$ , *p<sub>max</sub>*).

Al comprobar la dispersión cíclica de las métricas, se observa que todas presentan la misma tendencia que la observada para la *COV* excepto la  $\sigma(DFMQ_{0.5})$  (*Figura 5\_2*). Al representar los resultados a régimen de giro constante barriendo el dosado para gas natural se concluye que la  $\sigma(DFMQ)$  es independiente del dosado (*Figura 7\_2*). Esto no se reflejaba en el *Artículo 1*, cuando se cambió la proporción de hidrógeno, aunque sí se puede percibir que para bajas proporciones de hidrógeno la desviación es muy similar para todos los porcentajes. Esto indicaría que las fluctuaciones en la velocidad de combustión no sólo dependen de los niveles de turbulencia (similares en todos los casos por ser el mismo régimen de giro) sino de la velocidad de combustión cuando ésta es muy elevada.

El resto del artículo presenta los resultados de los ensayos para cuatro dosados y tres regímenes de giro, utilizando siempre como combustible gas natural.

La *Figura 11\_2* presenta los resultados de la  $\sigma(DFMQ)$  cuando la *FMQ* toma un valor de 0.5, las derivadas de *FMQ* se han realizado respecto al ángulo y respecto al tiempo. Concluyéndose que la dependencia de la  $\sigma(DFMQ)$  es lineal con el régimen de giro. En la *Figura 11* se han representado los datos de la *Figura 11\_2* agrupándolos en función del dosado y en el eje X el régimen de giro para aclarar este resultado.

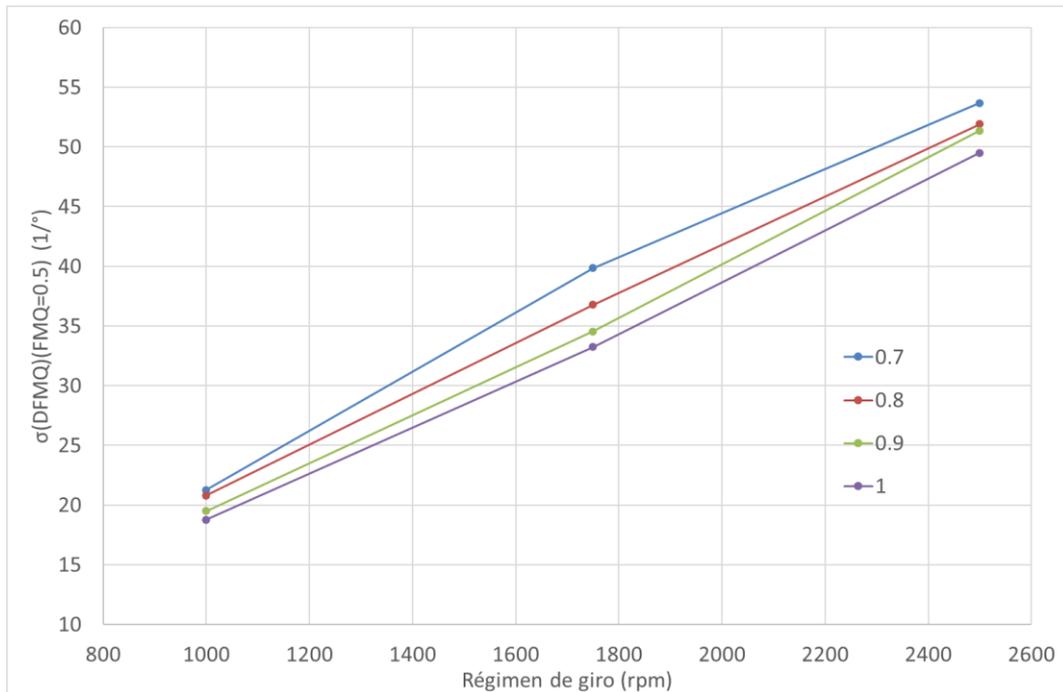


Figura 11.- Variación de  $\sigma(DFMQ)_{0.5}$  en función del régimen de giro. Agrupación por dosados relativos.

El análisis de las derivadas respecto del ángulo tiene el problema de que se establece una relación con una variable que a su vez su derivada respecto del tiempo depende del régimen de giro, por lo que sólo puede tener interés esta representación para casos en los que no se varíe el régimen de giro en los experimentos, como en el *Artículo 1*.

La Figura 12 muestra la  $DFMQ$  respecto del tiempo, según lo comentado anteriormente esto se podría asimilar a la velocidad de combustión turbulenta en función del régimen de giro y el dosado como parámetro. Las tendencias de crecimiento con el régimen y con el dosado se pueden explicar debido a la influencia de:

- La intensidad de la turbulencia en la velocidad de combustión, la cual, está muy relacionada con el régimen de giro, normalmente se acepta una dependencia lineal (Tabaczynski, 1976). A su vez la velocidad de combustión tiene una dependencia creciente (Gülde, 1991) con la intensidad de la turbulencia.
- La velocidad de combustión laminar es creciente con el dosado relativo, pero para dosados próximos a 1 crece de forma muy lenta, esto mismo puede ser observado en la Figura 12.

