



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio de emisiones, combustión y rendimiento de un  
motor de camión dual-fuel con e-diesel y gasolina

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de la Energía

AUTOR/A: Rebollar López, Nicolás

Tutor/a: López Sánchez, José Javier

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

## RESUMEN

Los métodos de combustión alternativos buscan mejorar problemas presentes en los métodos convencionales. El método dual-mode dual-fuel (DMDF), desarrollado en el instituto CMT, se centra en la reducción de emisiones de  $\text{NO}_x$  y hollín a niveles que cumplen con normativas como la EURO VI, mediante el empleo de una combustión dual de un combustible de alta y baja reactividad. Adicionalmente, los combustibles sintéticos de bajo impacto ambiental son una forma rápida de alcanzar la neutralidad neta en  $\text{CO}_2$ .

En este proyecto se ha empleado un motor de camión multicilíndrico de 7,7 litros, modificado para funcionar bajo el esquema DMDF. A diferencia de otras investigaciones, se ha trabajado con un combustible de alta reactividad sintético, para sustituir el diésel, acompañado de gasolina. Se realizaron dos estudios bien diferenciados: el primero, un análisis paramétrico en puntos de funcionamiento específicos, para entender cómo afecta cada parámetro del motor a la combustión, las emisiones y el consumo; el segundo, un análisis de *drop-in*, manteniendo la calibración original del DMDF y modificando únicamente el combustible empleado por el sintético, para comprender su implementación sin modificaciones en la configuración del motor.

Los resultados mostraron una reducción significativa en emisiones de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono, problemas típicos del DMDF. Sin embargo, surgieron desafíos en la calibración, como el aumento de  $\text{NO}_x$  debido a una combustión más adelantada por el cambio de combustible. Utilizando los resultados del estudio paramétrico y las observaciones del análisis *drop-in*, se proponen soluciones para optimizar la calibración del motor con el nuevo combustible. En resumen, este proyecto demuestra el potencial de los combustibles sintéticos en combinación con métodos de combustión alternativos como el DMDF, para reducir emisiones contaminantes y avanzar hacia una movilidad más sostenible.

**PALABRAS CLAVE:** métodos de combustión alternativos; DMDF; combustibles sintéticos; análisis paramétrico; *drop-in*



## RESUM

Els mètodes de combustió alternatius busquen millorar els problemes presents en els mètodes convencionals. El mètode dual-mode dual-fuel (DMDF), desenvolupat a l'institut CMT, es centra en la reducció d'emissions de  $\text{NO}_x$  i sotja a nivells que compleixen amb normatives com la EURO VI, mitjançant l'ús d'una combustió dual d'un combustible d'alta i baixa reactivitat. A més, els combustibles sintètics de baix impacte ambiental són una forma ràpida d'assolir la neutralitat neta en  $\text{CO}_2$ .

En aquest projecte, s'ha utilitzat un motor de camió multicilíndric de 7,7 litres, modificat per a funcionar sota l'esquema DMDF. A diferència d'altres investigacions, s'ha treballat amb un combustible d'alta reactivitat sintètic, per a substituir el dièsel, acompanyat de gasolina. Es van realitzar dos estudis ben diferenciats: el primer, una anàlisi paramètrica en punts de funcionament específics, per a entendre com afecta cada paràmetre del motor a la combustió, les emissions i el consum; el segon, una anàlisi de *drop-in*, mantenint la calibració original del DMDF i modificant únicament el combustible utilitzat pel sintètic, per a comprendre la seua implementació sense modificacions en la configuració del motor.

Els resultats van mostrar una reducció significativa en emissions d'hidrocarburs sense cremar i monòxid de carboni, problemes típics del DMDF. No obstant això, van sorgir desafiaments en la calibració, com l'augment de  $\text{NO}_x$  a causa d'una combustió més avançada pel canvi de combustible. Utilitzant els resultats de l'estudi paramètric i les observacions de l'anàlisi *drop-in*, es proposen solucions per a optimitzar la calibració del motor amb el nou combustible. En resum, aquest projecte demostra el potencial dels combustibles sintètics en combinació amb mètodes de combustió alternatius com el DMDF, per a reduir emissions contaminants i avançar cap a una mobilitat més sostenible.

**PARAULES CLAU:** mètodes de combustió alternatius; DMDF; combustible sintètic; anàlisis paramètric; *drop-in*



## ABSTRACT

Alternative combustion methods aim to address issues present in conventional methods. The dual-mode dual-fuel (DMDF) method, developed at the CMT institute, focuses on reducing  $\text{NO}_x$  and soot emissions to levels that comply with regulations such as EURO VI by employing dual combustion of a high-reactivity and a low-reactivity fuel. Additionally, low environmental impact synthetic fuels are a rapid way to achieve net  $\text{CO}_2$  neutrality.

In this project, a multicylinder 7.7-liter truck engine, modified to operate under the DMDF scheme, was used. Unlike other research, a synthetic high-reactivity fuel was used to replace diesel, accompanied by gasoline. Two distinct studies were conducted: the first, a parametric analysis at specific operating points, to understand how each engine parameter affects combustion, emissions, and consumption; the second, a drop-in analysis, maintaining the original DMDF calibration and only changing the fuel used to the synthetic one, to understand its implementation without modifications in the engine configuration.

