



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Proyecto para el dimensionamiento y estimación de  
prestaciones y emisiones de un motor de combustión  
interna alimentado con H<sub>2</sub>.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Espinosa Conejero, José

Tutor/a: Molina Alcaide, Santiago Alberto

Cotutor/a: Tinaut Fluixá, Francisco Vicente

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

## RESUMEN

Dado el interés en el uso de hidrógeno para permitir la descarbonización del transporte se abre la posibilidad a corto plazo de utilizar el hidrógeno como combustible para un motor de combustión interna alternativo, con encendido provocado (MEP). El trabajo propuesto se basa en conocer las distintas propiedades del hidrógeno como combustible para después estudiar cómo estas afectan al diseño y funcionamiento del motor. Para ello, se exponen las variaciones que sufren los componentes y sistemas más importantes del motor y se analizan las diferentes estrategias posibles de relación aire-combustible y los modos de aporte de combustible. Además, se realiza un estudio de los tiempos de inyección de hidrógeno y un análisis de las emisiones y sistemas de postratamiento de gases de escape.

**Palabras clave:** Hidrógeno; combustión; reducción de emisiones; motor de combustión

## Contenido

1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1. Antecedentes .....	1
1.2. Objetivos .....	1
1.3. Alcance del trabajo.....	2
2. CARACTERÍSTICAS DEL HIDRÓGENO .....	3
2.1. Propiedades del hidrógeno como sustancia .....	3
2.2. Propiedades del hidrógeno como combustible .....	3
2.3. Implicaciones del uso de hidrógeno en un MCIA.....	6
2.4. Ventajas e inconvenientes de los MCIA alimentados con hidrógeno frente a otros sistemas de propulsión.....	8
2.4.1. Ventajas del uso de hidrógeno como combustible para motores .....	8
2.4.2. Inconvenientes .....	9
3. CONFIGURACIÓN DE UN MCIA ALIMENTADO CON HIDRÓGENO.....	10
3.1. Componentes y sistemas .....	10
3.2. Modelos de inyectores para inyección directa de hidrógeno.....	13
4. MODOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MCIA CON HIDRÓGENO .....	15
4.1. Operación en condiciones estequiométricas combinada con EGR.....	16
4.2. Operación en mezcla muy pobre.....	18
4.3. Prestaciones de un motor de hidrógeno .....	21
5. MODOS DE APORTE DEL HIDRÓGENO EN UN MCIA.....	24
5.1. Modos posibles de aporte de hidrógeno.....	24
5.2. Inyección indirecta cerca de la válvula de admisión (PFI).....	24
5.3. Inyección directa (DI) .....	27
5.4. Cálculo de los tiempos de inyección de los inyectores de hidrógeno.....	29
6. EMISIONES CONTAMINANTES Y SISTEMAS DE POSTRATAMIENTO .....	37
6.1. Emisiones contaminantes.....	37
6.2. Sistemas de postratamiento .....	39
7. CONCLUSIONES.....	44
8. BIBLIOGRAFÍA .....	46
PRESUPUESTO .....	50

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Antecedentes

El parque automovilístico actual está ampliamente dominado por los motores de combustión interna alimentados con **combustibles fósiles** basados en hidrocarburos, los cuales tienen asociadas unas **emisiones contaminantes y de CO<sub>2</sub>** que afectan al planeta y a la humanidad.

Además, debido al crecimiento económico, se ha **extendido el uso del automóvil** como sistema de transporte, lo que ha aumentado el problema de las emisiones y ha acelerado el **agotamiento de los combustibles fósiles**, lo que ha producido un aumento de los costes de estos.

Finalmente, con el objetivo de reducir las emisiones de contaminantes, se han propuesto **normas de anticontaminación** más severas que conducirán al fin de los motores de combustión interna tal y como los conocemos debido a la dificultad o imposibilidad de estos de conseguir cumplir con las futuras restricciones, por lo que se están estudiando **nuevas soluciones sostenibles** para abastecer la demanda de energía en el sector transporte.

Una de las soluciones más prometedoras es el empleo del **hidrógeno como portador de energía**, pues este se puede producir a partir de fuentes de energía renovables y sus características como combustible ofrecen numerosas ventajas.

El hidrógeno se puede utilizar en sistemas de propulsión mediante dos tecnologías de conversión energética, la **pila de combustible (FC)** y el **motor de combustión interna (H<sub>2</sub>-MCIA)**. Este trabajo se centra en el estudio de este último, capaz de acortar la transición de los vehículos basados en combustibles de base carbono a los vehículos alimentados por hidrógeno, pues para el caso de la pila de combustible actualmente se encuentra limitada por temas de durabilidad y coste. [1]

## 1.2. Objetivos

### General

Estudiar y comprender las características específicas asociadas a un motor de combustión interna alimentado solo con hidrógeno mediante la modificación de motores tradicionales.

### Específicos

En estos se desglosa el objetivo principal y se basan los distintos puntos tratados en el trabajo:

- Conocer las propiedades específicas del hidrógeno como combustible y compararlas con otros combustibles.
- Descubrir las distintas implicaciones que llevan asociadas estas propiedades sobre el funcionamiento y diseño del motor.
- Estudiar las ventajas e inconvenientes de este tipo de motores respecto a otros sistemas de propulsión.
- Determinar los componentes y sistemas específicos necesarios para poder trabajar con hidrógeno.
- Revisar la oferta de material comercial que pueda ser utilizado para la inyección directa de hidrógeno.
- Establecer una estrategia de relación aire-combustible (dosado) en función de las condiciones operativas. (estequiométrico y pobre).

- Mostrar resultados de autores sobre las prestaciones de un motor de hidrógeno.
- Comprender los distintos modos de aporte de combustible y sus virtudes.
- Calcular los tiempos de inyección a través de los caudales a aportar de combustible para un motor y determinar las secciones de paso de los inyectores para tiempos de accionamiento compatibles con el funcionamiento de los motores.
- Identificar las emisiones contaminantes y las necesidades para el sistema de postratamiento para el control de estas.

### **1.3. Alcance del trabajo**

Tras el primer capítulo introductorio, en el Cap. 2 se realiza una revisión bibliográfica de las distintas propiedades del hidrógeno como combustible para seguidamente, entender las implicaciones que éstas llevan asociadas en un motor de combustión interna.

En el Cap. 3 se identifican las variaciones que sufren los componentes y sistemas típicos de un motor al pasar a trabajar con hidrógeno debido a las distintas implicaciones de sus propiedades. Además, se muestran varios tipos de inyectores para el aporte de combustible en el interior del cilindro.

En el Cap. 4 se estudian distintos modos de funcionamiento del motor de hidrógeno para conseguir una combustión estable sin fenómenos no deseados y una baja producción de óxidos de nitrógeno. Al final del capítulo se muestran las prestaciones de algunos motores de hidrógeno.

En el Cap. 5 se examinan y comparan los distintos modos de aporte de hidrógeno y se calculan los tiempos de inyección de este dependiendo de las características del sistema de inyección y las condiciones de operación del motor.

En el Cap. 6 se muestran las emisiones típicas de un MCIA de hidrógeno, sus mecanismos de formación y los distintos sistemas de postratamiento de los gases de escape para evitar que los contaminantes producidos se expulsen al ambiente.

Por último, en el Cap. 7 se recogen las conclusiones del trabajo.

## 2. CARACTERÍSTICAS DEL HIDRÓGENO

Para comenzar es importante asentar unas bases empezando por conocer las propiedades específicas del hidrógeno más trascendentes que influyen en su comportamiento como sustancia y, desde luego, como combustible. Adaptado de varias referencias, [2-6].

### 2.1. Propiedades del hidrógeno como sustancia

El hidrógeno es el **elemento más simple y abundante del universo**, constituyendo aproximadamente el 75% de la materia del universo. Se trata de una sustancia que se presenta en forma de **molécula diatómica**, y que, a temperatura y presión estándar, es incolora, inolora, insípida y no tóxica.

La molécula de hidrógeno está formada por dos átomos de hidrógeno cuyo peso atómico es de 1.0079 u, siendo el elemento más ligero, por lo que su **peso molecular es de 2.0158 u**.

Debido a su facilidad para combinarse con otros elementos, no suele encontrarse en estado puro y sí en forma de compuestos químicos como hidrocarburos y agua, es por esto por lo que no se considera una fuente de energía, sino un **portador de energía**, pues no se encuentra en forma libre en la naturaleza y para utilizarlo como combustible se ha de someter a varios procesos antes.

Cuenta con un **punto de fusión a -259.14°C** y un **punto de ebullición muy bajo a -252.87°C**, siendo la segunda sustancia con el punto de ebullición más bajo, solo superado por el helio, por lo que en la mayoría de los casos se encuentra en **estado gaseoso**.

Tiene una relación de expansión al evaporarse de 1:848, lo que significa que en estado gaseoso ocupa 848 veces más volumen que en estado líquido.

Además, debido a su bajo peso molecular, cuenta con una **densidad muy baja**, de 0.089 kg/m<sup>3</sup> a 0°C y 1 bar, siendo 14.5 veces más ligero que el aire, con una densidad relativa de 0.0695 y del orden de una magnitud menor que el metano. Incluso en estado líquido no es muy denso, por ejemplo, un metro cúbico de agua contiene 111 kg de hidrógeno, mientras que un metro cúbico de hidrógeno líquido contiene solo 71 kg de hidrógeno.

El hidrógeno tiene también una **alta difusividad y flotabilidad** debido al pequeño tamaño de sus moléculas, teniendo una capacidad de dispersión y elevación en el aire considerablemente mayor que la gasolina.

### 2.2. Propiedades del hidrógeno como combustible

Se pueden enumerar las siguientes propiedades:

1. **Baja densidad energética:** A pesar de contar con un elevado poder calorífico por unidad de masa de 119.93 kJ/g a 25°C y 1 atm, para el caso del poder calorífico inferior, que le permite liberar alrededor de 2.5 veces más calor en la combustión que un hidrocarburo convencional, la **cantidad de energía por unidad de volumen** del hidrógeno, es decir, la densidad energética por unidad de volumen del hidrógeno es muy baja, debido a su baja densidad consecuencia de su reducido peso molecular.

Aun comprimiéndolo o incluso criogenizándolo, los valores de la densidad energética del hidrógeno seguirían siendo menores que otros combustibles como el metano, el propano o la gasolina, esta última con una densidad energética de 31.150.000 kJ/m<sup>3</sup> [6]. Sin embargo, la densidad energética de una mezcla estequiométrica hidrógeno-aire tiene un valor de **3189 kJ/m<sup>3</sup>**, que es comparable al de otros hidrocarburos.

2. **Amplio rango de inflamabilidad:** Muestra las proporciones límites inferior y superior de combustible en aire dentro de las cuales la mezcla es inflamable. Para mezclas de hidrógeno y aire a 298 K y 1 atm va del **4% al 75%** o lo que es lo mismo, de  $\lambda = 0.14$  a  $\lambda = 10.5$ , un rango **mucho mayor que la gasolina**, por ejemplo, que tiene unos límites entre  $\lambda = 0.4$  y  $\lambda = 1.4$ , esto le permite al hidrógeno operar en condiciones muy pobres o ricas.

La siguiente imagen, Figura 2.1, muestra gráficamente los distintos rangos de inflamabilidad de varios combustibles observándose la amplitud de este para el caso del hidrógeno en comparación con los demás.

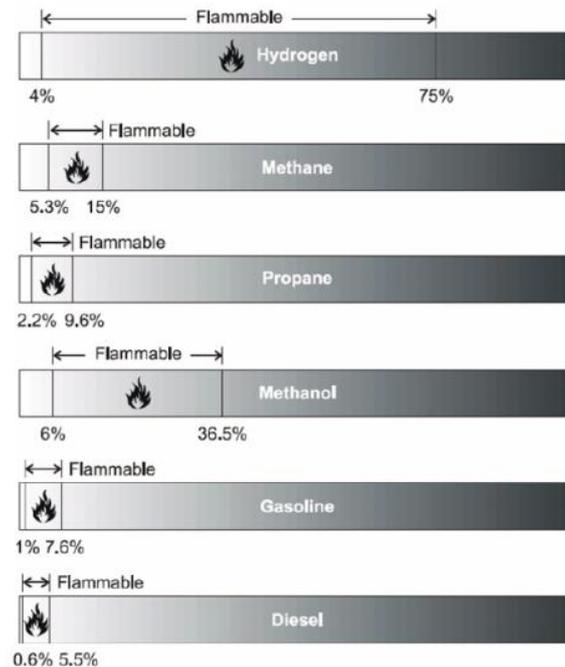


Figura 2.1: Límites de inflamabilidad del hidrógeno, metano, propano, metanol, gasolina y diésel. [6]

3. **Alta temperatura de autoignición:** La temperatura de autoignición es aquella a partir de la cual una sustancia se enciende en una atmósfera normal sin necesidad de un aporte de calor externo. En el caso del hidrógeno esta temperatura tiene un **valor elevado de 858 K** (536 °C), por lo que, superada esta, se producirá una ignición prematura no controlada.
4. **Baja energía de ignición:** Es la mínima energía externa requerida para encender una mezcla con una fuente de ignición. Para una mezcla de hidrógeno y aire en condiciones cercanas a la estequiométrica tiene un valor bajo de **0.02 MJ**, alrededor de **un orden de magnitud menor que la de los hidrocarburos tradicionales** como el metano y el isooctano.

Este valor depende de la distancia entre los electrodos de la bujía, a mayor distancia, mayor energía necesaria y también **depende del dosado relativo** de la mezcla como se observa en la Figura 2.2. Cuando la mezcla se aleja de la condición estequiométrica, la energía de ignición aumenta, aunque es bastante constante en todo el rango de inflamabilidad en comparación con otros combustibles como el metano y el heptano.

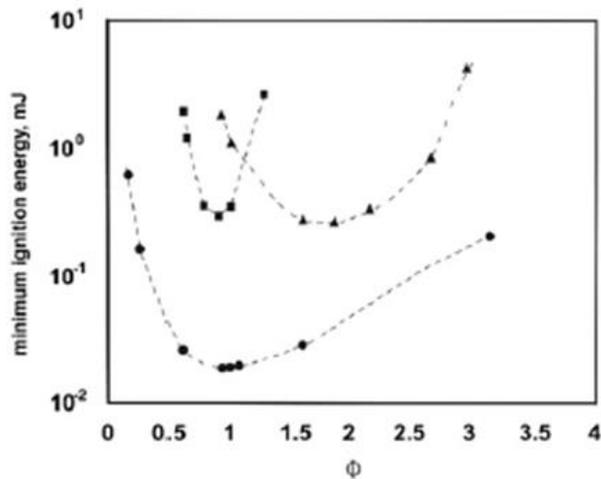


Figura 2.2: Energía mínima de ignición del hidrógeno (círculo), metano (cuadrado) y heptano (triángulo) mezclados con aire a distintos dosados a presión atmosférica. [3]

5. **Pequeña distancia de apagado:** Es la distancia de la llama a la pared de la cámara de combustión a partir de la cual la llama se extingue. Para una llama de hidrógeno es de **0.6 mm**, aproximadamente **3 veces menos** que para otros combustibles como la gasolina.
6. **Alta velocidad laminar de llama:** El hidrógeno tiene una alta velocidad de llama en condiciones estequiométricas de **1.85 m/s** en condiciones ambientales, esto le permite aumentar el porcentaje de combustión a volumen constante, acercándose a un ciclo termodinámico ideal del motor.  
La velocidad de llama del hidrógeno es **5 veces mayor que la de la gasolina** y el metano y unas **10 veces mayor que la del diésel**. Esta propiedad varía con el dosado disminuyendo conforme nos alejamos de la condición estequiométrica.
7. **Mezcla estequiométrica:** Esta mezcla ideal ocurre cuando las moléculas de oxígeno y combustible están presentes en el radio exacto necesario para completar la reacción de combustión. El hidrógeno cuenta con una relación aire-combustible en masa en condiciones estequiométricas de **34.3:1**, por lo que requiere una cantidad de aire mucho mayor, **más del doble que en el caso de la gasolina y el diésel**, con dosados estequiométricos de 14.6:1 y 14.5:1, respectivamente.
8. **Temperatura adiabática de llama:** El hidrógeno cuenta con el valor más alto, de unos **2400 K en condiciones estándar**, en comparación con, por ejemplo, los 2210 K de la mezcla de metano y aire.

A continuación, se muestra una tabla, Tabla 2.1, donde se comparan los valores de las distintas propiedades del hidrógeno mencionadas anteriormente con otros combustibles como el metano, la gasolina y el diésel.

Tabla 2.1: Comparativa de propiedades del hidrógeno con otros combustibles [8] [3] <b>Propiedades</b>	<b>Hidrógeno</b>	<b>Metano</b>	<b>Gasolina</b>	<b>Diésel</b>
Peso molecular [g/mol]	2.016	16.043	110	170
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	0.089	0.65	720-780	830
PCI [MJ/kg]	119.9	50	44.5	42.5
PCS [MJ/kg]	141.6	55.5	47.3	44.8
Dosado esteq. [m/m]	34.3	17.2	14.6	14.5
Densidad energética de la mezcla esteq. [kJ/m <sup>3</sup> ] [298.15K, 101325 Pa]	2902	3108	3677	3467
Rango inflamabilidad [%]	4-75	5-15	1.3-7.1	0.6-5.5
Energía mínima de ignición [mJ]	0.017	0.3	0.29	-
Temperatura de autoignición [°C]	585	540-630	260-460	180-320
Temperatura de llama [°C]	2207	1914	2307	2327
Distancia de apagado [mm]	0.64	2.03	2.0	-
RON	>130	>120	90-100	30

### 2.3. Implicaciones del uso de hidrógeno en un MCI

Conocidas las propiedades más fundamentales del hidrógeno es importante entender como influyen estas al utilizarlo como combustible en un motor de combustión interna alternativo:

Debido al **amplio rango de inflamabilidad** del hidrógeno, este puede trabajar en condiciones **extremadamente pobres**, lo que mejora la **economía de combustible** y genera una reacción de **combustión más completa**. Además, la temperatura final de la combustión disminuye al empobrecer la mezcla lo que **reduce la emisión de NOx**, pero también **reduce la potencia obtenida**, pues hay menos porcentaje de combustible en el motor.

Por otro lado, esta propiedad le permite trabajar de forma **cuantitativa**, es decir, variando la carga modificando el dosado relativo de la mezcla, esto le posibilita eliminar la válvula de mariposa de admisión y así, eliminar las **pérdidas por bombeo** que esta genera.

La **energía de ignición** de la mezcla de hidrógeno-aire es muy baja, por lo que es **fácil de encenderse en presencia de puntos calientes** o residuos produciendo problemas de pre-encendido y retroceso de llama. Por el contrario, gracias a su bajo valor, **favorece el encendido de mezclas pobres y asegura una rápida ignición**.

El **amplio rango de inflamabilidad** y la **baja energía de ignición** lo vuelven menos seguro al aumentar la **probabilidad de encendido no deseado**.

Gracias a su **alta temperatura de autoignición**, se puede trabajar con **relaciones de compresión mayores** sin la aparición de combustión anormal, pues esta temperatura limita la relación de compresión ya que, a mayor compresión, mayor temperatura en el cilindro como muestra la siguiente ecuación que los relaciona.

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

Donde:

$\frac{V_1}{V_2}$  = *relación de compresión*

$T_1$  = *temperatura inicial absoluta*

$T_2$  = *temperatura final absoluta*

$\gamma$  = *relación de calores específicos*

Además, debido a su alto valor, es **difícil de encender la mezcla en un motor de encendido por compresión (MEC)** ya que se tiene que alcanzar una temperatura muy elevada, por lo que se tiene que inyectar junto a otro combustible o encenderse mediante chispa. Esta propiedad también le aporta una **alta resistencia al knock**, es decir, una resistencia a la detonación después de la ignición debido a un aumento de la temperatura localmente hasta valores superiores a la temperatura de autoignición.

Debido a la **baja densidad del hidrógeno**, se necesitan **grandes depósitos** para almacenar una cantidad de energía adecuada para obtener una buena autonomía, por lo que, para su uso en automóviles, para reducir los volúmenes de almacenamiento deberá almacenarse **comprimido o en estado líquido criogenizado**. Por ejemplo, el hidrógeno como gas comprimido a 200 atmósferas y temperatura atmosférica tiene apenas alrededor del 5% de la energía de la gasolina del mismo volumen.

Esta propiedad provoca que la **densidad energética** de la mezcla sea pequeña pues el hidrógeno ocupa una cantidad importante del espacio disponible en el cilindro, en concreto, un **29.53% del volumen**, limitando a la cantidad de aire en inyección indirecta y, por lo tanto, limitando la potencia obtenida. Aunque esto se compensa en parte con el alto poder calorífico gravimétrico del hidrógeno, unas tres veces superior al de los combustibles fósiles procedentes del petróleo. Además, gracias a su amplio rango de inflamabilidad, puede trabajar en mezclas muy pobres, lo que también compensa el problema de la ocupación de tanto volumen y, además, mejora el rendimiento y reduce las emisiones de NOx, pero no soluciona el problema de la reducida potencia.