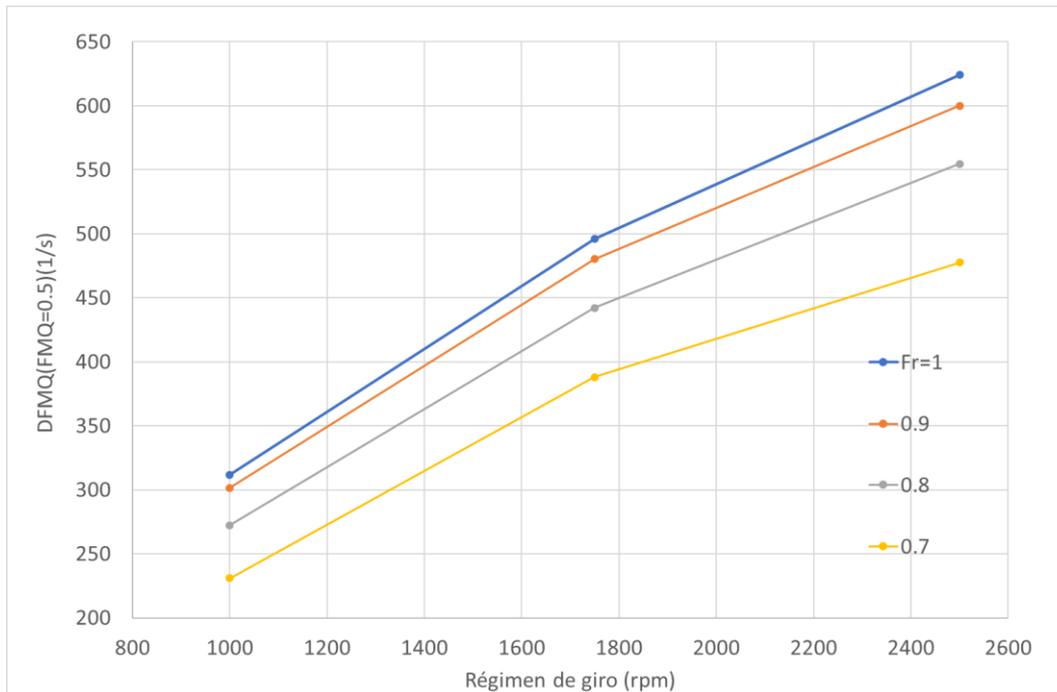


Figura 12.-  $DFMQ_{0.4}$  frente al régimen de giro agrupado por  $Fr$ . Adaptado de Figura 8\_2.

Otro aspecto coincidente con los resultados del Artículo 1 (excepto para el H<sub>2</sub> 100%, velocidades de combustión muy altas) es que las fluctuaciones de la  $DFMQ$  respecto del tiempo no dependen del dosado, como se observa en los resultados presentados en la Figura 9\_2 en los que  $\sigma(DFMQ)$  es independiente del dosado y sin embargo tiene una gran dependencia con el régimen de giro (niveles de turbulencia). Obsérvese que la  $\sigma(DFMQ)$  está calculada respecto del tiempo y no respecto del ángulo en todos los otros resultados previos la representación frente al ángulo o frente al tiempo era indiferente al trabajar con un único régimen de giro.

### 6.3. Resultados del tercer artículo

En el tercer artículo se incluyen los resultados obtenidos de la aplicación del modelo geométrico a los resultados del modelo termodinámico. Esto permite obtener la velocidad de combustión turbulenta.

Debido a que se dispone de la velocidad de combustión turbulenta como resultado de la aplicación del modelo geométrico, se utilizará esta nueva variable en la misma tipología de estudios en sustitución de la utilizada hasta entonces  $DFMQ$ . Todos los análisis se efectuarán en base a esta velocidad de combustión turbulenta.

Los ensayos realizados son a tres regímenes de giro manteniendo un dosado constante de 0.7 y variando la proporción de hidrógeno en la mezcla barriendo desde el 100% de H<sub>2</sub> hasta el 100% de gas natural a incrementos de 25%.

La influencia del hidrógeno en la velocidad de combustión turbulenta queda patente en todos los regímenes de giro. Si bien al igual que la velocidad de combustión laminar, sólo para proporciones elevadas este efecto supone un cambio sustancial.

En cuanto a la dispersión de la velocidad de combustión es muy independiente de la proporción de hidrógeno, salvo para regímenes de giro bajos (1000 rpm). A 1750 rpm sí que se observa que la desviación del 100% H<sub>2</sub> es la más elevada durante todo el proceso de combustión, pero sin separarse claramente del conjunto de curvas correspondientes al resto de mezclas.

Un comportamiento similar es el que se ve en la Figura 7\_1, en ese caso el régimen es de 1500 rpm, donde la  $\sigma(DFMQ)$  es diferente para el caso del 100% de H<sub>2</sub>.

Cuando el régimen de giro es elevado el comportamiento del H<sub>2</sub> con turbulencia a efecto de fluctuaciones de velocidad  $\sigma(S_t)$  es similar al del gas natural si la turbulencia es lo suficientemente elevada. Este efecto se observa a 2500 rpm *Figura 5\_3*, por el contrario, a bajos regímenes de giro sí existe diferencia en cuanto a la fluctuación de velocidad de combustión según el combustible.

