



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

**TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**

# **ESTUDIO DE LAS PRESTACIONES Y EMISIONES DEL MOTOR DIÉSEL DE UN VEHÍCULO OPERANDO EN MODO DUAL H<sub>2</sub>-DIÉSEL**

AUTOR: LUIS RÓDENAS CANTÓ

TUTOR: FRANCISCO VICENTE TINAUT FLUIXÁ

Curso Académico: 2020-21



## AGRADECIMIENTOS

Quiero dar las gracias a mis padres Pilar y Pepe por su apoyo, a mi novia Clara por su paciencia, a mi tutor Francisco por la ayuda prestada y a Raquel, mi profesora en el instituto, que me animó a estudiar ingeniería.

## RESUMEN

Dado el interés en el uso del hidrógeno para permitir la descarbonización del transporte, existe la posibilidad de usarlo como combustible en los motores diésel trabajando en modo dual, aportando en el proceso de admisión hidrógeno, o una mezcla gaseosa de hidrógeno y gas natural, y manteniendo la inyección de diésel en el cilindro para producir la autoignición dentro de la cámara de combustión. El trabajo propuesto consiste en un estudio de las prestaciones y las emisiones que puede dar un motor diésel funcionando en modo dual, considerando la sustitución parcial del gasóleo. Para mayor generalidad, como combustible aportado en el colector de admisión se considera una mezcla hidrógeno-gas natural, con un factor de proporción de la mezcla de los dos gases, calculándose sus propiedades como combustibles y buscando la proporción óptima de ambos gases. Con estas propiedades se calculan las emisiones de CO<sub>2</sub> y se comparan con el motor diésel original. Para las otras emisiones contaminantes, se ha realizado un estudio bibliográfico para estimarlas, dependiendo del factor de proporción de los gases y del factor de sustitución de diésel. En el trabajo se establecen los condicionantes que el uso de la combustión dual introduce en el motor dual, que determina los límites del factor de sustitución en función del grado de carga del motor. Tomando como referencia un motor diésel de tres litros de cilindrada, se calculan con detalle los tiempos de aporte de los combustibles gaseosos en función del factor de sustitución y de la proporción de gases, para diversos puntos de funcionamiento del motor. Finalmente, se incluye un breve resumen de la compatibilidad de materiales y la normativa aplicable al uso del hidrógeno como combustible en motores.

**Palabras clave:** motor dual, dualización, hidrógeno, gas natural, emisiones, reducción CO<sub>2</sub>

## RESUM

Donat l'interés en l'ús de l'hidrogen per a permetre la descarbonització del transport, existeix la possibilitat d'usar-lo com a combustible en els motors diésel treballant en manera dual, aportant en el procés d'admissió hidrogen, o una mescla gasosa d'hidrogen i gas natural, i mantenint la injecció de diésel en el cilindre per a produir l'autoignició dins de la cambra de combustió. El treball proposat consisteix en un estudi de les prestacions i les emissions que pot donar un motor diésel funcionant en manera dual, considerant la substitució parcial del gasoil. Per a major generalitat, com a combustible aportat en el col·lector d'admissió es considera una mescla hidrogen-gas natural, amb un factor de proporció de la mescla dels dos gasos, calculant-se les seues propietats com a combustibles i buscant la proporció òptima de tots dos gasos. Amb aquestes propietats es calculen les emissions de CO<sub>2</sub> i es comparen amb el motor diésel original. Per a les altres emissions contaminants, s'ha realitzat un estudi bibliogràfic per a estimar-les, depenent del factor de proporció dels gasos i del factor de substitució de diésel. En el treball s'estableixen els condicionants que l'ús de la combustió dual introdueix en el motor dual, que determina els límits del factor de substitució en funció del grau de càrrega del motor. Prenent com a referència un motor diésel de tres litres de cilindrada, es calculen amb detall els temps d'aportació dels combustibles gasosos en funció del factor de substitució i de la proporció de gasos, per a diversos punts de funcionament del motor. Finalment, s'inclou un breu resum de la compatibilitat de materials i la normativa aplicable a l'ús de l'hidrogen com a combustible en motors.

**Paraules clau:** motor dual, dualización, hidrogen, gas natural, emissions, reducció CO<sub>2</sub>

## ABSTRACT

Given the interest in the use of hydrogen to enable the decarbonization of transport, there is the possibility of using it as a fuel in diesel engines working in dual mode, providing hydrogen in the intake process, or a gaseous mixture of hydrogen and natural gas, and maintaining the injection of diesel in the cylinder to produce self-ignition inside the combustion chamber. The proposed work consists of a study of the performance and emissions of a diesel engine operating in dual mode, considering the partial substitution of diesel fuel. For greater generality, a hydrogen-natural gas mixture is considered as fuel provided in the intake manifold, with a ratio factor of the mixture of the two gases, calculating their properties as fuels and looking for the optimum proportion of both gases. With these properties, CO<sub>2</sub> emissions are calculated and compared with the original diesel engine. For the other pollutant emissions, a bibliographic study has been carried out to estimate them, depending on the ratio factor of the gases and the diesel substitution factor. The work establishes the constraints that the use of dual combustion introduces in the dual engine, which determines the limits of the substitution factor depending on the degree of engine load. Using a three-liter diesel engine as a reference, the gaseous fuel supply times are calculated in detail as a function of the substitution factor and the proportion of gases, for various points of engine operation. Finally, a summary of material compatibility and regulations applicable to the use of hydrogen as a fuel in engines is included.

**Keywords:** dual engine, dualization, hydrogen, natural gas, emissions, CO<sub>2</sub> reduction

## ESTRUCTURA

- DOCUMENTO 1º: MEMORIA
- DOCUMENTO 2º: PRESUPUESTO
- DOCUMENTO 3º: ANEXOS

## DOCUMENTO 1º:

### MEMORIA



# ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN.....	14
1.1.	Antecedentes .....	14
1.2.	Objetivos .....	14
1.3.	Estado de la técnica.....	15
1.4.	Funcionamiento de un motor diésel.....	17
2.	EL HIDRÓGENO.....	19
2.1.	Propiedades del hidrógeno .....	19
2.2.	Producción.....	19
2.3.	Combustión en motores.....	21
2.4.	Almacenamiento .....	22
2.5.	Transporte y distribución de hidrógeno.....	24
3.	PROPIEDADES DE UNA MEZCLA TRIFUEL CON DIÉSEL, HIDRÓGENO Y GAS NATURAL.....	25
3.1.	Hidrógeno y gas natural .....	25
3.2.	Composición y propiedades del gas natural .....	27
3.3.	Factor de proporción $\delta$ en la mezcla hidrógeno/gas Natural .....	29
3.4.	Factor de sustitución $\beta$ gases-gasóleo .....	35
3.5.	Dosados .....	39
3.5.1.	Dosado en el motor trifuel .....	41
3.5.2.	Comparación de valores típicos de dosados.....	46
4.	COMBUSTIÓN Y EMISIONES EN UN MOTOR DUAL TRIFUEL.....	49
4.1.	Reacción de combustión en un motor trifuel .....	49
4.1.1.	Productos de la combustión completa de la mezcla trifuel.....	49
4.1.2.	Cálculos asociados a la recirculación de gases de escape (EGR).....	52
4.2.	Emisiones de CO <sub>2</sub> en el escape .....	57
4.3.	Otras emisiones contaminantes en el escape.....	63
4.3.1.	Emisiones de CO .....	63
4.3.2.	Emisiones de HC.....	64
4.3.3.	Emisiones de NO <sub>x</sub> .....	65
4.4.	Desarrollo de la combustión en el motor dual.....	66
5.	ASPECTOS TECNOLÓGICOS DE LA INTRODUCCIÓN DE HIDRÓGENO EN UN MCIA.....	71
5.1.	Funcionamiento general de un motor dual diésel .....	71

5.2.	Implicaciones del empleo de hidrógeno sobre los límites termomecánicos del motor	73
5.3.	Estrategias para el factor de sustitución en el motor dual .....	75
5.3.1.	Efecto de la proporción de los combustibles gaseosos $\delta$ .....	75
5.3.2.	Efecto de la variación del factor de sustitución $\beta$ .....	77
5.4.	Compatibilidad del hidrógeno con materiales del motor .....	81
5.5.	Normativa de seguridad.....	82
6.	APLICACIÓN A LA DUALIZACIÓN DE UN MOTOR DIESEL COMERCIAL .....	84
6.1.	Motor diésel de partida elegido.....	84
6.2.	Inyección de hidrógeno y gas natural .....	85
6.2.1.	Aporte de combustible gaseoso en el colector de admisión .....	86
6.2.2.	Cálculo del tiempo de inyección de los combustibles gaseosos .....	88
6.2.3.	Aporte de combustible líquido mediante inyección en el cilindro .....	94
7.	CONCLUSIONES .....	95
7.1.	Conclusiones generales.....	95
7.2.	Conclusiones específicas .....	96
7.3.	Sugerencias para desarrollos futuros.....	97
	BIBLIOGRAFÍA.....	98

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama conceptual de obtención de energía con hidrógeno a partir de fuentes renovables (Tsujimara, 2017).....	20
Figura 2. Relación entre densidad ideal y real en función del factor de compresión para el hidrógeno y el gas natural. (Basshuysen, 2016).....	23
Figura 3. Distribución estaciones de carga de GNL y GNC en España (GN Fenosa, 2021) .....	26
Figura 4. Distribución estaciones de carga de hidrógeno en España (Centro Nacional del Hidrógeno, 2020) .....	26
Figura 5. Representación de los valores de los factores de proporción de los gases .....	33
Figura 6. Variación del poder calorífico en función del factor de proporción másica .....	34
Figura 7. Variación de la fracción molar de carbono e hidrógeno .....	34
Figura 8. Relación de factores de sustitución con gas natural .....	38
Figura 9. Relación de factores de sustitución con mezcla hidrógeno-gas natural al 50% en volumen.....	38
Figura 10. Relación de factores de sustitución con hidrógeno .....	38
Figura 11. Composición típica de los gases de escape en un motor diésel (Escuela Abierta de Desarrollo en Ingeniería y Construcción, 2015).....	41
Figura 12. Dosados relativos en función de $\beta e$ para un dosado relativo global $F_{rg}=0,8$ .....	48
Figura 13. Fracción molar en los reactivos y los productos para combustión estequiométrica.	50
Figura 14. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con $\delta x = 0.5$ y $\beta e = 0.5$ .....	51
Figura 15. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con $\beta e = 0$ .....	51
Figura 16. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con $\delta x = 1$ y $\beta e = 1$ .....	52
Figura 17. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con $\delta x = 0$ y $\beta e = 1$ .....	52
Figura 18. Fracción molar para los reactivos y los productos en la combustión con EGR manteniendo el dosado constante .....	55
Figura 19. Representación de la fracción molar de los reactivos y productos para la combustión con EGR con combustible constante.....	57
Figura 20. Factores de emisión de $CO_2$ del combustible dual H2-GN-Diésel en función del factor $\beta e$ expresados en g $CO_2$ por kWh del combustible dual. ....	62
Figura 21. Factores de emisión de $CO_2$ del motor en modo dual H2-GN-Diésel en función del factor $\beta e$ expresados en g $CO_2$ por kWh proporcionado por el motor (Vavra, 2019).....	63
Figura 22. Emisiones de CO para diferentes grados de carga con un factor de sustitución $\beta e = 40\%$ (Zhou, 2013) .....	64
Figura 23. Emisiones de hidrocarburos para diferentes grados de carga con un factor de sustitución $\beta e = 40\%$ (Zhou, 2013).....	65
Figura 24. Emisiones de NOx para diferentes grados de carga con un factor de sustitución $\beta e = 40\%$ (Zhou, 2013) .....	65
Figura 25. Emisiones de un motor dual hidrógeno -diésel en función del factor de sustitución (Tsujimura, 2017) .....	66
Figura 27. Fases de la combustión en un motor MEC (CMT, 2021).....	67
Figura 28. Combustión para varias combinaciones de combustibles gaseosos con dos grados de carga (10 y 90% con un factor de sustitución $\beta e = 40\%$ (Zhou, 2013) .....	68
Figura 29. Variación de la presión, HR, HRR y R en función del ángulo del cigüeñal (Vavra, 2019) .....	69

*Figura 30. Esquema de inyección de combustibles gaseosos y combustible líquido (Tsujiwara, 2017) ..... 71*

*Figura 31. Sistema de inyección de hidrógeno en colector de admisión (Oliveira, 2013) ..... 72*

*Figura 32. Esquema del diseño experimental del motor dual (Zhou, 2013) ..... 73*

*Figura 33. Dependencia respecto al factor de sustitución energético  $\beta_e$  del hidrógeno para diversos grados de carga y un régimen de 2000 rpm de: Presión media efectiva, presión máxima, ángulo después PMS para 50% calor liberado (CA50), subida máxima de presión (bar/grado cigüeñal), presión de admisión, diferencia entre la presión de escape. Se indica cuándo se alcanzan diversos valores límites en el motor (Vavra, 2019)..... 75*

*Figura 34. Presión máxima según la proporción de hidrógeno en función del grado de carga del motor para un factor de sustitución  $\beta_e = 40\%$  (Zhou, 2013). ..... 76*

*Figura 35. Dependencia de  $\beta_x$  y  $\beta_m$  con respecto a  $\beta_e$  para distintos valores del factor  $\delta_x$  ... 78*

*Figura 36. Fracción molar de H2 en el colector de admisión en función de  $\beta_e$  para distintos valores del grado de carga del motor. Ídem para el índice de autoinflamación (KI) (Castro, Toledo, & Amador, 2019) ..... 79*

*Figura 37. Valores límites del factor de sustitución  $\beta_e$  en función del grado de carga del motor, debido a la aparición de limitaciones en el motor. .... 80*

*Figura 38. Compatibilidad del hidrógeno con ciertos materiales (ISO 15916, 2007) ..... 82*

*Figura 39. Curvas de potencia y par del motor Iveco Daily 70C 15V ..... 85*

*Figura 35. Tiempo de inyección de hidrógeno y gas natural para un  $\beta_e = 0.2$ . ..... 87*

*Figura 36. Tiempo de inyección de hidrógeno y gas natural para un  $\beta_e = 0.8$ . ..... 87*

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa del hidrógeno con otros combustibles (Gupta, 2008) .....	21
Tabla 2. Obtención del poder calorífico del gas natural .....	28
Tabla 3. Obtención de valores n y m para el gas natural. ....	29
Tabla 4. Valores de los factores de proporción de los gases .....	32
Tabla 5. Valores de poder calorífico y masa molar de la mezcla gaseosa .....	34
Tabla 6. Dosados para $\delta_x = 0$ (Gas Natural), $\beta_e = 0.5$ y dosado relativo global de 0.8. ....	46
Tabla 7. Dosados para $\delta_x = 0.5$ , $\beta_e = 0.5$ y dosado relativo global de 0.8. ....	47
Tabla 8. Dosados para $\delta_x = 1$ (Hidrógeno), $\beta_e = 0.5$ y dosado relativo global de 0.8. ....	47
Tabla 9. Valores de los dosados relativos en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para un dosado relativo global $Frg=0,8$ .....	47
Tabla 10. Variación del dosado relativo en el cilindro en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ .....	48
Tabla 11. Variación del dosado relativo en el colector en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ .....	48
Tabla 12. Valores de moles y masas para los reactivos y productos de la combustión estequiométrica .....	49
Tabla 13. Valores de moles y masas para los elementos de la combustión con dosado pobre $Frg=0,8$ .....	51
Tabla 14. Masas y moles de los gases recirculados por la válvula EGR con $\phi_{EGR} = 0.8$ .....	53
Tabla 15. Masas y moles de reactivos y productos de la combustión con EGR manteniendo el dosado constante con $\phi_{EGR} = 0.8$ .....	54
Tabla 16. Masas y moles de reactivos y productos de la combustión con EGR con combustible constante.....	56
Tabla 17. Productos y emisiones netas del motor dual con $\beta_e = 0.5$ , $\delta_x = 0.5$ , $Frg = 0.8$ y $EGRv = 0.1$ .....	58
Tabla 18. Factor de emisión de dióxido de carbono por unidad de masa de combustible .....	58
Tabla 19. Ahorro en el factor de emisión de dióxido de carbono (g/gcomb) con respecto al diésel .....	59
Tabla 20. Factor de emisión de dióxido de carbono por unidad de energía de combustible.....	59
Tabla 21. Ahorro en el factor de emisión del dióxido de carbono (g/kWhcomb) respecto al diésel .....	59
Tabla 22. Mejora del factor de emisiones de dióxido de carbono relativo al gas natural (gCO <sub>2</sub> /kWhcomb) .....	76
Tabla 23. Valores límites de $\beta_x$ y $\beta_m$ para tres proporciones de gases $\delta_x$ .....	78
Tabla 24. Características del motor Iveco Daily 70C 15V. (Iveco, 2014) .....	84
Tabla 25. Equivalencias entre ángulos y tiempos para diferentes regímenes.....	88
Tabla 26. Variación del ángulo de inyección en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el <b>hidrógeno</b> para un inyector DN=1mm .....	88
Tabla 27. Variación del ángulo de inyección en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el <b>gas natural</b> para un inyector con DN=1mm .....	88
Tabla 28. Variación del tiempo de inyección (ms) en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el <b>hidrógeno</b> para un inyector con DN=1mm .....	89
Tabla 29. Variación del tiempo de inyección (ms) en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el <b>gas natural</b> para un inyector con DN=1mm .....	89
Tabla 30. Variación del tiempo de inyección en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el hidrógeno para un inyector con DN=2mm .....	90
Tabla 31. Variación del tiempo de inyección en función de $\delta_x$ y $\beta_e$ para el gas natural para un inyector con DN=2mm .....	90

Tabla 32. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta x$  y  $\beta e$  para el **hidrógeno** para un inyector con DN=1mm ..... 90

Tabla 33. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta x$  y  $\beta e$  para el gas natural para cuatro inyectores con DN=1mm..... 91

Tabla 34. Variación del tiempo de inyección usando un solo tanque con un inyector de DN = 1mm ..... 91

Tabla 35. Variación del tiempo de inyección usando un solo tanque con ocho inyectores de DN = 1mm ..... 92

Tabla 36. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta x = 0.2$ ..... 92

Tabla 37. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta x = 0.4$ ..... 92

Tabla 38. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta x = 0.6$ ..... 93

Tabla 39. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta x = 0.8$ ..... 93

Tabla 40. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta x = 1$ ..... 93

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Antecedentes

El cambio climático es uno de los principales problemas a los que se enfrenta la sociedad en el transcurso de los próximos años. Este hecho viene propiciado especialmente por el efecto invernadero, producido en mayor medida por la acumulación del dióxido de carbono en la atmosfera, este gas se produce durante la combustión de diferentes elementos y propicia una retención del calor dentro del planeta.

Uno de los principales causantes de la emisión de este tipo de gases y, por consecuencia, del cambio climático es el motor de combustión interna, el cual basa su funcionamiento en la quema de combustibles fósiles para la obtención de energía. A nivel europeo y nacional se están tomando medidas desde hace años para la reducción de emisión de estos gases. Según el Acuerdo de París establece el horizonte de 2030 para disminuir la emisión de gases de efecto invernadero en un 55%. Más allá de este acuerdo, la Unión Europea apuesta por conseguir la neutralidad de carbono para el año 2050, esto es, ser capaz de emitir a la atmosfera la cantidad de carbono que se retira por distintas vías naturales (suelos, bosques u océanos), obteniendo un balance neutral de carbono y manteniendo la huella de carbono a cero.

Es por ello que es importante tratar con la industria que produce una cuarta parte del total de las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera, la industria de transporte (España)

Una de las medidas para conseguir los objetivos establecidos en los acuerdos es la introducción del coche eléctrico puesto que este tipo de vehículo no produce emisiones de ningún tipo, sin embargo, si la obtención de la energía eléctrica, necesaria para el funcionamiento de este tipo de vehículos, se realiza por medio de quema de algún tipo de combustible, como es el caso de la obtención de la energía eléctrica por medio de centrales térmicas, la situación sigue siendo similar que con el uso de vehículos combustión interna.

Teniendo esto en cuenta, otra de las medidas interesantes para atajar este problema es el uso de combustibles con alto contenido en hidrógeno y bajo contenido en carbono. Este tipo de combustible es el usado por los motores duales, los cuales usan un combustible rico en carbono como puede ser el diésel para el inicio de la combustión y, posteriormente, lo mezclan con otro combustible rico en hidrógeno como el gas natural o el propio hidrógeno. Gracias a este tipo de motores se puede sustituir un porcentaje significativo del diésel, reduciendo las emisiones de este gas y de otros gases contaminantes. Otra de las ventajas que presenta este tipo de motor es la relativa facilidad para crearlo a partir de un motor diésel, estos cambios se basan en un sistema de inyección del combustible rico en hidrógeno combinado con unos ajustes para el correcto funcionamiento del motor.

Un antecedente directo de este trabajo es el TFM realizado por Diego Díez, relativo a un motor dual gas natural-diésel (Díez Bravo, 2016).

## 1.2. Objetivos

En cuanto a los objetivos generales del trabajo, este incluye el estudio de las prestaciones y las emisiones de un motor de un vehículo que combina el combustible diésel inyectado en el

cilindro con combustible gaseoso (mezcla de hidrógeno y gas natural) apartado en el colector de admisión, con una sustitución energética parcial. Con este planteamiento más general, el motor modificado se puede considerar trifuel (dos combustibles gaseosos más el gasóleo).

Para la realización del trabajo se han establecido unos **objetivos específicos**, desglosando así los objetivos generales para obtener los resultados. Estos objetivos son:

- Recopilar las principales **propiedades del hidrógeno y del gas natural** y sus mezclas como combustible para motores.
- Realizar los cálculos previos para combustibles gaseosos (hidrógeno y gas natural) para obtener la **composición equivalente de la mezcla** según la proporción de cada uno de los combustibles.
- Realizar los **cálculos asociados a la reacción de combustión** para dos combustibles generalizados: dosado estequiométrico, composición de los productos, combustión completa y poder calorífico de la mezcla.
- Establecer las relaciones entre los **factores de la sustitución dual** teniendo en cuenta el porcentaje de sustitución del combustible líquido tanto la sustitución másica, energética y molar.
- Caracterizar el **desarrollo de la combustión** en relación con las curvas de presión y a la morfología de las leyes de quemado de sistemas duales.
- Establecer una **estrategia de dualización** en términos de cantidades de combustible sustituido.
- Identificar la **normativa aplicable** al uso de hidrógeno en vehículos, así como la seguridad.
- Realizar los cálculos asociados a los **gastos y los caudales** que deben aportar tanto los combustibles gaseosos (hidrógeno y gas natural) como el combustible líquido (diésel) para un motor de **potencia y rendimiento** definidos.
- Determinar las **secciones de paso de los inyectores** de los diferentes combustibles.

### 1.3. Estado de la técnica

El primer intento de usar el hidrógeno para hacer funcionar un motor fue de Reverend W. Cecil en 1820, el cual presentó su artículo en la Sociedad Filosófica de Cambridge. El motor funcionaba gracias al vacío, el cual llevaba al pistón hacia atrás, creado al quemar una mezcla de hidrógeno con aire. Aunque el motor funcionaba correctamente nunca fueron usados en un entorno real. Años después N. A. Otto experimentó con un combustible que tenía aproximadamente un 50% de hidrógeno.

La aparición del motor dual se remonta al año 1901 en el que Rudolf Diesel obtuvo la patente de del motor dual-fuel, en este caso se inyectaba la mezcla de aire con combustible gaseoso, sin llegar a la temperatura de auto ignición, la combustión era producida mediante la inyección de un segundo combustible más reactivo que el gaseoso.

Antes de la Segunda Guerra Mundial algunos motores dual-fuel eran operados con gas natural que se inyectaba a una presión muy elevada directamente en el cilindro y posteriormente se producía la combustión a través de la inyección del diésel. Durante la Segunda Guerra Mundial aumentó la aplicación de combustibles gaseosos en los motores, debido a la escasez de combustibles líquidos. Tras la guerra los motores duales fueron ampliamente usados en aplicaciones estacionarias especiales, especialmente para la cogeneración.



En las últimas décadas, debido a la necesidad de las reducciones de gases de efecto invernadero y a las regulaciones que se han comentado previamente, las aplicaciones de motores alimentados con gas empezaron a incrementarse, principalmente en la generación electricidad en estaciones eléctricas y en el uso de algunos vehículos pesados.

El motor dual se enmarca en los motores de combustión interna alternativos (MCIA), este dispositivo permite transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. En este caso se trata de un motor térmico, el cual transforma la energía térmica de un fluido compresible en energía mecánica. Según el tipo de encendido del combustible introducido en los cilindros, el MCIA se puede clasificar en dos tipos:

- **Motor de encendido provocado (MEP):** se caracterizan por la necesidad de un aporte de energía externo al ciclo termodinámico para iniciar la combustión, este aporte de energía se realiza mediante una chispa producida por una bujía. La mezcla de aire y combustible se realiza fuera del cilindro, inyectándose la mezcla en el cilindro. Estos motores son los que en la actualidad utilizan gasolina para su uso.
- **Motor de encendido por compresión (MEC):** estos motores inician la combustión mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de aire con combustible. En este tipo de motores se inyecta el aire por el conducto de admisión y el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión del cilindro, cuando el aire ha alcanzado una alta temperatura para que se produzca el autoencendido. A diferencia de los MEP, en los que se localiza fácilmente la zona en la que se inicia la combustión, debido a la chispa, en los motores de tipo MEC depende de la mezcla del aire y el combustible y de que esta mezcla sea estequiométrica. El proceso de combustión depende, por tanto, del proceso de inyección de la mezcla. Estos motores son los conocidos como motores diésel. El sistema de inyección más común usado en un motor diésel es el denominado "Common Rail". Debido a la alta presión de inyección que produce este sistema, se consigue una fina pulverización del combustible. La alta presión sirve para empujar el combustible a través de los pequeños agujeros de la tobera del inyector.

Este segundo tipo de motor es el escogido como punto de partida para la realización de este trabajo. El motor diésel presenta una serie de ventajas que se enumeran a continuación.

- Gracias a la elevada relación de compresión y a que el proceso de combustión se efectúa con un exceso de aire (mezcla globalmente pobre) se tiene un mayor rendimiento térmico.
- Como consecuencia de lo anterior, se un consumo específico de combustible menor respecto a los motores de gasolina.
- Menor peligro de incendio que con los motores de gasolina, debido a que el gasóleo es menos volátil.

Uno de los usos que se les da a los motores duales actualmente es en barcos, tanto motores que funcionan con gas natural, como motores que se adaptan para su uso unido a hidrógeno. Este uso es debido a que la legislación es cada vez más dura en cuanto a las emisiones de azufre de los barcos.

El motor dual también tiene un uso referido a la producción de energía eléctrica, a través de generadores eléctricos duales. Esto es debido a que se puede reutilizar el gas extraído de otro uso para que sea usado de forma dual en el motor. Además, debido a que se sustituye un porcentaje del combustible líquido del motor, este necesita un depósito de combustible menor.

Otro campo de aplicación de este tipo de motores es en la utilización de biogás de aguas residuales. En estas instalaciones se adecuan las calderas de gas de escape calentando el lodo y mejorando la producción de gas.

También tiene un uso especialmente atractivo en minas de carbón y lugares donde se extraen gases de considerados residuales, como los obtenidos de procesos de refinado del petróleo, pudiendo ser usados estos gases para el funcionamiento del motor.

Actualmente, no se fabrican estos motores desde cero, sino que se parte de un MCIa previo y se realizan las modificaciones pertinentes para conseguir su uso en dual. Es por ello que, primeramente, se procede a explicar el funcionamiento del motor MEC, a partir del cual se obtendrá el motor dual.

#### 1.4. Funcionamiento de un motor diésel

Como se ha comentado anteriormente, la combustión producida en un MEC es el producto de la autoignición que sufre el combustible debido a las altas temperaturas, generadas por la alta relación de compresión. El combustible líquido utilizado es diésel o gasóleo, obtenido del petróleo. Los componentes de este motor son (AREATECNOLOGÍA, s.f.):

- **Bloque del motor:** corresponde al cuerpo del motor, dentro del cual se sitúan cada una de las partes y donde se produce la propia combustión (cigüeñal, bielas y pistones). Es una pieza de fundición de aluminio o hierro fundido. También posee las aperturas y conexiones por las cuales se controlan otros dispositivos del vehículo, entre ellos la bomba de combustible, bomba de agua, bomba de aceite y el distribuidor. Este bloque tiene diferentes configuraciones de forma, las más comunes son en línea, usado comúnmente en los vehículos de cuatro cilindros y en V, usado en vehículos con mayor número de cilindros (seis o más cilindros).
- **Culata:** es un bloque de metal fabricado por fundición de los mismos materiales que el bloque motor, el cual sella la parte superior de los cilindros del motor, para evitar las pérdidas de compresión. Este elemento se encuentra unido al bloque a través de tornillos y una junta (junta de culata) la cual aporta firmeza y flexibilidad a ambos componentes.
- **Cigüeñal:** es el elemento al que se conectan las bielas del motor, es un eje compuesto por codos y contrapesos el cual es una parte del mecanismo encargado del movimiento de biela-manivela que transforma el movimiento lineal producido en los cilindros por los pistones de un movimiento rotatorio uniforme. Los volantes y contrapesos que posee minimizan las irregularidades que se puedan generar en el eje.
- **Volante de inercia:** es un elemento pasivo que aporta al sistema la inercia adicional durante el giro del eje, su función es acumular las inercias sucesivas de las explosiones generadas para lograr que el giro sea lo más continuo posible, sin que se produzcan cambios bruscos, evitando tirones.
- **Pistones:** es el elemento que se sujeta a la biela, trabaja en el interior del cilindro ubicado en el bloque del motor. Es una pieza cerrada por la parte de arriba y abierta en la zona inferior. La función principal del pistón es actuar como compresor de la mezcla aire combustible que se encuentra dentro del cilindro. Unos anillos de compresión ubicados en la cabeza del pistón que impiden que los gases se fuguen por el espacio entre el pistón y las paredes del cilindro.
- **Árbol de levas:** es el elemento encargado de la apertura y cierres de las válvulas que permiten el paso de los combustibles al motor. Se construye mediante un eje sobre el

que se colocan diferentes levas de tamaños y formas variadas, orientadas con ángulos diversos para poder activar las válvulas en el momento adecuado.

- **Cárter:** funciona como el contenedor del aceite usado en la lubricación del motor y como el protector del bloque motor. El cárter aísla al bloque del ingreso de contaminantes externos.
- **Inyectores:** la función de este elemento es aportar una cantidad específica de combustible en la cámara de combustión, de forma pulverizada, además de distribuir de forma homogénea el combustible dentro del aire que está contenido dentro de la cámara. En el caso de motor dual se usarán inyectores para el combustible líquido, así como para los combustibles gaseosos.

En cuanto al **funcionamiento del motor diésel clásico con ciclo en cuatro tiempos**, estos son:

- **Admisión:** en este punto se abren las válvulas de admisión y el aire entra en la cámara de combustión debido al vacío que crea el pistón al bajar. En ese momento el pistón alcanza el punto muerto inferior o PMI
- **Compresión:** las válvulas se cierran y el pistón asciende hasta el punto muerto superior o PMS.
- **Combustión:** un instante antes de que el pistón alcance el PMS, el aire ha alcanzado una temperatura suficiente de manera que cuando el inyector del gasóleo inyecta el combustible, se produce la autoinflamación del combustible, seguida de la combustión del aire con el resto de combustible. La fuerza generada por esta combustión empuja al pistón hasta el PMI.
- **Escape:** las válvulas de escape se abren y el pistón sube provocando que los gases obtenidos de la combustión de la mezcla salgan de la cámara de combustión

En el Capítulo 5 se indican las **modificaciones** que es necesario realizar sobre un motor diésel de partida para conseguir el **funcionamiento en modo dual**, aportando combustible gaseoso (hidrógeno y gas natural) en el colector de admisión, en sustitución parcial del combustible líquido (gasóleo) que se sigue inyectando en el cilindro.

## 2. EL HIDRÓGENO

El hidrógeno es el elemento más abundante del universo, constituyendo tres cuartas partes de la masa de este. En la Tierra, se encuentra en el agua, la cual cubre el 70% de la superficie terrestre además de en toda la materia orgánica. Es el elemento más ligero, siendo 14 veces más ligero que el aire. En su estado gaseoso el hidrógeno es incoloro, inodoro e inodoro.

Muchas industrias utilizan el hidrógeno, entre ellas la industria petrolera. Este elemento también se utiliza en procesos de fabricación para fabricar productos químicos, alimentos y productos electrónicos. El gas ciudad, un combustible utilizado hace años, estaba compuesto en un 50% por hidrógeno. Como combustible ha sido usado por la NASA en sus transbordadores espaciales.

### 2.1. Propiedades del hidrógeno

La masa molecular del hidrógeno es de 2.01588 kg/kmol, se encuentra en estado gaseoso a 25°C y una atmósfera de presión y su temperatura de fusión es del -259.2°C. El hidrógeno gaseoso es muy inflamable y arde en concentraciones bajas de aire, en torno al 4% de hidrógeno. El calor específico del elemento es del 120 MJ/kg. El dosado estequiométrico del hidrógeno en cuanto a masa es de 34.3 m/m y en cuanto a volumen de 2.37 v/v. La velocidad de combustión laminar de 170 cm/s, muy superior a la de otros combustibles como el metano (20 cm/s) o la gasolina (40 cm/s). En el **Anexo 1** se incluyen diversas tablas de propiedades comparadas del hidrógeno con el gas natural y con combustibles líquidos como la gasolina y el gasóleo.

Una de las propiedades que suponen ventajas para el uso en un motor dual es la capacidad de difusión del hidrógeno en el aire, el cual, al ser mucho más ligero que el aire, se difunde y se mezcla con este de forma inmediata, lo que supone una ventaja al inyectar este gas en el colector de admisión del motor.

### 2.2. Producción

La producción del hidrógeno se realiza mediante la separación de este elemento de otras sustancias ya existentes, mediante diversos procesos. Las principales sustancias de las que se obtiene el hidrógeno son las siguientes:

- **Hidrocarburos:** estos son compuestos orgánicos, formados principalmente por átomos de carbono e hidrógeno, tales como el metano o el gas natural. La mayoría de la producción del hidrógeno a partir de hidrocarburos se hace en las mismas instalaciones en las que se consumirá el hidrógeno. Este es el método más extendido para producir el gas. Los diferentes procesos que se llevan a cabo para obtener el hidrógeno a partir de los hidrocarburos son: reformado mediante vapor (mediante el uso de temperaturas más o menos elevadas se mezcla el hidrocarburo con vapor de agua para obtener hidrógeno, monóxido de carbono y dióxido de carbono), gasificación del carbón (se obtiene un gas de síntesis a partir del carbón, formado por monóxido de carbono e hidrógeno principalmente), pirólisis (se descompone un combustible sólido a temperaturas elevadas, hasta 1200°C para obtener hidrógeno y monóxido de carbono), procesos de oxidación parcial (el proceso consiste en oxidar el metano de manera parcial de forma que se obtiene el hidrógeno junto con dióxido de carbono).
- **Agua:** el hidrógeno al ser uno de los dos elementos que forma el agua se puede extraer de esta para obtener el elemento puro. El método más usado para la obtención de hidrógeno a partir del agua es la electrólisis, siendo un proceso más limpio que todos

los mencionados de obtención a partir de hidrocarburos, consiste en descomponer las moléculas de agua (H<sub>2</sub>O) mediante un aporte de electricidad, en el caso de obtener esta electricidad mediante fuentes renovables (eólica, fotovoltaica o hidráulica, entre otras), sería un método completamente limpio de obtener el hidrógeno. El principio de funcionamiento de este método consiste en introducir dos electrodos en el agua, mediante el uso de electricidad se consigue que el hidrógeno aparezca en el cátodo y el oxígeno en el ánodo. Este método constituye la producción de aproximadamente un 4% de hidrógeno y la pureza que se obtiene es mayor al 99%. El otro método de producción es la termólisis, mediante la cual se separa los elementos del agua mediante temperaturas elevadas, actualmente se usan ciclos termoquímicos para llevar a cabo este proceso, siendo el más usado la mezcla de azufre y yodo (SI).

- **Procesos biológicos:** estos procesos de obtención se encuentran aún en fase experimental, aunque existen multitud de procesos biológicos para obtención de hidrógeno los principales son la generación fotobiológica y la generación fermentativa. La generación fotobiológica es un proceso llevado a cabo por diferentes microorganismos los cuales son fotosintéticos siendo dos las principales rutas fermentativas para producir el hidrógeno (hidrogenasas y nitrogenasas). Para la producción mediante generación fermentativa se usan grupos de bacterias fermentadoras, las cuales tienen la capacidad de crear hidrógeno a partir de azúcares simples, gracias a los que producen hasta 2 moles de hidrógeno por cada mol de glucosa utilizado.

Aunque existen diversos métodos utilizados para la obtención de este elemento, el método más usado es el proveniente de hidrocarburos, el cual emite gases de efecto invernadero tales como el dióxido de carbono y el monóxido de carbono. El método más prometedor y limpio es mediante la descomposición del agua mediante electricidad, siendo esta electricidad obtenida de fuentes renovables. En la Figura 1 se puede observar un diagrama de flujo de energía desde una fuente renovable hasta su aplicación en un motor dual.

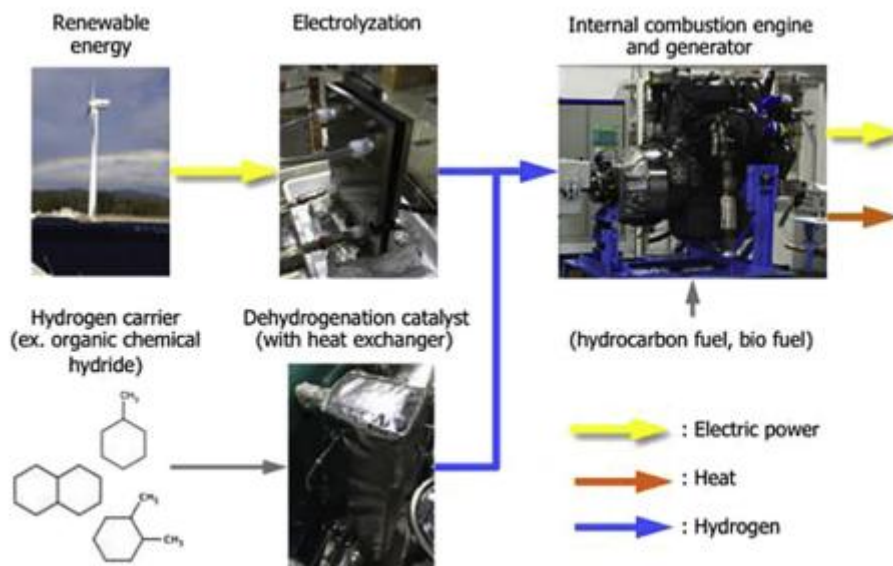


Figura 1. Diagrama conceptual de obtención de energía con hidrógeno a partir de fuentes renovables (Tsujiyama, 2017)

En este caso las únicas emisiones de efecto invernadero proceden de la quema de hidrocarburos en el motor, el cual funciona como generador, produciendo electricidad.