Al contar con una **alta difusividad y flotabilidad**, se mezcla rápidamente con el aire, lo que le permite generar **mezclas inflamables y homogéneas en poco tiempo**, a la vez que rápidamente se diluye alcanzando proporciones no inflamables. Además, en caso de fuga, se dispersa y eleva rápidamente, llegando a dosados relativos no inflamables y evitando fenómenos de combustión peligrosos no deseados.

En caso de explosión, solo una fracción de la mezcla de gases estará involucrada y, además, un volumen dado de hidrógeno tiene una **baja energía explosiva**, unas 22 veces menos que el mismo volumen lleno de vapor de gasolina.

Debido a su **pequeña distancia de apagado**, más difícil será que se apague la llama, por lo que **más cerca de las paredes** se situará y mayores serán las **pérdidas de calor** al aumentar los gradientes de temperatura cerca de las paredes de la cámara. Además, los **resquicios** deberán ser más pequeños para que la llama no se introduzca en ellos. Esta característica

favorece el **retroceso de llama** ya que esta puede introducirse en el hueco de la válvula de admisión sin apagarse incluso cuando ya se está cerrando.

Su **alta temperatura de llama** provoca una **alta formación de NOx**, el principal contaminante de estos motores.

La **alta velocidad de llama** de la mezcla provoca una gran tendencia al **retroceso de llama** en el caso de los motores con inyección indirecta, pero también **mejora el rendimiento** gracias a un proceso de combustión cercano al ideal en el que toda la liberación de energía ocurre en el punto muerto superior utilizándose en el trabajo de expansión. Además, gracias a esta, el hidrógeno puede trabajar con **altos grados de dilución** manteniendo una velocidad de llama alta a pesar de su disminución respecto al valor en estequiométrico, y esto también mejora el rendimiento del motor.

## 2.4. Ventajas e inconvenientes de los MCIAs alimentados con hidrógeno frente a otros sistemas de propulsión

En este apartado se van a enumerar las principales virtudes y defectos de un motor de combustión interna alimentado por hidrógeno con respecto a otros sistemas de propulsión como los motores eléctricos con baterías o pilas de combustible y los motores de combustión alimentados con combustibles fósiles tradicionales.

### 2.4.1. Ventajas del uso de hidrógeno como combustible para motores

No depende de **materiales raros**, mientras que las baterías y la membrana de intercambio de protones de la pila de combustible necesitan para su fabricación metales raros como el platino o el litio, lo que limita su producción y la encarece. [9]

Se puede aprovechar la **infraestructura de producción** de los motores de combustión convencionales existente, desarrollada y madura, pues la configuración del propio motor es conceptualmente la misma, por lo que la transición es más directa, fácil y los costes son menores. [9, 10]

Se puede implantar en las **flotas de vehículos actualmente en uso**.

Se puede **combinar con otros combustibles**, trabajando de modo dual, haciendo más flexible y fácil la transición hacia el uso de este combustible al solucionar problemas como la falta de infraestructura de recarga, la reducida capacidad de los depósitos de almacenamiento de hidrógeno o la propia escasez de producción de hidrógeno.

El hidrógeno utilizado en motores necesita **menos requerimientos de pureza** que en el caso del hidrógeno para pila de combustible, el cual debe ser muy puro (+99.99%) [10], esto se traduce en un menor coste del hidrógeno para motores.

Elimina las **emisiones de base carbono** típicas de los motores que hacen uso de combustibles fósiles al no contar con carbono en su composición química, y así, reduce las emisiones contaminantes a los óxidos de nitrógeno.

Se pueden alcanzar **mejores rendimientos** que en el caso los motores convencionales alimentados por gasolina y diésel.

Los **tiempos de recarga son menores** en comparación con los tiempos necesarios para la recarga de las baterías de los vehículos eléctricos.

Algunas de las características del hidrógeno como su baja densidad y su alta difusividad y flotabilidad, lo hacen **más seguro** en comparación a la fuga de gasolina, por ejemplo.

La fuga del hidrógeno no es **ni contaminante, ni tóxica**.

El hidrógeno se puede producir a partir de múltiples fuentes, incluidas fuentes de **energía renovable** mediante procesos como la electrólisis.

### 2.4.2. Inconvenientes

**Baja capacidad de almacenamiento** debido a su baja densidad en comparación con los combustibles fósiles, a diferencia estos que se encuentran en estado líquido, el hidrógeno es un gas y hay que **comprimirlo o criogenizarlo para almacenarlo**, esto conlleva un gasto de energía y un coste importante.

La combustión del hidrógeno en un motor lleva asociadas **mayores vibraciones y ruidos** que un motor convencional debido a los altos aumentos de presión por su rápida combustión.

Los H<sub>2</sub>ICE tienen un **rendimiento inferior** a los vehículos propulsados por motores eléctricos alimentados por pilas de combustible y baterías eléctricas. La pila de combustible cuenta con un rendimiento superior al 60%, por lo que aprovecha mejor la energía que contiene el hidrógeno.

Al basarse en un proceso de combustión a alta temperatura, lleva asociada la **formación de NO<sub>x</sub>**, mientras que la pila de combustible trabaja con reacciones de oxidación a baja temperatura, por lo que no genera este contaminante, solo produce agua.

Alrededor de un 96% del hidrógeno producido **actualmente** proviene de procesos que hacen uso de combustibles fósiles, por lo que **no es combustible limpio** y, además, la infraestructura de fuentes de energía renovable existente actualmente no sería capaces de satisfacer una alta demanda de producción de hidrógeno.

Falta de **infraestructura de distribución** y recarga de hidrógeno.

El **coste** del hidrógeno actualmente es superior al coste de los combustibles fósiles.

Las adaptaciones necesarias para que los motores convencionales puedan trabajar con hidrógeno lo hacen **más complejo** y aumentan los **requerimientos de mantenimiento**.

### 3. CONFIGURACIÓN DE UN MCIA ALIMENTADO CON HIDRÓGENO

Conocidas las propiedades del hidrógeno como combustible y sus implicaciones en los motores de combustión interna, es momento de estudiar cómo se traducen estas implicaciones en el propio diseño y configuración de las distintas partes que constituyen a un motor.

#### 3.1. Componentes y sistemas

Varios componentes y características de diseño deben **adaptarse y modificarse** para el correcto funcionamiento del motor con hidrógeno.

A. **Materiales:** El hidrógeno afecta de forma importante a las **propiedades mecánicas del acero** modificándolas mediante la fragilización, disminuye la tensión real de fractura y la ductilidad de este. [10] La sensibilidad a la fragilización por hidrógeno depende de distintos factores como la composición química, tratamiento térmico y mecánico, microestructura, impurezas y resistencia. [3]

Algunos de los materiales que son **capaces de resistir la fragilización** son: [6]

- Acero inoxidable.
- Latón.
- Cobre de berilio.
- Aleaciones de cobre.
- Aluminio.
- Aleaciones de aluminio.

Las aleaciones que **no se recomiendan** utilizar con hidrógeno por ser **poco resistentes** a la fragilización son: [6]

- Aleaciones de hierro (ferrita, martensita y bainita).
- Titanio.
- Aleaciones de Titanio.
- Níquel.
- Aleaciones con alto contenido de Níquel.

B. **Bujías:** Deben utilizarse **bujías clasificadas en frío** con electrodos de baja temperatura para facilitar una rápida transferencia de calor y minimizar la exposición de la mezcla a puntos calientes y así, evitar que la temperatura de los electrodos exceda la temperatura límite de autoignición y se produzca una combustión incontrolada y temprana (pre-ignición) o un retroceso de llama debido a la alta velocidad de llama del hidrógeno. Estas bujías clasificadas en frío pueden utilizarse pues en este tipo de motores no hay depósitos de carbón que puedan arder.

Además, el electrodo debe estar hecho de un material que no favorezca la oxidación del hidrógeno, por este motivo, debido a que las bujías con **electrodos de platino** son catalíticas para la oxidación del hidrógeno, deben evitarse. [3, 12] Las bujías con punta de **alambre fino de iridio** son una opción muy recomendable en este tipo de motores. [13]

A pesar de su baja energía de ignición, se requiere un **alto voltaje** para encender la mezcla de hidrógeno-aire, esto se soluciona escogiendo una bujía con una **distancia entre electrodos más pequeña** que la tradicional, siendo esto posible gracias de nuevo a la pequeña cantidad de depósitos de carbón en los electrodos, solo de las impurezas y del aceite lubricante, la distancia óptima para cubrir el rango de cargas y revoluciones del motor es de 0.4 mm [14] y resuelve los problemas de ignición descontrolada al reducir el voltaje necesario, pero se utilizan huecos de **0.5 mm** pues con menores distancias el encendido en frío es difícil debido a la condensación del agua en la punta de la bujía. [15] En cuanto a la **distancia**

**respecto al pistón** en el punto muerto superior (PMS), no se recomienda que sea mayor de **0,0635 cm**. [13]

C. **Sistemas de inyección:** En los motores de hidrógeno existen dos tipos de inyección posibles, **inyección indirecta** en el puerto de admisión (PFI) e **inyección directa** (DI).

En PFI, es necesario la **programación del tiempo de inyección** para que exista un **periodo de enfriamiento** con el aire admitido en la fase inicial de la carrera de admisión y para que **no queden restos de hidrógeno** en el colector de admisión tras el cierre de las válvulas que pueda originar retroceso de llama en el siguiente ciclo. La ventaja de la PFI es que la presión de inyección necesaria es menor.

En DI, el hidrógeno se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la carrera de compresión, esto previene el knock y **incrementa el rendimiento térmico y la potencia máxima obtenida**. [3]

En ambos casos son necesarios **inyectores de alto flujo** y utilizar múltiples inyectores para cada cilindro puede solucionar este requerimiento. [15]. A mayor presión de inyección, mayor potencia gracias a la mayor cantidad de hidrógeno inyectada. Esta presión está limitada por el sistema de almacenamiento, mostrando mayores ventajas en cuanto a mayor presión y variación de esta el almacenamiento en estado gaseoso comprimido respecto al almacenamiento en estado líquido criogenizado. [14]

D. **Asientos de válvulas e inyectores:** La baja lubricidad del hidrógeno se debe tener en cuenta en la selección de los materiales para los asientos de las válvulas. [15] Para reducir la posibilidad de filtración de aceite en la cámara de combustión se recomienda aplicar **recubrimiento de diamante** en los asientos de las válvulas y los pistones deberán ser de **material hipereutético** con tolerancias mucho menores a las habituales. [13]

E. **Segmentos y volúmenes de resquicios:** Se necesita una adecuada elección de los segmentos del pistón y los volúmenes de los resquicios para evitar la propagación de la llama entre el pistón y el cilindro hacia el cárter. [3]. Se debe **reducir las distancias** entre el pistón y la camisa del cilindro y escoger unos segmentos más restrictivos para esta propagación de las llamas hacia estos huecos y también para evitar que se acumulen restos de inquemados que puedan combustionar. [15]

F. **Aceite lubricante:** Se debe utilizar un aceite especial de acuerdo con las nuevas características del motor de combustión [14]. Durante la operación del motor, el **fenómeno del blow-by** ocurre debido al rápido aumento de la presión y a la baja densidad del gas de hidrógeno, por lo que los **gases de escape entran al cárter** y pueden condensarse si no hay una ventilación del cárter adecuada. Al mezclarse el aceite lubricante con el agua producto de la combustión las propiedades del lubricante se ven afectadas disminuyendo sus cualidades de lubricación y la concentración de varios tipos de aditivos que aportan lubricidad y resistencia al desgaste, todo esto aumenta la velocidad de desgaste del motor.

Para evitar esto, se debe seleccionar un aceite que sea compatible con este aumento de la concentración de agua en el cárter. La opción más recomendable sería utilizar un aceite específicamente desarrollado para los motores de hidrógeno, pero actualmente no está disponible en el mercado. [3] Una opción es emplear un aceite lubricante que forme una solución con el agua como el caso de un **aceite des emulsionante o un aceite sintético**. Además, se recomienda un aceite sin cenizas para evitar la formación de depósitos. [15] Este cambio del tipo de aceite se puede combinar con una buena ventilación forzada del cárter seguido de un separador de aceite y un catalizador que convierta el hidrógeno en agua para después decidir si estos gases obtenidos se tiran a la atmósfera o al colector de admisión, dependiendo de la composición de los gases tras el catalizador. [14]

El aceite debe ser también **sintético** con el fin de evitar la pirólisis causada por pequeñas zonas calientes de la cámara de combustión, pues esta puede llegar a destruir y descomponer el aceite. Además, para reducir al máximo la emisión de hidrocarburos al reaccionar el hidrógeno con el aceite descompuesto se aconseja emplear este tipo de aceites sintéticos con **baja volatilidad** a elevadas temperaturas. [13]

G. **Precursores de turbulencia en los cilindros:** Las estructuras que crean una alta turbulencia en la cámara de combustión hacen que el hidrógeno se queme más rápido, pero como gracias a su elevada velocidad de llama ya tiene una velocidad de combustión alta, **se puede utilizar una cámara de baja turbulencia**. Este es el caso de las **cámaras con forma de disco** (pistón de cabeza plana y techo de culata plano).

H. **Ventilación del cárter:** Es más importante en los motores de hidrógeno respecto a los de gasolina y se debe utilizar para que **el hidrógeno sin quemar** que se filtra por los segmentos del pistón no **se acumule** en el cárter junto al lubricante, pues el hidrógeno sin quemar a una determinada concentración puede combustionar debido a su baja energía de ignición y a su amplio rango de inflamabilidad.[12] Además, una buena ventilación **evita la formación de depósitos** de base carbono en la cámara de combustión provenientes del lubricante, los cuales son potenciales puntos calientes y también **evita la acumulación de agua** en el cárter pues los gases producto de la combustión también pueden filtrarse a través de los segmentos hacia el cárter y puesto que estos son principalmente vapor de agua, se puede condensar agua en el cárter y mezclarse con el aceite motor reduciendo su capacidad de lubricación y, por lo tanto, aumentando el desgaste del motor. [13]

I. **Válvula de mariposa:** El amplio límite de inflamabilidad del hidrógeno en aire permite variar la carga modificando el dosado relativo de la mezcla, es decir, un **control cualitativo** como es el caso de los motores diésel, de este modo, se puede eliminar la válvula de mariposa de la admisión, lo que mejora el rendimiento del motor al eliminar las pérdidas de carga debidas a la mariposa, conocidas como pérdidas por bombeo.

El problema viene en el **ralentí**, donde se observa una parte importante de inquemados en los gases de escape debido a la inestabilidad de la combustión producida por las mezclas extremadamente pobres. Por lo que en este caso sí es **necesario el uso de una válvula de mariposa para mantener la estabilidad** de la combustión a cargas muy bajas y limitar la emisión de inquemados. Se pueden montar válvulas de mariposa independientes para cada cilindro, aunque se reducen más los inquemados mediante una válvula de mariposa central gracias a su regulación más precisa. Por lo que existe un compromiso entre el uso de la válvula durante el ralentí y el funcionamiento sin estrangulamiento en los demás casos.

J. **Sensores de oxígeno:** En este tipo de motores se trabajan con **lambdas (excesos de aire) muy altas** y en el caso de los sensores de oxígeno tradicionales, estos consideran lambdas de 1,7 mezclas extremadamente pobres. Por lo que se debe realizar una **precisa calibración** de estos sensores para un correcto funcionamiento de estos a lo largo del rango de dosados en los que van a trabajar. Además, la relación entre el voltaje obtenido por el sistema y la concentración de oxígeno debe modificarse ajustando la curva de calibración. [14]

### 3.2. Modelos de inyectores para inyección directa de hidrógeno

Uno de los principales componentes a modificar en un motor para que trabaje con hidrógeno son los inyectores y como se expone en próximos capítulos, la inyección directa es la forma de aporte de combustible más idónea para este tipo de motores, por lo que se muestran en este apartado tres modelos de inyectores de inyección directa de hidrógeno con distintos tipos de actuadores [16, 17]:

1. **Inyector EHI:** Creado por la **Universidad de Tokio**, emplea un **actuador de solenoide** y un servosistema de aceite **hidráulico** de alta presión que garantiza el sellado de la aguja en su posición cerrada y es la propia presión del combustible la que eleva la aguja cuando el solenoide alivia la presión del aceite en la parte superior del inyector. La presión de inyección está limitada a **200bar**. Sus **transitorios son muy lentos** debido a la inercia del sistema hidráulico, esto reduce su capacidad de inyección por unidad de tiempo.
2. **Inyector EMV:** Desarrollado por Westport, utiliza un **actuador de solenoide** y eleva la aguja mediante un campo **magnético**. Su presión de inyección está limitada a **150bar**. Cuenta con un tiempo de **transitorio corto** gracias a una elevación de la aguja más rápida que el caso anterior, pero la **velocidad de respuesta sigue siendo lenta**. Cuenta con un problema de durabilidad debido al impacto de la aguja en el asiento causado por la falta de control sobre el movimiento de esta unido a la baja densidad del hidrógeno que reduce el efecto de amortiguamiento interno.
3. **Inyector piezoeléctrico:** Diseñado también por Westport, consta de un **actuador** de última generación de **crystal piezoeléctrico** para convertir una señal eléctrica de tensión en un desplazamiento de la aguja directamente proporcional a este valor, por lo que permite ir **variando la apertura** a diferencia de los otros dos inyectores cuyas únicas posiciones son abierto o cerrado. Este tipo de sistema de inyección es el más actual y ofrece ciertas ventajas como una **respuesta más rápida** y un flujo de masa de combustible mayor que permite, con la misma presión de inyección, inyectar la misma cantidad en menos tiempo. Además, permite un control de la elevación de la aguja más preciso y puede gestionar presiones de inyección mayores de hasta **250bar**. El transitorio de apertura y cierre es similar al del caso anterior, de unos 0,5ms.

Los tres emplean **válvulas de aguja**, por lo que se debe tener en cuenta el **desgaste del eje y el asiento** de la aguja empleándose recubrimientos adecuados. Además, en la puesta de funcionamiento inicial de los inyectores se observa una deformación plástica del asiento de la aguja debido al impacto de la aguja hasta que esta se asienta correctamente.

Este hecho enseña la **fuerza con la que la aguja se apoya** en el asiento, y esta es grande debido a que el **hidrógeno es poco denso y viscoso**, lo que se traduce en que cuando la aguja se acerca al asiento, el aumento de presión del hidrógeno existente entre ambos no ralentiza mucho la velocidad de la aguja. Por lo que si se desea evitar este choque importante el actuador no solo tiene que elevar la aguja, sino que debe controlar la velocidad de descenso esta.

La siguiente tabla, Tabla 3.1, muestra y compara numerosas características de cada tipo de inyector.

Tabla 3.1: Características de los tres tipos de inyectores [17]

Injector	EHI	EMV	Piezo
Control method	ON/OFF	ON/OFF	Analog
Maximum injection pressure (bar)	200	150	250
Maximum needle lift (mm)	0.87	0.25	0.1
Start of injection (SOI) delay (ms)	0.375	0.3	0.05
Opening transient duration (ms)	1.42	0.4	0.5
Rate of needle lift during opening (m/s)	0.61	0.62	0.2
Average mass flow rate at 100 bar (g/s)	5.91	2.24	3.94
Average mass flux at 100 bar (kg/m <sup>2</sup> ·s)	1607	1750	5184
Maximum mass flow rate at 100 bar (g/s)	10.25	2.93	6.22
Mass flow rate increase during transient (g/s·CAD*)	0.79	0.73	1.24

\* CAD, crank angle degree.

Otro ejemplo de inyector diseñado específicamente para hidrógeno es el **modelo CHG 6.2 de BorgWarner**, para presiones de inyección máximas de **36 bar** y con una aguja que sella el orificio de inyección cuando la presión en la cámara de combustión es elevada (Fig. 3.1)



Figura 3.1: Inyector BorgWarner CHG 6.2 [18]

## 4. MODOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MCIA CON HIDRÓGENO

Las características del hidrógeno como su alta velocidad de llama, su amplio rango de inflamabilidad y su baja energía de ignición al igual que aportan ciertas ventajas al funcionamiento del motor también provocan algunos **inconvenientes y riesgos** cuando el motor opera en **estado estequiométrico** a altas cargas al aumentar las presiones y temperaturas como la aparición de pre-ignición, retroceso de llama, detonación y aumento de las emisiones de NOx.

Para eliminar estos problemas y conseguir que el motor opere de forma adecuada se pueden emplear distintos modos de funcionamiento entre los que destaca la **dilución de la carga** mediante el **empobrecimiento** de esta o aplicando recirculación de gases de escape (**EGR**).