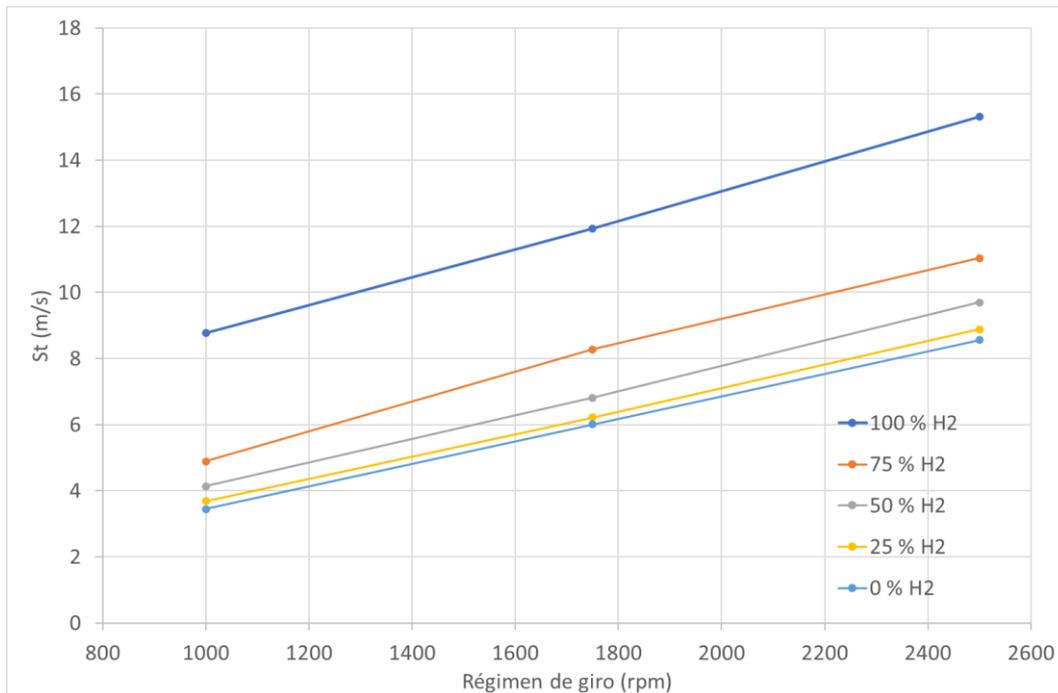


Figura 13.- Velocidad de combustión turbulenta frente al régimen de giro para diferentes proporciones de H<sub>2</sub> en GN.

La Figura 13 presenta unos resultados a los que se obtuvieron en la Figura 12. En este caso se utiliza directamente la velocidad de combustión turbulenta gracias a la aplicación del modelo geométrico. La tendencia también es creciente con el régimen de giro y se observa la influencia de la velocidad de combustión laminar que aumenta sensiblemente cuando la proporción de H<sub>2</sub> es elevada, mientras que para bajas proporciones de H<sub>2</sub> la separación de líneas es menor debido a que la velocidad de combustión laminar es muy similar.

## 7. Conclusiones

Se ha realizado un estudio de combustión a partir de medidas experimentales de mezclas de hidrógeno y gas natural en un motor de encendido provocado. Como principales características a destacar de este trabajo:

- La instalación experimental y las herramientas de diagnóstico utilizadas se han desarrollado en el marco de la tesis doctoral.
- Utilización algoritmos genéticos como herramienta para la optimización del diagnóstico.
  - La herramienta permite diagnosticar 32370<sup>3</sup> ciclos de presión de forma automática y sin influencia debida al analista.
  - Se ha desarrollado la metodología de utilización de esta técnica de diagnóstico basado en la ejecución sucesiva de diagnóstico acotando las incertidumbres inherentes al diagnóstico de forma iterativa.
  - Se ha realizado un análisis para la elección de los parámetros del ajuste del algoritmo asociados al problema termodinámico a resolver.
- Estudio de dispersión cíclica basado en la velocidad de combustión en lugar de *pmi*.
  - Las tendencias que se observan en la dispersión cíclica analizando la combustión son muy similares a los que se obtienen utilizando las métricas tradicionales.
  - Se ha demostrado que la fase inicial de una combustión no afecta al desarrollo de la misma en las fases posteriores.
- Cálculo de la velocidad de combustión basado en la fracción de masa quemada y no en el ángulo del cigüeñal. combinado con un modelo geométrico
  - Al analizar la velocidad de combustión en función de *FMQ* el análisis de la combustión se realiza para una misma posición del frente de llama, no para el mismo instante. El promediado en ciclos que se hace es para la misma posición dentro de la cámara de combustión en cada ciclo.
  - La utilización del modelo geométrico permite comparar velocidades de combustión en diferentes posiciones del frente de llama eliminando la influencia del área del frente de llama que sí aparece cuando se compara la *DFMQ* durante el proceso de combustión.

### 7.1. Conclusiones primer artículo:

Se analiza el fenómeno de la dispersión cíclica en motores alimentados con mezclas de gas natural e hidrógeno. El objetivo es analizar el comportamiento y el efecto que tienen las diferentes proporciones de hidrógeno en la mezcla.

Se ha propuesto un nuevo método de caracterización de la dispersión cíclica. La técnica propuesta se basa en la utilización de algoritmos genéticos para obtener los parámetros de diagnóstico de la combustión óptimos, de tal forma que se puede realizar el diagnóstico de una forma automatizada y precisa a gran cantidad de ciclos consecutivos. Los parámetros de diagnóstico seleccionados son la relación de compresión, el posicionamiento angular de la traza de presión, la transferencia de calor y el offset de presión. Puesto que el análisis se realiza de forma automática y a gran número de ciclos se evita de esta forma cualquier factor subjetivo relacionado con la experiencia previa del analista o del tratamiento de los datos.

Realizando algunas hipótesis se puede determinar la tasa de combustión promedio (proporcional a la velocidad de combustión) y su desviación estándar. Los resultados muestran que, a medida que la proporción de hidrógeno aumenta en la mezcla combustible, la duración de la combustión y su dispersión cíclica en términos de COV se reducen.