The results showed a significant reduction in unburned hydrocarbon and carbon monoxide emissions, typical problems of DMDF. However, calibration challenges arose, such as increased  $\text{NO}_x$  due to earlier combustion timing caused by the fuel change. Using the results from the parametric study and observations from the drop-in analysis, solutions are proposed to optimize the engine calibration with the new fuel. In summary, this project demonstrates the potential of synthetic fuels in combination with alternative combustion methods like DMDF to reduce pollutant emissions and advance towards more sustainable mobility.

**KEY WORD:** Alternative combustion methods; DMDF; synthetic fuel; parametric analysis; drop-in



# ÍNDICE

<b>DOCUMENTO I. MEMORIA.....</b>	<b>13</b>
<b>1 Introducción .....</b>	<b>14</b>
1.1 Contexto .....	14
1.2 Justificación .....	15
1.3 Objetivos de la investigación .....	15
<b>2 Marco teórico .....</b>	<b>16</b>
2.1 El motor de encendido por compresión (MEC) .....	16
2.1.1 Etapas de combustión en MEC .....	17
2.1.2 Emisiones contaminantes en MEC.....	18
2.2 Combustión de baja temperatura.....	21
2.2.1 HCCI .....	22
2.2.2 PCCI.....	22
2.2.3 RCCI.....	23
2.3 Combustibles .....	24
2.3.1 LRF (Low Reactivity Fuel) .....	24
2.3.2 HRF(High Reactivity Fuel).....	24
<b>3 Herramientas y metodología.....</b>	<b>28</b>
3.1 Instalación experimental.....	28
3.1.1 Motor de ensayos .....	28
3.1.2 Sistemas de control.....	29
3.1.3 Esquema sala de ensayos.....	29
3.1.4 Equipos de medición .....	30
3.2 Combustibles .....	31
3.3 Programas informáticos.....	31
3.3.1 Calmec.....	31
3.3.2 MATLAB .....	31
3.4 Metodología experimental.....	31
3.4.1 Estudio paramétrico.....	31
3.4.2 Análisis drop-in.....	32

3.4.3	Calibración inicial .....	32
<b>4</b>	<b>Resultados .....</b>	<b>33</b>
4.1	<i>Estudio paramétrico</i> .....	33
4.1.1	Baja carga (1200rpm@10%).....	33
4.1.2	Premezcla parcial (2000rpm@25%) .....	39
4.1.3	Completamente premezclada (1500rpm@50%) .....	45
4.2	<i>Drop-in</i> .....	51
4.2.1	Combustión .....	52
4.2.2	Emisiones y consumo.....	59
<b>5</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>66</b>
<b>6</b>	<b>Relación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible .....</b>	<b>68</b>
<b>7</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>69</b>
	<b>DOCUMENTO II. PRESUPUESTO .....</b>	<b>72</b>
<b>1</b>	<b>Precios unitarios.....</b>	<b>73</b>
<b>2</b>	<b>Precios descompuestos.....</b>	<b>74</b>
<b>3</b>	<b>Presupuesto.....</b>	<b>75</b>
	<b>ANEXO .....</b>	<b>76</b>

# ÍNDICE GRÁFICAS

Gráfica 1.Masa de aire, porcentaje de EGR y presión de admisión respecto a ITV y VGT. 1200rpm@10% .....	33
Gráfica 2.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 1200rpm@10% ..	35
Gráfica 3.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de las inyecciones. 1200rpm@10% ..	36
Gráfica 4.Tiempo de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la presión de rail. 1200rpm@10% .....	37
Gráfica 5.Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS variando las presiones de rail. 1200rpm@10% .....	37
Gráfica 6.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de las presiones de rail. 1200rpm@10% .....	37
Gráfica 7.UMH de oxígeno en el tubo de escape respecto a la presión de rail. 1200rpm@10% .....	38
Gráfica 8.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 2000rpm@25% ..	39
Gráfica 9.Inicio de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la masa de aire. 2000rpm@25% .....	40
Gráfica 10.Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS variando la ITV. 2000rpm@25% .....	40
Gráfica 11.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de las inyecciones. 2000rpm@25%	41
Gráfica 12.Tiempo de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a las inyecciones. 2000rpm@25% .....	42
Gráfica 13.Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS inyección principal SOI 20. 2000rpm@25% .....	42
Gráfica 14.Pérdidas en la combustión en relación con las inyecciones. 2000rpm@25% .....	43
Gráfica 15.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto del porcentaje de gasolina. 2000rpm@25% .....	44
Gráfica 16.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 1500rpm@50%	46
Gráfica 17.Tiempo desde el inicio hasta la fase de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la masa de aire. 1500rpm@50% .....	46
Gráfica 18.Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. 1500rpm@50% .....	46
Gráfica 19.Porcentaje de EGR respecto de la masa de aire. 1500rpm@50% .....	47
Gráfica 20.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de las inyecciones. 1500rpm@50%	48
Gráfica 21.BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto del porcentaje de gasolina. 1500rpm@50% .....	49
Gráfica 22.Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la fracción de gasolina. 1500rpm@50% .....	50
Gráfica 23.Diferencia de CA10 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	52
Gráfica 24.Diferencia de CA50 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	53

