



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Estudio de las características del hidrógeno como
combustible y de las implicaciones sobre el diseño y
funcionamiento de un MCIA.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Torre González, Christian Iván

Tutor/a: Molina Alcaide, Santiago Alberto

Cotutor/a: Tinaut Fluixá, Francisco Vicente

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

ESTUDIO DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE Y DE LAS IMPLICACIONES SOBRE EL DISEÑO Y FUNCIONAMIENTO DE UN MCIA

TRABAJO FINAL DEL

Grado en Ingeniería Mecánica

REALIZADO POR

Christian Iván Torre González

TUTORIZADO POR

Santiago Alberto Molina Alcaide

Francisco Vicente Tinaut Fluixá

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

RESUMEN

El hidrógeno es un portador de energía limpio con el cuál es posible alcanzar el título de “cero emisiones”, y dada la necesidad de descarbonizar el transporte como medio principal para la reducción del efecto invernadero, se pone de manifiesto el interés en el desarrollo de motores de combustión interna capaces de operar con hidrógeno como combustible. El trabajo desarrollado tiene como propósito principal la caracterización del hidrógeno como combustible y sus principales diferencias con otros combustibles convencionales a la hora de ser introducido en un MCIa dadas sus peculiares propiedades. Para ello, se revisan las diferentes posibilidades de introducción de hidrógeno en motores, haciendo un posterior análisis de como varían algunas propiedades una vez introducido el hidrógeno dentro del motor, es decir, qué efecto tiene la compresión sobre propiedades relevantes de la mezcla aire-combustible. Se plantea la reacción de combustión del hidrógeno, y a continuación se considera la combustión de una mezcla hidrógeno-aire dentro de un motor, estimando las prestaciones, la liberación de calor y las emisiones producidas en el motor y su control.

Palabras clave: hidrógeno, motor de combustión interna alternativo, emisiones, reducción CO₂, combustión

ABSTRACT

Hydrogen is a clean energy carrier with which it is possible to achieve the title of "zero emissions". Given the need to decarbonize transportation as the main means for the reduction of the greenhouse effect, the interest in the development of internal combustion engines capable of operating with hydrogen as fuel is evident. The main purpose of the work developed is the characterization of hydrogen as a fuel and its main differences with other conventional fuels when it is introduced in an ICE due to its peculiar properties. For this purpose, the different possibilities of introducing hydrogen in engines are reviewed, making a subsequent analysis of how some properties vary once the hydrogen is introduced into the engine, i.e., what effect compression has on relevant properties of the air-fuel mixture. The hydrogen combustion reaction is considered, and then the combustion of a hydrogen-air mixture inside an engine is considered, estimating the performance, heat release and emissions produced in the engine and their control.

Keywords: hydrogen, internal combustion engine, emissions, CO₂ reduction, combustion

ÍNDICE

RESUMEN	II
ABSTRACT	III
ÍNDICE	IV
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Objetivos del trabajo	1
1.3. Alcance del trabajo	2
2. USO DE HIDRÓGENO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Y PILAS DE COMBUSTIBLE	3
2.1. Sistemas de propulsión alimentados con hidrógeno	3
2.1.1. Motores de combustión interna de hidrógeno	3
2.1.2. Pilas de combustible	4
2.2. Posibilidades de uso del hidrógeno en motores de combustión	5
2.3. Ejemplos de patentes sobre componentes para motores de combustión (MCIA) con hidrógeno	6
3. CARACTERÍSTICAS RELEVANTES DEL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE PARA MOTORES	10
3.1. Propiedades del hidrógeno	10
3.2. Implicaciones del uso de hidrógeno sobre el diseño de un MCIA	13
3.3. Propiedades de las mezclas hidrógeno-aire	14
3.3.1. Caracterización de la composición de las mezclas hidrógeno-aire	14
3.3.2. Densidad de las mezclas hidrógeno-aire durante la compresión	17
3.3.3. Calor específico a volumen constante de las mezclas hidrógeno-aire durante la compresión	21
3.4. Parámetro EFQ de una mezcla aire-combustible	26
3.5. Poder calorífico de la mezcla por unidad de volumen	30
3.6. Reducción de la potencia de un motor debido al uso de un combustible gaseoso	31
4. COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO EN MOTORES	34
4.1. Planteamiento de la reacción de combustión de un combustible generalizado con aire	34
4.2. Tasa de liberación de calor en un motor durante la combustión	37
4.3. Efecto de variables de diseño y operación del motor sobre el desarrollo de la combustión	40
5. PRESTACIONES DE UN MOTOR ALIMENTADO CON HIDRÓGENO	44
5.1. Presión media efectiva de un motor alimentado con hidrógeno	44
5.2. Rendimiento efectivo de un motor alimentado con hidrógeno	46
5.3. Consumo específico efectivo de combustible de un motor alimentado con hidrógeno	47
6. EMISIONES CONTAMINANTES DE LOS MOTORES CON HIDRÓGENO	51
6.1. Emisiones de NO _x	51
6.2. Otras emisiones contaminantes	55

6.3. Postratamientos para control de emisiones contaminantes	57
7. CONCLUSIONES	60
7.1. Conclusiones generales y específicas	60
7.2. Sugerencias para desarrollos futuros	61
REFERENCIAS.....	62
ANEXOS 65	
Anexo 1- Tablas seleccionadas de propiedades del hidrógeno	65
Anexo 2- Resumen de resultados relevantes del comportamiento de motores alimentados con hidrógeno.....	66
PRESUPUESTO	71

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

El creciente cambio climático, debido principalmente a la acumulación de gases de efecto invernadero en la atmósfera, es un problema que se está volviendo insostenible para la sociedad y que, desde los diferentes gobiernos e instituciones como la Unión Europea, se está intentando atajar por medio de la reducción progresiva del principal causante de estos gases, los combustibles fósiles.

Uno de los principales gases que contribuyen a este efecto, el dióxido de carbono (CO₂), es de origen antropogénico en su mayoría, siendo la mayor parte de la producción de este debida a la quema de combustibles fósiles en motores de combustión interna, bien para uso industrial o para uso en el sector transportes.

En esta situación en la cual se necesita un cambio del modo actual de producción de energía (eléctrica y para uso en transporte), los esfuerzos se centran en la reducción del uso de combustibles fósiles con alto contenido en carbono como la gasolina y el gasoil.

Aunque de forma natural esto pudiera dirigirnos hacia el uso de motores eléctricos, esta solución no cambia nada en el panorama mientras la principal fuente de producción de energía eléctrica siga siendo las centrales térmicas. Los combustibles fósiles aún suponen el 82% del uso de energía por el ser humano alrededor del mundo. [Clerici, 2015]

En cambio, el uso de hidrógeno tiene un gran potencial de futuro, tanto para su uso en motores de combustión interna como en pilas de combustible, debido a que se trata no solo del material más abundante del universo, sino también de un combustible libre de carbono, convirtiéndolo en una alternativa atractiva.

Los métodos de producción de hidrógeno principales son los de reformado a partir de sustancias como el gas natural, procesos con una alta producción de carbono que podrían suponer un inconveniente al hacer un análisis del ciclo de vida completo del hidrógeno “*well-to-wheel*”. En cambio, en los últimos años se han desarrollado estas tecnologías implementando la captura de carbono para reducir considerablemente las emisiones de este.

Además, el método más prometedor a futuro es la electrólisis, un proceso en el que únicamente se necesitaría agua y electricidad, ambas renovables según el método de obtención de la segunda.

Por tanto, se considera interesante el uso del hidrógeno como combustible y se hacen esfuerzos en el desarrollo de las tecnologías para utilizarlo de forma eficiente, siendo los motores de combustión interna una solución a corto plazo para llegar al concepto de Cero-Emissiones de CO₂, mientras se desarrollan otras tecnologías basadas en procesos electroquímicos, como son las pilas de combustible.

Un antecedente directo de este trabajo es el TFM realizado por Luis Ródenas sobre el uso de un motor dual H₂-Diesel [Ródenas, 2021], además de las practicas tanto curriculares como extracurriculares realizadas en el IUI CMT-Motores Térmicos como base de este TFG.

1.2. Objetivos del trabajo

El **objetivo general** de este trabajo es caracterizar las propiedades más relevantes del hidrógeno con respecto a su uso en un MCIA y estudiar sus implicaciones en el diseño del mismo, así como las prestaciones y emisiones que se produzcan en el motor.

Este objetivo general puede ser desglosado en unos **objetivos específicos** más concretos que ayuden a clasificar la información y agruparla en bloques más sencillos:

- Conocer las posibilidades de usar el hidrógeno en motores.

Diseño y funcionamiento MCIA con H₂

- Identificar componentes y sistemas específicos del motor que puedan implementarse para poder trabajar con hidrógeno.
- Recopilar las propiedades del hidrógeno como combustible y compararlas con otros combustibles utilizados.
- Comentar las implicaciones de estas propiedades sobre el diseño y funcionamiento del motor.
- Analizar el efecto de parámetros como la relación de compresión sobre algunas propiedades clave en la combustión.
- Estimar características del combustible como el EFQ y el poder calorífico por unidad de volumen de una mezcla hidrógeno-aire.
- Definir el desarrollo de la combustión y caracterizar las leyes de quemado del hidrógeno, así como revisar el efecto de diferentes parámetros constructivos y de funcionamiento sobre estas.
- Analizar las emisiones contaminantes del motor, mecanismos de formación, control de las mismas y efectos sobre el medio ambiente.
- Presentar resultados de otros autores sobre las prestaciones del motor de hidrógeno.

1.3. Alcance del trabajo

Con este trabajo se busca en primer lugar hacer una revisión de la bibliografía existente con respecto a las propiedades y características de un motor de hidrógeno, para a continuación aportar, una visión de las implicaciones de éstas, tanto mediante la revisión de posibles técnicas utilizables, como mediante el cálculo y estimación de diversas propiedades claves a la hora de caracterizar la combustión y prestaciones de un MCIA.

Tras el Cap. 1 introductorio se realiza un planteamiento general en el Cap. 2 sobre las posibilidades del uso del hidrógeno como combustible en motores, indicando algunos componentes y sistemas específicos utilizables para esta aplicación.

En el Cap. 3 se tratan las propiedades del hidrógeno como combustible detalladamente, presentando tanto las propiedades como combustible como las de la mezcla con aire. Se les confiere especial importancia a las propiedades por unidad de volumen de mezcla, para varios dosados, porque determina la cantidad de energía que se puede introducir en el motor.

En el Cap. 4 se presentan los aspectos relevantes de la combustión del hidrógeno dentro de la cámara de combustión del motor, relacionando la evolución de la presión con la tasa de liberación de calor, y considerando el efecto de algunos parámetros, como el ángulo geométrico de inyección, sobre estos.

En el Cap. 5 se detallan los aspectos relacionados con la formación de emisiones contaminantes en motores alimentados con hidrógeno, así como el postratamiento en el escape.

En el Cap. 6 se van a observar las prestaciones (PME, rendimiento y gasto específico) del motor con hidrógeno en varios modos de funcionamiento, así como su comparación con motores alimentados con combustibles convencionales dentro de lo posible.

Por último, en el Cap. 7 se van a recoger las conclusiones del trabajo, presentando diversas sugerencias de desarrollo para el futuro.

2. USO DE HIDRÓGENO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Y PILAS DE COMBUSTIBLE

El hidrógeno puede ser tratado de diversas formas como combustible en sistemas de propulsión, dotando, por tanto, de gran versatilidad al hidrógeno con respecto a su uso en motores para aplicaciones de transporte.

Con carácter general, el hidrógeno puede ser utilizado como combustible en motores de combustión interna, tanto de tipo alternativo (MCIA) como turbomáquinas (TG), o bien en pilas de combustible alimentando un motor eléctrico. En el caso de los motores, estos se pueden utilizar tanto para propulsión (en su caso, combinándolos con sistemas eléctricos híbridos) como para generación estacionaria de energía mecánica, eléctrica, o combinada eléctrica-térmica. La Fig. 1 muestra estas posibilidades del hidrógeno como combustible, siendo posible además el uso conjunto con otros combustibles gaseosos o líquidos.

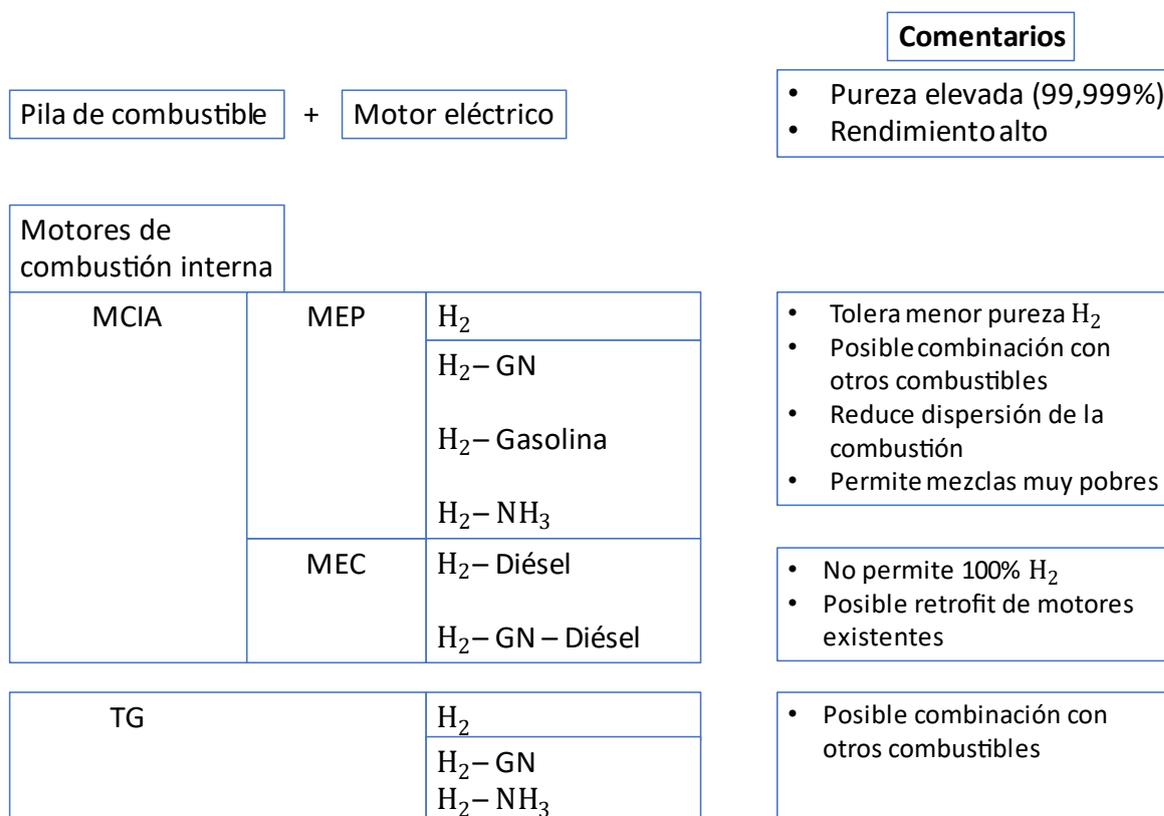


Figura 1. Posibilidades de uso de H2 en motores de sistemas propulsivos y generación estacionaria (elaboración propia)

2.1. Sistemas de propulsión alimentados con hidrógeno

2.1.1. Motores de combustión interna de hidrógeno

En el campo de los motores de combustión interna se están investigando y desarrollando motores alimentados únicamente por hidrógeno. Aunque este trabajo se centra en motores alternativos de encendido provocado, se desea resaltar que también se están haciendo esfuerzos en investigar el potencial de los motores de encendido por compresión (MEC), usando mezclas duales hidrógeno-gasóleo, así como los motores rotativos de encendido provocado.

Con respecto a los motores de encendido provocado (MEP) alimentados con hidrógeno, estos tienen características únicas que los distinguen de los modelos diseñados para trabajar con gasolina, con tiempos de inyección y encendido muy particulares de los cuáles no

conviene alejarse debido a que se produce una caída drástica de rendimiento. Es también posible combinar en un mismo motor hidrógeno y gasolina, con el objetivo de mejorar el comportamiento de estabilidad y de emisiones con dosados muy bajos. En el apartado 2.2 se consideran estas posibilidades con mayor detalle.

En general, puede afirmarse que el hidrógeno presenta muy buenas características como combustible, como son su elevada velocidad de combustión laminar, su alta difusividad, su altísimo poder calorífico por unidad de masa, su resistencia a la autoinflamación y el amplio rango de límites de inflamabilidad de las mezclas con aire. Además, su combustión no genera emisiones directas de CO₂, aunque sí puede haberlas de óxidos de nitrógeno o incluso de hidrocarburos sin quemar procedentes del lubricante del motor. Como inconvenientes hay que citar su baja densidad energética, su muy reducida energía de encendido y la pequeña distancia de apagado. Estas características se detallan en profundidad en el Capítulo 3.

Además, la baja densidad del hidrógeno supone un inconveniente frente a los combustibles líquidos en cuanto a almacenamiento se refiere. Esta baja densidad del hidrógeno obliga a que se deba almacenar en volúmenes elevados o a presiones considerables (200 bar como mínimo, con presiones actuales para automoción de 700 bar), siendo en este caso crítico el diseño del depósito y su seguridad.

Otra alternativa es el almacenamiento del hidrógeno en estado líquido, siendo en este caso el problema la baja temperatura de licuefacción de 20 K (-253°C), lo que provoca también que se deba realizar un diseño específico que no dañe los materiales del motor debido al shock térmico. Además, el elevado coste tanto energético como económico para desarrollar esta tecnología la hace poco atractiva.

Por último, otra tecnología de almacenamiento posible es el uso de hidruros metálicos que adsorban el hidrógeno y sean capaces de almacenarlo en volúmenes reducidos. El problema principal que presenta esta técnica es que se debe aplicar una cantidad de energía en forma de calor para llevar a cabo la desorción del hidrógeno, añadiendo ciertas limitaciones al diseño del sistema.

2.1.2. Pilas de combustible

Como se ha comentado anteriormente existen diversas posibilidades para la utilización de hidrógeno como único combustible que produzca energía para alimentar un motor. En el caso de la pila de combustible, se trata de un dispositivo electroquímico que, a través de la reacción de oxidación de un flujo continuo de combustible (hidrógeno) y oxidante (oxígeno), genera corriente eléctrica continua que puede alimentar un circuito externo. Las pérdidas de la transformación de la energía química en energía eléctrica aparecen como energía térmica, requiriéndose la refrigeración del dispositivo.

Una pila de combustible es similar a una batería, con la diferencia principal en que la pila genera la corriente mientras se aporten los reactivos, a diferencia de la capacidad limitada de almacenamiento de una batería. Además, en una pila de combustible los electrodos son catalíticos, mientras que en una batería reaccionan y varían según el estado de carga de la misma.

Existen diferentes tipos de pilas de combustible, siendo las utilizadas en aplicaciones de pequeña potencia (propulsión y/o generación estacionaria, del orden de 200 kW o inferior) las de tipo PEMFC (*proton-exchange membrane fuel cell*). En este tipo de pilas, se produce una reacción de disociación del hidrógeno en el ánodo en protones y electrones. Los protones se mueven internamente a través de la membrana desde el ánodo hasta el cátodo, mientras que los electrones circulan por el circuito eléctrico externo (que alimenta un motor eléctrico), hasta el cátodo, donde el oxígeno reacciona con los protones y los electrones formando agua, producto de la combustión único en este caso.

Diseño y funcionamiento MCI con H₂

Como se ha comentado, la energía eléctrica suministrada por estas pilas se dirige, después de pasar por un convertidor que aumente la tensión, hacia un motor eléctrico que será el que generará la potencia que se dirige a las ruedas.

Estas pilas tienen una alta densidad de potencia y producen rendimientos muy altos, llegando a alcanzarse valores de hasta el 60% de eficiencia eléctrica (aumentable hasta un 85% si se utilizara en un sistema de cogeneración que aproveche el calor generado).

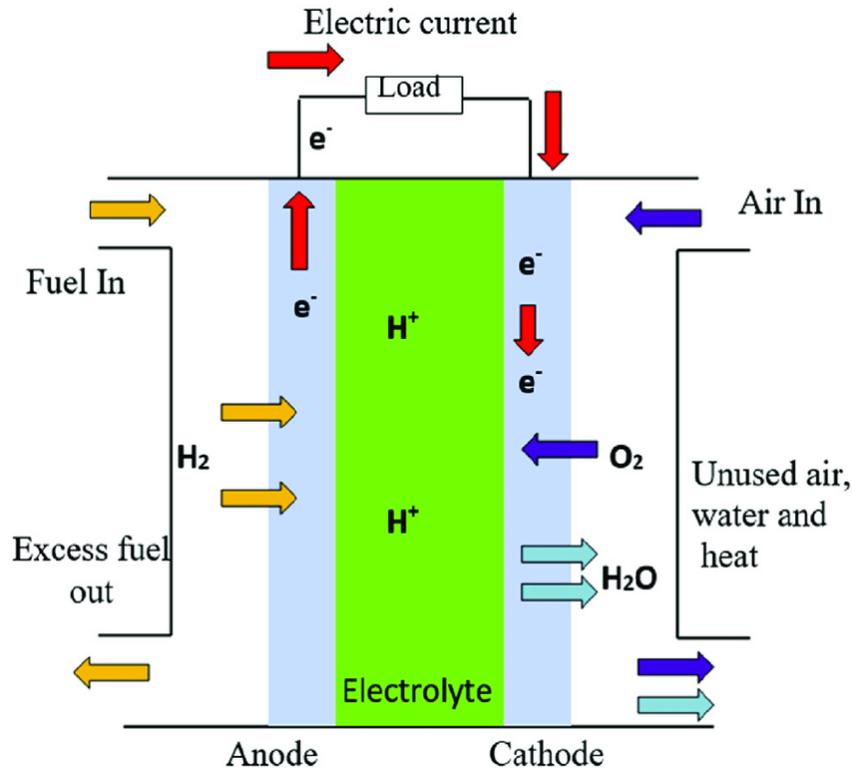


Figura 2. Pila de combustible de membrana de intercambio de protones (PEM)

2.2. Posibilidades de uso del hidrógeno en motores de combustión

Con respecto a los motores de combustión interna, el hidrógeno se ha utilizado y desarrollado de diversas formas, siendo la primera de ellas la aplicación de hidrógeno en mezcla con otros combustibles gaseosos, modificando sus propiedades. El caso más extendido es la mezcla de hidrógeno junto con gas natural, ya premezclados e introducidos de manera conjunta en el tanque, utilizando por tanto un único sistema de inyección.

En este caso el hidrógeno se utiliza como aditivo al gas natural para extender el límite pobre de operación. Además, la baja densidad de almacenamiento volumétrica del hidrógeno es mejorada al mezclarse con el metano (principal constituyente del gas natural).

Este tipo de motores presentan una mejora general de la combustión gracias a la adición de hidrógeno para un amplio rango de condiciones de operación, mostrando mayores eficiencias a la vez que menores emisiones de CO₂. El hidrógeno consigue extender el límite pobre del gas natural sin entrar en la zona de apagado de llama, lo que reduce significativamente las emisiones contaminantes.

El hidrógeno también se utiliza en motores duales con otros combustibles como la gasolina o el diésel, la diferencia de estos motores con los mencionados anteriormente reside en que el combustible al que se le añade el hidrógeno es líquido y en que se debe realizar un proceso de mezcla entre ellos, ya que se encuentran en tanques diferentes y suelen tener sistemas de inyección dedicados.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

El atractivo del hidrógeno en estos supuestos es la reducción de emisiones contaminantes y el incremento de la eficiencia de conversión de combustible, es decir, extraer más potencial del combustible usado y utilizar toda la cantidad de energía disponible que sea posible.

El hidrógeno puede ser utilizado para enriquecer gasolina o el gas natural (en motores de encendido provocado MEP) o diésel (en motores de encendido por compresión MEC), en ambos casos se suele emplear inyección directa del combustible primario e inyección en puerto de hidrógeno.

Por último, se puede utilizar hidrógeno como combustible único en motores, bien convertidos de un modelo ya existente, o bien diseñados específicamente para trabajar con hidrógeno. Estos motores que utilizan 100% hidrógeno pueden ser de combustión interna, tanto con pistones y movimiento alternativo (MCIA) como turbomáquinas (Turbinas de Gas). En cuanto a las aplicaciones de los mismos, pueden ser para propulsión en transporte por carretera, ferrocarril, marítimo o aéreo, o para generación estacionaria de energía mecánica (eléctrica) y térmica. Un motor de combustión alimentado con hidrógeno al 100% puede considerarse como “*equivalent zero emission vehicle*” (EZEV) [Bauer, 2001], ya que emite menos de 1 gCO₂/km ó bien menos de 1 gCO₂/kWh, de acuerdo al Reglamento (EC) No 715/2007.

2.3. Ejemplos de patentes sobre componentes para motores de combustión (MCIA) con hidrógeno

Algunos de los componentes utilizados en un motor MCIA diseñado para trabajar con hidrógeno son muy específicos y diferentes con respecto a los utilizados en otro tipo de motores, por lo que se ha realizado una búsqueda de patentes relacionadas. Para encontrar estas patentes el proceso utilizado consiste en realizar una búsqueda mediante palabras clave en la página web de la Oficina Europea de Patentes (EPO), [Espacenet](#).

Dado que los resultados obtenidos son una cantidad imposible de tratar, se hace uso de la búsqueda avanzada y los filtros. El idioma de publicación es importante, dado que se busca que las publicaciones sean en inglés, se selecciona este tanto en búsqueda avanzada como en filtros. Para reducir aún más la búsqueda se debe seleccionar que las palabras clave se encuentren en campos de texto como el título o el resumen, para evitar resultados donde alguna de las palabras clave se halle en el nombre de la empresa propietaria pero no sea un resultado relevante. Por último, el factor por el que más se filtran las búsquedas son los códigos CPC, definidos por la propia Espacenet como forma de clasificar las publicaciones según su temática.

Las patentes que se muestran a continuación tratan los siguientes aspectos:

- Inyector de hidrógeno gaseoso combinado con bujía
- Inyector de hidrógeno gaseoso refrigerado
- Inyector de hidrógeno criogénico
- Precámara de combustión

En lo que respecta a la inyección hay una patente que se cree interesante como tema de estudio y revisión, [Tomoki, 2008] patentó un sistema que combina la bujía con el inyector. Según su diseño el hidrógeno se haría pasar por dentro de la bujía, permitiendo inyectar grandes cantidades de hidrógeno a la vez que se refrigera la bujía, evitando puntos calientes y quemado de la punta de la bujía.

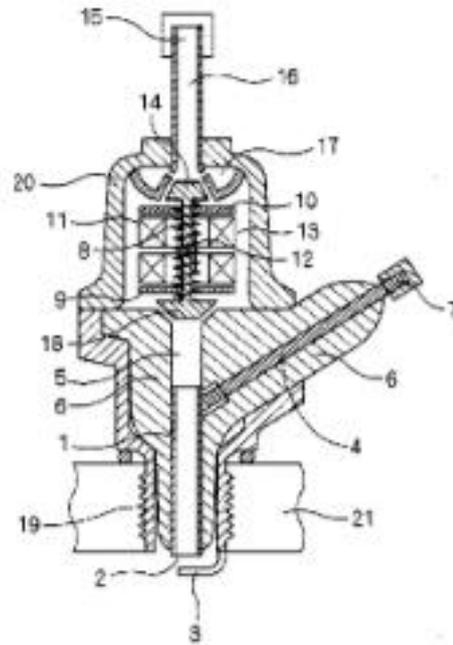


Figura 3. Bujía Inyectora [Tomoki, 2008]

Existen más patentes interesantes con respecto a la inyección de hidrógeno, por su parte, [Huiping, 2017] realizó un diseño de inyector donde un pequeño tubo de refrigeración envolvía la punta del inyector, reduciendo la temperatura de este y, por tanto, el estrés térmico al que se encuentra sometido el inyector. Con esto se consigue alargar la vida útil del inyector reduciendo su carga de trabajo.

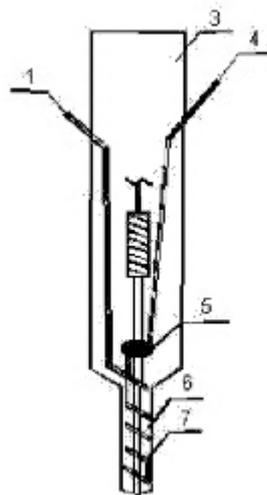


Figura 4. Inyector refrigerado [Huiping, 2017]

Se ha hablado del almacenamiento de hidrógeno criogénico, este no produce particularidades únicamente con respecto al depósito, sino también con respecto a la inyección, en ese aspecto, [Elgas, 2009] realizó una invención sobre una posible solución de inyección indirecta del hidrógeno criogénico.

En su diseño se comenta como primer problema la congelación del agua suspendida en el aire alrededor de la cabeza del inyector, para lo cual, algunas áreas concretas de este se encuentran calentadas de forma pasiva gracias al calor residual de la cámara de combustión. Esto, en contrapartida, puede producir un calentamiento excesivo del hidrógeno, perdiendo las ventajas aportadas por su baja temperatura, por lo que la velocidad del chorro debe ser muy alta para disminuir al mínimo la transferencia de calor.

Diseño y funcionamiento MCIA con H₂

Además de esto, la baja temperatura también podría provocar problemas de fragilización al entrar en contacto con las paredes del colector. La solución aportada en este caso consiste en colocar el inyector con un cierto ángulo con respecto al colector (diferente de 90°) y con un deflector caliente, conectado a la cámara térmicamente, que fuerce una dirección en el flujo de combustible. De forma adicional, el flujo de aire entrante se utiliza para recubrir el chorro de hidrógeno líquido, formando una camisa que evita el contacto de este con las paredes.

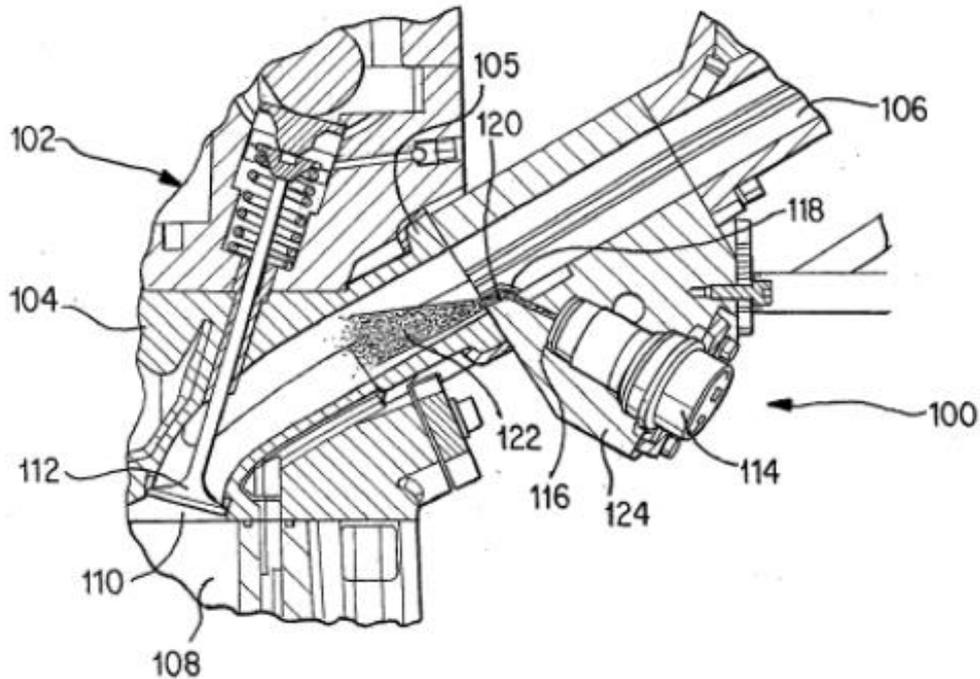


Figura 5. Inyector de hidrógeno criogénico [Elgas, 2009]

Para acabar con las patentes, se considera interesante el uso de una precámara como método de control de la combustión propuesto por [Zhi, 2021]. Se estudia realizar la inyección de hidrógeno en dos eventos diferentes, una primera inyección de una pequeña cantidad de hidrógeno al final de la carrera de admisión, generando una mezcla homogénea muy pobre, y una segunda inyección de la gran parte del hidrógeno durante la etapa de combustión. Esta segunda inyección se quema en precámara, produciendo presiones y temperaturas muy elevadas que harán que las llamas turbulentas generadas quemen de forma estable la mezcla pobre de la cámara al ser introducidas en forma de chorro.