Para establecer la relación entre la mezcla combustible y la velocidad de la combustión omitiendo la duración de la combustión, la representación de datos seleccionada se hace en

---

<sup>3</sup> Número de ciclos analizados en los artículos presentados en este trabajo.

base a la fracción de masa quemada. Se tiene por lo tanto que la desviación estándar de la tasa de fracción de masa quemada es un estimador de la variabilidad de la velocidad de combustión. Se observa que, para todos los casos estudiados la interdependencia entre la tasa de fracción de masa quemada al 5% y al 45% es débil.

El comportamiento del hidrógeno puro como combustible muestra un comportamiento diferente debido a su diferente velocidad de combustión. Esta mayor velocidad de combustión causa fuertes aceleraciones de la combustión aumentando el indicador de turbulencia elegido. (en este caso la  $\sigma(DFMQ)$ ).

## 7.2. Conclusiones segundo artículo

Se estudia el fenómeno de la dispersión cíclica para una variación de dosado de gas natural y regímenes de giro.

Se desarrolla un método de caracterización de esa dispersión cíclica considerando los estimadores clásicos de la dispersión cíclica, así como los que se extraen de la aplicación del diagnóstico de la combustión.

Para extraer las conclusiones se analizan más de 800 ciclos para cada punto de ensayo, ajustándose para cada ciclo la relación de compresión la transferencia de calor, el posicionamiento angular de la traza de presión, así como el offset de presión para cada ciclo. Esto se efectúa de forma automática y objetiva.

Los estimadores de la dispersión cíclica presentan la misma tendencia general en cuanto a su relación con el dosado, cuyo barrido ha sido desde la relación estequiométrica hasta el mínimo dosado de operación o límite inferior de dosado de operación.

Se comprueba que la relación entre la  $DFMQ$  y la velocidad de combustión turbulenta  $S_t$ , una vez que se hace el promediado de conjunto de todos los registros de presión con las variables expresadas en función de la masa quemada, es robusta debido a que el tratamiento promediado elimina la influencia de la variación de la densidad y el área del frente de llama. Esto implica que  $\overline{DFMQ}$  se puede considerar como un buen estimador de la velocidad de combustión turbulenta.

De forma análoga  $\sigma(DFMQ)$ , es un buen estimador de la fluctuación de la velocidad de combustión turbulenta, teniendo en cuenta que a las variables también se les aplica el promediado de conjunto para la misma masa quemada.

Cuando  $\overline{DFMQ}$  se representa como función de la masa quemada  $\overline{DFMQ}(FMQ)$ , se observa una dependencia con el régimen de giro y con el dosado. Esto muestra concordancia con la conocida relación creciente de la intensidad de la turbulencia con la velocidad de combustión turbulenta y también con el dosado debido al efecto que éste tiene con la velocidad de combustión laminar.

Sin embargo, al evaluar  $\sigma(DFMQ)$  respecto del ángulo, no se muestra una gran dependencia con el régimen de giro ni con el dosado. Esto no ocurre cuando  $\sigma(DFMQ)$  se calcula respecto del tiempo, en el que sí que se muestra la dependencia con el régimen de giro.

## 7.3. Conclusiones tercer artículo

Se presentan los resultados del diagnóstico de ciclos de combustión utilizando como modelo termodinámico un modelo de dos zonas. Los resultados se han obtenido realizando diferentes mezclas de gas natural e hidrógeno y se han variado las condiciones operativas de dosado y de régimen de giro del motor.

Se presentan resultados de promediado de conjunto de la velocidad de combustión frente a la proporción de hidrógeno en la mezcla para los valores de fracción de masa quemada seleccionados.

Se ha desarrollado un modelo de diagnóstico que incluye un modelo geométrico, de tal forma que proporciona un medio para relacionar la tasa de combustión y la velocidad de combustión.

La utilización de este modelo se complementa con un procedimiento basado en la aplicación de algoritmos genéticos para ajustar de forma objetiva los valores de las trazas de presión obtenidos de forma experimental.

La aplicación sistemática del modelo en series de más de 800 ciclos de combustión permite obtener numerosos valores de velocidad de combustión (primero en función del ángulo del cigüeñal para luego pasar a ser representados como función de la fracción de masa quemada), el promediado de conjunto de la velocidad de combustión como función de la fracción de masa quemada así como la desviación estándar y el coeficiente de variación de dicha velocidad de combustión.

La representación gráfica de estas magnitudes frente a la fracción de masa quemada permite identificar de forma clara las tendencias de la velocidad de combustión en función de las variables régimen de giro y proporción de hidrógeno en el combustible.

Del análisis de los resultados se pueden extraer las siguientes tendencias relativas al efecto de la adición de hidrógeno al gas natural:

- Puesto que la velocidad de combustión laminar del hidrógeno es mucho mayor que la del gas natural, aumentar la proporción de hidrógeno en el gas natural incrementa la velocidad de combustión de la mezcla. Este efecto es lineal para proporciones bajas de hidrógeno, no siendo así para proporciones muy elevadas del mismo, cuando la velocidad de combustión del hidrógeno pasa a ser dominante.
- Este efecto se percibe desde las primeras etapas de la combustión (cuando la fracción de masa quemada es del 5%) y se mantiene durante todo el proceso de combustión (hasta valores de fracción de masa quemada del 75%), para todos los regímenes de giro estudiados. El aumento relativo de la velocidad de combustión es mayor para bajas revoluciones del motor (del orden de 65% para 1000 rpm y 45% para 1750 y 2500 rpm). Adicionalmente aumentar la fracción de hidrógeno reduce la dispersión cíclica relativamente, utilizando como medida de esta dispersión el coeficiente de variación de la velocidad de combustión. Este fenómeno de reducción del coeficiente de variación debido al aumento de la proporción de hidrógeno se encuentra para todos los regímenes de giro estudiados y es incluso observado para proporciones del 25%. Este efecto de reducción de la variabilidad es incluso más importante para el comienzo de la combustión (valores de fracción de masa quemada entre el 1 y el 5%).