Gráfica 25.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (950, 1500, 2000)rpm@50% .....	53
Gráfica 26.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200, 2200)rpm@75% .....	54
Gráfica 27.Diferencia de CA90-CA10 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	55
Gráfica 28.Diferencia de tiempo de difusión entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	55
Gráfica 29.Diferencia de tiempo de premezcla entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	55
Gráfica 30.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200,1800,2200)rpm@100% .....	56
Gráfica 31.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (950,1500,2000)rpm@25% .....	57
Gráfica 32.Diferencia de presión máxima entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	57
Gráfica 33.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200,1800,2200)rpm@10% .....	58
Gráfica 34.Diferencia del gradiente de presión entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	59
Gráfica 35.Diferencia de emisiones de hollín entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	60
Gráfica 36.Diferencia de emisiones de NOx entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	61
Gráfica 37.Diferencia de emisiones de CO entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	62
Gráfica 38.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1500,1800,2000)rpm@25% .....	63
Gráfica 39.Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. 1800rpm@60%.....	64
Gráfica 40.Diferencia de emisiones de HC entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	64
Gráfica 41.Diferencia de consumo equivalente entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional.....	65

## ÍNDICE TABLAS

Tabla 1. Características del motor empleado .....	29
Tabla 2. Detalles de la instrumentación y error .....	30
Tabla 3. Propiedades de los combustibles .....	31
Tabla 4. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 1200rpm@10% ..	38
Tabla 5. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 2000rpm@25% ..	45
Tabla 6. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 1500rpm@50% ..	51
Tabla 7. ODS en relación con el proyecto .....	68
Tabla 8. Precios unitarios recursos humanos .....	73
Tabla 9. Precios unitarios licencias de programas empleados .....	73
Tabla 10. Precios unitarios bienes amortizables .....	73
Tabla 11. Precios descompuestos recursos humanos .....	74
Tabla 12. Precio descompuesto licencias de programas empleados .....	74
Tabla 13. Precio descompuesto bienes amortizables .....	74
Tabla 14. Presupuesto total .....	75

## ÍNDICE FIGURAS

Fig 1. Fases motor diésel de 4 tiempos [3] .....	16
Fig 2. Etapas de combustión de un motor MEC [5] .....	18
Fig 3. Zonas de formación de NOx y hollín en función de la temperatura local y el local equivalence ratio [20] .....	22
Fig 4. Descripción conceptual de la combustión Dual-mode dual-fuel [10] .....	24
Fig 5. Principales etapas de formación de GTL [21] .....	27
Fig 6. Esquema sala de ensayos .....	29

## NOMENCLATURA

BSCH	Brake Specific Hydrocarbons emissions (Emisiones de hidrocarburos específicos de freno)	GTL	Gas to Liquid (Gas a líquido)
BSCO	Brake Specific CO emissions (Emisiones de CO específicos de freno)	HC	Hidrocarburos
BSFC	Brake Specific fuel consumption (Consumo de combustible específicos de freno)	MEC	Motor de encendido por compresión
BSNO <sub>x</sub>	Brake Specific NO <sub>x</sub> emissions (Emisiones de NO <sub>x</sub> específicos de freno)	MEP	Motor de encendido provocado
BSSoot	Brake Specific Soot emissions (Emisiones de hollín específicos de freno)	NO	Monóxido de nitrógeno
CO	Monóxido de carbono	NO <sub>2</sub>	Dióxido de nitrógeno
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono	NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrógeno
CI	Compresión ignition (Encendido por compresión)	O <sub>2</sub>	Oxígeno diatómico
D MDF	Dual-mode dual-fuel	OH	Radical hidroxilo
DOC	Diesel Oxidation Catalyst (Catalizador de oxidación de diésel)	SCR	Selective Catalyst Reduction (Reducción catalítica selectiva)
DPF	Diesel Particulated Filter (Filtro de partículas diésel)	SI	Spark Ignition (Encendido por chispa)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recirculación de gas de escape)	SOI_M	Start of Injection Main (Inicio de la inyección principal)
ECU	Electronic Control Unit (Unidad de control electrónica)	SOI_P	Start of Injection Pilot (Inicio de la inyección piloto)
FSN	Filter Smoke Number (Número de filtro de humo)		



# **DOCUMENTO I. MEMORIA**

# 1 Introducción

## 1.1 Contexto

En el contexto actual, la reducción de los contaminantes de las emisiones de los vehículos se ha convertido en una preocupación urgente y primordial. Con el aumento de la conciencia sobre el cambio climático y sus impactos devastadores en el medio ambiente y la salud humana, así como la creciente urbanización y congestión vehicular en muchas áreas metropolitanas, la necesidad de abordar las emisiones de los vehículos se ha vuelto más apremiante que nunca.

Los automóviles son una de las principales fuentes de contaminación atmosférica en muchas regiones del mundo, emitiendo gases de efecto invernadero como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), así como una variedad de gases nocivos, incluidos monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) y soot o hollín, también conocidos como humos. Estas emisiones contribuyen significativamente al calentamiento global, la contaminación del aire y una serie de problemas de salud, como enfermedades respiratorias, cardiovasculares y cáncer.