La figura 4.1 [tomada de Buzzi, 2022] muestra de forma cuantitativa las **zonas adecuadas** para hacer trabajar un motor alimentado con hidrógeno. Como se puede ver, se puede trabajar en **mezcla estequiométrica**, con valores intermedios de la presión media efectiva (y con **riesgo de que se produzca combustión detonante** (knock) a grados de carga elevados. También se puede trabajar en la zona de **mezclas muy pobres** (lambda 2,2, equivalente a un dosado relativo de 0,45), con **mejor eficiencia y reducidas emisiones de NOx**. En este rango de dosados pobres es posible alcanzar también valores elevados de la presión media efectiva, pero con el requerimiento adicional de que el **sistema de sobrealimentación** debe proporcionar la cantidad de aire necesaria, muy por encima de la que se requeriría para una mezcla estequiométrica. Un problema asociado a esta necesidad de sobrealimentar de forma importante es que la cantidad de **energía disponible en los gases de escape** para esos dosados pobres no es grande, lo que puede suponer tener que usar una turbina de escape de **geometría variable (VGT)** o incluso emplear adicionalmente un **compresor accionado eléctricamente (e-boost)**.

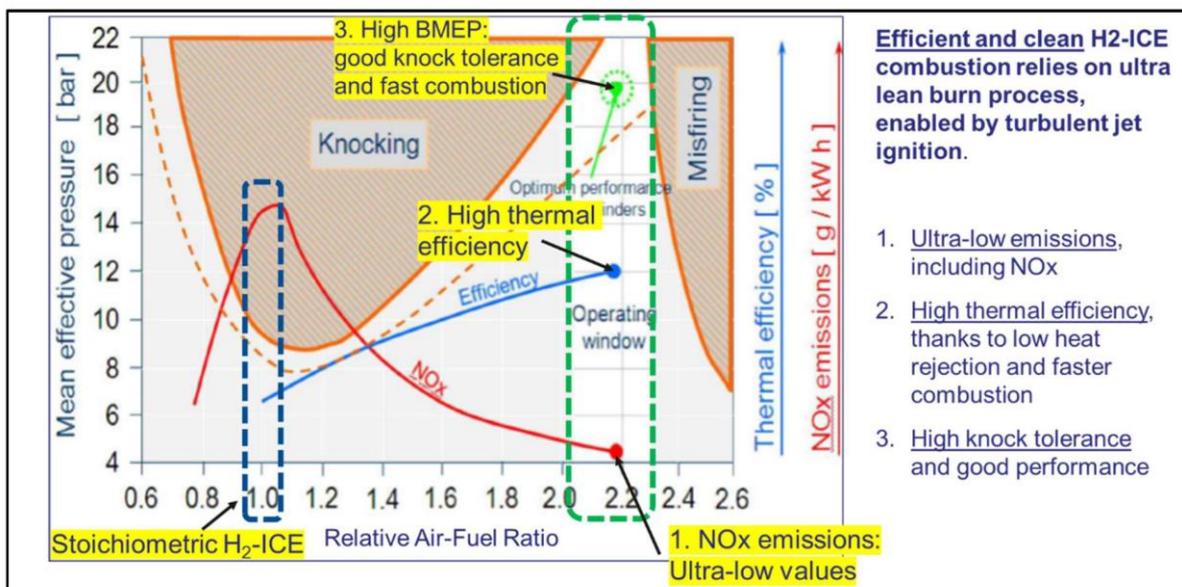


Figura 4.1: Esquema del concepto de combustión en un motor alimentado con hidrógeno [19]

## 4.1. Operación en condiciones estequiométricas combinada con EGR

El empleo de recirculación de gases de escape (EGR) es una forma efectiva para disminuir ciertos problemas como la producción de NO<sub>x</sub>, el consumo y el knock mediante el **retorno** al cilindro de parte de los **gases producto de la combustión** diluyendo la carga del motor manteniendo las **condiciones estequiométricas**.

Gracias al amplio rango de inflamabilidad, la alta velocidad de llama y la ausencia de carbono en la composición del hidrógeno, estos motores pueden operar de forma estable con **mayores grados de EGR** de hasta **50%** manteniendo una combustión estable comparado con los motores diésel en los que también se emplea esta técnica. [20] Pero hay que tener en cuenta dos factores, por un lado, a altos grados de EGR (>40%), debido a la reducción de la temperatura de los gases de escape, no se alcanza la temperatura necesaria para los procesos de reacción que ocurren en el catalizador (~500 °C) [13] y, por, otro, al aumentar la **duración de la combustión** con el grado de EGR, este debe limitarse para evitar una caída del rendimiento térmico al alejarse demasiado el proceso de combustión del ciclo ideal a volumen constante y hace que sea necesario el empleo de esta técnica junto con un **sistema de postratamiento** adecuado.

Como esta técnica de dilución de la mezcla, a diferencia de la estrategia de empobrecimiento, no reduce el dosado, permite al motor seguir operando en condición **estequiométrica**, por lo que se necesita menos aire y no se tiene que forzar tanto el sistema de sobrealimentación y, además, esto posibilita el empleo de un **catalizador de tres vías**.

Como se reduce la probabilidad de detonación (knock) conforme se aumenta el porcentaje de EGR al reducirse la temperatura en el cilindro, más se puede **adelantar el encendido** por lo que el centro de la combustión ocurrirá antes [21] y, además, se puede **aumentar la relación de compresión** y así, alcanzar un rendimiento más alto. [22]

Heffel [23] muestra el efecto de la recirculación de gases en la emisión de NO<sub>x</sub>, el par motor y el rendimiento. Se puede observar en la Figura 4.2 como **el par se reduce** en la estrategia de operación con EGR en comparación con la estrategia que no emplea esta técnica reduciéndose su máximo de 94 Nm a 88 Nm. Sin embargo, el principal propósito de la EGR es, en este caso, reducir la emisión de óxidos de nitrógeno y queda claramente expuesto en la gráfica como cumple con su objetivo pues las **emisiones se reducen** a valores cercanos a cero, mientras que, si se busca alcanzar estos valores sin el empleo de EGR, el par motor se reduce a valores inferiores a 60 Nm, lo que equivale a alrededor de un 50% más de par si se utiliza la EGR.

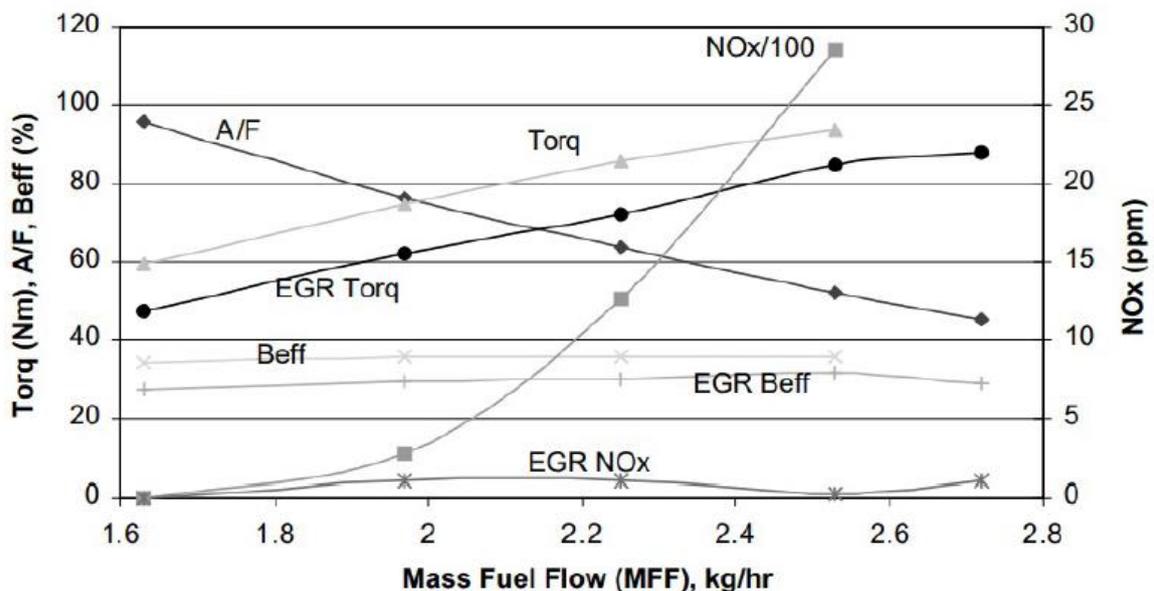


Figura 4.2: Variación de la formación de NO<sub>x</sub> [23]

Además, al aplicar este método **disminuye el gradiente de presiones** en el cilindro suavizando el proceso de combustión al aumentar la duración de esta, pero, por el contrario, la **estabilidad de la combustión empeora** con el aumento de la EGR.

En cuanto a los **tipos de EGR**, se pueden aplicar dos [24]:

- **EGR seco enfriado:** El gas de escape recirculado es enfriado y lo que condensa se evacua para que no entre el agua producto de la combustión en el cilindro, por lo que el gas contiene principalmente nitrógeno.
- **EGR húmedo caliente** a unos 110°C, por lo que en este caso se debe tener en cuenta la **presencia de vapor de agua**.

Si se comparan estos dos tipos de EGR con el funcionamiento en condiciones pobres (dosado = 0.88), se consigue con el **EGR enfriado un poco más de potencia** siendo los rendimientos térmicos similares.

El rendimiento es superior para el EGR seco enfriado

Para el **mismo porcentaje de EGR**, la concentración de **NOx es menor en el caso de EGR húmedo caliente** gracias a la presencia de vapor de agua que aumenta el **calor específico** de la carga del cilindro, por lo que la máxima temperatura de combustión en este caso es menor y se forman menos NOx. Para eliminar la misma cantidad de NOx con **EGR seco** enfriado se necesita mayor porcentaje de EGR, pero con este método, se obtiene **mayor potencia y rendimiento térmico** ya que evita la reducción del poder calorífico de la mezcla debida a la presencia de vapor de agua, lo que mejora alrededor de 1,2% el rendimiento idealmente manteniendo los límites de emisión de NOx, pero en la aplicación real no se consigue todo ese % de mejora pues una deshumidificación completa no es posible. [25]

Para el **mismo valor de potencia** para cargas medias y altas, se producen menos NOx para el caso de EGR seco enfriado y con el mismo grado de recirculación se obtiene mayor potencia respecto al **EGR húmedo caliente** (el flujo caliente recirculado aumenta la temperatura del caudal de admisión disminuyendo su densidad y empeorando el rendimiento volumétrico y, además, el vapor de agua absorbe parte del calor liberando reduciendo el pico de presión de la combustión), por lo que este, el EGR seco enfriado, es el método óptimo para regular la potencia y las emisiones. Aun así, cualquier tipo de recirculación de gases de escape **reduce la potencia** pues la presencia de inertes disminuye la cantidad de aire del cilindro y, por ende, la cantidad de combustible inyectado.

En definitiva, con una dilución de la mezcla mediante el uso de EGR conseguimos emisiones mucho más bajas que en el caso de una dilución por aire únicamente. [26]

Considerando el **rendimiento del motor**, aplicando EGR y aumentando el grado de esta, por un lado, disminuye el rendimiento térmico al **reducirse el exponente isentrópico**, aunque la variación es muy pequeña y también disminuye el rendimiento al **alejarse la combustión del ciclo ideal de Otto** pues la combustión se vuelve más lenta y se retrasa y, por otro lado, el rendimiento aumenta al **reducirse las pérdidas de calor** en las paredes de la cámara de combustión y las pérdidas de carga en la renovación, por lo que finalmente, **el rendimiento aumenta al aumentar el grado EGR** sobre todo a altas revoluciones hasta cierto grado a partir del cual disminuye debido principalmente a una combustión inestable e ineficiente por un alto porcentaje de residuales, que es el 33% en EGR seco enfriado y en el 28% en EGR húmedo caliente como se muestra en la Figura 4.3.[24] [22]

Las pérdidas de carga por renovación disminuyen pues al recircular los gases el gas aspirado en la admisión aumenta su temperatura lo que se traduce en que el cilindro cuenta con una **menor proporción de mezcla fresca**, por lo que, si se quiere mantener la potencia, se debe **aumentar la apertura** de la mariposa, lo que se equivale a una **reducción de las pérdidas de bombeo**.

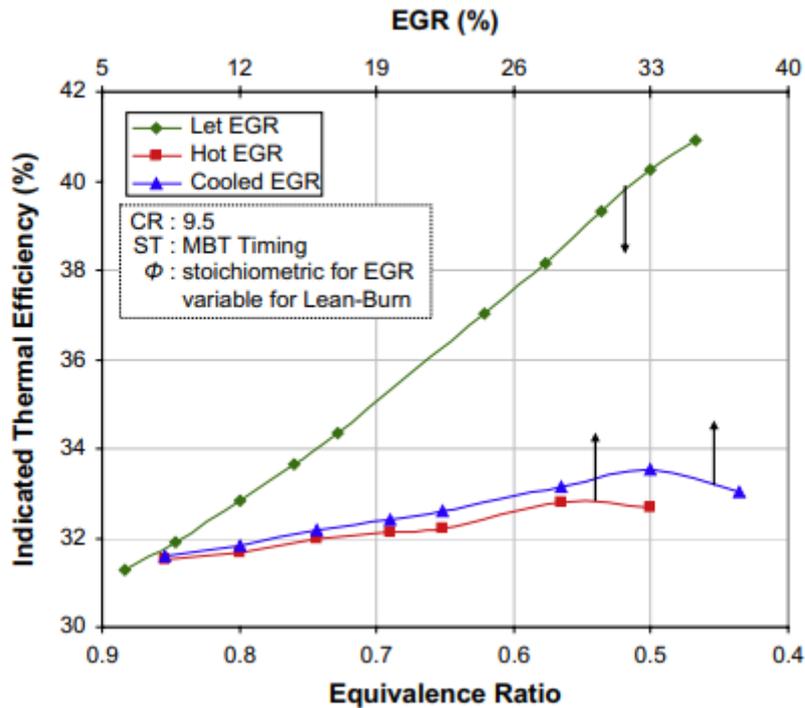


Figura 4.3: Variación del rendimiento indicado con respecto al grado de EGR. [24]

## 4.2. Operación en mezcla muy pobre

El hidrógeno gracias a su **amplio rango de inflamabilidad** puede combustionar en mezclas **muy pobres**, es decir, donde la cantidad de combustible es mucho menor que la cantidad químicamente ideal necesaria para la combustión con una cantidad determinada de aire, a diferencia de, por ejemplo, la gasolina cuyo límite pobre es de lambda 1.3, esto le ayuda a alcanzar **mejores rendimientos** al reducir las pérdidas de calor gracias a la disminución de la temperatura de la combustión, [27] reduce la producción de óxidos de nitrógeno, mejora la economía de combustible y consigue una combustión más completa. [28]

Además, al tratarse de un **combustible gaseoso**, al empobrecer la mezcla se reducen aún más las emisiones gracias principalmente a la **gran capacidad de difusión** de este tipo de combustibles, que se mezclan con gran parte del oxígeno del aire, lo que hace que no haya disponibilidad de oxígeno al ralentí. [29] Sin olvidar que el hidrógeno es el único combustible que permite reducir las emisiones de NOx sin aumentar las emisiones de hidrocarburos sin quemar empobreciendo la mezcla.

En cuanto a los niveles de empobrecimiento, para los modos de funcionamiento que abarcan **lambdas entre 1 y 2**, las emisiones de NOx en un motor de hidrógeno son mucho mayores que en un motor de gasolina debido a la alta temperatura de combustión. Es a partir de dosados ultra-pobres iguales o menores de 0.5 ( $\lambda = 2$ ) cuando disminuye de forma importante la temperatura que se genera dentro del cilindro y, por lo tanto, se reduce significativamente la producción de NOx a menos de 100 ppm, así pues, se establece el límite de trabajo en el dosado igual a 0.5, suponiendo que se trabaja sin recirculación de gases de escape. [26] Esto se puede observar en la Figura 6.1.

Para cargas por debajo de este punto de lambda 2 es **posible una operación sin estrangulamiento (WOT)** con emisiones cercanas a 0, así se reducen las pérdidas por bombeo y gracias a la rápida combustión incluso en mezclas pobre, se alcanzan rendimientos superiores al 40%. Aunque para cargas muy bajas ( $\text{pmi} < 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda > 4$ ) conseguimos un menor consumo de combustible estrangulando debido a una combustión más estable. [22]

El problema de este tipo de estrategia para reducir la producción de NOx es la **reducción de potencia** que lleva asociada al empobrecimiento de la mezcla, pues para la misma cantidad de aire admitido **se inyecta menos cantidad de combustible** y a menor cantidad de combustible, menor potencia, o lo que es lo mismo, se produce una reducción importante del poder calorífico de la mezcla. Por esta razón este modo de funcionamiento solo es favorable para bajas cargas donde no se buscan altas potencias, pues a altas pme, se necesitan mayores dosados y con dosados pobres y el aumento de las temperaturas a estas cargas se produce un incremento de la producción de NOx como se muestra en la Figura 4.4, si lo comparamos con la condición estequiométrica con EGR que es mucho más favorable en términos de emisiones para estas medias y altas cargas. [24]

Utilizar un convertor catalítico para reducir las emisiones aún más para la estrategia de mezclas pobres sigue sin ser tan efectivo como la estrategia con EGR. [24]

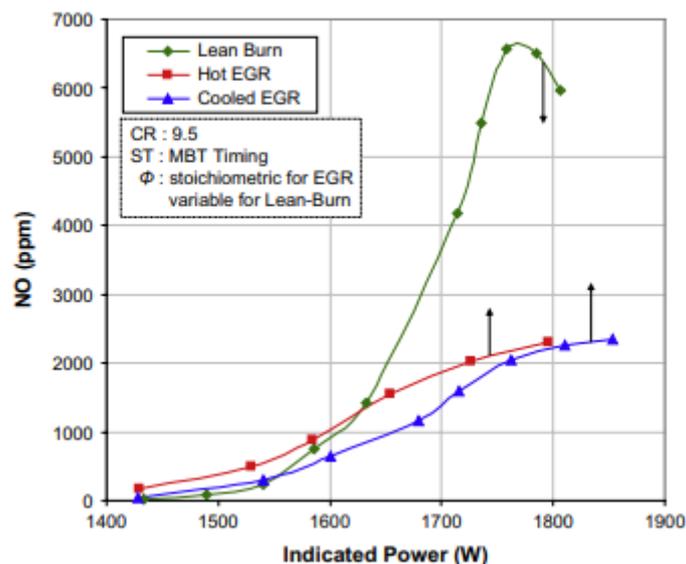


Figura 4.4: Variación de la producción de NO con respecto a la potencia requerida en distintos modos de funcionamiento. [24]

Para compensar la pérdida de potencia debida al funcionamiento ultra pobre se puede **sobrealimentar** con un compresor mecánico, pues debido al bajo contenido de entalpía de los gases de escape al encontrarse a baja temperatura, la turbo alimentación es menos adecuada, además, lleva asociado un retraso en la entrega de potencia conocido como turbo-lag.

Sierens et al [30] comparan las dos estrategias mencionadas junto con el empleo de un **compresor** que permite obtener potencias incluso superiores con inyección indirecta a un motor similar de gasolina y, como muestran en la Figura 4.5, el **rendimiento es mayor para la estrategia de empobrecimiento** que para la estrategia de EGR para potencias similares pues esta última necesita mayor potencia del compresor para sobrealimentar la mezcla de EGR y aire debido a que la mayor temperatura de los gases recirculados reduce la densidad de la mezcla. Además, la pérdida de potencia debida al empobrecimiento es capaz de compensarse sobrealimentando a 1 bar consiguiéndose **mayores potencias** que para el caso de EGR.