## 8. Trabajos Futuros

A continuación, se exponen las líneas de estudio que se consideran de interés a desarrollar a partir de los trabajos desarrollados en el ámbito de la presente Tesis Doctoral. Es necesario constatar que, debido al tiempo transcurrido entre la finalización de los trabajos del doctorando y el depósito del presente documento, algunos de los trabajos ya han sido efectuados por el Grupo de Investigación.

- Extensión del rango operativo de la instalación experimental. Se han identificado los límites operativos impuestos por la presión de suministro del gas natural y actualmente el Grupo va a instalar una bomba para aumentar la presión de dicha corriente.
- Una vez establecida la metodología para la obtención de la velocidad de combustión turbulenta en el motor para diferentes condiciones operativas, se podría intentar obtener correlaciones para la predicción de la velocidad de combustión turbulenta en función de las condiciones operativas como son: el tipo de combustible y el dosado (afectarían a la velocidad de combustión laminar) y el régimen de giro y presión de admisión (que afectaría a la intensidad de la turbulencia en la cámara de combustión). Indicar que la presión de admisión a su vez también podría afectar a la velocidad de combustión laminar, aunque en mucha menor medida que el tipo de combustible y el dosado.
- Adaptación de la instalación para la utilización de nuevos combustibles para la realización de estudios similares a los llevados a cabo con la metodología expuesta en el presente trabajo. En este aspecto actualmente la instalación se está adaptando para la utilización de amoníaco como combustible. El amoníaco se presenta como una alternativa a los combustibles convencionales debido a su nulo contenido en carbono, la posibilidad de ser producido a partir de energía proveniente de fuentes renovables y su alta densidad energética sin necesidad de bajas temperaturas o altas presiones.

## 9. Bibliografía

- Akansu, S. O., Dulger, Z., Kahraman, N., & Veziroğlu, T. N. (2004). Internal combustion engines fueled by natural gas - Hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>
- Ceper, B. A., Akansu, S. O., & Kahraman, N. (2009). Investigation of cylinder pressure for H<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub> mixtures at different loads. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.03.039>
- Curto, D., & Martín, M. (2019). Renewable based biogas upgrading. *Journal of Cleaner Production*. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.03.176>
- Demuyneck, J., De Paepe, M., Huisseune, H., Sierens, R., Vancoillie, J., & Verhelst, S. (2011). On the applicability of empirical heat transfer models for hydrogen combustion engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(1). <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.10.059>
- El-Sherif, A. S. (1998). Effects of natural gas composition on the nitrogen oxide, flame structure and burning velocity under laminar premixed flame conditions. *Fuel*. [https://doi.org/10.1016/S0016-2361\(98\)00083-0](https://doi.org/10.1016/S0016-2361(98)00083-0)
- Ferella, F., Cucchiella, F., D'Adamo, I., & Gallucci, K. (2019). A techno-economic assessment of biogas upgrading in a developed market. *Journal of Cleaner Production*, 210, 945–957. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.11.073>
- Giménez, B., Melgar, A., Horrillo, A., & Tinaut, F. V. (2021). A correlation for turbulent combustion speed accounting for instabilities and expansion speed in a hydrogen-natural gas spark ignition engine. *Combustion and Flame*, 223. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.09.026>
- Gülder, Ö. L. (1991). Turbulent premixed flame propagation models for different combustion regimes. *Symposium (International) on Combustion*, 23(1), 743–750. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(06\)80325-5](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(06)80325-5)
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. McGraw Hill Education.
- Horrillo Güemes, A. (1998). *Utilización de modelos multizona para la predicción de las emisiones contaminantes de escape en motores de encendido provocado*. Valladolid (SPAIN).
- Hu, E., Huang, Z., He, J., Jin, C., & Zheng, J. (2009). Experimental and numerical study on laminar burning characteristics of premixed methane-hydrogen-air flames. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.03.058>
- Huang, B., Hu, E., Huang, Z., Zheng, J., Liu, B., & Jiang, D. (2009). Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.08.002>
- Huang, Z., Zhang, Y., Zeng, K., Liu, B., Wang, Q., & Jiang, D. (2006). Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixtures. *Combustion and Flame*. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2006.03.003>
- Ji, C., & Wang, S. (2010a). Combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at idle and lean conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.10.074>
- Ji, C., & Wang, S. (2010b). Experimental study on combustion and emissions performance of a hybrid hydrogen-gasoline engine at lean burn limits. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.11.051>
- Lafuente Lafuente, A. (2008). *Metodología para el diagnóstico de la velocidad de combustión laminar de mezclas de gases combustibles a partir de la medida de la presión instantánea en una bomba de combustión a volumen constante*. Valladolid (SPAIN).