Al principio se disponía de una mezcla muy pobre (tanto local como global al estar homogeneizada), y al realizar la segunda inyección de una mezcla muy rica (localmente alrededor de los chorros), lo que debería reducir la generación de NO_x.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

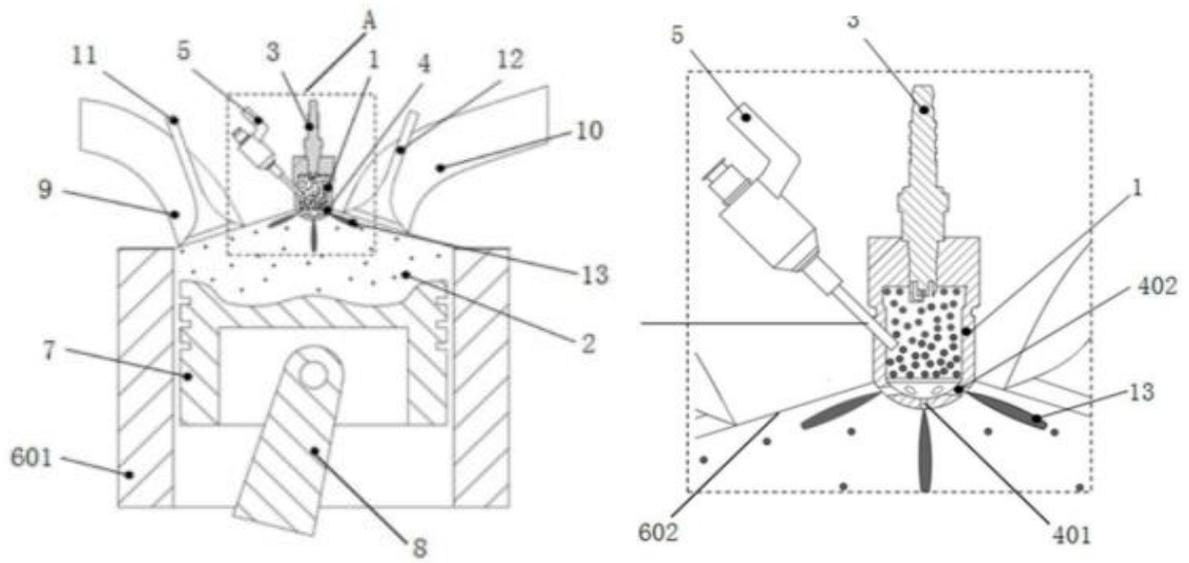


Figura 6. Inyección en precámara [Zhi, 2021]

3. CARACTERÍSTICAS RELEVANTES DEL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE PARA MOTORES

En este capítulo se revisan las características especiales del hidrógeno como combustible que lo convierten en una sustancia muy diferente de los combustibles convencionales, no solo por las diferencias de las propiedades en sí, sino por como interactúan entre ellas haciendo que la combustión y el control del motor sean diferentes.

3.1. Propiedades del hidrógeno

El hidrógeno tiene unas características como sustancia y como combustible únicas que hacen que su tratamiento y uso sea muy particular. Para empezar el hidrógeno es el primer elemento de la tabla periódica y el más ligero de todos, consistiendo su átomo únicamente en un protón y un electrón, es estable y se encuentra en forma de molécula diatómica. Es a su vez el elemento más abundante del universo, aunque se suele encontrar combinado con otros elementos como el oxígeno o el carbono, formando compuestos orgánicos. En condiciones normales el hidrógeno se encuentra en estado gaseoso y se trata de una sustancia insípida, incolora e inodora.

Tabla 1. Propiedades del hidrógeno (adaptado de [Verhelst,2009] y otras fuentes)

Propiedades	Hidrógeno	Metano	Gasolina	Diésel
Composición	H ₂	CH ₄	C ₈ H _{15,472} O _{0,168}	C ₁₂ H _{23,280} O _{0,084}
Densidad (kg/m ³) [a 298.15 K y 101325 Pa]	0,082	0,654	750,0	850,0
Coefficiente de difusión (cm ² /s)	0,61	0,16	0,07	0,06
Relación aire-combustible estequiométrica (m/m)	34,5	17,1	14,6	14,5
Energía mínima de encendido (mJ)	0,017	0,30	0,28	-
Distancia mínima de apagado (mm)	0,64	2,03	3,50	-
Temperatura de autoencendido (K)	858	723	550	533
Límites de inflamabilidad (vol%)	4,0-75,0	5,0-15,0	1,1-6,0	0,60-6,5
Límites de inflamabilidad (Fr)	0,10-7,10	0,50-1,67	0,66-3,85	0,52-5,60
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	120,00	46,71	43,89	42,47
Densidad energética volumétrica de la mezcla estequiométrica aire-combustible (kJ/m ³ mezcla) [298.15 K y 101325 Pa]	2902	3108	3677	3467
Velocidad de combustión laminar (m/s)*	2,90	0,48	0,45	0,68

*Medido a 360K y 1atm en condiciones de dosado estequiométrico

En la [Tabla 1](#) se presentan las principales propiedades del hidrógeno relevantes para el diseño y funcionamiento como combustible de un motor de combustión interna alternativo (MCIA), obtenidas principalmente como adaptación de datos de [Verhelst, 2009] y de los valores utilizados habitualmente en el Instituto CMT, proporcionados por el tutor de este trabajo. Algunas de ellas suponen ventajas con respecto a otro tipo de combustibles usados en los MCIA, pero otras suponen una limitación a la hora de desarrollar el mismo y definir sus puntos de funcionamiento.

Con respecto a sus **propiedades del hidrógeno como sustancia**:

La densidad del hidrógeno es muy baja en comparación con los demás combustibles con los que se le ha comparado, lo que supone un problema a la hora de trabajar con la misma si se deseara trabajar con inyección indirecta.

La alta difusividad del hidrógeno influye mucho en el funcionamiento del motor, ya que propicia una mezcla rápida con el aire alcanzando las condiciones homogéneas muy rápido en comparación con otros combustibles, lo que determina el punto en el que se debe inyectar según queramos trabajar con mezclas homogéneas o estratificadas, ya que, si nos alejamos

del punto óptimo, el rendimiento caerá fuertemente al perder los beneficios de utilizar correctamente un método u otro.

Las **propiedades del hidrógeno como combustible para motores** son las siguientes:

Posee un mayor **poder calorífico** que los demás combustibles en términos de masa, lo que a priori supone una ventaja, ya que generará una mayor potencia, aunque esto no es del todo así, dado que, al tener un valor de densidad tan baja, si convertimos este valor a poder calorífico por unidad de volumen, en realidad tiene un menor contenido energético volumétrico que los demás combustibles.

La **energía mínima de encendido** también es muy baja, un orden de magnitud inferior a la gasolina y el metano (usado como representativo del gas natural al ser su componente mayoritario), esto, junto con los amplios límites de inflamabilidad, podría conllevar un encendido prematuro e indeseado de la mezcla independientemente de que esta se haya completado o no, ya que, aunque esta no estuviera completa, bien se encontrara una mezcla muy rica o muy pobre localmente alrededor de la bujía, si existe algún tipo de energía residual en la misma podría encender esa mezcla. Esto obliga a tener especial cuidado con el diseño del sistema de encendido para no producir preigniciones indeseadas que conlleven un mal funcionamiento o incluso dañen el motor.

La **mezcla estequiométrica** del hidrógeno con aire posee un dosado estequiométrico muy inferior a los demás combustibles examinados, es decir, el hidrógeno se encuentra mucho más diluido en términos de masa. Sin embargo, debido a la baja densidad comentada anteriormente el hidrógeno ocupa casi un 30% en volumen en dosado estequiométrico (comparado con el 2% de volumen de la mezcla estequiométrica de la gasolina), lo que supone un gran desplazamiento de aire e introduce posibles pérdidas de rendimiento volumétrico en cargas medias-altas, ya que desplazaría gran cantidad de aire y limita la cantidad de energía que admite el motor en forma de combustible.

La **temperatura de autoencendido** del hidrógeno es más alta que la de los demás combustibles utilizados, una propiedad beneficiosa ya que nos permitiría aumentar la relación de compresión del motor sin producir el encendido de la mezcla, lo que aumentaría el rendimiento teórico del ciclo Otto, aunque también la presión máxima, por lo que se debe tener especial cuidado al realizar los cálculos para evitar condiciones dañinas para el motor.

$$p = p_0 \cdot r_c^\gamma \quad (1)$$

$$T = T_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2)$$

Las expresiones (1) y (2) definen la evolución en un proceso adiabático que se considera una referencia para la compresión en un MCIA (aunque podría haber pérdidas de calor con el entorno). Transformando la expresión (2) sustituyendo los parámetros de presión por su equivalente en relación de compresión despejando de la expresión (1), podemos obtener la presión y la temperatura al final de la compresión en función de la relación de compresión utilizada:

$$T = T_0 \cdot (r_c)^{\gamma-1} \quad (3)$$

Haciendo uso de (1) y (3) se obtienen algunos límites sencillos, despejando la relación de compresión de (3) y sabiendo que la temperatura límite T para evitar autoencendido es de 858K, si consideramos una compresión desde condiciones iniciales estándar, la relación de compresión podría ser de hasta 14.05, mayor que los 11 utilizados como máximo en MEP 4T típicos de gasolina. Con esta relación de compresión la presión máxima alcanzada sería de 40.4 bar, un valor alto para tener en cuenta dado el fuerte crecimiento que tendrá durante la

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

combustión, un factor que podría limitar el uso de estas relaciones de compresión tan elevadas.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (4)$$

Observando ahora la expresión (4) que define el rendimiento de un ciclo Otto ideal según la relación de compresión y la relación de calores específicos, teniendo en cuenta que $\gamma = 1.4$ tanto para el aire como para el hidrógeno, mientras que para una mezcla aire-gasolina o aire-gas natural puede reducirse hasta 1,35, reduciendo el rendimiento teórico. Por ello, aunque habría que tener en cuenta las pérdidas que se van a producir en un motor real, se puede intuir que éste seguirá siendo mayor para una alimentación con hidrógeno. Este rendimiento ideal es sólo una referencia, dado que en los motores reales la combustión no se produce en ningún caso a volumen constante. En ese sentido, la mayor velocidad de combustión de la mezcla hidrógeno-aire, en relación con la de otros hidrocarburos, se puede traducir también en un mayor rendimiento indicado. En todo caso, para un motor real habrá que considerar que no se superen algunos límites termomecánicos asociados a valores elevados de la presión y la temperatura que se alcancen durante la combustión.

Aun así, aunque esta temperatura de autoencendido sea elevada se debe tener especial cuidado con los puntos calientes, ya que se pueden esperar mayores temperaturas en las paredes de la cámara de combustión debido a una mayor transferencia de calor de los gases en la cámara durante la combustión y el escape, pudiendo producirse preencendido de la mezcla durante la compresión (en caso de utilizar un sistema de inyección indirecta) [Fayaz 2012]. A lo anterior se une el hecho de que la **energía de encendido** del hidrógeno es muy baja (0,017 mJ), del orden de 1/20 de la de los hidrocarburos.

La **distancia de apagado** de una mezcla hidrógeno-aire es aproximadamente una quinta parte en comparación con la de la gasolina, lo que puede hacer que el frente de llama pueda entrar en huecos e intersticios como el que delimita el pistón y la pared del cilindro, por encima del primer segmento de cierre. Además de una mayor conducción de calor, esto puede suponer mayor combustión de lubricante en comparación con la situación de otros combustibles.

Con respecto a los **límites de inflamabilidad** previamente nombrados, el hidrógeno posee unos valores extremos muy separados entre sí, permitiendo trabajar tanto con dosados muy ricos como con dosados ultra pobres del 4% en volumen o de $Fr = 0.1$. Con este rango tan amplio de operación se puede funcionar con dosados estequiométricos o ricos si se desea obtener más potencia, pero también con dosados ultra pobres (del orden de $Fr = 0.4$) para reducir al mínimo la formación las emisiones como los NOx, principal producto contaminante de la combustión del hidrógeno en condiciones de mezcla pobre. En la práctica, no es posible empobrecer la mezcla más allá del límite 0.4 citado, dado que aumenta mucho el coeficiente de variación de la presión, así como pueden aumentar de forma significativa otras emisiones como CO y HC.

Por último, el hidrógeno posee además una **alta velocidad de combustión**, varias veces superior a los demás combustibles típicos utilizados en MCIA. Aunque el valor exacto de esta varía según el autor, se coincide en que es muy superior los demás combustibles [Konnov, 2018], produciendo, si se ha diseñado y se está operando correctamente, una combustión rápida alrededor del PMS altamente eficiente que podría llegar a aproximarse a la isócara.

Según los resultados obtenidos por [Nieminen, 2010], mientras que la combustión de la gasolina puede durar en torno a 70° de ángulo de cigüeñal, la combustión del hidrógeno únicamente dura en torno a los 20°, un valor muy bajo que, de realizar la combustión como ya se ha dicho en el PMS, podría producir transferencias de calor al exterior inferiores al existir una menor superficie de transferencia, aunque la temperatura alcanzada también es mayor debido a la velocidad de combustión turbulenta de la llama, lo que podría en contrapartida aumentar las pérdidas, tal y como se comenta al final del artículo: "La mayor cantidad de transferencia de calor por convección en un H2-ICE se postula como consecuencia de la

mayor velocidad de llama que causa una propagación de la llama más rápida y, por lo tanto, una reacción de combustión más turbulenta”.

3.2. Implicaciones del uso de hidrógeno sobre el diseño de un MCIA

Las propiedades particulares del hidrógeno como combustible hacen que sea necesario revisar el diseño de los componentes del motor para evitar malos funcionamientos del mismo de cualquier tipo.

Con respecto a lo dicho de **la densidad**, esta supone un problema a la hora de la **formación de la mezcla** si se desea trabajar en un dosado estequiométrico con inyección indirecta, ya que el hidrógeno ocupará un volumen elevado y provocará disminución del rendimiento volumétrico, limitando la cantidad de hidrógeno inyectada a la posibilidad de arrastrar la mezcla hasta la cámara.

Existen diversas soluciones a esto, siendo la primera de ellas el uso de un **dosado pobre**, posible gracias al amplio rango de inflamabilidad del hidrógeno, que desplace menor cantidad de aire, alrededor de dosados $Fr = 0.4$ ($\lambda = 2$) se consiguen mayores eficiencias con emisiones de NO_x en niveles aceptables, a costa de la pérdida de potencia asociada a la reducción del gasto de combustible [Lee, 2019].

Otra posible solución consiste en el uso de un **sistema de sobrealimentación** que aumente la presión en la admisión y permita cumplir con las exigencias de aire, aumentando el rendimiento volumétrico y la potencia generada, ya que recordando la expresión (1) aumentar la presión inicial repercute en la presión final, aumentando el área en el diagrama P-V del motor.

Por último, otra solución constructiva con la cuál no habría problemas con la densidad del hidrógeno sería utilizar un **sistema de inyección directa**, ya que, únicamente admitiendo aire en el cilindro no habría ninguna diferencia en el proceso de admisión con cualquier motor de gasolina o diésel. Aunque esta inyección debe estar muy controlada y bien optimizada teniendo en cuenta las demás propiedades del hidrógeno, como se va a comentar posteriormente.

Dado que la energía mínima de encendido es tan baja para el hidrógeno, el **sistema de encendido** debe estar cuidadosamente diseñado para evitar encendidos indeseados. Primero de todo los electrodos no deben ser de platino, dado que este actúa como catalizador en la reacción de combustión del hidrógeno, además la bujía debe ser fría para evitar puntos calientes. Se puede reducir la distancia entre electrodos para evitar depósitos de residuos calientes de la combustión que actúen como puntos calientes en ciclos posteriores. Por último, los cables de encendido deben estar correctamente conectados a tierra, para evitar energía residual que pueda encender la mezcla en el ciclo posterior, y aislados entre sí para evitar una descarga de energía por inducción cuando la bujía de un cilindro adyacente esté realizando el proceso de ignición [Verhelst, 2009].

Siendo la distancia de apagado un valor reducido también hay que tener especial cuidado con **el sistema de refrigeración**, ya que debe evacuar el calor extra transferido a las paredes durante la combustión y el escape de los gases debido a esta baja distancia de extinción, que propicia que las llamas se encuentren muy cerca de las paredes de la cámara. Algunos métodos para hacer esto y evitar puntos calientes son el aumento del número de válvulas, siempre que sea posible, para reducir la carga térmica individual de cada una, y el uso de válvulas con sodio, que al volverse líquido a 97 °C, se va moviendo junto con la válvula a su apertura y cierre y absorbe gran cantidad del calor. Además, se debe tener cuidado con las holguras y tolerancias entre el pistón y el cilindro dado que se podría producir combustión en estas hendiduras que supusiera un punto caliente, además de filtraciones de lubricante hacia la cámara, que podría tener el mismo efecto si persisten cenizas de su combustión no expulsadas de la cámara [Verhelst, 2009].

La alta velocidad de combustión tiene varias consecuencias sobre el diseño y el funcionamiento del motor. Con respecto al diseño, las altas velocidades de llama hacen

innecesaria la generación de turbulencia sobre el aire o la mezcla admitida (según la tecnología de inyección utilizada), por tanto, la cabeza del pistón puede ser plana, aumentando así ligeramente el volumen de la cámara de combustión y reduciendo las pérdidas de calor al reducir el área de transferencia.

En lo concerniente al funcionamiento, debido a la rápida velocidad de llama, **el punto de encendido** debe hallarse muy cercano al PMS en términos temporales, es decir, debe producirse el encendido en un ángulo de cigüeñal cercano al PMS. Con esto, no solo se aumenta la eficiencia de la combustión al realizarla cerca del PMS en un volumen reducido y en un proceso similar al isocoro, sino que se disminuyen las pérdidas del trabajo de compresión generadas realizando la ignición más pronto, ya que el aumento de presión se opondría al movimiento del pistón.

Con respecto a la alta difusividad del hidrógeno, esta hace que su **mezcla con aire** sea muy rápida, lo que lleva a que la inyección, en caso de tratarse de inyección directa, deba realizarse en un ángulo concreto, con muy poca desviación del óptimo. En caso de buscar trabajar con una mezcla homogénea se debe inyectar lo suficientemente adelantado como para que esta condición se produzca y lo suficientemente atrasado para que la cantidad de hidrógeno inyectada no aumente el trabajo de compresión. Si se desea trabajar con una mezcla estratificada, se debe realizar la inyección en un ángulo muy tardío para evitar la homogenización de la mezcla, aunque esto supone aumentar en gran medida la presión de inyección, pero lo suficientemente pronto como para no introducir inestabilidad en la combustión [Lee, 2021].

Según [Lee, 2022], de estas dos estrategias de formación de la mezcla, la estratificada tiene mayor potencial, dado que al inyectar en un ángulo tardío y dirigir el chorro hacia la bujía, se consigue mantener las llamas en un punto centrado de la cámara, reduciendo así las pérdidas de calor hacia las paredes de la cámara, aumentando el rendimiento térmico del motor. Además, el exceso de aire puede funcionar como aislante térmico si se le proporciona un efecto de *swirl* y se consigue que rodee a la mezcla combustible [Anexo 2-Figura 1].

3.3. Propiedades de las mezclas hidrógeno-aire

Por lo que respecta a las propiedades de la mezcla hidrógeno-aire, algunas de ellas son muy relevantes con respecto al funcionamiento del motor y sus prestaciones, por tanto, se debe comentar los efectos de éstas y como varían durante el ciclo, en concreto, durante la compresión en el cilindro, previa al inicio de la combustión.

Ahora se procederá a presentar los resultados obtenidos con respecto a las variaciones de las propiedades. Los cálculos se han hecho trabajando sobre el supuesto de que la mezcla aire-hidrógeno se comporta como un gas ideal, para poder utilizar su expresión, además de suponer inyección indirecta, ya que si no se introduce la mezcla en el colector de admisión los cálculos realizados no tendrían sentido.

3.3.1. Caracterización de la composición de las mezclas hidrógeno-aire

Dado que se van a realizar cálculos sobre las mezclas de hidrógeno con aire se van a introducir los cálculos necesarios con respecto a la composición de la mezcla, los dosados y las fracciones másicas y molares.

Para empezar, se van a presentar las condiciones de dosado y las fracciones molar y másica de hidrógeno que les corresponden en una mezcla H₂-aire sin impurezas consideradas:

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Tabla 2. Fracción molar y másica de H2 en función del dosado

Lambda	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Fr	1	0,667	0,5	0,4	0,333	0,286	0,25
A/F	34,5	51,75	69	86,25	103,5	120,75	138
F	0,029	0,019	0,014	0,012	0,010	0,008	0,007
H2 %masa	2,82%	1,90%	1,43%	1,15%	0,96%	0,82%	0,72%
H2 %vol.	29,52%	21,83%	17,32%	14,35%	12,25%	10,69%	9,48%

Los porcentajes másicos (Y) y volumétricos (X) del hidrógeno se han calculado a través de las expresiones presentadas a continuación. Se puede observar cómo, tal y como se había comentado en las propiedades del hidrógeno, la proporción molar del mismo en condiciones estequiométricas ronda el 30%.

$$\lambda = \frac{1}{F_r} \quad (5)$$

$$\%masa_{H_2} = Y_{H_2} \cdot 100 = \frac{F}{F + 1} \cdot 100 = \frac{F_r \cdot F_e}{F_r \cdot F_e + 1} \quad (6)$$

$$\%vol_{H_2} = X_{H_2} \cdot 100 = \frac{\frac{Y_{H_2}}{PM_{H_2}}}{\frac{Y_{H_2}}{PM_{H_2}} + \frac{1 - Y_{H_2}}{PM_{aire}}} \cdot 100 \quad (7)$$

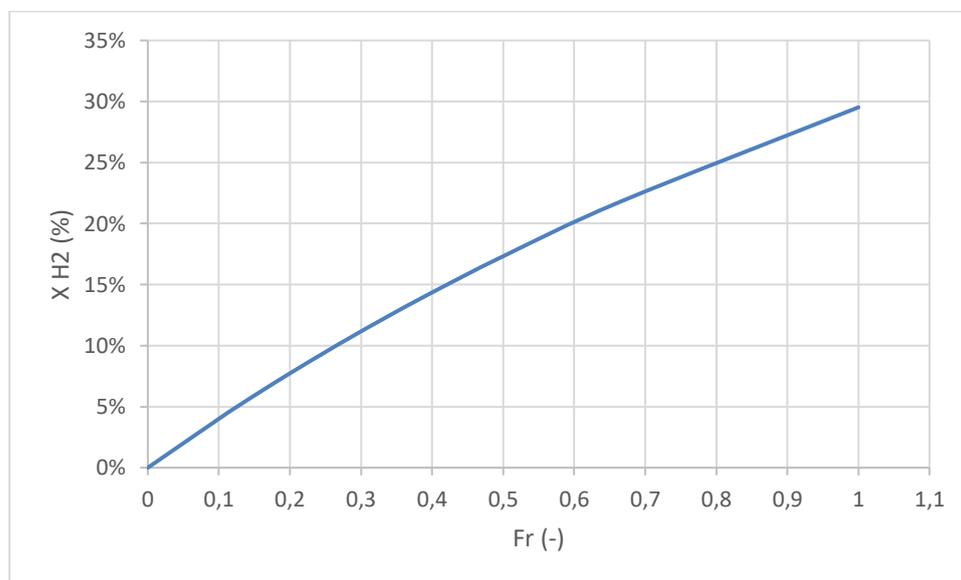


Figura 7. Fracción molar del hidrógeno en función del dosado relativo

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

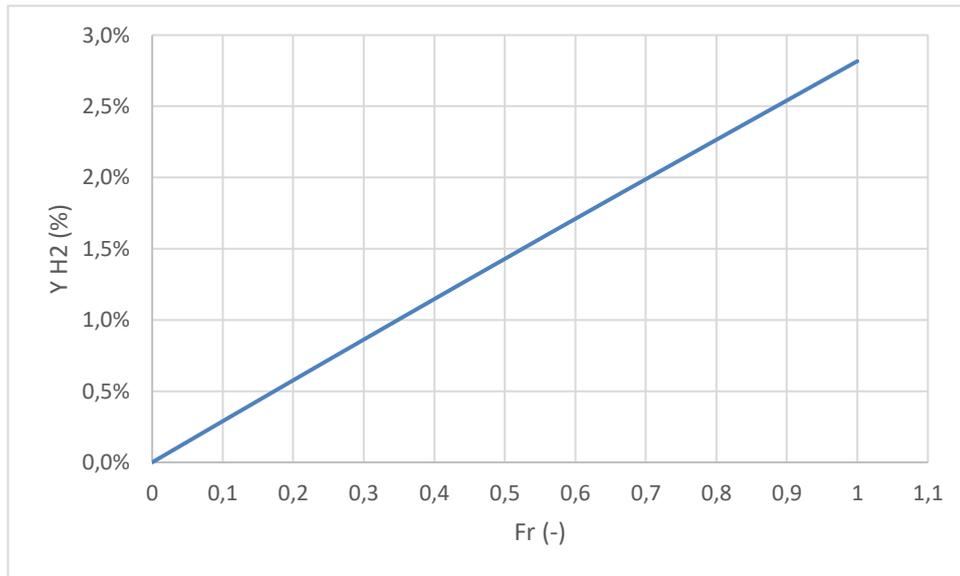


Figura 8. Fracción másica del hidrógeno en función del dosado relativo

Tal y como se puede observar en las figuras presentadas, conforme se reduce el dosado relativo en la mezcla H₂-aire caen la fracción molar y másica del hidrógeno, esta última cae de forma constante en una recta, mientras que la fracción molar decrece en forma de curva, con una mayor pendiente cuanto menor es el dosado.

Posteriormente, se presentan las fracciones molares de la mezcla de hidrógeno con aire seco, suponiendo que la composición de este es nitrógeno, oxígeno, argón y CO₂ y que el dosado estequiométrico del hidrógeno es de 1/34,5, para un barrido de dosados relativos entre 0 y 1,2.

Tabla 3. Composición molar de la mezcla aire-H₂

Fe	0,029												
Fr	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20
F	0,000	0,003	0,006	0,009	0,012	0,014	0,017	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035
1/F	0,000	345,00	172,50	115,00	86,25	69,00	57,50	49,29	43,13	38,33	34,50	31,36	28,75
Composición	X												
Nitrogen	78,09%	74,94%	72,02%	69,30%	66,76%	64,39%	62,17%	60,08%	58,12%	56,27%	54,53%	52,88%	51,32%
Oxygen	20,95%	20,09%	19,30%	18,58%	17,90%	17,26%	16,66%	16,11%	15,58%	15,08%	14,62%	14,18%	13,76%
Argon	0,93%	0,90%	0,86%	0,83%	0,80%	0,77%	0,75%	0,72%	0,70%	0,67%	0,65%	0,63%	0,62%
CO2	0,03%	0,03%	0,03%	0,03%	0,03%	0,03%	0,03%	0,03%	0,02%	0,02%	0,02%	0,02%	0,02%
Hydrogen	0,00%	4,04%	7,78%	11,27%	14,52%	17,55%	20,40%	23,07%	25,58%	27,94%	30,18%	32,29%	34,28%
Peso Molar (kg/kmol)	28,954	27,866	26,856	25,917	25,042	24,223	23,457	22,737	22,060	21,423	20,821	20,252	19,713

Para calcular estos valores se han utilizado las siguientes expresiones (válidas para aire seco):

$$F_e = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \Big|_e \quad (8)$$

$$F = F_e \cdot Fr \quad (9)$$

$$Y_{N_2} = 0,75522 \cdot (1 - F) \quad (10)$$

$$Y_{O_2} = 0'23136 \cdot (1 - F) \quad (11)$$

$$Y_{CO_2} = 0'0005 \cdot (1 - F) \quad (12)$$

$$Y_{Ar} = 0'01292 \cdot (1 - F) \quad (13)$$

$$Y_{H_2} = 1 - Y_{N_2} - Y_{O_2} - Y_{CO_2} - Y_{Ar} \quad (14)$$

$$PM = \sum PM_i \cdot X_i \quad (15)$$

Una vez calculadas las fracciones másicas a partir de los valores típicos del aire atmosférico, se convierten estas en fracciones molares haciendo uso de la expresión (7), para posteriormente calcular el peso molecular, utilizado en los siguientes apartados como base para calcular la densidad de la mezcla. La humedad presente en el aire se considerará también en la reacción de combustión general que se plantea en el Capt. 4.

3.3.2. Densidad de las mezclas hidrógeno-aire durante la compresión

Al realizarse la compresión de una mezcla aire-combustible en el interior del cilindro de un motor, crece la presión y la temperatura, lo que también afecta a la **densidad de la mezcla**. Conforme avanza el proceso de compresión, a mayor presión mayor densidad, pero con respecto a la temperatura sigue una tendencia contraria, el aumento de ésta supone una disminución de la presión, por tanto, dado que la temperatura aumenta a mayores relaciones de calores específicos, el aumento de densidad será menor cuanto mayor sea γ , es decir, la pendiente de la recta será menor.

Primeramente, se calcula la variación de presión y temperatura durante la compresión, suponiendo presión de admisión de 0.8 bar (inferior a la atmosférica para permitir el flujo hacia el interior de la cámara) y a una temperatura ambiente de 300 K, utilizando las expresiones (1) y (3), hasta alcanzar una presión final de 30 bar. En la Figura 9 se puede ver cómo aumenta la presión, para sucesivos valores de la relación de compresión volumétrica r_c .

La relación de calores específicos no es un valor constante con la presión y la temperatura, sino que disminuye conforme estas aumentan, aun así, a la hora de obtener la presión y la temperatura se ha considerado este valor como constante, debido a que su variación es mínima (-0.011 en el caso del hidrógeno) y se considera el error introducido como mínimo en comparación con el proceso iterativo que se debería llevar a cabo para tener esta variación en cuenta.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

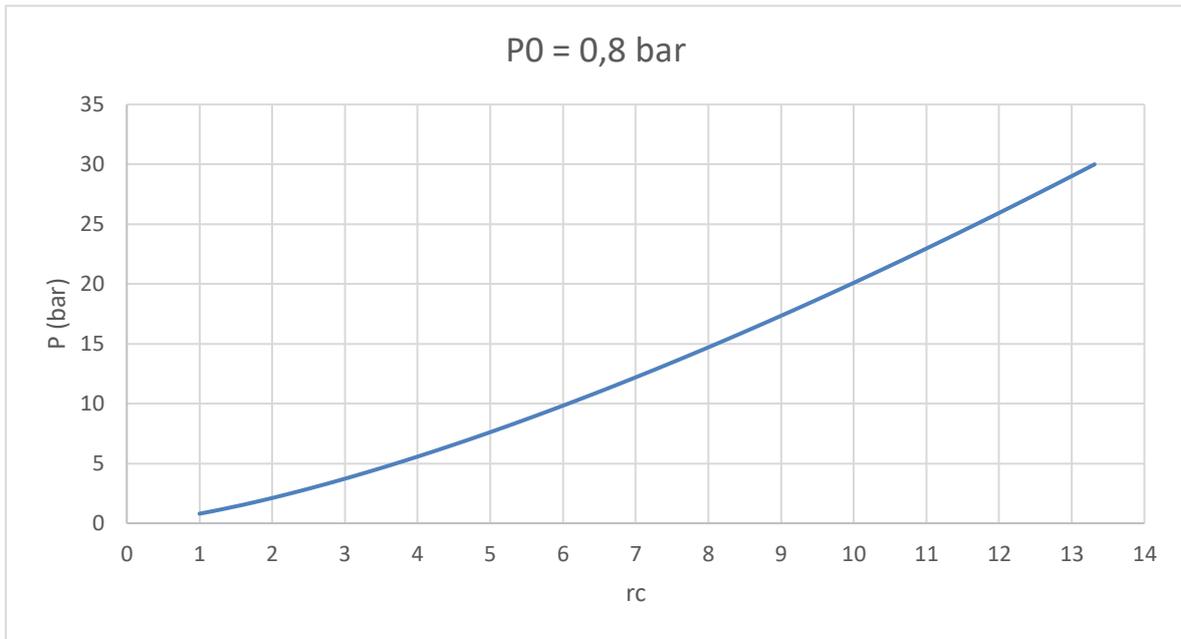


Figura 9. Presión de la mezcla H2-Aire en el cilindro en función de la relación de compresión

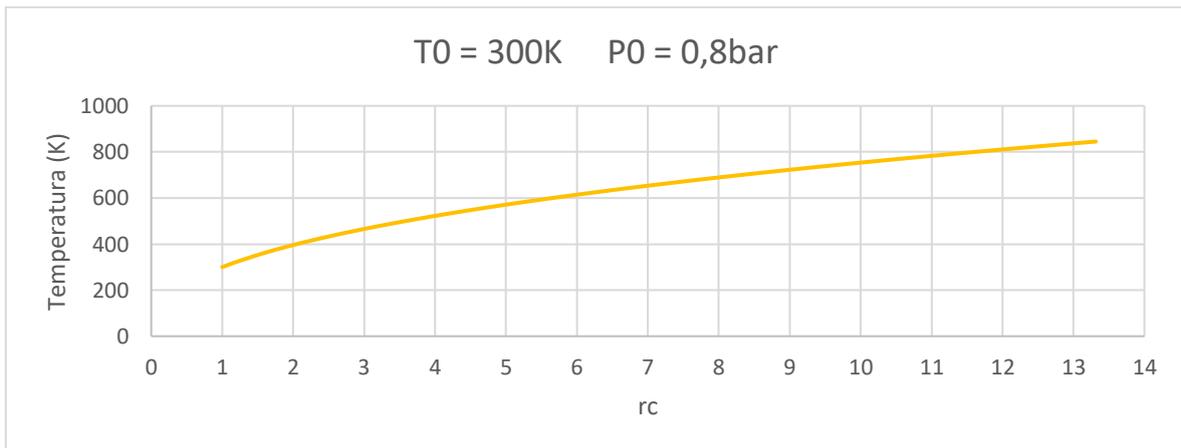


Figura 10. Temperatura de la mezcla H2-Aire en el cilindro en función de la relación de compresión

Se observa cómo, para una relación de compresión de 13.3 para la cual se ha alcanzado esa presión máxima de 30 bar, la temperatura alcanzada es de 845 K, un valor muy cercano a la **temperatura de autoencendido**, lo que debería de controlarse para evitar problemas reduciendo la relación de compresión o introduciendo un intercooler en la admisión.