### 2.3. Combustión en motores

Las propiedades de más interés de este elemento son sus propiedades de combustión en motores, puesto que se va a utilizar como combustible en los mismos. Como se ha comentado anteriormente el hidrógeno es muy inflamable y combustiona en concentraciones relativamente bajas en el aire. En la siguiente tabla se pueden observar las propiedades del hidrógeno como combustible, comparado con el metano (similar al gas natural), la gasolina y el diésel.

Tabla 1. Comparativa del hidrógeno con otros combustibles (Gupta, 2008)

Combustible	PCI (MJ/kg)	PCS (MJ/kg)	F <sub>s</sub> (m/m)	Rango inflamabilidad (%)	Temp de llama (°C)	E <sub>min</sub> ignición (mJ)	Temp autoignición (°C)
Metano	50.0	55.5	17.2	5-15	1914	0.300	540-630
Hidrógeno	119.9	141.6	34.3	4-75	2207	0.017	585
Gasolina	44.5	47.3	14.6	1.3-7.1	2307	0.290	260-460
Gasóleo	42.5	44.8	14.5	0.6-5.5	2327	-	180-320

Una de las propiedades del elemento es el **amplio rango de inflamabilidad** en comparación con otros combustibles, como resultado, el hidrógeno puede ser quemado en un motor de combustión interna en un amplio rango de mezclas combustible-aire. Una ventaja importante de esto es que el hidrógeno puede combustionar en mezclas pobres con aire, esto es, por debajo de la estequiométrica, por lo que es relativamente fácil que un motor arranque con hidrógeno, además que al usar una mezcla pobre se economiza el uso de combustible y la combustión es más completa, reduciendo la cantidad de contaminantes producidos (Lanz, 2001)

Otra propiedad importante desde el punto de vista de seguridad es la baja energía de ignición, la cantidad de energía necesaria para que se inicie la combustión del hidrógeno es aproximadamente 17 veces inferior a la necesaria para la gasolina. La desventaja de esta propiedad del elemento es que puntos calientes dentro del cilindro pueden provocar una combustión prematura de la mezcla, por lo que la prevención de estos sucesos es uno de los retos asociados al motor dual.

Una propiedad del hidrógeno en combustión es la baja distancia de extinción, la cual es menor que la gasolina, como consecuencia de esto las llamas del hidrógeno permanecen más cerca de las paredes del cilindro que en cualquier otro combustible. Sin embargo, la extinción del fuego causado por hidrógeno es más complicada que la causada por gasolina.

Otra propiedad interesante, especialmente en el uso de motores de encendido por compresión (MEC) es que tiene una temperatura de autoignición relativamente alta, lo cual tiene una importante aplicación en las mezclas hidrógeno-aire que se van a comprimir. Esta temperatura es un factor importante relacionado con la relación de compresión usada en el motor, ya que la compresión de la mezcla está relacionada con su temperatura según la siguiente fórmula:

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

Donde:

- $V_1/V_2$  corresponde la relación de compresión
- $T_1$  corresponde a la temperatura inicial
- $T_2$  corresponde a la temperatura final
- $\gamma$  corresponde al coeficiente de dilatación adiabática

Otra propiedad relacionada con la combustión del hidrógeno es la **velocidad de llama** del elemento, la cual es un orden de magnitud superior a la llama de gasolina para mezclas estequiométricas de hidrógeno-aire. Esto significa que los motores con hidrógeno se aproximan más al ciclo termodinámico ideal. Para mezclas pobres, sin embargo, la velocidad de llama disminuye notablemente.

Como se ha comentado previamente el hidrógeno tiene una alta difusividad, esta es la propiedad del elemento de dispersarse en el aire, la cual es mayor que en la gasolina, lo cual supone dos ventajas. Por un lado, facilita la formación de una mezcla homogénea y uniforme de hidrógeno aire. Por otro lado, si se produce una fuga de hidrógeno, este se dispersa rápidamente en el exterior.

Finalmente, una propiedad a tener en cuenta en el motor dual es la baja densidad del elemento, lo que supone dos problemas principalmente. El primero de ellos, es la necesidad de un almacenamiento relativamente grande si se quiere almacenar en estado gaseoso. El segundo es que la densidad energética es baja, por lo que se necesitan cantidades altas del elemento.

Como se ha indicado, en el **Anexo 1** se incluyen tablas de diversas referencias con las propiedades más relevantes del hidrógeno como combustible para motores, comparadas con las de otros combustibles gaseosos y líquidos.

## 2.4. Almacenamiento

Como se ha comentado anteriormente, una de las desventajas del uso de hidrógeno para el motor dual es que, debido a su baja densidad, necesita un espacio de almacenamiento relativamente grande para poder ser almacenado y transportado en el vehículo que use el motor dual. Dado que este gas no se comporta como un gas ideal, la densidad real es menor que la ideal, dependiendo de la presión y la temperatura a la que se almacene el gas.

En la Figura 2 se pueden ver los factores de compresibilidad Z para el hidrógeno y para el gas natural en función de la presión, a temperatura ambiente. El factor Z para el metano es claramente no lineal y de hecho presenta un mínimo para presiones entre 150 y 200 bar, haciendo que estas presiones sean las más favorables para un almacenamiento a presión. Por el contrario, el factor Z del hidrógeno es siempre mayor que la unidad (desfavorable), aunque su comportamiento a temperatura constante es muy lineal, pudiendo aproximarse a la expresión  $Z = 1 + 0,0007 \cdot p$  (bar).

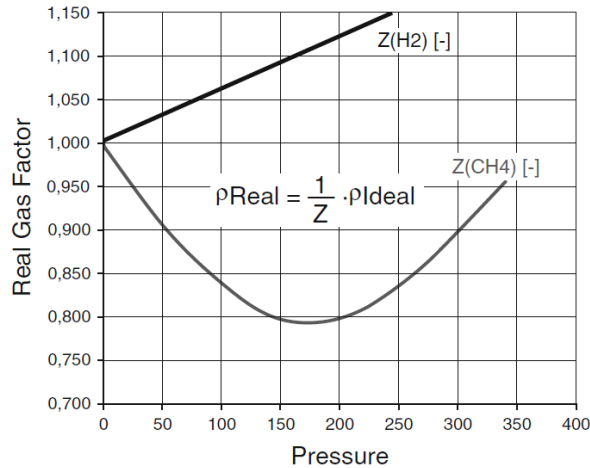


Figura 2. Relación entre densidad ideal y real en función del factor de compresión para el hidrógeno y el gas natural. (Basshuysen, 2016)

Otras de las desventajas en cuanto al almacenamiento del hidrógeno es la facilidad del elemento para su combustión, siendo altamente inflamable, lo que supone un gasto extra en seguridad. Además, hay que tener en cuenta la difusividad del hidrógeno lo que propicia que en caso de fugas buena parte del contenido del tanque saldría en tiempo. Sin embargo, esta alta difusividad también supone que se reduce el peligro de explosión al mezclarse con el aire del exterior.

El hidrógeno puede almacenarse en estado gaseoso, líquido o sólido. En este trabajo se descarta el almacenamiento en estado líquido, ya que supondría mantener una temperatura muy baja para conservarlo en ese estado, siendo su temperatura de licuación de 20 K (-253°C), debiendo utilizar tanques criogénicos especiales que supondrían un aumento de coste muy elevado. Por otro lado, se estima que el consumo energético de licuefacción del hidrógeno líquido frente a su poder calorífico es del 30%. En cuanto al almacenamiento en estado sólido, este requiere el almacenamiento del hidrógeno en estado gaseoso en materiales sólidos muy porosos capaces de mantenerlo, lo que supone una inversión muy elevada. Por todo ello, se considera que el almacenamiento idóneo de este combustible para automoción sea en estado gaseoso.

Las presiones habituales de almacenamiento en automoción son 350 bar (para vehículos pesados) y 700 bar (para turismos). Para aplicaciones estacionarias se utiliza también la presión de 200 bar. En el caso de almacenarlo a 200 bar se consume un 10% de la energía almacenada, a 350 bar un 12% y en el caso de 750 bar un 15%, por lo que el almacenamiento en este estado presenta un coste energético mucho menor que el necesaria para licuarlo y almacenarlo en estado líquido.

En cuanto al **tipo de tanque de almacenamiento a presión**, actualmente existen tres tipos de tanques o cilindros para almacenar el hidrógeno en estado gaseoso. El más común es el cilindro de **tipo I**, el cual admite una presión de 200 bar y está fabricado en acero o aluminio. El cilindro de **tipo II** es metálico, pero se refuerza con filamentos de fibra de vidrio o carbono, haciéndolos más ligeros que los anteriores, trabajan a una presión de unos 300 bar. Los cilindros de **tipo III** que se fabrican de materiales compuesto, tales como el Kevlar y una fina capa metálica para evitar posibles fugas, estos cilindros pueden alcanzar los 450 bar de presión de trabajo. El cilindro de **tipo IV** se fabrica con materiales compuestos sin utilizar ningún metal y permite alcanzar 700 bar. En este trabajo, dependiendo de la aplicación, se elegirán cilindros de tipo III y 350 bar para vehículos pesados, y de tipo IV y 700 bar para vehículos ligeros.



En el caso de **mezclas de hidrógeno y gas natural**, una ventaja operativa es que los materiales y los depósitos diseñados para almacenar hidrógeno puro son totalmente compatibles con las mezclas que contienen gas natural (Basshuysen, 2016).

## 2.5. Transporte y distribución de hidrógeno

Para poder establecer en el futuro una línea con vehículos con motores de este tipo es necesaria la creación de una infraestructura capaz de distribuir el hidrógeno a diferentes puntos del mundo, lo cual supone una inversión logística a gran escala. Esta distribución debería ser en estado gaseoso del elemento y de forma presurizada, pudiendo favorecer la creación de gasolineras de hidrógeno para abastecer a los consumidores.

Una de las opciones más viables sería el transporte del hidrógeno a través de los gaseoductos ya creados y transportarlo mezclado con gas natural, se puede transportar hasta un 30% mezclado. Hoy en día hay países en los que se suministra el hidrógeno de esta manera, tales como Estados Unidos, Canadá y varios países de Europa, usando presiones de entre 1 y 3 MPa, con caudales de entre 310 a 8900 kg/h. Actualmente la tubería más larga de este tipo conecta Francia con Bélgica y mide 400 km.

Otra posible opción es el transporte mediante camiones que lleven cargados los tanques con el hidrógeno comprimido, en este caso se deberían mejorar los cilindros actuales para poder aumentar la presión de trabajo y poder transportar la mayor cantidad de hidrógeno posible.

### 3. PROPIEDADES DE UNA MEZCLA TRIFUEL CON DIÉSEL, HIDRÓGENO Y GAS NATURAL

#### 3.1. Hidrógeno y gas natural

Aunque inicialmente el propósito del trabajo era el uso del motor de forma dual usando únicamente hidrógeno junto con el gasóleo, posteriormente se tuvo en cuenta en uso del gas natural junto con el hidrógeno como combustibles gaseosos. Los motivos de la adición del gas natural, convirtiendo el motor dual inicialmente propuesto en un motor trifuel, tienen que ver con la facilidad y el menor costo que ofrece el uso de gas natural, así como las propiedades de este gas.

El **gas natural** es un hidrocarburo formado principalmente de metano ( $\text{CH}_4$ ), que puede constituir hasta el 97% de la mezcla de gas natural, aunque es habitual la presencia de otros hidrocarburos no condensables (como el etano y el propano), así como otros compuestos inertes (nitrógeno,  $\text{CO}_2$ ) Las propiedades del gas natural dependen de la composición de cada muestra de gas, que es variable en función del yacimiento de origen. No obstante, frecuentemente se listan las propiedades del metano, que son invariables, como referencia para las del gas natural.

Este gas se consume tal como se extrae de la naturaleza, obteniéndose de yacimientos naturales llegando hasta los diferentes puntos de consumo, el gas natural no pasa por ningún proceso de transformación. Una de las ventajas de la combustión del gas natural, es que ésta no produce partículas sólidas ni azufre, al igual que el hidrógeno, pero este gas si emite gases de efecto invernadero como el  $\text{CO}_2$ . Aun así, el metano y por extensión el gas natural, debido a la importante relación hidrógeno/metano en su composición, tienen la menor emisión de  $\text{CO}_2$  por unidad de masa y de energía.

Otra característica que comparte con el hidrógeno es que es un gas inodoro, incoloro e insípido. Su temperatura crítica es de  $-162^\circ\text{C}$ , mientras que la de fusión es de  $-180^\circ\text{C}$  a 1 atm, por lo que presurizado en estado gaseoso se mantiene en un tanque a temperatura ambiente, al igual que el hidrógeno.

El uso del gas natural en motores duales en combinación con el gasóleo ha sido propuesto por muchos investigadores, atendiendo a varias razones: reducción de las emisiones de  $\text{CO}_2$ , reducción de otros contaminantes (partículas, HC, CO), así como menor coste del gas natural. El efecto de la adición del gas natural sobre la combustión del gasóleo es complejo, dando lugar a una combustión con un comportamiento intermedio entre la premezclada y la de difusión. Según (Zhou, 2013) la mezcla de aire y gas natural ayuda a extender el tiempo de combustión en comparación con un motor diésel puro. Uno de los problemas que presenta el uso de gas natural en los vehículos es la necesidad de almacenar a bordo el combustible gaseoso presurizado, además del combustible líquido gasóleo.

Uno de los motivos de la adición de hidrógeno al gas natural para obtener las mezclas gaseosas conocidas como **Hidrometano** (H-GN, HCNG, Hythane), es que este gas tiene un poder calorífico de más del doble que el diésel o el gas natural. Además, la velocidad de combustión premezclada del hidrógeno es del orden de siete veces la del metano, acortando la combustión. Sin embargo, esto provoca que la presión máxima de un motor trabajando a modo dual con hidrógeno a máxima carga podría aumentar hasta un 70% o incluso más (Liew, 2010). Este efecto puede causar serios problemas a largo plazo en la mecánica del motor además que un aumento tan

drástico de la presión supone problemas en cuanto a la seguridad del motor. Se pueden comprobar los poderes caloríficos de los tres combustibles (se muestra el metano por su similitud con el gas natural), además de otras propiedades en la Tabla 1, mostrada anteriormente

Otro motivo del uso del gas natural frente al hidrógeno es la mayor facilidad de obtención del gas para el usuario que, aun siendo escasas, hay un número mayor de estaciones de carga de gas natural en España (Figura 6) que estaciones de hidrógeno (Figura 7).



Figura 3. Distribución estaciones de carga de GNL y GNC en España (GN Fenosa, 2021)



Figura 4. Distribución estaciones de carga de hidrógeno en España (Centro Nacional del Hidrógeno, 2020)

En la Figura 6 se aprecia la distribución de estaciones de carga de gas natural, correspondiendo el color amarillo al gas natural comprimido (GNC), conservado en estado gaseoso, el verde corresponde al gas natural licuado (GNL) y el azul a ambos, teniendo un total de 71 estaciones

en el país. En la figura 7, sin embargo, se observa como existen únicamente tres estaciones de carga de hidrógeno en el territorio, usadas principalmente para autobuses y otras dos estaciones en construcción.

Por estos motivos, en este trabajo se considera de forma general la posibilidad de utilizar hidrógeno, gas natural y gasóleo en un motor *trifuel*, siendo necesario evaluar las propiedades y el comportamiento en el motor de cada combustible, y además, el de la mezclas de los tres combustibles considerados. Como limitaciones generales para considerar las distintas mezclas, se tendrán en cuenta aquellas que vienen dadas por la durabilidad y la seguridad del motor, así como el ruido o las emisiones contaminantes.

### 3.2. Composición y propiedades del gas natural

Como se ha comentado previamente, el gas natural se extrae directamente de la naturaleza y no pasa por ningún proceso hasta su uso, al ser una mezcla de diferentes elementos y ser extraído directamente la proporción de los elementos que forman la molécula del gas natural varía en cada yacimiento, siendo la gran mayoría del gas el metano. Es por ello que se debe establecer una composición fija para llevar a cabo los cálculos pertinentes usando un peso molecular y un calor específico determinado. Puesto que el gas es una mezcla de elementos, su peso molecular y calor específico será proporcional a la cantidad de cada uno de esos elementos.

Para la obtención del peso molecular del gas natural se debe tener en cuenta la fracción molar de los elementos que lo forman, en este caso esos elementos se han tomado como una serie de inertes, estos son, el nitrógeno y el dióxido de carbono. A estos inertes se les añaden los combustibles que poseen una fracción molar superior al 1%, estos son, el metano el etano y el propano, despreciando el resto de los elementos que forman el gas.

En cuanto a la obtención del **poder calorífico**, valor necesario para los cálculos, este está relacionado con la fracción másica de los componentes del gas, siendo el poder calorífico total la proporción de los diferentes poderes caloríficos de los elementos.

En primer lugar, se comienza con el dato del poder calorífico del gas natural. Primeramente, se debe conocer la fracción másica de los componentes, que se obtienen mediante la expresión (3) (Tinaut, 2018):

$$y_i = x_i * \frac{M_{f_i}}{M_{f_{GN}}} \quad (2)$$

Donde:

- $y_i$  corresponde a la fracción másica del elemento i
- $x_i$  corresponde a la fracción molar del elemento i
- $M_{f_i}$  es el peso molar del elemento i, expresado en kg/kmol
- $M_{f_{GN}}$  corresponde con el peso molar del gas natural

De esta forma, una vez obtenidas las fracciones másicas de los componentes del gas natural se puede obtener el poder calorífico de la mezcla multiplicando el poder calorífico del elemento por su fracción másica, tal como se indica en la expresión (x):

$$H_{c_{GN}} = y_i * H_{c_i} \quad (3)$$

Cabe aclarar que el poder calorífico seleccionado para los elementos es el inferior, puesto que los productos de la combustión del gas no condensan en ningún momento durante la combustión dentro del cilindro. Así se han tomado las fracciones molares típicas del gas natural y se han seguido los parámetros indicados anteriormente para elegir los elementos que forman el gas natural (metano, etano, propano e inertes), obteniendo los resultados que se muestran en la Tabla 2:

Tabla 2. Obtención del poder calorífico del gas natural

	$x_i$ [-]	$M_{f_i}$ [kg/kmol]	$y_i$ [-]	$H_{c_i}$ [MJ/kg]
Metano [CH <sub>4</sub> ]	0.858	16.00	0.742	50.0
Etano [C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ]	0.094	30.00	0.152	47.5
Propano [C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ]	0.017	44.00	0.040	46.2
Inertes [N <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub> ]	0.031	38.67	0.065	0.0
Gas Natural	1.000	18.49	1.000	<b>46.2</b>

Mediante los cálculos descritos, se obtiene para la composición utilizada, un poder calorífico por unidad de masa para el gas natural de 46.22 MJ/kg. El poder calorífico por unidad de volumen también puede ser útil a la hora de realizar los cálculos, obteniéndose a través de la siguiente expresión:

$$H_{c_{GNV}} = \rho_{GN} * H_{c_{GNm}} \quad (4)$$

Donde:

- $\rho_{GN}$  es la densidad del gas natural, medida en kg/m<sup>3</sup>

Esta densidad puede ser obtenida mediante la ecuación de los gases perfectos, quedando la siguiente expresión al despejar la densidad:

$$\rho_{GN} = \frac{P_{GN}}{Z * R * T_{GN}} \quad (5)$$

Donde:

- $P_{GN}$  es la presión a la que se encuentra el gas natural en parada medida en Pa
- $T_{GN}$  es la temperatura a la que se encuentra el gas natural en parada medida en K
- $R$  es la constante de los gases ideales para el gas natural, medida en este caso en J/(K\*kg)
- $Z$  es el factor de compresibilidad del gas natural, fuertemente dependiente de la presión y la temperatura ( $Z = 1$ , en condiciones normales)

Mediante el uso de estas expresiones se obtiene que el valor del poder calorífico del gas natural de 46.22 MJ/kg se corresponde a 38.17 MJ/Nm<sup>3</sup>.

Otro dato de relevancia es la obtención de la fórmula química del compuesto. Para ello, se procede a expresar el gas natural como un hidrocarburo, siendo una combinación de carbono e hidrógeno, de esta forma se puede expresar el gas como C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, siendo n y m los coeficientes que se procederán a calcular a continuación.

En primer lugar, se debe obtener la fracción másica de carbono y de hidrógeno en el gas natural, haciendo la inversa de esta fracción se puede obtener los átomos de carbono y de hidrógeno por cada mol de gas natural, los coeficientes se obtienen usando esos datos y partiendo de la base de que el coeficiente n tendrá un valor igual a 1, puesto que estos coeficientes miden la relación de ambos elementos.

$$n = \frac{C/mol_{GN}}{C/mol_{GN}} = 1 \quad (6)$$

$$m = \frac{H/mol_{GN}}{C/mol_{GN}} \quad (7)$$

Tabla 3. Obtención de valores n y m para el gas natural.

	$y_i$ [-]	$i/mol_{GN}$ [-]	$n$	$m$
Hidrógeno	0.761	1.13	-	3.767
Carbono	0.239	4.26	1	-

Mediante los cálculos descritos se llega a la formulación química que se usará más adelante en el proyecto, siendo esta  $C_1H_{3.767}$ , sin tener en cuenta los inertes, como el nitrógeno y el CO2.

### 3.3. Factor de proporción $\delta$ en la mezcla hidrógeno/gas Natural

Uno de los parámetros más importantes en el estudio del motor dual que se plantea en este trabajo es la proporción de los dos gases combustibles que se usarán. Por un lado, se va a trabajar con un **factor de proporción  $\delta$  de estos dos gases** y, por otro lado, un **factor de sustitución  $\beta$**  que representa la cantidad de combustible líquido (gasóleo) que se sustituye por la combinación de gases en una proporción dada (esto se hablará en el siguiente punto).

El concepto que ocupa este punto es la proporción hidrógeno/gas natural que se introduce en el colector mediante diferentes inyectores, para ser mezclados posteriormente con el gasóleo en el interior del cilindro. Este factor de proporción de los gases  $\delta$  se establece como la relación que se indica en la siguiente expresión, donde en el numerado aparece la cantidad asociada el hidrógeno (masa, energía, moles), mientras que en el denominador aparece la cantidad total en la mezcla (masa, energía, moles):

$$\delta = \frac{H_2}{H_2 + GN} \quad (8)$$

Dentro del factor de proporción se manejan tres conceptos diferentes, dependiendo del elemento que se quiera estudiar, siendo el factor de proporción másica, energética y molar. A continuación, se explican las diferencias de estos tres conceptos:

- **Factor de proporción másica ( $\delta_m$ ).** Proporción entre el gasto másico de hidrógeno con respecto a al gasto másico total de los gases combustibles. Un valor de 0 indica que no

se introduce hidrógeno en la mezcla y un valor de 1 significa que no se introduce gas natural.

$$\delta_m = \frac{\dot{m}_{f,H_2}}{\dot{m}_{f,H_2} + \dot{m}_{f,GN}} \quad (9)$$

Donde:

- $m_{f,H_2}$  es el gasto másico de hidrógeno en el colector medida en kg/s
  - $m_{f,GN}$  es el gasto másico de gas natural en el colector medida en kg/s
- **Factor de proporción energética ( $\delta_e$ ).** Proporción entre la potencia equivalente a la aportación del hidrógeno y la dada por la suma de los dos gases combustibles. Un valor de 0 indica que no se aporta hidrógeno mientras que un valor de 1 indica que no se aporta potencia por parte del gas natural.

$$\delta_e = \frac{N_{f,H_2}}{N_{f,H_2} + N_{f,GN}} \quad (10)$$

Donde:

- $N_{f,H_2}$  es la potencia equivalente al hidrógeno aportado medida en W
  - $N_{f,GN}$  es la potencia equivalente al gas natural aportado medida en W
- **Factor de proporción molar ( $\delta_x$ ).** Proporción entre el número de moles por unidad de tiempo de hidrógeno y el número de moles por unidad de tiempo del hidrógeno junto con el gas natural. Un valor de 0 indica que el hidrógeno no aporta moles a la mezcla y un valor de 1 que hay 0 moles de gas natural en la mezcla de combustibles gaseosos.

$$\delta_x = \frac{\dot{n}_{f,H_2}}{\dot{n}_{f,H_2} + \dot{n}_{f,GN}} \quad (11)$$

Donde:

- $n_{f,H_2}$  es el número de moles del hidrógeno
- $n_{f,GN}$  es el número de moles del gas natural

Como se puede apreciar se trata de expresiones formalmente similares, pero que pueden tener valores muy diferentes entre sí, por lo que conviene encontrar una relación entre ellas para poder cambiar entre un factor y otro a la hora de la realización de los cálculos.

En este caso se toma el **factor de proporción másico** como la referencia, a partir de cual se obtendrán el factor energético y el molar.

Primeramente, se obtendrá la expresión para la obtención del **factor de proporción energética**. La relación entre el factor másico y el energético se obtiene a partir del poder calorífico del gas, usando la siguiente expresión:

$$N = m_f * H_c \quad (12)$$

Se sustituye en los elementos correspondientes de la expresión (10):

$$\delta_e = \frac{\dot{m}_{f,H_2} * H_{cH_2}}{\dot{m}_{f,H_2} * H_{cH_2} + \dot{m}_{f,GN} * H_{cGN}} \quad (13)$$

$$\delta_e = \frac{\dot{m}_{f,H_2}}{\dot{m}_{f,H_2} + \dot{m}_{f,GN} * \frac{H_{cGN}}{H_{cH_2}}} \quad (14)$$

$$\delta_e = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_{f,GN}}{\dot{m}_{f,H_2}} * \frac{H_{cGN}}{H_{cH_2}}} \quad (15)$$

Una vez se llega a esta expresión, se puede relacionar con el valor del factor másico usando la expresión (9):

$$\dot{m}_{f,H_2} = \delta_m * \dot{m}_{f,H_2} + \delta_m * \dot{m}_{f,GN} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{f,H_2} * (1 - \delta_m) = \delta_m * \dot{m}_{f,GN} \quad (17)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,GN}}{\dot{m}_{f,H_2}} = \frac{(1 - \delta_m)}{\delta_m} \quad (18)$$

Se sustituye ahora en la expresión (15):

$$\delta_e = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \delta_m)}{\delta_m} * \frac{H_{cGN}}{H_{cH_2}}} \quad (19)$$

$$\delta_e = \frac{\delta_m}{\delta_m + (1 - \delta_m) * \frac{H_{cGN}}{H_{cH_2}}} \quad (20)$$

De esta forma se ha podido relacionar el factor másico con el energético a partir de los poderes caloríficos del gas natural y del hidrógeno. Se puede comprobar como el único caso en el que coincidirán los factores másicos y energéticos será cuando los poderes caloríficos de ambos combustibles gaseosos sean iguales, sin embargo, como el poder calorífico del hidrógeno es mayor que el del gas natural, el valor de  $\delta_e$  será mayor, tal como se verá posteriormente.

De la misma forma que se ha calculado para el energético se calculará la **relación entre el factor másico y el factor de proporción molar**. En este caso se usa la siguiente expresión, la cual relaciona el número de moles con la masa del compuesto.

$$n = \frac{m_f}{M_f} \quad (21)$$

Se sustituye en la expresión (11)



$$\delta_x = \frac{\frac{\dot{m}_{f,H_2}}{M_{f,H_2}}}{\frac{\dot{m}_{f,H_2}}{M_{f,H_2}} + \frac{\dot{m}_{f,GN}}{M_{f,GN}}} \quad (22)$$

$$\delta_x = \frac{\dot{m}_{f,H_2}}{\dot{m}_{f,H_2} + \frac{\dot{m}_{f,H_2} * M_{f,H_2}}{M_{f,GN}}} \quad (23)$$

$$\delta_x = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_{f,GN}}{\dot{m}_{f,H_2}} * \frac{M_{f,H_2}}{M_{f,GN}}} \quad (24)$$

Se usan de nuevo las expresiones (16), (17) y (18) y se obtiene:

$$\delta_x = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \delta_m)}{\delta_m} * \frac{M_{f,H_2}}{M_{f,GN}}} \quad (25)$$

$$\delta_x = \frac{\delta_m}{\delta_m + (1 - \delta_m) * \frac{M_{f,H_2}}{M_{f,GN}}} \quad (26)$$

De igual forma se obtiene la relación entre el factor másico y el molar, a través de la expresión el número de moles. Igual que anteriormente, ambos factores serán iguales únicamente si sus pesos molares son iguales, esto es imposible puesto que se tratan de dos gases diferentes. En este caso, como el peso molar del gas natural es mayor que el del hidrógeno este factor será mayor que el másico.

Una vez obtenidas las expresiones que relacionan los diferentes factores de proporción de ambos gases combustibles, se procede a realizar una representación de los valores obtenidos, con el objetivo de comprobar de que forman se relacionan los factores. Esta representación se hace tomando como base los valores del factor de proporción másica. A este factor se le dan valores desde 0 hasta 1 sumando en centésimas, aplicando las expresiones (20) y (26) se obtienen los valores de los otros dos factores. En la siguiente tabla se observan los valores para los valores de  $\delta_x$  de 0, 0.25, 0.5, 0.75 y 1, usándose  $\delta_x$  como variable de referencia del contenido de hidrógeno en la mezcla en fracción molar y también de volumen:

Tabla 4. Valores de los factores de proporción de los gases

$\delta m$	$\delta e$	$\delta x$
0.00	0.00	0.00
0.04	0.10	0.25
0.11	0.24	0.50
0.25	0.46	0.75
0.50	0.72	0.90
0.75	0.89	0.96
1.00	1.00	1.00

A continuación, se muestra la representación para todos los valores obtenidos, tomando como base el factor de proporción másica.

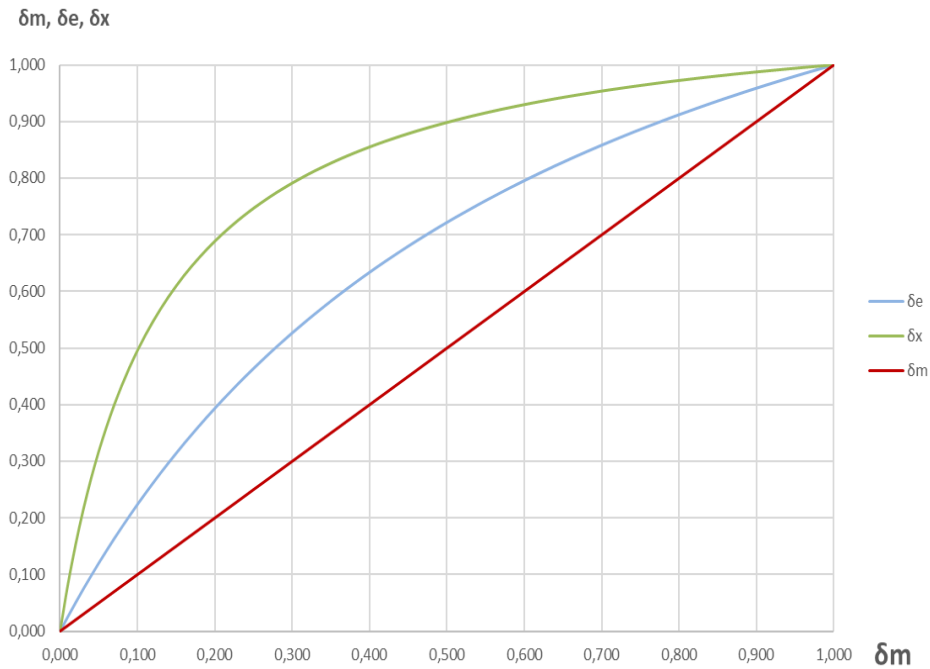


Figura 5. Representación de los valores de los factores de proporción de los gases

Tanto en la Tabla 3 como en la Figura 5, se puede comprobar el comportamiento no lineal que presentan estos factores al representarlos frente al factor másico. El valor de  $\delta_m$  permanece lineal puesto que se representa en ambos ejes los mismos valores, obteniendo la bisectriz, puesto que este factor es el que se ha tomado como referencia. En cuanto a los valores de  $\delta_e$  se puede comprobar cómo crece de manera más rápida que  $\delta_m$ , tomando un comportamiento no lineal. Esto es así porque este factor crece con mayor rapidez que  $\delta_m$  debido a que el poder calorífico del hidrógeno (120 MJ/kg) es mayor que el del gas natural (46.22 MJ/kg, tal como se ha obtenido anteriormente). Por este motivo y tal como se ve en la expresión (20) el valor aumenta, puesto que el valor de  $\frac{H_{cGN}}{H_{cH_2}}$  situado en el denominador es menor a la unidad.

En cuanto a  $\delta_e$ , sucede de forma similar al anterior, el factor crece rápidamente estabilizándose al final, esto es debido a la diferencia del peso molecular del hidrógeno diatómico y del gas natural, 2 kg/kmol y 17.7 kg/kmol respectivamente, obteniendo en la expresión (26) un valor menor a la unidad en  $\frac{M_{fH_2}}{M_{fGN}}$

Otro parámetro a tener en cuenta es el **poder calorífico de la mezcla** de los gases combustibles, pues que esta mezcla está formada por dos gases con poderes caloríficos diferentes, el valor del poder calorífico de la variará en función de la proporción de estos dos gases. En la siguiente tabla se muestran los valores de estos dos parámetros para diferentes proporciones de combustibles, así como el valor de los factores de proporción, tomando la proporción molar como la referencia.

Tabla 5. Valores de poder calorífico y masa molar de la mezcla gaseosa

$\delta m$	$\delta e$	$\delta x$	Hc [MJ/kg]	PM [kg/kmol]
0.00	0.000	0.000	46.22	16.90
0.035	0.087	0.250	49.02	12.89
0.100	0.222	0.500	53.77	9.41
0.250	0.461	0.750	64.81	5.76
1.00	1.000	1.000	120.00	2.00

Como este valor depende de la masa de la mezcla, la variación se produce de forma proporcional al valor de  $\delta m$ , tal como se aprecia en la siguiente figura.

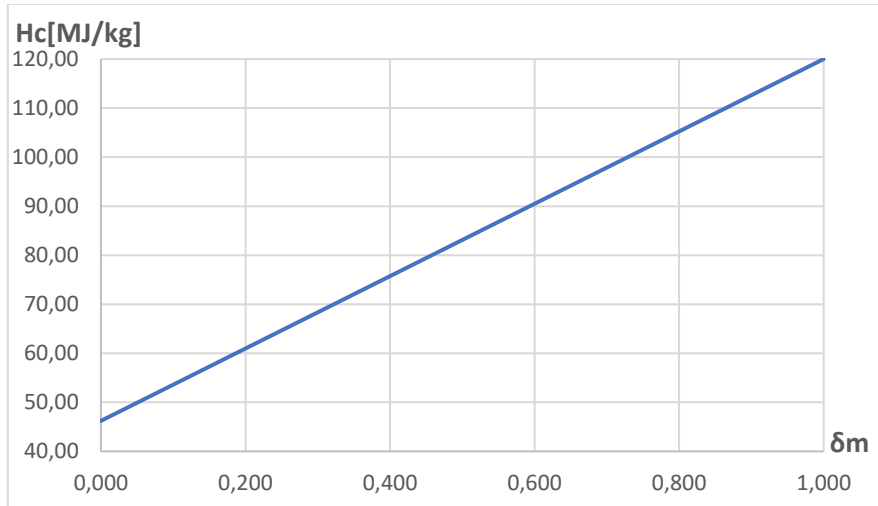


Figura 6. Variación del poder calorífico en función del factor de proporción másica

Como se ha comentado previamente, en el caso de  $\delta m = 0$ , la mezcla está formada únicamente por gas natural, por lo que el valor del poder calorífico es de 46.22 MJ/kg, de esa forma el valor crece hasta que  $\delta m = 1$ , teniendo únicamente hidrógeno y alcanzando el valor de 120 MJ/kg.

De la misma forma que varía el valor del poder calorífico con la variación de  $\delta m$ , también varía la fórmula química de la mezcla de gases  $C_nH_m$  en función de las variaciones molares de la mezcla, esto es, en función de la variación de  $\delta x$ , tal como se muestra en la siguiente figura.

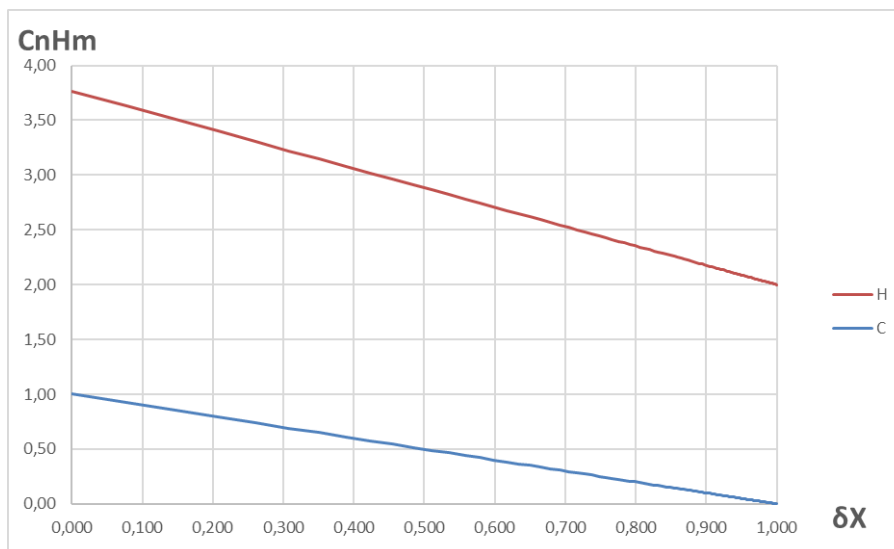


Figura 7. Variación de la fracción molar de carbono e hidrógeno

En este caso se aprecia la disminución de los elementos, cuando  $\delta x = 0$ , la mezcla está formada por gas natural, obteniendo  $\text{CH}_{3,767}$ , tal como se ha visto en puntos anteriores, a medida que aumenta  $\delta x$ , se va introduciendo hidrógeno en la mezcla, cuando  $\delta x$  alcanza la unidad, la mezcla está formada únicamente por hidrógeno diatómico, obteniendo 0 moles de carbono y dos de hidrógeno ( $\text{H}_2$ ).

### 3.4. Factor de sustitución $\beta$ gases-gasóleo

De la misma forma que con el factor de proporción  $\delta$  de los gases resulta conveniente la aplicación del **factor de sustitución  $\beta$** , que tiene en cuenta la cantidad de gasóleo que va a ser sustituida por la mezcla de gases. La nomenclatura utilizada considera dos subíndices M y C. El subíndice M corresponde al combustible gaseoso que se aporta en el colector de admisión ("Manifold"). En general, se asocia la mezcla de gases combustibles, hidrógeno/gas natural, cuya proporción se ha estudiado en el punto anterior. El otro subíndice que se usa es C, correspondiente al combustible que se aporta en el interior del cilindro, en este caso se refiere al gasóleo. Esta diferenciación se podría mantener aun en el caso de que los combustibles gaseosos se aportaran mediante inyección directa en el interior de la cámara de combustión. En este caso, sería necesario considerar la influencia sobre el cálculo de rendimiento volumétrico, puesto que en el colector de admisión sólo circularía aire.