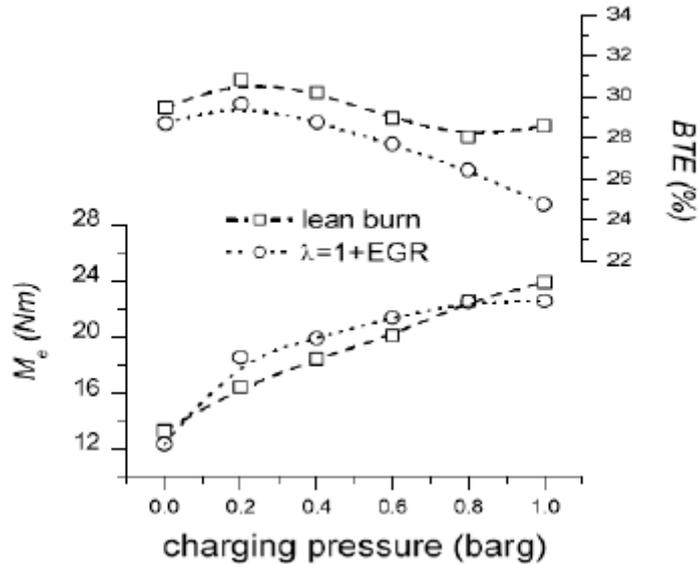


Figura 4.5: Rendimiento efectivo y par motor a distintas presiones de sobrealimentación a 2000 rpm. [30]

En la Figura 4.6 se puede ver un mapa genérico de funcionamiento de un motor con dosado pobres, si bien con una pequeña diferencia en los valores de lambda dependiendo del grado de carga [18]

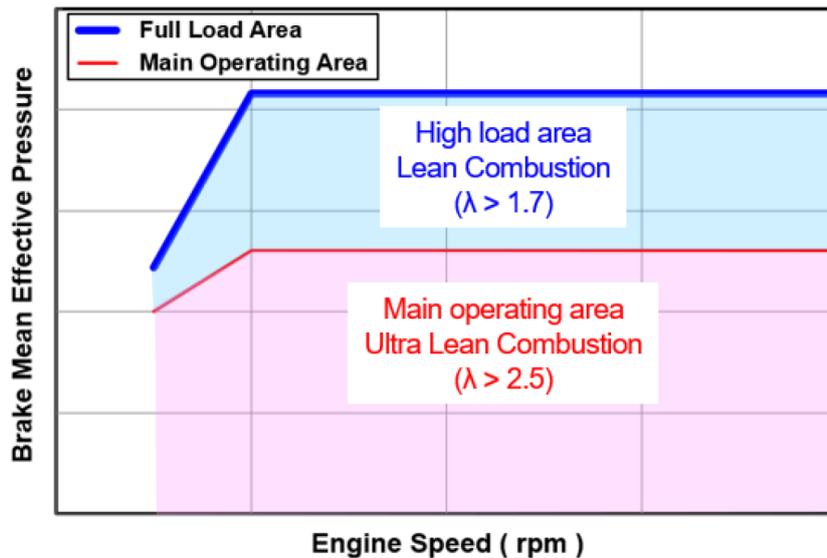


Figura 4.6: Valores de lambda para mezclas hidrógeno-aire globalmente pobres en función del grado de carga del motor. [18]

En resumen, la estrategia de empobrecimiento ofrece un mejor rendimiento y menores emisiones, aunque esto último únicamente con bajas exigencias de potencia o bajas cargas, por lo que para conseguir altas potencias se necesita sobrealimentar para seguir manteniendo un dosado suficientemente pobre. La estrategia de operación en estequiométrico junto al empleo de EGR permite conseguir bajas emisiones con mayores exigencias de potencia por lo que alcanza mayores potencias antes de necesitar sobrealimentación, el problema de este es que añaden nuevos sistemas al conjunto, la EGR y el catalizador TWC, lo que aumenta el coste, mantenimiento y la posibilidad de fallo, por lo que se puede emplear para todo el rango de cargas la estrategia de empobrecimiento utilizando un adecuado sistema de postratamiento para eliminar las emisiones de NOx a altas cargas donde la sobrealimentación no sea suficiente y se tenga que aumentar el dosado.

### 4.3. Prestaciones de un motor de hidrógeno

En cuanto al rendimiento termodinámico de un motor de combustión, éste se basa principalmente en la **relación de compresión** del motor y en la **relación de calores específicos** del combustible. A mayor valor de estas dos, mayor rendimiento del motor, por lo que, gracias a la **alta resistencia a la detonación** del hidrógeno que permite una alta relación de compresión y a la **estructura molecular simple** de este que conlleva a una mayor relación de calores específicos se pueden alcanzar **altos rendimientos** empleando este combustible. [28]

Además, este combustible gaseoso cuenta con varias características que le permiten alcanzar un buen rendimiento en todo el rango de operación, dentro de las cuales destacan su **amplio rango de inflamabilidad** mucho mayor que el de la gasolina que le permite operar de forma cualitativa, **su elevada velocidad de llama** que reduce el tiempo de duración de la combustión y su **mayor relación de compresión y poder calorífico específico**. [30]

Gracias a la alta velocidad de llama del hidrógeno, como se observa en la siguiente Figura 4.7, el **radio de liberación de calor** es mayor que para la gasolina incluso cuando este opera en condiciones pobres donde se reduce su velocidad de combustión, esto le permite reducir la duración total de la combustión y acercarse al ciclo ideal a volumen constante. [31]

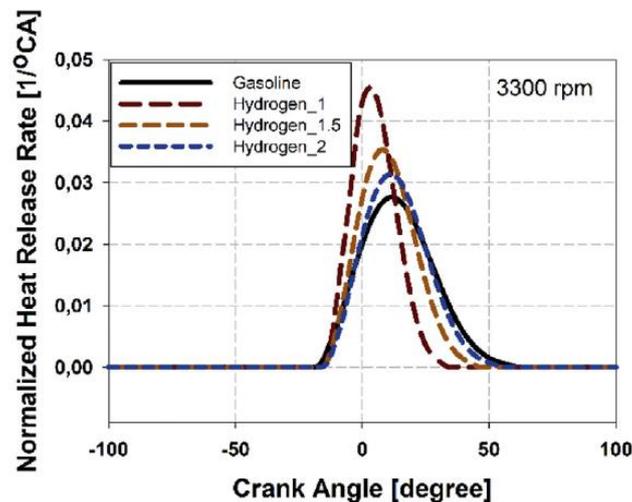


Figura 4.7: Tasa de liberación de calor para gasolina y para hidrógeno a distintos dosados. [31]

Todas estas ventajas en cuanto al rendimiento quedan expuestas en la siguiente Figura 4.5 donde se compara el rendimiento de un motor de hidrógeno PFI con el de uno gasolina y otro que funciona con metanol y se observa como **el rendimiento es mayor para el motor de hidrógeno** empobrecido sin estrangulación. Como apunte, el metanol tiene mayor rendimiento que la gasolina gracias a su mayor velocidad de llama y su menor exigencia de flujo de aire en estequiométrico. [30]

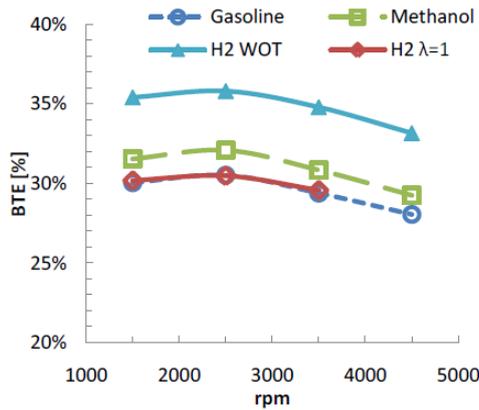


Figura 4.8: Comparación de rendimientos efectivos con distintos combustibles. [30]

Como ejemplo de un motor de hidrógeno con un buen rendimiento se expone el motor de combustión interna de hidrógeno de inyección directa de alto rendimiento desarrollado por el **Laboratorio Nacional Argonna**. Éste está turbo alimentado y trabaja con la estrategia de empobrecimiento y estratificación de la mezcla alcanzando un **rendimiento máximo del 45,5 %** con emisiones muy bajas y operando por encima de un 35% en más del 80% del rango estudiado. Además, emplea el **inyector piezoeléctrico de WestPort** comentado anteriormente con una presión de inyección de 100 bar, límite práctico debido a la presión de suministro de los sistemas de almacenamiento de hidrógeno en vehículos. [32]

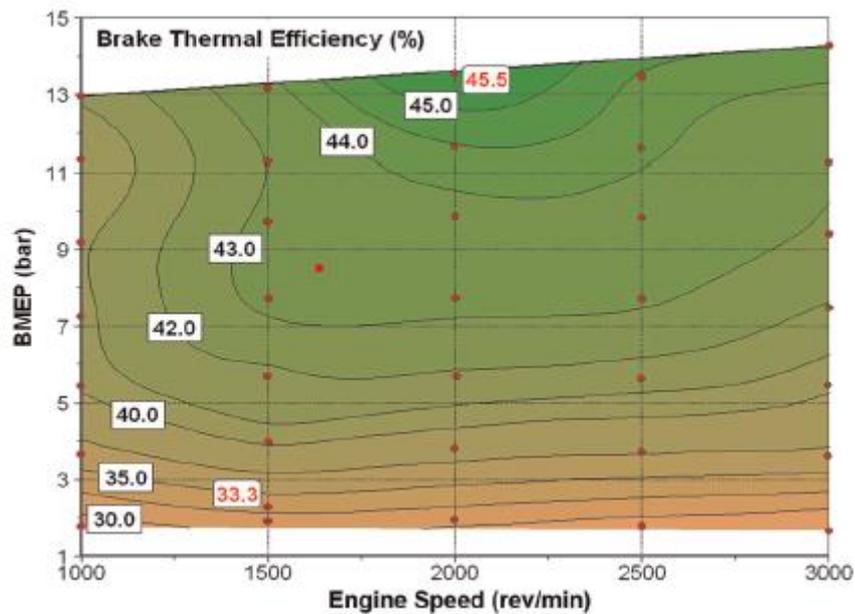


Figura 4.8: Mapa de rendimiento efectivo [32]

Otro valor importante es la **potencia** que es capaz de desarrollar el motor, la cual depende del combustible utilizado y especialmente, del **poder calorífico de la mezcla** de este con aire pues muestra el contenido de energía por volumen, debido a la baja densidad del hidrógeno este valor es bajo para inyección indirecta debido al mencionado desplazamiento del aire, pero esto se puede solucionar empleando inyección directa. [33]

Eichlseder muestra este hecho comparando los mapas de potencia, Figura 4.9, de un motor de 2.0 litros turbo empleando PFI y empleando DI. Mientras que con PFI se alcanza una potencia específica de 60 kW/l y un par específico de unos 150 Nm/l a 2000 rpm, con DI se consigue una potencia específica de 83 kW/l y un par específico de 191 Nm/l, lo cual cubre los requerimientos de un vehículo ligero estándar. [34]

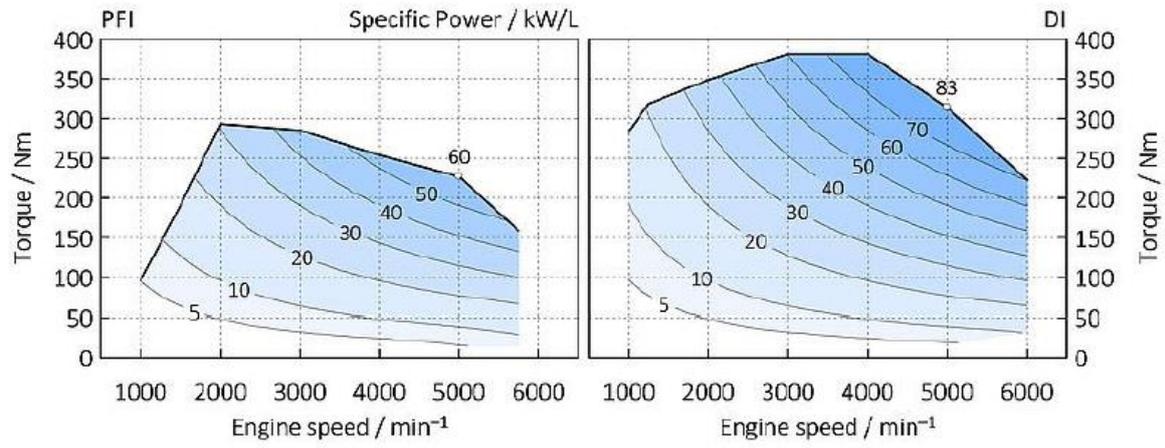


Figura 4.9: Comparación potencias con inyección indirecta (izquierda) y directa (derecha).  
[34]

## 5. MODOS DE APOORTE DEL HIDRÓGENO EN UN MCIA

### 5.1. Modos posibles de aporte de hidrógeno

Existen distintos métodos de suministro del combustible necesario para el funcionamiento del motor que influyen directamente en el modo de formación de la mezcla:

- 1. Mezclador de gas o fumigación:** Es una de las técnicas más simples y antiguas y su funcionamiento se basa en el efecto Venturi que consiste en el incremento de la velocidad de un fluido, en este caso aire, cuando un conducto se estrecha. Si este estrechamiento se conecta con otro conducto, se puede aspirar el fluido que hay en este, en este caso hidrógeno, al producirse una diferencia de presión, pues a la vez que el fluido se acelera, se reduce su presión, y así, el combustible, que está a mayor presión, pasa al conducto del aire, que está a una presión inferior, produciéndose la mezcla. Se trata de un método de formación externa de la mezcla y la cantidad de esta que se introduce en el motor en la carrera de admisión es siempre homogénea y depende de la cantidad de aire aspirado, determinado por la apertura de la mariposa de admisión. Tiene la ventaja de no necesitar una alta presión en el suministro del combustible. Sin embargo, este sistema no se utiliza debido a los problemas de combustión anormal que lleva asociados debido a la formación de mezcla altamente inflamable antes del cilindro, a su control poco flexible y a su bajo rendimiento volumétrico debido a las pérdidas en la mariposa de admisión.
- 2. Inyección indirecta:** En este método, el hidrógeno es inyectado a una presión mayor que en el método anterior dentro del flujo de aire que entra a través del colector de admisión mediante inyectores mecánicos o electrónicos dispuestos en una posición determinada, teniendo una respuesta más rápida y un control más preciso del inicio y duración de la inyección que los electrónicos. Destaca la inyección al final del colector en cada puerto de admisión de forma individual. Este método elimina varios efectos negativos de la carburación.
- 3. Inyección directa:** En esta técnica, el hidrógeno es inyectado mediante un inyector directamente a la cámara de combustión, por lo que la presión de inyección ha de ser mayor y el inyector debe soportar las altas temperaturas de la combustión. La potencia y rendimiento obtenidos son mayores que en los demás métodos, sin embargo, el rendimiento disminuye en el ralentí y a bajas revoluciones y, además, los problemas como la alta temperatura de ignición, el aumento de la presión y el retraso de la ignición pueden aumentar utilizando esta técnica.

A continuación se desarrollan las dos alternativas de inyección que pueden utilizarse con garantías y posibilidad de regulación adecuada en motores de automoción.

### 5.2. Inyección indirecta cerca de la válvula de admisión (PFI)

Se trata de un modo de inyección del combustible en el **colector de admisión** donde la cantidad de hidrógeno inyectado es independiente del flujo de aire o de las condiciones de presión y parte del proceso de formación de la mezcla comienza fuera de la cámara de combustión lo que permite un largo tiempo para la preparación y **homogenización** de la mezcla.

En estos motores PFI aparecen **fenómenos de combustión anormal** como la pre-ignición, la detonación o knock y el retroceso de llama debido a ciertas propiedades del hidrógeno como su **baja energía de ignición** y su **pequeña distancia de apagado** que provocan incrementos repentinos de la presión, altas temperaturas, oscilaciones acústicas y reducen la potencia y el rendimiento. [35]

Uno de estos fenómenos, el **retroceso de llama**, se puede reducir eliminando **fuentes de ignición** no deseadas como puntos calientes presentes en los electrodos de las bujías y las válvulas de escape entre otros. Esto se puede conseguir mediante una adecuada **calibración de la apertura y cierre de válvulas y del tiempo de inyección** para que antes del suministro del combustible, se aspire aire fresco al inicio de la carrera de admisión que **enfríe la cámara** de combustión y diluya los gases residuales calientes presentes en el cilindro fruto del anterior ciclo. Además, inyectando el hidrógeno tiempo después del comienzo de la carrera de admisión, se **reduce el tiempo de permanencia** de hidrógeno en el colector, lo que también limita el retroceso de llama [17]. Por contra, retrasar la inyección reduce el tiempo de mezcla del hidrógeno con el aire y empeora la homogeneidad de la mezcla lo que puede ocasionar problemas de encendido inestable y combustión incompleta.

En comparación con la carburación, al inyectar en la zona cercana a las válvulas, es decir, en el puerto de admisión, se elimina la existencia de mezclas que pueden combustionar en gran parte del colector y si se produjese un **pre-encendido** durante la carrera de admisión, su efecto sería un petardeo de un solo cilindro, mucho menos importante que si se produce cuando toda la carga en el colector de admisión detona como en los motores carburados. [36] A parte, la mezcla que ingresa en el cilindro tras el inicio de la inyección es muy rica con dosados fuera del límite de inflamabilidad pues el principal proceso de mezcla ocurre en el interior del cilindro, esto **evita el retroceso de llama**, aunque si es cierto que parte de la mezcla puede retroceder al colector produciendo este fenómeno no deseado de retroceso de llama en el siguiente ciclo, por lo que de nuevo es importante una buena **programación de la inyección**. [37]

Una ventaja es que, gracias al **amplio límite de inflamabilidad del hidrógeno**, se puede operar **sin estrangulamiento** de la admisión eliminando esta y manteniendo constante el flujo de aire modificando el grado de carga variando la cantidad de combustible inyectada, es decir, trabajando de **forma cualitativa** como en los motores diésel. Así se reducen las pérdidas por bombeo, pero esto provoca inquemados en condiciones muy pobres, por lo que algo de estrangulamiento es requerido en el ralentí. [26]

Al tratarse de un método de **inyección indirecta**, este lleva asociado un **desplazamiento de la cantidad del aire** aspirado por el hidrógeno debido a su baja densidad que hace que este ocupe alrededor de un 30% del volumen en condiciones estequiométricas pues su dosados estequiométrico es de 34:1, lo que **reduce el rendimiento volumétrico** y limita la densidad de **potencia**, el contenido de energía de la mezcla, a alrededor de un **83% de la de un motor gasolina similar** pues la gasolina es un combustible líquido y, por lo tanto, ocupa menos volumen, sin tener en cuenta las limitaciones prácticas como la pre-ignición que se traducen en incluso un 50% de pérdidas con respecto al gasolina. [26] Además, como se ha comentado anteriormente, en condiciones estequiométricas aumentan los fenómenos de combustión anormal, por lo que se tiene que trabajar con mezclas pobres, lo que reduce aún más la potencia como muestra la siguiente Figura 5.1 donde Sopena [10] compara las potencias de un motor de 4 cilindros de 1.4 litros funcionando con gasolina y con hidrógeno.

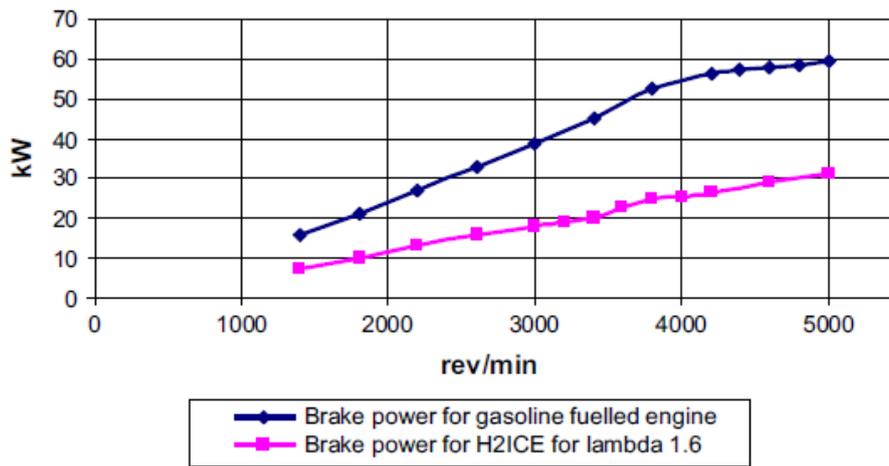


Figura 5.1: Comparación de curva de potencia con gasolina y con hidrógeno (PFI aspiración natural) [10]

Incluso con **inyección tardía** para reducir el fenómeno de desplazamiento de aire la mezcla estequiométrica no es siempre posible y la potencia es menor que la de un motor de gasolina similar, con una disminución de alrededor del 35% según las investigaciones de Tang et. al.[14] Además, al tener que comprimir el cilindro el aire y el combustible, se aumenta el **trabajo de la carrera de compresión**. [16]

Una forma de solucionar esa reducción de la potencia es, al igual que en el caso del empobrecimiento de mezcla ya comentado, aumentar la presión en el colector de admisión sobrealimentando para conseguir introducir mayor cantidad de aire y compensar el desplazamiento de este por el hidrógeno. La Figura 5.2 demuestra como aumentando la presión a 1 bar se consiguen mejores potencias que con un motor de gasolina atmosférico similar. [17]

Este hecho es, por ejemplo, corroborado por Berckmüller, [37], que empleando un motor mono cilíndrico consigue una presión media indicada de 8.5 bar, 1/3 menor que si trabajase con gasolina, pero si sobrealimenta este a 0.85 bar en condiciones estequiométricas se puede alcanzar alrededor de 18 bar de pmi, lo que es 1/3 mayor del valor obtenido con un motor de gasolina de aspiración natural.