Aunque comparando ambas figuras se aprecia a simple vista el aumento más acuciado de la presión, se han graficado las relaciones p/p_0 y T/T_0 juntas, en escala logarítmica, para poder observar claramente lo que se comenta. Se ha de recordar que la presión crece como la relación de compresión volumétrica elevada a γ , mientras que la temperatura asociada crece como la relación de compresión volumétrica elevada a $\frac{\gamma-1}{\gamma}$ (aprox. 0.29).

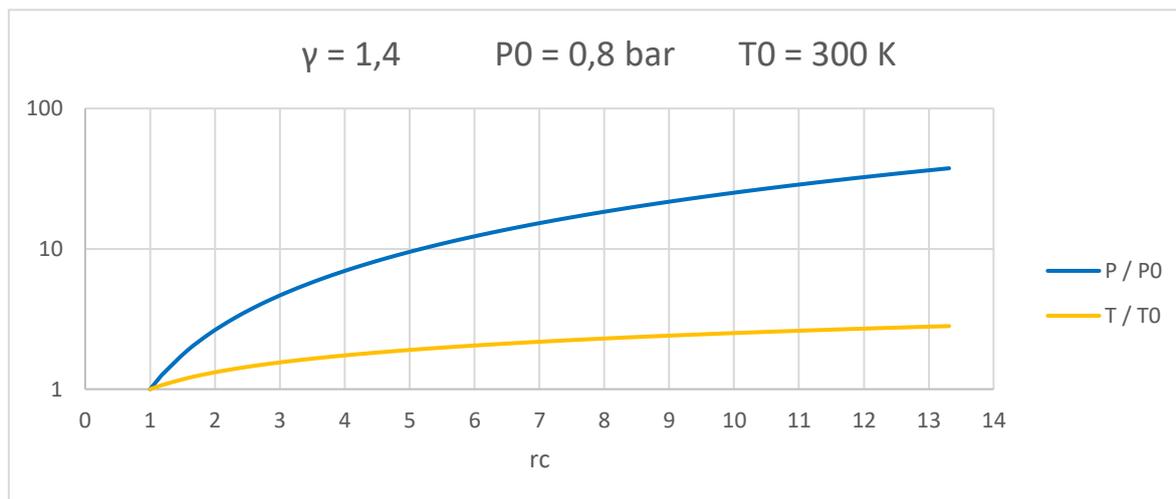


Figura 11. Comparación de p/p_0 y T/T_0 en escala logarítmica

El peso molecular se va a utilizar de forma indirecta para calcular la densidad, dado que esta depende de la constante R del gas, que, en este caso, al ser un gas de composición variable con el dosado, se calcula su valor concreto para cada caso a partir del valor universal R_{univ} ($J/kmol \cdot K$) = 8314.5.

$$R_{gas} \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) = \frac{R_{univ} \left(\frac{J}{kmol \cdot K} \right)}{PM \left(\frac{kg}{kmol} \right)} \quad (16)$$

$$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) = \frac{P(Pa)}{T(K) \cdot R_{gas} \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)} \quad (17)$$

Para poder utilizar la expresión de los gases ideales la presión debe expresarse en Pascales, pero este cambio de unidades no dificulta en ningún momento el proceso dado que es una conversión sencilla donde $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$.

Se ha calculado esta densidad para todo el barrido de presiones y temperaturas durante la compresión y para todos los dosados planteados anteriormente. A continuación, se presentan los resultados de dichos cálculos para algunos valores concretos como son la densidad durante la compresión para un dosado relativo de 0.4, como ya se ha dicho anteriormente que cabría trabajar en un dosado pobre, y para el dosado estequiométrico, y la densidad al final de la compresión en función del dosado.

No se ha tenido en cuenta el factor de compresibilidad del hidrógeno a la hora de realizar estos cálculos, ya que, como se puede observar en [Anexo 2-Figura 3], este puede considerarse constante alrededor del valor 1 (gas ideal) para valores de presión y temperatura próximas a las del ambiente.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

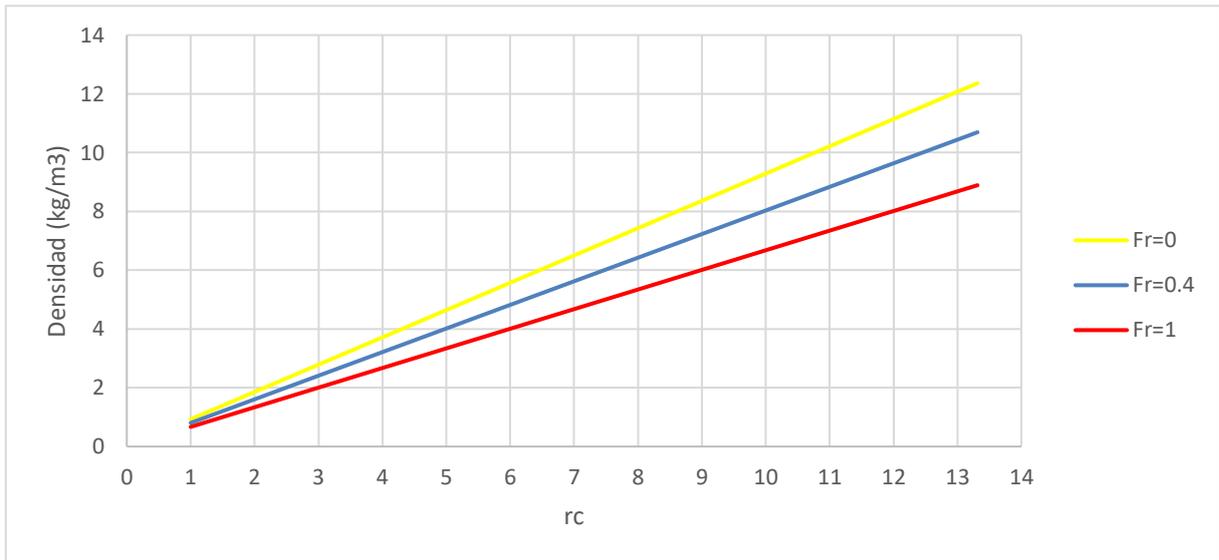


Figura 12. Densidad de la mezcla H2-Aire en el cilindro en función del dosado y la relación de compresión

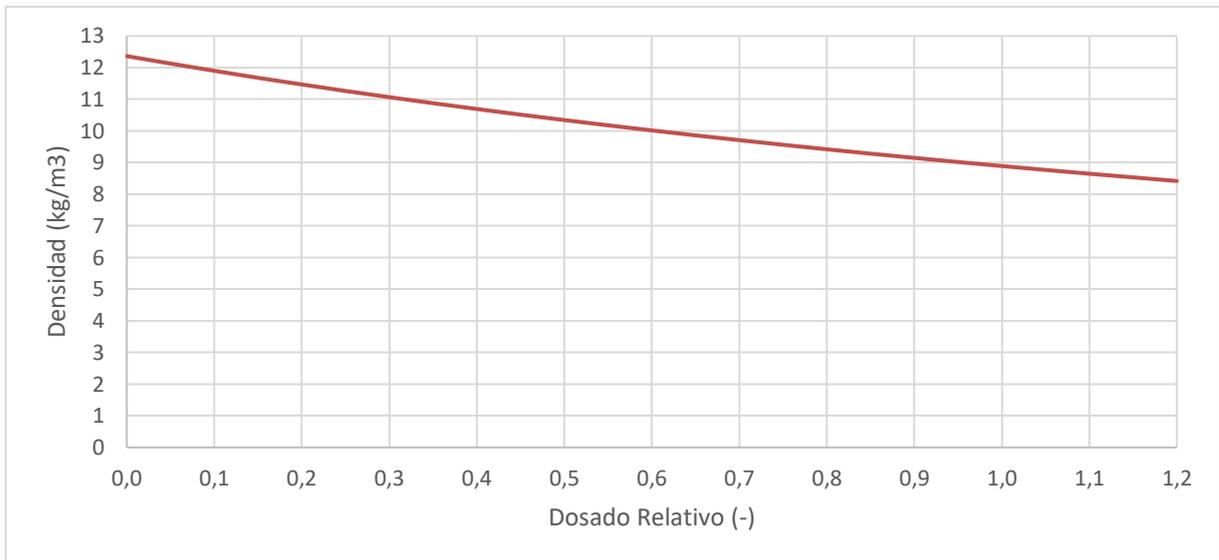


Figura 13. Densidad de la mezcla H2-Aire en el cilindro al final de la compresión (rc=13) en función del dosado

Como se puede observar, conforme aumenta el dosado relativo disminuye la densidad de la mezcla, como cabía esperar dada la baja densidad del hidrógeno en comparación con el aire, aunque esta no afecte mucho en estos casos debido a la baja fracción másica del hidrógeno en las mezclas [Anexo 1-Tabla 3].

En cambio, se puede observar en la Figura 12 como, conforme la presión aumenta, la variación de la densidad es mayor en los dosados bajos, es decir, la pendiente de la Figura 13 sería más negativa cuanto más alta sea la presión en que se obtengan sus datos. Esto ocurre ya que la R_{gas} es menor cuánto mayor es el peso molecular, en este caso, cuanto más pobre es la mezcla, lo que, en la expresión (17) nos lleva a mayores densidades, aumentadas además gracias a que la presión siempre aumenta en mayor medida que la temperatura como se ha justificado anteriormente.

3.3.3. Calor específico a volumen constante de las mezclas hidrógeno-aire durante la compresión

El **calor específico** es una propiedad que representa la cantidad de energía necesaria para aumentar en 1 grado la temperatura de una cantidad concreta de sustancia en un tipo de proceso. Por su importancia se consideran dos tipos principales: a volumen constante C_v y a presión constante C_p ; se suelen expresar en J/kg·K. También es importante la relación de ambos, denominada $\gamma = C_p/C_v > 1$.

El hidrógeno tiene un C_v mayor que el aire (10179 J/kg·K del H₂ frente a 717 J/kg·K del aire seco en condiciones estándar de 298.15 K y 101325 Pa), por tanto, la dilución de este en aire produce una reducción del mismo. Si se supone una misma cantidad de combustible inyectado y se aumenta la admisión de aire, reduciendo así el dosado (control cualitativo de la carga), el aporte de calor (18) será el mismo, dado que la cantidad de combustible no ha variado, pero el aumento de temperatura de la mezcla será mayor, es decir, la dilución de hidrógeno en aire supone un aumento de temperatura de la mezcla durante el proceso de combustión.

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot H_{ci} \quad (18)$$

Con respecto a la **relación de calores específicos** γ , esta es un parámetro característico de cada sustancia relevante para un MCIA ya que influye en la compresión y expansión del fluido y afecta, por tanto, a las presiones, temperaturas y rendimientos del ciclo. Si se supone un proceso adiabático de compresión y expansión se obtienen las expresiones (1) y (2), según las cuales se deduce que al aumentar la relación de calores específicos aumentará tanto la presión como la temperatura alcanzadas en el proceso de compresión, aunque aumenta de manera más significativa la presión.

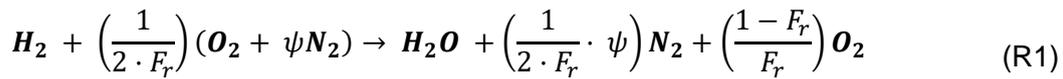
A diferencia del calor específico a volumen constante, los valores de la relación de calores específicos del hidrógeno y del aire coinciden ($\gamma \sim 1.4$), no afectando por tanto la dilución en aire a este parámetro.

A continuación, se presentan los cálculos con los calores específicos y la relación de los mismos. Para obtener los valores de la mezcla se han utilizado los valores de cada sustancia presente multiplicados por su fracción másica, y los valores de cada sustancia para las presiones y temperaturas requeridas se han obtenido mediante la extensión de Excel CoolProp, una herramienta que implementa propiedades termodinámicas de fluidos newtonianos y no newtonianos [Bell, 2014].

Se van a utilizar las mismas condiciones de referencia que para el apartado anterior, presión y temperatura de admisión de 0.8 bar y 300 K, y se continúa considerando la relación de calores específicos como si fuera constante a lo largo de la compresión (aunque esta en verdad disminuya). En este caso se va a considerar el aire seco como sustancia, ya que la herramienta CoolProp tiene sus valores introducidos, y no como sus gases constituyentes, aunque las proporciones molares que esta herramienta considera de cada sustancia en la composición del aire son las utilizadas en el apartado anterior, hecho así para que la consecución de los cálculos fuera coherente.

Como ya se ha dicho, las propiedades de la mezcla se van a obtener a partir de las propiedades particulares de cada sustancia multiplicadas por su fracción másica, por lo que se procede a ajustar la reacción de combustión del hidrógeno en presencia de aire seco para poder obtener las fracciones de cada sustancia, suponiendo una composición simplificada del aire seco de oxígeno y nitrógeno con una relación $\psi = \frac{X_{N_2}}{X_{O_2}}$. Esta relación tiene un valor de 3.77 para la composición del aire a nivel del mar, pero adopta valores ligeramente mayores a medida que la concentración de oxígeno disminuye al crecer la altitud.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2



Con esta reacción ajustada se calculan las fracciones de cada sustancia para dos valores concretos, dosado estequiométrico y exceso de aire $\lambda = 2$, tanto en masa como en volumen, y en este caso si se muestran el oxígeno y el nitrógeno por separado dado que en el caso del dosado estequiométrico en productos desaparecerá el oxígeno pero no el nitrógeno, considerado como inerte (aunque en verdad produzca NOx por mecanismo térmico). En el [Anexo 2-Figuras 4-5] se presentan los valores relacionados con los porcentajes volumétricos en forma de gráfica para ilustrar de forma sencilla los valores obtenidos y tener una representación visual sencilla.

Tabla 4. Fracciones de reactivos y productos

Estequiométrico	%V(reac)	%V(productos)	%M(prod)		$\lambda = 2$	%V(reac)	%V(productos)	%M(prod)
N2	55,69%	65,34%	74,57%			65,34%	71,54%	75,64%
O2	14,77%	0,00%	0,00%			17,33%	9,49%	11,46%
H2	29,54%	0,00%	0,00%			17,33%	0,00%	0,00%
H2O	0,00%	34,66%	25,43%			0,00%	18,98%	12,90%

Se observa como el valor difiere un poco del presentado anteriormente, esto se debe a que el valor del hidrógeno de 29.52% en volumen es el obtenido a partir del dosado estequiométrico sacado de la bibliografía y presentado en apartados anteriores [Payri, 2014] y el presentado en la Tabla 4 es un cálculo suponiendo la reacción ideal del hidrógeno, aunque el error introducido se puede observar que es mínimo.

Se procede a presentar los cálculos del calor específico a volumen constante y su variación según la relación de compresión obtenidos con la herramienta **CoolProp**. Para este apartado se ha limitado la relación de compresión final a 11, un valor utilizado normalmente en motores de encendido provocado, aunque podría aumentarse más como ya se ha comentado. El comando para obtener el calor específico es el siguiente:

```
=PropsSI("CVMASS";"P";81060;"T";300;"Hydrogen")
```

En este comando se deben colocar 6 parámetros en el siguiente orden: primero se debe escribir entre comillas la propiedad que deseamos obtener, en este caso Cv en términos de masa, el resultado obtenido estará por tanto en J/kg·K, en segundo y cuarto lugar se deben colocar dos características de la sustancia, en este caso se utilizan la presión y la temperatura, pero podría usarse cualquier parámetro que indique las condiciones como la viscosidad o velocidad del sonido por ejemplo, en el tercer y quinto lugar se colocan los valores de estas características en unidades del SI, en este caso Pa y K, y por último se da el nombre de la sustancia.

Primero se van a presentar los valores de calor específico del hidrógeno y del aire seco ya que en el primero se observa una tendencia particular. En la Figura 14 se observa un crecimiento del calor específico del hidrógeno con una pendiente elevada para valores cercanos a la presión atmosférica, cuando la relación de compresión ronda entre 1 y 2, mientras que posteriormente se estabiliza en un crecimiento menos acuciado al continuar elevando la presión.

Dado que esta primera tendencia observada podría considerarse anómala, se ha procedido a representar la misma en función de la temperatura, dado que la presión no ejerce ningún efecto en el Cv, y a compararla con los valores proporcionados con el NIST. Tal y como se puede observar en la Figura 15, donde se representan los mismos valores de la figura anterior obtenidos mediante CoolProp y los valores obtenidos del [WebBook](#) del NIST suponiendo un rango de temperaturas entre 300 y 800 K con saltos cada 50 K, los datos obtenidos de ambas fuentes son casi coincidentes. Por tanto, considerando el NIST como una referencia más que fiable, la tendencia observada en el aumento del calor específico se considera correcta.

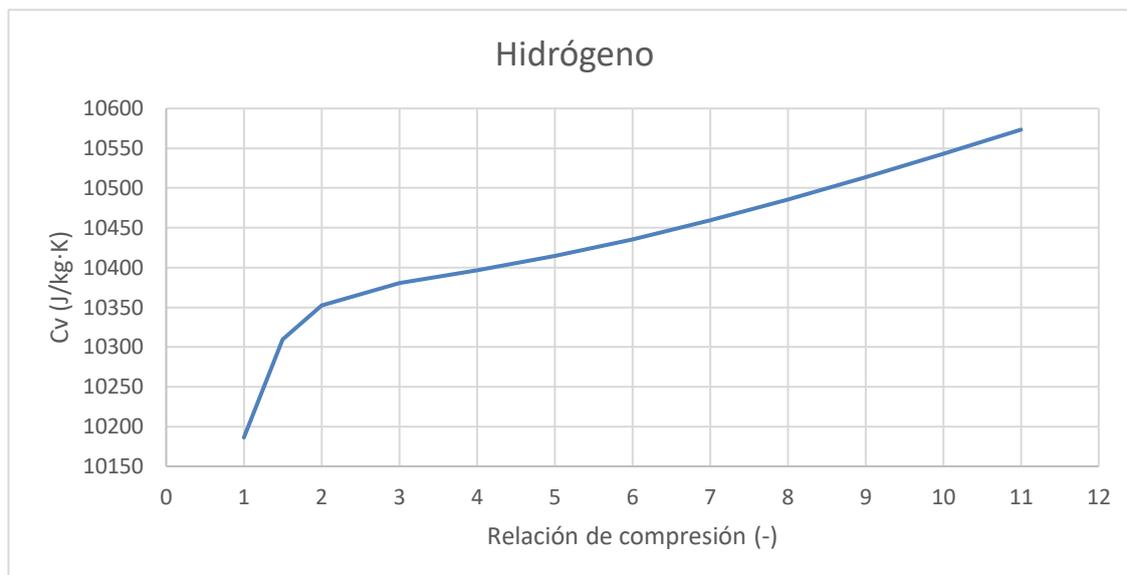


Figura 14. Calor específico a volumen constante del hidrógeno en función de la relación de compresión

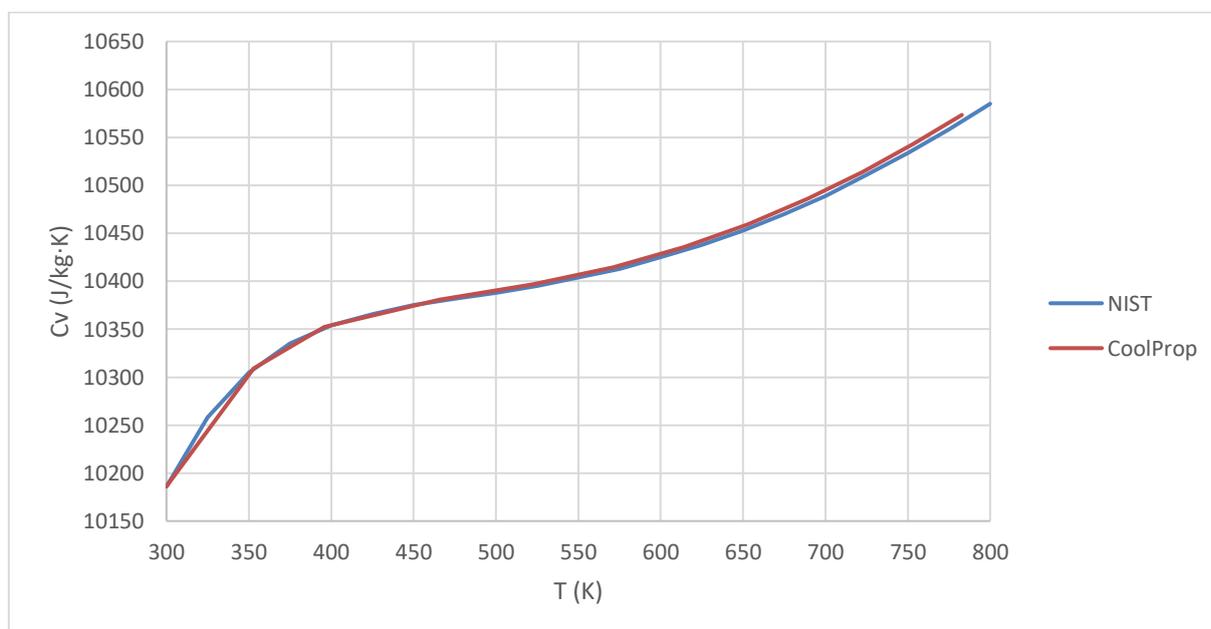


Figura 15. Calor específico a volumen constante del hidrógeno en función de la temperatura

El aire seco, en cambio, presenta una tendencia de crecimiento homogéneo, pudiendo aproximarse a una recta de pendiente moderada con una desviación muy pequeña. Además, tal y como ya se había expuesto, los valores de calor específico del aire son muy inferiores a los del hidrógeno, lo que tiene repercusión directa sobre la temperatura alcanzada al producirse la combustión. A mayor exceso de aire mayor debería ser la temperatura máxima (si el control que se realiza mantiene la inyección de combustible constante y varía únicamente la admisión de aire mediante una válvula de mariposa o mediante el uso de sobrealimentación).



Figura 16. Calor específico a volumen constante del aire en función de la relación de compresión

Para realizar los cálculos de los calores específicos en función de la temperatura que se tiene para cada relación de compresión, se ha supuesto un valor constante de la relación de calores específicos, aunque ésta no lo sea, sino que disminuye conforme se aumentan la presión y la temperatura. Este valor no varía en exceso, tal y como se observa en la Figura 17, donde la reducción es hasta valores cercanos a 1.39, considerado despreciable en relación con el valor 1.40 usado en los cálculos.

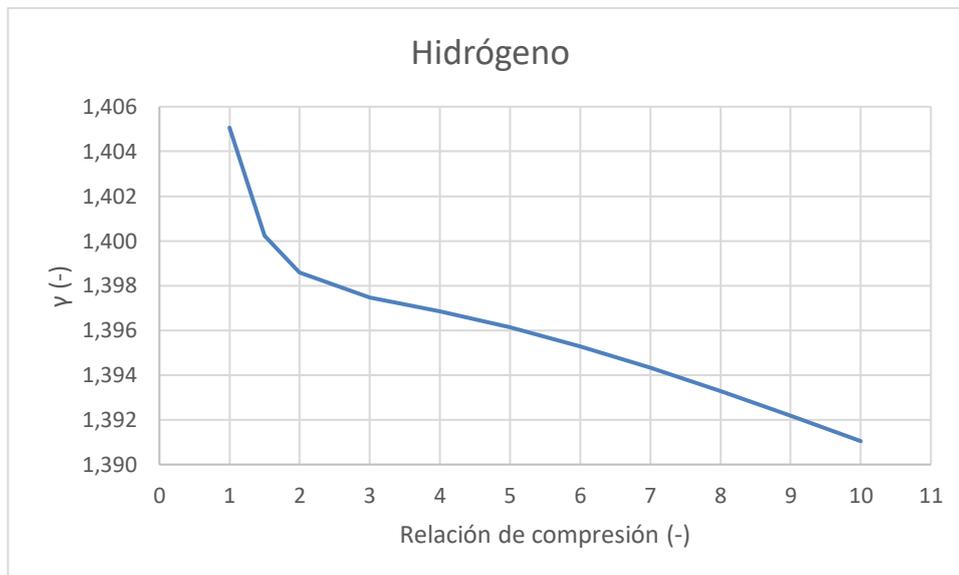


Figura 17. Relación de calores específicos del hidrógeno en función de la relación de compresión(H2)

Dado que los calores específicos de ambas sustancias aumentan en función de la relación de compresión, el de la mezcla también lo hará. Puesto que el porcentaje en masa del hidrógeno es muy reducido, aunque el Cv del hidrógeno sea mayor que el del aire, como ya se ha comentado, no aumentará el valor observado en la mezcla en gran manera, reduciéndose este efecto aún más conforme se reduzca el dosado hacia la región pobre.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

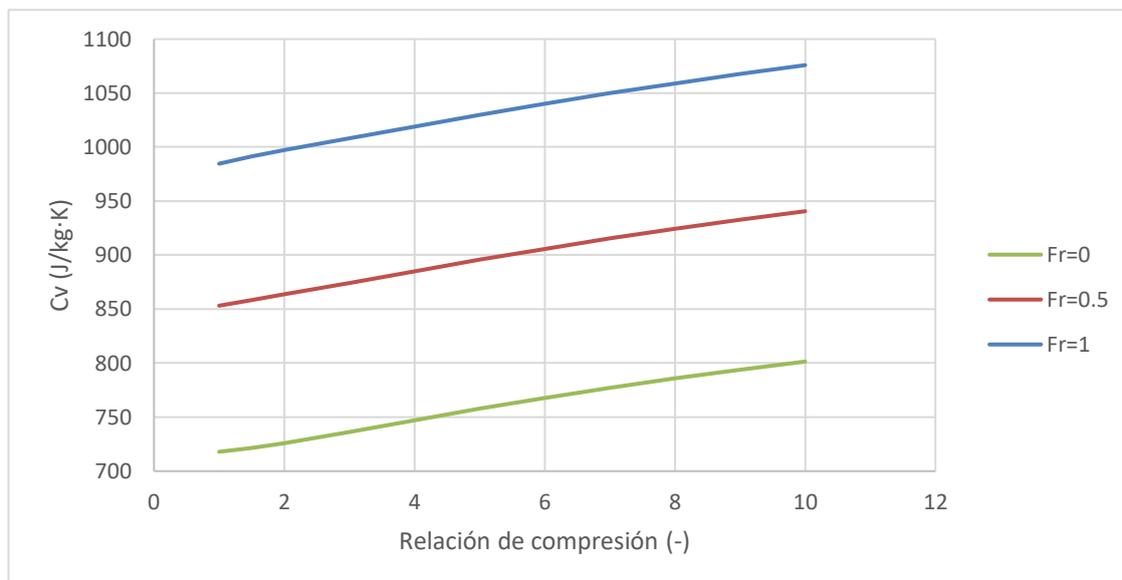


Figura 18. Calor específico de las mezclas H2-Aire en función de la relación de compresión

Estos valores se han obtenido a través de la expresión:

$$C_v \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right) = Y_{H_2} \cdot C_{v_{H_2}} + (1 - Y_{H_2}) \cdot C_{v_{aire}} \quad (19)$$

Como se puede observar, tal y como se cabía esperar, los valores de calor específico son menores cuando se trabaja con exceso de aire. Se han introducido en una tabla los valores numéricos al principio y al final de la compresión con el fin de poder comparar los valores y observar el aumento porcentual de estos.

Tabla 5. Calores específicos de las mezclas hidrógeno-aire

H2-AireEst	STP	Final comp.(11rc)	Dif.Porcent.
Cv (J/kg*K)	984,42	1083,60	10,08%
Cp (J/kg*K)	1380,96	1482,18	7,33%
Gamma	1,40	1,37	-2,49%
H2-Aire(A/F=2)	STP	Final comp.(11rc)	Dif.Porcent.
Cv (J/kg*K)	853,06	947,93	11,12%
Cp (J/kg*K)	1196,31	1293,33	8,11%
Gamma	1,40	1,36	-2,71%

Para cuantificar el efecto del dosado sobre el calor específico de la mezcla se han obtenido los valores de este desde $\lambda = 1$ hasta $\lambda = 4$ para el valor final de relación de compresión 11. En la Figura 19 se observa una caída del calor específico al aumentar el exceso de aire, pero este tiende a reducir su variación, es decir, tiende a estabilizarse en valores de exceso de aire elevados.

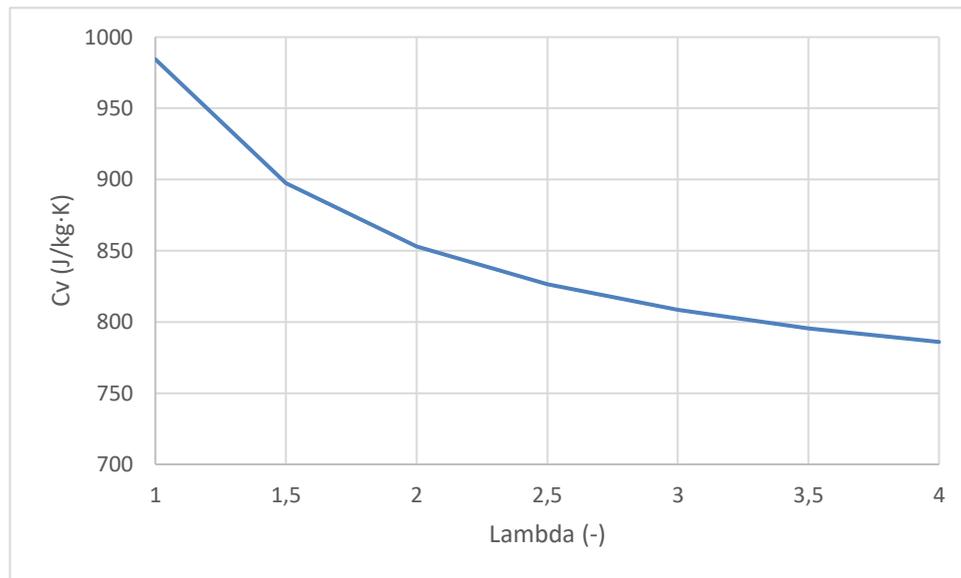


Figura 19. Calor específico de la mezcla H2-Aire en función del exceso de aire λ para una relación de compresión de 11.

Esto debería conllevar a que excesos de aire elevados produzcan mayores aumentos de la temperatura al realizar la combustión, por lo que respecta al calor específico, pero esto no ocurre así, sino que, todo lo contrario, la temperatura disminuye.

La explicación a este fenómeno se encuentra en la estrategia de control y en la propia definición del calor específico, esta última se define como una cantidad de energía necesaria para aumentar en 1 grado una masa unitaria de sustancia, en este caso mezcla de hidrógeno con aire, pero según la estrategia de control propuesta anteriormente, para aumentar el exceso de aire se mantiene el gasto de combustible y se aumenta la admisión de aire, lo que lleva a que la cantidad de masa de mezcla sea mayor, aportando la misma cantidad de energía, lo que disminuye la temperatura alcanzada al aumentar la masa a calentar.

Por otro lado, otra posible estrategia de control para aumentar el exceso de aire sería disminuir el gasto de combustible. Sin embargo, esto tiene un efecto contrario, ya que aunque se pudiera mantener la cantidad de masa de mezcla inyectada (aumentando el aire en la proporción que se disminuye el combustible) la cantidad de energía inyectada en forma de hidrógeno sería menor, conllevando a un menor aumento de temperatura también.