De igual manera, se diferencian tres tipos de factores en función al concepto al que se refieren:

- **Factor de sustitución másica ( $\beta_m$ ):** indica la relación existente entre la cantidad de masa de combustibles gases y la mezcla de gases y gasóleo que usa el motor. Se muestra en la siguiente expresión.

$$\beta_m = \frac{\dot{m}_{f,M}}{\dot{m}_{f,M} + \dot{m}_{f,C}} \quad (27)$$

- **Factor de sustitución energética ( $\beta_e$ ):** indica la relación de la cantidad de energía de gasóleo que se ha sustituido por la mezcla de gases.

$$\beta_e = \frac{N_{f,M}}{N_{f,M} + N_{f,C}} \quad (28)$$

- **Factor de sustitución molar ( $\beta_x$ ):** indica la relación de la cantidad de moles que se han sustituido de gasóleo por moles de gases combustibles.

$$\beta_x = \frac{\dot{n}_{f,M}}{\dot{n}_{f,M} + \dot{n}_{f,C}} \quad (29)$$

De la misma forma que se ha hecho con los factores de proporción de los gases, se busca la relación entre los factores de sustitución y comprobar el comportamiento de cada uno de ellos.

Se comienza con el factor de sustitución energética  $\beta_e$ , para el que se usa la expresión (12) y se sustituye en la expresión (28), obteniendo la siguiente expresión:

$$\beta_e = \frac{\dot{m}_{f,M} * H_{c,M}}{\dot{m}_{f,M} * H_{c,M} + \dot{m}_{f,C} * H_{c,C}} \quad (30)$$

Simplificando se obtiene:

$$\beta_e = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_{f,M}} * \frac{H_{c,C}}{H_{c,M}}} \quad (31)$$

Como ha pasado con el factor de proporción se puede variar la expresión del factor de sustitución másica (27), para obtener la relación de los gastos másicos, tal como se muestra en la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_{f,M}} = \frac{(1 - \delta_m)}{\delta_m} \quad (32)$$

De esta forma se sustituye la expresión (32) en la expresión (31), obteniendo lo siguiente:

$$\beta_e = \frac{1}{1 + \frac{1 - \beta_m}{\beta_m} * \frac{H_{c,C}}{H_{c,M}}} \quad (33)$$

$$\beta_e = \frac{\beta_m}{\beta_m + (1 - \beta_m) * \frac{H_{c,C}}{H_{c,M}}} \quad (34)$$

Del mismo modo, el único caso en el que ambos factores valgan lo mismo será cuando los poderes caloríficos del gasóleo y de la mezcla de gases sea el mismo, caso poco probable.

En cuanto al factor de sustitución molar, a la que se aplica la expresión (21), obteniendo lo siguiente:

$$\beta_x = \frac{\frac{\dot{m}_{f,M}}{M_{f,M}}}{\frac{\dot{m}_{f,M}}{M_{f,M}} + \frac{\dot{m}_{f,C}}{M_{f,C}}} \quad (35)$$

Simplificando la expresión, se obtiene:

$$\beta_x = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_{f,M}} * \frac{M_{f,M}}{M_{f,C}}} \quad (36)$$

Aplicando la expresión (32) y usándola en la expresión X

$$\beta_x = \frac{1}{1 + \frac{1 - \beta_m}{\beta_m} * \frac{M_{f,M}}{M_{f,C}}} \quad (37)$$

$$\beta_x = \frac{\beta_m}{\beta_m + (1 - \beta_m) * \frac{M_{f,M}}{M_{f,C}}} \quad (38)$$

En este caso solo coincidirán ambos factores cuando el peso molar de ambos compuestos sea idéntico, lo cual no es posible. Obviamente también coinciden en los valores 0 y 1.

Se procede ahora a la representación de los factores de sustitución a partir de las expresiones que se han calculado para su relación entre ellos. Estas relaciones se basan en los poderes caloríficos y las masas molares de la mezcla de ambos combustibles, el problema es que uno de esos combustibles es una mezcla, por lo que el valor de su poder calorífico, así como su peso molar dependerá de la proporción de los dos combustibles gaseosos que forman la mezcla.

Obteniendo en el primer caso el poder calorífico y la masa molar del gas natural (ya que el valor del coeficiente de proporción másica es igual a cero), y en el último de ellos el calor específico y la masa molar del hidrógeno.

En las siguientes figuras se va a presentar la relación de los factores de sustitución para tres situaciones diferenciadas, estas son, mezcla del gasóleo con el gas natural como combustibles gaseosos ( $\delta x=0$ ), mezcla del gasóleo con la mezcla de gases combustibles, en este caso en una proporción del 50% en cuanto a moles ( $\delta x=0.5$ ), y mezcla del gasóleo con el hidrógeno puro ( $\delta x=1$ ).

En la Figura 8 se puede apreciar la relación de los factores de sustitución para una mezcla con gas natural, en este caso se puede comprobar como la curva perteneciente a la  $\beta_m$ , la cual es la bisectriz puesto que se toma como referencia, y la perteneciente a la  $\beta_e$  son muy similares. Esto es debido a que esta relación viene definida en la expresión (35), el cual usa la relación de los poderes caloríficos de ambos combustibles y en este caso estos poderes son similares, obteniendo  $\frac{H_{c,C}}{H_{c,M}} = \frac{43.1}{46.22} = 0.93$ , lo que explica que el valor de  $\beta_e$  se encuentre ligeramente por encima en todos los puntos. En cuanto a la curva de  $\beta_x$ , esta se encuentra más separada de  $\beta_m$ , esto es debido a que se relacionan mediante la expresión (39), la cual usa las masas molares de ambos combustibles para relacionar los factores. Se puede comprobar como en este caso  $\frac{M_{f,M}}{M_{f,C}} = \frac{16.9}{166} = 0.102$ , por lo que las curvas tienen una mayor separación, obtenido un valor de  $\beta_x=0.5$  para un valor de  $\beta_m=0.1$ .

Para el caso de la Figura 9 sucede de forma similar a la anterior. En este caso la relación se hace para una mezcla del 50% en moles del hidrógeno y el gas natural. Observando  $\beta_e$ , se puede apreciar cómo se ha alejado en mayor medida de  $\beta_m$  que en el caso anterior, esto es debido a que el poder calorífico de esta mezcla de combustibles gaseosos es mayor que el poder del gas natural, obteniendo  $\frac{H_{c,C}}{H_{c,M}} = \frac{53.71}{83.11} = 0.65$ , presentando una diferencia de alrededor del doble para los poderes caloríficos. En el caso de  $\beta_x$ , este se hace también más pronunciado, por la misma razón que anteriormente, la mayor diferencia de sus masas molares, obteniendo  $\frac{M_{f,M}}{M_{f,C}} = \frac{10.07}{166} = 0.06$ , haciendo más evidente la diferencia entre ambos factores y alejando aún más las curvas. En este caso para un valor de  $\beta_m=0.2$  se obtiene un valor de  $\beta_x$  superior al 0.75.

Finalmente, en la Figura 10, se obtiene la relación para la mezcla con hidrógeno puro, en este caso las relaciones se han alejado aún más. En el caso de  $\beta_e$ , los poderes caloríficos de ambos combustibles difieren más que anteriormente, obteniendo en la relación de ambos,  $\frac{H_{c,C}}{H_{c,M}} = \frac{43.1}{120} = 0.359$ . Para la relación con el valor de  $\beta_x$ , esta diferencia se hace aún mayor, debido a que la relación de las masas molares de los combustibles es de  $\frac{M_{f,M}}{M_{f,C}} = \frac{2}{166} = 0.012$ , para el que se obtiene una subida muy pronunciada en la zona inicial de la curva, obtenido un valor de  $\beta_x=0.9$  para un valor de  $\beta_m=0.1$ .

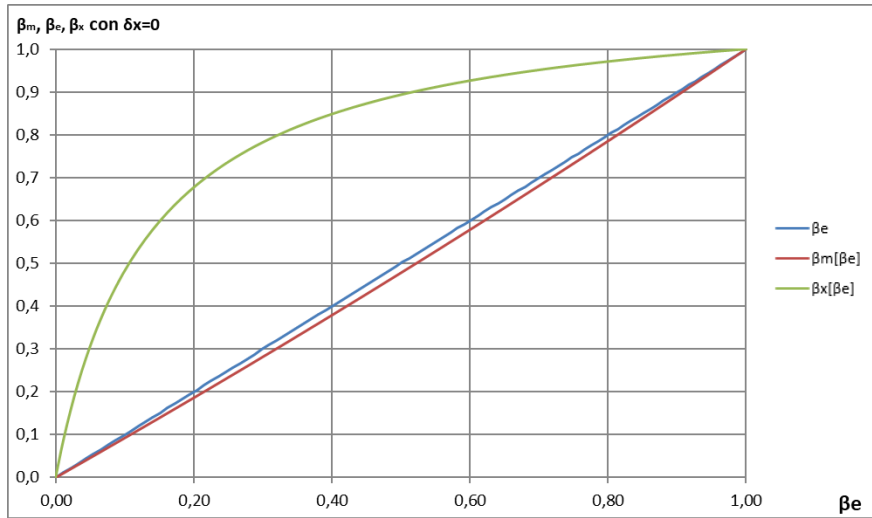


Figura 8. Relación de factores de sustitución con gas natural

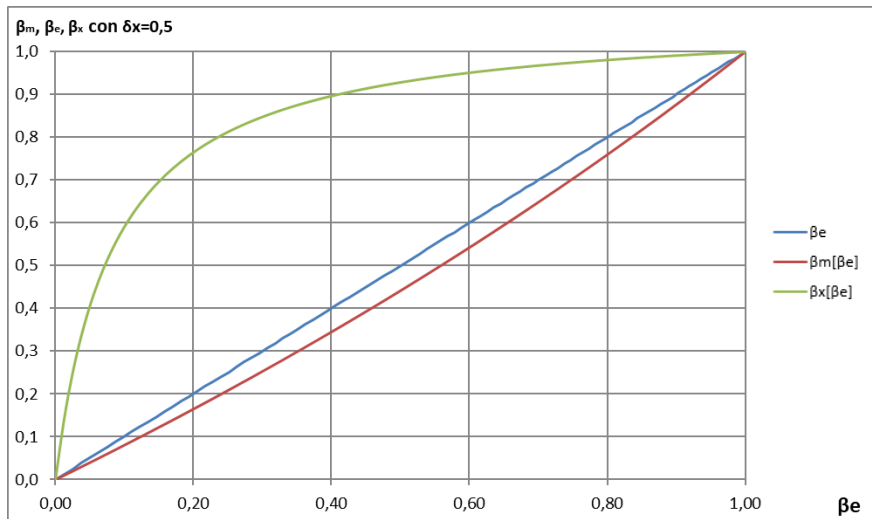


Figura 9. Relación de factores de sustitución con mezcla hidrógeno-gas natural al 50% en volumen

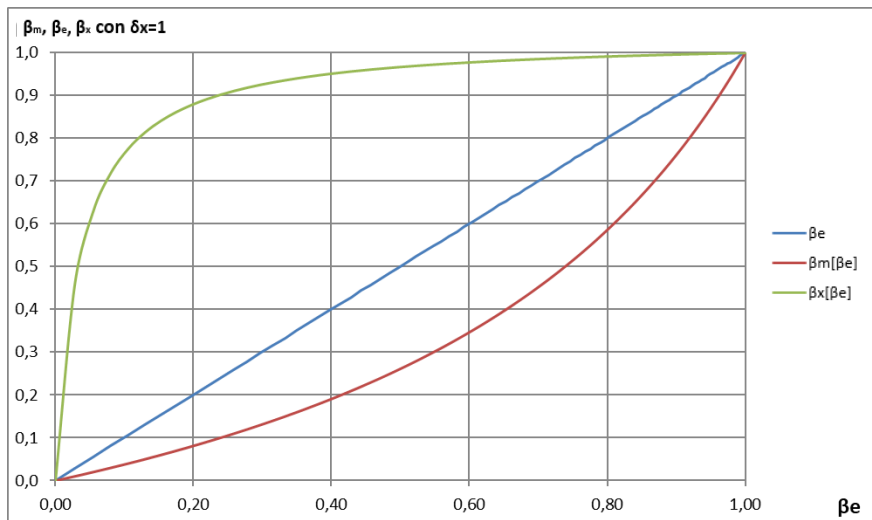


Figura 10. Relación de factores de sustitución con hidrógeno

Gracias a las expresiones planteadas se ha podido establecer una relación entre los factores de sustitución másica, energética y molar y mediante el uso de las curvas representadas en las diferentes figuras se ha podido comprobar visualmente esta relación entre las variables. Como se ha podido comprobar, cuanto más hidrógeno se introduce en la mezcla de combustibles gaseosos, más diferencia se aprecia entre los factores de sustitución.

En la práctica, se va a considerar como un límite inferior de  $\beta$ , uno superior al valor de 0, puesto que este valor indicaría que el motor funcionaría sin aporte de ningún tipo de combustibles gaseosos y el objeto de estudio de este trabajo es la adición de estos combustibles.

De la misma forma, el límite superior de  $\beta$  se va a tomar como un valor inferior a 1, debido a que este valor implicaría que el motor funciona únicamente con la mezcla de hidrógeno y gas natural, y no sería posible el funcionamiento del motor sin ningún aporte de combustible líquido en la cámara de combustión del cilindro. El encendido por autoinflamación requiere un mínimo de diésel, por lo que

$$1 - \beta_{m\acute{a}x} > \text{mínimo} \quad (39)$$

### 3.5. Dosados

El dosado se define como el cociente entre el gasto de combustible aportado al motor y el gasto de aire admitido por el motor:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{aire}} \quad (40)$$

Otra definición interesante es la de dosado estequiométrico  $F_s$ , es el valor para el cual la reacción de combustión es teóricamente completa, sin que sobre ninguno de los reactivos. A partir de esta definición se introduce el concepto de dosado relativo  $F_r$ , mediante la siguiente expresión:

$$F = F_r * F_s \quad (41)$$

El valor de dosado relativo  $F_r$  dependerá del objetivo que se persiga en el motor, siempre y cuando se sitúe dentro de los límites de inflamabilidad de la mezcla, normalmente dentro del intervalo [0.5, 1.5]. Dentro del dosado relativo se pueden distinguir tres tipos

- **Dosado Pobre ( $F_r < 1$ ).** En este caso el exceso de aire respecto al combustible favorece que la combustión pueda ser completa y además mejora en rendimiento termodinámico por que la relación de calores específicos de los productos de la combustión aumenta. Por debajo de un cierto valor del dosado (aprox. 0,9), las emisiones de NOx se reducen de forma importante. Sin embargo, un empobrecimiento excesivo de la mezcla puede conducir a emisiones de hidrocarburos sin quemar e incluso apagado de llama. Es sabido que la adición de hidrógeno permite extender el límite inferior de dosado hacia mezclas más pobres. A pesar de las ventajas de las mezclas pobres, si se utilizan catalizadores de tres vías en los motores de encendido provocado, es necesario que el valor del dosado sea el estequiométrico.
- **Dosado estequiométrico ( $F_r = 1$ ).** Tal como se ha comentado anteriormente, corresponde a la reacción completa y constituye la referencia para motores con catalizadores de tres vías.
- **Dosado rico ( $F_r > 1$ ).** A pesar de que no es posible alcanzar la combustión completa de todo el combustible por defecto de aire, en motores con mezclas homogéneas se



alcanzan las máximas potencias para dosados ligeramente ricos (aprox. 1,15). Esto es consecuencia de varios factores como un máximo en la temperatura y velocidad de llama. Estas condiciones de dosado rico se pueden aplicar únicamente para obtener la potencia máxima, e incluso utilizar mezclas más ricas para limitar las cargas térmicas en la turbina de sobrealimentación.

En los motores tipo diésel, la formación de la mezcla aire-combustible a medida que éste se evapora significa que existen zonas en la cámara de combustión con un dosado rico, aunque el dosado global sea pobre, por lo que pueden aparecer emisiones características de dosados ricos aun con valores inferiores al estequiométrico. Por la misma razón de ausencia de homogeneidad de la mezcla, es posible hacer funcionar el motor inyectando cantidades de combustible pequeñas, que representan valores del dosado global muy inferiores al límite de estabilidad si la mezcla fuera homogénea.

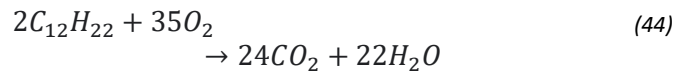
El motivo del estudio del dosado para el motor es debido a que este parámetro tiene una gran influencia en las emisiones contaminantes del motor. La combustión completa de un hidrocarburo debería proporcionar dióxido de carbono y agua únicamente, tal como se muestra en la reacción de combustión del metano:



Por otro lado, la combustión del hidrógeno produciría únicamente agua, tal como se muestra en la siguiente reacción:



De la misma forma pasaría con la combustión del diésel, mostrada en la siguiente expresión:



Sin embargo, estos no son los únicos productos que se producen durante la combustión del motor. Lo que sucede es que se producen otros compuestos durante la combustión, debido a que la combustión no es completa, tal como se ha comentado los motores suelen trabajar con dosado pobre, o bien las altas presiones y temperaturas que se usan durante la combustión hacen que los productos reaccionen entre sí, dando lugar a otros productos contaminantes a causa de reacciones secundarias. También debido a que la combustión no se produce con oxígeno puro sino con aire. El contenido total de contaminantes que se produce en los gases de escape es de aproximadamente un 1% en volumen frente a los gases totales emitidos, en un motor de combustión se agrupan en tres categorías:

- **Monóxido de carbono (CO).** Aparece como consecuencia de la oxidación parcial del hidrocarburo. Es altamente tóxico, ya que impide la aportación de oxígeno por la sangre en los tejidos del cuerpo humano.
- **Hidrocarburos (HC).** Proceden de la propia gasolina que no ha combustionado y del aceite sin quemar o quemado parcialmente. Son gases irritantes para los humanos.
- **Óxidos de nitrógeno (NOx).** Consisten en una mezcla de óxidos de nitrógeno, producidos por la oxidación del nitrógeno atmosférico a causa de las altas temperaturas y presiones que se alcanzan en la cámara de combustión.

En la Figura 11 se muestra la composición típica de los gases de escape en los motores diesel, siendo la principal de las comentadas anteriormente los óxidos de nitrógeno.

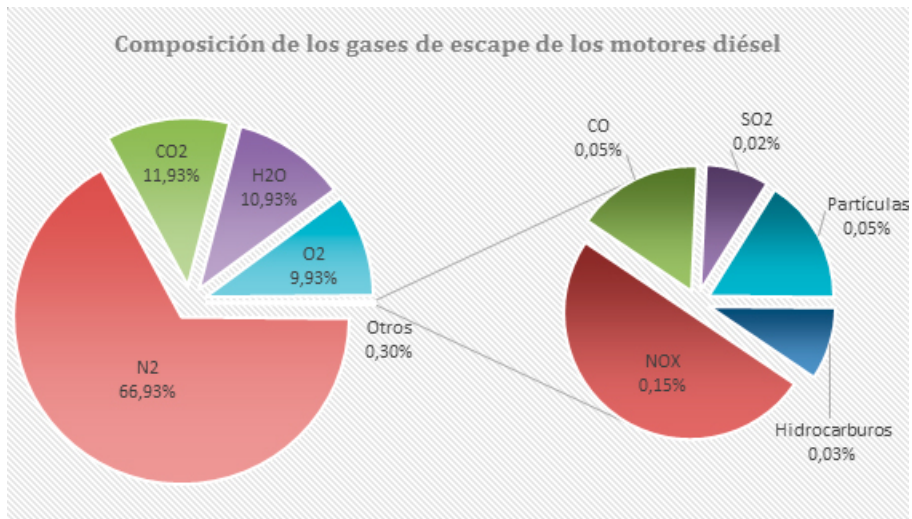


Figura 11. Composición típica de los gases de escape en un motor diésel (Escuela Abierta de Desarrollo en Ingeniería y Construcción, 2015)

### 3.5.1. Dosado en el motor trifuel

En cuanto a la aplicación del parámetro para el motor trifuel, el dosado no se obtiene de una manera inmediata, es por ello por lo que se ha optado por considerar parámetros como el dosado absoluto, estequiométrico y relativo para cada uno de los tres combustibles. En primer lugar, se va a plantear la reacción estequiométrica de combustión. Tomando en cuenta los factores  $\beta_x$  y  $\delta_x$  y tomando como expresión de cualquier combustible estándar la siguiente:



Tomando esto en cuenta, en la siguiente expresión se muestra la reacción de la combustión estequiométrica de la mezcla de los combustibles gaseosos y el combustible líquido, tanto en el colector de admisión (M) como en el cilindro (C).

$$\begin{aligned}
 & \beta_x * \left\{ \delta_x * [C_n H_m O_p S_z]_{H_2} + (1 - \delta_x) * [C_n H_m O_p S_z]_{GN} \right\}_M \\
 & + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C \\
 & + \left\{ [\beta_x * (\delta_x * n_{H_2} + (1 - \delta_x) * n_{GN})_M + (1 - \beta_x) * n_C] + \frac{1}{4} \right. \\
 & * [\beta_x * (\delta_x * m_{H_2} + (1 - \delta_x) * m_{GN})_M + (1 - \beta_x) * m_C] \\
 & + [\beta_x * (\delta_x * z_{H_2} + (1 - \delta_x) * z_{GN})_M + (1 - \beta_x) * z_C] - \frac{1}{2} \\
 & * [\beta_x * (\delta_x * p_{H_2} + (1 - \delta_x) * p_{GN})_M + (1 - \beta_x) * p_C] \left. \right\} \\
 & * [O_2 + \psi * N_2] \\
 & \rightarrow [\beta_x * (\delta_x * n_{H_2} + (1 - \delta_x) * n_{GN})_M + (1 - \beta_x) * n_C] * CO_2 + \frac{1}{2} \\
 & * [\beta_x * (\delta_x * m_{H_2} + (1 - \delta_x) * m_{GN})_M + (1 - \beta_x) * m_C] * H_2O + \psi \\
 & * \left\{ [\beta_x * (\delta_x * n_{H_2} + (1 - \delta_x) * n_{GN})_M + (1 - \beta_x) * n_C] + \frac{1}{4} \right. \\
 & * [\beta_x * (\delta_x * m_{H_2} + (1 - \delta_x) * m_{GN})_M + (1 - \beta_x) * m_C] \\
 & + [\beta_x * (\delta_x * z_{H_2} + (1 - \delta_x) * z_{GN})_M + (1 - \beta_x) * z_C] - \frac{1}{2} \\
 & * [\beta_x * (\delta_x * p_{H_2} + (1 - \delta_x) * p_{GN})_M + (1 - \beta_x) * p_C] \left. \right\} * N_2 \\
 & + [\beta_x * (\delta_x * z_{H_2} + (1 - \delta_x) * z_{GN})_M + (1 - \beta_x) * z_C] * SO_2
 \end{aligned} \tag{46}$$

Donde  $\psi$  corresponde a la relación  $N_2/O_2$ , tomada normalmente como 3.76, aunque varía con la altitud.

Como se puede comprobar la expresión (47) resulta demasiado larga ya que en ella se tiene en cuenta las proporciones de los combustibles gaseosos en función del valor de  $\delta_x$ , así como la proporción de combustible líquido que se ha sustituido en función de  $\beta_x$ . Es por ello por lo que se va a proceder a la separación en dos pasos. En un primer paso se determinará la formulación del combustible gaseoso formado por la mezcla de hidrógeno y gas natural, obteniendo la proporción de la mezcla en función del valor de  $\delta_x$ .

El segundo paso consiste en usar esta formulación obtenida para el combustible gaseoso en una expresión similar a la (47) pero simplificada, en la que se tiene el combustible gaseoso que circula por el colector de admisión (M), formado por la mezcla de hidrógeno y gas natural, y por otro lado el combustible líquido inyectado en el cilindro (C). La expresión quedaría como la siguiente:

$$\begin{aligned}
 & \beta_x * \{C_n H_m O_p S_z\}_M + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C \\
 & + \left\{ [\beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C] + \frac{1}{4} * [\beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C] \right. \\
 & + [\beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C] - \frac{1}{2} * [\beta_x * p_M + (1 - \beta_x) * p_C] \left. \right\} \\
 & * [O_2 + \psi * N_2] \\
 & \rightarrow [\beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C] * CO_2 + \frac{1}{2} \\
 & * [\beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C] * H_2O + \psi \\
 & * \left\{ [\beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C] + \frac{1}{4} * [\beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C] \right. \\
 & + [\beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C] - \frac{1}{2} * [\beta_x * p_M + (1 - \beta_x) * p_C] \left. \right\} * N_2 \\
 & + [\beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C] * SO_2
 \end{aligned} \tag{47}$$

Como se puede comprobar la expresión (48) ya no tiene en cuenta el valor de  $\delta x$  puesto que este valor se ha tenido en cuenta en el paso previo. Esta expresión puede ser simplificada aún más mediante la siguiente sustitución, siendo  $\theta_a(\beta_x)$  el coeficiente estequiométrico del oxígeno por cada mol de combustible (incluyendo los combustibles gaseoso M y líquido C):

$$\begin{aligned} \theta_a(\beta_x) = & [\beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C] + \frac{1}{4} * [\beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C] \\ & + [\beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C] - \frac{1}{2} * [\beta_x * p_M + (1 - \beta_x) * p_C] \end{aligned} \quad (48)$$

De esta forma, sustituyendo la expresión (49) en la expresión (48), se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} & \beta_x * \{C_n H_m O_p S_z\}_M + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C + \theta_a(\beta_x) * [O_2 + \psi * N_2] \\ & \rightarrow [\beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C] * CO_2 + \frac{1}{2} \\ & * [\beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C] * H_2O + \psi * \theta_a(\beta_x) * N_2 \\ & + [\beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C] * SO_2 \end{aligned} \quad (49)$$

A partir de la expresión (50), que usa la variable la cual muestra la reacción estequiométrica en el motor, se puede obtener la expresión del dosado estequiométrico global, tal como se muestra a continuación. En primer lugar, la expresión del **dosado global** sería la siguiente:

$$F_g = \frac{\dot{m}_{f,M} + \dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_a} \quad (50)$$

Donde:

- $\dot{m}_{f,M}$  se refiere al combustible gaseoso, que circula por el colector de admisión
- $\dot{m}_{f,C}$  se refiere al combustible líquido, que se inyecta en el cilindro
- $\dot{m}_a$  se refiere al aire introducido

De la misma forma que el dosado global se puede definir el **dosado estequiométrico global**, cuya expresión sería la siguiente:

$$F_{sg} = \frac{\dot{m}_{f,M} + \dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_{as}} \quad (51)$$

$$F_{sg} = \frac{\beta_x * M_{f,M} + (1 - \beta_x) * M_{f,C}}{M_a * (1 + \psi) * \theta_a(\beta_x)} \quad (52)$$

Es conveniente aclarar que el valor de  $M_a$  para el valor típico de  $\psi = 3.76$  es de 28.84 kg/kmol, tal como se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$M_a(\psi) = \frac{32 + 28 * \psi}{1 + \psi} \quad (53)$$

Finalmente, el **dosado relativo global** se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$F_{rg} = \frac{F_g}{F_{sg}} \quad (54)$$

- Dosado relativo de combustible líquido en el cilindro

Partiendo de la **hipótesis** de que el combustible líquido inyectado en el cilindro tiene disponible todo el aire en el interior del mismo<sup>1</sup>, se puede expresar que:

$$\dot{m}_{a,C} = \dot{m}_a \quad (55)$$

Por lo que el **dosado estequiométrico del combustible líquido en el cilindro** se puede expresar como:

$$F_{s,C} = \frac{\dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_{as}} \quad (56)$$

$$F_{s,C} = \frac{(1 - \beta_x) * \dot{n}_f * M_{f,C}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 0) * \dot{n}_f * M_a} \quad (57)$$

$$F_{s,C} = \frac{M_{f,C}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 0) * M_a} \quad (58)$$

Por lo que el **dosado absoluto del combustible líquido en el cilindro** será:

$$F_C = \frac{\dot{m}_{f,C}}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{f,C}}{\frac{\dot{m}_{as}}{F_{rg}}} \quad (59)$$

$$F_C = \frac{F_{rg} * (1 - \beta_x) * M_{f,C}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x) * M_a} \quad (60)$$

De forma que el **dosado relativo de combustible líquido en el cilindro** vale:

$$F_{r,C} = \frac{F_C}{F_{s,C}} \quad (61)$$

$$F_{r,C} = \frac{\frac{F_{rg} * (1 - \beta_x) * M_{f,C}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x) * M_a}}{\frac{M_{f,C}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 0) * M_a}} \quad (62)$$

$$F_{r,C} = F_{rg} * \frac{(1 - \beta_x) * \theta_a(\beta_x = 0)}{\theta_a(\beta_x)} \quad (63)$$

El valor de  $\theta_a(\beta_x = 0)$  se obtiene de la expresión (49), particularizada para  $\beta_x = 0$ :

$$\theta_a(\beta_x = 0) = n_C + \frac{1}{4} * m_C + z_C - \frac{1}{2} * p_C \quad (64)$$

- Dosado relativo de combustible gaseoso en el colector

Para la obtención de los dosados relacionados con el flujo de combustible gaseoso que circula por el colector de admisión, el cual se ha establecido en un paso anterior como una mezcla de hidrógeno-gas natural cuyo factor de proporción es  $\delta x$ . Se parte de la siguiente expresión:

<sup>1</sup> Esta hipótesis no prejuzga el modo de combustión que tiene lugar dentro del cilindro, se introduce simplemente a efectos de realizar los cálculos de dosado diferenciados entre los dos combustibles.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{a,M} &= \dot{m}_a - \frac{\dot{m}_{f,C}}{F_{s,C}} \\ &= \frac{1}{F_{rg}} * \dot{m}_{as} - \frac{\dot{m}_{f,C}}{F_{s,C}}\end{aligned}\quad (65)$$

De forma que el **dosado estequiométrico para el combustible gaseoso en el colector** será:

$$F_{s,M} = \frac{\dot{m}_{f,M}}{\dot{m}_{as,M}} = \frac{\beta_x * \dot{n}_f * M_{f,M}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 1) * \dot{n}_f * M_a}\quad (66)$$

Tomando  $\beta_x = 1$  se simplifica la expresión, obteniendo finalmente:

$$F_{s,M} = \frac{M_{f,M}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 1) * M_a}\quad (67)$$

Se puede obtener también la expresión del **dosado absoluto del combustible gaseoso en el colector** usando la expresión (67)

$$\begin{aligned}F_M &= \frac{\dot{m}_{f,M}}{\dot{m}_{a,M}} \\ &= \frac{\beta_x * \dot{n}_f * M_{f,M}}{\frac{1}{F_{rg}} * (1 + \psi) * \theta_a(\beta_x) * M_a * \dot{n}_f - \frac{(1 - \beta_x) * \dot{n}_f * M_{f,C}}{M_{f,C}}} \\ &= \frac{\beta_x * \dot{n}_f * M_{f,M}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 0) * M_a}\end{aligned}\quad (68)$$

Simplificando y reordenando se obtiene:

$$F_M = \frac{\beta_x * M_{f,M}}{\frac{1}{F_{rg}} * (1 + \psi) * \theta_a(\beta_x) * M_a - (1 - \beta_x) * \theta_a(\beta_x = 0) * (1 + \psi) * M_a}\quad (69)$$

$$F_M = \frac{\beta_x * M_{f,M}}{(1 + \psi) * M_a * \left[ \frac{\theta_a(\beta_x)}{F_{rg}} - (1 - \beta_x) * \theta_a(\beta_x = 0) \right]}\quad (70)$$

Esta expresión es fácil de comprobar, puesto que para un  $\beta_x = 0$ , el cual significa que no se sustituye combustible líquido por combustible gaseoso y, por tanto, no circula combustible gaseoso por el colector, el valor de  $F_M$  es igual a 0. Si, por el contrario,  $\beta_x = 1$ , el valor del dosado sería directamente proporcional al dosado relativo global y al dosado estequiométrico global,  $F_M = F_{rg} * F_{sg}$

Para la obtención del **dosado relativo de combustible gaseoso en el colector** se parte de la siguiente expresión:

$$F_{r,M} = \frac{F_M}{F_{s,M}}\quad (71)$$

Sustituyendo por las expresiones (69) y (72):

$$F_{r,M} = \frac{\frac{\beta_x * M_{f,M}}{(1 + \psi) * M_a * [\frac{\theta_a(\beta_x)}{F_{rg}} - (1 - \beta_x) * \theta_a(\beta_x = 0)]}}{\frac{M_{f,M}}{(1 + \psi) * \theta_a(\beta_x = 1) * M_a}} \quad (72)$$

Simplificando se obtiene:

$$F_{r,M} = \frac{\beta_x * \theta_a(\beta_x = 1)}{\frac{\theta_a(\beta_x)}{F_{rg}} - (1 - \beta_x) * \theta_a(\beta_x = 0)} \quad (73)$$

De la misma forma se comprueba que para un  $\beta_x = 0$ , el valor del dosado es igual a 0, y para  $\beta_x = 1$ , el dosado relativo del combustible gaseoso correspondería al dosado global, puesto que no hay combustible líquido,  $F_{r,M} = F_{rg}$ .

### 3.5.2. Comparación de valores típicos de dosados

Los resultados obtenidos usando las expresiones anteriores se muestran en las siguientes tablas.

En la Tabla 6 se observa el valor de los distintos dosados para  $\delta_x = 0$  y  $\beta_x = 0.9$ , esto es, el combustible gaseoso es únicamente gas natural y el factor de sustitución molar es del 90% (que equivale a un 50% de sustitución energética). Además, se toma el valor del dosado relativo global como 0.8

Tabla 6. Dosados para  $\delta_x = 0$  (Gas Natural),  $\beta_e = 0.5$  y dosado relativo global de 0.8.

Global		Líquido Cilindro		Gas admisión		$\delta_x$	0,0%
$F_{sg}$	$1/F_{sg}$	$F_{sc}$	$1/F_{sc}$	$F_{sM}$	$1/F_{sM}$		
0,06598	15,15	0,06906	14,48	0,06292	15,893	$\beta_e$	50,0%
$F_g$	$1/F_g$	$F_c$	$1/F_c$	$F_M$	$1/F_M$		
0,05279	18,94	0,02756	36,28	0,04198	23,822	$F_{rg}$	0,80
$F_{rg}$		$F_{rc}$		$F_{rM}$			
0,800		0,399		0,667			

Si se toma un valor de  $\delta_x=0.5$ , el combustible gaseoso tendrá una proporción molar de hidrógeno y gas natural a partes iguales, el resultado de los dosados se muestra en la Tabla 7.

Tabla 7. Dosados para  $\delta_x = 0.5$ ,  $\beta_e = 0.5$  y dosado relativo global de 0.8.

Global		Líquido Cilindro		Gas admisión			
F <sub>sG</sub>	1/F <sub>sG</sub>	F <sub>sC</sub>	1/F <sub>sC</sub>	F <sub>sM</sub>	1/F <sub>sM</sub>		
0,06285	15,91	0,06906	14,48	0,05642	17,724		
F <sub>g</sub>	1/F <sub>g</sub>	F <sub>c</sub>	1/F <sub>c</sub>	F <sub>M</sub>	1/F <sub>M</sub>		
0,05028	19,89	0,02808	35,62	0,03741	26,733	$\delta_x$	50,0%
F <sub>rg</sub>		F <sub>rc</sub>		F <sub>rM</sub>		$\beta_e$	50,0%
0,800		0,407		0,663		F <sub>rg</sub>	0,80

Si se toma un valor de  $\delta_x = 1$ , con lo que el combustible gaseoso es hidrógeno, los resultados son:

Tabla 8. Dosados para  $\delta_x = 1$  (Hidrógeno),  $\beta_e = 0.5$  y dosado relativo global de 0.8.

Global		Líquido Cilindro		Gas admisión			
F <sub>sG</sub>	1/F <sub>sG</sub>	F <sub>sC</sub>	1/F <sub>sC</sub>	F <sub>sM</sub>	1/F <sub>sM</sub>		
0,05084	19,67	0,06906	14,48	0,02913	34,334		
F <sub>g</sub>	1/F <sub>g</sub>	F <sub>c</sub>	1/F <sub>c</sub>	F <sub>M</sub>	1/F <sub>M</sub>		
0,04067	24,59	0,03004	33,29	0,01882	53,145	$\delta_x$	100,0%
F <sub>rg</sub>		F <sub>rc</sub>		F <sub>rM</sub>		$\beta_e$	50,0%
0,800		0,435		0,646		F <sub>rg</sub>	0,80

De la misma forma para distintos valores de  $\delta_x$  y  $\beta_e$ , se obtiene la siguiente Tabla 9, que recopila los valores obtenidos para diversos valores de estas variables, en todas ellas se toma como el dosado relativo global el valor de 0.8.

Tabla 9. Valores de los dosados relativos en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para un dosado relativo global F<sub>rg</sub>=0,8.

$\delta_x$	$\beta_e$	Combustibles	FrC	FrM	FrC + FrM
0.0	0.5	GN + Diésel	0.399	0.667	1.066
0.5	0.5	GN + H <sub>2</sub> + Diésel	0.407	0.663	1.070
1.0	0.5	H <sub>2</sub> + Diésel	0.435	0.646	1.081
0.0	0.0	Diésel	0.800	0.000	0.800
1.0	0.0	Diésel	0.800	0.000	0.800
0.0	1.0	GN	0.000	0.800	0.800
1.0	1.0	H <sub>2</sub>	0.000	0.800	0.800

Mediante un estudio paramétrico se puede observar las variaciones de los dosados relativos en el cilindro y en el colector de admisión en función de la variación que se produce en  $\delta_x$  y  $\beta_e$ , tal como se indica en las Tablas 10 y 11. En ellas se toma un dosado relativo global de 0.8, al igual que anteriormente.



Tabla 10. Variación del dosado relativo en el cilindro en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$

FrC	$\beta_e$	100% Diesel										100% Gases	
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	
100% GN	0,407	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0,1	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0,2	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0,3	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0,4	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48	0,40	0,32	0,24	0,16	0,08	0,00	
	0,5	0,80	0,72	0,64	0,57	0,49	0,41	0,33	0,25	0,16	0,08	0,00	
	0,6	0,80	0,72	0,65	0,57	0,49	0,41	0,33	0,25	0,17	0,08	0,00	
	0,7	0,80	0,72	0,65	0,57	0,49	0,41	0,33	0,25	0,17	0,08	0,00	
	0,8	0,80	0,73	0,65	0,57	0,50	0,42	0,34	0,25	0,17	0,09	0,00	
100% H2	0,9	0,80	0,73	0,65	0,58	0,50	0,42	0,34	0,26	0,18	0,09	0,00	
	1,0	0,80	0,73	0,66	0,59	0,51	0,43	0,35	0,27	0,18	0,09	0,00	

Tabla 11. Variación del dosado relativo en el colector en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$

FrM	$\beta_e$	100% Diesel										100% Gases	
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	
100% GN	0,663	0,00	0,29	0,45	0,55	0,62	0,67	0,71	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0	0,00	0,29	0,44	0,55	0,62	0,67	0,71	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0,1	0,00	0,29	0,44	0,55	0,62	0,67	0,71	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0,2	0,00	0,28	0,44	0,54	0,61	0,67	0,71	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0,3	0,00	0,28	0,44	0,54	0,61	0,67	0,70	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0,4	0,00	0,28	0,44	0,54	0,61	0,66	0,70	0,74	0,76	0,78	0,80	
	0,5	0,00	0,28	0,44	0,54	0,61	0,66	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	
	0,6	0,00	0,28	0,44	0,54	0,61	0,66	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	
	0,7	0,00	0,27	0,43	0,53	0,61	0,66	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	
	0,8	0,00	0,27	0,43	0,53	0,60	0,66	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	
100% H2	0,9	0,00	0,26	0,42	0,52	0,60	0,65	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	
	1,0	0,00	0,25	0,41	0,51	0,59	0,65	0,69	0,73	0,76	0,78	0,80	

Si se representan estas variaciones obtenidas se obtiene la gráfica de la Figura 12.