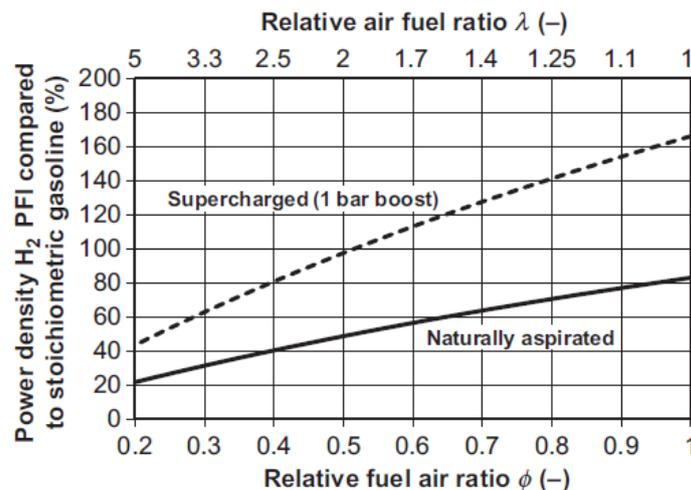


Figura 5.2: Comparación de potencias con gasolina e hidrógeno sobrealimentado. [17]

### 5.3. Inyección directa (DI)

Se trata del método más avanzado, en el cual se inyecta el hidrógeno dentro de la cámara de combustión, por lo que la **mezcla** de aire y combustible se realiza **dentro de la cámara de combustión** durante la carrera de compresión después de que la válvula de admisión se cierre evitando así el retroceso de llama.

Se mantiene el combustible separado del aire más tiempo **disminuyendo el riesgo de pre-ignición** al reducir la exposición de la mezcla inflamable a puntos calientes y al realizar una dilución de los gases residuales con el aire aspirado.

Además, se soluciona el problema del desplazamiento del volumen de aire por parte del combustible al inyectar tras la entrada de todo el aire consiguiendo introducir ese 30% más de aire que antes ocupaba el hidrógeno, esto **augmenta la densidad de potencia** sobre un 40% comparada con la formación de mezcla externa en condiciones ambientales. [35]. [16] y más de un 15% con respecto a un motor idéntico operado con gasolina en condiciones estequiométricas. [26] El valor calorífico de la mezcla de un motor DI de hidrógeno alcanza los 4.5 MJ/m<sup>3</sup>, generando un 17% más de potencia teórica que un motor de gasolina PFI, el cual alcanza los 3.9 MJ/m<sup>3</sup> con la misma cilindrada. [38]

Pero, como ya se ha comentado, con un dosado **estequiométrico**, la **temperatura** de la combustión del hidrógeno es **muy elevada** lo que provoca una importante formación de óxidos de nitrógeno, por esto los motores de hidrógeno funcionan con mezclas pobres y no en estequiométrico necesitando unas dos veces más de aire para reducir las emisiones a casi cero y reduciendo así la potencia a más o menos la mitad que en un motor de gasolina comparable. Para compensar esta pérdida se aumenta el tamaño de los motores y/o se emplean sistemas de sobrealimentación. [28]

Con aspiración natural, alcanzamos con CR = 12, un pmi de 15 bar a velocidades tan bajas como 2000rpm, esto es significativamente mayor que los motores de gasolina de DI (max.pmi = 12-13 bar), gracias al mayor poder calorífico de la mezcla de hidrógeno y aire. [37] En definitiva, un motor de inyección directa de hidrógeno turboalimentado es superior en densidad de potencia y par comparado con los combustibles fósiles tradicionales. [38]

Una de las ventajas de este modo de inyección es que la **formación de la mezcla** no está restringida a la combustión premezclada como con PFI, sino también permite una combinación de premezclada con no premezclada de llamas controladas por difusión y permite emplear otras estrategias que le aportan características específicas a la combustión como la **estratificación** que consigue dosados relativos ricos cercanos a la bujía y dosados relativos pobres en las zonas cercanas a las paredes de la cámara de combustión, lo que reduce las pérdidas de calor y consecuentemente, aumentar el rendimiento térmico o la inyección múltiple. Esto le añade un grado adicional de **flexibilidad** y libertad para lograr un **alto rendimiento térmico**. [17]

Un factor importante es el **inicio de la inyección**, SOI, porque influye directamente en la formación de la mezcla y el **rendimiento del motor**.

Utilizando una **inyección tardía**, gracias al menor tiempo para la realización de la mezcla del combustible con el aire, se consigue una **estratificación de la carga** al haber una mezcla local rica o estequiométrica alrededor de la bujía en el momento del encendido y una mezcla ultra pobre cerca de las paredes del cilindro. Esto aumenta el **rendimiento térmico** debido a la disminución del **trabajo de compresión**, pues se comprime solo aire durante más tiempo, a un aumento de **la tasa de liberación de calor** al aumentar la velocidad de la combustión gracias a la mezcla local rica y a una reducción de las pérdidas por transferencia de calor a las paredes del cilindro al haber dosados pobres en las zonas cercanas a estas. Además, las emisiones de óxidos de nitrógeno también se reducen. [39] [32]

Al inyectar tarde en la carrera de compresión, la **presión de inyección** tiene que ser muy superior que en el caso de inyección indirecta para poder superar la presión que genera el cilindro sobre la mezcla especialmente en las inyecciones retrasadas cuando el pistón está

cerca del punto muerto superior (PMS) al final de la carrera de compresión. Para asegurar un radio de **presión supercrítica**, la presión de inyección debe ser del orden del doble de la presión alcanzada en el cilindro al final de la inyección.

La ventaja de este aumento de la presión de inyección es que se puede inyectar una **mayor cantidad de combustible en el mismo tiempo**. [16] [41] [42]

Además, con este tipo de inyección se pueden alcanzar rendimientos similares a los de un motor diésel [16], potencias similares o superiores a las de motor de gasolina convencional [17] y más de un 40% de potencia que un motor de hidrógeno trabajando mediante carburación. [42]

Sens junto a otros investigadores [43] realizó una prueba de **comparación de inyección directa e indirecta** empleando un mismo flujo de inyección de 3.8 g/s en ambas. Estudió la inyección con dos tipos distintos de sobrealimentación por separado, un turbocompresor con válvula de descarga y un sistema de turbos de geometría variable de dos etapas.

Para el caso de **un solo turbocompresor**, el método de inyección indirecta alcanza su límite de sobrealimentación a un lambda o exceso de aire de 1.6, mientras que la inyección **directa permite una mezcla empobrecida hasta lambda 2.3**, lo que supone una ventaja en cuanto al rendimiento.

Para el caso del sistema de **geometría variable de dos etapas**, la inyección **indirecta amplía su límite** hasta lambda 2,6 con un buen rendimiento gracias a un intercambio de gases más favorable a pesar de los niveles más altos de presión de escape y sobrealimentación, que se reflejan en un mejor rendimiento hasta  $\lambda = 2,4$ . Por lo que, a pesar del efecto de desplazamiento asociado a este sistema de inyección, el eficiente sistema de dos etapas logra un rendimiento del 41,2 % a carga parcial media, comparable al de la inyección directa. El problema es que esto no ocurre en todos los puntos de funcionamiento y a medida que aumenta la necesidad de mayor presión de sobrealimentación, es decir, que aumenta la carga, **la inyección directa ofrece un mayor potencial** de empobrecimiento lo que supone una ventaja en cuanto al rendimiento y las emisiones de NOx. Todo esto se refleja en la siguiente Figura 5.3.

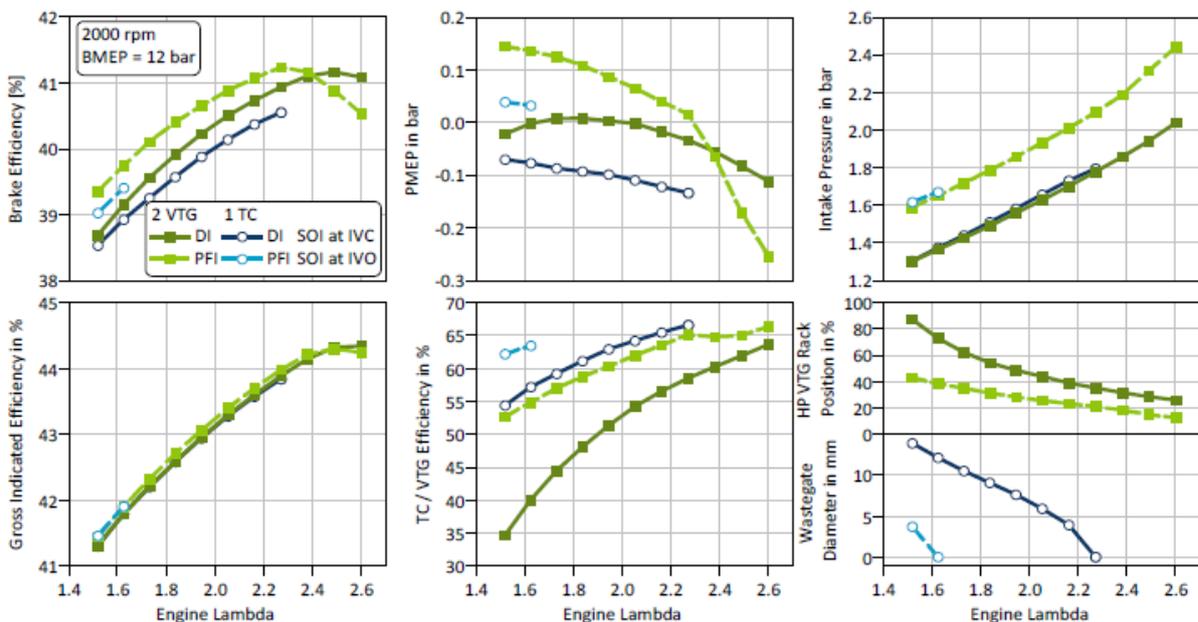


Figura 5.3: Comparación de inyección indirecta (PFI) con directa (DI). [43]

## 5.4. Cálculo de los tiempos de inyección de los inyectores de hidrógeno

En este capítulo se va a realizar un estudio de los tiempos de inyección de hidrógeno dependiendo de las características de los inyectores empleando la herramienta Excel.

Comenzando con la base de los cálculos, para calcular el **tiempo de inyección** se necesita la cantidad de combustible a inyectar en cada cilindro y el gasto de combustible del inyector.

$$\Delta t_{iny} [ms] = \frac{mf_{cc}}{\rho_{H_2} * c_{H_2} * A_{iny} * Coef. desc * n^{\circ} orif} * 1000$$

Calculándose el **área de inyección** o área del orificio de la boquilla del inyector de la siguiente forma:

$$A_{iny} [m^2] = \Pi * \left( \frac{DN}{4 * 1000} \right)^2$$

La **cantidad de combustible por cilindro y ciclo** viene determinada por la potencia que se desea alcanzar, el poder calorífico del combustible empleado, el rendimiento del motor, su número de cilindros y su régimen de giro.

$$mf_{cc} [kg] = \frac{mf}{0.5 * rps * n^{\circ} cil}$$

$$mf \left[ \frac{kg}{s} \right] = \frac{Ne}{Hc * 1000 * Rend}$$

El **gasto** que trasiega cada inyector se encuentra en el denominador de la ecuación del tiempo de inyección y depende por lo tanto de la **densidad** del hidrógeno que varía con la presión de inyección, de la **velocidad** de inyección de este, el **área** del agujero del inyector y el coeficiente de descarga.

Es importante también conocer los **ángulos de giro de cigüeñal** que ocupa el tiempo de inyección para saber en qué carreras del pistón se produce la inyección.

$$\Delta a_{iny} [^{\circ}] = \Delta t_{iny} * 360 * rps / 1000$$

Sabiendo esto se estudia cómo varían los tiempos de inyección en cada punto de funcionamiento dependiendo de las características de la inyección tomando como variables la **presión de inyección** (10, 30, 50 y 100 bar) y el área total del agujero de la boquilla del inyector variando el **diámetro nominal del agujero** (2.5, 2, 1.5, 1 y 0.5 mm) y el **número de orificios de la boquilla** (1 a 4).

No vale cualquier valor en el tiempo de inyección, existen unas **limitaciones** que vienen dadas por el **máximo ángulo de giro** de cigüeñal de duración de la inyección posible con un valor estipulado de **120°** para inyección indirecta y el **tiempo mínimo de accionamiento** del inyector con un valor de **1 ms**, por lo que cobran especial importancia el punto de funcionamiento donde se alcance el menor tiempo de inyección que en el motor utilizado descrito a continuación ocurre a **3750 rpm con el 10% de carga** y el punto de funcionamiento con el ángulo de inyección más grande que ocurre en los **puntos de máxima potencia**.

Los cálculos se realizan para un funcionamiento del motor bajo **condiciones estequiométricas** en todos los casos, aunque la cantidad de combustible sería la misma y, por lo tanto, **no variarían los tiempos** de inyección si el motor trabajara **en condiciones ricas o pobres** pues lo que determina la cantidad de combustible es la potencia, que es fija, la cual depende del combustible y no del aire.

Cabe mencionar también que se supone un **rendimiento del motor constante**, cosa que no ocurre en la realidad, por lo que habría una **pequeña variación** respecto a los resultados obtenidos.

### Motor empleado como referencia

Para la realización del estudio se utiliza un **motor de gas natural** destinado a la propulsión de vehículos comerciales ligeros de cuatro cilindros en línea y 3.000 cc. Las **principales especificaciones** del motor se muestran en la siguiente Tabla 5.1.

Tabla 5.1: Especificaciones del motor.

SPECIFICATIONS		
Ciclo Termodinámico		Otto 4 stroke
Alimentación del aire		TCA
Diámetro x Carrera	milímetros	96 x 104
Cilindrada total	litros	3
Válvulas por cilindro	numero	4
Sistema de refrigeración		liquid
Sentido de rotación	lado volante	CCW
Relación de compresión		12.5 : 1
Sistema de inyección		MPI
Disposición		4L

PERFORMANCES		
Potencia pico	kW (HP) @ rpm	100 (136) @ 3500
Torsión pico	Nm (kgm) @ rpm	350 (36) @ 1500

De este motor se utiliza su **curva de potencia** y se simplifica escogiendo varios puntos por donde esta pasa como se observa en la Figura 5.4 aplicándole a estos **distintos grados de carga**. Todos los valores de potencia obtenidos se representan en la Tabla 5.2.

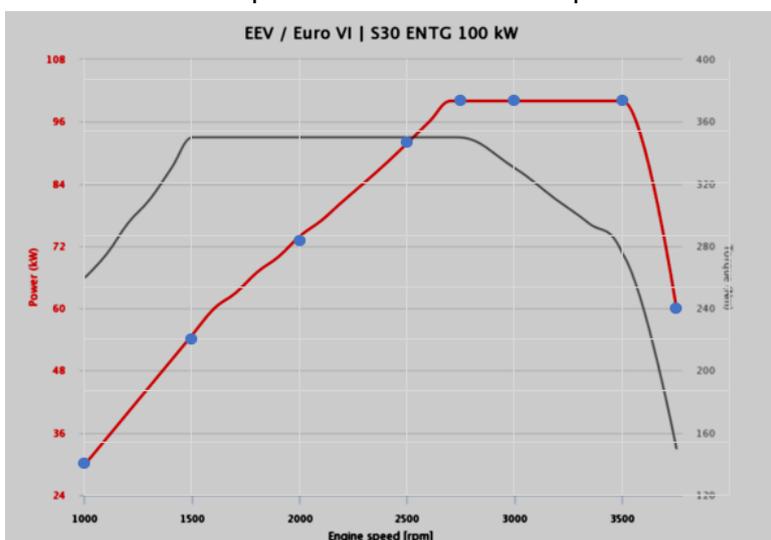


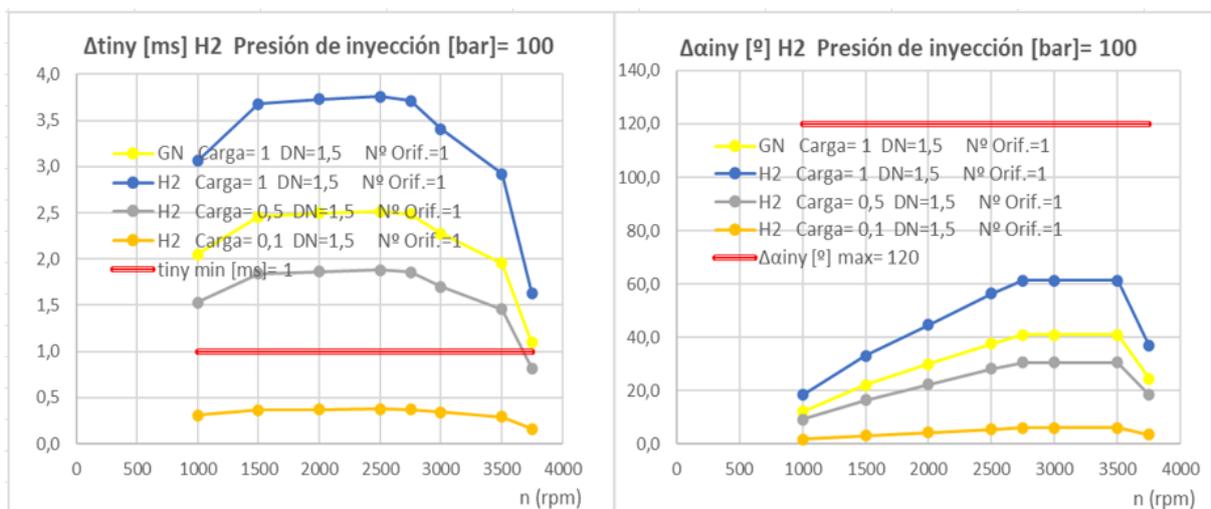
Figura 5.4: Curvas características del motor de potencia y par motor.

Tabla 5.2: Puntos de operación a distintos regímenes y cargas.

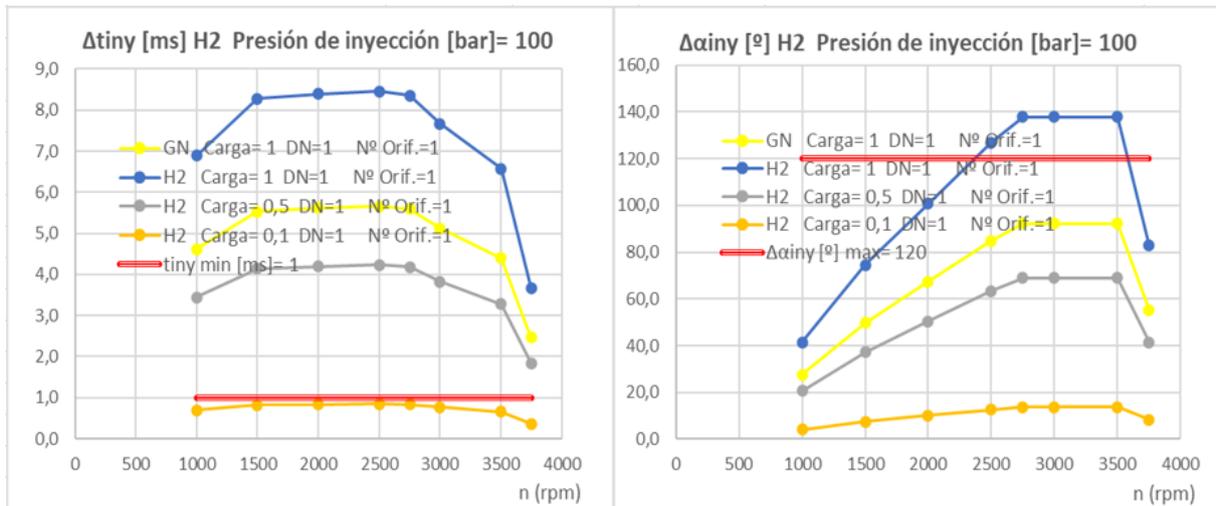
Régimen [rpm]	Potencia [kW] a Grado de Carga		
	100%	50%	10%
1000	30	15	3
1500	54	27	5,4
2000	73	36,5	7,3
2500	92	46	9,2
2750	100	50	10
3000	100	50	10
3500	100	50	10
3750	60	30	6

## Resultados y discusión

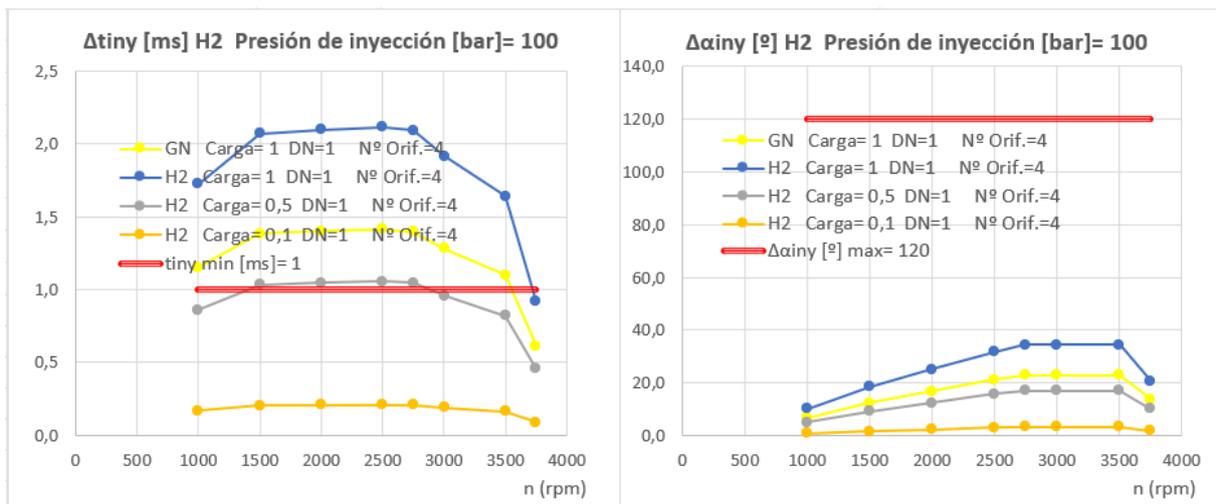
Para comenzar con el estudio se fija la presión de inyección a **100 bar**, valor típico para la inyección directa, y se le da un valor de **1,5 mm** al diámetro nominal del agujero del inyector, con todo esto se obtienen los siguientes tiempos y ángulos de inyección en cada punto de funcionamiento a distintas cargas, encontrándose los tiempos entre unos **0.2 y 3.7 ms** y los ángulos entre alrededor de **1° y 60°**. Al requerir menores potencias a bajas cargas, se reduce la cantidad de combustible a inyectar y, por lo tanto, los tiempos de inyección decrecen llegando a valores mínimos en el 10% de carga que se encuentran por debajo del límite incluso si este fuera de **0.5 ms**, valor capaz de conseguirse con inyectores de última generación como el piezoeléctrico de Westport. En cuanto a los grados de giro de duración de la inyección, se observa como estos van aumentando conforme aumenta el valor de potencia al incrementarse la masa de combustible a inyectar y en este caso, gracias a la alta presión de inyección no superan los **80°**, valor límite para inyección directa para que esta no sea demasiado larga y no se avance mucho la inyección.