3.4. Parámetro EFQ de una mezcla aire-combustible

El parámetro EFQ (*Engine Fuel Quality*), es dependiente del combustible, ya que, como se presentará en las siguientes expresiones depende de su poder calorífico y de la relación molar (o volumétrica) del aire en el cilindro, dependiente a su vez del dosado estequiométrico de la mezcla y la densidad del combustible. El EFQ representa la energía disponible por unidad de masa de mezcla y sirve, por tanto, para estimar las prestaciones del motor.

$$N_e = \dot{m}_f \cdot H_{ci} \cdot \eta_e \quad (20)$$

$$N_e = \dot{m}_a \cdot F \cdot H_{ci} \cdot \eta_e = \dot{m}_a \cdot F_r \cdot F_e \cdot H_{ci} \cdot \eta_e \quad (21)$$

$$N_e = V_T \cdot n \cdot i \cdot F_r \cdot F_e \cdot \rho_{ia} \cdot P_{ci} \cdot \eta_e \cdot \eta_v \cdot X_a \quad (22)$$

Siendo:

- n Número de revoluciones por segundo (rev/s)
- i Índice dependiente del tipo de motor (1 para 2T y ½ para 4T), representa el número de ciclos por revolución
- V_T Cilindrada del motor (m^3)
- ρ_{ia} Densidad de referencia del aire en la admisión (kg/m^3)
- X_a Fracción molar del aire, indicativo del volumen ocupado
- η_v Rendimiento volumétrico (-), normalmente definido en términos de flujo de mezcla, aunque se ha definido en (23) en función de la fracción molar de aire para independizarlo del tipo de combustible
- η_e Rendimiento efectivo (-), correspondiente al rendimiento indicado multiplicado por el rendimiento mecánico, es decir, consideradas todas las posibles pérdidas
- F_e Dosado estequiométrico de la mezcla (kg de combustible/kg de aire)
- F_r Dosado relativo de la mezcla (-)
- P_{ci} Poder calorífico del combustible (kJ/kg combustible)

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{i \cdot n \cdot V_T \cdot \rho_{ia} \cdot X_a} \quad (23)$$

$$X_a = \frac{n_a}{n_a + n_h + n_f} = \frac{\frac{1}{29}}{\frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F_r \cdot F_e}{M_f}} \quad (24)$$

$$h = 0.622 \cdot \frac{\phi \cdot P_{sat}}{P - \phi \cdot P_{sat}} \quad (25)$$

Con la expresión que define la potencia comentada se pueden agrupar sus parámetros en tres tipos diferentes, parámetros de diseño, parámetros de operación y parámetros del combustible:

$$K_D = V_T \cdot i \cdot \eta_e \cdot \eta_v \quad (26)$$

$$K_O = n \cdot F_r \cdot \rho_{ia} \quad (27)$$

$$EFQ = F_e \cdot P_{ci} \cdot X_a \quad (28)$$

Por tanto, se puede simplificar la expresión (22) sustituyendo los parámetros de diseño (26), los parámetros de funcionamiento (27) y los parámetros del combustible (28) y obtendremos la expresión (29):

$$N_e = K_D \cdot K_O \cdot EFQ \quad (29)$$

Siguiendo con el desarrollo del trabajo de [Tinaut, 2006], en este se realiza un estudio paramétrico del EFQ (MJ/kg mezcla) en función de la humedad absoluta y del dosado relativo de trabajo para obtener las siguientes tablas y gráficas:

Tabla 6. EFQ del H2 en función del dosado relativo y la humedad del aire

	H2 EFQ	H2 h 0	H2 h 0,015	H2 h 0,02
	2,421	0	0,015	0,020
Fr	0,0	3,497	3,414	3,388
	0,2	3,225	3,156	3,133
	0,4	2,993	2,933	2,913
	0,5	2,889	2,833	2,815
	0,7	2,702	2,653	2,637
	0,8	2,617	2,571	2,556
	1,0	2,462	2,421	2,408

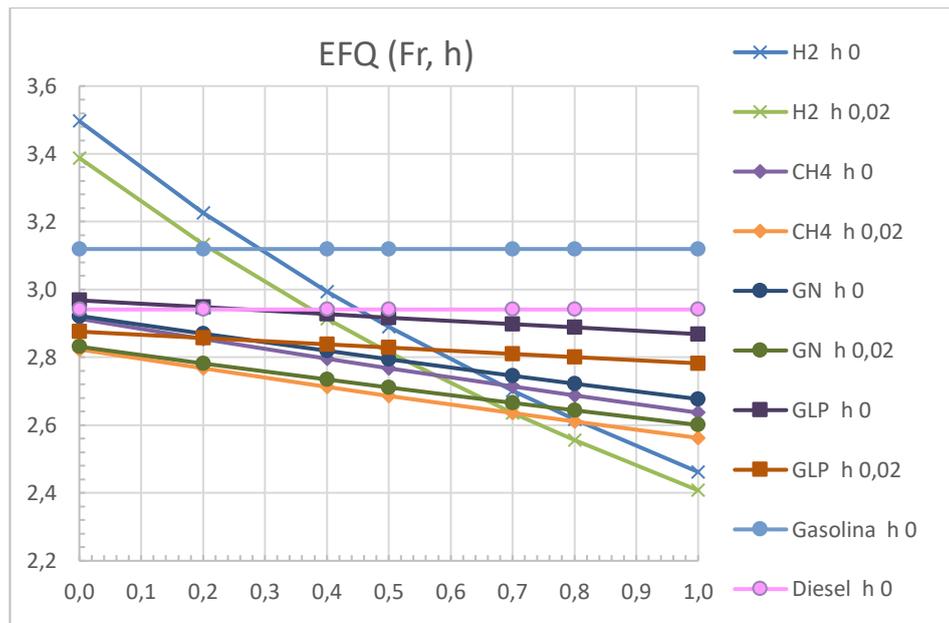


Figura 20. EFQ de una mezcla H2-Aire comparado con el de otros combustibles, con distintos valores de la humedad del aire

Cabe destacar primero de todo, que la humedad absoluta $h=0.02$ corresponde con aproximadamente un 80% de humedad relativa en las condiciones de presión y temperatura consideradas en la admisión, que son 81060 Pa (0.8 atm) y 298 K, y el valor de $h = 0.015$ corresponde con una humedad relativa del 60%, es decir, valores elevados.

Como se puede observar en la Figura 20, la humedad del aire ambiente produce un efecto de reducción del EFQ para todos los combustibles en los que se ha considerado, algo esperable dado que este aumento de humedad producirá una reducción de la fracción molar de aire en el cilindro, afectando al EFQ según la expresión (24) y (28).

Los resultados obtenidos de aumento del EFQ cuando se reduce el dosado son contraintuitivos, ya que el razonamiento lógico impide pensar que un dosado relativo bajo proporcione mayor energía que el estequiométrico. Esto se debe a que en la expresión (28)

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

el dato que varía con el dosado es la fracción molar del aire, cambiando desde 1 en $Fr = 0$ hasta 0.71 en $Fr = Fe$, por tanto, esta expresión tiene en cuenta la variación del volumen ocupado por el aire, pero no el combustible introducido, que cada vez es menor al empobrecerse la mezcla.

Dado que la potencia efectiva del motor depende de esta cantidad de combustible, se debe corregir este valor utilizando el dosado relativo, sacando este por tanto de la expresión (27) y redefiniendo la expresión de EFQ que pasa a ser EFQ_{Fr} , de acuerdo con la expresión (30):

$$EFQ_{Fr} = F_e \cdot P_{ci} \cdot X_a \cdot Fr \quad (30)$$

Tabla 7. EFQ_{Fr} en función del dosado y la humedad del aire

Fr	H2		H2 h	H2 h
	Fr*EFQ	H2 h 0	0,015	0,02
		0	0,015	0,02
0,0	0,0	3E-10	3E-10	3E-10
0,2	0,6451	0,6311	0,6266	
0,4	1,1974	1,1732	1,1654	
0,5	1,4447	1,4166	1,4075	
0,7	1,8913	1,8568	1,8456	
0,8	2,0935	2,0565	2,0445	
1,0	2,462	2,4211	2,4077	

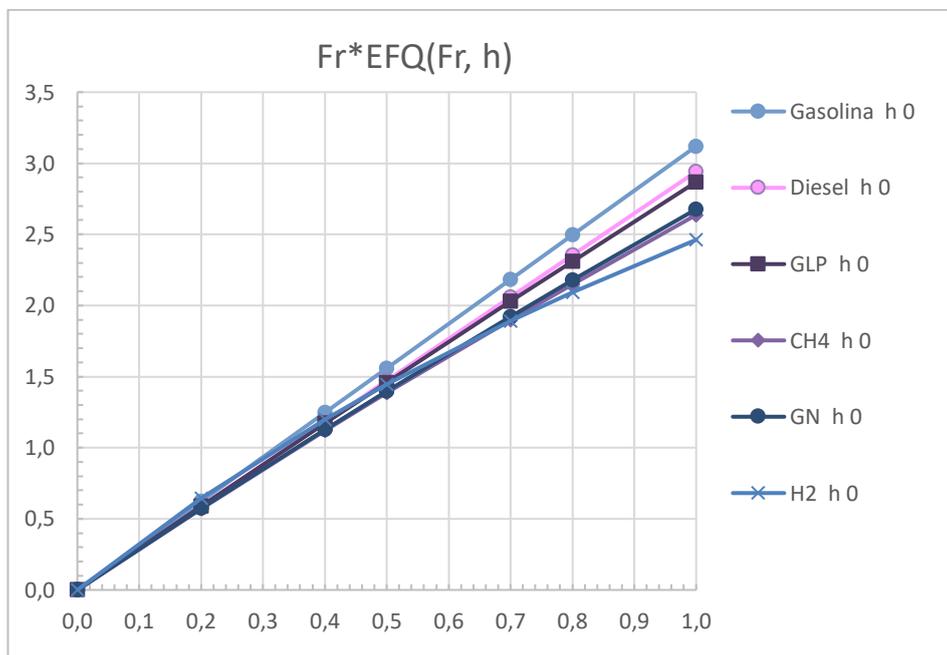


Figura 21. EFQ_{Fr} del H2 comparado con el de otros combustibles

Ahora sí se observan las tendencias esperadas de aumento de EFQ_{Fr} con respecto al dosado relativo al corregir su valor. Puede verse como conforme se aumenta el dosado la energía disponible por kg de mezcla de mezcla es cada vez menor para el H₂ en comparación con los demás combustibles, es decir, el aumento del H₂ es menor que para los otros combustibles, dado que el Fe y el P_{ci} son valores constantes, este problema se atribuye a la fracción molar de aire X_a .

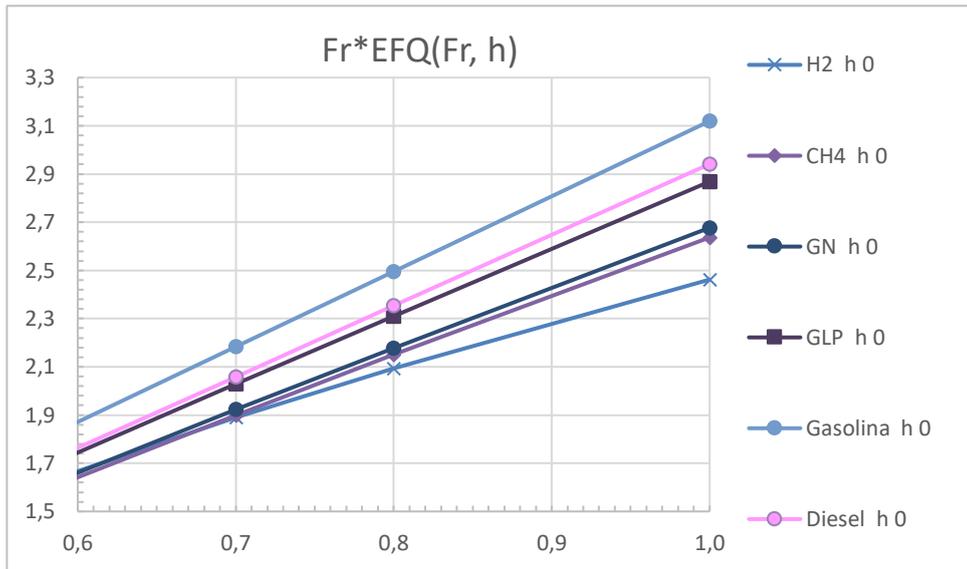


Figura 22. EFQ_Fr del H2 comparado con el de otros combustibles en dosados cercanos al estequiométrico

Como se puede observar en la figura anterior, si se amplía la zona de los dosados cercanos al estequiométrico se observan reducciones de energía por unidad de masa de mezcla del H₂ de hasta 0.6 MJ/kg en comparación con la gasolina, equivalente a una reducción del 19.23%, siendo ésta la que posee el mayor contenido energético por unidad de masa.

3.5. Poder calorífico de la mezcla por unidad de volumen

Vista la importancia del EFQ se realizan más cálculos sobre él, transformándolo en lo que se va a denominar poder calorífico por unidad de volumen $H_{ve,vol}$. Se considera interesante la conversión de unidades de masa a unidades de volumen, dado que el volumen del cilindro es el factor que va a limitar la cantidad de energía en forma de combustible que somos capaces de introducir al motor.

Esta conversión es sencilla, ya que únicamente se debe multiplicar el EFQ por la densidad de referencia del aire en la admisión ρ_{ia} . Al realizar esta conversión, se modificaría la expresión (29) para que dependa de $H_{ve,vol}$ en lugar del EFQ, lo que además, nos hace tener que separar las constantes de K_O , de donde se obtienen la densidad y el dosado relativo para corregir su valor.

$$H_{ve,vol} = \rho_{ia} \cdot EFQ \quad (31)$$

Sustituyendo (31) en (29):

$$N_e = K_D \cdot n \cdot F_r \cdot H_{ve,vol} \quad (32)$$

La expresión (32) es una expresión genérica para obtener la potencia producida de forma sencilla en función de las variables de diseño del motor, condiciones de operación y factores del combustible convertidos a energía por unidad de volumen de la mezcla aire-combustible.

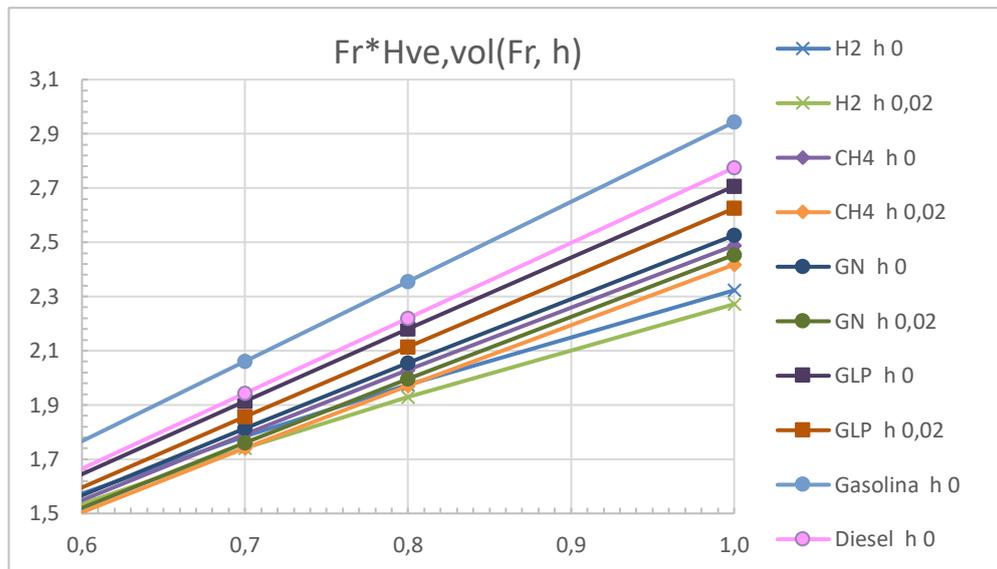


Figura 23. Hve,vol corregido del H2 comparado con el de otros combustibles, con distintos valores de la humedad del aire

Como se puede observar el hidrógeno sigue siendo la sustancia con la menor cantidad de energía, y todas han disminuido su valor máximo en aproximadamente 0.2 MJ, una reducción del 5.65% en el caso del hidrógeno, ya que los cálculos se han realizado para un caso sin sobrealimentación con admisión a 0.8 bar.

También se puede obtener una expresión alternativa a la (32) utilizando el valor del EFQ corregido con el dosado, como se vio en el apartado anterior:

$$N_e = K_D \cdot n \cdot H_{ve,vol_Fr} \quad (33)$$

3.6. Reducción de la potencia de un motor debido al uso de un combustible gaseoso

Lo observado con el EFQ_Fr y el $H_{ve,vol}$ tiene unas implicaciones de reducción de potencia no deseadas, que se deberían intentar corregir por algún medio. En este sentido, se pretende trabajar sobre la admisión y compensar estas pérdidas energéticas introduciendo el uso de la sobrealimentación.

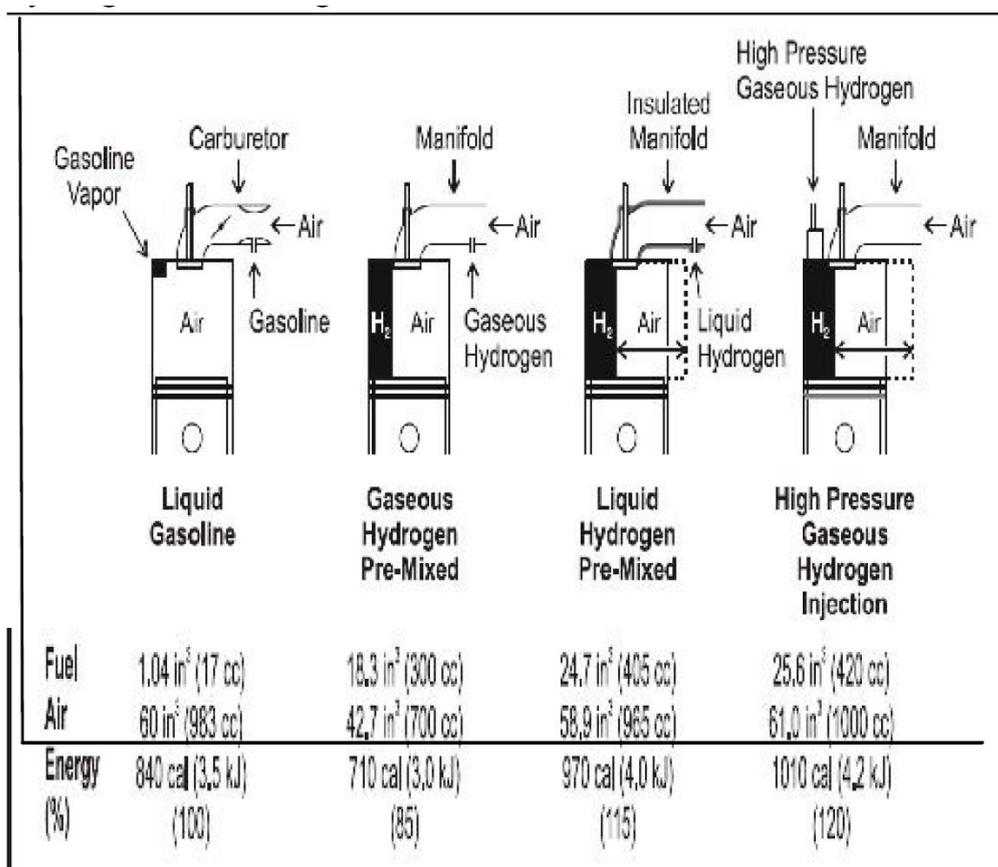


Figura 24. Volumen de aire desplazado en función del método de aporte de hidrógeno [Gandhi, 2015]

En la Figura 24 se observa de forma visual lo que ya se ha comentado varias veces, la gran cantidad de aire que desplaza el hidrógeno en comparación con la gasolina, además, se observan también las diferencias de que se introduzca ya premezclado en el colector de admisión, en estado gaseoso o líquido, o que se introduzca directamente en cámara a alta presión, haciendo necesario el uso de sobrealimentación para conseguir introducir todo el volumen de aire deseado sin necesidad de construir un motor con mayor cilindrada.

Se deduce directamente de la expresión (28) como, ya que el poder calorífico y el dosado estequiométrico son constantes, para aumentar el EFQ y, en consecuencia, la potencia, se debe aumentar la fracción molar del aire en la admisión, lo que no solo aumentará el EFQ, sino que al sobrealimentar aumentará la densidad del aire y K_o .

Con esto dicho, se ha cuantificado el aumento de densidad del aire necesario al trabajar con hidrógeno para producir potencias iguales a las de otros combustibles en sus condiciones de operación normales, es decir, se ha comparado con la gasolina en un dosado estequiométrico y con el diésel en un dosado $Fr = 0.8$.

Diseño y funcionamiento MCIA con H₂

	Rhoia/r hoiaref	Gasolina a FR=1		
		h 0	h 0,015	h 0,02
Fr	0,0	9E+09	9E+09	9E+09
	0,2	4,84	4,94	4,98
	0,4	2,61	2,66	2,68
	0,5	2,16	2,20	2,22
	0,7	1,65	1,68	1,69
	0,8	1,49	1,52	1,53
	1,0	1,27	1,29	1,30

Figura 25. Aumento de densidad necesario con respecto a la gasolina

	Rhoia/r hoiaref	Diesel a Fr=0,8		
		h 0	h 0,015	h 0,02
Fr	0,0	7E+09	7E+09	7E+09
	0,2	3,65	3,73	3,76
	0,4	1,97	2,01	2,02
	0,5	1,63	1,66	1,67
	0,7	1,24	1,27	1,27
	0,8	1,12	1,14	1,15
	1,0	0,96	0,97	0,98

Figura 26. Aumento de densidad necesario con respecto al diésel

Como se puede observar, y como cabía esperar, dado que la gasolina tiene el mayor EFQ de los combustibles utilizados es necesaria una mayor cantidad de sobrealimentación para que el hidrógeno alcance esos valores.

Empezando con la gasolina, vemos como en todos los casos sería necesario el uso de sobrealimentación, para el supuesto de que las condiciones de trabajo del hidrógeno sean pobres ($Fr = 0.4$) la sobrealimentación debe aumentar la densidad del aire de entrada en un factor de 2.6 en comparación con la gasolina, un valor elevado que supone el uso de un sobrealimentador de tamaño y prestaciones considerables, en el caso de trabajar con un dosado estequiométrico, y hacer uso de un catalizador para reducir las emisiones nocivas, solo se debería aumentar la densidad 1.3 veces en el peor caso de alta humedad.

En cambio, si se centran las miras en obtener valores similares al diésel, para el caso del dosado pobre la sobrealimentación solo debería aumentar la presión del aire 2 veces, llegando incluso, en el caso de que se desee una mezcla estequiométrica, a no ser necesaria la sobrealimentación extra con respecto al diésel (si el motor diésel se encontrara sobrealimentado sería necesaria sobrealimentación en el motor H₂ pero con exigencias menores).

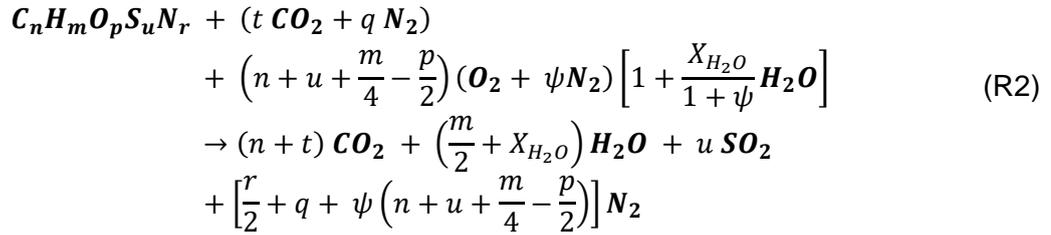
4. COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO EN MOTORES

En este capítulo se busca caracterizar la combustión del hidrógeno y observar las tendencias que sigue esta, que leyes de combustión la definen y como varía esta con respecto a algunos parámetros tanto constructivos como de funcionamiento.

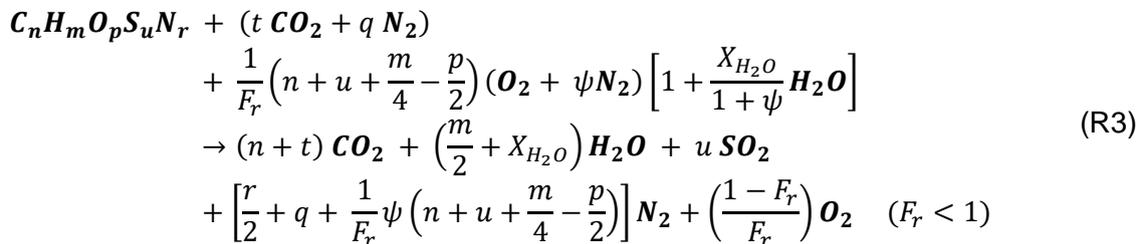
Por combustión se entiende el proceso mediante el cual se quema cualquier sustancia, en este proceso, el combustible se oxida, desprendiendo calor y, frecuentemente, luz. El oxidante habitual suele ser el oxígeno, introducido en el motor mediante la admisión de aire atmosférico, ya que este tiene la capacidad de combinarse con diversos elementos y producir óxidos. La combustión, por tanto, se refiere a las reacciones químicas de oxidación entre un combustible (hidrógeno) y un oxidante (oxígeno), de las cuáles se desprende energía lumínica y calórica de forma rápida.

4.1. Planteamiento de la reacción de combustión de un combustible generalizado con aire

Se plantea en primer lugar la **reacción correspondiente a un combustible generalizado** que contenga C, H, O, S y N, y además (en caso de ser gaseoso) inertes como CO₂ y N₂. Por su parte, se considera que el aire seco está formado por N₂ y O₂, con una relación molar ψ entre ambos (del orden de 3.76 a la altitud del nivel del mar). Además el efecto de la humedad del aire [Ceballos, 2021] se tiene en cuenta a través de pseudo fracción molar del vapor de agua X_{H_2O} , dependiente de la humedad absoluta del aire (o de la humedad relativa, la presión y la temperatura).



Una vez ajustada la reacción estequiométrica se introduce el **efecto del dosado** para el caso de que este sea pobre, es decir, la reacción presentada a continuación únicamente es válida para el caso $Fr \leq 1$. Se ha utilizado este supuesto dado que el posible interés en alejarse de la mezcla estequiométrica es tender a empobrecer la mezcla para reducir las emisiones contaminantes, principalmente los NO_x, como se comentará en próximos apartados.



Una vez realizados estos cambios, el siguiente paso natural es **considerar la recirculación de gases de escape (EGR)** para reducir en mayor medida las emisiones contaminantes. Para este supuesto se van a seguir las mismas hipótesis que el trabajo de [Díez, 2016], es decir, no se va a tener en cuenta la recirculación del SO₂ dado que el contenido de azufre es muy bajo (en caso de existir), al recircular mientras se trabaja con dosados pobres aparece el

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

oxígeno sin quemar como reactivo, lo que obligaría a realizar cálculos iterativos sobre la reacción de combustión, por tanto, se va a tomar este como si se tratara de un inerte y no reaccionara.

$$\begin{aligned}
 C_n H_m O_p S_u N_r + & [(t + x_{CO_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR}) CO_2 + (q + x_{N_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR}) N_2] \\
 + \frac{1}{F_r} \left(n + u + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) & (O_2 + \psi N_2) \left[1 + \frac{X_{H_2O}}{1 + \psi} H_2O \right] \\
 + (x_{H_2O}^{EGR} \cdot \phi_{EGR}) H_2O + & (x_{O_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR}) O_2 \\
 \rightarrow (n + t + x_{CO_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR}) CO_2 + & \left(\frac{m}{2} + X_{H_2O} + x_{H_2O}^{EGR} \cdot \phi_{EGR} \right) H_2O \quad (R4) \\
 + u SO_2 + \left[\frac{r}{2} + q + x_{N_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR} + \frac{1}{F_r} \psi \left(n + u + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \right) \right] & N_2 \\
 + \left(\frac{1 - F_r}{F_r} + x_{O_2}^{EGR} \cdot \phi_{EGR} \right) & O_2
 \end{aligned}$$

Una vez ajustada la reacción más genérica posible, se va a expresar el **dosado estequiométrico** de la mezcla del combustible genérico con inertes en aire húmedo a partir de la [R2](#), con una expresión que tiene tres factores, uno dependiente la composición del combustible, otro de la composición del aire seco y otro de la cantidad de humedad:

$$F_e = \frac{12n + m + 16p + 32u + 14r}{n + u + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}} \cdot \frac{1}{32 + 28\psi} \cdot \frac{1}{1 + \omega} \quad (34)$$

Siendo ω la humedad absoluta de aire húmedo (masa de agua/masa de aire seco).

A priori, la fracción molar de gases recirculados coincidirá con la fracción molar de los gases en la [R3](#), en el caso de que se mantuviera el dosado, teniendo en cuenta esto y que el SO₂ no se considera en la recirculación, las fracciones molares se introducen en [\(35\)](#), teniendo en cuenta que se introduce solo la del CO₂ a modo de ejemplo ya que las demás serían igual, únicamente cambiando el numerador por el término que corresponda del denominador, se encuentran ordenados de la siguiente manera: CO₂, H₂O, O₂ y N₂.

$$X_{CO_2}^{EGR} = \frac{n + t}{(n + t) + \left(\frac{m}{2} + X_{H_2O} \right) + \left(\frac{1 - F_r}{F_r} \right) + \left(\frac{\psi}{F_r} \cdot \theta a \right)} \quad (35)$$

Así mismo, después de las fracciones molares de gases recirculados se introducen las diferentes relaciones que permiten cuantificar el grado de utilización de EGR. Como dato de entrada es habitual trabajar con la relación de caudales, pero a efectos del ajuste de la reacción de combustión resulta más cómodo utilizar la relación molar.

$$EGR_v = \frac{\dot{Q}_{EGR}}{\dot{Q}_{aire}} \quad (36)$$

$$EGR_m = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire}} \quad (37)$$

$$\phi_{EGR} = \frac{\dot{n}_{EGR}}{\dot{n}_f} \quad (38)$$

Por tanto, se presenta a continuación la fórmula que define la relación molar ϕ_{EGR} a partir de la relación volumétrica EGR_v (adaptada de [Díez, 2016]), teniendo en cuenta que para simplificar la escritura se han juntado los moles de aire en admisión en un único término:

$$\theta a = n + u + \frac{m}{4} - \frac{p}{2} \quad (39)$$

$$\phi_{EGR} = \frac{(1 + \psi) \cdot \theta_a \cdot P_{EGR} \cdot T_{EGR}}{F_r \cdot P_{aire} \cdot T_{aire}} \cdot EGR_v \quad (40)$$

En el trabajo de Díez se comenta como la estrategia de control habitual es mantener la misma cantidad de inyección de combustible al abrir la válvula de EGR, lo que varía el dosado relativo, haciendo que éste aumente ya que se está desplazando el oxígeno en la admisión para introducir el EGR. Como continuación de su trabajo y por el interés que esto pueda suponer, se va a plantear la estrategia contraria y se va a intentar caracterizar como debería **variar la inyección de combustible al aumentar el porcentaje de EGR recirculado**.

$$\dot{Q}_{cil} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{EGR} \quad (41)$$

Habiendo definido el caudal que entra al cilindro como la suma del aire admitido más el EGR, se plantea ahora la relación entre gastos máscicos de combustible con y sin EGR.

$$\frac{\dot{m}_f^{EGR}}{\dot{m}_f} = \frac{F_{r,EGR} \cdot F_{sg} \cdot \rho_{aire} \cdot \dot{Q}_{aire}}{F_r \cdot F_{sg} \cdot \rho_{aire} \cdot \dot{Q}_{cil}} \quad (42)$$

$$\frac{\dot{m}_f^{EGR}}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{Q}_{aire}}{\dot{Q}_{cil}} \quad (43)$$

Sustituyendo en la expresión (43) el caudal del cilindro según la expresión (41) y haciendo uso de la relación introducidas en (36), se llega a la expresión siguiente, que define como se debería variar la inyección de combustible al aumentar el porcentaje de EGR para **mantener el dosado relativo constante**:

$$\dot{m}_f^{EGR} = \dot{m}_f \cdot \frac{1}{1 + EGR_v} \quad (44)$$

Para representar esta variación de forma visual y poder analizarla correctamente, se han realizado los cálculos que determinan el gasto de combustible según la relación volumétrica de EGR para un gasto inicial con válvula de EGR cerrada de 8 mg/cc, una cantidad considerada como normal para cargas medias del motor.