Con el objetivo de poder alcanzar la neutralidad de carbono en el 2050 según los planes europeos [1], por la parte de la alimentación de vehículos se están buscando soluciones a los combustibles fósiles, una de las soluciones más alentadoras planteadas es el cambio de la fuente de energía a electricidad. Pero esto posee limitaciones, en la actualidad las baterías no son poseen la suficiente capacidad como para ser capaces de manejar muy largas distancias, haciendo que en vehículos personales si lleguen a haber baterías, pero para los transportes de alto tonelaje como los camiones no. También se debe considerar que, para la recarga de los automóviles, se debería que cambiar toda la red de gasolineras instaladas por el mundo por sistemas de recarga eléctrica, situación que consumiría una gran cantidad de recursos económicos.

Otra posibilidad para poder alcanzar la neutralidad de carbono en el 2050 que también es observada con favoritismo en el caso de los vehículos existentes con motores de combustión interna es modificar el combustible empleado en estos vehículos. Las dos opciones con más peso en la actualidad es el uso de hidrógeno y de combustibles sintéticos. En el caso del hidrógeno, el problema de los transportes de mercancías permanece, debido a que el hidrógeno es complejo de almacenar, puesto que requiere de muy altas presiones, haciendo así un problema para cuando se requieren grandes cantidades de combustible, a parte de las posibles implicaciones en accidentes automovilísticos en el que con un choque el almacén de hidrógeno sería capaz de explotar. Los combustibles sintéticos, por otra parte, no tienen el problema del almacenaje y sí son empleables en camiones de alto calibre, pues sí serían capaces de obtener la autonomía necesaria en la actualidad, teniendo también el lado positivo de que no sería necesario modificar las estaciones de recarga de combustibles preexistentes. Pero el problema de estos combustibles sintéticos es su alto coste económico, en parte debido a que la demanda de estos combustibles no es tan grande siendo así que la economía de escala no ha crecido lo suficiente y por qué las técnicas de obtención aún no están totalmente perfeccionadas.

En la actualidad no hay una vía sencilla y clara por la cual se deba dirigir a la sociedad hacia esa neutralidad en carbono, debido a que todas las opciones poseen sus limitaciones y beneficios propios, haciendo necesario y recomendable el estudio de todas, para poder alcanzar los objetivos desde distintos puntos, y aprovechar al máximo toda la tecnología disponible.

## 1.2 Justificación

Con la tecnología actual, la disposición de vehículos eléctricos únicamente se puede suplir para vehículos particulares o de baja demanda de carga, haciendo así que los de alta y media carga no sea viable el uso de vehículos eléctricos, esto es debido a que para que un vehículo que transporta gran tonelaje funcione con baterías. Estas tendrían que ser muy grandes para poder aportar la autonomía necesaria, aportando además peso extra al transporte, y reduciendo el tamaño de la carga útil debido al gran tamaño de la batería necesaria.

Debido a estos hechos, en la actualidad la posibilidad de eliminar los motores de combustión a corto plazo es baja, por lo que para el corto plazo se deben buscar soluciones para las emisiones de los motores de combustión interna. Ya que se requiere soluciones para el transporte de alta y media carga, cabría centrarse en los motores empleados para este tipo de transporte, siendo en su mayoría motores de diésel, siendo que su mayor problema reside en la emisión de NO<sub>x</sub> y de humo. Entre las posibles soluciones para el transporte de carga pesada que se podría optar está la de combustión de baja temperatura, que busca reducir las emisiones como los NO<sub>x</sub> y el humo. De las posibles soluciones que se encuentran en la combustión de baja temperatura se ha decidido centrar los esfuerzos en el denominado concepto dual-fuel dual-mode, por sus siglas en inglés DMDF, que consiste en operar el motor en diferentes zonas de combustión con dos combustibles, uno de alta y otro de baja reactividad, que han demostrado tener una reducción significativa en emisiones de NO<sub>x</sub> y humo, cumpliendo con la normativa EURO VI para un amplio rango de cargas [2].

## 1.3 Objetivos de la investigación

El presente trabajo de investigación tiene como objetivo principal realizar un estudio sobre las emisiones y el rendimiento de un motor dual-fuel operando con e-diésel y gasolina, así como comprender las diferencias en la combustión al utilizar combustibles alternativos en este tipo de motores. Para alcanzar este objetivo, se plantean los siguientes objetivos específicos:

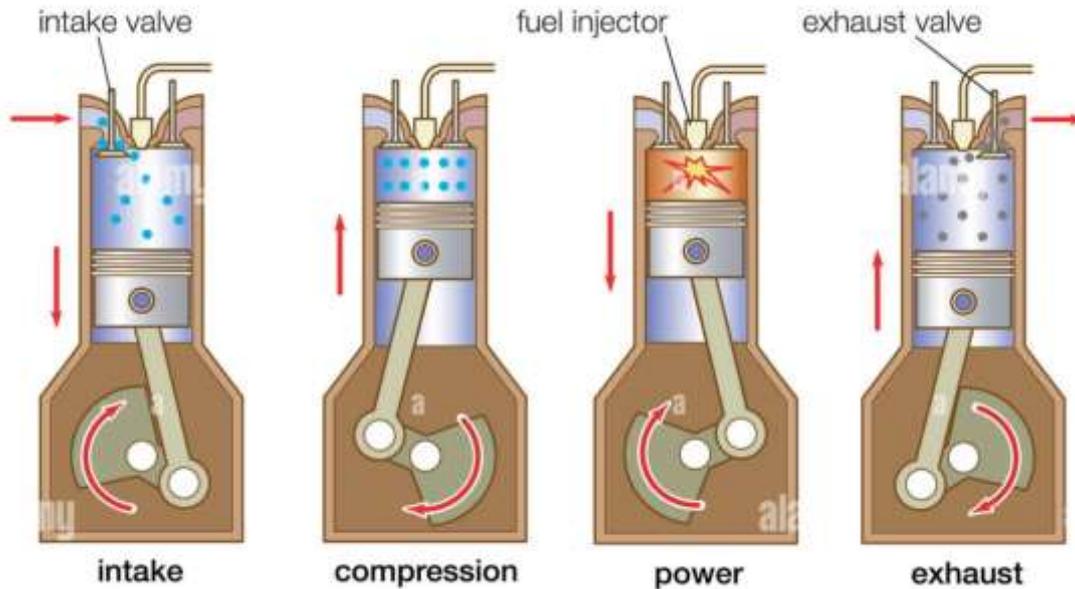
1. Estudiar el efecto de los parámetros de inyección y la renovación de la carga sobre las emisiones y el rendimiento del motor dual-fuel empleando e-diésel como combustible de alta reactividad.
2. Evaluar las diferencias en la combustión de la mezcla e-diésel + gasolina operando bajo el esquema DMDF en el motor dual-fuel.
3. Analizar las emisiones y el rendimiento del motor en todos los rangos de operación utilizando los mismos parámetros empleados para la mezcla diésel + gasolina (*drop-in*), pero sustituyéndola por e-diésel + gasolina.
4. Proponer cambios en los parámetros de inyección y renovación de la carga para mejorar el rendimiento del motor operando con el combustible alternativo.

## 2 Marco teórico

### 2.1 El motor de encendido por compresión (MEC)

Los motores de encendido por compresión, también denominados MEC, son un tipo de motor de cuatro tiempos, así como los motores de encendido provocado o MEP, esto implicando que para completar un ciclo termodinámico de la combustión se requiere realizar 4 carreras del pistón, *Fig 1.*

*Fig 1. Fases motor diésel de 4 tiempos [3]*



Los motores MEC se caracterizan a diferencia de los MEP, en la forma en la que se realiza el encendido de la mezcla, siendo que en el caso del MEC esta se ejecuta por autoignición, debido a las altas presiones que se alcanzan en el cilindro, mientras que por el lado del MEP, esta se realiza a través de una bujía que genera una chispa. En el caso de la mezcla también hay diferencias presentes, pues en el caso de los motores MEC, la mezcla se realiza ya en la cámara de combustión, pues la inyección de combustible se realiza en el cilindro, donde ya ha entrado el aire, a diferencia de los MEP al cilindro ya puede entrar la mezcla premezclada, proveniente del colector de admisión. Otra diferencia presente entre los dos tipos de los motores se presenta en la relación de compresión, que representa la cantidad de veces que se aumenta la presión de la mezcla. En los tipos MEC, la relación de compresión puede llegar a alcanzar un valor de 20, por el contrario, los MEP tienen una relación de compresión máxima de unos 12. Esta diferencia en las relaciones de compresión lleva al hecho de que los cilindros también presentan diferencias significativas, pues los del motor MEC son más robustos y con la cámara de combustión más pequeña, esto debido a la necesidad de resistir las mayores relaciones de compresión.

La primera etapa consiste en la admisión, esta comienza cuando el pistón se encuentra en el punto medio superior, y este se desplaza hasta el punto muerto inferior, esto debido a que se

busca que se cree una reducción de presión en el cilindro para producir una succión de aire en el interior del cilindro [4].

La segunda etapa consiste en la compresión, tras alcanzar el punto muerto superior y el cerrado de la válvula de admisión, comienza este proceso que consiste en comprimir el aire que había entrado con anterioridad al cilindro, hasta llegar al punto más alto de la carrera. El aire sufre una relación de compresión que varía entre 16 y 20 [4].

La tercera etapa consiste en el encendido, la combustión y la expansión, en esta debido a la temperatura generada por a la compresión, permite la combustión espontánea del combustible. Al tener ambos tipos de válvulas cerradas, las de admisión y las de escape, esto produce que la expansión del gas solo se pueda dar como un movimiento descendente del motor hasta el punto muerto inferior [4].

La cuarta o última etapa consiste en el escape, donde al acabar la carrera de la tercera etapa, se abren las válvulas de escape, y debido a la diferencia de presión con el exterior, estos gases son expulsados, produciéndose la última carrera del pistón [4].

Se debe considerar que entre el ciclo en la realidad de los motores de encendido por compresión hay diferencias respecto al teórico, siendo alguna de estas el hecho de que las válvulas de escape se abren momentos antes de que el pistón alcance el punto muerto superior, otra diferencia notable es que la inyección de combustible no coincide exactamente con el punto muerto superior [4].