Para observar la variación en los tiempos de inyección al modificar el área del orificio de inyección se **reduce el diámetro nominal a 1 mm** y se observa como **aumentan los tiempos** al reducirse el caudal de inyección, alcanzando estos ahora un rango de entre menos de **0.2 ms** y unos **8.5 ms** y con unos respectivos grados de cigüeñal de entorno **1° y 140°**. Se consigue acercar los tiempos mínimos de inyección al límite, pero, por el contrario, los grados de giro en el caso de máxima carga superan incluso la limitación impuesta para la inyección directa menos restrictiva de **120°**.

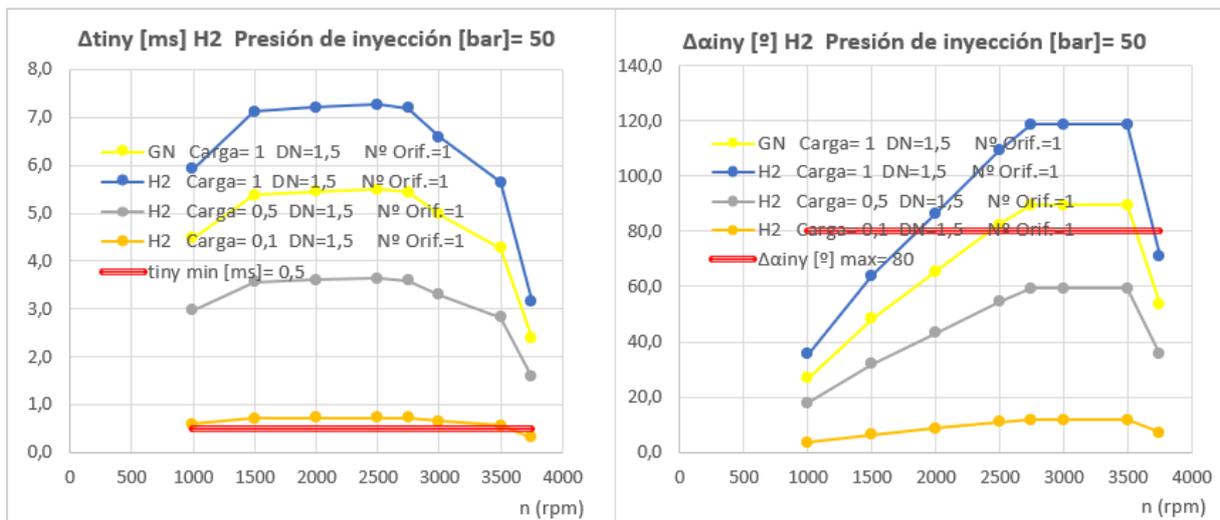


Los tiempos han aumentado de forma importante y para reducirlos se aumenta ahora el área total de inyección manteniendo el diámetro nominal del agujero, pero **aumentando el número de agujeros** del inyector hasta 4. Se observa cómo se reducen los tiempos consiguiendo unos límites de unos **0.1 a 2.2 ms** y unos grados de entre casi **0°** y unos **39°**. En este caso, se consiguen **grados de giro de duración de la inyección pequeños** gracias al aumento del caudal de inyección, pero debido a este aumento, **los tiempos a baja carga se alejan del límite del tiempo mínimo de accionamiento** del inyector de **1 ms** incluso del de **0.5 ms**.



En las anteriores gráficas se observa como en todos los casos **se supera de forma importante alguna de las limitaciones** representadas por una línea roja horizontal, por lo que habría puntos de funcionamiento donde la inyección no es adecuada.

Se comprueba ahora si se logra cumplir con los límites al **reducir la presión** de inyección a **50 bar** y se observa como todos los tiempos de inyección menos uno cumplen con el **límite de 0.5 ms** gracias al aumento de la duración de la inyección ocasionado por la disminución de la presión de inyección, pero esto también provoca que los grados de giro de duración de estas inyecciones aumenten **superando con creces los 80°** estipulados como límite para una inyección directa.



Para ver de forma más clara **cómo varían los tiempos y ángulos** y si se puede lograr cumplir con los límites impuestos se toma el valor del **tiempo mínimo de inyección** de todo el mapa de puntos para cada caso, que se va a encontrar siempre como ya se ha comentado en el punto de menor grado de carga (10%) y mayor régimen (3750 rpm) y el valor de **grados de duración de la inyección más grande** que ocurre en el punto de máxima potencia. Se observan en verde los valores mayores que cumplen con las limitaciones, es decir, **tiempos mayores de 0.5 ms y ángulos menores de 80°**.

		10 bar				Número de orificios						10 bar				Número de orificios			
		DN										DN							
		1	2	3	4			1	2	3	4			1	2	3	4		
Δtiny-man[ms]	2,5	0,55	0,275	0,18333	0,1375	Δαiny-man[°]	2,5	207,7	103,85	69,2333	51,925	2,5	70,2	35,1	23,4	17,55			
	2	0,87	0,435	0,29	0,2175		2	324,54	162,27	108,18	81,135		2	109,68	54,84	36,56	27,42		
	1,5	1,54	0,77	0,51333	0,385		1,5	576,96	288,48	192,32	144,24		1,5	194,99	97,495	64,9967	48,7475		
	1	3,46	1,73	1,15333	0,865		1	1298,15	649,075	432,717	324,538		1	438,73	219,365	146,243	109,683		
	0,5	13,85	6,925	4,61667	3,4625		0,5	5192,6	2596,3	1730,87	1298,15		0,5	1754,93	877,465	584,977	438,733		
		30 bar				Número de orificios						30 bar				Número de orificios			
		DN										DN							
		1	2	3	4			1	2	3	4			1	2	3	4		
Δtiny-man[ms]	2,5	0,19	0,095	0,06333	0,0475	Δαiny-man[°]	2,5	70,2	35,1	23,4	17,55	2,5	42,7	21,35	14,2333	10,675			
	2	0,29	0,145	0,09667	0,0725		2	109,68	54,84	36,56	27,42		2	66,71	33,355	22,2367	16,6775		
	1,5	0,52	0,26	0,17333	0,13		1,5	194,99	97,495	64,9967	48,7475		1,5	118,6	59,3	39,5333	29,65		
	1	1,17	0,585	0,39	0,2925		1	438,73	219,365	146,243	109,683		1	266,85	133,425	88,95	66,7125		
	0,5	4,68	2,34	1,56	1,17		0,5	1754,93	877,465	584,977	438,733		0,5	1067,4	533,7	355,8	266,85		
		50 bar				Número de orificios						50 bar				Número de orificios			
		DN										DN							
		1	2	3	4			1	2	3	4			1	2	3	4		
Δtiny-man[ms]	2,5	0,11	0,055	0,03667	0,0275	Δαiny-man[°]	2,5	42,7	21,35	14,2333	10,675	2,5	22,07	11,035	7,35667	5,5175			
	2	0,18	0,09	0,06	0,045		2	66,71	33,355	22,2367	16,6775		2	34,48	17,24	11,4933	8,62		
	1,5	0,32	0,16	0,10667	0,08		1,5	118,6	59,3	39,5333	29,65		1,5	61,31	30,655	20,4367	15,3275		
	1	0,71	0,355	0,23667	0,1775		1	266,85	133,425	88,95	66,7125		1	137,94	68,97	45,98	34,485		
	0,5	2,85	1,425	0,95	0,7125		0,5	1067,4	533,7	355,8	266,85		0,5	551,75	275,875	183,917	137,938		
		100 bar				Número de orificios						100 bar				Número de orificios			
		DN										DN							
		1	2	3	4			1	2	3	4			1	2	3	4		
Δtiny-man[ms]	2,5	0,06	0,03	0,02	0,015	Δαiny-man[°]	2,5	22,07	11,035	7,35667	5,5175	2,5	22,07	11,035	7,35667	5,5175			
	2	0,09	0,045	0,03	0,0225		2	34,48	17,24	11,4933	8,62		2	34,48	17,24	11,4933	8,62		
	1,5	0,16	0,08	0,05333	0,04		1,5	61,31	30,655	20,4367	15,3275		1,5	61,31	30,655	20,4367	15,3275		
	1	0,37	0,185	0,12333	0,0925		1	137,94	68,97	45,98	34,485		1	137,94	68,97	45,98	34,485		
	0,5	1,47	0,735	0,49	0,3675		0,5	551,75	275,875	183,917	137,938		0,5	551,75	275,875	183,917	137,938		

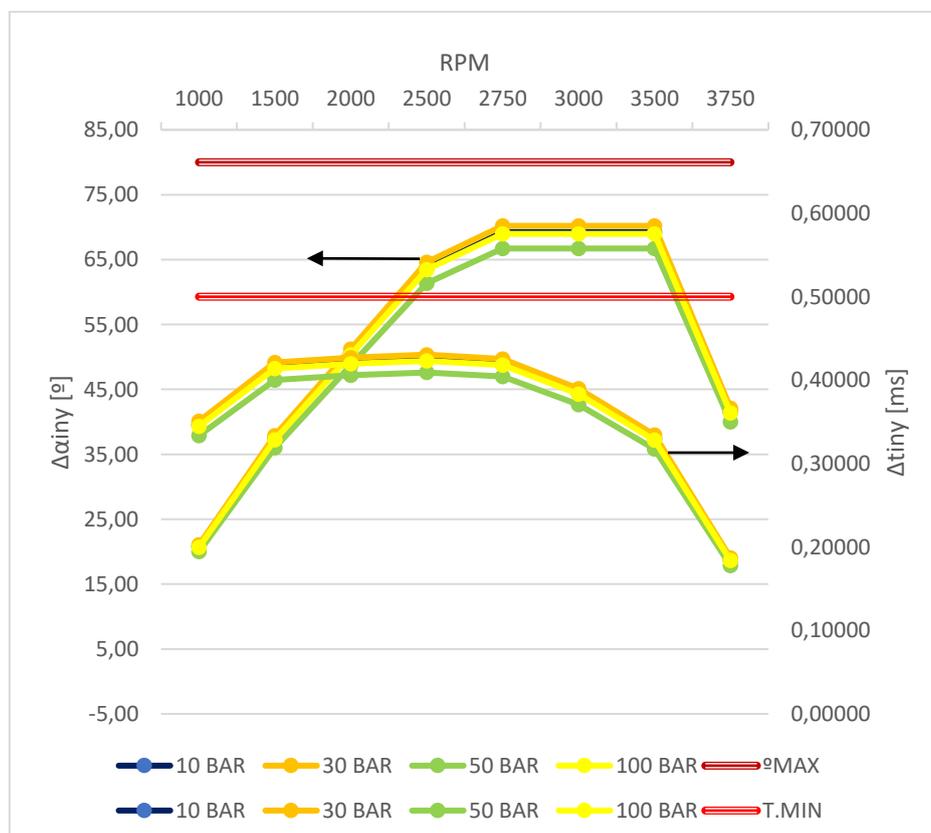
Conforme se va **aumentando la presión de inyección** se van reduciendo los tiempos llegando al punto de que, para 100 bar de presión, valor típico de la inyección directa, solo se cumple la limitación de tiempo necesario para el accionamiento del inyector para el caso de las dos menores áreas de inyección con un diámetro nominal 0,5 mm y 1 o 2 orificios pues en los demás casos debido a la alta presión los tiempos de duración de la inyección son demasiado cortos.

En cuanto a la otra limitación, el máximo ángulo de cigüeñal ocurre al contrario que para los tiempos de inyección, **cumplen mayor número de condiciones de inyección conforme mayor es la presión de inyección**, pues en este caso no se busca una inyección suficientemente larga para que se supere la limitación de tiempo de accionamiento del inyector, sino una inyección suficientemente corta para que no dure más de 80° de ángulo de cigüeñal.

Para que un modo de inyección pudiera trabajar de forma correcta en todos sus puntos debería tener en verde, es decir, **debería cumplir**, tanto su **recuadro del tiempo mínimo como su recuadro del ángulo máximo** y esto no ocurre en ningún punto por lo que los requerimientos de inyección necesarios para alcanzar las potencias fijadas no cumplen con las limitaciones impuestas en ninguno de los casos. Además, se ha comprobado que, aunque se aumenten las **presiones de inyección a los valores máximos** que los inyectores de la Tabla 3.1 (150, 200 y 250 bar) y se ajuste el tiempo mínimo de accionamiento al de cada inyector (1.42, 0.4 y 0.5 ms) **sigue sin existir un modo de funcionamiento donde se cumplan las dos limitaciones** de inyección impuestas.

Ya que ningún tipo cumple, **se buscan los que más se acercan** al cumplimiento de las limitaciones escogiendo de cada presión de inyección el punto con mayor grado de giro de cigüeñal de **duración de la inyección que sea menor de 80°** pues estos puntos serán los que mayor tiempo mínimo tendrán a pesar de que siguen sin cumplir con la limitación impuesta por el **tiempo mínimo de accionamiento del inyector de 0.5 ms**, estos son los marcados en verde que corresponden a los siguientes:

Para **10 bar un inyector de 3 orificios de 2.5 mm**, para **30 bar de 1 orificio de 2.5 mm**, para **50 bar de 1 orificio de 2 mm** y para **100 bar de 2 orificios de 1 mm**. Se obtienen de estos inyectores las **curvas de tiempos para 10% de carga** donde ocurren los tiempos más pequeños y **las curvas de grados de giro para máxima carga** donde ocurren los mayores tiempos de inyección para compararlas entre ellas como se muestra a continuación.



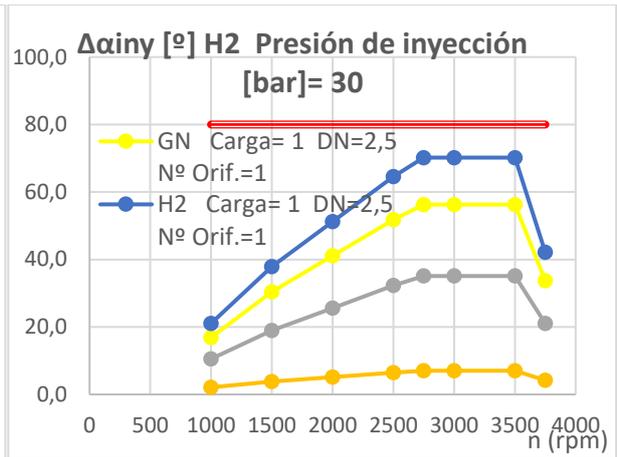
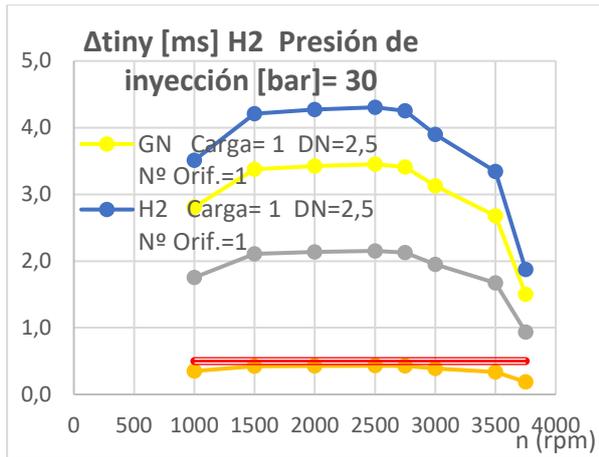
Se observa que para el inyector que opera a **30 bar se consiguen los mayores tiempos de inyección** en los distintos puntos de potencia a 10% de carga, por lo que es el inyector que más se acerca a la limitación de 0.5 ms, pero estos mayores tiempos mínimos debidos a su menor caudal se traducen también en mayores tiempos de duración a máxima carga y por lo tanto mayores grados de giro de duración de esta, aunque como ya se ha visto en la tabla, su mayor punto es de 70.2°, valor adecuado. Los valores a una presión de 10 bar se acercan a los de 30 bar, pero esta presión no sería suficiente para la inyección directa pues no superaría las presiones que se generan en el cilindro y por otro lado, los valores de **50 y 100 bar** cuentan con tiempos mínimos más alejados del límite y además, no muestran una mejora significativa de acuerdo al aumento de la presión de inyección en los **tiempos de máxima duración de la inyección** representados por los giros de cigüeñal que estos ocupan.

Sabiendo que con la presión de inyección de 30 bar se encuentra un punto cuyas características del inyector son más o menos adecuadas se estudian presiones cercanas a ésta (**35, 40, 45 y 60 bar**) para ver si existe algún punto mejor.

35 bar					35 bar						
Número de orificios					Número de orificios						
DN	1	2	3	4	DN	1	2	3	4		
$\Delta$ tiny-man[ms]	2,5	0,16	0,08	0,05333	0,04	$\Delta$ ainy-man[°]	2,5	60,38	30,19	20,1267	15,095
	2	0,25	0,125	0,08333	0,0625		2	94,34	47,17	31,4467	23,585
	1,5	0,45	0,225	0,15	0,1125		1,5	167,71	83,855	55,9033	41,9275
	1	1,01	0,505	0,33667	0,2525		1	377,35	188,675	125,783	94,3375
	0,5	4,03	2,015	1,34333	1,0075	0,5	1509,38	754,69	503,127	377,345	
40 bar					40 bar						
Número de orificios					Número de orificios						
DN	1	2	3	4	DN	1	2	3	4		
$\Delta$ tiny-man[ms]	2,5	0,14	0,07	0,04667	0,035	$\Delta$ ainy-man[°]	2,5	53,01	26,505	17,67	13,2525
	2	0,22	0,11	0,07333	0,055		2	82,83	41,415	27,61	20,7075
	1,5	0,39	0,195	0,13	0,0975		1,5	147,25	73,625	49,0833	36,8125
	1	0,88	0,44	0,29333	0,22		1	331,31	165,655	110,437	82,8275
	0,5	3,53	1,765	1,17667	0,8825	0,5	1325,22	662,61	441,74	331,305	
45 bar					45 bar						
Número de orificios					Número de orificios						
DN	1	2	3	4	DN	1	2	3	4		
$\Delta$ tiny-man[ms]	2,5	0,13	0,065	0,04333	0,0325	$\Delta$ ainy-man[°]	2,5	47,28	23,64	15,76	11,82
	2	0,20	0,1	0,06667	0,05		2	73,87	36,935	24,6233	18,4675
	1,5	0,35	0,175	0,11667	0,0875		1,5	131,33	65,665	43,7767	32,8325
	1	0,79	0,395	0,26333	0,1975		1	295,5	147,75	98,5	73,875
	0,5	3,15	1,575	1,05	0,7875	0,5	1181,98	590,99	393,993	295,495	
60 bar					60 bar						
Número de orificios					Número de orificios						
DN	1	2	3	4	DN	1	2	3	4		
$\Delta$ tiny-man[ms]	2,5	0,1	0,05	0,03333	0,025	$\Delta$ ainy-man[°]	2,5	35,82	17,91	11,94	8,955
	2	0,15	0,075	0,05	0,0375		2	55,97	27,985	18,6567	13,9925
	1,5	0,27	0,135	0,09	0,0675		1,5	99,5	49,75	33,1667	24,875
	1	0,6	0,3	0,2	0,15		1	223,88	111,94	74,6267	55,97
	0,5	2,39	1,195	0,79667	0,5975	0,5	895,51	447,755	298,503	223,878	

Con el aumento de la presión de inyección los tiempos se reducen cumpliéndose con la limitación de máximo grado de giro de 80° en más puntos y obteniéndose **nuevos puntos como posibles candidatos**. Para **35 bar** el aumento de presión respecto a los 30 bar consigue un punto de funcionamiento óptimo con menor duración de la inyección más larga también con 1 orificio de 2.5 mm, pero, por el contrario, la **inyección más corta** asociada a este punto **se reduce a 0.16 ms**, por lo que sigue siendo mejor el inyector con 30 bar. Para **40 bar** el modo de inyección óptimo encontrado **aumenta el tiempo mínimo en 0,005 ms**, pero a pesar del aumento de presión, este modo conlleva una **mayor duración de la inyección más larga**, esto **ocurre también con 45 y 60 bar**, por lo que el aumento de la presión no ofrecería la que suele ser la ventaja de aumentar la presión que es reducir los tiempos de inyección para poder así inyectar más tarde.