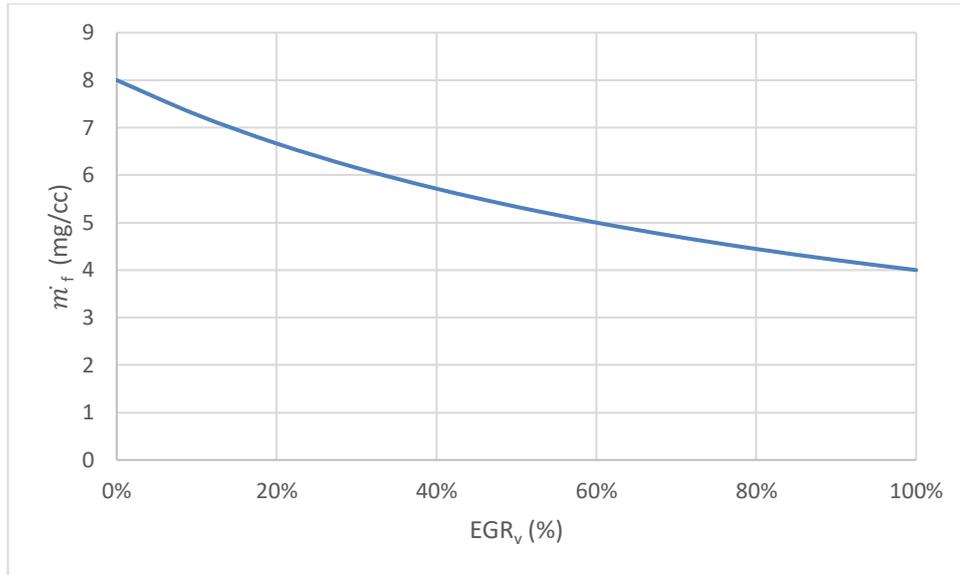


Figura 27. Gasto de combustible en función del EGR

Se puede observar cómo se debería disminuir el gasto de combustible al aumentar la apertura de la válvula, algo lógico ya que esta recirculación va a hacer que la cantidad de aire fresco introducida en el motor sea menor.

4.2. Tasa de liberación de calor en un motor durante la combustión

La tasa de liberación de calor, o *heat release rate* (HRR), representa la velocidad (tasa, energía por unidad de tiempo) con que se libera el calor durante la combustión de una mezcla combustible en unas condiciones dadas. Como tal la tasa de liberación de energía corresponde a la energía por unidad de intervalo considerado, por lo que se suele expresar en J/s (W) o bien en julios por grado de cigüeñal (J/°).

Primeramente cabe comentar la terminología a emplear en el desarrollo seguido, donde se va a hablar de QL (J), o cantidad de calor liberado, que permite también obtener la MQ (mg/cc), o cantidad de masa quemada, si se tiene en cuenta el poder calorífico del combustible. Si se normalizan estos valores a partir de la masa total o del calor total se obtienen sus fracciones, denominadas FQL y FMQ, las cuáles a su vez suelen representarse a través de su derivada angular o temporal dando lugar a la DFQL y la DFMQ (1/° o 1/ms).

La tasa de liberación de calor se obtiene a partir de los valores de presión tomados experimentalmente en cada ciclo del motor. A partir de estos datos de presión existen diversos procedimientos para la obtención de la liberación de calor, variando la complejidad de estos modelos junto con su precisión, según se desee una aproximación con un cálculo rápido o un valor más exacto con mayor exigencia en el cálculo.

Como primera aproximación sencilla para el cálculo de la fracción de calor liberado, se considera el procedimiento propuesto por Rassweiler y Withrow [Payri, 2014], ampliamente utilizado, en él se asume que la variación angular de la presión puede descomponerse en una variación debida al movimiento del pistón y una variación debida a la combustión. Por tanto, conociendo los valores de presión al principio y al final de la combustión y suponiendo una combustión a volumen constante, se obtiene la siguiente expresión, donde se pueden considerar indistintamente la FMQ o la FQL al ser valores parecidos:

$$FQL = \frac{p^{1/n} \cdot V - p_{SOC}^{1/n} \cdot V_{SOC}}{p_{EOC}^{1/n} \cdot V_{EOC} - p_{SOC}^{1/n} \cdot V_{SOC}} \quad (45)$$

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Siendo n el exponente politrópico, p_{EOC} y V_{EOC} las condiciones al final de la combustión y p_{SOC} y V_{SOC} las condiciones al inicio de la combustión.

En cambio, si se desea realizar un planteamiento más exacto podría considerarse un balance energético a partir de la primera ecuación de la termodinámica para un ciclo abierto, dado que se considera como entrada la masa de combustible inyectada y como salida las posibles pérdidas de esta debidas a las fugas o *blow-by*.

Se van a considerar por tanto los términos de energía interna, trabajo sobre el pistón, transmisión de calor a las paredes y entalpía para los flujos de entrada y salida. Se presenta el modelo de Woschni como el modelo elegido para representar las pérdidas de calor por transmisión a las paredes, tal y como se hace en los trabajos de [Martín, 2007] y [Portillo, 2006].

Estas pérdidas de calor hacia las paredes, es decir, culata, cilindro y pistón para un intervalo angular dado se pueden expresar a partir de un coeficiente de película dado para cada una de ellas.

$$Q_w = h_{WOS} \cdot A_w \cdot (T_g - T_w) \quad (46)$$

Siendo A_w la superficie de la pared analizada, T_g y T_w las temperaturas del gas en el cilindro y de la pared analizada respectivamente y h_{WOS} el coeficiente de película dado por Woschni, calculado a partir de la siguiente expresión:

$$h_{WOS} = C \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{RCA}}{V_{RCA} \cdot p_{RCA}} \cdot (p - p_0) \right)^{0.8} \quad (47)$$

Siendo C , C_1 y C_2 constantes propuestas por Woschni de valores 0.013, 2.28 y $3.24 \cdot 10^{-3}$ respectivamente, D el diámetro del pistón, c_m la velocidad lineal media del pistón, V_d la cilindrada unitaria, T_{RCA} , V_{RCA} y p_{RCA} las condiciones en el momento del cierre de la admisión, p la presión instantánea y p_0 la presión estimada en condiciones de arrastre, todo en unidades del sistema internacional.

Una vez caracterizadas las pérdidas de calor se puede obtener una expresión de la dQL, que posteriormente se normalizara con el calor total para obtener la dFQL, a partir del Primer Principio de la Termodinámica en sistemas abiertos:

$$dQL = m_c \cdot c_{v,c} dT + dQ_w + p dV - (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot dm_{f,ev} + R_c \cdot T_c \cdot dm_{bb} \quad (48)$$

En esta expresión se tiene como primer término la variación de la energía interna sensible, seguido de la transmisión de calor a las paredes dQ_w calculada por la expresión (46), el trabajo de los gases sobre el pistón, la energía asociada a la evaporación del combustible, que puede despreciarse en caso de que se inyecte hidrógeno en estado gaseoso, y por último el trabajo de flujo de las fugas por *blow-by*.

A partir de la expresión (48) se obtiene la dFQL normalizando esta expresión según la cantidad total de calor liberado QL.

$$QL = m_f \cdot P_{ci} \quad (49)$$

$$dFQL = \frac{dQL}{QL} \quad (50)$$

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Esta diferencial de la fracción de calor liberado en cada diferencial de tiempo o de ángulo se convierte en la tasa de liberación de calor (HRR o bien DFQL,) de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{HRR} = \text{DFQL} &= \frac{dFQL}{dt} = \frac{dQL}{dt} = \\ &= \frac{m_c \cdot c_{v,c} \frac{dT}{dt} + \frac{dQ}{dt} + p \frac{dV}{dt} - (h_{f,iny} - u_{f,g}) \cdot \frac{dm_{f,ev}}{dt} + R_c \cdot T_c \cdot \frac{dm_{bb}}{dt}}{m_f \cdot P_{ci}} \end{aligned} \quad (51)$$

El proceso para obtener la FQL y DFQL en función del ángulo de cigüeñal fue desarrollado y representado en el trabajo de [Portillo, 2006], por lo que, debido a la similitud de este con el desarrollo propuesto en este trabajo, análogo al de [Martín, 2007], no se va a presentar nuevamente.

A continuación, se va a realizar una revisión bibliográfica de las diversas tasas de liberación obtenidas por varios autores, a partir de los valores de la presión de combustión medida experimentalmente en banco de ensayos.

Antes de comentar los resultados particulares de cada autor, cabe decir que, debido a las propiedades particulares del hidrógeno, estas tasas varían fuertemente según varios parámetros de operación y de diseño como puedan ser los ángulos de encendido e inyección, el ángulo geométrico con el que la cabeza del inyector se encuentra colocada respecto a la culata y la estrategia de formación de la mezcla, entre otros.

Se deduce, por lo que se ha visto en experimentos como el de [Takagi, 2019], [Lee, 2021], [Hamada, 2013] o [Gürbüz, 2021], que la combustión del hidrógeno en motores MEP, sean de inyección directa o indirecta, se trata de una combustión muy parecida a la observada en un motor diésel, como la de la Figura 28, cuando se trabaja en los puntos óptimos de inyección y encendido (MBT, *minimum advance for the best torque*), variando considerablemente al alejarse de estos.

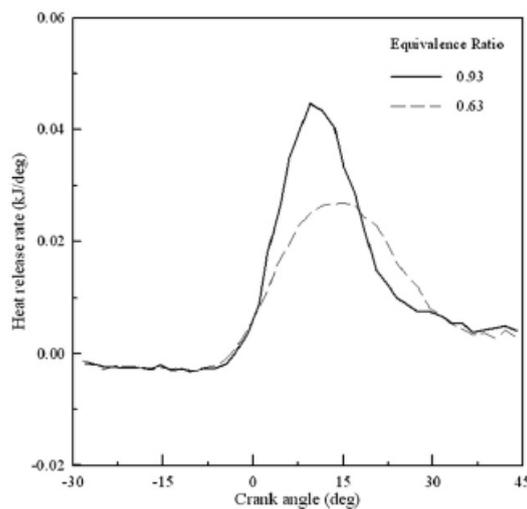


Figura 28. Tasa de liberación de calor en inyección directa centrada de H2 [Hamada, 2013]

En las gráficas de tasa de liberación de calor, con carácter general, se observa una primera fase de combustión premezclada con un pico de liberación de calor elevado que se produce muy rápido, seguido de una combustión suave y prolongada en el tiempo, con una liberación de calor muy inferior, típica de la combustión difusiva.

En cambio, al alejarse de estos puntos óptimos comentados, la combustión observada produce una liberación de calor muy prolongada en el tiempo con unos valores reducidos de

liberación de energía en forma de calor por unidad temporal o angular de giro del cigüeñal, esto se puede observar en [Anexo 2-Figura 6], aunque esta se comentará en el siguiente apartado.

4.3. Efecto de variables de diseño y operación del motor sobre el desarrollo de la combustión

Tal y como se ha comentado anteriormente, varios parámetros tanto constructivos como de operación del motor tienen un fuerte efecto sobre la combustión del hidrógeno y hacen que su tasa de liberación de calor varíe considerablemente al modificarlos, por eso, se intenta realizar una revisión de diversos estudios en los que se analiza el efecto sobre la combustión de estos parámetros.

Por lo que se puede observar en los experimentos de [Takagi, 2019], la tasa de liberación de calor varía fuertemente con el **comienzo de la inyección**, cuando esta se encuentra muy adelantada se produce una combustión prolongada en el tiempo con una liberación paulatina de calor muy lenta, mientras que al atrasar la inyección y hacer que esta se produzca en puntos cercanos al encendido se produce una combustión típica del diésel, se observa un pico de liberación de calor muy rápida característico de una primera fase de combustión premezclada seguido de una combustión difusiva que genera una liberación de calor más moderada por unidad de tiempo pero más alargada en el tiempo.

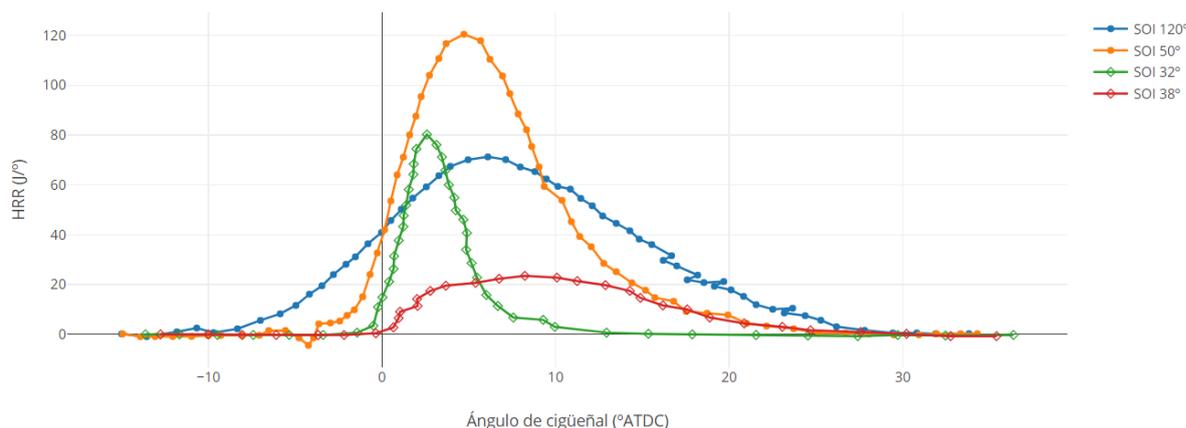


Figura 29. HRR en función del ángulo de inyección (adaptado de [Takagi, 2019] y [Lee, 2021] ●)

Como se puede observar en la figura anterior, adaptada de los artículos mencionados utilizando WebPlotDigitizer y Plotly, se puede observar cómo en ambos ocurre la misma tendencia comentada, una combustión premezclada inicial con un gran pico de liberación de calor en inyecciones tardías que se convierte en una combustión suave y prolongada al adelantar la inyección, la diferencia de energía liberada no es relevante dado que se debe únicamente a la diferencia de tamaño de los motores ensayados, que conlleva una mayor o menor inyección de combustible.

Otro factor relevante a la hora de caracterizar la combustión del hidrógeno es el **ángulo geométrico del inyector**, en la Figura 30 se observa aumentar el ángulo del inyector desde valores reducidos de 15° con respecto a la culata hasta valores de 25° aumenta el pico de máxima liberación de calor y lo adelanta en el tiempo, se cree que esto se debe a que el ángulo mayor de 25° consigue una mezcla más rica en torno a la bujía al separar el hidrógeno de las paredes gracias al *swirl* generado en el aire al ser admitido, lo que provoca esta combustión más rápida y violenta. En cambio, el ángulo de 35° disminuye el pico con respecto al de 25° en lugar de aumentarlo más, debido a que este ángulo está diseñado para chocar con la cabeza del pistón en un punto central, se cree que esto influye en la mezcla, generando

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

una mayor homogeneidad que conlleva en dosados ligeramente más pobres alrededor de la bujía.

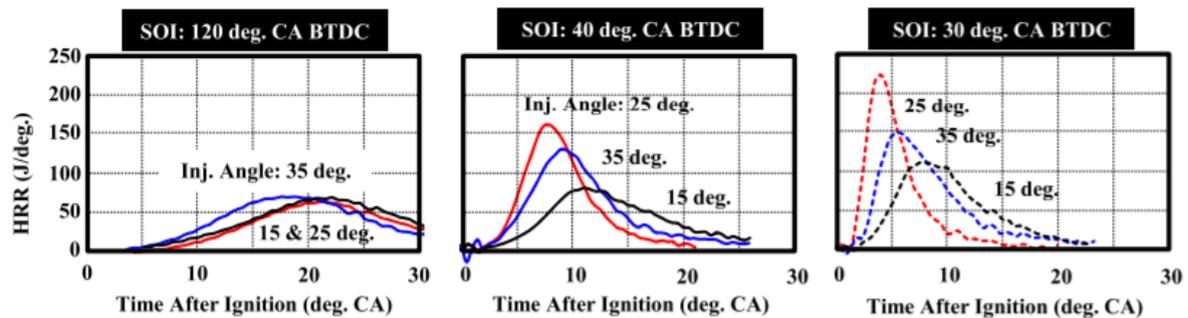


Figura 30. HRR en función del ángulo geométrico del inyector [Takagi, 2019]

El inyector también puede introducir más variaciones sobre la combustión y la liberación de calor, ya que no solo se puede variar el ángulo de colocación de este, sino también el **diseño de la boquilla** del mismo y la colocación dentro de la cámara de combustión. Según los estudios de [Wallner, 2008] sobre el diseño y colocación de la bujía, no se produce la misma combustión al utilizar un cabezal con 6 orificios colocados de forma simétrica o un cabezal con 5 orificios orientados hacia un lado concreto. En la Figura 31 se observan las diferencias sobre la combustión al variar estos cabezales y la colocación de los mismos entre una posición central, al lado de la bujía, y una posición lateral en cámara, el cabezal con 6 orificios produce una liberación de calor más prolongada y con picos menores en ambas colocaciones con respecto a los 5 orificios, pensados para generar zonas ricas cerca de la bujía, consiguiendo por tanto combustiones más rápidas y violentas.

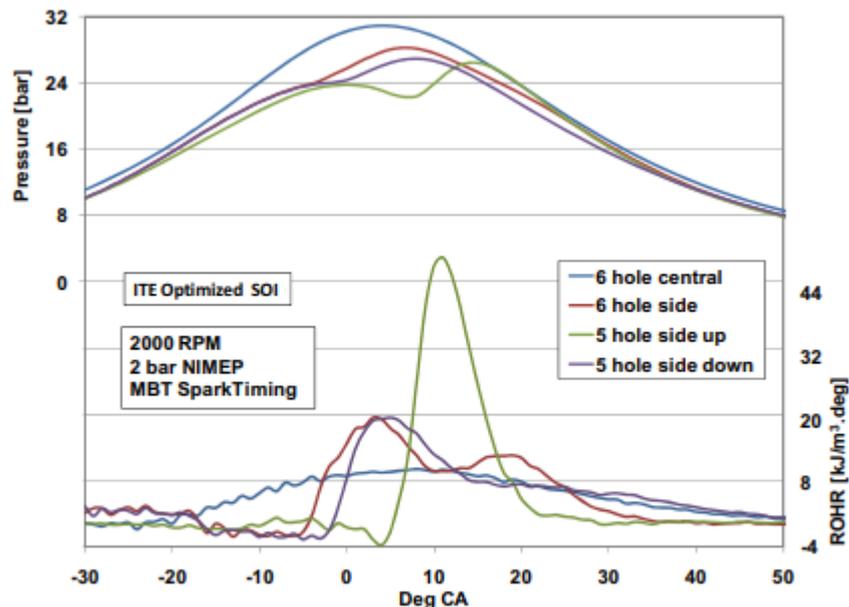


Figura 31. Tasa de liberación de caloren función de la posición y diseño de inyector [Wallner, 2008]

Otro parámetro de diseño del inyector, a parte del número de orificios y su colocación, es el **diámetro de cada orificio**, en ese aspecto [Takagi, 2019] estudia el efecto de reducir el diámetro del orificio desde 1 mm hasta 0.6 mm. En la Figura 32 se observa como al disminuir el tamaño del orificio la tasa de liberación de calor tiene un tiempo de retraso al encendido ligeramente mayor, con un pico de liberación máxima inferior y con una liberación más extendida en el tiempo. Esto se debe principalmente a que el chorro, más compacto, penetra más en el aire a alta presión de la cámara y dificulta la mezcla entre el combustible y el aire, lo que produce este tiempo de retraso al haber una cantidad de mezcla combustible menor.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

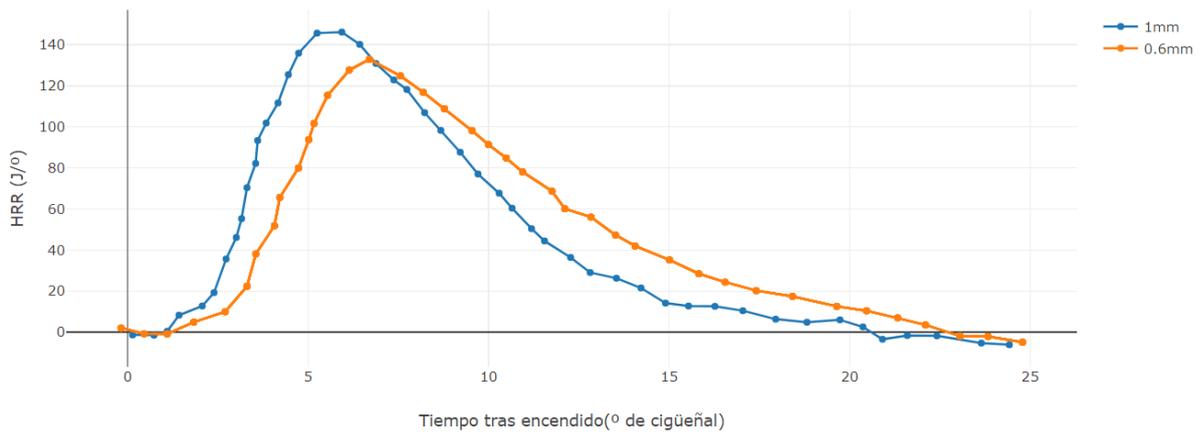


Figura 32. HRR en función del diámetro del orificio (adaptado de [Takagi,2019])

El ángulo de inicio de la inyección no es el único que produce cambios significativos en la combustión, ya que se debe observar también el efecto del **ángulo de encendido**, siendo este el que marca la ignición de la mezcla, parece racional pensar que tendrá un gran efecto sobre el desarrollo de la combustión.

Los experimentos realizados por [Lee, 2021] sobre el efecto de este ángulo, mostrados en la Figura 33, muestran como el pico de máxima liberación de calor se desplaza hacia ángulo más tardíos, como era de esperar, al atrasar el encendido, a su vez este pico es de menor tamaño y la liberación de calor se alarga ligeramente en el tiempo. Esto se debe al mayor tiempo de mezcla disponible, que conlleva una mezcla más homogénea con dosados localmente más pobres.

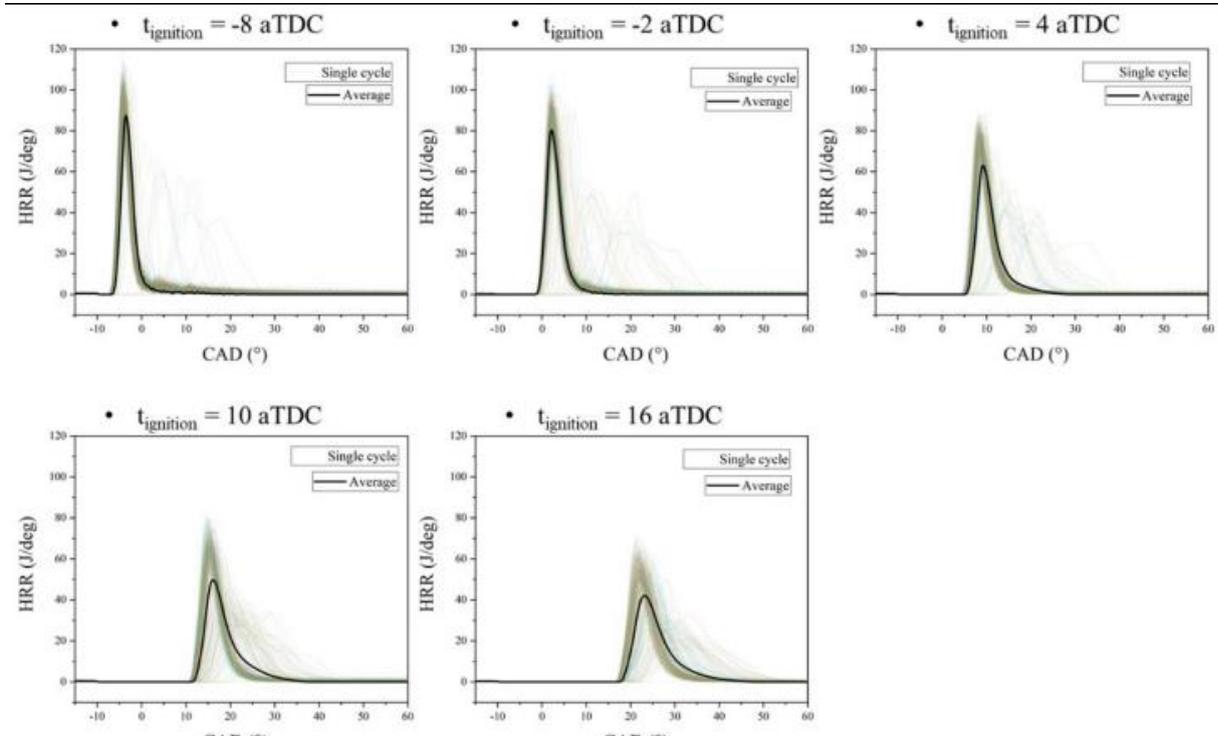


Figura 33. HRR en función del ángulo de encendido [Lee, 2021]

Por último, se busca analizar los efectos de la **inyección en varias etapas** sobre la liberación de calor, estudiada la inyección en dos puntos por [Wallner, 2009] se observan sus resultados en la Figura 34. Se observa cómo, al aumentar el porcentaje de inyección de hidrógeno en la segunda etapa (terminada la inyección antes del encendido siempre), no

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

existe tiempo suficiente para formar una mezcla homogénea, lo que produce que se pueda diferenciar entre una “nube” de mezcla homogénea generada con la primera inyección y otra “nube” de mezcla rica generada tras la segunda inyección. Con este efecto, parecen lógicos los resultados, que muestran picos menores y combustiones más largas al aumentar el porcentaje de la segunda inyección, ya que estamos disminuyendo la cantidad de masa que provoca una combustión premezclada fuerte para aumentar la cantidad de masa que se quema por difusión en un proceso más lento y menos energético.

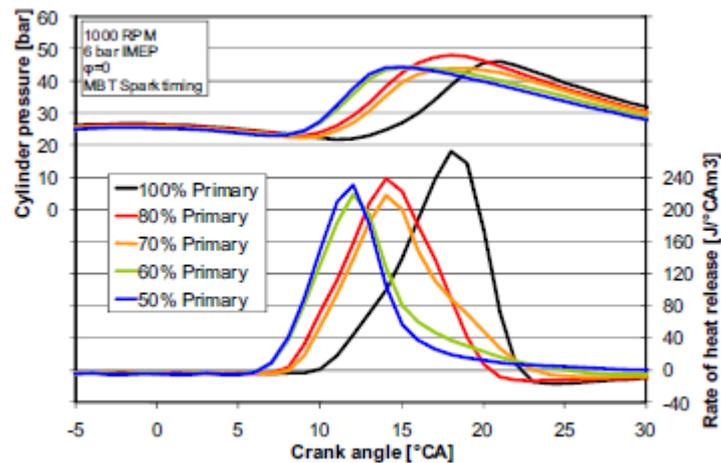


Figura 34. Tasa de liberación de calor en función del porcentaje de inyección primaria [Wallner, 2009]

5. PRESTACIONES DE UN MOTOR ALIMENTADO CON HIDRÓGENO

Se entiende como prestaciones de un motor aquellos parámetros que caracterizan la respuesta del mismo durante su funcionamiento. En este caso, se va a poner atención en la **presión media efectiva (pme)**, el **rendimiento efectivo** y el **gasto específico efectivo de combustible**.

5.1. Presión media efectiva de un motor alimentado con hidrógeno

La **pme** se define como una presión constante que produce durante una carrera del pistón un trabajo igual al trabajo efectivo, es decir, una vez se han tenido en cuenta todas las pérdidas.

En este caso, no se van a comparar los valores absolutos de pme, sino la tendencia que esta sigue con la variación de algunas variables, ya que no es comparable si el grado de carga y dimensiones del motor no coinciden.

Aunque este efecto sea lógico, la pme aumenta si se realiza una **sobrealimentación** y se aumenta la presión de admisión del aire, indistintamente de la estrategia de inyección utilizada, esto se observa para inyección indirecta en la Figura 35 y para inyección directa en la Figura 45.

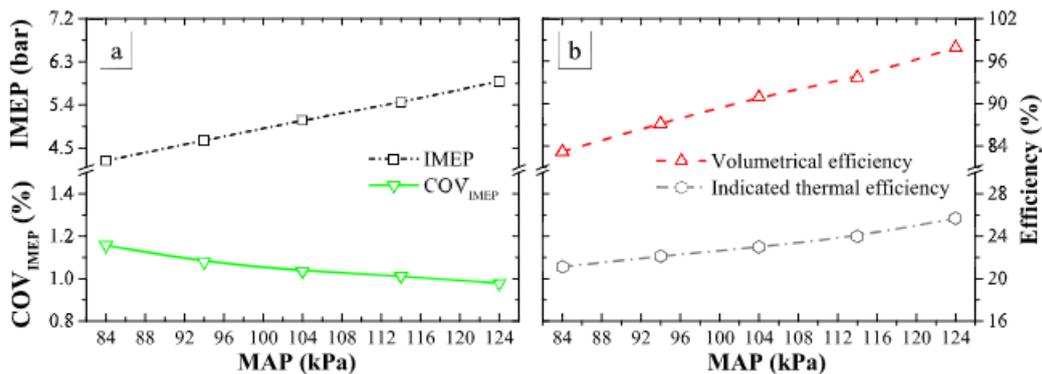


Figura 35. Prestaciones de un H2-ICE PFI en función de la presión de sobrealimentación [Gürbüz, 2021]

Según el **ángulo** en que se realice la **inyección del combustible** la pme también varía. En el caso del hidrógeno además esta variación afecta en mayor medida que con otros combustibles, dado que la alta difusividad del hidrógeno conlleva unas características de la mezcla a la hora del encendido muy diferentes únicamente variando este ángulo unos pocos grados. Tal y como se observa en la Figura 36 se tiene un punto de inyección que produce una pme máxima, con caída de esta hacia ambos lados, tanto al adelantado como al atrasado de este ángulo. Además, podemos observar gracias al COV (*coefficient of variation*) como los valores más altos de IMEP se producen en los puntos de funcionamiento más estables con respecto a la combustión.

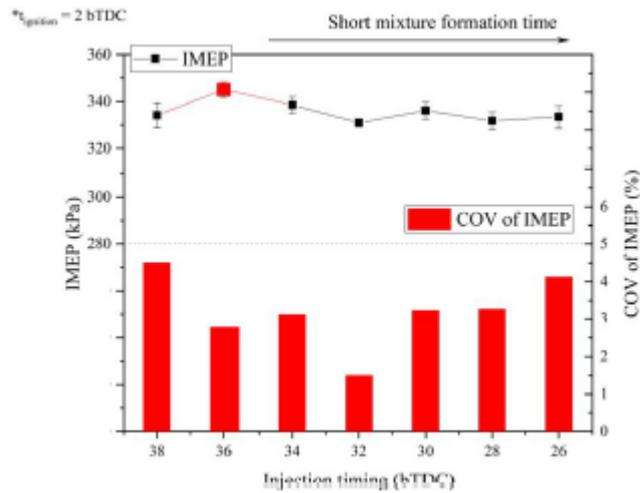


Figura 36. PME en función del ángulo de inyección [Lee, 2021]

Con respecto al **ángulo de encendido** ocurre un comportamiento similar, existe un punto óptimo que produce la pme máxima, cayendo rápidamente esta al adelantar el encendido pero manteniéndose ligeramente estable al atrasar, hasta un punto donde también empieza a decaer. Esto se observa en la Figura 37, donde para un comienzo de la inyección fijo se observa esta tendencia con el encendido, el hecho de que se mantenga la pme estable al atrasar desde el óptimo se debe a que, desde este punto en adelante, el encendido no tiene efecto con respecto a la mezcla ya que será homogénea en todos los casos, por tanto, no hará efecto el atraso del encendido hasta que la combustión provoque grandes pérdidas produciéndose en la carrera de expansión y generando presiones más reducidas.