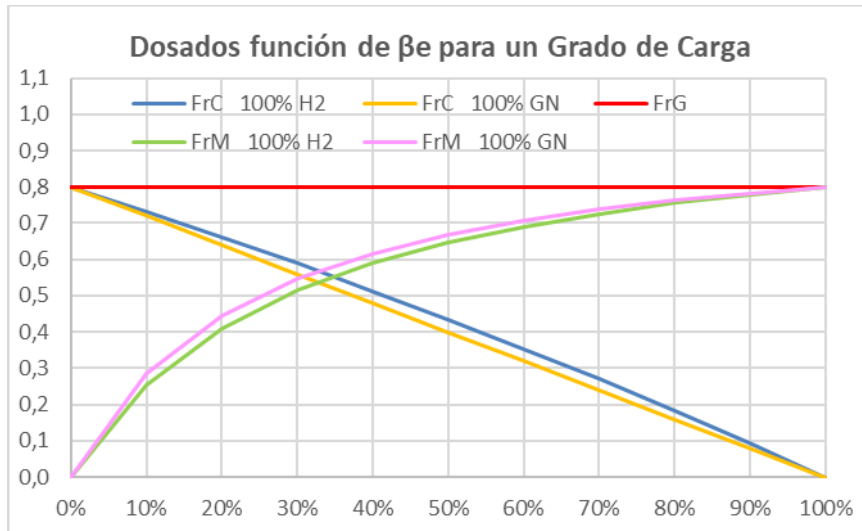


Figura 12. Dosados relativos en función de  $\beta_e$  para un dosado relativo global  $FrG=0,8$ .

Se puede comprobar como los dosados difieren ligeramente en la zona central en función de la mezcla de combustible gaseoso que se use. También se observa cómo, al aumentar el valor de  $\beta_e$ , disminuye de forma casi lineal el valor del dosado relativo en el cilindro y aumenta de forma no lineal el valor del dosado relativo en el colector.

## 4. COMBUSTIÓN Y EMISIONES EN UN MOTOR DUAL TRIFUEL

### 4.1. Reacción de combustión en un motor trifuel

Como se ha visto anteriormente, la reacción de combustión en un motor trifuel que considere tres combustibles (dos gaseosos y uno líquido) depende de los factores de proporción y de sustitución de todos los combustibles implicados, aumentando la complejidad formal de la expresión.

#### 4.1.1. Productos de la combustión completa de la mezcla trifuel

Considerando combustión completa (mezcla pobre o en el límite mezcla estequiométrica), las emisiones de CO<sub>2</sub> se pueden conocer si se conoce la reacción de combustión que se produce en el interior del cilindro del motor. Tal como se ha visto previamente, el CO<sub>2</sub> es uno de los gases emitidos, pero existen más. Uno de los principales motivos del uso del motor en modo dual es la disminución de los gases de contaminantes del motor.

Entre ellos se encuentran el monóxido de carbono, que aparece como consecuencia de la oxidación parcial del carbono presente; los hidrocarburos sin quemar, que proceden del gas natural o del gasóleo, pero también del lubricante, y los óxidos de nitrógeno, debidos a la oxidación del nitrógeno atmosférico. Sin embargo, estos contaminantes dependen de consideraciones cinéticas, del desarrollo de la combustión y de la geometría de la cámara de combustión, por lo que, al contrario que con el CO<sub>2</sub> o el SO<sub>x</sub>, no se pueden calcular de forma directa.

El punto de partida es la expresión (49). Se va a tomar un factor de proporción molar de los gases de  $\delta_x = 0.5$  y un factor de sustitución energética de  $\beta_e = 0.5$  (correspondiente con  $\beta_x \approx 0.9$ ). Partiendo de estos valores se va a comprobar los moles y la masa de cada uno de los combustibles que intervienen en el proceso de combustión. Hay que añadir que el Combustible M se refiere a al combustible gaseoso que circula por el colector de admisión que viene dado por la mezcla de hidrógeno y gas natural cuya proporción depende del valor de la  $\delta$ , en este caso particular se estudia para  $\delta_x = 0.5$ . En primer lugar, se hará el estudio de una combustión estequiométrica.

Tabla 12. Valores de moles y masas para los reactivos y productos de la combustión estequiométrica

COMBUSTIÓN ESTEQUIOMÉTRICA				
REACTIVOS	Moles	Masa (g)	Fracción Molar	Fracción másica
Combustible M	0,930	9,365	0,073	0,026
Combustible C	0,070	11,844	0,006	0,033
O <sub>2</sub>	2,457	78,635	0,193	0,219
N <sub>2</sub>	9,244	258,846	0,728	0,722
SUMA	12,702	358,690	1,000	1,000
PRODUCTOS	Moles	Masa(g)	Fracción Molar	Fracción másica
CO <sub>2</sub>	1,341	59,008	0,105	0,165
H <sub>2</sub> O	2,237	40,266	0,174	0,112
N <sub>2</sub>	9,244	258,836	0,721	0,723
SO <sub>2</sub>	0,000	0,000	0,000	0,000
SUMA	12,822	358,110	1,000	1,000

Se puede comprobar como el valor del número de moles del combustible M es mucho mayor que el valor de los moles del combustible C. Esto es debido a que el valor de  $\beta_e = 0.5$  se corresponde con un valor de  $\beta_x \approx 0.9$ , como se ha comentado previamente. Sin embargo, las masas están igualadas ya que ese valor del factor de sustitución energética equivale a  $\beta_m \approx 0.5$ .

Si se representan los valores de fracción molar de cada elemento tanto en los reactivos como en los productos se obtiene (Figura 13):

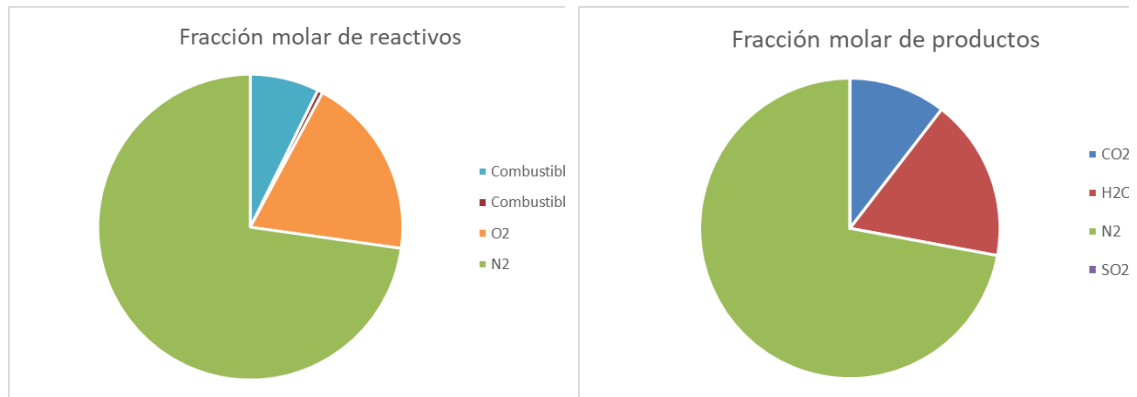


Figura 13. Fracción molar en los reactivos y los productos para combustión estequiométrica

El siguiente paso es tener en cuenta que la reacción de combustión no es estequiométrica, en este caso se trabajará con un exceso de aire y se tomará el dosado relativo global  $F_{rg}$  (típicamente con un valor de 0.8).

Se considera que el combustible gaseoso tiene una fracción molar de  $x_{N_2,M}$  de nitrógeno y una fracción molar de  $x_{CO_2,M}$  de dióxido de carbono. De esta forma, los coeficientes estequiométricos por mol total de combustible se pueden expresar como:

$$\begin{array}{lcl}
 O_{2,s} & \longrightarrow & \theta_a(\beta_x) \\
 N_{2,as} & \longrightarrow & \psi * \theta_a(\beta_x) \\
 CO_{2,s}^R & \longrightarrow & \beta_x * x_{CO_2,M} \\
 CO_{2,s}^P & \longrightarrow & \beta_x * n_M + (1 - \beta_x) * n_C + \beta_x \\
 & & * x_{CO_2,M} \\
 H_2O_s & \longrightarrow & \beta_x * m_M + (1 - \beta_x) * m_C \\
 SO_{2,s} & \longrightarrow & \beta_x * z_M + (1 - \beta_x) * z_C
 \end{array}$$

La reacción de combustión teniendo en cuenta el dosado relativo se muestra en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 & \beta_x * \{C_n H_m O_p S_z\}_M + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C + \frac{O_{2,s}}{F_{rg}} * O_2 + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{rg}} + \beta_x * x_{N_2,M} \right] \\
 & * N_2 + CO_{2,s}^R * CO_2 \qquad \qquad \qquad (74) \\
 & \rightarrow CO_{2,s}^P * CO_2 + H_2O_s * H_2O + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{rg}} + \beta_x * x_{N_2,M} \right] * N_2 \\
 & + \left[ \left( \frac{1}{F_{rg}} - 1 \right) * O_{2,s} \right] * O_2 + SO_{2,s} * SO_2
 \end{aligned}$$

Usando la expresión anterior se pueden calcular los valores de los moles y las masas de los elementos en los combustibles para un dosado relativo global inferior a la unidad, es decir, para una combustión con exceso de aire.

Tabla 13. Valores de moles y masas para los elementos de la combustión con dosado pobre  $F_{rg}=0,8$

COMBUSTIÓN CON EXCESO DE AIRE				
REACTIVOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
Combustible M	0,930	9,365	0,059	0,021
Combustible C	0,070	11,844	0,004	0,027
O <sub>2</sub>	3,072	98,293	0,197	0,222
N <sub>2</sub>	11,556	323,557	0,739	0,730
SUMA	15,627	443,060	1,000	1,000
PRODUCTOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
CO <sub>2</sub>	1,351	59,448	0,086	0,134
H <sub>2</sub> O	2,237	40,266	0,142	0,091
N <sub>2</sub>	11,560	323,688	0,733	0,731
O <sub>2</sub>	0,614	19,659	0,039	0,044
SO <sub>2</sub>	0,000	0,000	0,000	0,000
SUMA	15,763	443,060	1,000	1,000

En este caso si se representan los valores obtenidos se obtiene la siguiente distribución.

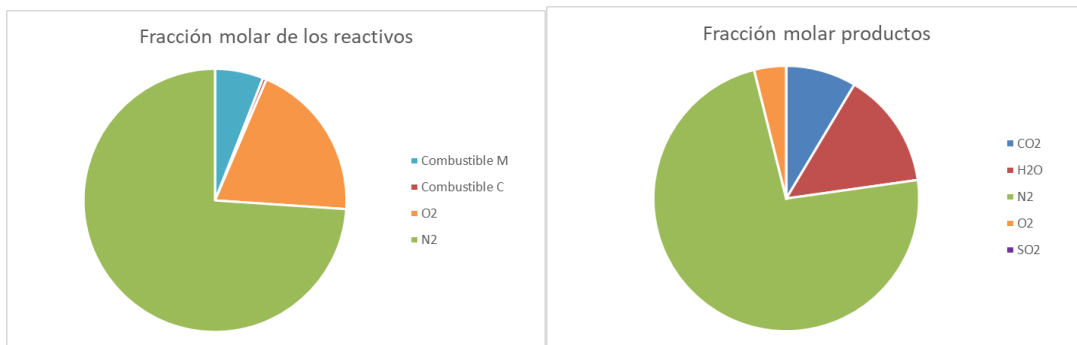


Figura 14. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con  $\delta_x = 0.5$  y  $\theta_e = 0.5$

Se puede comprobar cómo se obtiene oxígeno en los reactivos del proceso de combustión, así como un porcentaje mayor de nitrógeno, todo esto debido a la combustión con exceso de aire.

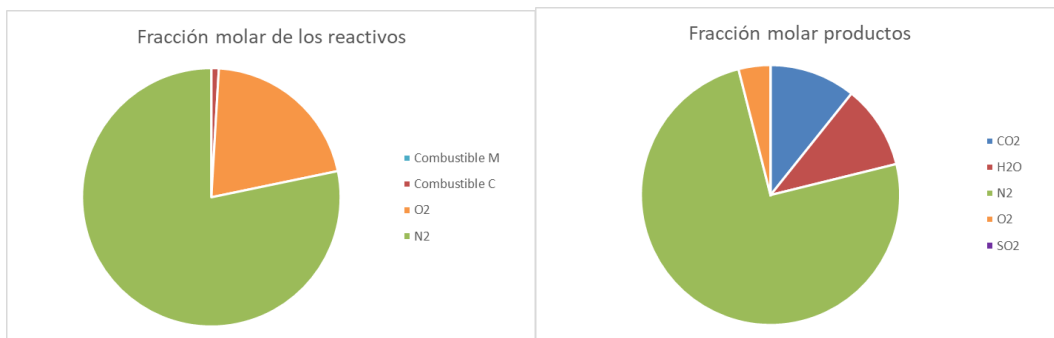


Figura 15. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con  $\theta_e = 0$

En este caso, no se introduce ningún combustible por el colector de admisión, sería un motor funcionando únicamente con diésel, en los productos se observa cómo ha aumentado ligeramente las emisiones de CO<sub>2</sub> y han disminuido las emisiones de H<sub>2</sub>O.

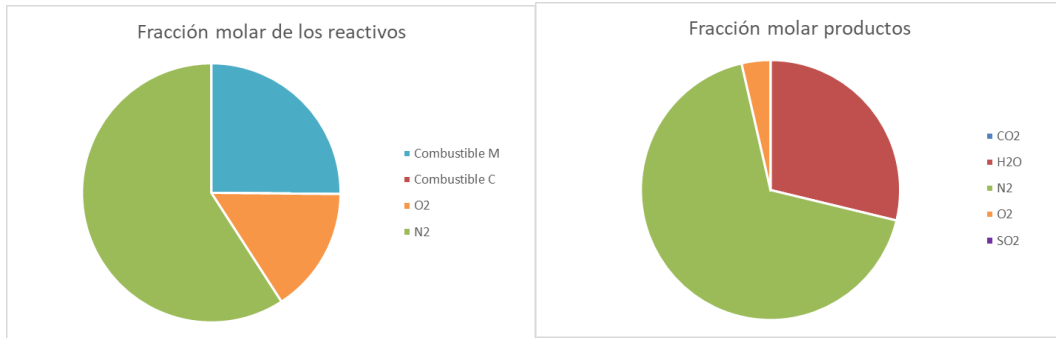


Figura 16. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con  $\delta x = 1$  y  $\theta e = 1$

En la Figura 16, se estaría usando un motor que funciona únicamente con hidrógeno como combustible, la fracción molar del combustible en los reactivos es elevada, puesto que el hidrógeno es una molécula más simple que el diésel y las emisiones no contendrían nada de CO<sub>2</sub>, sólo el agua y el oxígeno y el nitrógeno del aire sobrante.

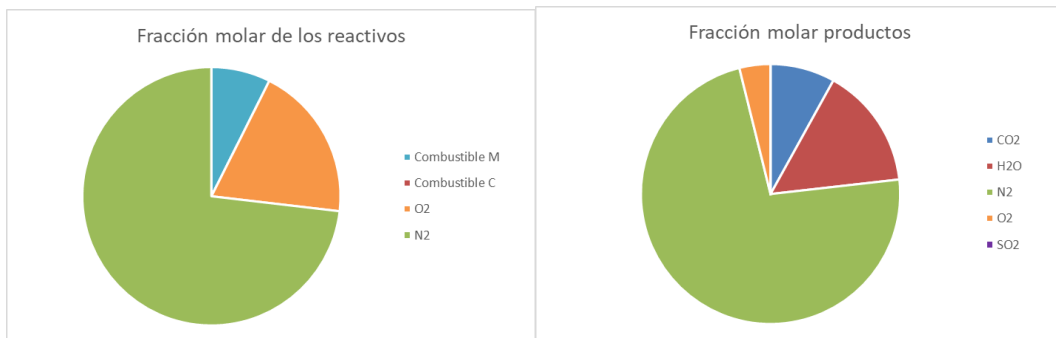


Figura 17. Fracción molar en los reactivos y los productos para dosado pobre con  $\delta x = 0$  y  $\theta e = 1$

En el último caso, se tendría un motor que funciona con gas natural. En los reactivos, la cantidad de combustible sería mucho menor que con el hidrógeno y en los productos, la cantidad de CO<sub>2</sub> sería menor que en el caso del diésel y la cantidad de H<sub>2</sub>O mayor.

#### 4.1.2. Cálculos asociados a la recirculación de gases de escape (EGR)

Hoy en día la gran mayoría de motores diésel cuentan con una recirculación de los gases de escape (EGR), regulada mediante una válvula encargada de mezclar los gases de escape del motor con el aire de admisión (en este caso con el aire y los combustibles gaseosos), de forma que se consigue reducir la concentración de oxígeno en el aire de admisión y se ralentiza la velocidad de combustión en el cilindro, disminuye la temperatura en el cilindro y se generan menos niveles de NOx. Cuando el motor está a ralentí, la válvula se cierra y nos suministra ningún caudal al colector. La válvula permanece cerrada hasta que el motor se calienta y funciona bajo carga. A medida que aumenta la carga y la temperatura de combustión, la válvula EGR se abre y empieza a enviar los gases de escape de vuelta al colector.

Sabiendo esto, se puede establecer la relación entre los gases recirculados y el aire que circula por el colector de admisión del motor, antes de la mezcla.

$$EGR_1 = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire}} \quad (75)$$

De la misma forma, la relación entre gases recirculados y gases de admisión después de la mezcla sería.

$$EGR_2 = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{aire}} = \frac{\frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire}}}{1 + \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire}}} = \frac{EGR_1}{1 + EGR_1} \quad (76)$$

Se puede relacionar la relación másica anterior con la relación volumétrica de la forma:

$$EGR_1 = \frac{\rho_{EGR} * \dot{Q}_{EGR}}{\rho_{aire} * \dot{Q}_{aire}} = \frac{P_{EGR} * M_{EGR} * T_{EGR}}{P_{aire} * M_{aire} * T_{aire}} * EGR_v \quad (77)$$

Se obtiene ahora la relación molar entre los gases recirculados y los moles de combustible:

$$\phi_{EGR} = \frac{\dot{n}_{EGR}}{\dot{n}_f} = \frac{\theta_a * M_{aire} * (1 + \psi)}{F_{rg} * M_{EGR}} * EGR_1 \quad (78)$$

Usando la expresión (77) en la expresión (78) y tomando  $\psi = 3.762$  y  $M_{aire} = 28.8 \frac{kg}{kmol}$  se obtiene la siguiente expresión:

$$\phi_{EGR} = \frac{4.76 * \theta_a * P_{EGR} * T_{EGR}}{F_{rg} * P_{aire} * T_{aire}} * EGR_v \quad (79)$$

Se considerará despreciable la cantidad de dióxido de azufre que interviene en la combustión puesto que es muy pequeña. También se va a despreciar la cantidad de oxígeno recirculado debido a la combustión de mezcla pobre. Se toman las fracciones molares de cada componente utilizadas en la expresión (74), debido a que se considera el dosado constante. Teniendo esto en cuenta se va a expresar la fracción molar de cualquier elemento  $i$  como:

$$x_i^{EGR} = \frac{i}{CO_{2,s}^P + H_2O_s + N_{2,as} * \frac{1}{F_{rg}} + \beta_x * x_{N_2,M} + \left(\frac{1}{F_{rg}} - 1\right) * O_{2,s}} \quad (80)$$

Usando esta expresión se obtiene la fracción molar de cada uno de los gases recirculados, siendo estas las que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 14. Masas y moles de los gases recirculados por la válvula EGR con  $\phi_{EGR} = 0.8$

GASES RECIRCULADOS POR LA EGR				
	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
CO <sub>2</sub>	0,13	5,65	0,09	0,13
H <sub>2</sub> O	0,21	3,83	0,14	0,09
N <sub>2</sub>	1,10	30,75	0,73	0,73
O <sub>2</sub>	0,06	1,87	0,04	0,04
SUMA	1,50	42,10	1,00	1,00

Usando la expresión (80) aplicada para cada gas que se recircula y metiéndola en la expresión (74) se puede obtener una reacción de la siguiente forma.

$$\begin{aligned}
 & \beta_x * \{C_n H_m O_p S_z\}_M + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C + \left[ \frac{O_{2,s}}{F_{rg}} + x_{O_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * O_2 \\
 & + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{rg}} + \beta_x * x_{N_2,M} + x_{N_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * N_2 + [CO_{2,s}^R + x_{CO_2}^{EGR} * \phi_{EGR}] \\
 & * CO_2 \tag{81} \\
 & \rightarrow [CO_{2,s}^P + x_{CO_2}^{EGR} * \phi_{EGR}] * CO_2 + [H_2O_s + x_{H_2O}^{EGR} * \phi_{EGR}] * H_2O \\
 & + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{rg}} + \beta_x * x_{N_2,M} + x_{N_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * N_2 \\
 & + \left[ \left( \frac{1}{F_{rg}} - 1 \right) * O_{2,s} + x_{O_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * O_2 + SO_{2,s} * SO_2
 \end{aligned}$$

Siendo los datos conocidos solo queda definir el valor de la relación volumétrica para poder aplicar la expresión (79), el cual se toma  $EGR_v = 10\%$ , se define también una temperatura de gases de recirculación de  $T_{EGR} = 150^\circ C$  y una presión de  $P_{EGR} = 1.5 \text{ bar}$ , además de mantener el resto de los valores iguales a los cálculos anteriores. Los valores obtenidos para los reactivos y los productos son los siguientes.

Tabla 15. Masas y moles de reactivos y productos de la combustión con EGR manteniendo el dosado constante con  $\phi_{EGR} = 0.8$

COMBUSTIÓN CON EGR MANTENIENDO EL DOSADO CONSTANTE				
REACTIVOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
Combustible M	0,930	9,365	0,054	0,019
Combustible C	0,070	11,844	0,004	0,024
O <sub>2</sub>	3,130	100,161	0,183	0,206
N <sub>2</sub>	12,654	354,311	0,739	0,730
CO <sub>2</sub>	0,128	5,648	0,007	0,012
H <sub>2</sub> O	0,213	3,826	0,012	0,008
SUMA	17,125	485,156	1,000	1,000
PRODUCTOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
CO <sub>2</sub>	1,479	65,096	0,086	0,134
H <sub>2</sub> O	2,450	44,092	0,142	0,091
N <sub>2</sub>	12,659	354,442	0,733	0,731
O <sub>2</sub>	0,673	21,526	0,039	0,044
SO <sub>2</sub>	0,000	0,000	0,000	0,000
SUMA	17,26	485,16	1,00	1,00

Si se representan los valores de la fracción molar para cada elemento, se obtiene la siguiente figura 18.

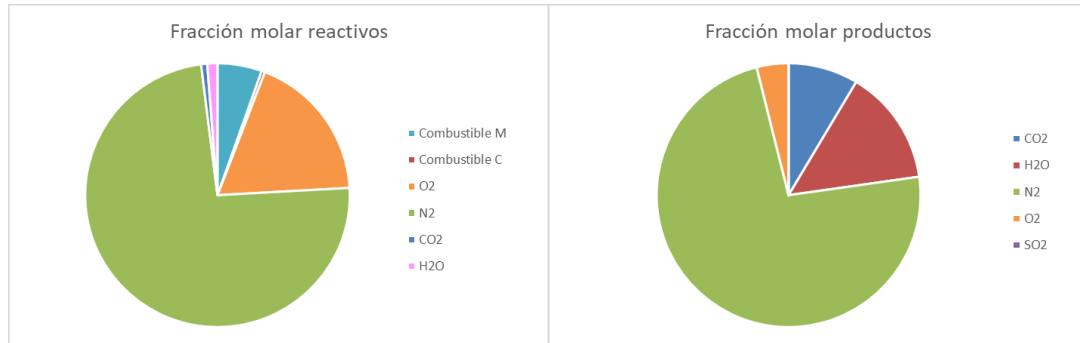


Figura 18. Fracción molar para los reactivos y los productos en la combustión con EGR manteniendo el dosado constante

Se puede comprobar que se obtienen los mismos productos y en las mismas cantidades que anteriormente, sin embargo, el uso de la EGR hace que parte de esos productos se encuentren en los reactivos.

Estos cálculos se han llevado a cabo considerando que el dosado permanece constante al hacer uso de la válvula EGR, sin embargo, en los momentos en los que la válvula se encuentra abierta se inyecta la misma cantidad de combustible que si estuviera cerrada, esto hace que el dosado relativo global aumente. En este caso se podrían calcular los valores suponiendo que el combustible se mantiene constante, no así el dosado. Se puede expresar el caudal de entrada al cilindro como el caudal de aire y el caudal de gases recirculado:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{EGR} \quad (82)$$

Operando se puede obtener:

$$\frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_a} = 1 + EGR_v \quad (83)$$

La relación entre el dosado relativo que se obtiene al usar la EGR y el dosado relativo global sin la EGR viene dada por:

$$\frac{F_{r,EGR}}{F_{rg}} = \frac{\frac{\dot{m}_f}{F_{sg} * \rho_a * \dot{Q}_a}}{\frac{\dot{m}_f}{F_{sg} * \rho_a * \dot{Q}_c}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_a} = 1 + EGR_v \quad (84)$$

De esta forma se puede despejar el dosado con la EGR, obteniéndose

$$F_{r,EGR} = (1 + EGR_v) * F_{rg} \quad (85)$$

Teniendo el dosado, solo hay que sustituir el valor del dosado relativo global de la expresión (81)



$$\begin{aligned}
 & \beta_x * \{C_n H_m O_p S_z\}_M + (1 - \beta_x) * \{C_n H_m O_p S_z\}_C + \left[ \frac{O_{2,s}}{F_{r,EGR}} + x_{O_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * O_2 \\
 & + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{r,EGR}} + \beta_x * x_{N_2,M} + x_{N_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * N_2 + [CO_{2,s}^R + x_{CO_2}^{EGR} \\
 & * \phi_{EGR}] * CO_2 \tag{86} \\
 & \rightarrow [CO_{2,s}^P + x_{CO_2}^{EGR} * \phi_{EGR}] * CO_2 + [H_2O_s + x_{H_2O}^{EGR} * \phi_{EGR}] * H_2O \\
 & + \left[ \frac{N_{2,as}}{F_{r,EGR}} + \beta_x * x_{N_2,M} + x_{N_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * N_2 \\
 & + \left[ \left( \frac{1}{F_{r,EGR}} - 1 \right) * O_{2,s} + x_{O_2}^{EGR} * \phi_{EGR} \right] * O_2 + SO_{2,s} * SO_2
 \end{aligned}$$

Con la expresión (85) y tomando  $F_{r,g} = 0.80$  y  $EGR_v = 0.10$ , al igual que en los casos anteriores, se obtiene un dosado relativo de  $F_{r,EGR} = 0.88$ . Sabiendo esto, y usando los mismos valores que en los casos anteriores para el resto de los parámetros, los valores obtenidos se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 16. Masas y moles de reactivos y productos de la combustión con EGR con combustible constante

COMBUSTIÓN CON EGR MANTENIENDO EL COMBUSTIBLE CONSTANTE				
REACTIVOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
Combustible M	0,930	9,365	0,059	0,021
Combustible C	0,070	11,844	0,004	0,026
O <sub>2</sub>	2,851	91,225	0,180	0,204
N <sub>2</sub>	11,607	325,009	0,734	0,726
CO <sub>2</sub>	0,148	6,492	0,009	0,014
H <sub>2</sub> O	0,213	3,826	0,013	0,009
SUMA	15,818	447,761	1,000	1,000
PRODUCTOS	Moles	Masa	Fracción Molar	Fracción másica
CO <sub>2</sub>	1,479	65,096	0,093	0,146
H <sub>2</sub> O	2,450	44,092	0,154	0,099
N <sub>2</sub>	11,607	325,009	0,729	0,727
O <sub>2</sub>	0,393	12,591	0,025	0,028
SO <sub>2</sub>	0,000	0,000	0,000	0,000
SUMA	15,930	446,788	1,000	1,000

Se puede ver como la masa y los moles de los reactivos y de los productos ha disminuido con respecto a la combustión con dosado constante, estos son los moles correspondientes al aire usado en la combustión y al aumentar el dosado han disminuido. Representando los valores obtenidos se obtiene lo siguiente (Figura 19):

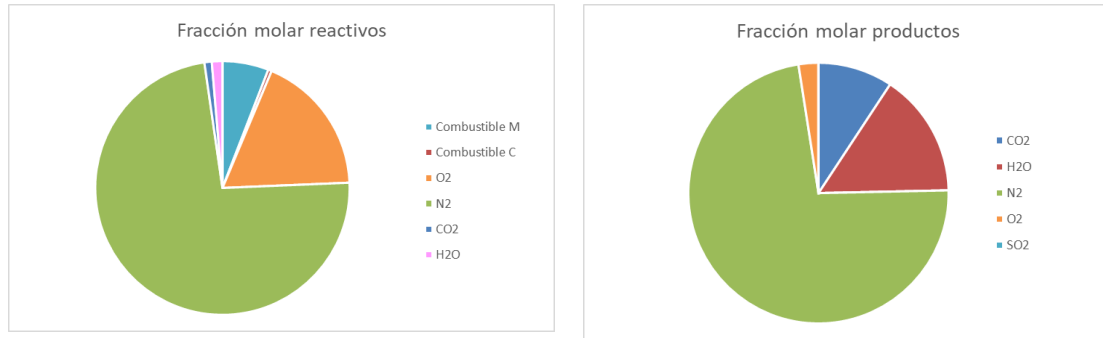


Figura 19. Representación de la fracción molar de los reactivos y productos para la combustión con EGR con combustible constante

Se observa cómo, especialmente en los productos, ha disminuido la cantidad de oxígeno y nitrógeno con respecto al caso anterior.

## 4.2. Emisiones de CO<sub>2</sub> en el escape

Conocidos los dosados usados en la combustión y la reacción de combustión, en la que se indica la masa y los moles tanto de los reactivos como de los productos que intervienen en el proceso de combustión es sencillo conocer las emisiones de que se van a producir en este proceso.

Primeramente, se estudiarán las emisiones de dióxido de carbono del motor dual. Para el estudio de las emisiones se usarán dos factores de emisión:

- **Factor de emisión del combustible:** Masa de CO<sub>2</sub> emitida por masa de combustible (eCO<sub>2</sub>[g/gcomb]), expresado de la siguiente forma:

$$e_{CO_2,m} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_M + \dot{m}_C + \dot{m}_{inertes}} \quad (87)$$

- **Ídem por unidad de energía del combustible:** Masa de CO<sub>2</sub> emitida por unidad de energía (eCO<sub>2</sub> [g/kWhcomb o g/MJcomb]). Es importante resaltar que como se indica, la energía se refiere a la energía del combustible, no la energía mecánica que proporciona el motor. Se expresaría de la siguiente forma:

$$e_{CO_2,e} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{(\dot{m}_M + \dot{m}_C + \dot{m}_{inertes}) * (\beta_e * H_{c,M} + (1 - \beta_e) * H_{c,C})} \quad (88)$$

Sabiendo que el poder calorífico del combustible que circula por el colector  $H_{c,M}$  viene dado por la proporción de los poderes caloríficos de la mezcla hidrógeno-gas natural en función del valor de  $\delta$ .

Cabe añadir que los valores de los productos en el punto anterior son válidos si no se usa la EGR, en el caso de usarla, las emisiones reales corresponderían a esos valores de los productos restando el valor de los productos recirculados.

En el caso de usar los parámetros anteriores ( $\beta_e = 0.5$ ,  $\delta_x = 0.5$ ,  $F_{rg} = 0.8$  y  $EGR_v = 0.1$ ), las emisiones netas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 17. Productos y emisiones netas del motor dual con  $\beta_e = 0.5, \delta_x = 0.5, F_{rg} = 0.8$  y  $EGR_p = 0.1$

EMISIONES EN LA COMBUSTIÓN			
PRODUCTOS	g/gcomb	g/MJcomb	g/kWhcomb
CO <sub>2</sub>	3,07	64,70	232,94
H <sub>2</sub> O	2,08	43,83	157,77
N <sub>2</sub>	15,32	323,05	1163,00
O <sub>2</sub>	0,59	12,52	45,05
SO <sub>2</sub>	0,00	0,00	0,00
SUMA	21,07	444,10	1598,76
EMISIONES	g/gcomb	g/MJcomb	g/kWhcomb
CO <sub>2</sub>	2,80	59,09	212,73
H <sub>2</sub> O	1,90	40,02	144,09
N <sub>2</sub>	13,87	292,49	1052,95
O <sub>2</sub>	0,51	10,66	38,37
SO <sub>2</sub>	0,00	0,00	0,00
SUMA	19,08	402,26	1448,13

A continuación, se va a mostrar el estudio paramétrico realizado para estudiar las emisiones de dióxido de carbono en el motor. El objetivo es comprobar las emisiones producidas en función de la variación de la proporción de los combustibles gaseosos ( $\delta_x$ ) y en función del factor de sustitución energética ( $\beta_e$ ). En la Tabla 18 se muestran los valores de eCO<sub>2</sub> [g/gcomb].

Tabla 18. Factor de emisión de dióxido de carbono por unidad de masa de combustible

eCO <sub>2</sub> g/gcomb	$\beta_e$	100% Diesel								100% Gases			
		$\delta_x$	0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%
100% GN	0	3,13	3,09	3,04	3,00	2,95	2,90	2,85	2,80	2,75	2,70	2,65	
10% H2	0,1	3,13	3,08	3,04	2,99	2,94	2,89	2,84	2,78	2,73	2,68	2,62	
20% H2	0,2	3,13	3,08	3,03	2,98	2,93	2,87	2,82	2,76	2,70	2,64	2,58	
30% H2	0,3	3,13	3,08	3,03	2,97	2,91	2,85	2,79	2,73	2,67	2,60	2,53	
40% H2	0,4	3,13	3,08	3,02	2,96	2,90	2,83	2,77	2,70	2,62	2,55	2,47	
50% H2	0,5	3,13	3,07	3,01	2,94	2,87	2,80	2,73	2,65	2,57	2,48	2,39	
60% H2	0,6	3,13	3,07	3,00	2,92	2,85	2,77	2,68	2,59	2,49	2,39	2,27	
70% H2	0,7	3,13	3,06	2,98	2,90	2,81	2,71	2,61	2,50	2,38	2,25	2,11	
80% H2	0,8	3,13	3,05	2,96	2,86	2,76	2,64	2,51	2,37	2,21	2,04	1,84	
90% H2	0,9	3,13	3,03	2,93	2,81	2,67	2,52	2,35	2,15	1,92	1,65	1,33	
100% H2	1,0	3,13	3,01	2,88	2,72	2,53	2,31	2,05	1,71	1,30	0,75	0,00	

Se puede comprobar como el mayor valor de las emisiones se obtiene si no se sustituye nada del combustible líquido, es decir, si se usa el motor como un motor diésel corriente. Por otro lado, las emisiones 0 solo se conseguirían si el motor es únicamente de hidrógeno sin uso de diésel. Se puede obtener el porcentaje de mejora de emisiones con respecto al diésel a partir de la tabla anterior restando cada valor al valor más alto y dividiéndolo por ese valor, en ese caso se obtiene la siguiente tabla.

Tabla 19. Ahorro en el factor de emisión de dióxido de carbono (g/gcomb) con respecto al diésel

$\Delta eCO_2$ g/gcomb	$\beta_e$	100% Diesel									100% Gases	
		0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%
$\delta x$												
100% GN	0	0,0%	1,4%	2,9%	4,3%	5,8%	7,3%	8,9%	10,4%	12,0%	13,7%	15,3%
10% H2	0,1	0,0%	1,5%	3,0%	4,5%	6,1%	7,7%	9,4%	11,1%	12,8%	14,6%	16,4%
20% H2	0,2	0,0%	1,6%	3,2%	4,8%	6,5%	8,2%	10,0%	11,8%	13,7%	15,6%	17,6%
30% H2	0,3	0,0%	1,7%	3,4%	5,1%	7,0%	8,8%	10,8%	12,8%	14,8%	17,0%	19,2%
40% H2	0,4	0,0%	1,8%	3,6%	5,5%	7,5%	9,6%	11,7%	13,9%	16,2%	18,6%	21,1%
50% H2	0,5	0,0%	1,9%	3,9%	6,0%	8,2%	10,5%	12,9%	15,4%	18,0%	20,8%	23,7%
60% H2	0,6	0,0%	2,1%	4,3%	6,6%	9,1%	11,7%	14,5%	17,4%	20,5%	23,8%	27,4%
70% H2	0,7	0,0%	2,3%	4,8%	7,5%	10,3%	13,3%	16,6%	20,2%	24,0%	28,1%	32,7%
80% H2	0,8	0,0%	2,6%	5,5%	8,6%	12,0%	15,7%	19,8%	24,3%	29,3%	34,9%	41,2%
90% H2	0,9	0,0%	3,1%	6,5%	10,3%	14,6%	19,5%	25,0%	31,3%	38,6%	47,2%	57,5%
100% H2	1,0	0,0%	3,8%	8,1%	13,2%	19,1%	26,1%	34,7%	45,2%	58,6%	76,1%	100,0%

Se puede observar como en la zona intermedia de la tabla (la diagonal) con un factor de sustitución y un factor de proporción de un 50% aproximadamente, se produce una mejora superior al 10% en cuanto a las emisiones de dióxido de carbono.

Se realiza el estudio paramétrico para las emisiones de dióxido de carbono en función de la energía contenida en el combustible ( $eCO_2$  [g/kWhcomb]).

Tabla 20. Factor de emisión de dióxido de carbono por unidad de energía de combustible

$eCO_2$ g/kWhcomb	$\beta_e$	100% Diesel									100% Gases	
		0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%
$\delta x$	212,7											
100% GN	0	265,42	259,44	253,46	247,49	241,51	235,53	229,55	223,58	217,60	211,62	205,64
10% H2	0,1	265,42	258,81	252,20	245,59	238,98	232,38	225,77	219,16	212,55	205,94	199,33
20% H2	0,2	265,42	258,08	250,73	243,38	236,04	228,69	221,35	214,00	206,66	199,31	191,96
30% H2	0,3	265,42	257,20	248,99	240,77	232,56	224,34	216,12	207,91	199,69	191,47	183,26
40% H2	0,4	265,42	256,16	246,90	237,64	228,38	219,11	209,85	200,59	191,33	182,07	172,81
50% H2	0,5	265,42	254,88	244,34	233,80	223,26	212,73	202,19	191,65	181,11	170,57	160,03
60% H2	0,6	265,42	253,28	241,15	229,01	216,87	204,74	192,60	180,46	168,33	156,19	144,05
70% H2	0,7	265,42	251,23	237,04	222,85	208,65	194,46	180,27	166,08	151,89	137,70	123,51
80% H2	0,8	265,42	248,49	231,55	214,62	197,69	180,76	163,82	146,89	129,96	113,02	96,09
90% H2	0,9	265,42	244,65	223,87	203,10	182,32	161,55	140,78	120,00	99,23	78,46	57,68
100% H2	1,0	265,42	238,88	212,34	185,79	159,25	132,71	106,17	79,63	53,08	26,54	0,00

Al igual que en el caso anterior se observa como el peor caso corresponde al motor diésel original y las emisiones aumentan conforme el motor se asemeja a un motor de hidrógeno puro. De la misma forma, se puede estudiar el ahorro de emisiones en función de la energía contenida en el combustible utilizado.