### **2.1.1 Etapas de combustión en MEC**

En los motores de encendido por compresión el proceso de combustión de un motor real se puede dividir en 4 etapas claramente diferenciadas. Estas etapas se pueden separar en retraso de encendido, combustión rápida, combustión controlada y por último el postquemador Fig 2,[5].

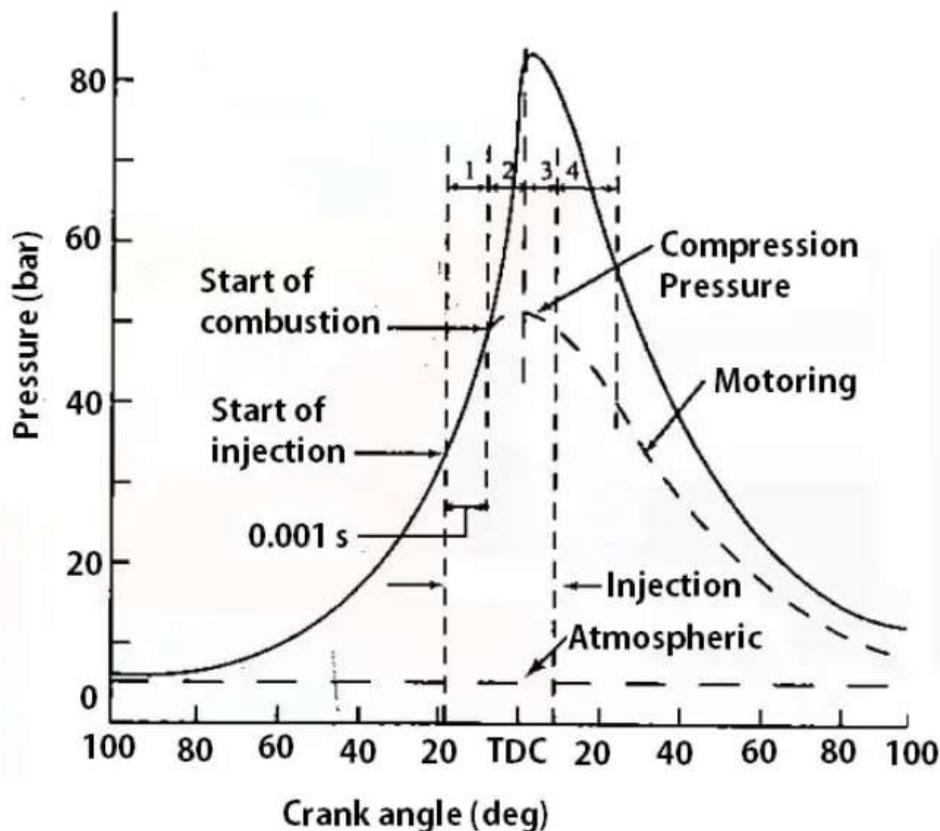
En la primera etapa, denominada retraso de encendido, el combustible no se enciende de forma instantánea al inyectarlo en la cámara de combustión. Existen dos posibilidades que provocan el retraso del encendido en el motor, retraso químico o retraso físico. El retraso químico comienza lenta y posteriormente se acelera hasta que se alcanza la ignición total. El retraso físico es debido a la inyección completa del combustible, la atomización, vaporización y la mezcla del aire con el combustible hasta que alcanza el punto de autoignición [5].

En la segunda etapa, se produce la combustión rápida o no controlada, esta etapa comienza inmediatamente después de finalizar el periodo de retraso del encendido, se caracteriza porque durante esta etapa es donde la liberación de calor es máxima. Durante esta etapa las gotas de combustible que se inyecta en la cámara de combustión se queman de forma más rápida con un retraso de encendido inferior tan pronto como encuentran el oxígeno necesario [5].

A la segunda etapa le sigue la combustión controlada, en el punto de máxima presión del ciclo es donde finaliza la etapa de combustión rápida y comienza la combustión controlada. El periodo de la combustión controlada finaliza a la temperatura máxima del ciclo [5].

En la última etapa el proceso de combustión no se detiene inmediatamente tras completar el proceso de inyección. Las partículas que no se han quedado comienzan a arder al entrar en contacto con oxígeno [5].

Fig 2. Etapas de combustión de un motor MEC [5]



## 2.1.2 Emisiones contaminantes en MEC

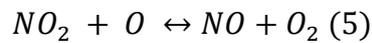
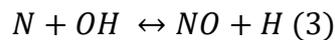
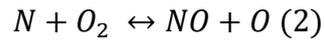
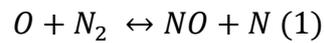
### 2.1.2.1 Definición de emisiones contaminantes

La contaminación se define como la introducción de un contaminante en un ambiente natural que causa inestabilidad, desorden, daño o malestar en un ecosistema, en el medio físico o en un ser vivo. Por lo general, las consecuencias de la contaminación se derivan fundamentalmente de la actividad humana. Existen diferentes clases o tipos de contaminación dependiendo del medio al que afecte, del método contaminante y la extensión de la fuente. Las emisiones contaminantes, por consiguiente, son la difusión de elementos que producen daño al medio ambiente [6].