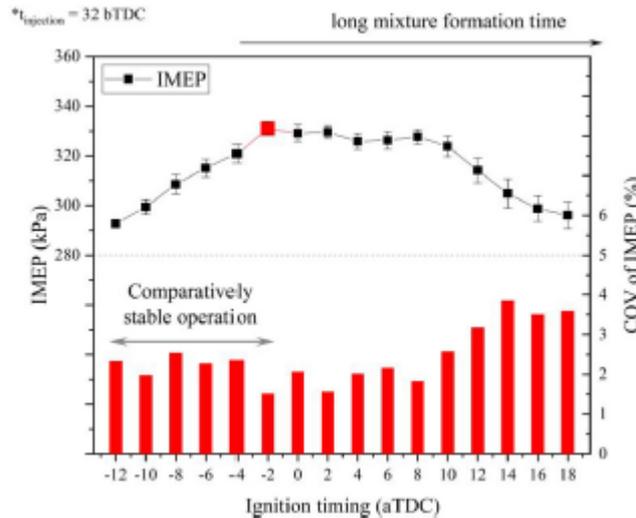


Figura 37. PME en función del ángulo de encendido [Lee, 2021]

Por último, es interesante observar la comparación realizada por [Pourkhesalian, 2009] del hidrógeno con otros combustibles, en ésta se muestra como el hidrógeno produce una pme parecida a los demás combustibles utilizados convencionalmente en MCIA si se trabaja con el mismo motor. Se mantiene la pme del hidrógeno aproximadamente en valores de ± 1 bar con respecto al mayor valor (gasolina) y al menor (propano). La reducción de esta con el aumento de las revoluciones del motor se atribuye a la reducción del rendimiento volumétrico, es decir, a la pérdida de la capacidad de llenar el motor debido a que, a estas altas velocidades, los efectos inerciales que contribuyen en gran medida al flujo de combustible pierden efectividad, tal y como se observa en la Figura 38 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

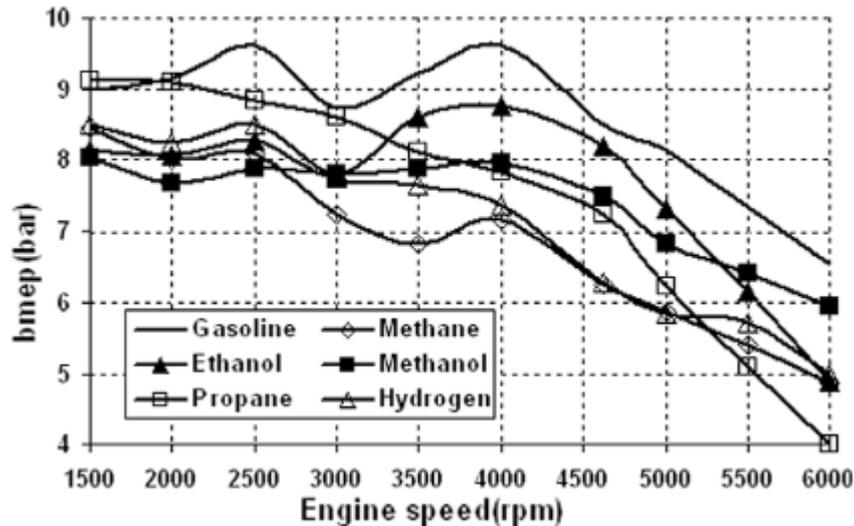


Figura 38. Comparación de PME de varios combustibles [Pourkhesalian, 2009]

5.2. Rendimiento efectivo de un motor alimentado con hidrógeno

El **rendimiento efectivo** es la relación existente entre la potencia mecánica efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica consumida por el motor en forma de combustible.

Este es estudiado con detenimiento en todos los artículos presentados a lo largo de este trabajo, dado que es un parámetro importante al representar cuanta energía de la disponible somos capaces de convertir en potencia, por eso, se van a presentar algunas tendencias relevantes mostradas en estos artículos.

Con respecto a la **formación de la mezcla**, [Lee, 2022] hizo un estudio de cómo afecta la mezcla a la combustión y a las prestaciones de un motor alimentado con hidrógeno, estudió tres posibilidades, una mezcla homogénea estequiométrica, una mezcla homogénea pobre y una mezcla estratificada pobre. Con lo observado en la Figura 39, la formación de una mezcla estratificada produce mayores rendimientos térmicos que las demás técnicas, debido principalmente a la desaparición de las pérdidas por bombeo, al no haber válvula de mariposa y trabajar siempre en WOT “*wide open throttle*”, y a la reducción de las pérdidas de calor. Aun así, al trabajar en cargas altas se produce una pérdida de los beneficios de la estratificación, ya que se debe inyectar en ángulos más adelantados, produciéndose cierta homogeneidad, y con dosados globales ligeramente más ricos, ya que como siempre se ha trabajado en WOT, no aumentamos la admisión de aire junto con la de hidrógeno. Para paliar esto se proponen dos soluciones, el uso de sobrealimentación para conseguir mantener el dosado y el aumento de la presión de inyección para mantener los tiempos de inyección en valores reducidos.

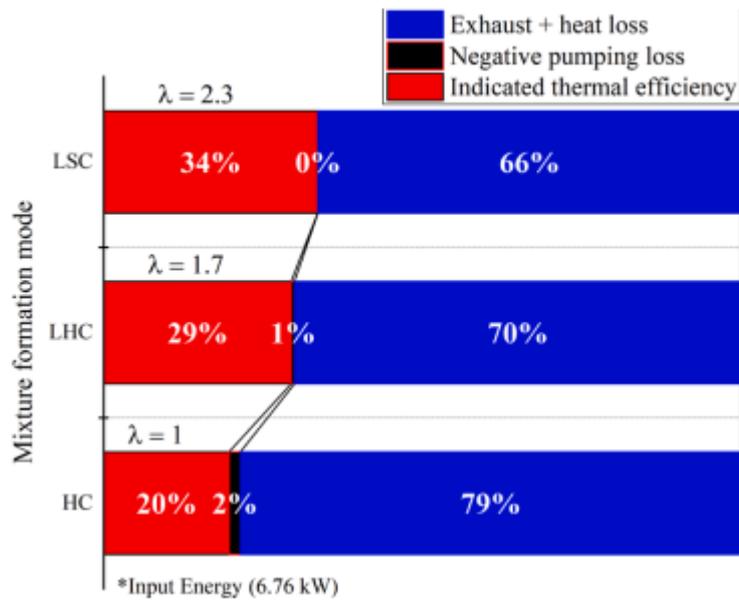


Figura 39. Análisis de pérdidas según los modos de combustión [Lee, 2022]

Con respecto a la **estratificación de la carga** [Younkings, 2013] realizó un estudio sobre la posibilidad de introducir dos zonas de combustión en la cámara. En él utilizaba dos tipos de inyectores diferentes, uno con 5 orificios colocados simétricamente y otro al que llamó 3+3, que consistía en 3 orificios colocados en un lateral del cabezal del inyector y los otros 3 colocados a 180°. Esta última configuración estaba pensada como posible óptimo de su otra variación, colocar 2 bujías en lados opuestos de la cámara de combustión en lugar de 1 bujía centrada. Por lo que se observa en la Figura 40, la configuración con 2 bujías y el inyector 3+3 colocado de forma que los chorros se dirijan directamente a las bujías, consigue rendimientos mayores que las otras 3 configuraciones posibles, manteniendo, según el punto de operación, las emisiones de NOx en valores reducidos alrededor de las centenas en ppm.

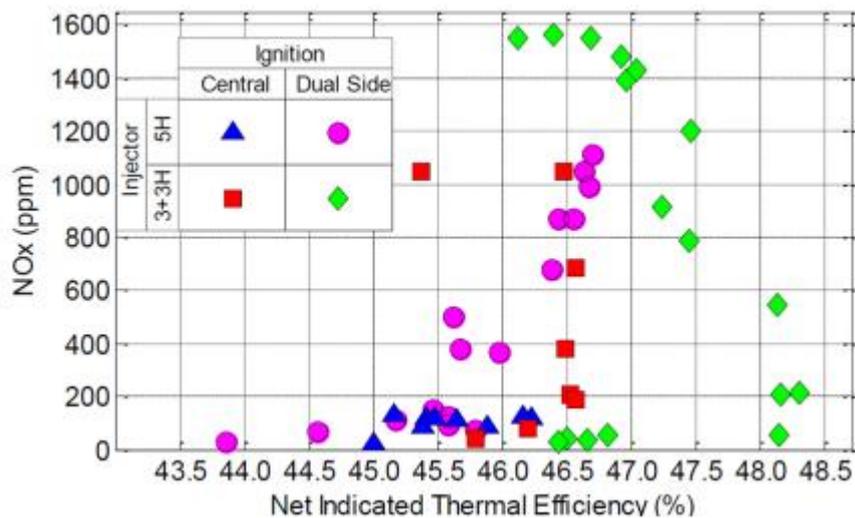


Figura 40. Emisiones de NOx frente a rendimiento indicado [Younkings, 2013]

5.3. Consumo específico efectivo de combustible de un motor alimentado con hidrógeno

El **consumo específico efectivo de combustible** es el gasto de combustible por unidad de tiempo referido a la potencia mecánica desarrollada, de esta forma, como se normaliza el

gasto según la producción de energía, es posible realizar comparaciones entre diferentes tipos de motores con diferentes geometrías.

Ya se ha comentado con anterioridad el trabajo de [Lee, 2022] con respecto a la formación de la mezcla, en este caso, la estratificación de la mezcla consigue reducir el consumo específico de combustible con respecto a los otros métodos de formación tanto en cargas bajas como en cargas altas, como se presenta en Figura 47.

Además, tal y como se observa en la Figura 41 donde se realiza un estudio comparativo entre diferentes tipos de combustible, el hidrógeno no solo genera un consumo menor en términos de masa, algo esperado debido a su baja densidad, sino que el aumento del consumo en regímenes altos es menor que el observado con otros tipos de combustibles gaseosos como el metano.

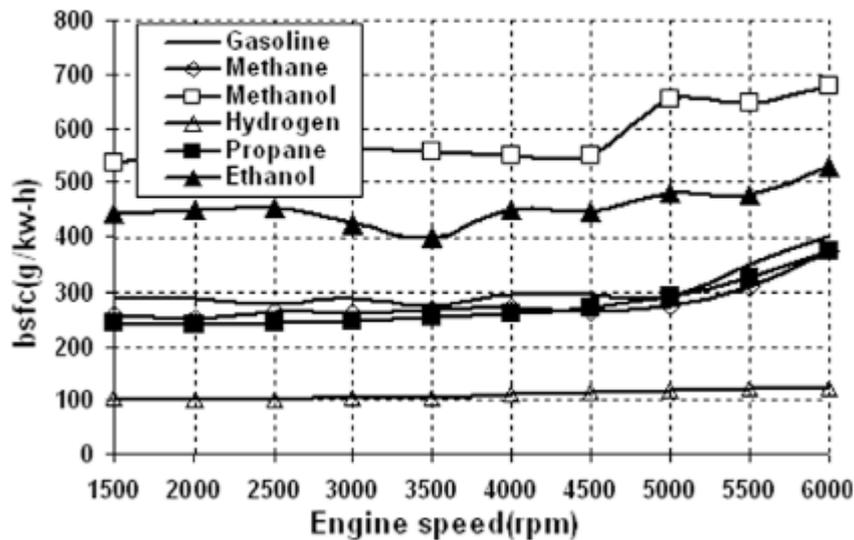


Figura 41. Comparación de consumo efectivo específico de combustible en función de las rpm [Pourkhesalian, 2009]

Por último, resulta interesante presentar un estudio comparativo de las prestaciones que genera un MCIA de **hidrógeno en diferentes modos de funcionamiento** comparado con la gasolina, trabajando en WOT a máxima carga (3000 rpm) [Negurescu, 2011].

Tal y como se puede observar en la Figura 42 el hidrógeno en condiciones estequiométricas produce una presión máxima en cámara superior a la producida por la gasolina, lo que se mantiene hasta excesos de aire de aproximadamente 1.3. Cabe decir que el ángulo de encendido utilizado es el óptimo para obtener la máxima potencia en todos los casos, siendo más cercano al PMS en el caso del hidrógeno. Además, para excesos de aire de entre 1 y 1.5 la subida de presión generada por el hidrógeno es mayor que la de la gasolina, mientras que para excesos de aire superiores a 1.5 estas curvas de presión presentan una variación más suave.

Según comenta el autor, esta presión máxima más elevada no supone un problema con respecto a la fiabilidad del motor ya que normalmente se trabajará con dosados pobres donde la presión máxima es similar a la gasolina. No solo la presión máxima, sino que la PMI del motor operando con hidrógeno también es mayor en dosados estequiométricos, igualándose a la gasolina cuando empobrecemos hasta $\lambda = 1.5$.

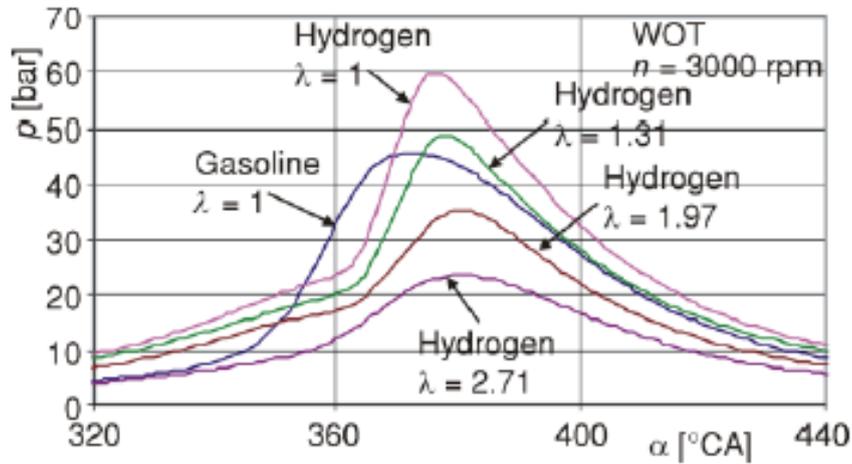


Figura 42. Comparación de presión en cámara en función del dosado relativo de H2 en comparación con la gasolina [Negurescu, 2011]

Con respecto al **gasto de combustible** ocurre lo contrario, para todos los dosados de trabajo del hidrógeno se produce un gasto menor en comparación con la gasolina en kJ/kWh, lo que se atribuye a la rápida velocidad de combustión que aproxima la combustión a un proceso isocoro. Este gasto sigue disminuyendo hasta excesos de aire de alrededor de 2.7 dado que se reducen las pérdidas de calor, aumentando el rendimiento, pero a partir de este punto el gasto tiende a subir de nuevo, debido al incremento del tiempo de combustión.

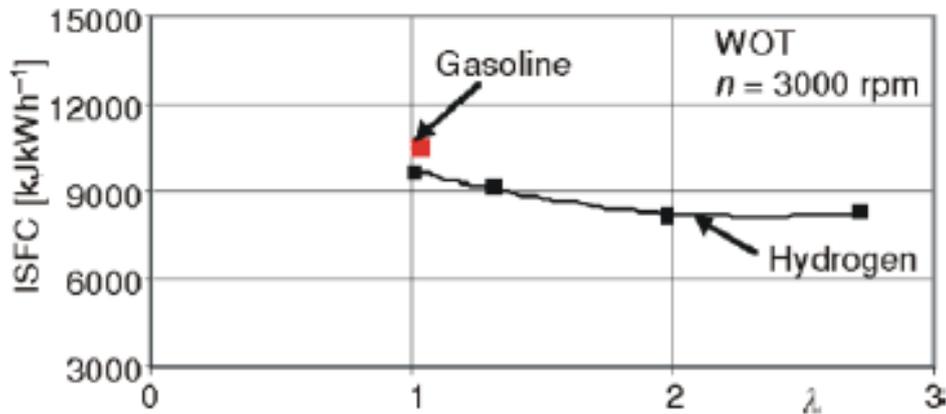


Figura 43. Consumo indicado específico de combustible en función del dosado [Negurescu, 2011]

Para terminar el estudio y obtener una visión más global, se realiza un **barrido de regímenes de giro** para observar cómo afecta este tanto a la pme como al consumo efectivo específico de combustible. En ambos casos se trabaja con dosado estequiométrico y se obtienen resultados favorables para justificar el uso de hidrógeno como combustible, no solo produce una mayor pme en todo el rango de velocidades, sino que también se observa un menor gasto de combustible en comparación con la gasolina. Como contrapartida, se observan mayores pérdidas de calor debido a que la máxima temperatura provocada por la combustión del hidrógeno es mayor.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

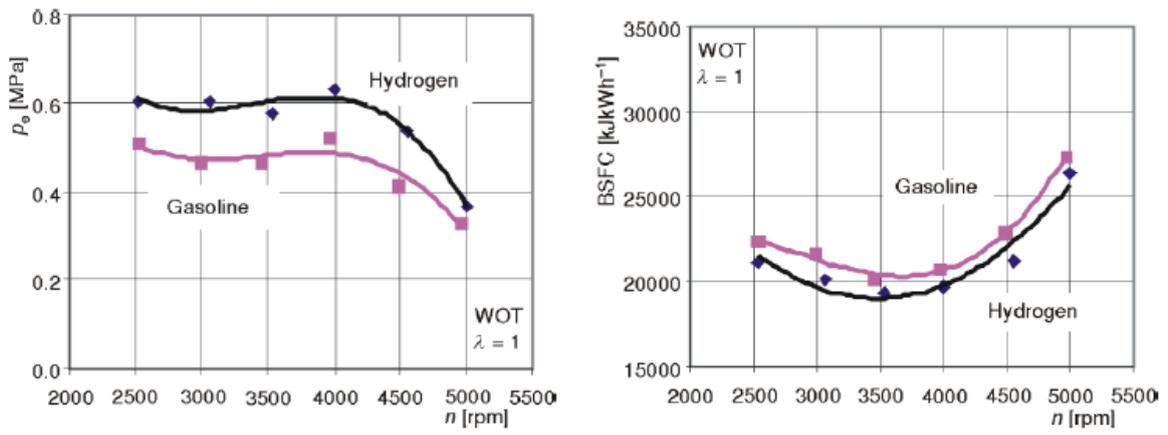


Figura 44. Presión media efectiva (izquierda) y consumo efectivo específico de combustible (derecha) frente al régimen de giro [Negurescu, 2011]

6. EMISIONES CONTAMINANTES DE LOS MOTORES CON HIDRÓGENO

Siendo el interés principal del uso de hidrógeno en motores la reducción de emisiones contaminantes como el CO₂, es necesario analizar qué tipo de emisiones se generan de la combustión del hidrógeno con aire y como se podrían reducir, en caso de existir en cantidad suficiente para ser consideradas dañinas para el medio ambiente.

La reacción ideal del hidrógeno únicamente produce agua como producto, además del oxígeno y el nitrógeno en exceso en caso de trabajar con dosados pobres. En cambio, en el caso real de trabajo de un MCIA pueden producirse mayor cantidad de emisiones, siendo éstas el interés de investigación actual.

6.1. Emisiones de NO_x

Los NO_x son una de las principales emisiones contaminantes en un MCIA y se trata de sustancias peligrosas tanto para el ser humano como para el medio ambiente. El monóxido de nitrógeno (NO) es un gas venenoso que reacciona rápidamente en presencia de oxígeno, siendo peligroso si se inhala. El dióxido de nitrógeno (NO₂) es también un gas tóxico que produce ácidos y puede afectar al sistema respiratorio, además produce tanto lluvia ácida al disolverse con el vapor de agua presente en las nubes como ozono debido a la radiación solar, produciendo el denominado smog fotoquímico.

La reacción de combustión real del hidrógeno produce óxidos de nitrógeno (NO_x) como cualquier otro combustible, debido a que el mecanismo de formación principal de estos únicamente requiere la presencia de oxígeno, nitrógeno (proveniente del aire) y una alta temperatura, alcanzada durante el funcionamiento de un MCIA.

La formación de NO_x térmica consiste en una reacción de oxidación a alta temperatura entre el nitrógeno y el oxígeno diatómicos en el aire, que depende principalmente de la temperatura y el tiempo de residencia de las especies a dicha temperatura. A altas temperaturas, de alrededor de 1500 K, se comienza a producir una rápida reacción de disociación del nitrógeno y el oxígeno que, en sus estados atómicos, reaccionan entre sí.

Por tanto, en un MCIA se genera NO, que posteriormente se oxida parcialmente dando lugar a NO₂, con proporciones variables de cada uno en el escape. El motor de combustión trabajando con hidrógeno no es una excepción, ya que, según las simulaciones de [Ye, 2020], se alcanzan temperaturas de hasta 3000 K, produciendo gran cantidad de emisiones de NO_x.

Lo observado en los distintos trabajos presentados, recopiladas las gráficas donde se presentan las emisiones de NO_x y sus tendencias, las emisiones de este contaminante alcanzan las unidades de millar en ppm, Figura 45 y Figura 46, en sus puntos más desfavorables, o hasta 18 g/kWh como se observa en la Figura 47.

Además, se presentan datos complementarios para observar la tendencia que siguen las emisiones de NO_x según otros parámetros distintos como puede ser el modo de formación de la mezcla o la adición de agua en [Anexo 2-Figuras 8-9].

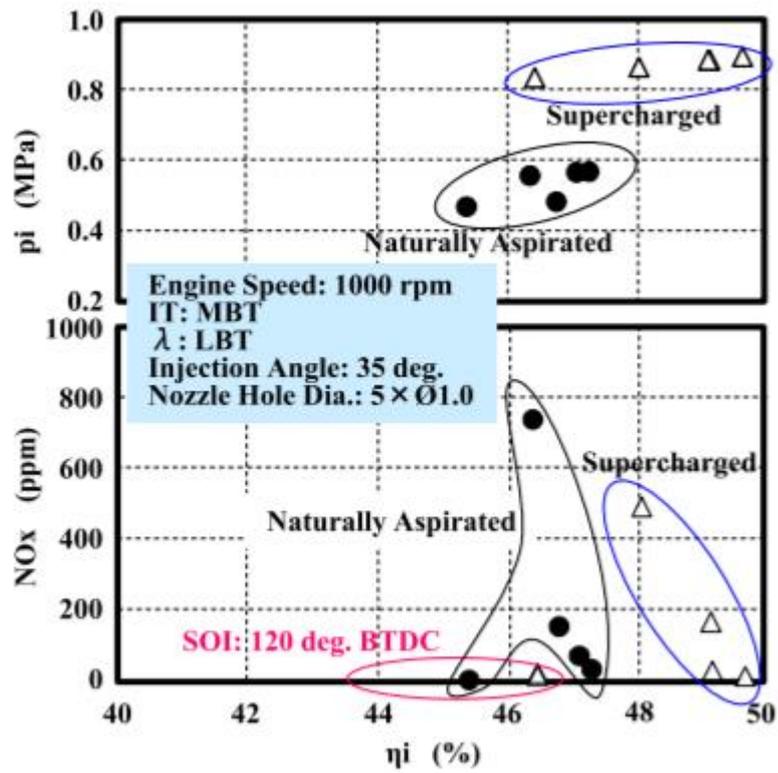


Figura 45. Emisiones de NOx frente a rendimiento indicado [Takagi, 2019]

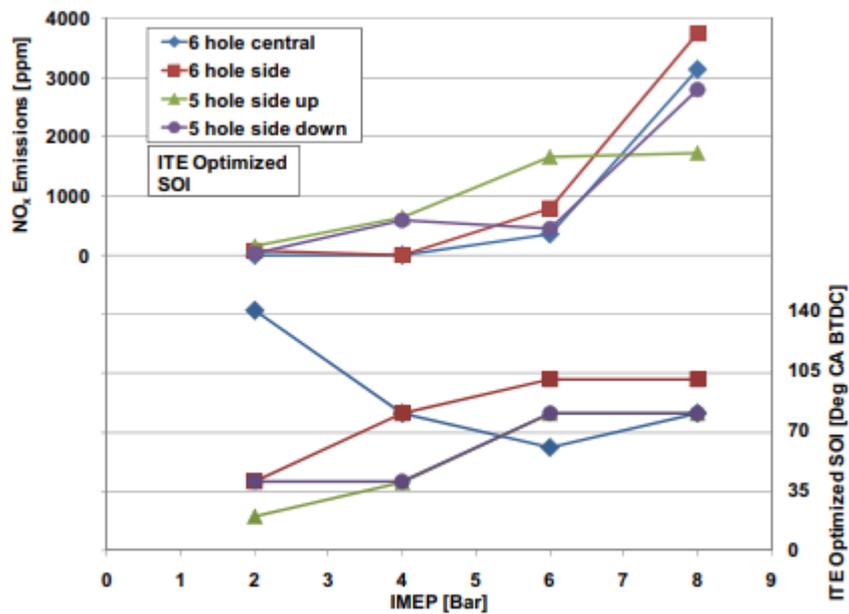


Figura 46. Emisiones de NOx en función de la carga [Wallner, 2008]

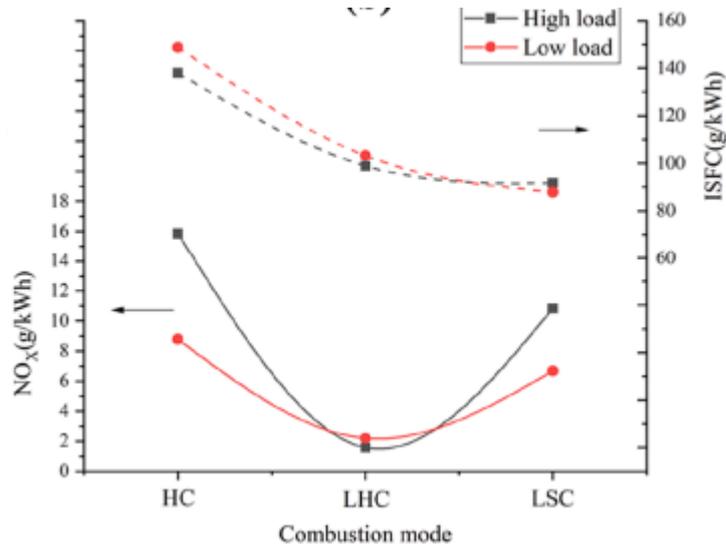


Figura 47. Emisiones de NOx en función del método de formación de la mezcla [Lee, 2022]

En la Figura 48 se observa la **evolución típica de las emisiones de NOx en función del dosado** de la mezcla H₂-aire, donde se aprecian una fuerte dependencia de las emisiones con el dosado, cayendo éstas fuertemente al alejarse del punto más desfavorable.

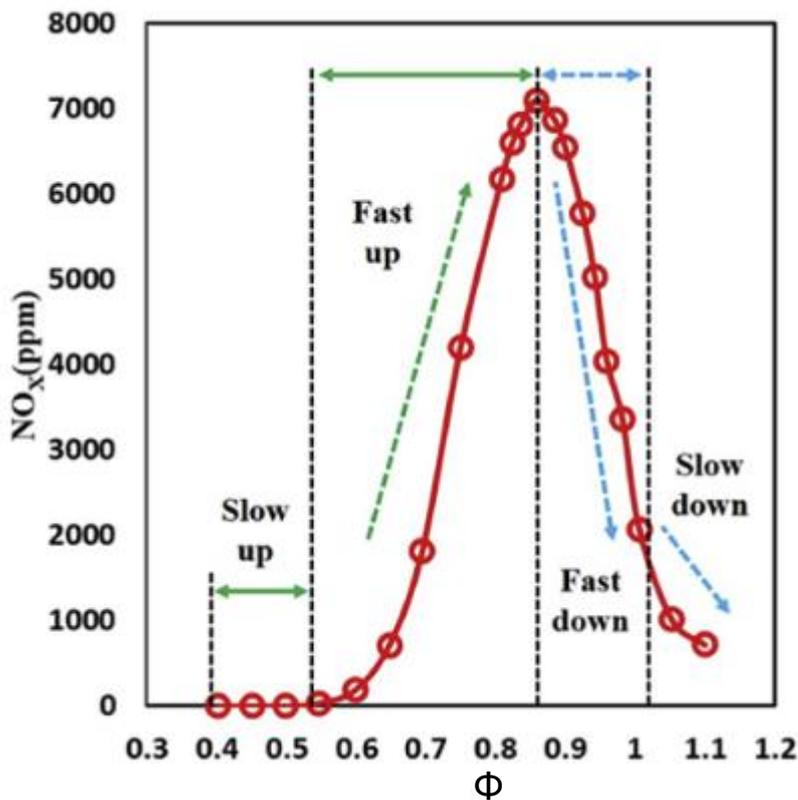


Figura 48. Evolución de emisiones de NOx con el dosado [Ma, 2020]

Aunque posteriormente se va a tratar el tema del postratamiento disponible para controlar estas emisiones, existen diversas alternativas con capacidad de reducir los NOx generados en la cámara de combustión.

Una de estas formas es la **inyección de agua** en el colector de admisión. Esta agua absorberá gran parte del calor generado durante la combustión para calentarse y evaporarse, lo que reducirá la temperatura alcanzada y, por tanto, la formación de NOx por mecanismo térmico tal y como presentan [Nande, 2008] y [Younkins, 2015] en sus investigaciones [Anexo 2-Figura 9-10].

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Tal y como se puede observar en la Figura 49 la **temperatura** alcanzada durante la **combustión del hidrógeno** cae fuertemente hasta temperaturas incluso por debajo del umbral de formación de NOx por mecanismo térmico, debido al elevado calor latente del agua, lo que reduce en gran medida su formación como se aprecia en la Figura 50 [Taghavifar, 2017].

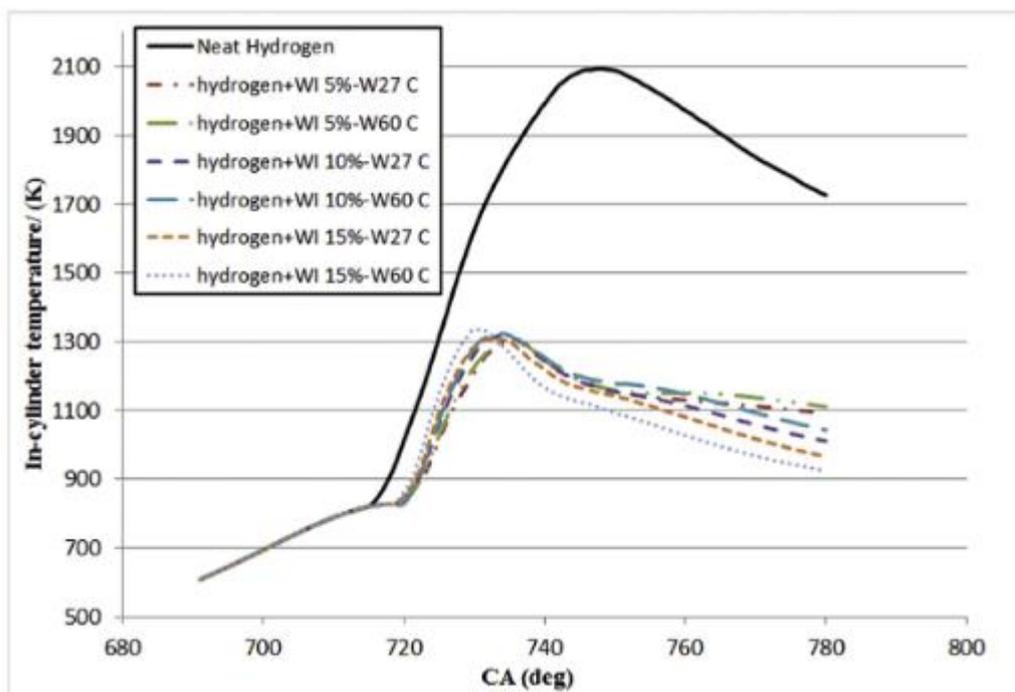


Figura 49. Temperatura en función de la inyección de agua [Taghavifar, 2017]

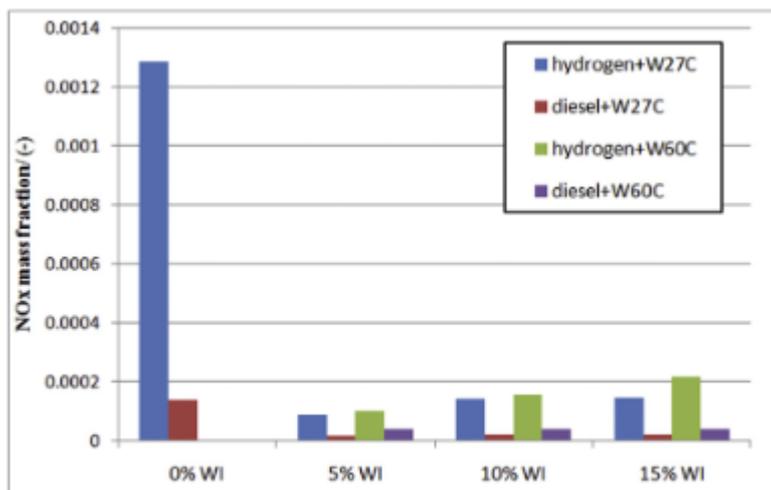


Figura 50. Emisión de NOx en función de la inyección de agua [Taghavifar, 2017]

Es interesante observar la idea de introducir **sobrealimentación**, ya que no solo aumentará la presión media efectiva y la potencia generada, manteniendo rendimientos elevados, sino que también reduce las emisiones de NOx hasta valores incluso por debajo de las decenas manteniendo el rendimiento del motor en valores elevados, según reporta [Takagi, 2019].

Otro método ampliamente extendido a la hora de reducir emisiones contaminantes es el **uso de EGR**, tal y como se planteó en el capítulo tres. En el caso de la combustión del hidrógeno, los gases quemados recirculados están formados por vapor de agua, nitrógeno y oxígeno. La presencia de vapor de agua en proporciones importantes permite obtener como beneficios adicionales los comentados anteriormente de reducción de temperatura.