- Ma, F., Ding, S., Wang, Y., Wang, Y., Wang, J., & Zhao, S. (2008). Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas S.I. engine with hydrogen enrichment. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.09.016>
- P.J. Linstrom and W.G. Mallard, E. (2018). *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database n° 69*. National Institute of Standards and Technology. <https://doi.org/10.18434/T4D303>
- Payri, F., & Desantes, J. M. (Eds.). (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial UPV. <http://hdl.handle.net/10251/70998>
- Payri, F., Luján, J. M., Martín, J., & Abbad, A. (2010). Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(6), 1767–1784. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2009.12.011>
- Reyes, M., Melgar, A., Pérez, A., & Giménez, B. (2013). Study of the cycle-to-cycle variations of an internal combustion engine fuelled with natural gas/hydrogen blends from the diagnosis of combustion pressure. *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(35), 15477–15487. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.09.071>
- Reyes, M., Tinaut, F. V., Andrés, C., & Pérez, A. (2012). A method to determine ignition delay times for Diesel surrogate fuels from combustion in a constant volume bomb: Inverse Livengood-Wu method. *Fuel*, 102, 289–298. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.07.041>
- Reyes, M., Tinaut, F. V., Giménez, B., & Pérez, A. (2015). Characterization of cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine. *Fuel*, 140, 752–761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.121>
- Reyes, M., Tinaut, F. V., Melgar, A., & Pérez, A. (2016). Characterization of the combustion process and cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas/hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(3), 2064–2074. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.10.082>
- Rinnooy Kan, A. H. G., & Timmer, G. T. (1989). Global optimization. In *Handbooks in Operations Research and Management Science* (Vol. 1, Issue C, pp. 631–662). Elsevier. [https://doi.org/10.1016/S0927-0507\(89\)01010-8](https://doi.org/10.1016/S0927-0507(89)01010-8)
- Sánchez, F., Sánchez, J., & San Miguel, G. (2016). Biomass Resources to Hybridize CSP with Biomethane: Potential of Horticultural Residues and Drought-tolerant Crops. *Procedia Computer Science*. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.04.230>
- Scopus. (n.d.). *Scopus*. Elsevier. Retrieved December 5, 2020, from <https://www.scopus.com>
- Tabaczynski, R. J. (1976). Turbulence and turbulent combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2(3). [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(76\)90010-1](https://doi.org/10.1016/0360-1285(76)90010-1)
- Thamsiroj, T., Smyth, H., & Murphy, J. D. (2011). A roadmap for the introduction of gaseous transport fuel: A case study for renewable natural gas in Ireland. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.088>
- Tinaut, F. V., Melgar, A., Giménez, B., & Reyes, M. (2011). Prediction of performance and emissions of an engine fuelled with natural gas/hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.10.025>
- Tinaut, F. V., Giménez, B., Horrillo, A. J., & Cabaco, G. (2000). Use of Multizone Combustion Models to Analyze and Predict the Effect of Cyclic Variations on SI Engines. *SAE Transactions*, 109, 1144–1151. <http://www.jstor.org/stable/44634293>
- Ullah Khan, I., Hafiz Dzarfan Othman, M., Hashim, H., Matsuura, T., Ismail, A. F., Rezaei-DashtArzhandi, M., & Wan Azelee, I. (2017). Biogas as a renewable energy fuel – A review

- of biogas upgrading, utilisation and storage. In *Energy Conversion and Management*.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.035>
- Wang, J., Chen, H., Liu, B., & Huang, Z. (2008). Study of cycle-by-cycle variations of a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.06.062>
- Wang, S., & Ji, C. (2012). Cyclic variation in a hydrogen-enriched spark-ignition gasoline engine under various operating conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2011.02.079>
- Woschni, G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *Sae Technical Papers, SAE 670931*, 19. <https://doi.org/10.4271/670931>
- Wu, B., Sarker, B. R., & Paudel, K. P. (2015). Sustainable energy from biomass: Biomethane manufacturing plant location and distribution problem. *Applied Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.080>

## 10. ANEXO I. Artículos

### 10.1. Artículo 1

Study of the cycle-to-cycle variations of an internal combustion engine fuelled with natural gas/hydrogen blends from the diagnosis of combustion pressure.

Autores: Reyes, M., Melgar, A., Pérez, A., & Giménez, B.

Medio: *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(35), 15477–15487, año 2013.

DOI <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.09.071>

#### Resumen

Se presenta una metodología para el estudio de la influencia sobre la dispersión cíclica de un motor de encendido provocado alimentado con mezclas de gas natural e hidrógeno en diferentes proporciones (0-100%). La instalación experimental consiste en un motor monocilíndrico de encendido por chispa acoplado a una máquina asíncrona con una velocidad de giro constante de 1500 rpm. Se utiliza un modelo termodinámico de combustión basado en algoritmos genéticos para la evaluación de los registros de presión en cámara de combustión obtenidos experimentalmente en el citado motor. El modelo se utiliza para realizar el diagnóstico de la combustión a series de 830 ciclos consecutivos de forma automática, con un alto grado de objetividad en el análisis de la combustión puesto que los parámetros de ajuste más relevantes (presión inicial, relación de compresión efectiva, posición angular del punto muerto superior y coeficientes de transmisión de calor) se calculan mediante el algoritmo genético. Los resultados indican que el proceso de la combustión está dominado por la turbulencia dentro de la cámara de combustión (generada durante los procesos de admisión y compresión), mostrando poca dependencia de la variación con la mezcla de combustible. Esto se muestra de forma más evidente cuando las variables representativas de la combustión se representan frente la Fracción de Masa Quemada de cada mezcla. La única excepción es el caso de la combustión 100% hidrógeno que, debido a su mayor velocidad de combustión laminar provoca un efecto acelerador en la combustión y en la generación de turbulencia.