Tabla 21. Ahorro en el factor de emisión del dióxido de carbono (g/kWhcomb) respecto al diésel

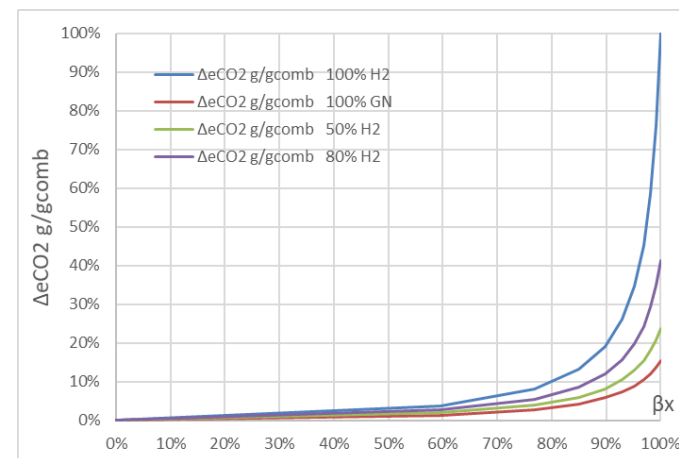
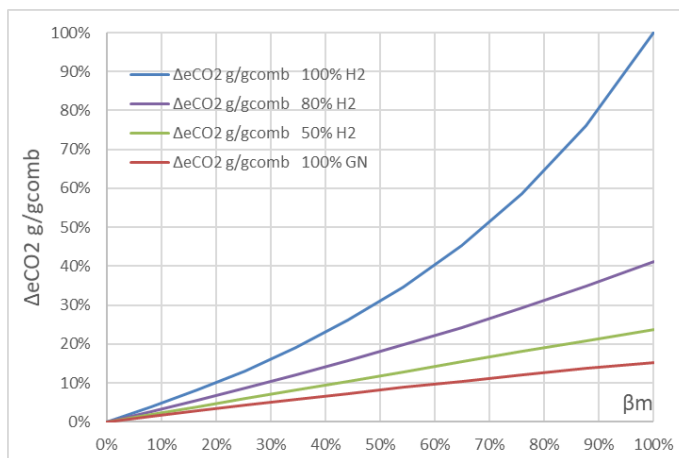
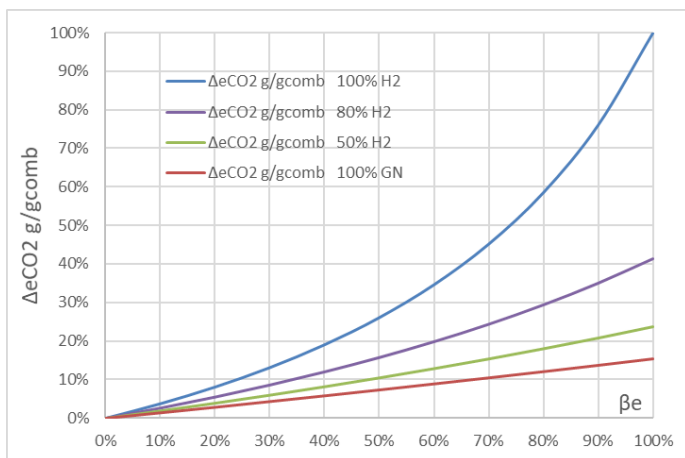
$\Delta eCO_2$ g/kWhcomb	$\beta_e$	100% Diesel									100% Gases	
		0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%
$\delta x$	0,000											
100% GN	0	0,0%	2,3%	4,5%	6,8%	9,0%	11,3%	13,5%	15,8%	18,0%	20,3%	22,5%
10% H2	0,1	0,0%	2,5%	5,0%	7,5%	10,0%	12,5%	14,9%	17,4%	19,9%	22,4%	24,9%
20% H2	0,2	0,0%	2,8%	5,5%	8,3%	11,1%	13,8%	16,6%	19,4%	22,1%	24,9%	27,7%
30% H2	0,3	0,0%	3,1%	6,2%	9,3%	12,4%	15,5%	18,6%	21,7%	24,8%	27,9%	31,0%
40% H2	0,4	0,0%	3,5%	7,0%	10,5%	14,0%	17,4%	20,9%	24,4%	27,9%	31,4%	34,9%
50% H2	0,5	0,0%	4,0%	7,9%	11,9%	15,9%	19,9%	23,8%	27,8%	31,8%	35,7%	39,7%
60% H2	0,6	0,0%	4,6%	9,1%	13,7%	18,3%	22,9%	27,4%	32,0%	36,6%	41,2%	45,7%
70% H2	0,7	0,0%	5,3%	10,7%	16,0%	21,4%	26,7%	32,1%	37,4%	42,8%	48,1%	53,5%
80% H2	0,8	0,0%	6,4%	12,8%	19,1%	25,5%	31,9%	38,3%	44,7%	51,0%	57,4%	63,8%
90% H2	0,9	0,0%	7,8%	15,7%	23,5%	31,3%	39,1%	47,0%	54,8%	62,6%	70,4%	78,3%
100% H2	1,0	0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%

En este caso, para la parte central de la tabla, con un factor de sustitución del 50% se obtiene una mejora de emisiones de entorno al 20%. Este porcentaje es mayor que el obtenido para la masa del combustible, debido a que está relacionado con el poder calorífico del combustible gaseoso y, como se ha visto en otras ocasiones, al añadir hidrógeno a la mezcla el poder

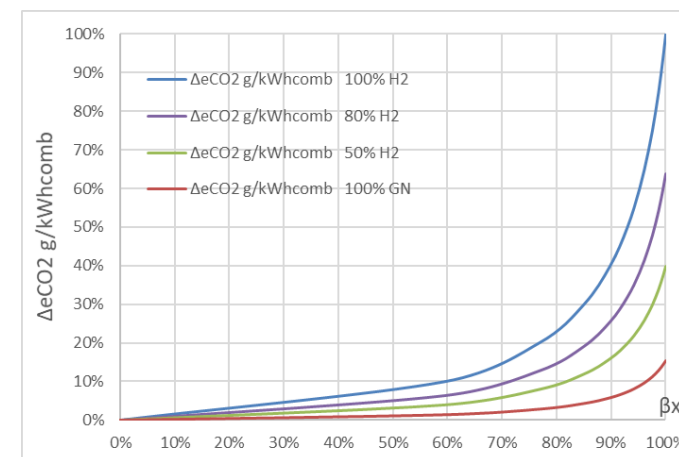
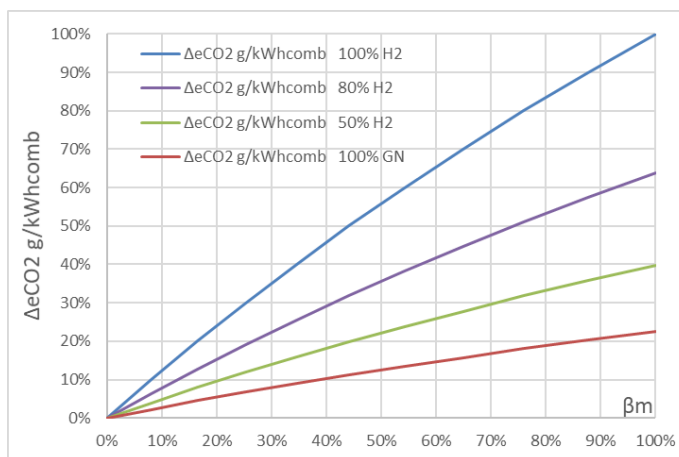
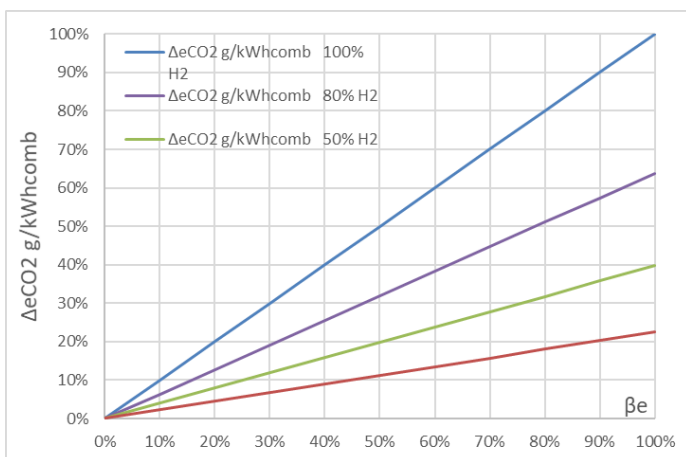
calorífico aumenta puesto que el poder calorífico del hidrógeno es mucho mayor que el del gas natural o el gasóleo.

Finalmente, se va a realizar una representación de los porcentajes de mejora respecto al diésel, en función de los factores de sustitución ( $\beta_e$ ,  $\beta_m$  y  $\beta_x$ ) para cuatro situaciones de proporción de los combustibles gaseosos (100% de H<sub>2</sub>, 80% de H<sub>2</sub>, 50% de H<sub>2</sub> y 100% de GN, porcentajes en cuanto a valores de  $\delta_x$ ). Estas gráficas se han obtenido para las mejoras tanto por unidad de masa como por unidad de energía de combustible.

- Ahorro en factor de emisión por unidad de masa de combustible



- Ahorro en factor de emisión por unidad de energía de combustible



En el primer caso se observa cómo, para  $\beta_e$  y  $\beta_m$ , los resultados se asemejan a resultados lineales, perdiendo esa linealidad en el caso de  $\beta_x$ . Se comprueba como el resultado menos parecido al lineal es para el caso de 100% de H<sub>2</sub>, aumentando de forma rápida al pasar la  $\beta_e$  o  $\beta_m$  de un valor en torno al 60%.

En el caso del ahorro por unidad de energía de combustible, la dependencia se mantiene más lineal, lo que es debido a que el poder calorífico crece a medida que se incrementa la proporción de hidrógeno en la mezcla, manteniendo la función lineal.

Otra comparación entre valores calculados del ahorro de CO<sub>2</sub> del motor dual H2-Diésel en comparación con el comportamiento en diésel puro se puede ver en las figuras siguientes.

En la Figura 20 se puede ver la reducción del factor de emisión en gramos de CO<sub>2</sub> por kWh de energía del combustible que se produce cuando aumenta el factor de sustitución  $\beta_e$ . En el caso del hidrógeno el factor de emisión podría llegar a valer cero para un factor de sustitución del 100%. En el caso de usar gas natural puro, el factor de emisión se reduce al aumentar el factor de sustitución, disminuyendo hasta el valor del gas natural, pero queda lejos del valor nulo. Para proporciones intermedias de hidrógeno en la mezcla con gas natural, el factor de emisión de CO<sub>2</sub> adopta análogamente valores intermedios.

En la Figura 21 (Vavra, 2019) se puede ver el **factor de emisión de CO<sub>2</sub> en gramos por unidad de energía**, pero en este caso energía **producida por el motor**. En consecuencia, aparece el efecto del rendimiento efectivo del motor, o del consumo específico de combustible (con un comportamiento inverso al del rendimiento, que se puede ver en la parte derecha de la figura). Al introducir el efecto del rendimiento efectivo, se aumentan sustancialmente los valores del factor de emisión referidos al combustible. No obstante, puede verse que la tendencia de la disminución hasta cero para el motor dual H2-diésel se cumple como en el caso calculado para el combustible.

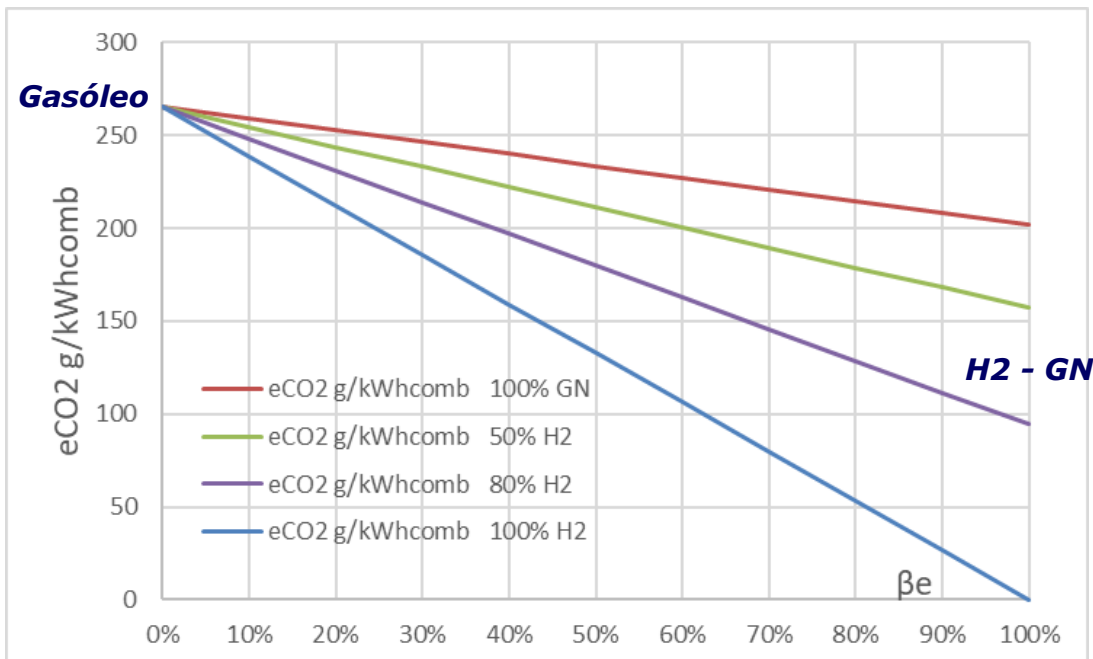
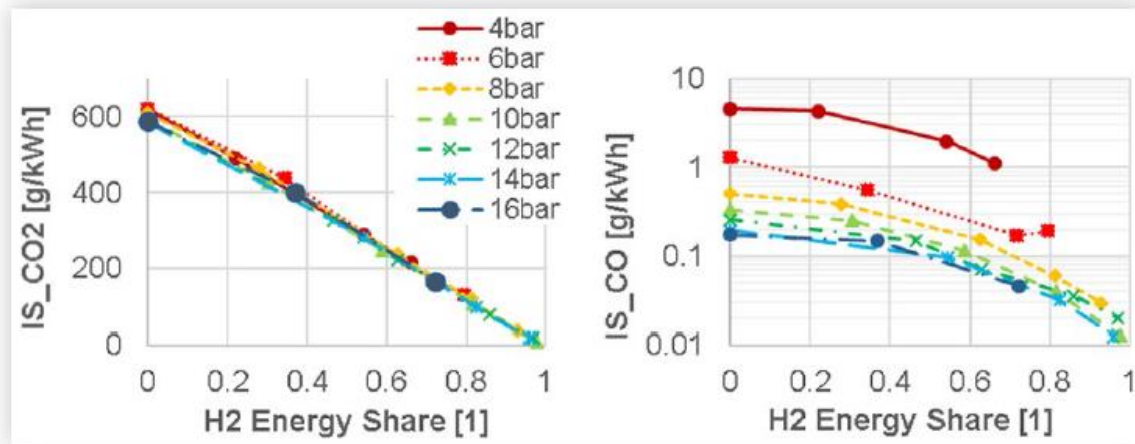


Figura 20. Factores de emisión de CO<sub>2</sub> del combustible dual H2-GN-Diésel en función del factor  $\beta_e$  expresados en g CO<sub>2</sub> por kWh del combustible dual.



© 2019 SAE International. All Rights Reserved.

Figura 21. Factores de emisión de CO<sub>2</sub> del motor en modo dual H<sub>2</sub>-GN-Diésel en función del factor  $\beta_e$  expresados en g CO<sub>2</sub> por kWh proporcionado por el motor (Vavra, 2019)

### 4.3. Otras emisiones contaminantes en el escape

Además de las emisiones de dióxido de carbono, en el motor se producen emisiones de otros gases contaminantes, tal como se ha dicho anteriormente. Un aspecto importante de las emisiones contaminantes es saber si las emisiones reportadas son las que corresponden al motor sin sistema de postratamiento, o por el contrario, se ha usado algún sistema de postratamiento en el colector de escape que las reduce.

En el caso del CO<sub>2</sub>, se ha comprobado que las emisiones son menores cuanto mayor es la sustitución de hidrógeno (lineal con el factor de sustitución energético), o de gas natural (aunque en este caso no se pueden eliminar totalmente). Hay que indicar que los sistemas de postratamiento, si existen, no modifican las cantidades de CO<sub>2</sub> que salen de los cilindros del motor.

Para las otras emisiones del motor dual, estas son, monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (HC) y óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) se va a utilizar como base el artículo de (Zhou, 2013), en el que se estudiaban las emisiones del motor usando diésel (USLD), con un factor de sustitución energético  $\beta_e = 40\%$ . El combustible gaseoso dual es una mezcla de metano (que en este caso se puede considerar equivalente al gas natural) e hidrógeno, mezclando el metano y el hidrógeno en diferentes proporciones  $\delta_x$  (M100, H30-M70, H50-M50, H70-M30, H100). Las medidas de estas emisiones se toman para diferentes grados de carga dados por la presión media efectiva (BMEP, en inglés), que van desde 0.1 hasta 0.7 MPa.

#### 4.3.1. Emisiones de CO

Como ya se indicó, las otras emisiones contaminantes del motor distintas del CO<sub>2</sub> no se pueden calcular directamente a partir de la reacción de combustión, debiéndose utilizar ensayos experimentales para medirlas o bien programas de cálculo para su estimación.



En primer lugar, se estudian las emisiones de CO del motor, en la siguiente figura se pueden ver los resultados experimentales obtenidos.

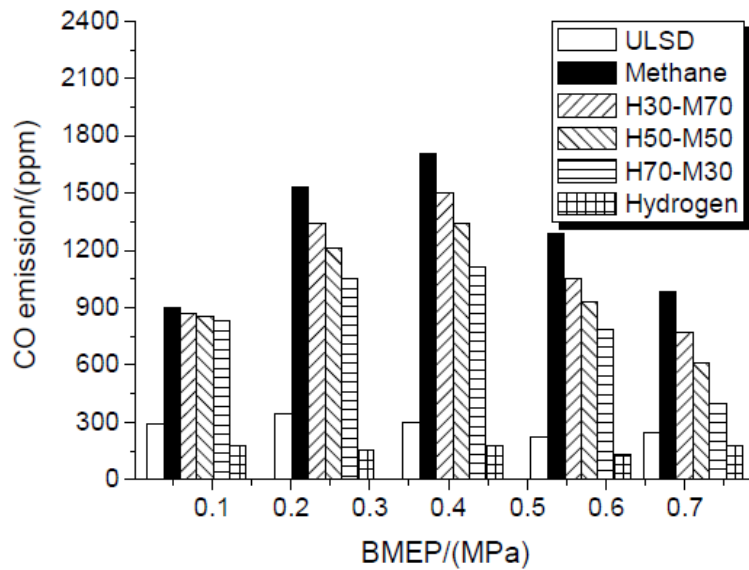


Figura 22. Emisiones de CO para diferentes grados de carga con un factor de sustitución  $\beta_e = 40\%$  (Zhou, 2013)

Como se puede comprobar, para cualquier grado de carga el menor valor de emisiones de CO se obtiene usando hidrógeno puro, seguido de las emisiones usando únicamente diésel. Al añadir metano en cualquier proporción las emisiones aumentan en gran medida, especialmente para las cargas medias. Se aprecia como las emisiones de CO están directamente relacionadas con la proporción de metano en el combustible. Esto es debido a la reacción que se produce entre el carbono del metano con el oxígeno del aire usado en la combustión.

#### 4.3.2. Emisiones de HC

A continuación, se recogen las emisiones de hidrocarburos (HC) del motor, nuevamente para diferentes grados de carga en la siguiente figura.

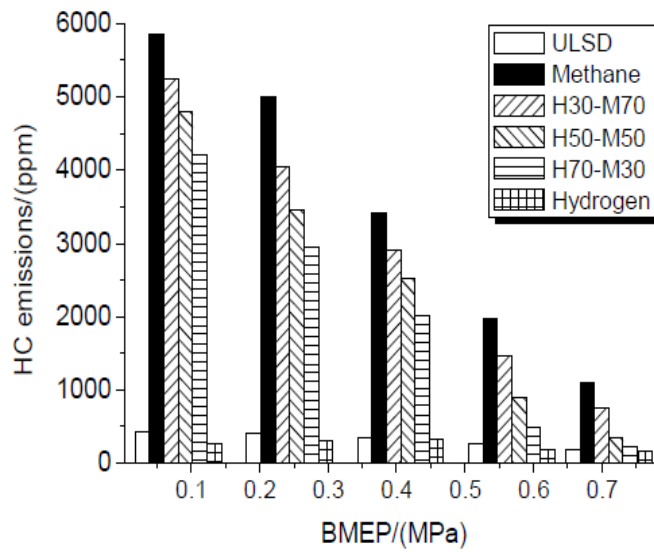


Figura 23. Emisiones de hidrocarburos para diferentes grados de carga con un factor de sustitución  $\beta_e = 40\%$  (Zhou, 2013)

En este caso se obtiene un efecto similar al anterior, con la diferencia de que las mayores emisiones se producen para grados de carga bajos. Esto es debido que en estos grados de carga se quedan restos de metano sin quemar, expulsándose como gas de escape y aumentando el nivel de hidrocarburos emitidos. La clave para evitar este suceso es conseguir aumentar la eficiencia de la combustión del metano con el hidrógeno.

#### 4.3.3. Emisiones de NO<sub>x</sub>

Finalmente, se estudian las emisiones de NO<sub>x</sub> del motor para diferentes grados de carga, tal como se muestra en la siguiente figura.

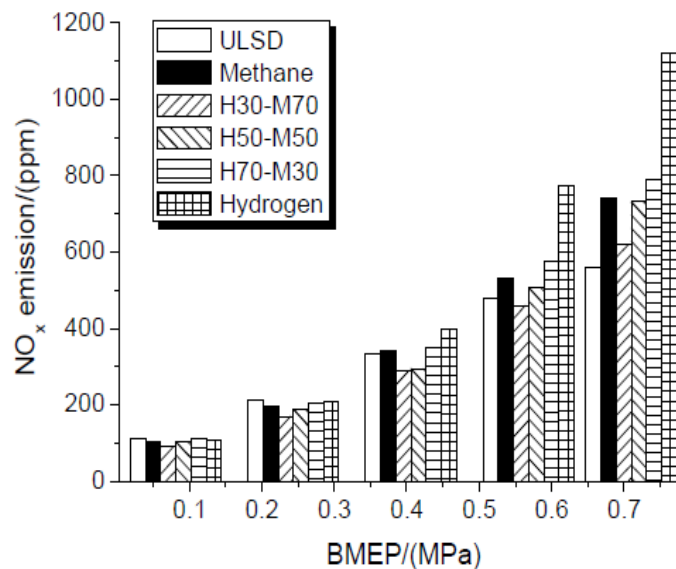


Figura 24. Emisiones de NO<sub>x</sub> para diferentes grados de carga con un factor de sustitución  $\beta_e = 40\%$  (Zhou, 2013)

En este caso sucede de forma opuesta al anterior, cuanto más hidrógeno haya en la mezcla de gases combustibles, mayor será la emisión de NOx, teniendo el máximo de emisiones al usar hidrógeno puro para grados de carga altos. Esto es debido a la mayor temperatura y velocidad de combustión que se alcanza gracias a la adición del hidrógeno, lo cual contribuye a la aparición de óxidos de nitrógeno al realizar la combustión con aire.

Otra comparación de emisiones se puede ver en la Figura 25 tomada de (Tsujiura, 2017).

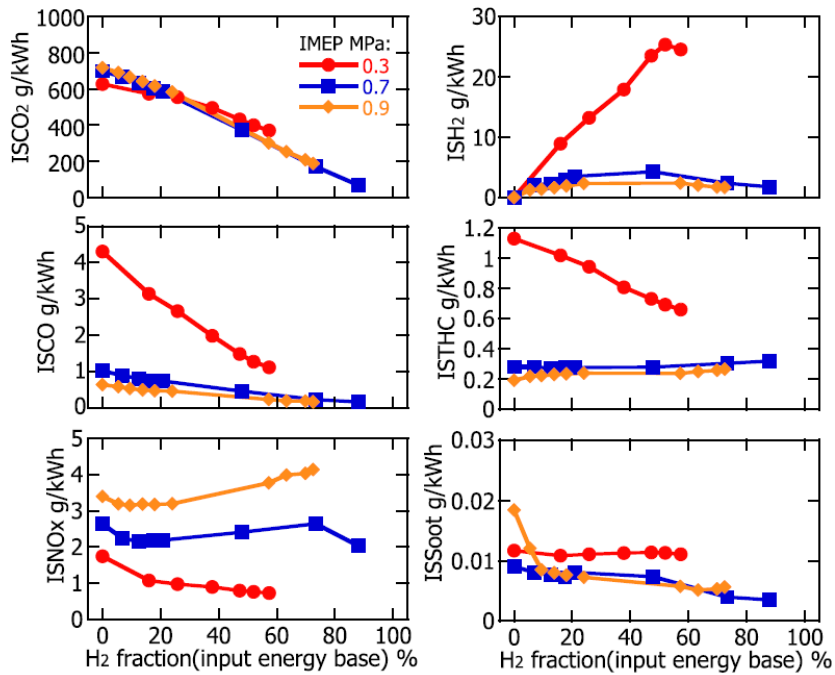


Fig. 8 – Exhaust gas emission under engine speed of 1500 rpm and IMEP of 0.3, 0.7 and 0.9 MPa condition (parameter: hydrogen fraction).

Figura 25. Emisiones de un motor dual hidrógeno -diésel en función del factor de sustitución (Tsujiura, 2017)

La comparación del comportamiento de **mezclas duales H2-DDF en distintas proporciones y para distintos grados de carga** indica una **reducción de CO y HC**, más acusada a bajos grados de carga, pero podría haber un **aumento de NOx** por encima del motor diésel de referencia a grados de carga elevados.

#### 4.4. Desarrollo de la combustión en el motor dual

Es importante conocer de qué forma se produce la combustión en un motor dual y cuál es el efecto que produce en esta la adición de otros combustibles en la cámara de combustión. Para estudiar la combustión en un motor dual es importante conocer primero como se desarrolla la combustión en un motor MEC estándar. En la siguiente figura se muestran las fases típicas de la combustión para este tipo de motores.

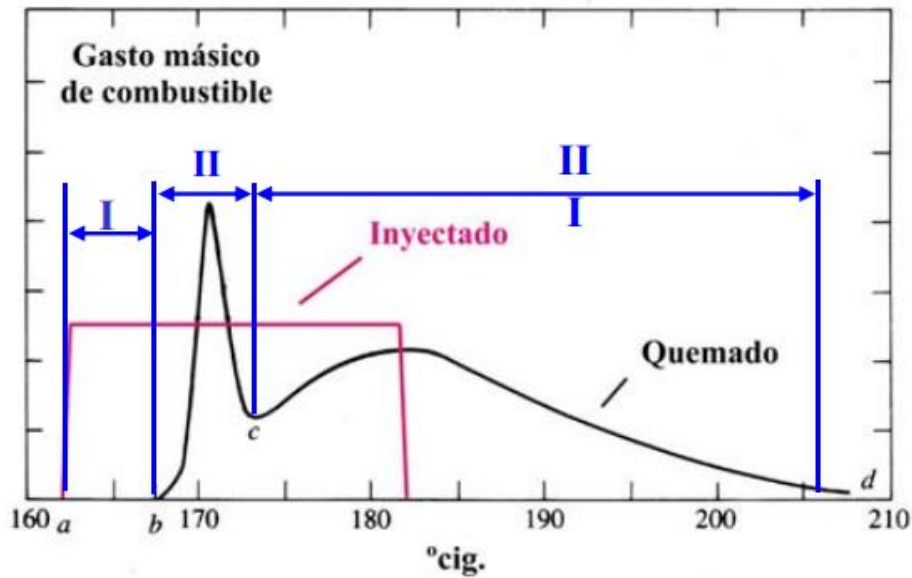


Figura 26. Fases de la combustión en un motor MEC (CMT, 2021)

- **Tiempo de retraso o ángulo de retraso (I).** se define el tiempo de retraso como el tiempo entre el inicio de la inyección del combustible líquido y el comienzo de la combustión. Se debe en un 10% al retraso físico debido a la vaporización y homogeneización del combustible con el aire, depende de las características del chorro. En un 90% es debido al retraso químico, causado por las reacciones previas a la combustión, depende de la temperatura y la presión en la cámara.
- **Combustión premezclada (II).** Autoencendido del combustible vaporizado y mezclado con el aire en la fase anterior. En esta fase se produce un gradiente brusco de presión y temperatura, se quema gran parte del combustible de forma rápida.
- **Combustión por difusión (III).** Se produce la combustión progresiva controlada por la tasa de inyección de combustible, la evaporación del combustible y la mezcla con el aire

Al añadir diferentes combustibles gaseosos en el colector de admisión que se mezclan con el aire a la entrada del cilindro, se modifican las fases I, II y III de la combustión de gasóleo puro mostradas anteriormente, adelantando o atrasando la combustión premezclada y modificando la tasa de liberación de la energía del combustible.

Este comportamiento puede verse en la Figura 28, tomada de (Zhou, 2013). En todas las condiciones de las mezclas, el factor de sustitución  $\beta_e$  es del 40%, mientras que el factor de proporción  $\delta_x$  varía desde 0 (metano puro) hasta 100% (hidrógeno puro).

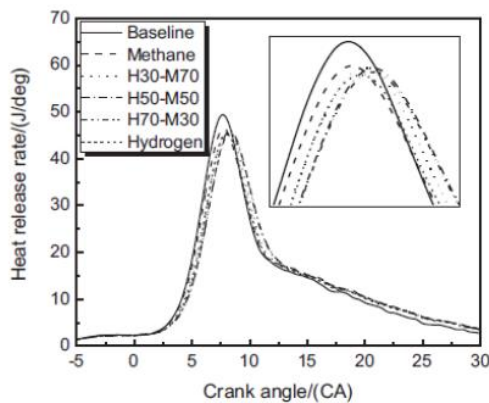
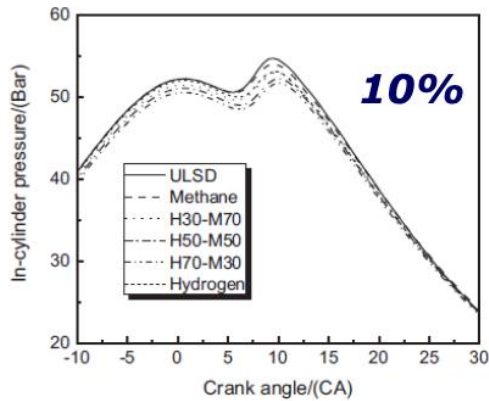


Fig. 5 – Effect of hydrogen–methane addition on in-cylinder pressure and heat release rate at 10% load.

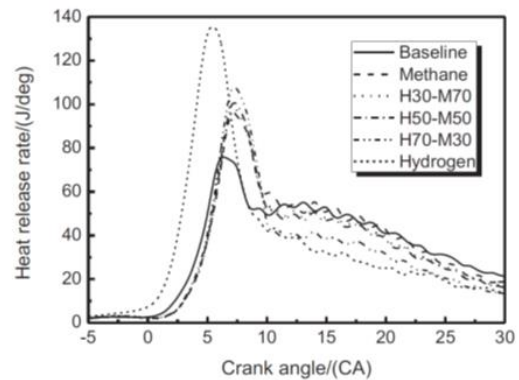
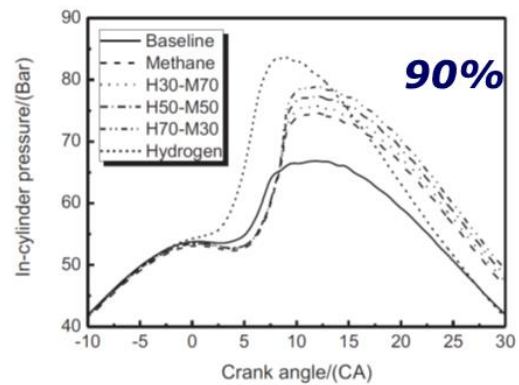


Fig. 6 – Effect of hydrogen–methane addition on in-cylinder pressure and heat release rate at 90% load.

Figura 27. Combustión para varias combinaciones de combustibles gaseosos con dos grados de carga (10 y 90% con un factor de sustitución  $\beta_e = 40\%$ ) (Zhou, 2013)

Con carácter general se puede afirmar que **a bajo grado de carga (10%)**, la presencia del combustible gaseoso ralentiza el desarrollo de la combustión mientras que **a alto grado de carga (90%)**, se acelera el desarrollo de la combustión, especialmente con H2 puro (aunque el diésel supone siempre el 40% de la energía aportada).

Tal como se observa en la figura, si se aporta hidrógeno puro en el colector la combustión premezclada se adelanta y el pico es mayor, con una tasa de liberación de energía mayor. Esto es debido al mayor poder calorífico del hidrógeno en comparación con el diésel y a su mayor velocidad de combustión. Para proporciones menores de hidrógeno, el pico de combustión premezclada es menos intenso y está más retrasado, incluso que para el diésel puro. Además, la parte correspondiente a la combustión por difusión, claramente apreciable para el diésel, no aparece en el caso del hidrógeno. En el caso de sustitución con metano, hay poca diferencia respecto al diésel, asemejándose cada vez más al comportamiento del hidrógeno a medida que el contenido de este es progresivamente mayor.

En la siguiente figura 29 (Vavra, 2019) se puede comprobar como varía tanto la presión, como se ha comentado anteriormente, como el calor liberado (*Heat Release*), la tasa de calor liberado HRR (*Heat Release Rate*) y la constante de los gases ( $R$ , J/(kg.K)) en función del ángulo del cigüeñal, en un motor de diésel y uno de hidrógeno, funcionando a un régimen de 2000 rpm.

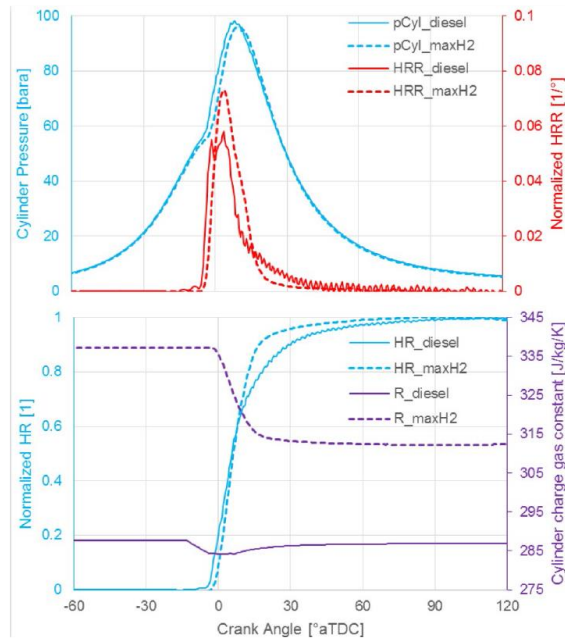


Figura 28. Variación de la presión, HR, HRR y R en función del ángulo del cigüeñal (Vavra, 2019)

En este caso, el comportamiento con diésel sirve de referencia, mientras que con funcionamiento con hidrógeno se ha elegido para aportar la mayor cantidad de este gas en la sustitución dual.

Algunas de las **consideraciones generales** para tener en cuenta para el **motor diésel funcionando de forma dual** son:

- **Formación de la mezcla aire-combustible gaseoso.** Dependiendo de la zona en la que se coloque el inyector del combustible gaseoso, la mezcla de este combustible con aire puede producirse en el colector de admisión del motor (inyección indirecta) o en la propia cámara del cilindro, por lo que se hablaría de inyección directa.
  - El caso de la **inyección directa** parece a priori el más adecuado, para evitar la reducción de aire admitido debido a la presencia del hidrógeno o del gas natural. Dependiendo de si ha habido suficiente tiempo para homogeneizar la mezcla aire-combustible gaseoso, la combustión del combustible líquido progresaría de forma más o menos rápida sobre dicha mezcla. La inyección del combustible gaseoso en el cilindro implica un coste mayor y técnicamente es mucho más difícil de modificar el motor.
  - Por otro lado, si se produce la **inyección en el colector de admisión**, la mezcla de combustible gaseoso y aire será homogénea, obteniendo una combustión en el cilindro por avance de llama sobre dicha mezcla, mientras que el combustible líquido se quemaría por difusión. Una ventaja muy importante es que las modificaciones requeridas para la inyección en el colector de admisión son menos costosas y más sencillas de llevar a cabo.
- Como la **autoinflamación** se produce por parte del combustible líquido en el seno de una **mezcla aire-combustible gaseoso**, en lugar del aire puro como pasaría en un motor estándar, el tiempo de retraso de la propia combustión se ve modificado, normalmente aumentando, tal como se verá más adelante.
- Una vez se ha producido la combustión, ésta pasa **por tres fases diferentes**:

- **Combustión del combustible líquido evaporado y mezclado con el aire**, este es el denominado periodo de rápida combustión.
- **Combustión de la mezcla aire-combustible gaseoso**, la velocidad de liberación de calor en esta fase de la combustión depende del dosado de la mezcla, siendo más pobre si el factor de sustitución es pequeño. Además, depende de la proporción de hidrógeno en el combustible gaseoso. Con hidrógeno puro, la velocidad de liberación de calor y en consecuencia de aumento de la presión puede ser elevada.
- **Combustión por difusión del combustible líquido** que se va evaporando a medida que se inyecta en el cilindro, con el aire presente en la mezcla aire-combustible gaseoso y que no se ha quemado todavía. En algunos casos, con valores pequeños del factor de sustitución, la tasa de liberación de calor en esta fase de combustión puede ser menor que si se tratara de aire puro (sin sustitución energética).