Por último, un método para controlar las emisiones puede consistir en variar la estrategia de formación de la mezcla, es decir, no únicamente reducir el dosado, lo cual reducirá las emisiones en una cierta cantidad ya que se reduce la temperatura de llama, sino **cambiar la estrategia de formación desde una mezcla homogénea hasta una mezcla estratificada**. Esta mezcla estratificada generará dosados localmente ricos alrededor de la bujía y dosados pobres en los puntos alejados de esta si se realiza correctamente, según [Lee, 2022] esto consigue reducir la generación de NOx hasta valores del orden de 2 g/kWh.

6.2. Otras emisiones contaminantes

Aunque las emisiones de NOx sean las emisiones mayoritarias en el caso de un MCIA alimentado con hidrógeno, existen otro tipo de emisiones que deben estudiarse y comprobar su relevancia.

El propio **hidrógeno** es una emisión en sí, ya que no puede garantizarse la combustión completa del mismo dentro del motor, por lo que se podrían emitir inquemados de hidrógeno a la atmósfera. Para empezar, esto no se considera perjudicial para el ser humano ni para el medio ambiente, ya que el hidrógeno, gracias a su alta difusividad, se dispersa rápidamente en el aire, siendo su concentración muy baja. Además, la cantidad de hidrógeno emitida por el escape es mínima, en puntos de funcionamiento muy desfavorables [Takagi, 2019] registró niveles de emisión de hidrógeno por el escape del 1% representados en la Figura 51, siendo estos despreciables. La emisión de inquemados tan baja del hidrógeno se puede atribuir a su gran velocidad de combustión, que permite quemar grandes cantidades de este en tiempos muy reducidos.

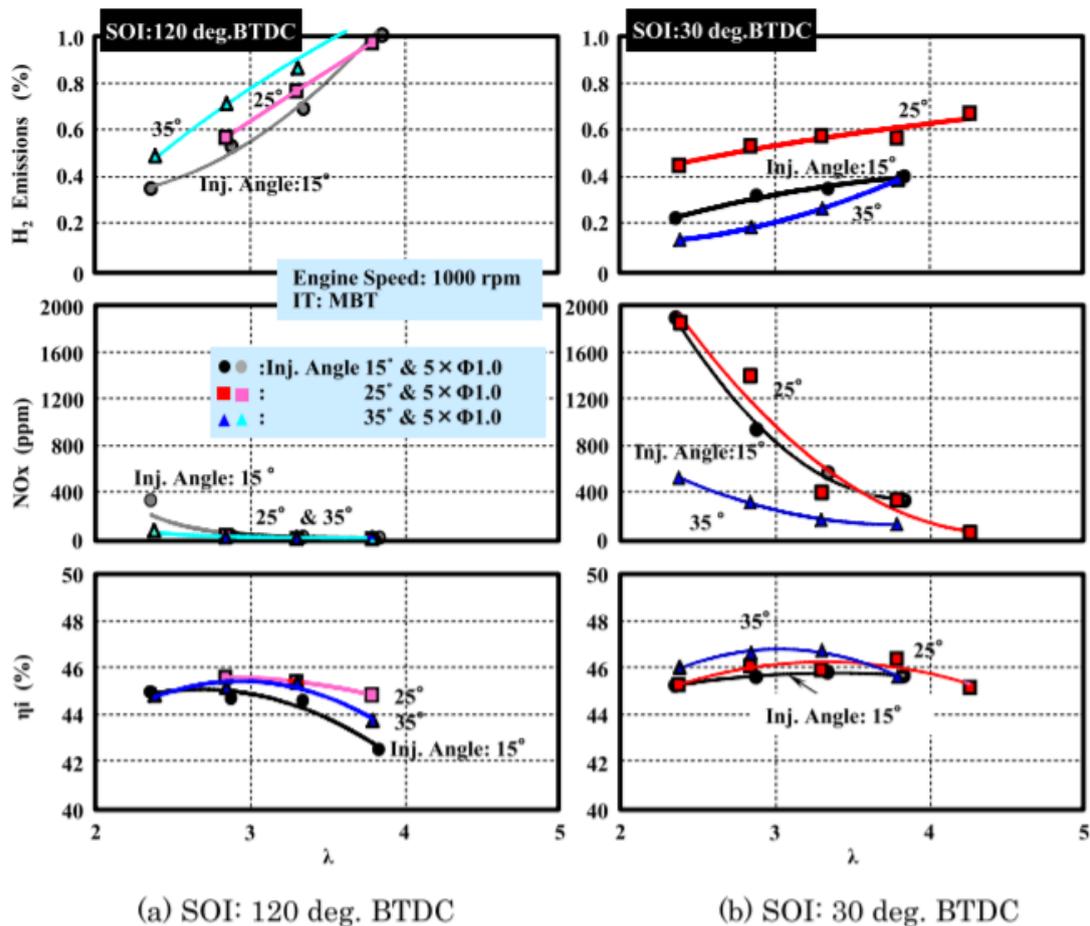


Figura 51. Emisiones de hidrógeno y NOx en el escape y rendimiento en función del exceso de aire [Takagi, 2019]

Por otro lado, también es posible que existan ciertas **emisiones de partículas** en el escape, debido principalmente a la combustión del aceite lubricante que se filtra a la cámara de combustión a través de los segmentos del pistón a causa de las holguras de estos. Las partículas son una mezcla de compuestos microscópicos en forma de líquidos y sólidos suspendidos en el aire, como el hollín, el polvo o el humo.

Estas partículas se encuentran principalmente en dos modos, el de nucleación, consistente en partículas de tamaño menor a $0.02 \mu\text{m}$, y el de acumulación, consistente en partículas de tamaños comprendidos entre 0.1 y $1 \mu\text{m}$. Ambos se clasificarían como PM_{2.5}, es decir, partículas con tamaño menor de 2.5 micras, consideradas estas como un peligro para la salud, ya que al tener un tamaño tan reducido son capaces de introducirse en el sistema respiratorio, además, dada su reducida masa se mantienen en suspensión en la atmósfera por largos periodos de tiempo y pueden recorrer grandes distancias antes de depositarse en el suelo.

En el caso de los motores con hidrógeno estas emisiones proceden del lubricante, tal y como se ha dicho, y, según los estudios de [Singh, 2016] y [Singh, 2017], donde se realizan tanto estudios comparativos de las emisiones de partículas de motores alimentados con diferentes combustibles como análisis de las partículas emitidas por un motor de hidrógeno, el motor alimentado con hidrógeno emite la menor cantidad de partículas tanto en concentración como en masa de entre todos los combustibles ensayados.

La pirólisis del lubricante dentro del motor de hidrógeno produce unas emisiones de partículas con una tendencia clara, mientras que la concentración de estas partículas es mayor para el caso del modo de nucleación, la mayor cantidad de masa la producen las partículas de acumulación, como se puede observar en las siguientes figuras.

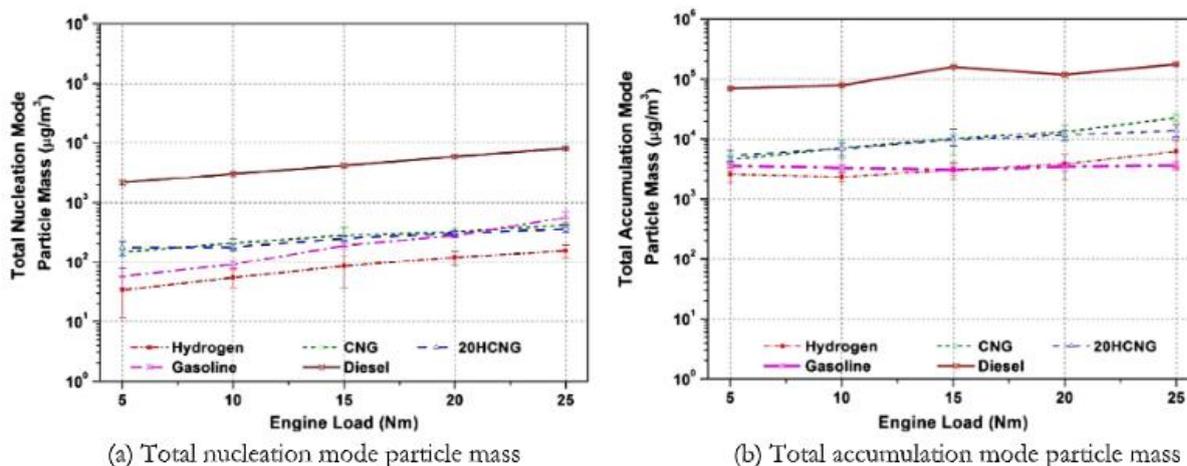


Figura 52. Comparación de masa de partículas en función del modo de formación para varios combustibles [Singh, 2016]

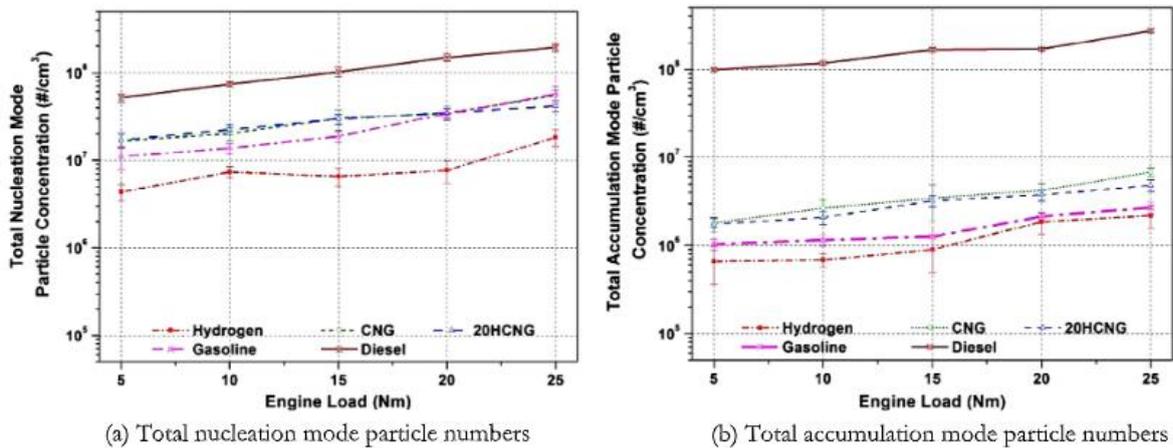


Figura 53. Comparación de concentración de partículas en función del modo de formación para varios combustibles [Singh, 2017]

6.3. Postratamientos para control de emisiones contaminantes

Dependiendo del modo de funcionamiento del motor existen varios tipos de postratamiento aplicables para reducir las emisiones de NO_x en motores de hidrógeno, los cuáles van a ser tratados a continuación para tratar de dar una visión general de estos métodos y la efectividad que puedan tener.

Como primer método, se encuentra muy extendido el uso de un **catalizador de tres vías** (TWC), que permite tanto reducir los NO_x como oxidar el CO y los hidrocarburos (HC) sin quemar. La oxidación de inquemados se da en presencia de platino (catalizador en la combustión del hidrógeno como se comentó en el apartado 3.2) y la reducción de los NO_x y oxidación del CO se da en presencia de rodio o paladio (menos costoso este último pero menos eficiente).

El inconveniente que presenta el uso de estos catalizadores es la necesidad de trabajar en condiciones estequiométricas, lo que conlleva una penalización fuerte con respecto al rendimiento de los motores de hidrógeno. Para conocer el dosado y saber que se trabaja en torno al estequiométrico se utiliza la sonda lambda, que mide la cantidad de oxígeno presente en el escape para poder ajustar el dosado.

Debido a las ventajas de trabajar con **dosados pobres** en un motor alimentado con hidrógeno, se deben investigar otras alternativas que permitan reducir los óxidos de nitrógeno en condiciones con exceso de oxígeno, una tarea difícil. Bajo esta premisa aparecen dos tecnologías distintas, la **reducción catalítica selectiva** (SCR) y los catalizadores de almacenamiento y reducción de NO_x (NSR), también conocidos como trampas de NO_x (LNT, *Lean NO_x Trap*).

La **reducción catalítica selectiva** consiste en la conversión de NO_x en nitrógeno diatómico y agua utilizando la ayuda de un catalizador. Para facilitar la mineralización de los NO_x se introduce un agente reductor en los gases de escape antes de llegar al catalizador, siendo el más comúnmente usado el amoníaco, aunque en el caso de los automóviles este se suele sustituir por urea.

Estos catalizadores suelen estar contruidos con materiales cerámicos porosos como soporte y con óxidos de metales básicos como componentes catalíticos (como vanadio, molibdeno, tungsteno). El problema que presentan estos componentes es su baja durabilidad térmica, por lo que, en condiciones de trabajo donde se alcancen temperaturas elevadas se sustituyen por zeolita.

Aun así, este sistema presenta el problema de la necesidad de almacenar y transportar un agente reductor externo, por lo que se sugiere el uso del propio combustible como agente reductor.

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Por último, es posible el uso de **catalizadores de almacenamiento y reducción de NOx**, un sistema que consiste en la utilización de catalizadores que trabajen bajo condiciones ricas y pobres alternantes. Mientras el oxígeno está en exceso, dosado pobre, los NOx se retienen en forma de nitratos hasta que la capacidad de retención del catalizador se encuentre próxima a la saturación, en este momento se invierten las condiciones hacia dosados ricos con exceso de combustible, permitiendo la reducción de los NOx almacenados en N₂, regenerando además la superficie catalítica.

La superficie catalítica ha de facilitar la movilidad del oxígeno para poder llevar a cabo los procesos de oxidación-reducción, además es necesaria la presencia de un compuesto alcalino que permita el almacenamiento de NOx durante la etapa pobre.

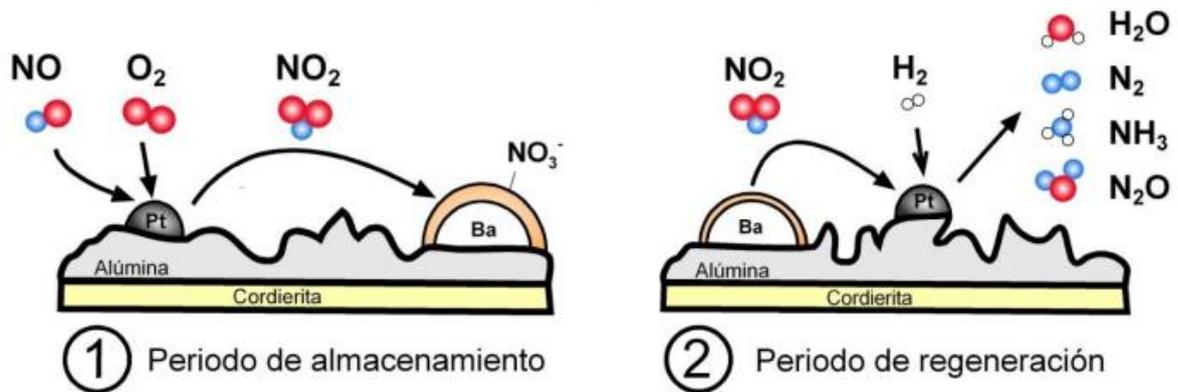


Figura 54. Sistema de almacenamiento-reducción de óxidos de nitrógeno

Existe también la posibilidad de utilizar estas últimas en un sistema acoplado NSR-SCR para la eliminación de NOx. El acoplamiento de un catalizador NSR localizado tras un catalizador SCR fue patentado por [Guenther, 2002], el NH₃ generado en el periodo de dosado rico en el catalizador NSR se almacena sobre el catalizador SCR se utiliza para reducir los NOx durante el periodo pobre, como se observa en la Figura 55. Además, [Shinjoh, 2007] estudio un sistema acoplado con tres lechos sucesivos con un primer catalizador de Pd/ γ -Al₂O₃ seguido de los catalizadores NSR (Platino y Rodio con Alumina) y SCR (cobre y zeolita).

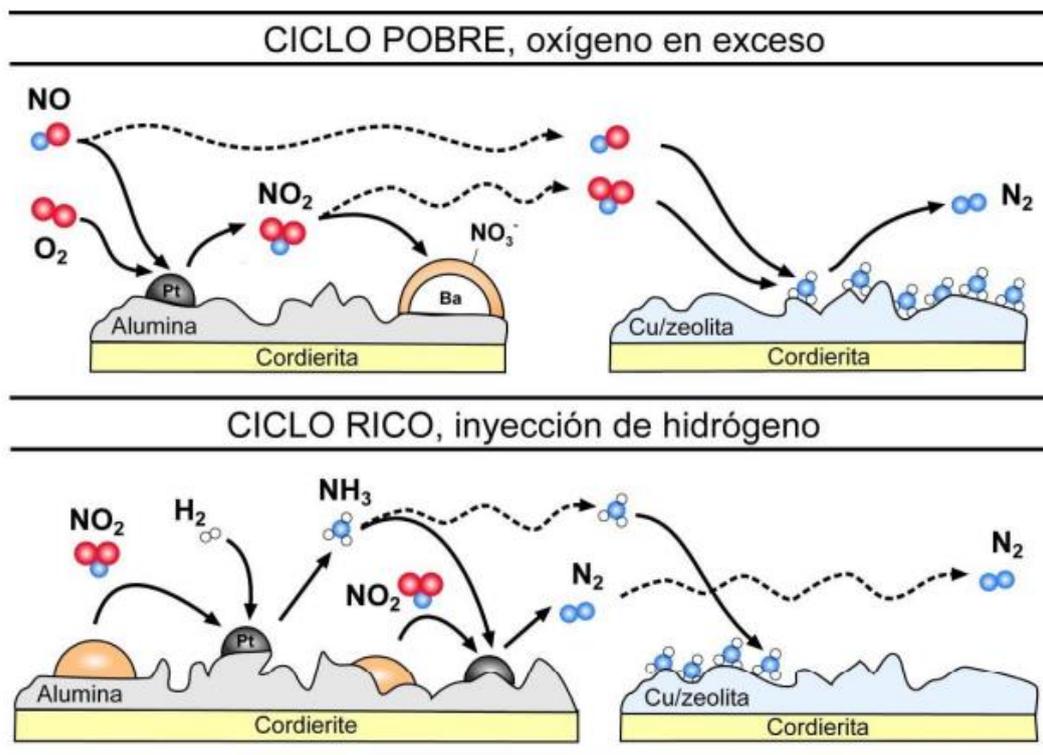


Figura 55. Reacciones en un sistema combinado NSR-SCR

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

Se presenta a continuación los resultados de los estudios realizados por [Luo, 2019] y [Ling-zhi, 2020] sobre el uso de un catalizador de tres vías convencional de Pt y Rh como método de reducción de los óxidos de nitrógeno.

En los ensayos llevados a cabo se observa como la concentración de NOx en ppm se reduce drásticamente desde los millares hasta las decenas al rondar dosados relativos cercanos a 0.9. Para dosados más pobres la diferencia en cuanto a concentración de NOx antes y después del catalizador es inferior, llegando incluso a no producirse reducción de los mismos prácticamente.

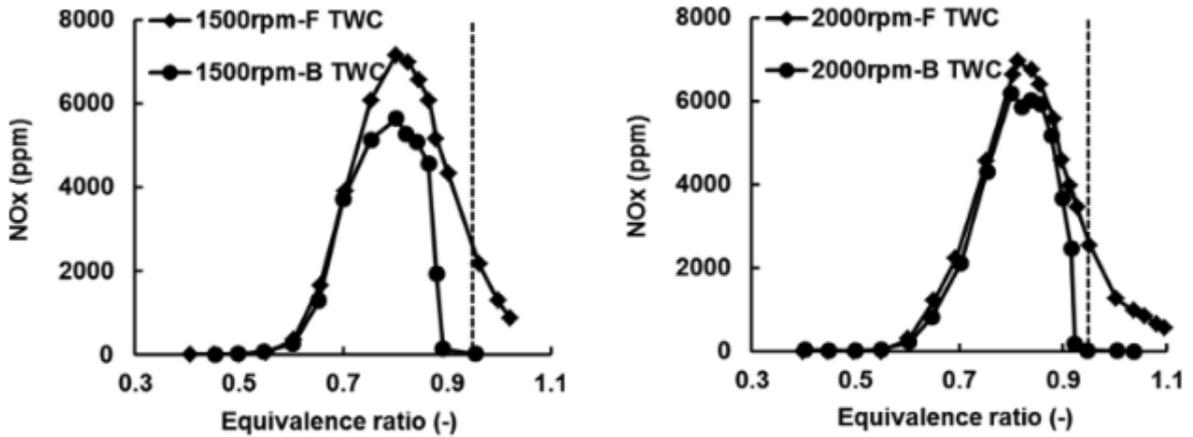


Figura 56. Concentración de NOx antes y después del TWC en función del dosado y el régimen de giro [Luo, 2019]

Además, se observa como el régimen de giro también tiene influencia en la efectividad del catalizador, siendo capaz de convertir menos cantidad de NOx a mayores regímenes de giro. Es decir, no solo el dosado afecta en cuanto a la eficiencia de conversión del catalizador, si no que el régimen de giro también, reduciendo esta eficiencia a mayor régimen.

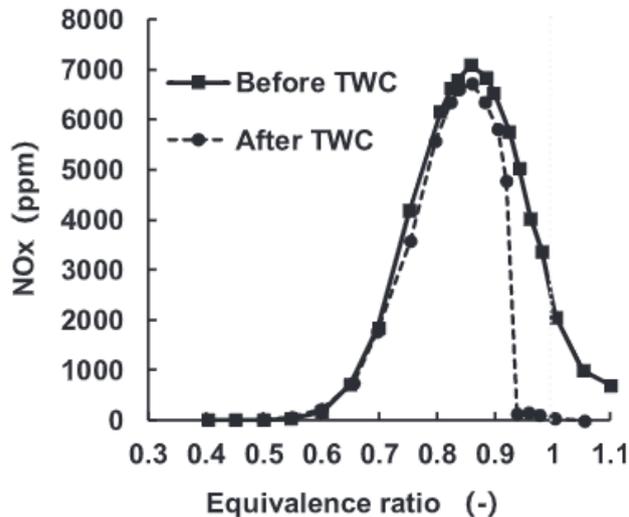


Figura 57. Concentración de NOx antes y después del TWC en función del dosado a 2500 rpm [Ling-zhi, 2020]

En los estudios de [Ling-zhi, 2020] se observa también la variación de la conversión de NOx en el catalizador según la temperatura de entrada de los gases al mismo. En sus resultados se muestra como en temperaturas inferiores a 300 °C el catalizador no actúa, estando el rango óptimo de funcionamiento del mismo entre los 400 y los 500 °C, donde se producen eficiencias de conversión superiores al 90%.

7. CONCLUSIONES

7.1. Conclusiones generales y específicas

A lo largo de este trabajo, se han presentado los aspectos que hacen interesante el uso de hidrógeno como combustible en motores MEP, así como las características más importantes de éste como sustancia y como combustible para motores. Estas características conllevan una serie de diferencias constructivas y de funcionamiento con respecto a los motores de gasolina que se deben considerar y que se enumeran a continuación:

Por ejemplo, en relación con el proceso de inyección del hidrógeno, se considera especialmente crítico el uso de un **sistema de inyección directa** para evitar tanto problemas de llenado de la cámara como problemas de combustión anormal ocasionados por posibles puntos calientes en la cámara, que podría adelantarse en el tiempo hasta llegar a ocurrir durante la carrera de admisión, originando el denominado backfire en el colector y pudiendo ocasionar daños graves.

Además, debido a estas características el **inicio de la inyección directa** debe realizarse en un ángulo muy atrasado en la carrera de compresión, ya cercano al PMS, lo que conlleva una elevada presión de inyección. De esta forma, se puede mantener el tiempo de inyección lo más corto posible, para conseguir una correcta estratificación de la mezcla, ya que se han observado los grandes beneficios de esta con respecto a las pérdidas de calor durante la combustión.

El uso de **mezclas pobres**, con dosados relativos pequeños, se considerado muy favorable, tanto en términos de aumento del rendimiento efectivo (o de reducción de consumo específico), como de reducción de la formación de emisiones contaminantes, considerando muchos investigadores que se podría cumplir los actuales límites de emisiones aun sin sistemas de postratamiento de escape.

Sin embargo, dichas mezclas pobres (con menor cantidad de combustible en relación al aire estequiométrico) unido a la baja densidad del hidrógeno y a su poder calorífico por unidad de volumen, muy pequeño en relación al de los otros combustibles, penaliza el funcionamiento del motor en esas condiciones en lo que a potencia se refiere. Para compensar este problema, se debe introducir un **sistema de sobrealimentación** en caso de que se quiera mantener la potencia en valores parecidos a la gasolina o al diésel, o a sobredimensionar éste en caso de que el motor con el que se compare ya tuviera un sistema de sobrealimentación.

Para finalizar, como método de **control de emisiones contaminantes**, se pueden obtener grandes eficiencias de conversión de NO_x la utilización de un catalizador acoplado NSR-SCR, que trabaje alternativamente en modo pobre de almacenamiento de NO_x y en modo rico de reducción de los mismos.

De forma más cuantitativa, se indican otras **conclusiones específicas** del trabajo:

- La **densidad de las mezclas hidrógeno-aire** aumenta al disminuir el dosado de éstas. Así, cuando el dosado se reduce desde $F_r = 1$ hasta $F_r = 0.4$ la densidad de la mezcla para una relación de compresión 11 aumenta en aproximadamente un 18.5%.
- Con respecto al **calor específico a volumen constante**, éste también aumenta con la relación de compresión, pero, al contrario que la densidad, disminuye junto con el dosado. En este caso, para una relación de compresión de 11, el C_v disminuye alrededor de un 12.5 % si el dosado varía desde $F_r = 1$ hasta $F_r = 0.5$.
- La **energía disponible por unidad de masa de mezcla corregida con el dosado relativo** (EFQ_{Fr}), varía en gran medida con el dosado relativo con el que se trabaje. Al reducir el dosado relativo desde $F_r = 1$ hasta $F_r = 0.4$ se produce una reducción de este parámetro del 51.36%, lo que conlleva una reducción de potencia considerable, algo esperable al reducir la cantidad de combustible introducido en cámara.
- **El EFQ_{Fr} disminuye** un valor constante **en presencia de humedad** en el aire de la mezcla para todos los dosados en función de esa humedad. En el caso del dosado

estequiométrico se produce una reducción del 2.2% para una densidad absoluta $\rho=0.02$, equivalente a un 80% de densidad relativa en la admisión en condiciones estándar.

- Ya se ha indicado que para paliar la reducción de potencia al empobrecer la mezcla se puede introducir **sobrealimentación**. Si se compara un motor alimentado con hidrógeno con un motor de gasolina trabajando con $F_r = 1$, se debería introducir un sistema que aumente la densidad del aire de admisión 1.27 veces para $F_r = 1$ y 2.64 veces para $F_r = 0.4$ (calculado para aire exento de humedad).
- Las **mezclas pobres de dosados relativos $F_r = 0.4$** se consideran un buen punto de partida para seguir desarrollando estos motores, dado que producen unas emisiones de NO_x muy reducidas con respecto a las mezclas estequiométricas, reduciéndose estas desde las unidades de millar hasta las centenas de ppm. Esto se debe a que las temperaturas alcanzadas durante la combustión se reducen considerablemente junto con el dosado.
- El **rendimiento efectivo** aumenta en varios puntos porcentuales si se consigue estratificar correctamente la mezcla. Según los estudios presentados, el punto óptimo de rendimiento de una mezcla estratificada genera un aumento de rendimiento entre de 2 a 5 puntos sobre el valor óptimo de una mezcla homogénea. Esto podría atribuirse a la reducción de pérdidas de trabajo durante la compresión, dado que se comprime únicamente aire durante una cantidad de tiempo mayor, y a la reducción de pérdidas de calor.
- El uso del **catalizador de tres vías convencional de Pt y Rh** como método de reducción de NO_x produce eficiencias de conversión que rondan el 100% cuando se opera con dosados superiores a $F_r = 0.95$ y con temperaturas de entrada al catalizador en un rango entre 400 y 500 °C.
- Con esto en mente, una posible **estrategia de funcionamiento de un MCIa alimentado por hidrógeno** podría ser el uso de una mezcla pobre ($F_r = 0.4$), cuando no se requiera de grandes potencias, ya que esta estrategia puede mantener las emisiones de NO_x por debajo de los niveles marcados por la normativa, y utilizar mezclas estequiométricas cuando se requiera mayores potencias, ya que con un TWC se pueden mantener estas emisiones bajo control y cumplir la normativa vigente.

7.2. Sugerencias para desarrollos futuros

En el desarrollo del presente trabajo sobre el uso de hidrógeno en motores de combustión interna alternativos se han identificado una serie de técnicas que algunos autores han propuesto en la literatura científica o en las bases de datos de patentes. Como sugerencias de desarrollos futuros, se propone analizar con mayor profundidad entre otras las siguientes:

La posibilidad de utilizar **dos bujías de encendido por cilindro**, de manera que se establezcan dos frentes de llama. Sería conveniente confirmar si en verdad este método puede conseguir altas prestaciones y mejoras en cuanto a rendimiento térmico o únicamente se dieron unas condiciones concretas muy favorables en el trabajo publicado.

Se considera como otro método susceptible de estudio la **inyección de agua en el cilindro** como método de control de la combustión, ya que reduciría la temperatura máxima alcanzada al utilizar parte de la energía liberada para evaporarse, devolviendo esta posteriormente en forma de trabajo al tratarse de un gas a alta presión que ejerce fuerza sobre el pistón, reduciendo la formación de NO_x. Por todo esto, se considera esto como un método que merece posterior revisión y ampliación de sus efectos.