#### Abstract:

A methodology is presented for studying the influence of using alternative fuels on the cycle to cycle variations of a spark ignition engine which has been fuelled with mixtures of natural gas and hydrogen in different proportions (0-100%). The experimental facility consists of a single-cylindrical spark ignition engine coupled to an asynchronous machine with a constant engine rotation speed of 1500 rpm. A thermodynamic combustion diagnostic model based on genetic algorithms is used to evaluate the combustion chamber pressure data experimentally obtained in the mentioned engine. The model is used to make the pressure diagnosis of series of 830 consecutive engine cycles automatically, with a high grade of objectivity of the combustion analysis, since the relevant adjustment parameters (i.e. pressure offset, effective compression ratio, top dead center angular position, heat transfer coefficients) are calculated by the genetic algorithm. Results indicate that the combustion process is dominated by the turbulence inside the combustion chamber (generated during intake and compression), showing little dependency of combustion variation on the mixture composition. This becomes more evident when relevant combustion variables are plotted versus the Mass Fraction Burned of each mixture. The only exception is the case of 100% hydrogen, due to the inherent higher laminar speed of hydrogen that causes combustion acceleration and thus turbulence generation.

## 10.2. Artículo 2

Characterization of cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine.

Autores: Reyes, M., Tinaut, F. V., Giménez, B., & Pérez, A.

Medio: *Fuel*, 140, 752–761 año 2015.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.121>

### Resumen:

En el artículo se presenta un estudio de la influencia del dosado y la velocidad de giro de un motor de encendido provocado en el fenómeno de la dispersión cíclica de la combustión de gas natural. El estudio considera los parámetros tradicionales del análisis de la dispersión y añade uno nuevo, basado en la Derivada de la Fracción de Masa Quemada. Las condiciones experimentales utilizadas fueron: presión de admisión 0.5 bar, dosado variable entre 1 y 0.63, velocidad de giro del motor variable entre 1000 rpm y 2500 rpm. Para cada dosado y velocidad de giro, se utiliza un modelo de diagnóstico para el procesamiento de los registros de presión en cámara obtenidos de forma experimental para extraer los resultados relevantes de la combustión como la Derivada de la Fracción de Masa Quemada a nivel de ciclo. Se utiliza un procedimiento basado en algoritmos genéticos para obtener resultados precisos y objetivos (sin intervención del analista) del ajuste de los parámetros necesarios para la realización de un diagnóstico de la combustión: posicionamiento angular y offset de la traza de presión, relación de compresión efectiva y coeficientes de transmisión de calor. El modelo permite la realización del diagnóstico de trazas de 830 ciclos de combustión consecutivos de forma automática, aumentándose la objetividad del diagnóstico. El artículo se enfoca hacia la utilización de los valores de la Fracción de Masa Quemada calculados mediante el diagnóstico de la presión en cámara registrada y especialmente en el análisis de la variación cíclica de la combustión del gas natural utilizado en el motor. Se propone un nuevo indicador para el estudio de la dispersión cíclica, la desviación estándar de la Derivada de la Fracción de Masa Quemada. Los valores de este indicador se comparan con los parámetros tradicionales, mostrando una tendencia similar. Sin embargo, se obtiene una visión más profunda de la variación cíclica de la combustión cuando los valores del nuevo indicador se representan en función de la fracción de masa quemada, ya que esto permite analizar la variación cíclica a lo largo del desarrollo de la combustión en cada ciclo desde una fracción de masa quemada de cero a uno, con un valor relevante en la fracción de masa quemada de 0,5. Más importante aún es que la consideración de la dependencia de las variables de combustión (densidad, superficie del frente de llama, velocidad de combustión) de la fracción de masa quemada permite promediar el conjunto de todos los ciclos registrados para cada valor de fracción de masa quemada. Esto permite utilizar la Derivada de la fracción de masa quemada mediante la realización de un promediado de conjunto, obteniendo así un estimador de la velocidad de combustión.

El análisis de las tendencias generales de la dispersión cíclica cuando se modifican la velocidad del motor y el dosado (1000, 1750 y 2500 rpm; 0,7, 0,8, 0,9 y 1,0) indica que las variaciones ciclo a ciclo muestran, como era de esperar, una fuerte dependencia de la velocidad con la velocidad de giro del motor, aumentando la variación con las rpm del motor. Sin embargo, cuando se representa la desviación estándar de la Derivada de la Fracción de Masa Quemada en función de la Fracción de Masa Quemada, existe una dependencia lineal de las rpm del motor, pero sólo una dependencia muy débil con el dosado. Esto significa que el estimador propuesto de la dispersión cíclica sólo es sensible a la intensidad del flujo turbulento y no al dosado.

### Abstract:

In this work a study of the influence of the fuel/air equivalence ratio and engine rotational speed on the cycle-to-cycle variations in combustion in a natural gas spark ignition engine is presented.