En el caso del **funcionamiento en modo dual**, puede indicarse lo siguiente en relación con la combustión de la **mezcla aire-combustible gaseoso-combustible líquido inyectado en el cilindro**:

- Puesto que el proceso de aporte del combustible gaseoso está suficientemente adelantado respecto al punto de inyección del líquido, la **mezcla aire-combustible gaseoso** puede considerarse **homogénea**.
- Sobre ella se inyecta el **gasóleo líquido**, que se atomiza, evapora y mezcla parcialmente con la mezcla homogénea aire-gases.
- El **tiempo de retraso a la autoinflamación aumenta ligeramente**, por la menor cantidad de oxígeno.
- Cuando vence el tiempo de retraso, se produce la **autoinflamación**, quemándose de forma rápida el combustible líquido evaporado y propagándose la combustión sobre la mezcla homogénea aire-H<sub>2</sub>.
- El combustible líquido que no ha tenido tiempo de evaporarse o que se inyecta posteriormente a la autoinflamación **se quema por difusión**, similar al caso diésel convencional.
- Si el **factor de sustitución  $\beta$  no es grande**, la relación H<sub>2</sub>-aire en el cilindro puede ser muy pobre y la llama progresa con dificultad, con aumento de inquemados. → **Valor  $\beta_{\min}$**
- Lo contrario sucede cuando el **factor de sustitución  $\beta$  es grande**, con velocidades de combustión elevadas, que pueden suponer aumentos excesivos de la presión y temperatura. → **Valor  $\beta_{\max}$**

## 5. ASPECTOS TECNOLÓGICOS DE LA INTRODUCCIÓN DE HIDRÓGENO EN UN MCIA

### 5.1. Funcionamiento general de un motor dual diésel

Partiendo de la base del motor diésel se indican los ajustes necesarios para la obtención del **motor dual**. En este caso estos cambios consisten en la **adición de inyectores** para los combustibles gaseosos, previos a las válvulas de admisión (colector), de forma que en la cámara de combustión entre en un primer momento una mezcla entre el aire y los combustibles gaseosos aportados en el colector, tal como se muestra en la Figura 29.

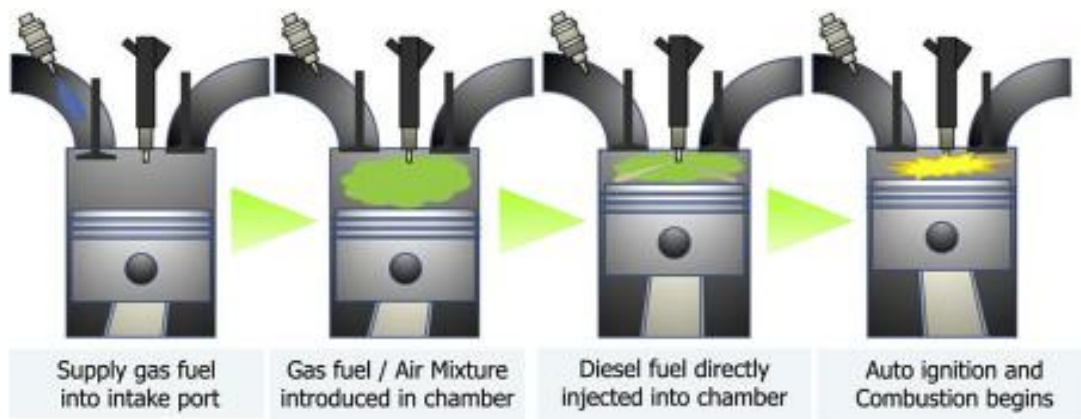


Figura 29. Esquema de inyección de combustibles gaseosos y combustible líquido (Tsujimara, 2017)

En esta figura se puede ver como se aporta el combustible gaseoso a medida que se introduce el aire a través de las válvulas de admisión en el cilindro. Posteriormente se cierran estas válvulas, quedando dentro de la cámara de combustión el aire mezclado con el combustible gaseoso pulverizado gracias a los inyectores. Esta mezcla se comprime gracias al movimiento del pistón en el cilindro. En un cierto momento, se inyecta el combustible líquido (gasóleo) y cuando alcanza la temperatura necesaria se produce la autoinflamación de la mezcla de los gases, el combustible líquido pulverizado y el aire.

En la Figura 30, puede ver el sistema de inyección de un inyector por colector instalado en un motor dual, en ese caso sería para inyectar hidrógeno únicamente.





Figura 30. Sistema de inyección de hidrógeno en colector de admisión (Oliveira, 2013)

Teniendo esto en cuenta, las **diferencias** que se pueden apreciar entre el **motor Diesel simple** y el **motor dual** son las siguientes:

- Emplea **dos combustibles diferentes**, uno líquido y otro gaseoso (o varios combustibles gaseosos como se hará en este trabajo), los cuales están aportados en diferentes puntos del motor, ya que habitualmente el gaseoso se aporta en el colector de admisión, mezclándose con el aire y el combustible líquido se inyecta en la cámara de combustión del cilindro
- Tanto la **cantidad de gasóleo introducido como el tiempo de inyección del combustible** varían según la cantidad de combustible gaseoso que se añada en el colector, esto es objeto de estudio de este trabajo
- El **sistema de inyectores** utilizados es mayor que en el motor simple, puesto que se deben inyectar un número mayor de combustibles
- Las **emisiones de gases como el CO<sub>2</sub>** son en general menores, lo cual será también objeto de estudio a lo largo de este trabajo

Los cambios que se harán en el motor simple para convertirlo en dual son, por tanto, cambios menores puesto que en primera aproximación no hay que modificar partes importantes del motor ni cambiar el propio funcionamiento del motor. Únicamente habrá que añadir elementos para la inyección de los combustibles gaseosos y modificar la inyección de gasóleo. Los elementos que se deben añadir al motor simple son:

- **Depósito de combustibles gaseosos:** en el vehículo habrá dos depósitos diferenciados, uno para el hidrógeno y otro para el gas natural, en el que se almacenarán los combustibles que se inyectarán en el colector de admisión.
- **Controlador digital del flujo de combustibles gaseosos:** válvula de regulación la cual se encarga de establecer la cantidad de caudal de combustibles gaseosos que se debe inyectar en el colector en función de ciertos parámetros, medidos por los sensores que mandan señales a la unidad de control del vehículo. Los sensores son los encargados de medir la presión y temperatura del aire de admisión, la presión de los combustibles gaseosos, la presión del gasóleo, entre otros parámetros.

- **Inyectores para los gases:** encargados de introducir los gases, se necesitarán inyectores para el hidrógeno y para el gas natural, similares a los inyectores de los motores simples de gasóleo y se activan de forma electrónica. Los inyectores se sitúan, como se ha comentado previamente, aguas arriba de las válvulas de admisión.
- **Filtros:** colocado en la salida de los combustibles gaseosos para impedir el paso de posibles impurezas
- **Llaves de corte:** utilizadas para cortar el paso del gas para labores de mantenimiento o posibles averías

Como referencia para el diseño del circuito experimental del motor dual adaptado del motor diésel simple se ha adoptado el mostrado en la Figura 3.

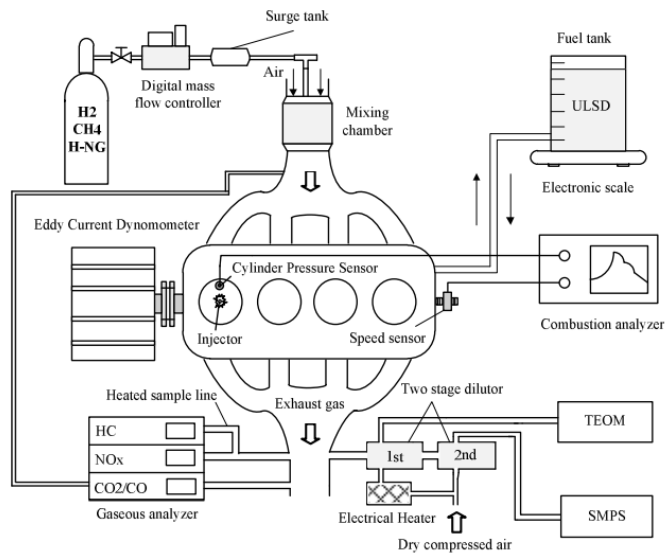


Figura 31. Esquema del diseño experimental del motor dual (Zhou, 2013)

En la figura se pueden observar los tanques, tanto de combustibles gaseosos como del combustible líquido, el mezclador de aire con el hidrógeno y gas natural y los diferentes sensores y analizadores de combustión y encargados de medir los gases producidos en el proceso de combustión del motor.

## 5.2. Implicaciones del empleo de hidrógeno sobre los límites termomecánicos del motor

Al igual que sucede con la compatibilidad de materiales, el uso del hidrógeno como combustible de forma dual con gasóleo puede hacer que se alcancen diversos límites en el motor. En general, los problemas derivan de las elevadas velocidades de combustión, que pueden llevar a presiones y temperaturas muy altas dentro de la cámara de combustión, pero además hay otras causas, como se indica a continuación a partir de lo presentado por (Vavra, 2019):

- **Tendencia a la combustión anormal por preencendido por punto caliente.** La energía de ignición del hidrógeno es muy baja (0.017 mJ, unas 15 veces inferior a la de la gasolina y 10 veces inferior a la del metano). Debido a ello, se puede causar un comportamiento anómalo, iniciándose la combustión al abrirse la válvula de admisión si existe hidrógeno gaseoso en el colector de admisión. La autoinflamación por punto caliente o incluso por los gases residuales

de la combustión anterior puede provocar una llama que viaje aguas arriba del colector de admisión (*backfire*), situación peligrosa que requiere la colocación de rejillas extintoras de llama (*flame arresters*) dentro de dicho colector. Adicionalmente se requiere reducir la cantidad de hidrógeno aportado, con tendencia a mezclas pobres o niveles de sustitución energética  $\beta_e$  limitados. Este problema se acrecienta al sobrealimentar los motores y aumentar el grado de sobrealimentación.

- **Tendencia a la combustión anormal por autoinflamación.** Similar al caso de preencendido, pero en este caso se produce dentro de la cámara de combustión, tras el inicio de la combustión y debido al aumento de presión y temperatura asociados a la combustión. Se suele citar un número de octano del hidrógeno del orden de 140, que puede ser suficientemente alto en el caso de la relación de compresión habitual en un motor de encendido provocado. Sin embargo, en el caso de un motor dual-diésel podría aparecer autoinflamación en algunas condiciones de funcionamiento. La autoinflamación de fracciones importantes de mezcla aire-combustible aumenta bruscamente la presión y conlleva aumentos locales de la temperatura y de la cantidad de calor transmitido en zonas locales de la cámara de combustión, que puede conducir a deterioro mecánico (ver siguiente punto). Nuevamente puede ser necesario limitar el factor de sustitución energética. Otra medida es el empleo de recirculación de gases de escape (EGR). Dado que en el escape de un motor alimentado de forma dual la fracción molar de vapor de agua es mayor que en el caso de gasóleo puro, el EGR puede ser más efectivo para este problema, así como para reducir las emisiones.
- **La pequeña distancia de apagado obliga a un diseño cuidadoso de huecos y hendiduras.** Debido a la pequeña distancia de apagado, la llama de hidrógeno puede progresar también en la hendidura entre el cilindro y el segmento superior del pistón, o en huecos de las bujías. Además, la difusividad másica muy elevada puede suponer un problema de fugas de hidrógeno por *blow-by* hacia el cárter del motor, que debe ser tenido en cuenta.
- **El lubricante debe ser específico.** Se debe utilizar lubricantes sintéticos, que sean resistentes a la pirólisis, para evitar formación de depósitos que conduzcan a puntos calientes. Además, hay que minimizar el paso de lubricante a la cámara de combustión, con diseños más cuidados de la geometría del pistón y los segmentos.
- **Resistencia mecánica de los componentes que configuran la cámara de combustión y el sistema pistón-biela-manivela.** El límite de resistencia mecánica supone establecer limitaciones de una combinación de: presión máxima estática, variación temporal máxima de la presión (*pressure rise*), y temperatura durante el proceso de combustión. Este límite tiene que establecerse aun en condiciones de combustión normal, siendo peor la situación cuando aparece la combustión anormal.
- **Ruido mecánico asociado al proceso de combustión.** De nuevo corresponde a establecer limitaciones de la presión máxima estática y de la variación temporal máxima de la presión (*pressure rise*).
- **Emisiones contaminantes generadas en la cámara de combustión, en particular NOx.** En este caso la limitación es para la presión y la temperatura máximas conjuntamente, para evitar una excesiva formación de óxidos de nitrógeno dentro de la cámara de combustión. Como se ha indicado, el uso de EGR puede ser una medida adicional importante.

Un ejemplo de que se alcanzan limitaciones en la sustitución de H2 en un motor dual se puede ver en la figura siguiente, tanto por autoinflamación en el cilindro (preignition), como de presión máxima excesiva, de velocidad de combustión excesivamente lenta y de subida de presión excesiva (Rmax).

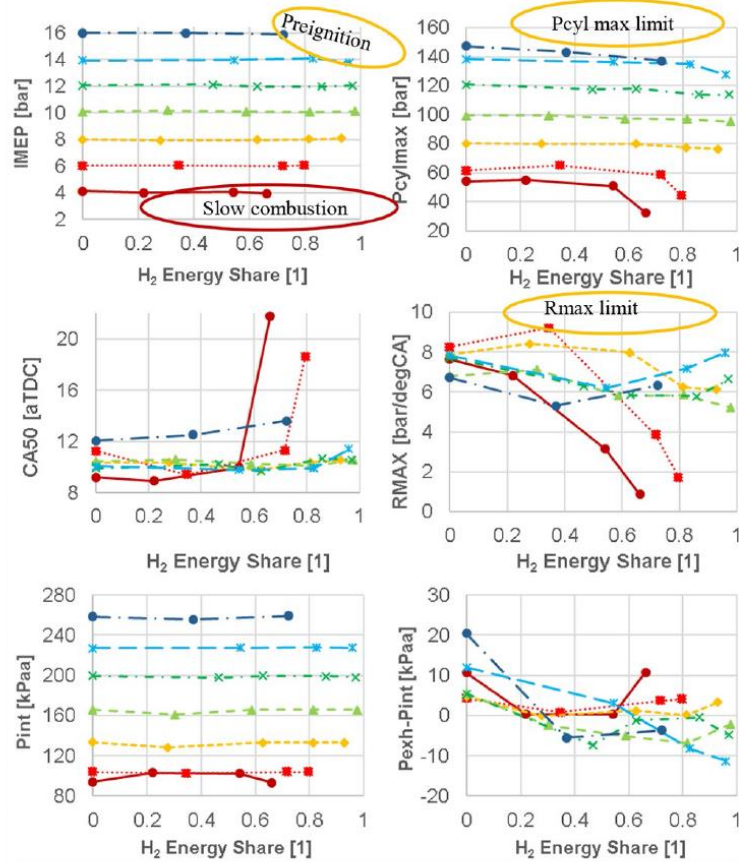


Figura 32. Dependencia respecto al factor de sustitución energético  $\beta_e$  del hidrógeno para diversos grados de carga y un régimen de 2000 rpm de: Presión media efectiva, presión máxima, ángulo después PMS para 50% calor liberado (CA50), subida máxima de presión (bar/grado cigüeñal), presión de admisión, diferencia entre la presión de escape. Se indica cuándo se alcanzan diversos valores límites en el motor (Vavra, 2019)

### 5.3. Estrategias para el factor de sustitución en el motor dual

En este punto se va a tratar de las cantidades de combustible líquido que se podría sustituir y de la proporción de la mezcla de los combustibles gaseosos que resulta conveniente en función de los puntos tratados a lo largo de este trabajo.

#### 5.3.1. Efecto de la proporción de los combustibles gaseosos $\delta$

En primer lugar, conviene saber cuál sería la proporción óptima entre el hidrógeno y el gas natural, es decir, el valor óptimo de  $\delta$ . Teniendo en cuenta los cálculos relativos a las emisiones de dióxido de carbono convendría tener el máximo hidrógeno posible. Además, se puede realizar un estudio paramétrico a partir del llevado a cabo en el punto 4.2. para comprobar el ahorro del factor de emisión de CO<sub>2</sub> relativo al uso de hidrógeno en lugar de gas natural, restando el valor obtenido con 100% gas natural al valor obtenido con 100% hidrógeno para cada  $\beta_e$  y dividiéndolo por sí mismo, el resultado se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 22. Mejora del factor de emisiones de dióxido de carbono relativo al gas natural (gCO<sub>2</sub>/kWhcomb)

CO <sub>2</sub> g/kWhcomb	δx	βe	100% Diesel										100% Gases	
			0,0%	10,0%	20,0%	30,0%	40,0%	50,0%	60,0%	70,0%	80,0%	90,0%	100,0%	
100% GN	0	0,000	-29,1%	-26,2%	-23,3%	-20,3%	-17,4%	-14,5%	-11,6%	-8,7%	-5,8%	-2,9%	0,0%	
10% H2	0,1		-29,1%	-25,9%	-22,6%	-19,4%	-16,2%	-13,0%	-9,8%	-6,6%	-3,4%	-0,1%	3,1%	
20% H2	0,2		-29,1%	-25,5%	-21,9%	-18,4%	-14,8%	-11,2%	-7,6%	-4,1%	-0,5%	3,1%	6,7%	
30% H2	0,3		-29,1%	-25,1%	-21,1%	-17,1%	-13,1%	-9,1%	-5,1%	-1,1%	2,9%	6,9%	10,9%	
40% H2	0,4		-29,1%	-24,6%	-20,1%	-15,6%	-11,1%	-6,6%	-2,0%	2,5%	7,0%	11,5%	16,0%	
50% H2	0,5		-29,1%	-23,9%	-18,8%	-13,7%	-8,6%	-3,4%	1,7%	6,8%	11,9%	17,1%	22,2%	
60% H2	0,6		-29,1%	-23,2%	-17,3%	-11,4%	-5,5%	0,4%	6,3%	12,2%	18,1%	24,0%	29,9%	
70% H2	0,7		-29,1%	-22,2%	-15,3%	-8,4%	-1,5%	5,4%	12,3%	19,2%	26,1%	33,0%	39,9%	
80% H2	0,8		-29,1%	-20,8%	-12,6%	-4,4%	3,9%	12,1%	20,3%	28,6%	36,8%	45,0%	53,3%	
90% H2	0,9		-29,1%	-19,0%	-8,9%	1,2%	11,3%	21,4%	31,5%	41,6%	51,7%	61,8%	72,0%	
100% H2	1,0		-29,1%	-16,2%	-3,3%	9,7%	22,6%	35,5%	48,4%	61,3%	74,2%	87,1%	100,0%	

Como se ve, el gasóleo puro empeora el factor de emisión del combustible en un 29%, mientras que usar hidrógeno puro supondría una mejora del 100%. Como otra referencia, se puede indicar que para un factor de sustitución del 50%, si la proporción de hidrógeno fuera del 60%, el comportamiento en emisiones de CO<sub>2</sub> sería prácticamente igual al del gas natural puro.

Sin embargo, uno de los principales problemas del hidrógeno tiene que ver con su elevado poder calorífico y su velocidad elevada de combustión. Una combustión con hidrógeno puro resulta en una temperatura y una presión muy alta para la cámara de combustión del cilindro y puede ser inestable (Figura 34), presentando posibles problemas de seguridad para todo el motor.

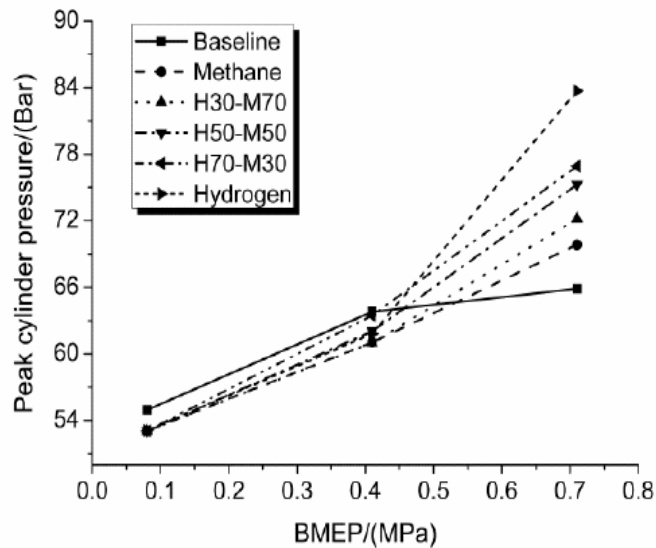


Figura 33. Presión máxima según la proporción de hidrógeno en función del grado de carga del motor para un factor de sustitución β<sub>e</sub> = 40% (Zhou, 2013).

También hay que tener en cuenta que una mayor proporción de hidrógeno, al estar en un dosado pobre, conlleva un aumento considerable de las emisiones de NO<sub>x</sub>, tal como se ha visto en la Figura 24. Teniendo en cuenta todo lo mencionado anteriormente pudiendo trabajar con un factor δ desde 0 hasta 1, en este trabajo se ha acotado este valor para los siguientes valores:

$$\begin{aligned}
 0.2 &\leq \delta_x \leq 1 \\
 0.03 &\leq \delta_m \leq 1 \\
 0.07 &\leq \delta_e \leq 1
 \end{aligned}$$

Sabiendo que si se usa un 100% de hidrógeno como gas combustible el valor del factor  $\beta$  deberá ser menor, puesto que se presentarían problemas de límites del motor, tal como se ha mencionado. Este valor de  $\beta$  en el caso de  $\delta=1$  no deberá superar  $\beta_e \sim \beta_m \sim 0.8$ , tal como se verá en el siguiente apartado.

### 5.3.2. Efecto de la variación del factor de sustitución $\beta$

En primer lugar, se van a indicar los límites superior e inferior máximos del valor  $\beta$ . Un valor de  $\beta=0$  no se puede considerar ya que supone que no se sustituye combustible líquido, por lo que se estaría usando un motor diésel corriente. Para asegurar el uso del motor en modo dual se supone como límite mínimo de sustitución  $\beta_e \sim \beta_m \sim 0.2 \rightarrow \beta_x \sim 0.71$  (para un  $\delta_x = 0.2$ ). Por otro lado, si se estudia el límite máximo que se puede utilizar, un valor de  $\beta=1$ , además de inviable, no correspondería al funcionamiento del motor en modo dual, ya que no se produciría la autoinflamación del combustible, requiriéndose una bujía de encendido para iniciar la combustión del combustible gaseoso.

Como el valor del factor  $\beta$  depende de la proporción de los gases combustibles (valor de  $\delta$ ), se van a establecer los límites de  $\beta$  para tres situaciones correspondientes al valor mínimo, intermedio y máximo de  $\delta$ .

- Factor  $\beta$  para  $\delta_x = 0.2$

En este caso la cantidad de hidrógeno no supondría problemas de seguridad en cuanto a presión y temperatura en la cámara de combustión, es por ello por lo que el valor de  $\beta$  puede llegar a ser elevado, los límites se establecen en:

$$0.20 \leq \beta_e \leq 0.80$$

$$0.71 \leq \beta_x \leq 0.975$$

$$0.18 \leq \beta_m \leq 0.78$$

- Factor  $\beta$  para  $\delta_x = 0.7$

De la misma forma que en el caso anterior, pese a inyectar mayor cantidad de hidrógeno esta no supondrá un problema de seguridad para el motor, por lo que se establecen los mismos límites que en el caso anterior:

$$0.20 \leq \beta_e \leq 0.80$$

$$0.81 \leq \beta_x \leq 0.986$$

$$0.15 \leq \beta_m \leq 0.73$$

- Factor  $\beta$  para  $\delta_x = 1$

En este caso al inyectar únicamente hidrógeno en el colector de admisión hay que tener cuidado con las presiones y las temperaturas que se alcanzan en la cámara de combustión. Se ha demostrado que una mezcla con un porcentaje de sustitución energética superior al 40% de hidrógeno, esto es,  $\beta_e = 0.4$  con  $\delta_x = 1$ , pueden aparecer problemas por derivados de las altas presiones y temperaturas que se alcanzan en la combustión, que pueden resultar en fallos mecánicos en los componentes del motor, es por ello por lo que en este caso los límites se establecen en:

$$0.20 \leq \beta_e \leq 0.40$$

$$0.88 \leq \beta_x \leq 0.95$$

$$0.08 \leq \beta_m \leq 0.19$$

En la siguiente tabla se recogen los valores de  $\beta$  para las tres proporciones de gases mencionadas anteriormente, mientras que en la figura 31 se han representado gráficamente. Se han elegido valores límite de  $\delta_x$  de 0.2 y 1.0, mientras que se ha tomado un valor de 0.7 porque tiene un comportamiento intermedio (mejor que 0.5).

Tabla 23. Valores límites de  $\beta_x$  y  $\beta_m$  para tres proporciones de gases  $\delta_x$

$\delta_x = 0.2$	$\beta_e$	$\beta_x$	$\beta_m$
Límite superior	0.200	0.710	0.180
Límite inferior	0.800	0.975	0.780
$\delta_x = 0.7$	$\beta_e$	$\beta_x$	$\beta_m$
Límite superior	0.200	0.810	0.150
Límite inferior	0.800	0.986	0.730
$\delta_x = 1$	$\beta_e$	$\beta_x$	$\beta_m$
Límite superior	0.200	0.880	0.080
Límite inferior	0.400	0.950	0.190

Si se representan estos valores, se obtiene la siguiente figura.

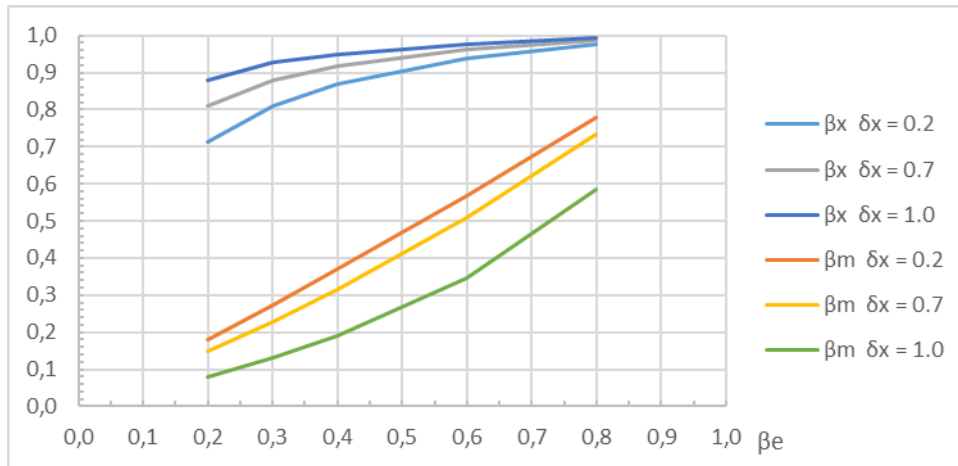


Figura 34. Dependencia de  $\beta_x$  y  $\beta_m$  con respecto a  $\beta_e$  para distintos valores del factor  $\delta_x$

Es importante señalar como, a pesar de mantener el valor del límite inferior de  $\beta_e$  en todos los casos, al obtener los valores de  $\beta_x$  y  $\beta_m$ , estos difieren dependiendo del valor de  $\delta_x$ . Esto es debido a que, al aumentar la cantidad de hidrógeno en la mezcla de gases, la molécula de hidrógeno es más simple que la de gas natural por lo que el factor de sustitución molar debe aumentar para llegar a esa proporción de energía. Sin embargo, la masa molar del hidrógeno es inferior a la del gas natural, por lo que el factor de sustitución másica disminuye a medida que aumenta la proporción de hidrógeno en los gases.

Adicionalmente, hay que tener en cuenta el **grado de carga del motor** para establecer los límites del factor de sustitución  $\beta_e$ . Ya en la figura 30 se ve ha mostrado cómo en función del grado de carga del motor (dado por su presión media indicada, IMEP), al variar el factor de sustitución se pueden alcanzar diversos límites del motor por presión máxima, subida máxima de presión, preinflamación o por el

contrario porque la combustión progrese demasiado lentamente. Otros efectos más complejos se dan sobre la presión de admisión y por extensión sobre la diferencia entre la presión de escape y la de admisión, determinante de la posibilidad de realizar sobrealimentación en el motor. La citada figura corresponde a un régimen de giro, pero es necesario analizar los efectos en todos los regímenes de funcionamiento del motor.

La figura 35, tomada de (Castro, Toledo, & Amador, 2019), ilustra los límites en función del grado de carga, debido a que se superan los umbrales de inflamabilidad de la mezcla aire-hidrógeno en el colector de admisión.

En este caso, se puede ver cómo, para cada grado de carga, al aumentar el factor de sustitución  $\beta_e$  crece también de forma casi lineal la fracción molar de hidrógeno en la mezcla hidrógeno-aire en el colector de admisión. Esta fracción molar de hidrógeno respecto al aire admitido está directamente relacionada con el dosado hidrógeno-aire, de acuerdo con las expresiones:

$$F_{H_2} = \frac{\dot{m}_{H_2}}{\dot{m}_a} = \frac{M_{H_2}}{M_a} \cdot \frac{x_{H_2}}{1 - x_{H_2}} \quad (89)$$

$$F_{r,H_2} = \frac{F_{H_2}}{F_{e,H_2}} = \frac{1}{F_{e,H_2}} \cdot \frac{M_{H_2}}{M_a} \cdot \frac{x_{H_2}}{1 - x_{H_2}} \quad (90)$$

Esta última expresión establece la relación entre el dosado relativo y la fracción molar de una mezcla de hidrógeno y aire. Hay que indicar que el dosado relativo que se considera aquí se calcula para todo el aire disponible, mientras que en el apartado 3.5 se utiliza un dosado mezcla de gases-aire calculado con el aire que excede el estequiométrico respecto al combustible aportado en el cilindro.

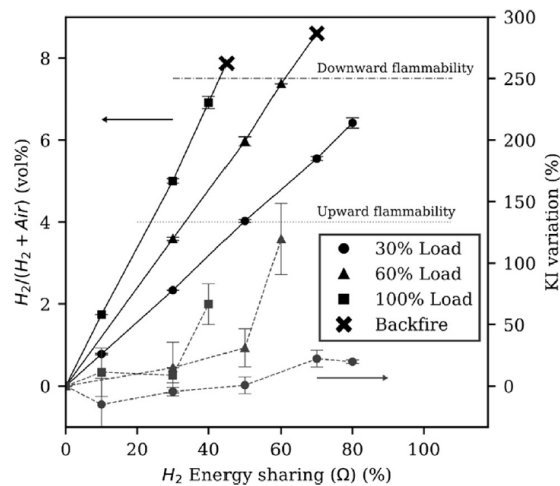


Fig. 4. Hydrogen molar fraction in the intake air and KI variation versus energy sharing.

Figura 35. Fracción molar de H2 en el colector de admisión en función de  $\beta_e$  para distintos valores del grado de carga del motor. Ídem para el índice de autoinflamación (KI) (Castro, Toledo, & Amador, 2019)

En general, se puede ver que la relación  $\beta_e \sim x_{H_2} \sim F_{r,H_2}$  implica mayores dosados en el colector a medida que aumenta el factor de sustitución, con valores máximos del dosado que dependen del grado de carga del motor, ya que, a mayor grado de carga, mayor cantidad de combustible gaseoso debe aportarse para cada valor del factor de sustitución  $\beta_e$ .



De hecho, para grados de carga elevados, y factores de sustitución importantes, se puede alcanzar un valor de la fracción molar de hidrógeno en el colector que sea superior al límite de inflamabilidad para propagación aguas arriba (Upward flammability, 4.0%, equivalente a un dosado relativo de 0.10). Para cada grado de carga, aumentos adicionales del factor de sustitución pueden hacer que se supere el límite de inflamabilidad para propagación aguas arriba (Downward flammability, 7.5%, equivalente a un dosado relativo de 0.19), con riesgo de backfire al colector. Adicionalmente, se producen aumentos del índice de autoinflamación (Knock Index, KI), lo que supone que la combustión dentro del cilindro puede llevar a condiciones de autoinflamación, lo que es igualmente indeseable.

Interpretando los límites del factor de sustitución  $\beta_e$  de diversos autores, se ha elaborado la Figura 36, donde se representan los valores de  $\beta_e$  en función del grado de carga.

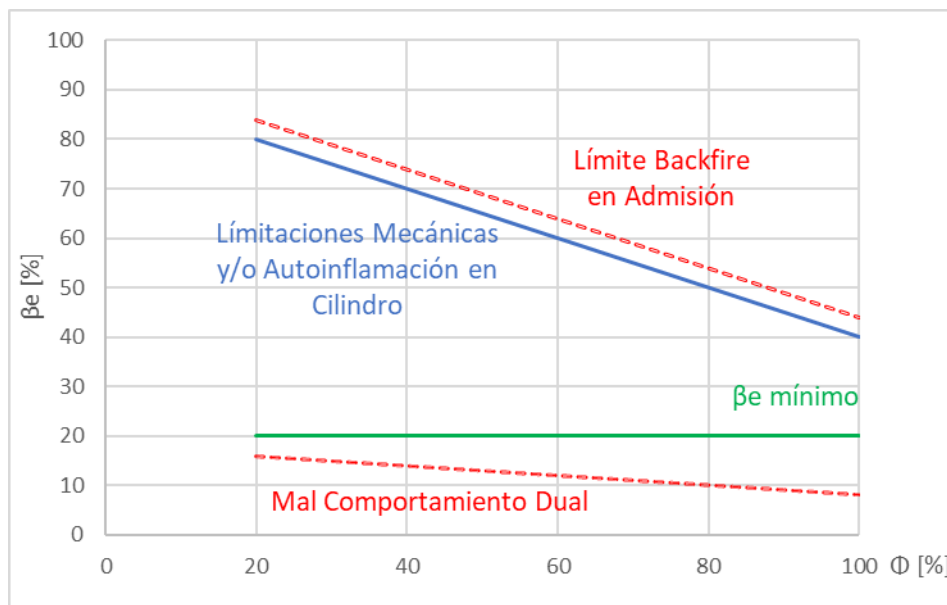


Figura 36. Valores límites del factor de sustitución  $\beta_e$  en función del grado de carga del motor, debido a la aparición de limitaciones en el motor.

La figura muestra las diferentes posibilidades de funcionamiento del **factor de sustitución  $\beta_e$  en función del grado de carga del motor diésel dual**:

- **Independientemente del grado de carga del motor** no se puede realizar una sustitución completa del combustible gaseoso eliminando totalmente el gasóleo (que correspondería a  $\beta_e=100\%$ ), ya que éste se encarga de iniciar la combustión por autoinflamación. Por esta razón existiría un **valor límite  $\beta_{lim}$** , aunque es probable que el valor de  $\beta_e$  quede topado antes por otros límites que se indican a continuación.
- Para **grados de carga elevados** (próximos al 100%), el valor del factor de sustitución  $\beta_e$  debe estar limitado para evitar que se pueden alcanzar valores muy elevados de la presión, la subida de presión o la temperatura dentro del cilindro (debido a la aceleración del proceso de combustión y/o la autoinflamación en la mezcla aire-combustible gaseoso restante por quemar. Como referencia, a plena carga puede estimarse un  $\beta_e$  **máximo** del orden del 40%.
- Adicionalmente, con **grados de carga altos**, valores elevados del factor de sustitución  $\beta_e$  pueden conducir a backfire hacia el colector de admisión (por estar dentro del límite de

inflamabilidad de la mezcla formada en el mismo). Esta limitación por backfire puede aparecer antes o después que las limitaciones mecánicas y térmicas.

- Para **grados de carga menores**, el valor de  $\beta_e$  puede aumentar a medida que el grado de carga se reduce, siempre compatible con que no se alcancen las limitaciones indicadas en los dos puntos anteriores.
- A **un grado de carga del 20%** puede darse como referencia un valor límite superior de  $\beta_e$  del 80%. El motor podría funcionar con valores de  $\beta_e$  comprendidos entre dicho máximo y el  $\beta_e$  mínimo (punto más abajo).
- Por **debajo del grado de carga del 20%**, se considera que no tiene sentido mantener el aporte de combustible gaseoso para la combustión dual, debido a que las cantidades a aportar serían muy pequeñas. La relación aire-combustible gaseoso sería muy grande, conduciendo a mala propagación de llama.
- Para **todos los grados de carga**, el factor  $\beta_e$  queda limitado en su rango inferior por un valor  $\beta_e$  **mínimo** que puede estimarse en un 20%, ya que, por debajo de dicho valor, la mezcla aire-gas combustible es muy pobre y la combustión progresa lentamente en la misma, pudiendo aparecer problemas de generación de emisiones por inquemados.
- Este valor umbral de  $\beta_e$  **mínimo** podría depender del grado de carga del motor, si bien no hay certeza de ello (compárense las figuras 32 y 35).

#### 5.4. Compatibilidad del hidrógeno con materiales del motor

Uno de los problemas que surgen a la hora de trabajar con el hidrógeno gaseoso es su incompatibilidad con ciertos materiales. El tanque de almacenaje, los inyectores y los conductos por los que transcurre el gas deben ser mecánicamente compatibles, manteniendo su integridad y evitando cualquier tipo de grieta que pueda ocasionar una fuga. Una fuga de hidrógeno implica un riesgo muy elevado debido a que, como se ha comentado previamente, es un gas altamente inflamable que, en contacto con oxígeno combustiona en pocos segundos.

La incompatibilidad del hidrógeno se debe a su estructura molecular. Sus átomos son de un tamaño reducido, así como su molécula H<sub>2</sub>, con una difusividad másica muy elevada, lo que lo hace muy proclive a las fugas. Las compatibilidades se basan también en variables como la presión, temperatura y la pureza del hidrógeno.

En los metales el hidrógeno produce un efecto denominado *fragilización por hidrógeno (hydrogen embrittlement)*. Este es un fenómeno que se da cuando el hidrógeno penetra en ciertos metales y causa una pérdida de ductilidad del material, pudiendo producirse fisuras y un fallo mecánico prematuro. Por ejemplo, el hierro gris o hierro fundido es muy susceptible a este fenómeno por lo que su uso con hidrógeno está prohibido (WHA International, Inc., 2019)

En la siguiente imagen se muestran las principales compatibilidades del hidrógeno con ciertos materiales.

Material	GH <sub>2</sub> service	LH <sub>2</sub> service	Remarks
<b>METALS</b>			
Aluminum and its alloys	S	S	Negligibly susceptible to hydrogen embrittlement.
Copper and its alloys (such as brass, bronze, and copper-nickel)	S	S	Negligibly susceptible to hydrogen embrittlement.
Iron, cast, gray, ductile	NS	NS	Not permitted by relevant codes and standards.
Nickel and its alloys (such as Inconel and Monel)	E	E	Evaluation needed. Susceptible to hydrogen embrittlement.
Steel, austenitic stainless with >7% nickel (such as 304, 304L, 308, 316, 321, 347)	S	S	May make martensitic conversion if stressed above yield point at low temperature.
Steel, carbon (such as 1020 and 1042)	E	NS	Evaluation needed. Susceptible to hydrogen embrittlement. Too brittle for cryogenic service.
Steel, low alloy (such as 4140)	E	NS	Evaluation needed. Susceptible to hydrogen embrittlement. Too brittle for cryogenic service.
Steel, martensitic stainless (such as 410 and 440C)	E	E	Evaluation needed. Susceptible to hydrogen embrittlement.
Steel, nickel (such as 2.25, 3.5, 5, and 9% Ni)	E	NS	Ductility lost at LH <sub>2</sub> temperature
Titanium and its alloys	E	E	Evaluation needed. Susceptible to hydrogen embrittlement.
<b>NONMETALS</b>			
Asbestos impregnated with Teflon	S	S	Avoid use because of carcinogenic hazard.
Chloroprene rubber (Neoprene)	S	NS	Too brittle for cryogenic service.
Dacron	S	NS	Too brittle for cryogenic service.
Fluorocarbon rubber (Viton)	E	NS	Too brittle for cryogenic service.
Mylar	S	NS	Too brittle for cryogenic service.
Nitrile (Buna-N)	S	NS	Too brittle for cryogenic service.
Polyamides (Nylon)	S	NS	Too brittle for cryogenic service.
Polychlorotrifluoroethylene (Kel-F)	S	S	
Polytetrafluoroethylene (Teflon)	S	S	
NOTE 1 S: Suitable for use			
NOTE 2 NS: Not suitable for use			
NOTE 3 E: Evaluation needed to determine if the material is suitable for the use conditions.			