REFERENCIAS

- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Ceballos, J. J., Melgar, A., & Tinaut, F. v. (2021). Influence of environmental changes due to altitude on performance, fuel consumption and emissions of a naturally aspirated diesel engine. *Energies*, 14(17). <https://doi.org/10.3390/en14175346>
- Chen, H., Zheng, J., Xu, P., Li, L., Liu, Y., & Bie, H. (2010). Study on real-gas equations of high pressure hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(7), 3100–3104. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.08.029>
- Clerici, A., & Alimonti, G. (2015). World energy resources. *EPJ Web of Conferences*, 98. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20159801001>
- Díez, D. *Adaptación de un motor diésel para su funcionamiento con gas natural en modo dual*. Trabajo Fin de Máster. Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid. 2016
- Ellgas, S., & Krohmer, A. (2009). *System and Method for Providing an Air/Fuel Mixture for an Internal Combustion Engine*. Patente N° US2009151698A1. Oficina Europea de Patentes.
- Fayaz, H., Saidur, R., Razali, N., Anuar, F. S., Saleman, A. R., & Islam, M. R. (2012). An overview of hydrogen as a vehicle fuel. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 8, pp. 5511–5528). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.012>
- Gandhi, R. (2015). Use of Hydrogen in Internal Combustion Engine. *International Journal of Engineering Management & Sciences* (Vol. 2, Issue 4).
- Guenther, J. (2002). *Exhaust gas purification process and apparatus with internal generation of ammonia for reducing nitrogen oxide*. Patente N° US6338244 B1. United States Patent.
- Gürbüz, H., & Akçay, İ. H. (2021). Evaluating the effects of boosting intake-air pressure on the performance and environmental-economic indicators in a hydrogen-fueled SI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(56), 28801–28810. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.06.099>
- Hamada, K. I., Rahman, M. M., Abdullah, M. A., Bakar, R. A., & A. Aziz, A. R. (2013). Effect of mixture strength and injection timing on combustion characteristics of a direct injection hydrogen-fueled engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 38(9), 3793–3801. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.01.092>
- Huiping, J. (2017). *Hydrogen nozzle of hydrogen fuel engine*. Patente N° CN107100762A. Oficina Europea de Patentes.
- Konnov, A. A., Mohammad, A., Kishore, V. R., Kim, N. il, Prathap, C., & Kumar, S. (2018). A comprehensive review of measurements and data analysis of laminar burning velocities for various fuel+air mixtures. In *Progress in Energy and Combustion Science* (Vol. 68, pp. 197–267). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.05.003>

- Lee, J., Park, C., Bae, J., Kim, Y., Choi, Y., & Lim, B. (2019). Effect of different excess air ratio values and spark advance timing on combustion and emission characteristics of hydrogen-fueled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(45), 25021–25030. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.07.181>
- Lee, S., Kim, G., & Bae, C. (2021). Effect of injection and ignition timing on a hydrogen-lean stratified charge combustion engine. *International Journal of Engine Research*. <https://doi.org/10.1177/14680874211034682>
- Lee, S., Kim, G., & Bae, C. (2022). Effect of mixture formation mode on the combustion and emission characteristics in a hydrogen direct-injection engine under different load conditions. *Applied Thermal Engineering*, 209, 118276. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118276>
- Ling-zhi, B., Bai-gang, S., Qing-he, L., Yong-li, G., Xi, W., Fu-shui, L., & Chao, L. (2020). Simulation and experimental study of the NO_x reduction by unburned H₂ in TWC for a hydrogen engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(39), 20491–20500. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2019.10.135>
- Luo, Q. he, Hu, J. bin, Sun, B. gang, Liu, F. shui, Wang, X., Li, C., & Bao, L. zhi. (2019). Effect of equivalence ratios on the power, combustion stability and NO_x controlling strategy for the turbocharged hydrogen engine at low engine speeds. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(31), 17095–17102. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2019.03.245>
- Ma, D. S., & Sun, Z. Y. (2020). Progress on the studies about NO_x emission in PFI-H₂ICE. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(17), 10580-10591. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.11.065>
- Malpartida, I. *Un estudio del proceso de almacenamiento seguido de reducción, NSR, para la eliminación de NO_x en fuentes móviles*. Tesis Doctoral. Universidad de Málaga. 2006
- Martín, J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 2007
- Nande, A. M., Wallner, T., & Naber, J. (2008). Influence of Water Injection on Performance and Emissions of a Direct-Injection Hydrogen Research Engine. *SAE Technical Paper 2008-01-2377*. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2377>
- Negurescu, N., Pana, C., Popa, M. G., & Cernat, A. (2011). Performance comparison between hydrogen and gasoline fuelled spark ignition engine. *Thermal Science*, 15(4), 1155–1164. <https://doi.org/10.2298/TSC110203090N>
- Nieminen, J., D'Souza, N., & Dincer, I. (2010). Comparative combustion characteristics of gasoline and hydrogen fuelled ICes. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(10), 5114–5123. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.08.098>
- Payri, F., & Desantes, J. M. (2014). *Motores de combustión interna alternativos*. Reverté.
- Portilla, Y. *Envejecimiento hidrotérmico de sistemas híbridos NSR-SCR para aplicaciones DeNO_x*. Trabajo Fin de Grado. Facultad de Ciencia y Tecnología, Universidad del País Vasco. 2016
- Portillo, L. *Contribución al estudio del proceso de inyección-combustión en motores de encendido por compresión (MEC) de inyección directa*. Tesis Doctoral. Universidad de Valladolid. 2006
- Pourkhesalian, A. M., Shamekhi, A. H., & Salimi, F. (2010). Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics. *Fuel*, 89(5), 1056–1063. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.11.025>
- Rodenas, L. *Estudios de las prestaciones y emisiones del motor diésel de un vehículo operando en modo dual H₂-Diésel*. Trabajo Fin de Máster. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Universidad Politécnica de Valencia. 2021

- Shinjoh, H., Takahashi, N., & Yokota, K. (2007). Synergic effect of Pd/ γ -alumina and Cu/ZSM-5 on the performance of NO_x storage reduction catalyst. *Topics in Catalysis*, 42–43(1–4), 215–219. <https://doi.org/10.1007/s11244-007-0181-3>
- Singh, A. P., Pal, A., & Agarwal, A. K. (2016). Comparative particulate characteristics of hydrogen, CNG, HCNG, gasoline and diesel fueled engines. *Fuel*, 185, 491–499. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.018>
- Singh, A. P., Pal, A., Gupta, N. K., & Agarwal, A. K. (2017). Particulate emissions from laser ignited and spark ignited hydrogen fueled engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(24), 15956–15965. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.04.031>
- Taghavifar, H., Anvari, S., & Parvishi, A. (2017). Benchmarking of water injection in a hydrogen-fueled diesel engine to reduce emissions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(16), 11962–11975. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.02.138>
- Takagi, Y., Mori, H., Mihara, Y., Kawahara, N., & Tomita, E. (2017). Improvement of thermal efficiency and reduction of NO_x emissions by burning a controlled jet plume in high-pressure direct-injection hydrogen engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(41), 26114–26122. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.08.015>
- Takagi, Y., Oikawa, M., Sato, R., Kojiya, Y., & Mihara, Y. (2019). Near-zero emissions with high thermal efficiency realized by optimizing jet plume location relative to combustion chamber wall, jet geometry and injection timing in a direct-injection hydrogen engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(18), 9456–9465. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.058>
- Tinaut, F. v., Melgar, A., Horrillo, A., & de La Rosa, A. D. (2006). Method for predicting the performance of an internal combustion engine fuelled by producer gas and other low heating value gases. *Fuel Processing Technology*, 87(2), 135–142. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2005.08.009>
- Tinaut, F. v. (2022). Apuntes de la asignatura Hidrógeno, e-fuels y otros combustibles renovables. Máster en Sistemas Propulsivos, UPV, Valencia.
- Tomoki, Y. (2008). *Injector spark plug* Patente N° JP2008255848A. Oficina Europea de Patentes.
- Verhelst, S., & Wallner, T. (2009). Hydrogen-fueled internal combustion engines. In *Progress in Energy and Combustion Science* (Vol. 35, Issue 6, pp. 490–527). <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.08.001>
- Wallner, T., Nande, A. M., & Naber, J. (2008). Evaluation of Injector Location and Nozzle Design in a Direct-Injection Hydrogen Research Engine. *SAE International*. <https://doi.org/10.4271/2008-01-1785>
- Wallner, T., Scarcelli, R., Nande, A. M., & Naber, J. (2009). Assessment of Multiple Injection Strategies in a Direct-Injection Hydrogen Research Engine. *SAE International Journal of Engines*, 2(1), 2009-01–1920. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1920>
- Ye, Y., Gao, W., Li, Y., Zhang, P., & Cao, X. (2020). Numerical study of the effect of injection timing on the knock combustion in a direct-injection hydrogen engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(51), 27904–27919. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.07.117>
- Younkins, M., Boyer, B., & Wooldridge, M. (2013). Hydrogen di dual zone combustion system. *SAE International Journal of Engines*, 6(1), 45–53. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0230>
- Younkins, M., Wooldridge, M. S., & Boyer, B. A. (2015). Port Injection of Water into a di Hydrogen Engine. *SAE Technical Papers*, 2015-April(April). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0861>
- Zhi, W., & Wei, W. (2021). *Hydrogen internal combustion engine combustion system and combustion control method*. Patente N° CN113202622A. Oficina Europea de Patentes.

ANEXOS

Anexo 1- Tablas seleccionadas de propiedades del hidrógeno

Tabla 1 -Propiedades del hidrógeno comparadas con otros combustibles. (Fayaz, 2012)

Property	Hydrogen	Methane	Iso-octane
Molecular weight (g/mol)	2.016	16.043	114.236
Density (kg/m ³)	0.08	0.65	692
Mass diffusivity in air (cm ² /s)	0.61	0.16	~0.07
Minimum ignition energy (mJ)	0.02	0.28	0.28
Minimum quenching distance (mm)	0.64	2.03	3.5
Flammability limits in air (vol%)	4.75	5-15	1.1-6
Flammability limits (λ)	10-0.14	2-0.6	1.51-0.26
Flammability limits (ψ)	0.1-7.1	0.5-1.67	0.66-3.85
Lower heating value (MJ/kg)	120	50	44.3
Auto-ignition temperature in air (K)	858	723	550
Flame velocity (ms ⁻¹)	1.85	0.38	0.37-0.43
Higher heating value (MJ/kg)	142	55.5	47.8
Stoichiometric air-to-fuel ratio (kg/kg)	34.2	17.1	15
Stoichiometric air-to-fuel ratio (kmol/kmol)	2.387	9.547	59.666

Tabla 2-Propiedades de la mezcla hidrógeno-aire comparadas. (Fayaz, 2012)

Property	H ₂ -air	H ₂ -air	CH ₄ -air	C ₈ H ₁₈ -air
	$\lambda = 1$	$\lambda = 4$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1$
	$\phi = 1$	$\phi = 0.25$	$\phi = 1$	$\phi = 1$
Volume fraction fuel (%)	29.5	9.5	9.5	1.65
Mixture density (kg/m ³)	0.850	1.068	1.123	1.229
Kinematic viscosity (mm ² /s)	21.6	17.4	16	15.2
Autoignition temperature (K)	858 ^a	>858 ^a	813 ^a	690 ^a
Adiabatic flame temperature (K)	2390	1061	2226	2276
Thermal conductivity (10 ⁻² W/mK)	4.97	3.17	2.42	2.36
Thermal diffusivity (mm ² /s)	42.1	26.8	20.1	18.3
Ratio of specific heats	1.401	1.400	1.354	1.389
Speed of sound (m/s)	408.6	364.3	353.9	334.0
Air-to-fuel ratio (kg/kg)	34.2	136.6	17.1	15.1
Mole ratio before/after combustion	0.86	0.95	1.01	1.07
Laminar burning velocity, ~360 K (cm/s)	290	12	48	45
Gravimetric energy content (kJ/kg)	3758	959	3028	3013
Volumetric energy content (kJ/m ³)	3189	1024	3041	3704

Tabla 3-Dosados de la mezcla aire-H2. (Cálculos propios-Aire 79%N2 y 21%O2)

Lambda	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Fr	1	0,666666667	0,5	0,4	0,333333333	0,285714	0,25
A/F	34,5	51,75	69	86,25	103,5	120,75	138
F	0,028986	0,019323671	0,014492754	0,011594203	0,009661836	0,008282	0,007246377
H2 %masa	2,82%	1,90%	1,43%	1,15%	0,96%	0,82%	0,72%
H2 %vol.	29,52%	21,83%	17,32%	14,35%	12,25%	10,69%	9,48%

Anexo 2- Resumen de resultados relevantes del comportamiento de motores alimentados con hidrógeno

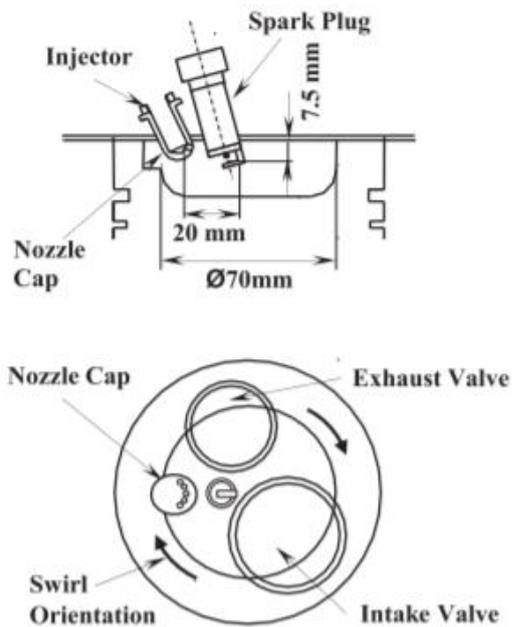


Figura 1-Posición de la bujía y el inyector con generación de Swirl en el aire [Takagi, 2019]

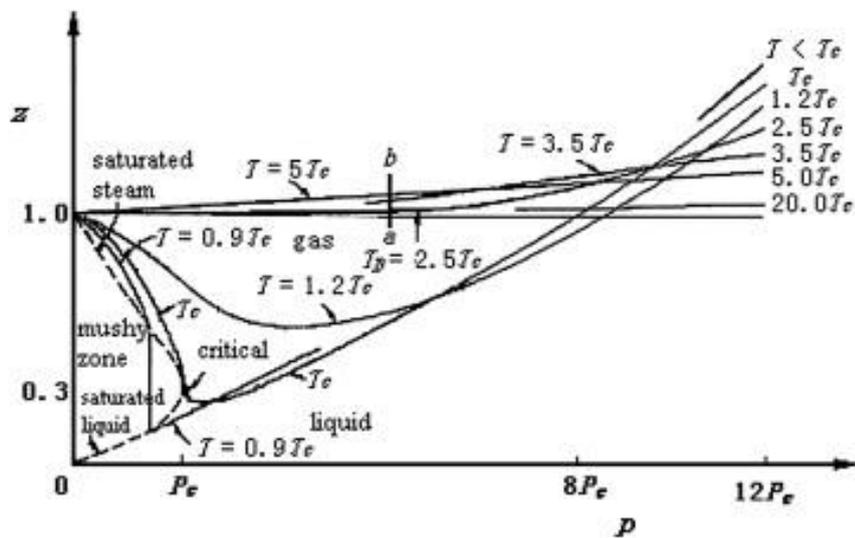


Figura 2-Factor de compresibilidad un gas en función de la presión y temperatura reducidas (Datos particulares del hidrógeno $T_c = 33\text{ K}$, $p_c = 12.93\text{ bar}$) [Chen, 2010]

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

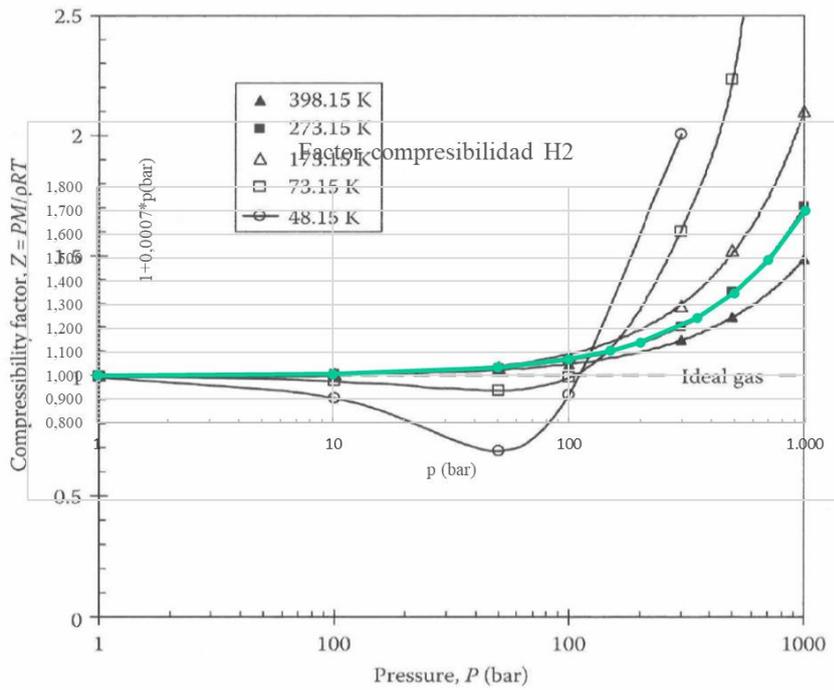


Figura 3-Factor de compresibilidad del hidrógeno según presión y temperatura, junto con expresión aproximada para temperatura ambiente ($Z=1+0.0007 \cdot p \text{ (bar)} = 1+0.007 \cdot p \text{ (MPa)}$, en verde) [Tinaut, 2022, Máster Sistemas Propulsivos, UPV]

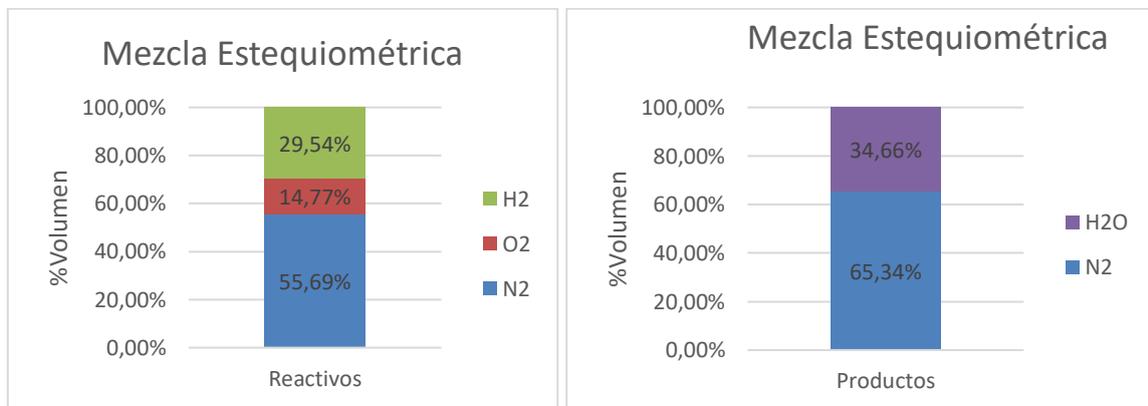


Figura 4-Fracción molar de reactivos en mezcla H2-aire estequiométrica (izquierda) y de productos (derecha)

Diseño y funcionamiento MCIA con H2

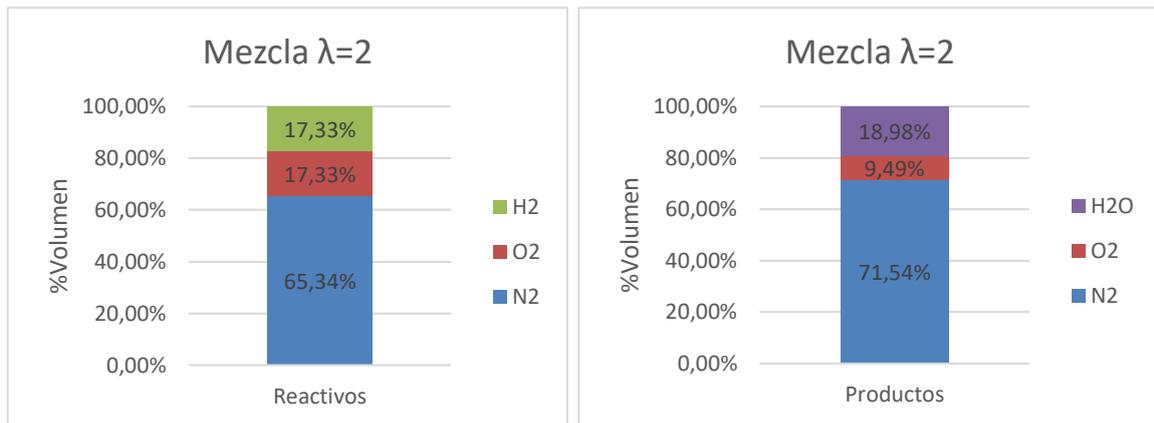


Figura 5-Fracción molar de reactivos en mezcla H2-aire con exceso de aire $\lambda=2$ (izquierda) y de productos (derecha)

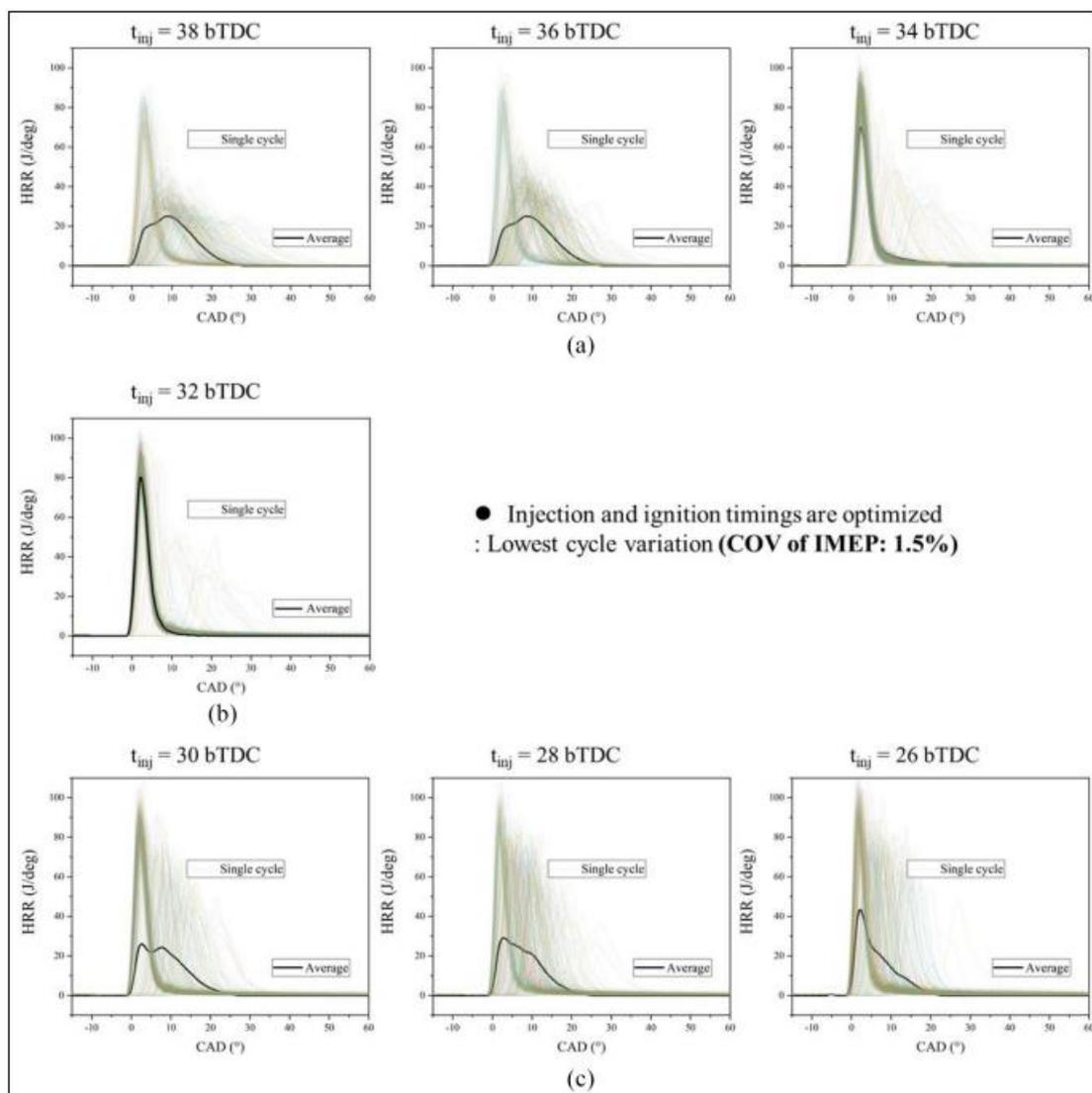


Figura 6-Tasas de liberación de calor según el ángulo de inyección [Lee, 2021]

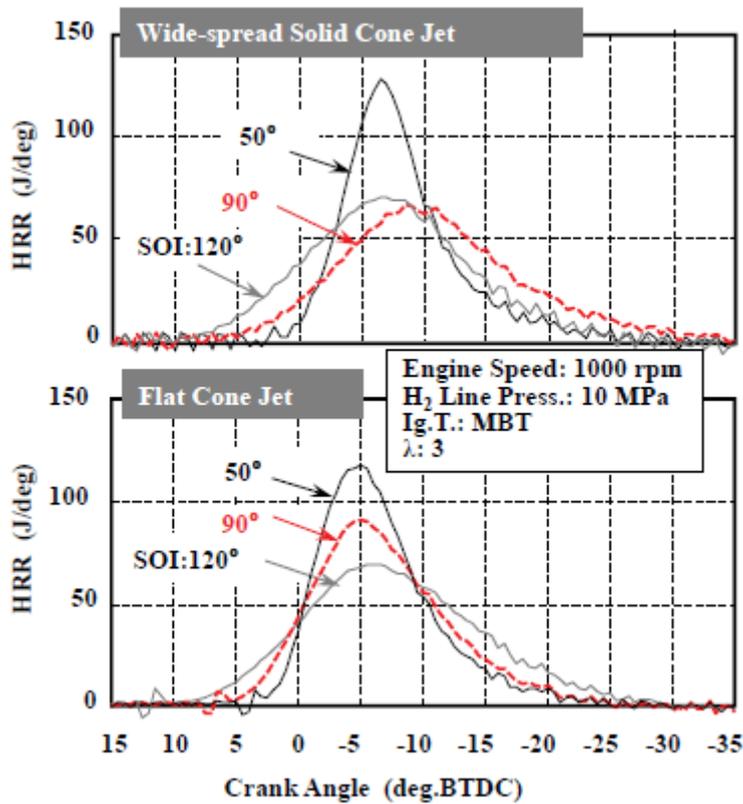


Figura 7-Tasa de liberación de calor según morfología del chorro y SOI [Takagi, 2017]

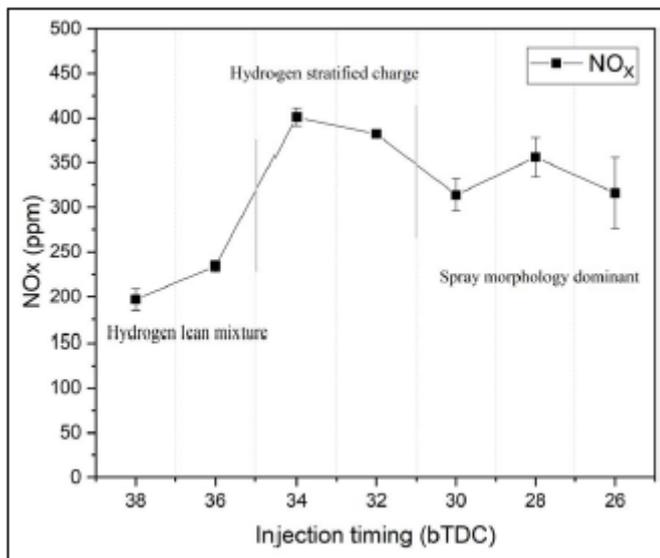


Figura 8-Emisiones según el ángulo de inyección [Lee, 2021]

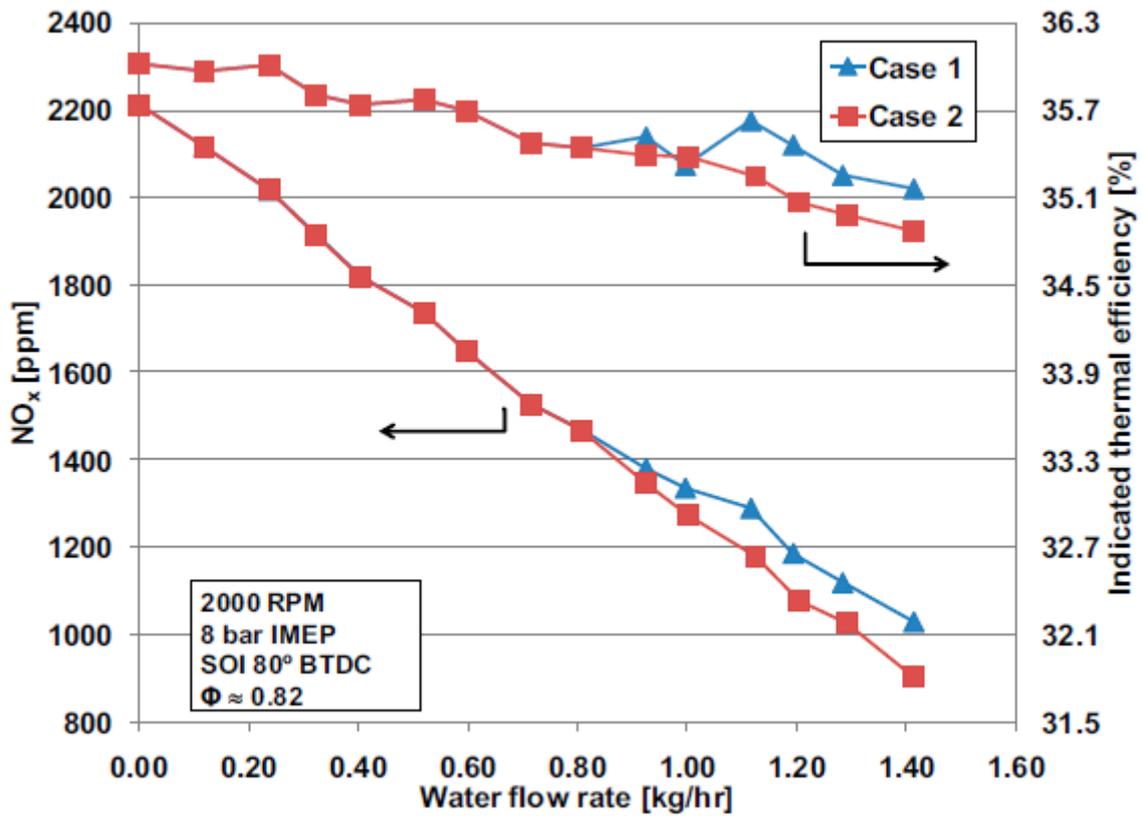


Figura 9-Emissiones de NO_x dependientes del flujo de inyección indirecta de agua [Nande, 2008]

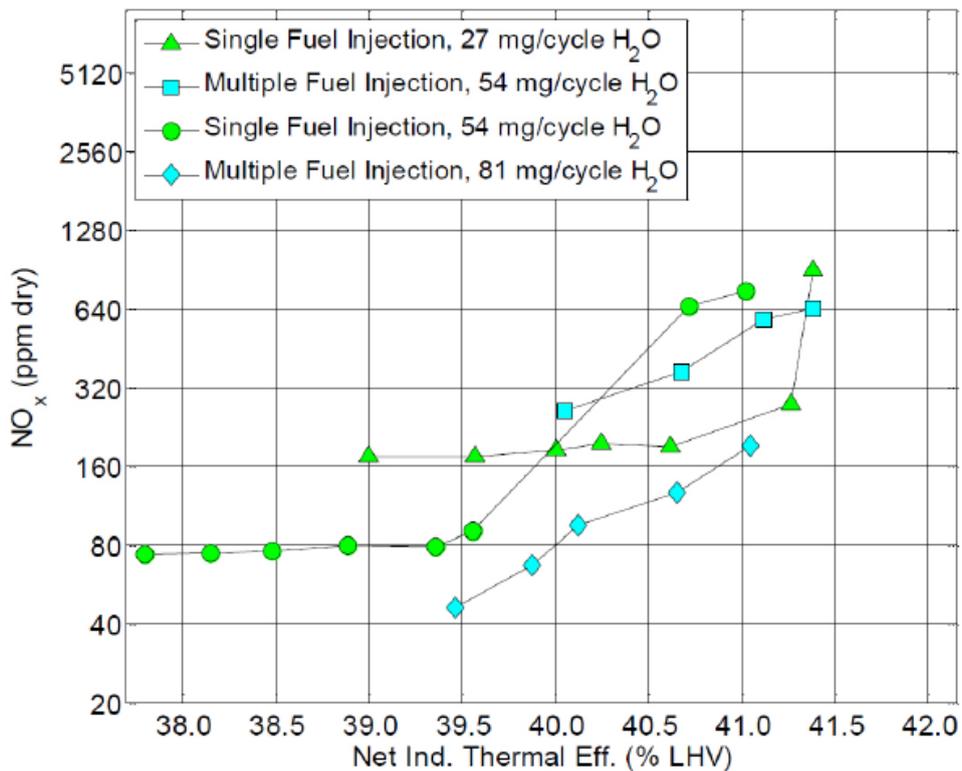


Figura 10-Emissiones de NO_x frente a rendimiento indicado [Younkins, 2015]

PRESUPUESTO

A la hora de realizar el presupuesto se han dividido las horas totales de trabajo en las diferentes tareas llevadas a cabo, siendo esto la revisión bibliográfica en busca de información para encauzar el trabajo en una dirección concreta, el cálculo de las propiedades consideradas relevantes y sus variaciones, la redacción de informes que recojan la información de las dos tareas citadas anteriormente y, por último, la revisión de dichos resultados para cerciorarse de la veracidad de los mismos. Además, se ha tenido en cuenta el trabajo de supervisión por parte del tutor asignado a este trabajo como responsable del mismo.

Para realizar dichas tareas son necesarias unas herramientas de cálculo, graficado y redacción del trabajo. Las licencias de dichas herramientas se contabilizan también en este presupuesto, aunque no suponen coste alguno al pertenecer a la comunidad de la UPV.

Tabla 8. Presupuesto parcial

Mano de obra			
Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Revisión Bibliográfica	80	5,33 €	426,67 €
Cálculo de propiedades	100	5,33 €	533,33 €
Redacción de informes	90	5,33 €	480,00 €
Revisión de resultados	30	5,33 €	160,00 €
Supervisión del tutor	100	37,70 €	3.770,00 €
TOTAL:			5.370,00 €
Software			
Descripción	Unidades	Coste unitario (€)	Importe (€)
Licencia Microsoft Office 365 A1 Universitaria	1	0,00 €	0,00 €
TOTAL:			0,00 €

El coste total del trabajo se presenta a continuación, estando contemplados en este presupuesto global los presupuestos parciales de mano de obra y software, así como los gastos extra generales y el beneficio industrial y el impuesto al valor añadido (IVA) del 21%. De esta forma, el coste de este trabajo asciende a **SIETE MIL SEISCIENTOS SESENTA Y SIETE EUROS CON VEINTINUEVE CÉNTIMOS**.

Tabla 9. Presupuesto global

Descripción	Importe (€)
Mano de Obra	5.370,00 €
Software	0,00 €
Presupuesto Ejecución Material	5.370,00 €
Gastos Generales (10%)	537,00 €
Beneficio Industrial (8%)	429,60 €
Presupuesto de Ejecución Por Contrata	6.336,60 €
IVA (21%)	1.330,69 €
TOTAL	7.667,29 €