Enfocando las emisiones en los vehículos, podemos dividir las principales y secundarias, dependiendo de la cantidad que son emitidas en dicha maquinaria.

### 2.1.2.2 NO<sub>x</sub>

Los NO<sub>x</sub> es una emisión contaminante que se forma debido a las altas temperaturas, que hace que el nitrógeno presente en el aire reaccione en el frente de llama con algún oxígeno, generando a su paso NO (1,2,3), el NO puede volver a reaccionar rápidamente con otra molécula que posea oxígeno y formar NO<sub>2</sub> (4), posteriormente el NO<sub>2</sub>, puede reaccionar a NO a menos que disminuya la temperatura (5) [7].



Los óxidos de nitrógeno son un tipo de emisiones contaminantes que son capaces de afectar tanto a la salud humana como producir efectos en el clima. Por la parte de los efectos en contra de la salud humana, destaca el NO<sub>2</sub>, que causa dolor de cabeza, problemas respiratorios y tos, debido a su toxicidad. Por la parte de los efectos ambientales, estas emisiones participan en la formación de la lluvia ácida. En NO participa en la reducción del ozono en la estratosfera, en cambio el NO<sub>2</sub> es un precursor del efecto invernadero [7].

### 2.1.2.3 Hollín

La formación de hollín (o soot como se conoce en inglés) se puede resumir en dos partes, la primera refiriéndose a como se forman y la segunda tratando de su crecimiento. En este proceso de formación de hollín, se debe considerar que existe una etapa que se puede dar a lo largo de todo el proceso, siendo esta la de oxidación, no posee un orden de aparición en la formación de los hollín. La etapa de formación está conformada por la pirólisis del combustible y la nucleación, mientras que la etapa de crecimiento está conformada por el crecimiento superficial, la coalescencia y aglomeración [8].

La oxidación es la conversión de carbono o hidrocarbano a productos de la combustión. Una vez que el carbono se oxida a CO, el carbono no puede convertirse en hollín. El proceso de oxidación de los hollín puede suceder desde la pirólisis hasta la aglomeración [8].

La pirólisis del combustible es el proceso por el cual los compuestos orgánicos ven alterada su estructura debido a altas temperaturas sin considerable oxidación. La pirólisis del combustible produce especies que son precursoras de hollín. La producción de precursores de hollín es un equilibrio, entre el ratio de pirolisis pura y el de oxidación del combustible o los precursores debido al radical OH. Ambos ratio aumentan con la temperatura, pero la oxidación aumenta más rápido [8].

La nucleación es la formación de partículas a partir de reactivos en fase gaseosa. La formación de hollín tiene un mecanismo de formación independiente del combustible, con rutas alternativas a las especies intermedias. Las rutas de formación son afectadas por la temperatura y la especie inicial del combustible. La lenta formación de los anillos aromáticos iniciales son los que controlan el ratio de formación de hollín [8].

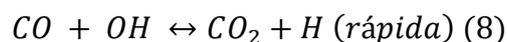
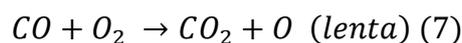
El crecimiento superficial es el proceso por el cual se añade masa a la superficie de las partículas de hollín formadas en la nucleación. Durante este proceso, la superficie reactiva caliente de las partículas de hollín acepta fácilmente hidrocarburos en forma gaseosa, principalmente acetilenos. Esto lleva a un incremento de la masa, manteniendo constante la cantidad de partículas de hollín. La mayoría de la masa de hollín se produce en el crecimiento superficial, por lo que el tiempo de residencia en esta etapa es la que tiene más importancia en la masa total de los hollín emitidos [8].

Tanto coalescencia como aglomeración son dos procesos donde las partículas se combinan. La coalescencia o también llamada coagulación, durante este proceso, dos partículas de forma aproximadamente esférica se combinan para formar una única partícula esférica. La aglomeración sucede cuando partículas primarias se adhieren entre ellas formando grupos largos de partículas, las partículas primarias mantienen su forma [8].

Este tipo de emisión contaminante es uno que supone un problema directo al cuerpo humano, esto debido a que este puede ser introducido por inhalación, ingestión o por la piel y los ojos. Haciendo que estas partículas que son tóxicas pueden llegar a causar problemas respiratorios, como bronquitis o asma e incluso enfermedades coronarias y cáncer [9].

#### 2.1.2.4 CO

El monóxido de carbono es uno de los principales pasos en la reacción de los hidrocarburos (6), haciendo así que toda reacción de combustión en algún momento posea estas moléculas. Por lo general, estas moléculas, acaban siendo transmutadas en CO<sub>2</sub> al acabar las reacciones pertinentes (7,8), el problema es cuando esta etapa en vez de ser una intermedia, dejando paso al CO<sub>2</sub>, esta pasa a ser la etapa final, emitiendo por tanto CO en lugar de CO<sub>2</sub>. Cuando la presión y la temperatura son elevadas, la oxidación del CO se encuentra en equilibrio, pero cuando los gases se enfrían, esto produce la rotura de este equilibrio, haciendo que la tasa de oxidación del CO se reduzca [7].