Figura 37. Compatibilidad del hidrógeno con ciertos materiales (ISO 15916, 2007)

En la tabla se indica que metales como el acero al carbón o ciertos aceros aleados necesitarían una evaluación previa para su uso con hidrógeno gaseoso.

Teniendo esto en cuenta, se ha elegido un inyector que sea compatible con el hidrógeno y el gas natural, evitando las fugas y los riesgos que pueda causar el trabajo con hidrógeno gaseoso. Este inyector es el Quantum 110764 (ANEXO 2).

## 5.5. Normativa de seguridad

Para la seguridad relativa al uso del gas natural como combustible hay que tener en cuenta dos propiedades del gas, una de ella es que es menos denso del aire, por lo que no va a tender a acumularse en huecos y va a tender a subir, la otra es que su temperatura de combustión es inferior a la de la gasolina. Tanto el almacenaje como los conductos de circulación del gas cuentan con válvulas de seguridad que se abren en una situación de excesivo calor, dejando salir el gas a la atmósfera que se disipa. Además, el gas natural contará con una serie de aditivos olfativos que permiten detectar la presencia del gas.

Las normas que recogen las medidas técnicas a incluir para el funcionamiento seguro con gas natural son:

- UNE60631-1:2008
- ITC-ICG 05

El hidrógeno necesita unas medidas especiales de seguridad. Una de ellas es la instalación de una válvula de seguridad que se cierre en caso de fuga. Otra medida consiste en la instalación de uno o dos sensores de detección de hidrógeno en una zona cercana al motor, justo encima del mismo. También un panel de detección de gases TQ4000 que mide el nivel de hidrógeno gracias a los sensores y muestra el contenido del gas en el ambiente dando un porcentaje con respecto al límite inferior de inflamabilidad en aire o %LEL (Low Explosive Level), si este nivel supera el 22% activará la alarma y si supera el 47% se cierra la electroválvula de seguridad

Dentro de la normativa a aplicar para la conversión del motor en un motor con funcionamiento dual, se debe tener en cuenta la normativa relativa al uso del hidrógeno como combustible, esta normativa es:

- ISO 14687 Hidrógeno combustible. Especificación de producto.
- ISO/TR 15916 Consideraciones Básicas para la seguridad en sistemas de hidrógeno
- ISO TC 197 Hidrógeno
- HSCC *Hydrogen Codes & Standards Coordinating Committee*

## 6. APLICACIÓN A LA DUALIZACIÓN DE UN MOTOR DIESEL COMERCIAL

### 6.1. Motor diésel de partida elegido

En este punto se va a realizar la aplicación de la combustión dual a un motor real. En este caso el motor elegido es el de la furgoneta Iveco Daily. Como se ha visto en los primeros puntos del trabajo, esta tecnología se usa especialmente en motores medios-grandes. La elección de utilizar este motor de furgoneta está relacionada también con el amplio espacio de almacenamiento con el que cuenta, de esta forma se podrán instalar los depósitos de hidrógeno y de gas natural, lo que supone la modificación más grande del motor.

Otro beneficio que puede presentar la dualización de motores de este tipo es que, ya que estos vehículos son usados frecuentemente en flotas para el transporte de mercancías y de reparto de muchas empresas, se podría convertir por completo la flota de vehículos, consiguiendo reducir emisiones, tanto en ámbito urbano como interurbano.

El motor de la furgoneta es el 70C 15V que utiliza combustible diésel y tiene una cilindrada total de 3 litros; el resto de las características de utilidad se indican en la siguiente tabla:

*Tabla 24. Características del motor Iveco Daily 70C 15V. (Iveco, 2014)*

<b>Motor</b>	70C 15V
<b>Normativa Europea</b>	Euro VI (HD)
<b>Funcionamiento</b>	Turbo, intercooler y WasteGate
<b>Tratamiento de gases de escape</b>	EGR/SCR
<b>Número de cilindros</b>	4
<b>Diámetro</b>	95.8 mm
<b>Carrera</b>	104 mm
<b>Volumen desplazado</b>	3000 cc
<b>Potencia</b>	107 kW / 148 CV (2900 – 3500 rpm)
<b>Par</b>	350 Nm (1400 – 2900 rpm)

Las curvas de potencia y par del motor se han obtenido del catálogo IVECO, constituyendo la referencia inicial a la hora de la dualización y la cantidad de combustible gaseoso a inyectar. El objetivo es tener prestaciones, par y potencias similares a las del motor de partida con combustible diésel.

En la siguiente figura se muestran estas curvas.

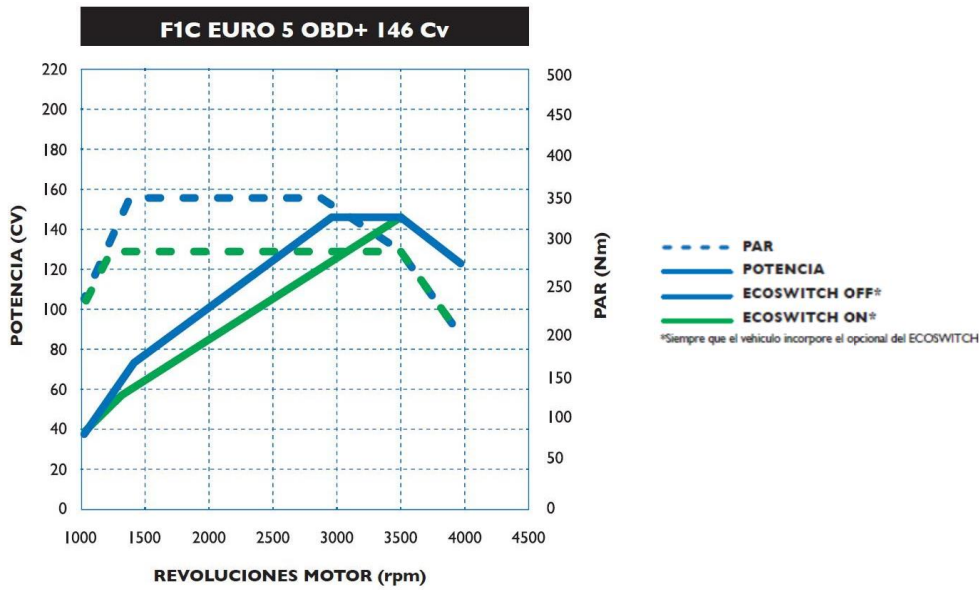


Figura 38. Curvas de potencia y par del motor Iveco Daily 70C 15V

## 6.2. Inyección de hidrógeno y gas natural

En este punto se van a establecer las tasas de inyección de los dos combustibles gaseosos. Puesto que la principal modificación para la dualización del motor consiste en incluir inyectores encargados de inyectar estos gases, es importante comprobar la variación de los tiempos o de los diámetros de los inyectores en función de la proporción de los gases ( $\delta$ ) y de la sustitución del combustible líquido que se establezca ( $\beta$ ).

Para comenzar el cálculo se parte de los valores de referencia a introducir, relativos al funcionamiento del motor, estos valores serán la potencia, el rendimiento del motor y el número de cilindros.

Se parte de la expresión del cálculo de la potencia de un motor:

$$N_e = \dot{m}_f * H_c * \eta_e \quad (91)$$

De donde se puede obtener el flujo de combustible necesario en kg/s. La expresión para obtener ese flujo es:

$$\dot{m}_f = m_{f,CC} * Z * n * \frac{1}{2} \quad (92)$$

Siendo  $m_{f,CC}$  el combustible por cilindro y ciclo, Z el número de cilindros y n las revoluciones por segundo. De esta forma se obtiene la cantidad de combustible por cilindro y ciclo:

$$m_{f,CC} = \frac{\dot{m}_f}{Z * n * \frac{1}{2}} \quad (93)$$

A continuación, se van a presentar por separado los cálculos relativos al aporte de combustible gaseoso en el colector de admisión y en el cilindro del motor.

### 6.2.1. Aporte de combustible gaseoso en el colector de admisión

El valor de la cantidad de combustible por cilindro y ciclo en el colector se calcula a partir del correspondiente valor para el motor, usando el coeficiente de sustitución en masa  $\beta_m$ :

$$m_{f,CC_m} = m_{f,CC} * \beta_m \quad (94)$$

Si se supone un flujo medio de combustible, este valor para el conjunto del motor sería:

$$\dot{m}_{f_m} = \dot{m}_f * \beta_m \quad (95)$$

Sin embargo, es más relevante considerar el gasto másico de combustible que se ha de aportar en el colector por cada cilindro, que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{fi_m} = \frac{m_{f,CC_m}}{\Delta t_{i_m}} \quad (96)$$

Donde  $\Delta t_{i_m}$  es el tiempo de inyección del combustible en el colector. A continuación, se estimará ese tiempo de inyección a partir del ángulo girado por el cigüeñal. La expresión general resulta:

$$\Delta t = \frac{\Delta \alpha}{360 * n} \quad (97)$$

Donde  $\Delta \alpha$  representa el ángulo recorrido en el cigüeñal y n son las revoluciones por segundo del motor. Particularizando a la inyección en el colector, se obtiene:

$$\Delta t_{i_m} = \frac{\Delta \alpha_{i_m}}{360 * n} \quad (98)$$

Sustituyendo en la expresión (96) se obtiene:

$$\dot{m}_{fi_m} = \frac{m_{f,CC_m}}{\frac{\Delta \alpha_{i_m}}{360 * n}} = m_{f,CC_m} * \frac{360 * n}{\Delta \alpha_{i_m}} \quad (99)$$

Debiendo considerarse que un límite superior del ángulo de inyección  $\Delta \alpha_{i_m}$  es 180 grados de cigüeñal (una carrera del pistón).

Este gasto de combustible debe ser igual al calculado mediante la siguiente expresión correspondiente al gasto a través de un orificio de inyección, considerado como una tobera:

$$\dot{m}_{fi_m} = C_{D_m} * c_{i_m} * \rho_{f_m} * A_{i_m} \quad (100)$$

Donde:

- $C_{D_m}$  corresponde al coeficiente de descarga del orificio de inyección
- $c_{i_m}$  corresponde a la velocidad para el salto supercrítico, en este caso se toma la velocidad de sonido, en m/s
- $\rho_{f_m}$  corresponde a la densidad del gas a inyectar, dependiendo de su presión, en kg/m<sup>3</sup>
- $A_{i_m}$  corresponde a la sección de la tobera de inyección en m<sup>2</sup>

Como en la expresión (99) se ha calculado el gasto de combustible en la inyección en la que se aporta el combustible gaseoso en el colector para cada cilindro, se usa la expresión (100) para despejar el valor de la sección de la tobera de inyección de este combustible, obteniéndose:

$$A_{i_m} = \frac{\dot{m}_{fi_m}}{C_{D_m} * c_{i_m} * \rho_{f_m}} \quad (101)$$

Esta sección de paso debe ser adecuada para las distintas combinaciones de grados de carga (que determinan el valor máximo del gasto de inyección) y de regímenes de giro (que establecen la relación entre ángulo y tiempo de inyección) Una vez se ha obtenido el valor de la sección de paso adecuada, se calcula el diámetro del orificio equivalente, el cual a su vez se puede ajustar al diámetro estándar más próximo, comprobándose que conduce a una sección de paso compatible con los requerimientos previos. Con este diámetro se recalcula el tiempo de inyección necesario para el combustible gaseoso, usando la siguiente expresión:

$$\Delta t_{i_m} = \frac{4 * m_{f,CC_m}}{\rho_{f_m} * c_{i_m} * C_{D_m} * \pi * D_{i_m}^2} \quad (102)$$

Se pueden llevar a cabo los cálculos descritos para el hidrógeno y para el gas natural por separado, pudiendo relacionarlos en función del valor de la proporción de ambos gases ( $\delta$ ). En la siguiente figura se representan los valores del tiempo de inyección de los inyectores que se colocarán en el colector de admisión en función de la proporción molar de los combustibles gaseosos ( $\delta_x$ ) para 1000, 2000 y 3000 rpm.

En primer lugar, se muestran para un  $\beta_e = 0.2$ .

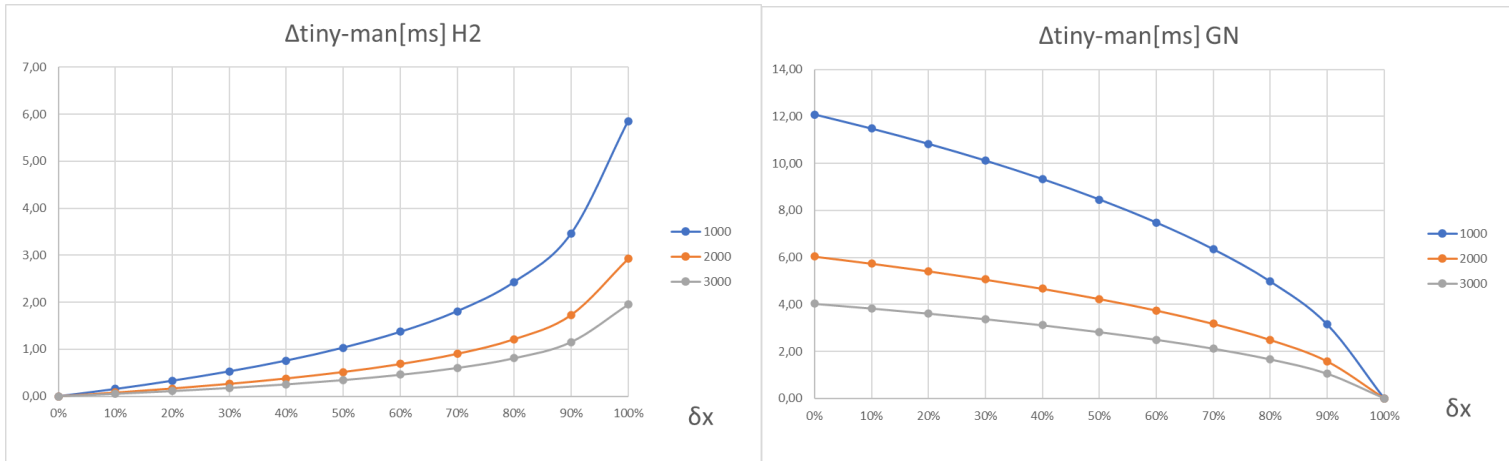


Figura 39. Tiempo de inyección de hidrógeno y gas natural para un  $\beta_e = 0.2$ .

Si se aumenta el valor del factor de sustitución energética, con un  $\beta_e = 0.8$ , se obtiene:

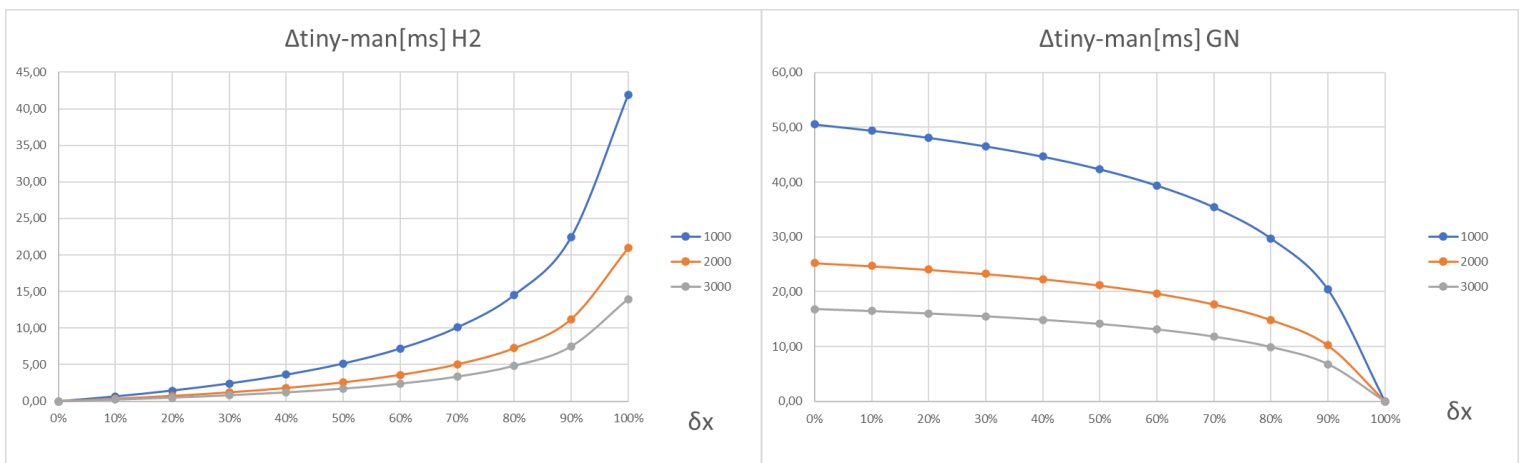


Figura 40. Tiempo de inyección de hidrógeno y gas natural para un  $\beta_e = 0.8$ .



Como se puede observar, al aumentar el valor del factor de sustitución se puede llegar hasta un tiempo de inyección del gas natural de 50 ms.

Hay que tener en cuenta que estos valores se han obtenido a una potencia constante de 50 kW, tomando un único inyector de hidrógeno y de gas natural y con una sección de paso correspondiente a un orificio de 1 mm de diámetro. La estrategia consiste en variar el número de inyectores para cada gas y/o el valor de la sección utilizada en esos inyectores para optimizar los tiempos de inyección.

### 6.2.2. Cálculo del tiempo de inyección de los combustibles gaseosos

Esta optimización se realiza mediante un estudio paramétrico, en el que se va a variar el valor del ángulo del cigüeñal (equivalente al tiempo de inyección) función de la variación de la proporción molar de los combustibles gaseosos ( $\delta_x$ ) y de la sustitución energética de combustible líquido ( $\beta_e$ ).

Uno de los factores para tener en cuenta es la equivalencia entre ángulo y tiempo que se da en el cigüeñal del motor en función de la velocidad a la que gira, medido en rpm, esta equivalencia se puede comprobar en la siguiente tabla:

Tabla 25. Equivalencias entre ángulos y tiempos para diferentes regímenes.

EQUIVALENCIA ÁNGULO - TIEMPO						
Régimen	Ángulo [°]		Tiempo [ms]	Tiempo [ms]		Ángulo [°]
500 rpm	180	→	60	1	→	3
1000 rpm	180	→	30	1	→	6
2000 rpm	180	→	15	1	→	12
3000 rpm	180	→	10	1	→	18

En las siguientes tablas se muestra este estudio para el hidrógeno y para el gas natural. Se han marcado en rojo los valores inferiores a 18° (equivalente a 1ms de inyección en un régimen de 3000 rpm) ya que el inyector escogido no puede hacer inyecciones de menor tiempo, y los valores superiores a 180° (equivalente a 10 ms en un régimen de 3000 rpm) debido a que es el ángulo de una carrera de los pistones. Hay que tener en cuenta que estas tablas se calculan para **un único inyector de hidrógeno y uno de gas natural**, ambos con un **DN de 1 mm**.

Tabla 26. Variación del ángulo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el **hidrógeno** para un inyector DN=1mm

H2 [°]		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)											
71,5		0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	
β <sub>e</sub> (sust. Energ.)	0%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	10%	0,00	1,85	3,90	6,22	8,88	12,00	15,81	20,72	27,63	39,04	65,4	
	20%	0,00	3,74	7,93	12,71	18,24	24,81	32,89	43,40	58,31	83,06	140,4	
	30%	0,00	5,67	12,10	19,49	28,13	38,50	51,40	68,33	92,57	133,08	227,4	
	40%	0,00	7,66	16,41	26,57	38,59	53,17	71,51	95,86	131,07	190,43	329,3	
	50%	0,00	9,69	20,87	33,98	49,67	68,92	93,45	126,41	174,66	256,84	450,4	
	60%	0,00	11,77	25,49	41,75	61,43	85,90	117,48	160,52	224,42	334,64	596,8	
	70%	0,00	13,90	30,27	49,89	73,93	104,23	143,91	198,85	281,75	427,03	777,2	
	80%	0,00	16,08	35,23	58,45	87,25	124,09	173,12	242,23	348,53	538,55	1005,0	
	90%	0,00	18,33	40,37	67,43	101,47	145,68	205,58	291,73	427,30	675,82	1301,9	
	100%	0,00	20,62	45,71	76,89	116,69	169,24	241,86	348,73	521,61	848,92	1704,6	

Tabla 27. Variación del ángulo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el **gas natural** para un inyector con DN=1mm

		GN [°]	$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)										
		390,4	0%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	0%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10%		143,91	136,16	127,83	118,83	109,03	98,29	86,33	72,72	56,56	35,51	0,00
	20%		289,90	275,51	259,88	242,81	224,02	203,14	179,57	152,31	119,36	75,56	0,00
	30%		438,01	418,16	396,37	372,29	345,47	315,23	280,57	239,78	189,49	121,08	0,00
	40%		588,31	564,23	537,52	507,66	473,93	435,34	390,36	336,38	268,31	173,25	0,00
	50%		740,82	713,85	683,58	649,30	610,03	564,37	510,12	443,61	357,55	233,67	0,00
	60%		895,61	867,14	834,80	797,68	754,48	703,33	641,29	563,31	459,41	304,45	0,00
	70%		1052,72	1024,25	991,48	953,28	908,07	853,44	785,57	697,82	576,77	388,51	0,00
	80%		1212,21	1185,31	1153,89	1116,65	1071,69	1016,07	945,04	850,04	713,47	489,97	0,00
	90%		1374,13	1350,48	1322,38	1288,39	1246,35	1192,88	1122,23	1023,74	874,71	614,86	0,00
100%		1538,54	1519,92	1497,28	1469,14	1433,22	1385,79	1320,26	1223,79	1067,77	772,36	0,00	

Si se superponen las dos tablas, es decir se cogen los valores si y sólo si están en verde en ambas tablas de forma que se obtiene la coincidencia entre ambas, se acotan los valores teniendo en cuenta los límites indicados en el punto 5.3. y se hace la equivalencia de ángulo a tiempo, los tiempos de inyección para un inyector de cada gas con un DN=1 mm resultan los de las tablas siguientes:

Tabla 28. Variación del tiempo de inyección (ms) en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el **hidrógeno** para un inyector con DN=1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)									
		H2 [ms]	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	20%		0,00	0,00	0,00	0,00	1,83	2,41	3,24	4,61	0,00
	30%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	7,39	0,00
	40%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	50%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	60%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	70%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	80%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-

Tabla 29. Variación del tiempo de inyección (ms) en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el **gas natural** para un inyector con DN=1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)									
		GN [ms]	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	20%		0,00	0,00	0,00	0,00	9,98	8,46	6,63	4,20	0,00
	30%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	6,73	0,00
	40%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	50%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	60%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	70%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	80%		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-

Se puede observar como el factor de proporción molar ( $\delta_x$ ) debería estar entre el 60% y el 90% con el factor de sustitución energética ( $\beta_e$ ) a un máximo de entre el 20% o 30% en algunos casos.

Para aumentar estos rangos y conseguir valores de sustitución mayores se pueden seguir dos estrategias, una el aumento del diámetro del inyector y otra el aumento del número de inyectores de gas natural. Ambos casos se estudian a continuación.

- Aumentar el diámetro nominal

Para el primer caso se van a comprobar los valores de los tiempos obtenidos manteniendo 1 inyector para cada combustible gaseoso, pero aumentando el **diámetro de ambos inyectores a 2 mm**.

Tabla 30. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el hidrógeno para un inyector con DN=2mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)									
		20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 [ms]										
	20%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,15	0,0
	30%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,29	1,85	0,0
	40%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,33	1,82	2,64	0,0
	50%	0,00	0,00	0,00	0,00	1,30	1,76	-	-	-	-
	60%	0,00	0,00	0,00	1,19	1,63	2,23	-	-	-	-
	70%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,76	-	-	-	-
	80%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-	-

Tabla 31. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el gas natural para un inyector con DN=2mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)									
		20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	
$\beta_e$ (sust. Energ.)	GN [ms]										
	20%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,05	0,0	
	30%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,63	1,68	0,0	
	40%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,67	3,73	2,41	0,0	
	50%	0,00	0,00	0,00	0,00	7,08	6,16	-	-	-	
	60%	0,00	0,00	0,00	9,77	8,91	7,82	-	-	-	
	70%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	9,69	-	-	-	
	80%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-	

Se puede ver como el rango de  $\delta_x$  ha aumentado hasta el 50% y el valor de  $\beta_e$  ha aumentado en ciertos casos hasta un valor del 70%.

- Aumentar el número de inyectores de gas natural

La otra opción contemplada consiste en aumentar el número de inyectores del gas natural, para este caso se han supuesto 4 inyectores de gas natural frente a 1 inyector de hidrógeno, manteniendo el diámetro de todos ellos en 1 mm.

Tabla 32. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el **hidrógeno** para un inyector con DN=1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)								
		20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 [ms]									
	20%	0,00	0,00	1,01	1,38	1,83	2,41	3,24	4,61	0,00
	30%	0,00	1,08	1,56	2,14	2,86	3,80	5,14	7,39	0,00
	40%	0,00	1,48	2,14	2,95	3,97	5,33	7,28	0,00	0,00
	50%	1,16	1,89	2,76	3,83	5,19	7,02	-	-	-
	60%	0,00	0,00	0,00	4,77	6,53	8,92	-	-	-
	70%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	80%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-

Tabla 33. Variación del tiempo de inyección en función de  $\delta_x$  y  $\beta_e$  para el gas natural para cuatro inyectores con DN=1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)								
		GN [ms]	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	20%	0,00	0,00	3,11	2,82	2,49	2,12	1,66	1,05	0,00
	30%	0,00	5,17	4,80	4,38	3,90	3,33	2,63	1,68	0,00
	40%	0,00	7,05	6,58	6,05	5,42	4,67	3,73	0,00	0,00
	50%	9,49	9,02	8,47	7,84	7,08	6,16	-	-	-
	60%	0,00	0,00	0,00	9,77	8,91	7,82	-	-	-
	70%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	80%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-

En este caso se ve como los valores de  $\delta_x$  adoptan prácticamente la totalidad del rango para los límites establecidos en el punto 4.4., en el caso de  $\beta_e$ , estos llegan hasta una sustitución del 60% por lo que se decide que es la mejor opción para la inyección de los gases, siendo la más versátil ya que puede inyectar para casi todas las proporciones y para todos los factores de sustitución energética. Por lo que una opción válida podría ser instalar 4 inyectores de gas natural y uno de hidrógeno, o lo que es lo mismo instalar dos inyectores de gas natural con un DN = 2mm y uno de hidrógeno con un DN = 1mm.

- Tanque combinado de ambos gases

Hasta este momento se había tomado un tanque separado que contiene el gas natural y otro para el hidrógeno. Sin embargo, esto supone una mayor complejidad y requisitos adicionales de espacio, lo que resulta un problema en vehículos tipo turismos y furgonetas. Usar dos tanques para los combustibles gaseosos supondría la instalación de estos tanques en el maletero o en el espacio de carga, limitando en gran medida el espacio disponible. Por tanto, se decide usar **un único tanque con una mezcla de gases preestablecida**. Esto supone la desventaja de que no se puede variar la proporción de los gases durante el funcionamiento, si no que se debe establecer la proporción y llenar el tanque. Esto impide repostar uno sólo de los dos gases utilizados, por ejemplo, gas natural puro en caso de no estar disponible la mezcla gas natural-hidrógeno.

Para este caso se muestra a continuación el valor de los tiempos de inyección usando un único tanque y un inyector de 1 mm que inyecte la mezcla de los dos gases.

Tabla 34. Variación del tiempo de inyección usando un solo tanque con un inyector de DN = 1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)									
		H2+GN [ms]	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\beta_e$ (sust. Energ.)	20%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	7,80
	30%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	40%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	50%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	60%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	70%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-
	80%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-	-	-

Se comprueba como en este caso sólo se podría inyectar hidrógeno puro con un coeficiente de sustitución energética del 20%. Esto es debido a que la superficie de inyección es muy pequeña, especialmente para el gas natural, por ello se decide aumentar el diámetro a 2.83 mm (equivalente a  $\sqrt{8}$  mm), con un diámetro nominal de 2 mm cada uno, de esta forma el tiempo obtenido es el que se muestra a continuación.

Tabla 35. Variación del tiempo de inyección usando un solo tanque con ocho inyectores de DN = 1mm

		$\delta_x$ (fracc. Mol. H2)								
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 +GN [ms]	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
		20%	2,00	1,98	1,96	1,93	1,89	1,83	1,74	1,56
30%		3,04	3,04	3,02	3,00	2,96	2,89	2,76	2,50	1,5
40%		4,13	4,14	4,15	4,14	4,11	4,05	3,91	3,57	2,2
50%		5,25	5,30	5,34	5,37	5,38	5,34	-	-	-
60%		6,41	6,51	6,60	6,69	6,76	6,78	-	-	-
70%		7,61	7,78	7,95	8,12	8,28	8,40	-	-	-
80%		8,86	9,11	9,38	9,66	9,96	0,00	-	-	-

Se puede comprobar como el rango ha aumentado hasta cubrirlo casi por completo, teniendo tiempos de inyección que van desde 2 ms hasta 9.96 ms.

Hay que tener en cuenta dos factores, el primero de ellos que al usar un único tanque en el que se combinan ambos combustibles gaseosos, la proporción de ambos ( $\delta_x$ ) debe estar predefinida. El segundo factor para tener en cuenta es que todas las tablas previas muestran un régimen de 3000 rpm, si se usan regímenes inferiores los tiempos de inyección se verán alterados. Por ello, se hará uso de la Tabla 25, mostrada anteriormente.

A continuación, se va a mostrar el valor de los ángulos y tiempos de inyección para diferentes regímenes usando una  $\delta_x$  preestablecida y variando el valor de  $\beta_e$ . En primer lugar, se muestra para  $\delta_x = 0.2$ , manteniendo el resto de las variables iguales a los casos anteriores.

Tabla 36. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta_x = 0.2$

$\delta_x = 20\%$		Régimen [rpm]			
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 +GN [°]	500	1000	2000	3000
	20%	35,93	35,93	35,93	35,93
	30%	54,79	54,79	54,79	54,79
	40%	74,31	74,31	74,31	74,31
	50%	94,50	94,50	94,50	94,50
	60%	115,40	115,40	115,40	115,40
	70%	137,06	137,06	137,06	137,06
	80%	159,52	159,52	159,52	159,52

		Régimen [rpm]			
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 +GN [ms]	500	1000	2000	3000
	20%	11,98	5,99	2,99	2,00
	30%	18,26	9,13	4,57	3,04
	40%	24,77	12,38	6,19	4,13
	50%	31,50	15,75	7,87	5,25
	60%	38,47	19,23	9,62	6,41
	70%	45,69	22,84	11,42	7,61
	80%	53,17	26,59	13,29	8,86

Tal como se ve, el ángulo de inyección es el mismo para todos los regímenes, pero las revoluciones por minuto influyen al pasar esos ángulos a tiempo. En este caso los tiempos de inyección irían desde 2 ms hasta 53.17 ms, manteniéndose dentro de los límites establecidos en la tabla 35, para todos los regímenes.

En el caso de usar  $\delta_x = 0.4$  los resultados de los tiempos se muestran a continuación.

Tabla 37. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta_x = 0.4$

$\delta_x = 40\%$		Régimen [rpm]			
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 +GN [°]	500	1000	2000	3000
	20%	35,29	35,29	35,29	35,29
	30%	54,42	54,42	54,42	54,42
	40%	74,66	74,66	74,66	74,66
	50%	96,10	96,10	96,10	96,10
	60%	118,85	118,85	118,85	118,85
	70%	143,05	143,05	143,05	143,05
	80%	168,82	168,82	168,82	168,82

		Régimen [rpm]			
$\beta_e$ (sust. Energ.)	H2 +GN [ms]	500	1000	2000	3000
	20%	11,76	5,88	2,94	1,96
	30%	18,14	9,07	4,54	3,02
	40%	24,89	12,44	6,22	4,15
	50%	32,03	16,02	8,01	5,34
	60%	39,62	19,81	9,90	6,60
	70%	47,68	23,84	11,92	7,95
	80%	56,27	28,14	14,07	9,38

En este caso al igual que el anterior, tanto los grados como los tiempos están dentro de los rangos establecidos.

Si se aumenta la proporción de hidrógeno en la mezcla hasta  $\delta_x = 0.6$ , se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 38. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta_x = 0.6$

$\delta_x = 60\%$		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [°]	500	1000	2000	3000
	20%	34,06	34,06	34,06	34,06
	30%	53,22	53,22	53,22	53,22
	40%	74,05	74,05	74,05	74,05
	50%	96,77	96,77	96,77	96,77
	60%	121,65	121,65	121,65	121,65
	70%	149,02	149,02	149,02	149,02
	80%	179,27	179,27	179,27	179,27

		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [ms]	500	1000	2000	3000
	20%	11,35	5,68	2,84	1,89
	30%	17,74	8,87	4,44	2,96
	40%	24,68	12,34	6,17	4,11
	50%	32,26	16,13	8,06	5,38
	60%	40,55	20,28	10,14	6,76
	70%	49,67	24,84	12,42	8,28
	80%	59,76	29,88	14,94	9,96

Al igual que en los dos casos anteriores, todos los tiempos y ángulos se encuentran dentro del rango establecido.

Al aumentar la proporción de hidrógeno en la mezcla hasta  $\delta_x = 0.8$ , los resultados son los siguientes:

Tabla 39. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta_x = 0.8$

$\delta_x = 80\%$		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [°]	500	1000	2000	3000
	20%	31,33	31,33	31,33	31,33
	30%	49,74	49,74	49,74	49,74
	40%	70,43	70,43	70,43	70,43
	50%	93,86	93,86	93,86	93,86
	60%	120,60	120,60	120,60	120,60
	70%	151,41	151,41	151,41	151,41
	80%	187,29	187,29	187,29	187,29

		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [ms]	500	1000	2000	3000
	20%	10,44	5,22	2,61	1,74
	30%	16,58	8,29	4,15	2,76
	40%	23,48	11,74	5,87	3,91
	50%	31,29	15,64	7,82	5,21
	60%	40,20	20,10	10,05	6,70
	70%	50,47	25,23	12,62	8,41
	80%	62,43	31,22	15,61	10,41

En este caso se observa cómo, para un  $\beta_e = 0.8$ , todos los ángulos de inyección son mayores de  $180^\circ$ , lo que es equivalente a que los tiempos de inyección son mayores (tabla de la derecha) que el límite establecido para cada uno de los regímenes (60ms, 30ms, 15ms y 10ms).

Si se introduce hidrógeno puro a través del colector en el motor, es decir, se usa una proporción de  $\delta_x = 1$ , los resultados son los mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 40. Valores de ángulos y tiempos a diferentes regímenes para  $\delta_x = 1$

$\delta_x = 100\%$		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [°]	500	1000	2000	3000
	20%	17,56	17,56	17,56	17,56
	30%	28,42	28,42	28,42	28,42
	40%	41,17	41,17	41,17	41,17
	50%	56,31	56,31	56,31	56,31
	60%	74,61	74,61	74,61	74,61
	70%	97,16	97,16	97,16	97,16
	80%	125,64	125,64	125,64	125,64

		Régimen [rpm]			
Pe (sust. Energ.)	H2+GN [ms]	500	1000	2000	3000
	20%	5,85	2,93	1,46	0,98
	30%	9,47	4,74	2,37	1,58
	40%	13,72	6,86	3,43	2,29
	50%	18,77	9,38	4,69	3,13
	60%	24,87	12,43	6,22	4,14
	70%	32,39	16,19	8,10	5,40
	80%	41,88	20,94	10,47	6,98

En este caso, para un régimen de 3000rpm no se podría inyectar una cantidad con un factor de proporción energética igual o menor al 20%, puesto que se necesitaría un tiempo de inyección del hidrógeno menor de 1 ms.

Por tanto, se puede afirmar que para una proporción molar de hidrógeno desde el 20% hasta el 60%, se puede hacer la inyección de la mezcla para todos los regímenes y para todos los factores de sustitución energética planteados, en lo que a tiempos de inyección se refiere. Es por ello que, si se tuviera que elegir una proporción, puesto que al usar un tanque con la mezcla premezclada se debe

elegir una proporción previamente, se elegiría **un 60% molar de hidrógeno**, ya que es la mayor proporción del gas que permite inyectar a cualquier régimen y factor de sustitución energética.

### 6.2.3. Aporte de combustible líquido mediante inyección en el cilindro

Estos cálculos son análogos para las expresiones (94) hasta la (99), con la diferencia de que el ángulo máximo de inyección en el cigüeñal se considera como referencia de unos 30° en lugar de 180° lo que supondría un menor tiempo de inyección. Por otro lado, la presión disponible para realizar el proceso de inyección de combustible líquido es mucho mayor, lo que conduce a velocidades de inyección mayores. Para poder calcular la sección del paso del inyector, habiendo calculado el gasto de combustible líquido durante la inyección ( $\dot{m}_{fi_c}$ ), se parte de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{fi_c} = C_{D_c} * c_{i_c} * \rho_{f_c} * A_{i_c} \quad (103)$$

Donde:

- $C_{D_c}$  corresponde al coeficiente de descarga del combustible líquido
- $c_{i_c}$  corresponde a la velocidad para un flujo incompresible en m/s
- $\rho_{f_m}$  corresponde a la densidad del combustible líquido en kg/m<sup>3</sup>
- $A_{i_m}$  corresponde a la sección de la tobera de inyección del diésel en m<sup>2</sup>

Para el cálculo de la velocidad para flujo incompresible se utiliza la expresión:

$$c_{i_c} = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_{i_c}}{\rho_{f_c}}} \quad (104)$$

Donde:

- $\Delta p_{i_c}$  es la diferencia de presión entre la línea de inyección (~1000 bar) y el interior del cilindro (~50 bar)

De la misma forma se obtiene el valor del tiempo de inyección en función del diámetro nominal del inyector de diésel:

$$\Delta t_{i_c} = \frac{4 * m_{f,CC_c}}{\rho_{f_c} * c_{i_c} * C_{D_c} * \pi * D_{i_c}^2} \quad (105)$$

En cuanto a los resultados obtenidos de la sección de paso de los inyectores del diésel, se obtienen para valores de  $\beta_e$  entre 0.2 y 0.8 unas secciones con un diámetro del orden de 0.1 mm aproximadamente y unos tiempos de inyección de entre 1 y 3 ms, valores típicos de este tipo de motores.

## 7. CONCLUSIONES

A continuación, se presentan las conclusiones obtenidas a lo largo de este trabajo. En primer lugar, las **conclusiones generales**, referidas al uso de motores duales y sus ventajas. En segundo lugar, las **conclusiones específicas** de este trabajo en concreto, en cuanto a factores de sustitución, emisiones y factores de proporción de los gases óptimos para el desarrollo del motor. Finalmente, se hablará de las líneas de futuro en cuanto a la dualización de motores.