En definitiva, el **inyector** con una boquilla con **1 orificio de 2.5 mm** de diámetro nominal y con una **presión de inyección de 30 bar** es una **buena opción** con un ángulo de giro máximo de 70.2° y con unos tiempos mínimos que se acercan al límite inferior, como se muestra a continuación en sus curvas de tiempos de inyección en milisegundos y ángulos de giro de cigüeñal. Además, se podría utilizar el modelo CHG 6.2 de BorgWarner gracias a que la presión de inyección es menor de 36 bar.



## 6. EMISIONES CONTAMINANTES Y SISTEMAS DE POSTRATAMIENTO

No hay que dejar de lado a una de las principales causas por las que el motor de combustión de hidrógeno se ha vuelto interesante en los últimos años, el aumento de la severidad de las normas de contaminación, pues el H<sub>2</sub> no solo **se puede generar de forma limpia** mediante el uso de energías renovables, sino que también **no emite gases de efecto invernadero** en su proceso de combustión, solo vapor de agua y óxidos de nitrógeno, los cuales se pueden eliminar de distintas formas, por lo tanto, el hidrógeno es un combustible limpio ideal.

### 6.1. Emisiones contaminantes

Si se observan las reacciones químicas de oxidación del hidrógeno, la combustión de este con oxígeno puro **solo produce agua**, pero los motores de combustión interna aprovechan el oxígeno presente en el aire, por lo que influyen en el proceso de oxidación otras sustancias que están presentes en el aire, principalmente el nitrógeno, así, también se producen **óxidos de nitrógeno**, los principales contaminantes de este tipo de motores.

- $2 \text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O}$  (Combustión con oxígeno puro)
- $\text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{NO}_x$  (Combustión con aire)

El producto principal de la combustión es **vapor de agua**, presente en cantidades mucho mayores que en el caso de los motores de gasolina y diésel, siendo la fracción molar de agua para dosados estequiométricos de un 34%. Esto aumenta la **capacidad calorífica** total de los gases de escape pues el vapor de agua tiene un alto calor específico  $C_p$ , que por ejemplo a 100°C vale 2.08 kJ/kgK. Sin embargo, el sistema de escape debe estar diseñado de tal forma que el agua generada pueda circular a través de él y sea expulsada por la salida **sin quedarse estancada**. Así, el sistema debe ir descendiendo paulatinamente prestando especial atención en el diseño del silenciador, que deberá realizar su función sin permitir que el agua quede estancada en su interior. Además, se recomienda el uso de aceros inoxidable. [44]

En cuanto a las **emisiones de contaminantes**, los NO<sub>x</sub> son las principales emisiones brutas, teniendo tres mecanismos básicos de formación [22]:

- **NO<sub>x</sub> inmediato:** Se forma en la primera fase de la combustión al reaccionar el nitrógeno presente en el aire con **radicales de los hidrocarburos**. Como en el caso de los motores de hidrógeno estos radicales solo se producen por la combustión del aceite lubricante y en cantidades casi despreciables, **se pueden despreciar** los óxidos de nitrógeno generados por este mecanismo.
- **NO<sub>x</sub> a partir del combustible:** Se produce mediante el **nitrógeno** presente en el combustible que se libera en forma de átomos inestables durante la combustión y reacciona con el oxígeno en exceso del aire, pero como ni el hidrógeno ni el lubricante contienen nitrógeno en su composición, este método es también **despreciable**.
- **NO<sub>x</sub> térmico:** Es el que se forma en la combustión del hidrógeno debido a su alta temperatura adiabática de llama y su alta velocidad de llama. Se genera a **altas temperaturas**, normalmente por encima de los 1200°C debido a la oxidación del nitrógeno diatómico presente en el aire y es independiente de la composición del combustible. Produce monóxido de nitrógeno y este posteriormente se oxida parcialmente a dióxido de nitrógeno, por lo tanto, se forman ambos contaminantes en distintas proporciones.

En cuanto a **otras emisiones** secundarias que aparecen en pequeñas concentraciones en los gases de escape se encuentran el **CO<sub>2</sub>** que afecta al clima debido al efecto invernadero y el CO y los **HC sin quemar** que afectan a la salud humana:

- El **monóxido** y el **dióxido de carbono (CO, CO<sub>2</sub>)** provenientes del quemado del **aceite lubricante**, pues a diferencia de los combustibles fósiles tradicionales, el hidrógeno no cuenta con carbono en su composición química, por lo que no genera estos productos en su combustión. La emisión de estos es mínima, casi despreciable [17].
- **Hidrocarburos sin quemar (HC)** provenientes de la evaporación del **lubricante**. Se encuentran en pequeñas concentraciones, menos de 200 ppm, mucho menores en comparación con la gasolina, con concentraciones en el rango de 2200-4200 ppm. [45]

La **producción de NO<sub>x</sub>** depende del **dosado relativo** de la mezcla pues este afecta directamente a la temperatura máxima de la combustión. Como se observa en la Figura 6.1, con mezclas muy pobres mayores a  $\lambda$  de 1.5 se produce menor cantidad de NO<sub>x</sub> que en los motores de gasolina, gracias a la cantidad de exceso de aire que reduce la temperatura y conforme vamos aumentando el dosado o lo que es lo mismo, reduciendo el exceso de aire, se van aumentando estas emisiones alcanzando su **pico máximo a  $\lambda$  de 1.2-1.3** en mezclas homogéneas, pues si nos acercamos más a la condición estequiométrica, a pesar de que se alcanza una alta temperatura, hay una reducida cantidad de oxígeno disponible pues la totalidad de este interviene en la reacción de combustión principal y, además, parte del monóxido de nitrógeno formado se disocia durante el ciclo debido a la reducción del oxígeno y el incremento de los radicales libres, especialmente el nitrógeno a altas temperaturas. [27]

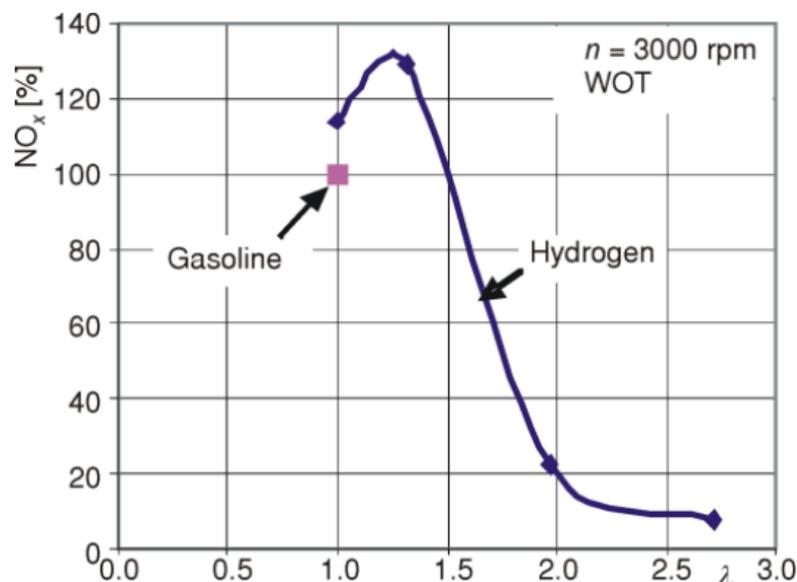


Figura 6.1: Producción de NO<sub>x</sub> con respecto al exceso de aire a máxima carga. [27]

Una figura similar, pero comparando la situación entre un motor alimentado con hidrógeno y un motor diésel convencional se puede ver en la figura 6.2 [19], mostrando las diferencias en los procesos de combustión en los dos tipos de motor, a efectos de la formación de NO<sub>x</sub>.

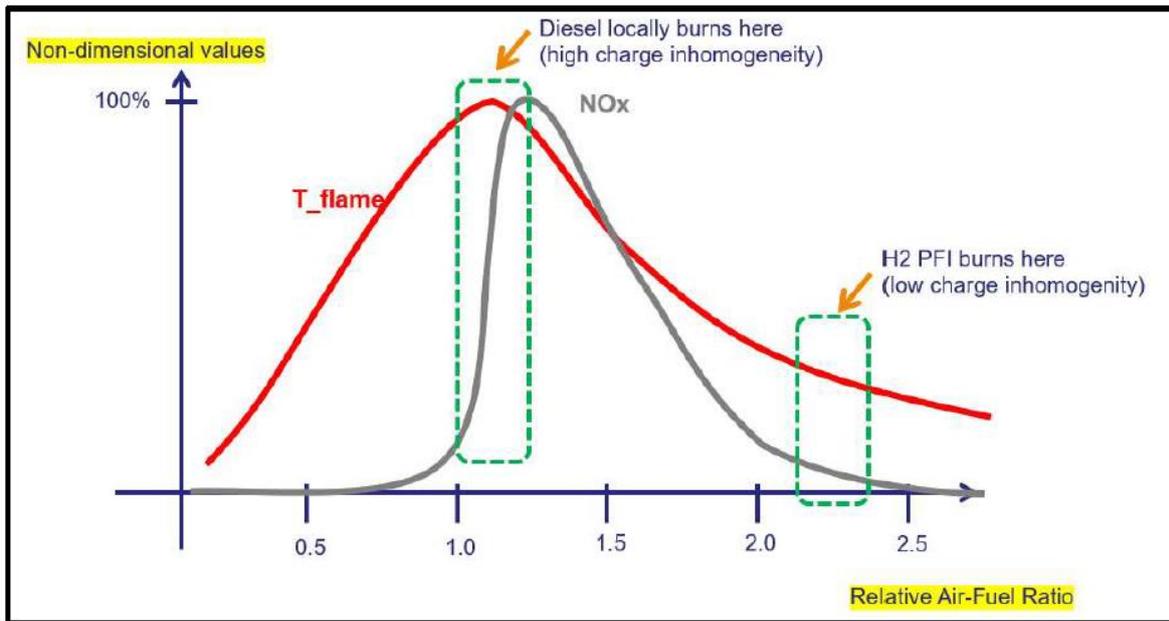


Figura 6.2: Comparación entre las condiciones de formación de NOx en un motor de hidrógeno con mezcla pobre, y en las de un motor diésel. [19]

En cuanto a la influencia de la **relación de compresión** en la producción de NOx, a mayor relación de compresión, mayor emisión de NOx independientemente del dosado debido al aumento de temperatura que lleva asociado. [45]

Para **reducir la formación de NOx** mediante el mecanismo térmico, se pueden emplear diferentes estrategias, cuyas dos primeras ya se han comentado en el apartado 4:

- 1) **Empobrecer la mezcla de aire y combustible**, lo que reduce la temperatura al limitar la cantidad de hidrógeno inyectado y al absorber parte del calor liberado el oxígeno presente en exceso.
- 2) **Aplicar recirculación de gases de escape (EGR)** a la cámara de combustión para aumentar el contenido de inertes de la mezcla, que no participan y absorben parte del calor liberado en la reacción de combustión reduciendo la temperatura.
- 3) **Inyectar agua** en el colector de admisión o dentro del cilindro. Esto también reduce la tendencia al knock y mejora el rendimiento del motor.

## 6.2. Sistemas de postratamiento

Si es cierto que las emisiones de NOx se pueden reducir a valores cercanos a cero empleando alguna de las estrategias mencionadas en el subapartado anterior en la mayoría del mapa motor, sin embargo, una **combustión libre de NOx** no se puede asegurar en todos los puntos de funcionamiento, por eso se necesita el empleo de un sistema de postratamiento de los gases de escape.

En este trabajo se van a exponer tres sistemas de postratamiento de los gases de escape, el **catalizador de tres vías (TWC)**, el **catalizador de reducción selectiva (SCR)** y la **trampa de NOx** que se emplean dependiendo de la estrategia de funcionamiento del motor:

En el caso del **catalizador de 3 vías**, sistema tradicionalmente empleado en los motores de gasolina, es necesaria la operación del motor en **condiciones estequiométricas** para el correcto funcionamiento del sistema de postratamiento pues en este se producen tanto **reacciones de oxidación** de los HC sin quemar y el CO, como de **reducción** de los NOx a nitrógeno, por lo que no es **compatible** con la estrategia del empobrecimiento de la mezcla, pero sí con el **uso de EGR**.

Aunque para los motores de hidrógeno, **trabajando en condiciones ligeramente ricas** se puede emplear el propio hidrógeno en exceso inquemado para reducir las emisiones de NOx en el catalizador, pues este es un buen agente reductor. [46]

Como se puede observar en la Figura 6.3, las **emisiones de NOx decrecen** rápidamente tras el catalizador a **valores cercanos a cero** a partir de dosados mayores de 0.95 gracias a la baja concentración de oxígeno, vapor de agua y nitrógeno y a la mayor concentración de hidrógeno que se puede utilizar en el catalizador. El rendimiento de conversión es mayor al 99% lo que muestra que emplear hidrógeno como reductor en los TWC es una buena estrategia. [47] [48]

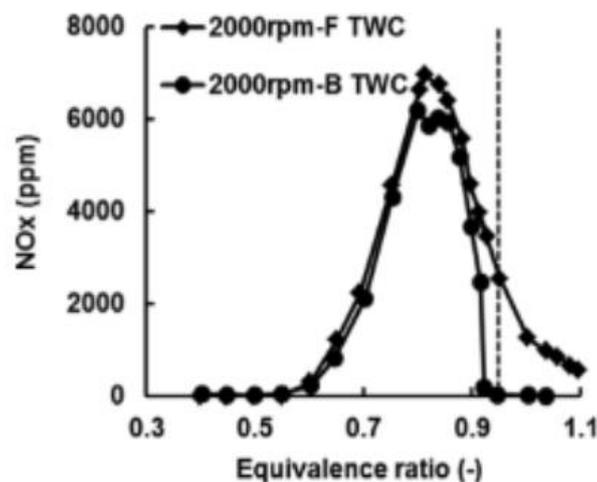


Figura 6.3: Emisión de NOx antes (F) y después (B) del catalizador TWC a distintos dosados. [47]

Además, cuando se trabaja en **condiciones ligeramente pobres** con dosados menores de 0.95 a 1500 y 2000 rpm, la emisión de NOx tras el catalizador sigue siendo menor que a la de la entrada de este. Esto es debido, por un lado, a la presencia de HC y CO en los gases de escape debido al quemado de parte del aceite lubricante, los cuales ayudan a la reducción de los NOx en el TWC y, por otro lado, a la existencia de una pequeña cantidad de hidrógeno en los gases de escape a pesar de trabajar en condiciones ligeramente pobres. Pero, en estos casos la reducción es menor debido a la poca cantidad de reductores y al **bajo rendimiento de conversión**. [47]

La **temperatura de los gases de escape** a la entrada del catalizador, como se muestra en la Figura 6.4, también influye en su funcionamiento y aumentar esta acelera la reducción de NO encontrándose las temperaturas de funcionamiento óptimo entre 400°C y 500°C y alcanzándose el máximo rendimiento de conversión a 400°C, siendo de un 98%, mientras que, con temperaturas inferiores a los 300°C, la reducción de NO es casi nula.

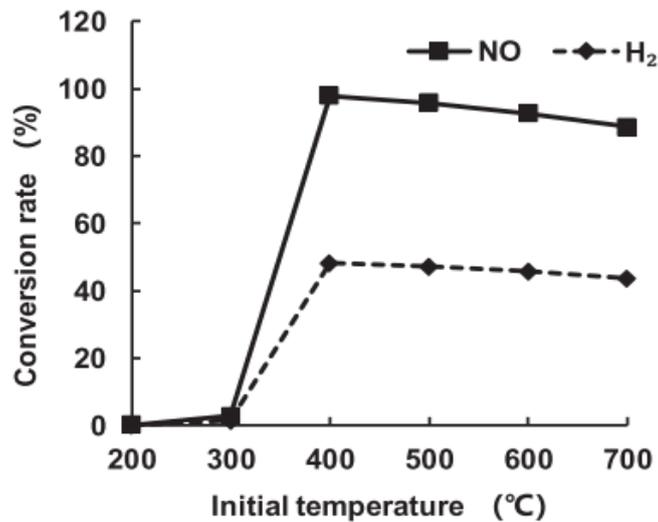


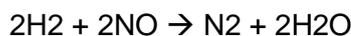
Figura 6.4: Rendimiento de conversión de los NO y el H<sub>2</sub> dependiendo de la temperatura. [46]

Por lo que para un correcto funcionamiento del sistema catalizador se necesitan unas condiciones adecuadas de dosado y temperatura.

En el caso del **catalizador de reducción selectiva o SCR**, comúnmente utilizado en los **motores diésel** de última generación para reducir la emisión de NO<sub>x</sub>, no es necesaria la operación en mezclas estequiométricas pues en él no ocurren reacciones de oxidación y reducción, solo de **reducción** como su nombre indica, por lo que este sistema si puede emplearse **junto a la estrategia de empobrecimiento**.

Aunque se suele emplear urea como aditivo en estos sistemas, esta lleva asociada la producción de CO<sub>2</sub> en una de sus reacciones, el **empleo de hidrógeno** elimina esto y también elimina la necesidad de utilización de otro elemento reductor empleando el propio combustible del motor inyectado aguas arriba del catalizador. [49]

La reacción de **reducción del óxido de nitrógeno** en el catalizador mediante el empleo de hidrógeno produce nitrógeno y agua.



Existe aparte una reacción debida al exceso de oxígeno presente debido al funcionamiento en condiciones pobres, el cual reacciona con el hidrógeno y **compite con la reacción anterior** y **afecta al rendimiento de la conversión** del NO por el H<sub>2</sub>.



Así pues, la **concentración de oxígeno en los gases de escape** debida al empleo de este sistema junto a estrategias de combustión pobre influye de forma importante en la reducción de los NO<sub>x</sub> aumentando esta cuando su **concentración es baja**, como se observa en la Figura 6.5, gracias a la disminución de la reacción competitiva anterior en la que el hidrógeno reacciona con el exceso de oxígeno de los gases de escape sobre todo a temperaturas por encima de 200 °C.

Además, las **bajas concentraciones de oxígeno** reducen la temperatura a la que se alcanza el mayor rendimiento de conversión de NO y amplían el rango de temperaturas donde este se consigue. Como **punto negativo**, si hay menos oxígeno en la admisión, se reduce la selectividad del nitrógeno y se observa un aumento de las reacciones secundarias que producen compuestos como el **amoniaco (NH<sub>3</sub>)** y el **óxido nitroso (N<sub>2</sub>O)**, que con la introducción de la legislación EURO7, se espera que también reciban valores límite a cumplir en las pruebas de homologación, por lo que se debe encontrar un buen compromiso entre baja concentración de oxígeno y no muy alta concentración de hidrógeno para evitar la formación de estos compuestos [50]

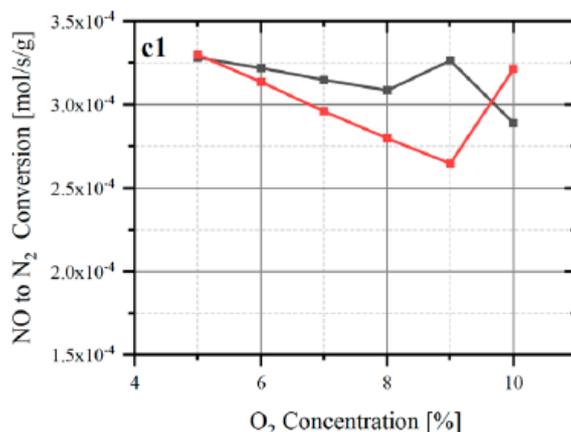


Figura 6.5: Influencia de la cantidad de oxígeno en la conversión de NO con [gris] y sin [rojo] presencia de agua [50].