The study considers both classic estimators of cyclic dispersion and a new one, based on the burned mass and burning rate. The engine experimental conditions were as follows: Intake pressure 0.5 bar, while fuel/air equivalence ratio was changed from 1.0 to 0.63, and engine rotational speed was varied from 1000 rpm to 2500 rpm. For each equivalence ratio and engine speed, a diagnosis model is used to process the experimentally obtained combustion pressure data in order to provide combustion relevant results such as the mass burning rate at a cycle level. A procedure based on the use of genetic algorithms is used to obtain a very accurate and objective (without human intervention) adjustment of the optimum parameters needed for combustion diagnosis: Angular positioning and pressure offset of the pressure register, dynamic compression ratio, and heat transfer coefficients. The model allows making the diagnosis of series of 830 consecutive engine cycles in an automatic way, increasing the objectivity of the combustion diagnosis. The paper focuses on using the values of the mass fraction burned computed from the pressure register and especially on the analysis of the combustion cycle to cycle variation in the natural gas fuelled engine. A new indicator for the study of cycle-to-cycle variations is proposed, i.e. the standard deviation of the mass fraction burning rate. The values of this new indicator are compared with other classic indicators, showing the same general trends. However, a deeper insight is provided on the combustion cyclic variation when the values of the new indicator are plotted as a function of the mass fraction burned, since this allows analysing the cyclic variation along the combustion development in each cycle from a mass fraction burned of zero to one, with a relevant value at mass fraction burned of 0.5. More important is that the consideration of the dependence of the combustion variables (density, flame front surface, combustion speed) on the mass fraction burned allows ensemble averaging of all registered cycles for each value of mass fraction burned. This permits using the ensemble averaged mass fraction burning rate as an estimator of combustion speed.

The analysis of the general trends of cyclic dispersion when engine speed and equivalence ratio are modified (1000, 1750 and 2500 rpm; 0.7, 0.8, 0.9 and 1.0) indicate that cycle-to-cycle variations show, as expected, a strong dependence on the engine rotational speed, increasing the variation with engine rpm. However, when the standard deviation of mass fraction burning rate is plotted as a function of mass fraction burned, there is a linear dependence on engine rpm, but only a very weak dependence on equivalence ratio. This means that the proposed estimator of cyclic dispersion is sensitive to only flow turbulent intensity and not to equivalence ratio.

### 10.3. Artículo 3

Characterization of the combustion process and cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine fuelled with natural gas/hydrogen mixtures.

Autores: Reyes, M., Tinaut, F. V., Melgar, A., & Pérez, A.

Medio: *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(3), 2064–2074, año 2016.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.10.082>

#### Resumen:

Se presenta un estudio de la influencia de la utilización de mezclas de gas natural e hidrógeno en diferentes fracciones (0, 25, 50 75, 100%) sobre la velocidad de combustión y las variaciones ciclo a ciclo en un motor de encendido provocado. La instalación experimental consiste en un motor monocilíndrico de encendido provocado. Las velocidades de giro del motor son 1000, 1750 y 2500 rpm. El dosado se mantuvo constante igual a 0,7 durante los experimentos. Se utiliza un modelo de diagnóstico termodinámico de dos zonas, basado en la resolución de las ecuaciones de conservación de la masa y la energía, para analizar la presión obtenida en la cámara de combustión del motor de forma experimental. El modelo de dos zonas considera un frente de llama esférico centrado en la bujía, y resuelve la intersección del frente de llama con el pistón, la culata y la pared del cilindro, con el fin de proporcionar los valores del radio del frente de llama correspondientes al volumen de masa quemada y las superficies de intercambio de calor con el pistón y las paredes. Se utiliza un procedimiento automático basado en algoritmos genéticos para determinar los parámetros óptimos necesarios para el diagnóstico de la combustión: Posición angular y offset del registro de presión, relación de compresión dinámica y coeficientes de transferencia de calor. El trabajo se centra en la utilización de los valores de la velocidad de combustión calculados a partir del registro de presión y, especialmente, en el análisis de la variación ciclo a ciclo en el motor alimentado con gas natural/hidrógeno, cuantificada a través de la desviación estándar y el coeficiente de variación de la velocidad de combustión. El aumento del contenido de hidrógeno en la mezcla con gas natural incrementa su velocidad de combustión. Este efecto es lineal con la fracción de hidrógeno, excepto para valores muy altos de la proporción de hidrógeno, cuando el efecto del hidrógeno domina la combustión. Además, y de importancia práctica, el aumento de la fracción de hidrógeno reduce la dispersión relativa de la combustión. Este efecto de la adición de hidrógeno en la reducción de la variabilidad de la combustión es evidente a partir de un contenido de hidrógeno del 25%.

#### Abstract:

A study is presented of the influence of using mixtures of natural gas and hydrogen in different fractions (0, 25, 50 75, 100%) on the combustion velocity and cycle-to-cycle variations in a spark ignition engine. The experimental facility consists of a single-cylinder spark ignition engine. The engine rotational speeds are 1000, 1750 and 2500 rpm. Fuel/air equivalence ratio was kept constant equal to 0.7 during the experiments. A two-zone thermodynamic combustion diagnosis model, based on solving the mass and energy conservation equations, is used to analyze the experimentally obtained pressure combustion chamber in the engine. The two-zone model considers a spherical flame front centred at the spark plug, and solves the intersection of the flame front with the piston, cylinder head and cylinder wall, in order to provide the values of the flame radius corresponding to the burned mass volume and the surfaces for heat to the piston and walls. An automatic procedure based on genetic algorithms is used to determine the optimum parameters needed for combustion diagnosis: Angular positioning and pressure offset of the pressure register, dynamic compression ratio, and heat transfer coefficients. The paper focuses on using the values of the burning velocity computed from the pressure register and

especially on the analysis of the cycle to cycle variation in the natural gas/ hydrogen fuelled engine, quantified through the standard deviation and the coefficient of variation of the burning speed. Increasing the hydrogen content in the mixture with natural gas increases its burning velocity. This effect is linear with hydrogen fraction, except for very high values of the fraction, when the effect of hydrogen dominates combustion. Additionally, and of practical importance, increasing the hydrogen fraction reduces the relative dispersion of combustion. This effect of hydrogen addition on reducing combustion variability is evident from 25% hydrogen content.