### 7.1. Conclusiones generales

Tal como se ha visto, la conversión de un motor en motor dual no supone demasiada complejidad técnica, puesto que en primera aproximación solo se necesita añadir un cierto número de inyectores que se encarguen de aportar el combustible gaseoso en el colector de admisión, para que la mezcla de ese combustible junto con el aire pase a la cámara de combustión del motor.

La **dualización de un motor diésel usando gas natural e hidrógeno** supone una reducción en la mayoría de los gases contaminantes que se emiten. El uso del hidrógeno como combustible permite eliminar la mayoría de las sustancias contaminantes, ya que en su combustión con oxígeno únicamente se genera agua. Al producirse la combustión con aire, que contiene nitrógeno, se crean diferentes óxidos de nitrógeno (NOx) debido a la reacción del nitrógeno del aire y las altas temperaturas y presiones que se producen durante la combustión del hidrógeno. Es por ello por lo que para altos grados de carga se debe prestar atención en la emisión de estos compuestos.

En cuanto a la **adición de gas natural** como combustible en el motor en modo dual, al ser este gas de composición similar al diésel y tener un poder calorífico similar, se pueden usar valores elevados del factor de sustitución del combustible líquido tradicional. El problema es que, aunque se reducen las emisiones contaminantes totales, el gas natural sigue emitiendo algunos de estos gases al ser quemado. Se consigue reducir las emisiones de dióxido de carbono, óxidos de nitrógeno, óxidos de azufre e hidrocarburos distintos del metano. Sin embargo, puede observarse un aumento del monóxido de carbono y de hidrocarburos sin quemar, incluyendo presencia de metano en el escape.

Por ello la **adición de hidrógeno en modo dual al combustible diésel** puede suponer ventajas. Este gas es menos denso y más ligero que el gas natural y su poder de calorífico es del orden de tres veces superior al del gas natural, si bien el poder calorífico por unidad de volumen de mezcla es semejante. En general la sustitución por hidrógeno puede aumentar la eficiencia térmica del motor, consecuencia entre otras causas de la aceleración del proceso de combustión. Esto puede suponer un problema en ciertas ocasiones, resultando en temperaturas y presiones mucho más elevadas que funcionando con gas natural o diésel, pudiendo aparecer problemas en el funcionamiento del motor por alcanzarse valores demasiados elevados de la presión, la subida de presión o la temperatura en el interior del cilindro. Por ello, el uso de hidrógeno requiere evitar sobrepasar dichos valores, así como tomar una serie de medidas de seguridad adicionales y evitar un desgaste mayor de las diferentes partes del motor. Esta seguridad también se debe a la facilidad de combustión del hidrógeno en contacto con el oxígeno, haciendo las fugas de este gas peligrosas.

La **inyección directa del combustible gaseoso** directamente en la cámara de combustión, aunque presenta ventajas respecto a la ignición y el desarrollo de la combustión, es técnicamente mucho más compleja, puesto que las presiones y temperaturas alcanzadas en la cámara son mayores y la instalación del inyector en el cilindro resulta más complicada.



## 7.2. Conclusiones específicas

Las **conclusiones específicas** están vinculadas a los datos numéricos obtenidos durante la realización del trabajo.

Se ha elegido como **composición representativa del gas natural la que viene dada por  $C_1H_{3.767}$** , sin tener en cuenta los inertes como el nitrógeno o el  $CO_2$  (Tabla 3).

Se ha considerado que el combustible gaseoso que va a sustituir parte del combustible líquido diésel es una **mezcla de gas natural e hidrógeno**. La principal razón para ello es poca disponibilidad actual (2021) de puntos de repostaje de hidrógeno gaseoso, considerándose que puede ser más conveniente repostar mezclas de hidrógeno-gas natural en proporciones variables. Se ha denominado **factor de proporción  $\delta$**  el que indica la fracción de hidrógeno en la mezcla gaseosa. Dentro de este factor de proporción se diferencian tres tipos: proporción másica, energética y molar, que hacen referencia a las tres propiedades diferentes. Se ha calculado la relación entre los tres factores, obteniendo que la que menor relación lineal guarda, con respecto a la proporción másica es la proporción molar, debido a la diferencia entre la masa molar del hidrógeno diatómico y del gas natural (Figura 5).

Por su parte, el **factor de sustitución  $\beta$**  establece cuánto gasóleo es sustituido por los combustibles gaseosos alternativos, indicando la cantidad de combustible gaseoso que se usa sobre el total. Al igual que con el factor de proporción de los gases, este factor se diferencia en base a las mismas tres propiedades que antes, obteniendo el factor de sustitución másica, energética y global. De la misma forma se calcula la relación entre estos tres factores y se observa como varían en función de la variación del factor de proporción. En este caso se observa como al aumentar el factor de proporción  $\delta$ , es decir, al usar más hidrógeno en la mezcla de gases combustibles, la relación entre las tres expresiones del factor de sustitución  $\beta$  se vuelve menos lineal, en especial el factor de sustitución molar, esto se puede apreciar en la Figura 8, Figura 9 y Figura 10.

Otro parámetro importante a la hora de la dualización del motor es el **dosado** (relación combustible-aire), y en especial el dosado relativo (ídem dividida por el valor estequiométrico). Se ha considerado un dosado referido a los combustibles gaseosos que se aportan en el colector de admisión, un dosado referido al combustible líquido que se inyecta en el interior del cilindro y un dosado global que engloba todos ellos. El dosado varía en función de los valores del factor de proporción y el factor de sustitución, se calcula la relación entre ellos y se calcula el dosado para distintos valores de estos dos factores, estos dosados se recogen en la Tabla 9, y se puede ver como al aumentar el factor de proporción y el de sustitución el dosado en el colector y en el cilindro aumentan respectivamente.

Una de las principales ventajas que proporciona la dualización de un motor es la reducción de las **emisiones de  $CO_2$** . Para el cálculo de estas emisiones se consideran los reactivos y los productos que aparecen en un motor dual. En primer lugar, para una combustión estequiométrica (Tabla 12), y luego una combustión con exceso de aire y usando la recirculación de gases de escape (EGR), manteniendo el dosado constante y manteniendo el combustible constante (Tabla 16).

A partir de las proporciones de reactivos y productos, se pueden calcular los valores de las emisiones de  $CO_2$  del motor, y a partir de ellos los porcentajes de **ahorro de emisiones de dióxido de carbono** por gramo de combustible usado y por unidad de energía. Se comprueba como, al aumentar la proporción de hidrógeno en la mezcla de gases combustibles y al aumentar el valor del gasóleo sustituido, las emisiones de  $CO_2$  disminuyen, siendo cero en los casos en los que se usa un motor únicamente de hidrógeno, tal como se muestra en la Tabla 21.

Para el resto de los **gases contaminantes** formados en el motor no se puede realizar un cálculo directo, debiendo recurrir a ensayos experimentales. En estos, se observa una disminución de contaminantes a medida que aumenta la proporción de hidrógeno en la mezcla total, excepto con los óxidos de nitrógeno que, si la proporción de hidrógeno es elevada y a altos grados de carga, la presión y temperatura hacen que su emisión aumente considerablemente (Figura 24).

Es importante establecer límites de los valores de los **factores de proporción  $\delta$  entre los gases y de sustitución  $\beta$  del gasóleo por los gases**, ya que valores demasiado bajos harían que el trabajo no tuviese sentido, puesto la cantidad de combustible gaseoso sería despreciable. Por el contrario, valores muy altos podrían hacer que el motor no funcionase con normalidad o, en el caso de mucha cantidad de hidrógeno, que la combustión se vuelva inestable a causa de las altas presiones y temperaturas alcanzadas. En este caso se establece un factor de proporción del 20% al 100% de hidrógeno y un factor de sustitución que va desde el 20% de gasóleo sustituido al 80%, siendo dependiente del grado de carga del motor.

Finalmente se han calculado los **tiempos de inyección necesarios para los gases combustibles** en función de los factores de proporción de los gases y de sustitución del gasóleo. Estos tiempos no pueden exceder los tiempos mínimos dados por el fabricante de los inyectores ni exceder una carrera del pistón, por lo que en función de estos factores se establece un mínimo y un máximo. Se decide usar un único tanque con una mezcla de gases prefijada, puesto que el uso de dos tanques, uno para cada combustible gaseoso sería un uso de espacio demasiado elevado teniendo en cuenta que el motor pertenece a una furgoneta. Por tanto, se han calculado los tiempos de inyección del combustible líquido para un factor de proporción prefijado en función del valor del factor de sustitución y del régimen al que gira el motor. Estos valores de tiempo se muestran de la Tabla 36 a la Tabla 40.

### 7.3. Sugerencias para desarrollos futuros

Como sugerencias de desarrollos futuros se plantea la incorporación de un sistema de control de proporciones de gases y de factores de sustitución dual, que pueda variar estos factores en función de la carga o la velocidad a la que gira el motor, consiguiendo el funcionamiento óptimo y adaptándose para conseguir disminuir al máximo las emisiones. Para esto sería necesario el uso de dos tanques a presión diferenciados, uno para cada combustible gaseoso, con lo que se debería optimizar el espacio para poder almacenar ambos combustibles sin causar un problema.

Además, se plantea la realización de ensayos experimentales de un motor en modo dual instalado en un banco, barriendo diversas condiciones de trabajo, para confirmar los aspectos indicados en este trabajo relativos a: presión en el cilindro, calor liberado, presión media efectiva, consumo de combustible y emisiones, así como las limitaciones de funcionamiento.

## BIBLIOGRAFÍA

- AREATECNOLOGÍA. (s.f.). Obtenido de <https://www.areatecnologia.com/tecnologia/motor-combustion.html>
- Basshuysen. (2016). Natural Gas and Renewable Methane. En Basshuysen, *Natural Gas and Renewable Methane for Powertrains*. Springer.
- Castro, N., Toledo, M., & Amador, G. (2019). *An experimental investigation of the performance and emisiones of a ahydrogen-diesel dual fuel compression ignition internal combustion engine*. ELSEVIER.
- Centro Nacional del Hidrógeno. (4 de Noviembre de 2020). *Mapa Hidrogeneras*. Obtenido de <https://auto.cnh2.es/mapa-hidrogeneras/>
- CMT. (2021). *Apuntes del Centro de Motores Térmicos*. Valencia: UPV.
- Díez Bravo, D. (2016). *Adaptación de un motor diésel para su funcionamiento con gas natural en modo dual*. Valladolid: Universidad de Valladolid.
- Escuela Abierta de Desarrollo en Ingeniería y Construcción. (2015). *EADIC*.
- España, G. d. (s.f.). *Ministerio para la Transición Ecológica y el reto Demográfico*.
- GN Fenosa. (4 de Noviembre de 2021). *Estaciones Públicas de GNC y GNL*. Obtenido de <https://gasnam.es/terrestre/mapa-de-estaciones-de-gas-natural/>
- Gupta, R. B. (2008). *Hydrogen Fuel. Production, Transport and Storage*. CRC Press.
- Hollinger, T. (2008). Chapter 7a Hydrogen Internal Combustion Engine. En A. Leòn, *Hydrogen Technology*. Springer.
- ISO 15916. (2007).
- Iveco. (2014). *Catálogo Iveco Daily 70C 15/17/ V (/P) VAN*.
- Lanz. (2001). *Hydrogen Use In Internal Combustion Engines*. California: College of the Desert.
- Liew. (2010). An experimental investigation of the combustion process of a heavy-duty diesel engine enriched with H2. *Elsevier*.
- Ma, F., Szwaja, S., & Juknelevieus, R. (2018). In-Cylinder combustion analysis of a SI engine fuelled with hydrogen enriches compressed natural gas (HCNG): Engine performance, efficiency and emissions. *Journal of KONES Powertrain and Transport*.
- Ma, F., Wang, Y., Ding, S., & Zhao, S. (2008). Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas S.I. engine with hydrogen enrichment. *International Journal of Hydrogen Energy*.
- Oliveira. (2013). *Hydrogen electronic injection for a diesel power generator*. Birmingham: Aston University.
- Tinaut, F. (2018). *El Gas Natural en la Movilidad. Capt 6*. GASNAM.
- Tsujimara, T. (2017). The utilization of hydrogen in hydrogen/diesel dual. *Elsevier*.

Vavra, J. (2019). *A Dual Fuel Hydrogen - Diesel Compression Ignition Engine and Its Potencial Application in Road Transport*. Praga: SAE International.

WHA International, Inc. (2019). *Why use hydrogen-compatible materials?* Obtenido de <https://wha-international.com/what-is-hydrogen-compatibility/>

Yan, F., Lei, X., & Wang, Y. (2018). Applivation of hydrogen enriched natural gas in spark ignition IC engines: froma fundamental fuel properties to engine performances and emisiones,. *Renewable and Sustnainable Energy Reviews*.

Zareei, J., & Rohani, A. (2019). Optimization and study of performance parameters in an engine fueled with hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*.

Zhou, J. H. (2013). Combustion and Emission of a Compression Ignition Engine Fueled with Diesel and Hydrogen-Methane Mixture. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*.

## DOCUMENTO 2º:

### PRESUPUESTO

## ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.Coste de personal.....	102
2.Coste de material inventariable.....	102
3.Coste de software.....	103
4.Presupuesto total.....	103

## 1. COSTE DE PERSONAL

En este apartado se analizarán los costes de los diferentes miembros del equipo que ha integrado el proyecto, teniendo en cuenta la redacción del proyecto como la posible instalación y adecuación del motor para convertirlo en dual. Para ello se supone un catedrático y un becario encargado de la redacción del proyecto y dos profesores titulares para la instalación de los inyectores, sensores y válvulas necesarios para la dualización del motor.

	Tiempo [h]	Mano de obra [€/h]	Subtotal [€]
Catedrático	200	37,70 €	7.540,00 €
Profesor Titular 2	200	37,70 €	7.540,00 €
Profesor Titular 3	100	37,70 €	3.770,00 €
Becario	340	5,33 €	1.812,20 €
		<b>Total</b>	<b>20.662,20 €</b>

## 2. COSTE DE MATERIAL INVENTARIABLE

Para los costes de material inventariable se debe tener en cuenta que para la redacción del proyecto se ha usado un ordenador portátil MSI Intel i7 con 16GB de RAM, además de los materiales necesarios para la dualización del motor. En la siguiente tabla se muestran los materiales que se han utilizado, así como el coste total que suponen estos materiales. Para el cálculo del coste se usa la siguiente expresión.

$$Coste = \frac{A}{B} * C * D$$

Donde:

- *A* es el valor del tiempo de uso del equipo, en meses
- *B* es el periodo de amortización del equipo, en años
- *C* es el coste del equipo
- *D* es el porcentaje de uso del equipo durante el estudio

El coste total se muestra en la siguiente tabla:

	Descripción	Meses de uso	Periodo amort. [años]	Coste [€]	Uso del equipo [%]
Ordenador Portátil	MSI 16GB RAM	6	3	1.000,00 €	5%
Inyector H2	Quantum 100078	6	5	300,00 €	100%
Electroválvula	RS Pro V51	6	5	100,00 €	100%
Tanque H2	Quantum 40L	6	5	1200,00 €	100%
2 sensores H2	HPP805A031	6	5	120,00 €	100%
Panel detec. gases	TQ4000	6	5	700,00 €	100%
				<b>Total</b>	<b>3.004,00 €</b>

### 3. COSTE DE SOFTWARE

En este apartado se tiene en cuenta el coste de las licencias de los diferentes programas empleados para el cálculo, el graficado y la redacción del trabajo. En este caso el total asciende a cero euros ya que sólo se ha usado 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.

	Tiempo [Horas]	Coste licencia [€]
Microsoft Office 2019	230	- €
<b>Total</b>		<b>- €</b>

### 4. PRESUPUESTO TOTAL

El coste de presupuesto total se obtiene sumando los subtotales anteriormente obtenidos, añadiendo el impuesto al valor añadido (IVA) del 21% y los gastos extra que suponen el uso de instalaciones, luz, material adicional, etc. De esta forma se obtiene un presupuesto para el trabajo de **treinta y cuatro mil trescientos sesenta y tres euros con treintaidós céntimos**.

		Coste [€]
Coste de personal		20.662,20 €
Coste de materiales		3.004,00 €
Coste de software		- €
Subtotal		23.666,20 €
Gastos extra	20%	4.733,24 €
IVA	21%	5.963,88 €
<b>Total</b>		<b>34.363,32 €</b>



DOCUMENTO 3º:  
ANEXOS

## ANEXO 1

### RECOPIACIÓN DE TABLAS DE PROPIEDADES COMPARADAS DE H2, GN, GASOLINA Y GASÓLEO

International Energy Agency, 2019

#### Physical properties of hydrogen

Property	Hydrogen	Comparison
Density (gaseous)	0.089 kg/m <sup>3</sup> (0°C, 1 bar)	1/10 of natural gas
Density (liquid)	70.79 kg/m <sup>3</sup> (-253°C, 1 bar)	1/6 of natural gas
Boiling point	-252.76°C (1 bar)	90°C below LNG
Energy per unit of mass (LHV)	120.1 MJ/kg	3x that of gasoline
Energy density (ambient cond., LHV)	0.01 MJ/L	1/3 of natural gas
Specific energy (liquefied, LHV)	8.5 MJ/L	1/3 of LNG
Flame velocity	346 cm/s	8x methane
Ignition range	4–77% in air by volume	6x wider than methane
Autoignition temperature	585°C	220°C for gasoline
Ignition energy	0.02 MJ	1/10 of methane

Notes: cm/s = centimetre per second; kg/m<sup>3</sup> = kilograms per cubic metre; LHV = lower heating value; MJ = megajoule; MJ/kg = megajoules per kilogram; MJ/L = megajoules per litre.

Fuente: IEA, 2019

(Yan, Lei, & Wang, 2018)

Table 1  
Typical physiochemical properties of relevant fuels [2,10,20,26,31].

Properties	Methane	Hydrogen	Gasoline	Diesel
Lower heating value (LHV) (MJ/kg) [26]	46.72	119.7	44.79	42.5 [20]
Volumetric LHV (MJ/m <sup>3</sup> ) [26]	32.97	10.22	216.38	–
LHV of stoichiometric mixture (MJ/m <sup>3</sup> ) [26]	3.13	3.02	3.83	–
Density at NTP (kg/m <sup>3</sup> ) [31]	0.67	0.08	720–775	833–881 [20]
Molar mass (kg/mol) [31]	16.04	2.02	100–105	204 [2]
Diffusion coefficient (cm <sup>2</sup> /s) [10]	0.189	0.61	–	–
Flammability limits in air (vol%) (lower–upper) [10]	5.3–15.0	4.0–75.0	1.2–6.0	0.7–5 [20]
Laminar flame speed at NTP (m/s) [26]	0.38	2.65–3.25	0.37–0.43	–
Auto-ignition temperature in air (K) [10]	813	858	~500–750	~553 [20]
Adiabatic flame temperature in NTP air (K)	2224 <sup>a</sup>	2379 <sup>a</sup>	~2470 [26]	2327 [2]
Minimum ignition energy (mJ) [26]	0.28	0.02	0.25	–
Quenching distance in NTP air (mm) [26]	2.03	0.64	~2.0	–

\*NTP means normal temperature (298.15 K) and pressure (1 atm).

<sup>a</sup> denotes the authors' calculations at NTP conditions with Chemkin software and GRI mech 3.0.

(Ma, Wang, Ding, & Zhao, 2008)

Fuel properties	Natural gas	Hydrogen	
Density at NTP (kg/m <sup>3</sup> )	0.754	0.082	
Stoichiometric fuel/air ratio (by volume)	0.106	0.420	
Volumetric lower heating value (MJ/m <sup>3</sup> )	32.97	10.22	-70%
Heating value of stoichiometric fuel-air mixtures (MJ/m <sup>3</sup> )	3.17	3.02	-5%
Laminar burning velocity (m/s)	0.38	2.9	
Minimum ignition energy (mJ)	0.28	0.02	
Lean flammability limit equivalence ratio	0.5	0.1	
Quenching distance (mm)	1.9	0.6	

**A. Wolany y M. Bargende en (Basshuysen, 2016)**
**Table 4.1** Properties of various fuels according to [8, 18]

	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Calorific value H <sub>s</sub> <sup>a</sup> (kJ/kg)	Specific calorific value H <sub>i</sub> <sup>a</sup> (kJ/kg)	Volume- related calorific values (MJ/m <sup>3</sup> )	Lst (kg/kg)	Mixture calorific value HG <sup>b</sup> (MJ/m <sup>3</sup> )	Ignition limits $\lambda$ (-)	Boiling point <sup>c</sup> (°C)	Evaporation heat <sup>c</sup> (kJ/kg)
Methane (CH <sub>4</sub> )	0.7175	55,515	50,028	36	17.2	3.75	0.7/2.1	-162	510
LNG (methane)	421			21,062					
CNG (methane)	162			8105					
Methane hydrate	900		6709	6038					
Gasoline	730..780	43,350	41,000	30,750	14.5	3.75	0.4/1.4	30...190	420
Diesel	815...855	45,400	43,000	35,690	14.5	3.87	0.48/1.35	170...350	300
Heavy fuel oil	950	-	41,300	39,235	14.6	3.66	0.5/1.35	175...450	-
LPG	540	-	46,330	25,018	-	-	-	-	-
Propane	2.01	-	46,300	93	15.6	3.35	0.4/2.2	-42	425
Butane	2.7	-	45,600	123	15.4	3.39	0.4/2.1	0	385
Methanol	795	23,847	21,099	16,774	6.46	3.44	0.34/2.0	65	1110
Ethanol	789	30,574	27,708	21,862	9.0	3.48	0.3/2.1	78	845

Note: Values at 0 °C and 1013 bar except LNG (-162 °C, 1 bar), CNG (25 °C, 200 bar), Methane Hydrate (<4 °C, >20 bar) LPG (25 °C, 5–10 bar)

<sup>a</sup>Reference temperature for the combustion 25 °C; <sup>b</sup>at  $\lambda = 2$ ; <sup>c</sup>at 1013 bar

8. Cerbe G (2008) Grundlagen der Gastechnik: Gasbeschaffung, Gasverteilung, Gasverwendung, München

18. Pischinger R (2009) Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien

**Tabla (Hollinger, 2008)**

**Table 7a.1** Comparison of the properties involved in the combustion process between gasoline, natural gas, and hydrogen when used in an ICE. Flammability limit simply means that a fuel could be ignited only within the limits given in the table. In the case of hydrogen, we have indicated this to be between 10 and 74% of hydrogen in air

Property	Gasoline	Natural Gas	Hydrogen
◇ Flammability limits ( $\phi$ )	0.7–4	0.4–1.6	0.1–7.4 <sup>1</sup>
◇ Laminar flame velocity (m/s)	0.37–0.43	0.38	1.85
◇ Octane number	85–99	> 130	> 140
Adiabatic flame temp. (C)	2306.7	1967.8	2206.7
Auto-ignition temp. (C)	276.7	449.4	584.4
◆ Stoichiometric volume (%)	2	9.48	29.53
◆ Minimum ignition energy (mJ)	0.24	0.28	0.02
◆ Quenching distance (mm)	2	2.1	0.076

◇ Indicates favorable for hydrogen, ◆ Indicates unfavorable for hydrogen

Helmut Eichlseder, 4.5 Mixtures of Methane and Hydrogen, en (Basshuysen, 2016)

**Table 4.17** Properties of natural gas-hydrogen-mixtures [223, 226, 231–233]

		Hydrogen	25 vol-% H <sub>2</sub> in CH <sub>4</sub>	10 vol-% H <sub>2</sub> in CH <sub>4</sub>	Methane	Natural gas <sup>a</sup> e-on [230, 231]
Wobbeindex <sup>b</sup> Wo (upper)	MJ/m <sup>3</sup>	45.10	46.85	48.68	49.89	41.7
Wu (lower)	MJ/m <sup>3</sup>	38.11	41.87	43.67	44.90	–
Density, liquid <sup>c</sup>	kg/m <sup>3</sup>	71.0	–	–	422.8	–
At (boiling point)	K	20.2	–	–	111.4	78 ÷ 118
Density, gaseous <sup>b</sup>	kg/m <sup>3</sup>	0.0838	0.5221	0.6097	0.6682	0.84 (0.7 ÷ 1.0)
Stoichiometric air demand	–	34.3	17.89	17.43	17.2	16
Calorific value (upper)	MJ/kg	142.0	59.09	56.81	55.63	51.9
Calorific value (lower)	MJ/kg	120.0	52.81	50.96	50.0	47.1
Energy density liquid <sup>b</sup> / gaseous (300 bar) <sup>b</sup>	MJ/dm <sup>3</sup>	8.52	–	–	21.1	–
	MJ/dm <sup>3</sup>	2.50	8.10	9.72	10.90	–
Mixture calorific value <sup>b</sup>						
Mixture aspirated	MJ/m <sup>3</sup>	2.97	3.15	3.16	3.17	3.15
Air aspirated	MJ/m <sup>3</sup>	4.21	3.56	3.52	3.50	3.81
Ignition limits (theoretical)	Vol-%	4 ÷ 76 [223]	–	–	4.4 ÷ 15 [223]	4 ÷ 17
	λ	0.13 ÷ 10 [223]	–	–	0.6 ÷ 2 [223]	0.5 ÷ 2.3
Engine, upper <sup>b</sup>	λ	5.90	1.97	1.80	1.73	–
Auto-ignition temperature	K	858 [223]	–	–	868 [224]	848 ÷ 913
Minimum ignition energy	mJ	0.017 [223]	–	–	0.29 [223]	0.25
Diffusion coefficient	cm <sup>2</sup> /s	55.1	–	–	18.3	–
Flame propagation speed of 25 %- Front v 0.25 <sup>b</sup>	cm/s	5.0	–	–	1.7	–

(continued)

**Table 4.17** (continued)

		Hydrogen	25 vol-% H <sub>2</sub> in CH <sub>4</sub>	10 vol-% H <sub>2</sub> in CH <sub>4</sub>	Methane	Natural gas <sup>a</sup> e-on [230, 231]
Laminar flame speed <sup>b, f</sup>	cm/s	233.2	45.6	40.8	38.3	–
Adiabatic combustion temperature <sup>b, f</sup>	K	2383.6	2233.6	2225.3	2220.8	2233
Quenching gap <sup>c</sup>	mm	0.64	≈1.82	≈2.01	2.13	–
Methane number		0	75 [222]	90 [222]	100	
Proportions by mass						–
c		0	0.726	0.739	0.749	–
h		1	0.274	0.261	0.251	–
Spec. CO <sub>2</sub> - emission	g/kWh	0	180	191	198	200

<sup>a</sup>At: 273.15 K, 1013.25 mbar

<sup>b</sup>At standard conditions 298.15 K, 1013.25 mbar

<sup>c</sup>At 1013.25 bar

<sup>d</sup>At 298.15 K

<sup>e</sup>Single cylinder engine, n = 2000/min, WOT, SOI 320°CA, IP optimized

<sup>f</sup>CHEMKIN Simulation

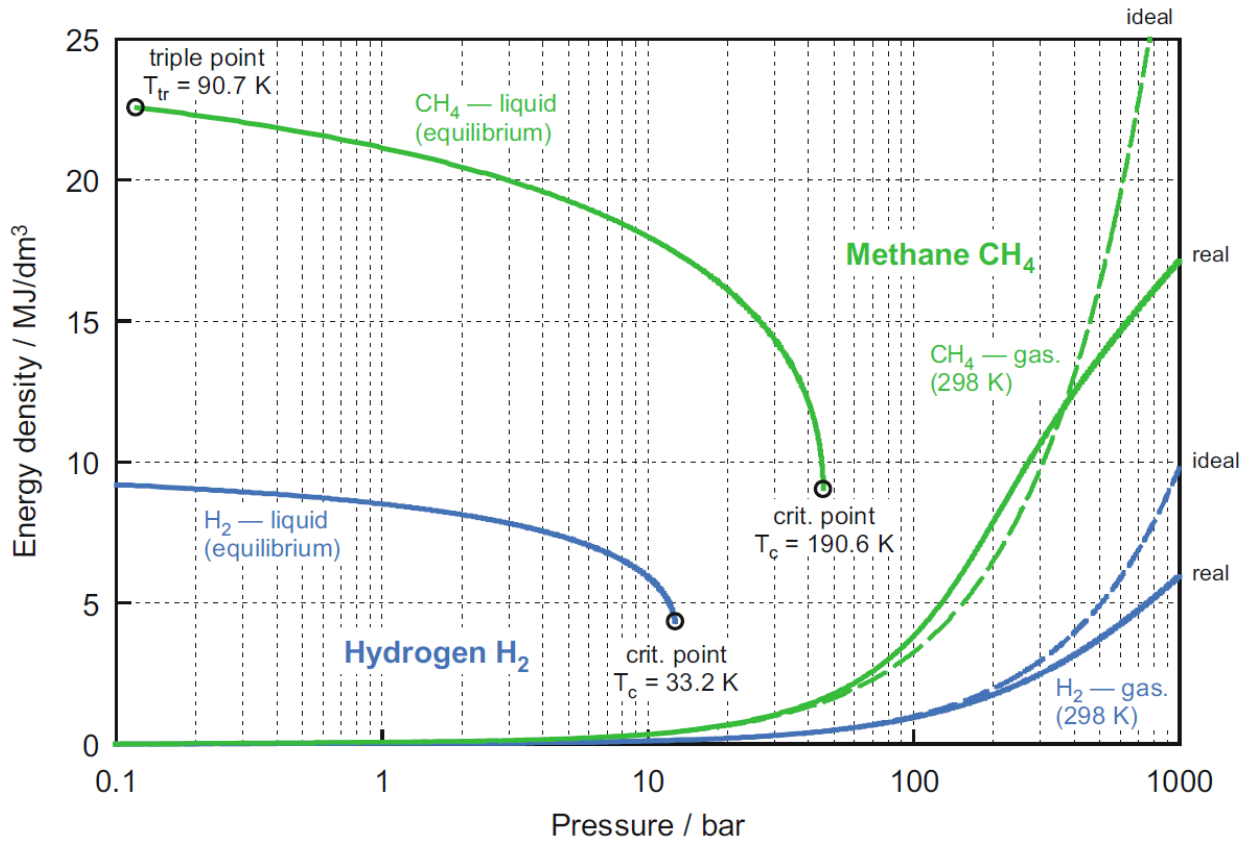
223. Eichlseder H, Klell M (2012) Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung. 3. Auflage, Wiesbaden

226. Skalla C (2011) Gemischbildung und Verbrennung von Wasserstoff/Methan-Gemischen in Pkw-Anwendungen. Dissertation, TU Graz

231. DVGW, Deutscher Verein des Gas und Wasserfaches: Richtlinie G260

232. E.ON Hanse AG, THB – Technische Hinweise und Bestimmungen (Gas) für das Netzgebiet der E.ON Hanse AG, Stand Mai 2007

233. Fukuda M, Korematsu K, Sakamoto M (1981) On quenching distance of mixtures of methane and hydrogen with air. In: Bulletin of JSME Vol 24. Nor. 193, Paper No. 193-13



**Diagram 4.81** Energy density of hydrogen and methane in compressed and liquid condition [223]  
 223. Eichseder H, Klell M (2012) Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung. 3. Auflage, Wiesbaden

## MEZCLAS H2-GN

(Basshuysen, 2016)

**Table 4.18** Partial pressures, masses and energy contents in a tank at 350 bar and 25 °C [223]

	CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub> NG10	H <sub>2</sub> NG15	H <sub>2</sub> NG30	H <sub>2</sub> NG50	H <sub>2</sub> NG80	H <sub>2</sub>
Vol% H <sub>2</sub>	0	10	15	30	50	80	100
$p_{H_2}$ (bar)	0	35	52.5	105	175	280	350
$p_{CH_4}$ (bar)	350	315	297.5	245	175	70	0
$m_{ideal H_2}$ (kg)	0.00	0.28	0.43	0.85	1.42	2.28	2.85
$m_{ideal CH_4}$ (kg)	22.65	20.38	19.25	15.85	11.32	4.53	0.00
$H_u$ ideal (MJ/kg)	50.0	51.0	51.5	53.6	57.8	73.4	120.0
$H_u$ ideal (MJ/0.1 m <sup>3</sup> )	1132	1053	1013	895	737	500	341
$m_{real H_2}$ (kg)	0.00	0.22	0.33	0.66	1.11	1.75	2.19
$m_{real CH_4}$ (kg)	20.94	18.85	17.80	14.66	10.47	4.19	0.00
$H_u$ real (MJ/kg)	50.0	50.8	51.3	53.0	56.6	70.7	120
$H_u$ real (MJ/0.1 m <sup>3</sup> )	1047	969	929	812	655	420	263

$H_u$  = Net Calorific Value. Net CV

223. Eichseder H, Klell M (2012) Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung. 3. Auflage, Wiesbaden

**Table 4.19** Volumetric calorific value and Wobbe index [223]

	CH <sub>4</sub>	Natural gas in Austria	H <sub>2</sub> NG15	H <sub>2</sub> NG30	H <sub>2</sub> NG50	H <sub>2</sub> NG80	H <sub>2</sub>
$H_o$ vol (MJ/Nm <sup>3</sup> )	39.91	39.86	35.38	31.76	26.33	18.18	12.75
$W_o$ (MJ/Nm <sup>3</sup> )	54.00	53.01	52.01	50.02	47.48	44.87	48.66

$T = 0$  °C,  $p = 1.013$  bar, Density air:  $\rho_{Air} = 1.2929$  kg/m<sup>3</sup>

$H_o$  = Gross Calorific Value. Gross CV

223. Eichseder H, Klell M (2012) Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik – Erzeugung, Speicherung, Anwendung. 3. Auflage, Wiesbaden



(Zareei &amp; Rohani, 2019)

Table 3 – Energy and Mass Composition of H <sub>2</sub> -NG fuel.						
	CNG	HCNG10	HCNG20	HCNG30	HCNG40	HCNG50
H <sub>2</sub> (% Mass)	0	1.21	2.69	4.52	6.72	9.02
H <sub>2</sub> (% energy)	0	3.09	6.68	10.49	15.59	20.93
LHV(MJ/kg)	46.28	47.17	48.26	49.61	51.41	53.294
LHV stoich. mixture(MJ/NM <sup>3</sup> )	3.376	3.359	3.353	3.349	3.344	3.340
CNG mass(mg)	5.2	5.13708	5.06012	4.96496	4.855	4.7474
Hydrogen mass(mg)	0	0.06292	0.13988	0.23504	0.3450	0.4526

(Ma, Szwaja, &amp; Juknelevius, 2018)

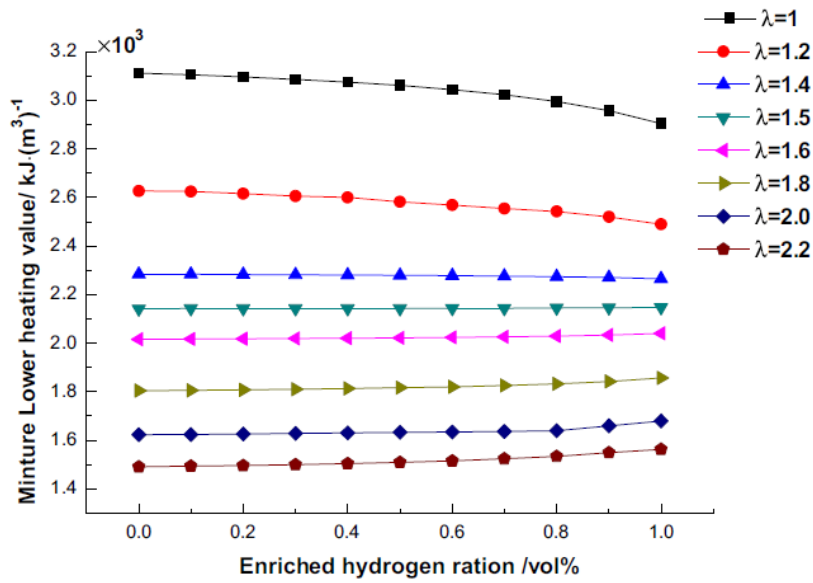


Fig. 2 – Mixture lower heating value at various hydrogen enrichments.

## ANEXO 2

### INYECTOR ELEGIDO PARA LA INYECCIÓN DE HIDRÓGENO Y GAS NATURAL



## Alternative Fuel Injectors

Advanced components for Hydrogen and CNG applications

At Quantum we design, manufacture, and market state-of-the-art Type IV fuel storage tanks and gaseous fuel components.



### H<sub>2</sub> and CNG Injectors



**Connector:**

Injector mates with AMP™ connector

**Supply Voltage:**

8-16 Volts typical

**Resistance:**

2.05 +/- 0.25 Ω at 20°C

**Inductance:**

3.98 +/- 0.3 mH at 1000 Hz typical

**Drive Circuit:**

Peak and Hold

Quantum Part #	Description
110764	Hydrogen injector
100078	CNG injector

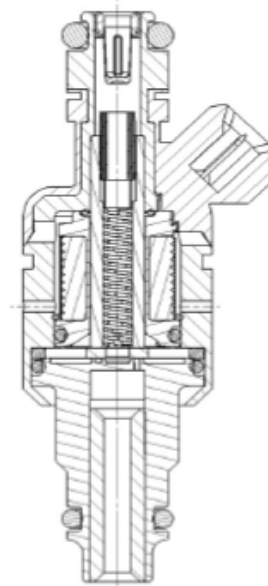
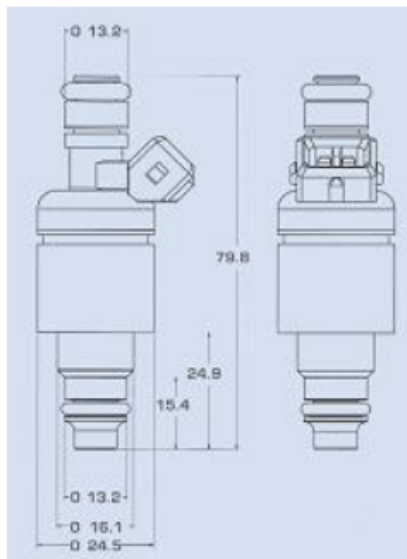
The Quantum alternative fuel injector is designed for multi-port internal combustion engine applications and for metering hydrogen in fuel cells. Existing liquid fuel injector designs suffer from premature failure in dry gas applications and are subject to both orifice contamination and flow capacity limitations for today's applications.

The Quantum injector provides freedom from frictional wear and sticking to enhance durability. Quantum's alternative fuel injectors have been designed and tested to achieve over 500 million cycles with CNG and over 150 million cycles with hydrogen.



## Alternative Fuel Injector Specifications

Description	Specifications
Length	80 mm
Diameter (max)	24.5mm (excl. connector)
Flow capacity (Static)	3.2g/s @ 345kPa (50psi) tested with air
Dynamic Flow Rate	8.5 mg/pulse @ 3.5 ms pulse width (air)
Working Pressure	345kPa (50psi)
Durability Hydrogen	150 million cycles
Durability CNG	500 million cycles
Pulse period (Frequency)	10 ms (100Hz)
Peak/Hold current levels	4/1 amps
Internal (Tip) Leakage	Max 0.50 SCCM Nitrogen @ 345 kPa
External Leakage	Max 0.05 SCCM Nitrogen @ 345 kPa



The Quantum injector is a low impedance device requiring a peak and hold drive circuit. The system voltage is supplied during the peak current time followed by a hold current for the remainder of the pulse.