A menor concentración de oxígeno hay **mayor concentración de H<sub>2</sub>**, por lo que se consigue mayor conversión de NO<sub>x</sub> y menor temperatura de máxima conversión como ya se ha comentado debido a que la reacción de oxidación del H<sub>2</sub> es muy exotérmica y, por lo tanto, aumenta la liberación de calor a lo largo del catalizador siendo esto interesante para el **arranque en frío**. Además, se reduce la concentración de H<sub>2</sub>O al haber poca presencia de oxígeno [Koch] La presencia de una alta **concentración de vapor de agua** en los gases de escape puede reducir la actividad catalítica debido a la adsorción competitiva de H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO y H<sub>2</sub>O en la superficie activa, que también puede conducir a un aumento de la producción de N<sub>2</sub>O. [50]

La **temperatura** de los gases a la entrada del catalizador también influye en el rendimiento de conversión de este, en el rango entre 170°C y 220°C, se observa una alta conversión gracias también a una buena concentración de hidrógeno, pero esta va acompañada de una importante formación de amoniaco de más de 70 ppm. [49] Antes del catalizador se monta un enfriador de los gases de escape que emplea agua refrigerante para controlar la temperatura a la que entran los gases. [49]

Destacan los catalizadores de reducción selectiva basados en **paladio y platino** gracias a su mayor actividad a bajas temperaturas y en todo el rango en general (100°C-400°C) respecto a otros tipos. Mientras que el catalizador de base platino muestra una mayor reducción de NO, el catalizador de base paladio muestra mayor selectividad del N<sub>2</sub>. [50] Kureti et al [45] y otros han investigado los catalizadores SCR de hidrógeno de base platino y paladio y han demostrado rendimientos de conversión medios por encima del 95%.

También se pueden emplear las **trampas de NO<sub>x</sub>** que, como su nombre indica, atrapan los NO<sub>x</sub> de los gases de escape y los almacenan evitando que estos se emitan al ambiente.

Sens emplea este tipo de **trampa** reemplazando el catalizador de oxidación tradicional que se suele utilizar junto a un catalizador de reducción selectiva por una trampa de NO<sub>x</sub> y un disco de calentamiento eléctrico. Así, tras el arranque en frío del motor, se almacenan los NO<sub>x</sub> emitidos en la trampa hasta que el catalizador de reducción selectiva alcanza su temperatura óptima de encendido. El disco eléctrico ayuda a reducir el tiempo de encendido del SCR a

unos 250 segundos, mientras que con el sistema convencional tarda unos 600 segundos. Tras la puesta en funcionamiento del SCR, la trampa de NOx libera los óxidos almacenados. Este nuevo sistema permite reducir los NOx emitidos por kilómetro recorrido de 133 a 49 mg/km.

Kawamura [51] emplea un **catalizador NSR** (NOx Storage-Reduction) Pt/Rh que, como su nombre indica, almacena y reduce los NOx empleando como agente reductor hidrógeno junto con un catalizador de oxidación diésel (DOC) que purifica el hidrógeno inquemado. Consigue un nivel de conversión de NOx del 98% con un consumo de hidrógeno como agente reductor del 0.2 al 0.5%.

## 7. CONCLUSIONES

El motor de combustión interna alimentado con hidrógeno es capaz de **acortar la transición** de los vehículos basados en combustibles de base carbono a los **vehículos de hidrógeno** gracias al aprovechamiento de las infraestructuras de producción existentes y a su fácil implantación en la flota de vehículos actualmente en uso.

El hidrogeno no solo **se puede generar de forma limpia** mediante el uso de energías renovables, sino que **tampoco emite gases de efecto invernadero** en su proceso de combustión, solo vapor de agua y óxidos de nitrógeno, los cuales se pueden eliminar de distintas formas, por lo tanto, el hidrógeno es un **combustible limpio ideal**.

Además, el hidrógeno cuenta con una serie de características que lo convierten en un **combustible idóneo** para un motor de combustión entre las que destacan:

- Su **rápida velocidad de llama** cinco veces mayor que la gasolina y diez veces mayor que la del diésel en condiciones estequiométricas, lo que acerca el funcionamiento del motor al **ciclo de Otto ideal**.
- Su **amplio rango de inflamabilidad** que le permite trabajar en condiciones extremadamente pobres y operar de forma cualitativa sin estrangulación.

Estas características **mejoran el rendimiento del motor y reducen la emisión de NOx**, lo que convierte al hidrógeno en un buen combustible alternativo para un MCIA.

Respecto a las estrategias de funcionamiento, destaca el **método de empobrecimiento** de la mezcla hasta valores del dosado relativo del orden de 0,4 (y valores asociados de **lambda de 2,2**), pues prescinde del uso de EGR y consigue un buen rendimiento junto a unas emisiones contaminantes muy bajas.

Cuando se empobrece la mezcla hidrógeno-aire, es a partir de  **$\lambda=2$**  cuando la formación de **NOx se reduce de forma importante** hasta menos de 100 ppm gracias a la reducción de la temperatura en la cámara, por lo que se debe trabajar con mezclas con lambdas mayores o iguales a este valor.

En cuanto a los métodos de **aporte de combustible**, la **inyección directa** destaca sobre los demás al eliminar el problema del desplazamiento de aire de la inyección indirecta aumentando la potencia obtenida y controlar y prevenir ciertos fenómenos de combustión anormal. Además, añade un grado adicional de **flexibilidad en la formación de la mezcla** con lo que se pueden alcanzar **rendimientos efectivos superiores al 40%**.

Con inyección directa se aumenta la **densidad de potencia** del orden de un **40%** comparada con la **inyección indirecta** en condiciones ambientes y más de un **15%** con respecto a un motor idéntico operado con **gasolina** en condiciones estequiométricas.

Con un motor de 2.0 litros turbo con inyección directa (DI) se logra alcanzar una **potencia específica de 83 kW/l** y un **par específico de 191 Nm/l**, lo cual cubre los requerimientos de un vehículo ligero estándar.

En caso de superar los límites de emisión de contaminantes establecidos debido a unos requerimientos de potencia elevados existen distintos **sistemas de postratamiento con grandes eficiencias de conversión** capaces de cumplir con la normativa de emisiones como el catalizador de tres vías y el de reducción selectiva con o sin trampa de NOx.

En el estudio realizado no es posible cumplir con las limitaciones que lleva asociadas la duración de la inyección en ninguno de los casos incluso empleando el **inyector piezoeléctrico de Westport** con una presión de inyección de **250 bar** y un tiempo de accionamiento de **0.5 ms**.

De los modos estudiados el inyector con una **presión de inyección de 30 bar** y con una boquilla con **1 orificio de 2.5 mm bar** es el más adecuado al aproximarse a la limitación de tiempo mínimo de 0.5 ms y contar con unos tiempos de inyección a máxima carga correctos.

A **presiones mayores de 30 bar** los modos de inyección óptimos **no reducen sus tiempos de inyección de manera sustancial** para que sean mejores opciones que el inyector de 30 bar.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

1. Onorati, A., Payri, R., Vaglieco, B. M., Agarwal, A. K., Bae, C., Bruneaux, G., Canakci, M., Gavaises, M., Günthner, M., Hasse, C., Kokjohn, S., Kong, S. C., Moriyoshi, Y., Novella, R., Pesyridis, A., Reitz, R., Ryan, T., Wagner, R., & Zhao, H. The role of hydrogen for future internal combustion engines. In *International Journal of Engine Research*. 2022. (Vol. 23, Issue 4, pp. 529–540). SAGE Publications Ltd. <https://doi.org/10.1177/14680874221081947>
2. Atiqh Ahmed, M. Hydrogen Fueled Internal Combustion Engine: A Review. *INTERNATIONAL JOURNAL OF INNOVATIVE TECHNOLOGY AND RESEARCH*. 2016. (Vol. 4, Issue 4).
3. Fayaz, H. An overview of hydrogen as a vehicle fuel. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. (Vol.16, Issue 8). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.012>
4. Gandhi, R.D. Use of Hydrogen in Internal Combustion Engine. *International Journal of Engineering, Management & Sciences*. 2015. (Vol. 2, Issue 4)
5. Ciniviz, M., & Köse, H. HYDROGEN USE IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE: A REVIEW. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*. 2012 (Vol. 1, Issue 1).
6. De Troya Calatayud, J.J.. Estudio comparativo del uso de hidrógeno frente a combustibles fósiles en motores de combustion interna en buques. Universidad de La Coruña. 2011.
7. Govind, P. P. E., & Traylor, C. M. *Conversion of a Gasoline Internal Combustion Engine to a Hydrogen Engine*. ASSE Annual Conference and Exposition. 2012
8. Kumar, V., Gupta, D. Hydrogen use in internal combustion engine: a review. *The International Journal of Advanced Culture Technology*. 2015. 87–99. <https://doi.org/10.17703/ijact.2015.3.2.87>
9. Hosseini. S.E., & Butler. B. An overview of development and challenges in hydrogen powered vehicles. *International Journal of Green Energy*. 2020. (Vol. 17, Issue 1, pp. 13–37). <https://doi.org/10.1080/15435075.2019.1685999>
10. Sopena, C., Diéguez, P. M. Conversion of a commercial spark ignition engine to run on hydrogen: Performance comparison using hydrogen and gasoline. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.11.090>
11. Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies. MODULE 1: HYDROGEN PROPERTIES CONTENTS. College of the Desert. 2001
12. Akal, D., Öztuna, S. A review of hydrogen usage in internal combustion engines (gasoline-Lpg-diesel) from combustion performance aspect. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.02.001>
13. Fábrega, M. Hidrógeno Aplicación en motores de combustión interna. PFC. Universidad Politécnica de Cataluña. 2009
14. Verhelst, S. Hydrogen engine specific properties. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2001. (Vol. 26). [www.elsevier.com/locate/ijhydene](http://www.elsevier.com/locate/ijhydene)
15. Verhelst, S. A comprehensive overview of hydrogen engine design features. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2007. (Vol. 221, Issue 8). <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO141>
16. Yip, H. L., Srna, A., Yuen, A. C. Y., Kook, S., Taylor, R. A., Yeoh, G. H., Medwell, P. R., & Chan, Q. N. A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion. 2019. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(22). <https://doi.org/10.3390/app9224842>

17. Verhelst, S., Demuynck, J., Sierens, R., Scarcelli, R., Matthias, N. S., & Wallner, T. Update on the Progress of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines. In *Renewable Hydrogen Technologies: Production, Purification, Storage, Applications and Safety* (pp. 381–400). 2013. Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-56352-1.00016-7>
18. Y. H. Chi, B. S. Shin, S. Hoffmann, J. Ullrich, P. Adomeit, J. Fryjan, R. Drevet. Hydrogen Internal Combustion Engine: Viable Technology for Carbon Neutral Mobility. THIESEL 2022 Conference on Thermo- and Fluid Dynamics of Clean Propulsion Powerplants.
19. L. Buzzi, V. Biasin, A. Galante, D. Gessaroli, F. Pesce, D. Tartarini, A. Vassallo, S. Scalabrini, N. Sacco, R. Rossi. Experimental Investigation of Hydrogen Combustion in a Single Cylinder PFI Engine. THIESEL 2022 Conference on Thermo- and Fluid Dynamics of Clean Propulsion Powerplant
20. Korn, T., Sousa, A., Pimentel, I. *KEYOU-inside for Hydrogen Engines and Vehicles*. 2018.
21. Fischer, M., Sterlepper, S., Pischinger, S., Seibel, J., Kramer, U., & Lorenz, T. Operation principles for hydrogen spark ignited direct injection engines for passenger car applications. 2022. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(8), 5638–5649. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.11.134>
22. Koch, D. T., Sousa, A., & Bertram, D. *H2-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion*. 2019
23. Heffel, J. W. NOx emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation. 2003. *International Journal of Hydrogen Energy*, 28(11), 1285–1292. [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(02\)00289-6](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(02)00289-6)
24. Safari, H., Jazayeri, S. A., & Ebrahimi, R. Potentials of NOX emission reduction methods in SI hydrogen engines: Simulation study. 2009. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(2), 1015–1025. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.10.029>
25. Tanno, S., Ito, Y., Michikawauchi, R., Nakamura, M. High-Efficiency and Low-NOx Hydrogen Combustion by High Pressure Direct Injection. 2018. Toyota Motor Corporation. SAE
26. White, C. M., Steeper, R. R., & Lutz, A. E. The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. 2006. *International Journal of Hydrogen Energy*, 31(10), 1292–1305. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2005.12.001>
27. Negurescu, N., Pana, C., & Cernat, A. ASPECTS OF USING HYDROGEN IN SI ENGINE. 2012. *Bull. Series D*, 74.
28. Fábrega, M. Hidrógeno. Aplicación en motores de combustión interna. 2009. PFC. Facultad de Náutica de Barcelona.
29. Chitragar, P. R., Shivaprasad, K. v., Nayak, V., Bedar, P., & Kumar, G. N. An Experimental Study on Combustion and Emission Analysis of Four Cylinder 4-Stroke Gasoline Engine Using Pure Hydrogen and LPG at Idle Condition. 2016. *Energy Procedia*, 90, 525–534. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.220>
30. Sierens, R., Demuynck, J., Vancoillie, J., Sileghem, L., & Verhelst, S. *Efficiency comparison of hydrogen fuelled IC engines with gasoline and methano*. 2011
31. Karagöz, Y., Balci, Ö., & Köten, H. Investigation of hydrogen usage on combustion characteristics and emissions of a spark ignition engine. 2019. *International Journal of Hydrogen Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.01.147>
32. Wallner, T., Matthias, N. S., Scarcelli, R., & Kwon, J. C. Evaluation of the efficiency and the drive cycle emissions for a hydrogen direct-injection engine. 2013. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227(1), 99–109. <https://doi.org/10.1177/0954407012461875>

33. Wallner, T., Lohse-Busch, H., & Fax, T. *Performance, Efficiency, and Emissions Evaluation of a Supercharged, Hydrogen-Powered, 4-Cylinder Engine*. 2007. SAE Technical Paper
34. Eichlseder, H., Grabner, P., & Schaffer, K. M. Internal Combustion Engine – An Alternative Energy Converter for Hydrogen. *TU Graz Research*, 23 (2020-1), 27-30. <https://epaper.tugraz.at/paper/47/26>
35. Gerke, U. *Numerical analysis of mixture formation and combustion in a hydrogen direct-injection internal combustion engine*. Cuvillier Verlag. 2007. <https://doi.org/10.3929/ethz-a-005540349>
36. MacCarley, C. A., & Thesis, M. S. (n.d.). *Electronic Fuel Injection Techniques for Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines*. 1978
37. Berckmüller, M., Rottengruber, H., Eder, A., Brehm, N., Elsässer, G., Müller-Alander, G., & Schwarz, C. *Potentials of a Charged SI-Hydrogen Engine*. 2003
38. Bao, L. zhi, Sun, B. gang, Luo, Q. he, Li, J. cheng, Qian, D. chao, Ma, H. yang, & Guo, Y. jun. Development of a turbocharged direct-injection hydrogen engine to achieve clean, efficient, and high-power performance. 2022. *Fuel*, 324. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124713>
39. Rahman, K. M., Kawahara, N., Matsunaga, D., Tomita, E., Takagi, Y., & Mihara, Y. Local fuel concentration measurement through spark-induced breakdown spectroscopy in a direct-injection hydrogen spark-ignition engine. 2016. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(32), 14283–14292. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.05.280>
40. Kahraman, E. Analysis of a hydrogen fueled internal combustion engine. 2005. Tesis. Izmir Institute of Technology
41. Lanz, W. *Hydrogen Fuel Cell Engines Module 3: Hydrogen use in internal combustion engines*. 2001. College of the Desert.
42. Brauer, M., Ralf Wascheck, D.-I., Joern Seebode, D.-I., & Matthias Kratzsch, D.-I. *Hydrogen Powertrains in Competition to Fossil Fuel based Internal Combustion Engines and Battery Electric Powertrains Wasserstoffantriebe im Wettbewerb mit Verbrennungsmotoren für fossile Kraftstoffe und dem batterieelektrischen Antrieb*. 2021
43. Sterlepper, S., Fischer, M., Claßen, J., Huth, V., & Pischinger, S. Concepts for hydrogen internal combustion engines and their implications on the exhaust gas aftertreatment system. 2021. *Energies*, 14(23). <https://doi.org/10.3390/en14238166>
44. Hari Ganesh, R., Subramanian, V., Balasubramanian, V., Mallikarjuna, J. M., Ramesh, A., & Sharma, R. P. Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study. 2008. *Renewable Energy*, 33(6), 1324–1333. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.07.003>
45. Pandey, J. K., & Kumar, G. N. Effect of variable compression ratio and equivalence ratio on performance, combustion and emission of hydrogen port injection SI engine. 2022. *Energy*, 239. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122468>
46. Ling-zhi, B., Bai-gang, S., Qing-he, L., Yong-li, G., Xi, W., Fu-shui, L., & Chao, L. Simulation and experimental study of the NO<sub>x</sub> reduction by unburned H<sub>2</sub> in TWC for a hydrogen engine. 2020. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(39), 20491–20500. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.10.135>
47. Luo, Q. he, Hu, J. bin, Sun, B. gang, Liu, F. shui, Wang, X., Li, C., & Bao, L. zhi. Effect of equivalence ratios on the power, combustion stability and NO<sub>x</sub> controlling strategy for the turbocharged hydrogen engine at low engine speeds. 2019. *International Journal of Hydrogen Energy*, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.245>

48. Luo, Q., & Lee, C. F. Controlling Strategy for the Performance and NO<sub>x</sub> Emissions of the Hydrogen Internal Combustion Engines with a Turbocharger. *SAE Technical Papers*, 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-0256>
49. Koch, D. H<sub>2</sub>-deNO<sub>x</sub> Catalyst for H<sub>2</sub> Combustion Engines. 2020. *MTZ Worldwide* 06/2020
50. Borchers, M., Keller, K., Lott, P., & Deutschmann, O. Selective catalytic reduction of NO<sub>x</sub> with H<sub>2</sub> for cleaning exhausts of hydrogen engines: Impact of H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub>, and NO/H<sub>2</sub> Ratio. 2021 *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 60(18), 6613–6626. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.0c05630>
51. Kawamura, A., Sato, Y., Yamane, K., Takagi, Y. *Hydrogen ICE System for Heavy Duty Vehicles*. 2010. National Traffic Safety & Enviro. Lab. Tokyo City University

# PRESUPUESTO

## Coste de personal

En este apartado se analizarán los costes asociados al proceso de búsqueda de información y redacción del proyecto, pues este se ha realizado durante unas prácticas curriculares en el departamento de motores de la UPV durante el segundo cuatrimestre del cuarto curso con comienzo el día 1 de febrero y final el día 15 de junio, 5h diarias con un total de 412.5 h.

De estas horas se ha utilizado alrededor de un 70% para la realización del TFG, lo que equivale a 288.75h.

Estas prácticas han sido remuneradas con un salario de 400 €/mes brutos, lo que equivale a 392 €/mes netos a 100h/mes, 3.92€/h. Además, también hay que tener en cuenta el trabajo de supervisión por parte del tutor responsable de este trabajo.

Tabla 1: Presupuesto de mano de obra

Mano de obra			
Descripción	Tiempo [h]	Salario [€/h]	Importe [€]
Prácticas Curriculares	288,75	3,92 €	1.131,90 €
Supervisión del tutor	100	37,70 €	3.770,00 €
		<b>TOTAL:</b>	<b>4.901,90 €</b>

Esas 288,75 horas se han repartido de la siguiente forma:

Tabla 2: Presupuesto de mano de obra desglosado

Mano de obra			
Descripción	Tiempo [h]	Coste [€/h]	Importe [€]
Revisión Bibliográfica	150	3,92 €	588,00 €
Cálculos	38,75	3,92 €	151,90 €
Redacción	100	3,92 €	392,00 €
		<b>TOTAL:</b>	<b>1.131,90 €</b>

## Coste de software

En este apartado se tiene en cuenta el coste de las licencias de los diferentes programas empleados para la realización del trabajo. En este caso el total es de cero euros ya que sólo se ha empleado Microsoft Excel para los cálculos y el graficado y Microsoft Word para la redacción del documento, el cual tiene coste cero para los estudiantes de la UPV.

Gran parte del tiempo empleado ha sido destinada a la búsqueda y lectura de artículos, por lo que el tiempo en el que se ha dado uso del paquete Microsoft dentro del horario de prácticas es de alrededor de 138.75h.

Tabla 3: Presupuesto de software

Software			
Descripción	Tiempo [h]	Coste [€]	Importe [€]
Microsoft Office 2019	138,75	0,00 €	0,00 €
		<b>TOTAL:</b>	<b>0,00 €</b>

### Coste total

Finalmente, atendiendo a todos los costes asociados a la realización del trabajo, el coste total es de **SEIS MIL NOVECIENTOS NOVENTA Y OCHO EUROS Y NOVENTA Y TRES CENTIMOS**.

Tabla 4: Presupuesto global

Descripción	Importe [€]
Mano de obra	4.901,9 €
Software	0,00 €
<b>Presupuesto Ejecución Material</b>	<b>4.901,9 €</b>
Gastos generales (10%)	490,19 €
Beneficio industrial (8%)	392,15 €
<b>Presupuesto de ejecución por contrata</b>	<b>5.784,24 €</b>
IVA (21%)	1.214,69 €
<b>TOTAL</b>	<b>6.998,93 €</b>