Uno de los principales factores de la producción de CO es debido al dosado relativo, por ello la producción de estos contaminantes no es la misma si se trata de un motor MEC o MEP, debido a que trabajan con dosados relativos distintos, en el caso de los motores MEC, estos trabajan con dosados pobres, haciendo así que haya más aire del necesario, lo que favorece la

mezcla de este con el combustible, facilitando su oxidación, por la parte de los motores MEP, estos trabajan con un dosado relativo más rico que los MEC, haciendo por consiguiente que se produzcan más emisiones de CO [7].

El CO se trata de un contaminante que es tóxico, produce efectos sobre la salud humana, ya que ralentiza la oxidación de los tejidos de la sangre sustituyendo el oxígeno y agrava insuficiencias cardíacas, además de que puede producir problemas sensoriales a dosis muy elevadas, pero lo más preocupante de este contaminante que una dosis de 0.3% de volumen de aire es mortal si se inhala durante 30 minutos [7].

#### **2.1.2.5 HC**

Los hidrocarburos son un tipo de contaminante que se forma debido a apagados de la llama, esto debido a combustiones incompletas, debido tanto a la presencia de dosado rico o de dosado pobre [7].

Los hidrocarburos, tienen una composición muy variada, por lo que sus efectos también son muy diversos. Según su composición se pueden diferenciar tres tipos, el primero son los no cíclicos, donde se engloban olefinas o acetilenos, el segundo grupo serían los aromáticos, tanto policíclicos como monocíclicos, y en el tercer grupo se encontrarían los compuestos oxigenados, alcoholes, cetonas, ácidos orgánicos o aldehídos [7].

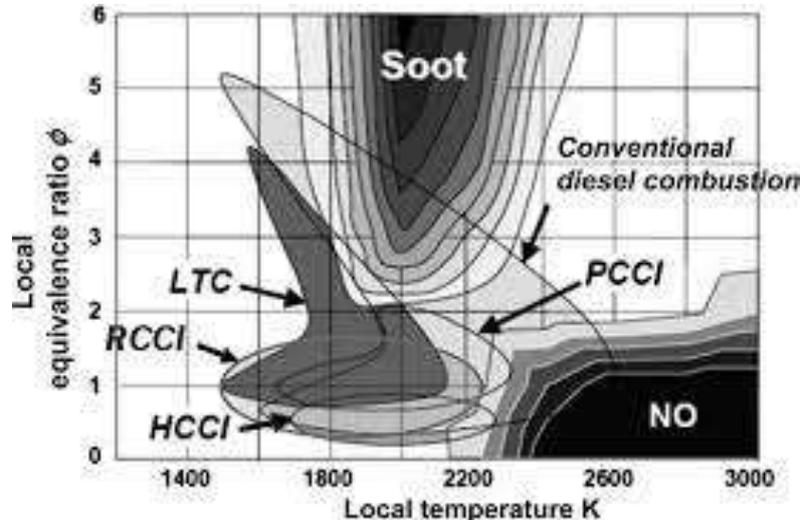
Los efectos sobre la salud son variados, las olefinas son tóxicos tras conversiones metabólicas, los monocíclicos aromáticos pueden llegar a producir leucemia con concentraciones elevadas, los policíclicos por otra parte son cancerígenos, los aldehídos son tóxicos y los alcoholes pueden presentar adicciones narcóticas en el sistema nervioso [7].

## **2.2 Combustión de baja temperatura**

Este tipo de combustión tiene como objetivo reducir tanto las emisiones de NO<sub>x</sub> y el hollín en los motores de encendido por compresión. El problema significativo es que entre estas dos emisiones existe un efecto denominado trade-off, que se trata de una equilibrio entre ellos, pues si uno disminuye el otro aumenta, esto funcionando en un modo de combustión habitual. Por ello el objetivo con estos métodos alternativos de combustión es ser capaz de romper este trade-off. El nuevo método de combustión debería ser capaz de reducir la temperatura dentro del

cilindro por tal de reducir las emisiones de  $\text{NO}_x$  y poder funcionar con mezclas más pobres con el objetivo de evitar la posible formación del hollín, Fig 3,[10].

Fig 3. Zonas de formación de  $\text{NO}_x$  y hollín en función de la temperatura local y el local equivalence ratio [20]



Existen varios métodos de LTC (Low temperatura combustion), pero de entre ellos destacan 3 el HCCI (Homogeneous charge compression ignition), el PCCI (Premixed charge compression ignition) y el RCCI (Reactivity controlled compression ignition), se debe tener en cuenta que además de los principales métodos, estos también cuentan con diversas variantes para cada uno de ellos.

### 2.2.1 HCCI

Se trata de la primera técnica de LTC premezclada, implementando las características de una combustión homogénea. Se solía definir como una mezcla de beneficios entre la combustión de SI y CI convencionales. El HCCI consiste en inyectar de forma adelantada el combustible permitiendo obtener una mezcla aire combustible mezclada durante la carrera de compresión. Esto ayuda a producir una rápida reacción de combustión en el cilindro, lo que produce beneficios como la baja pérdida de calor junto con una baja temperatura en el cilindro y combustión volumétrica. El problema existente en este método de combustión es que debido al corto periodo de liberación de calor que esto produce un gradiente de presión que los motores convencionales no son capaces de soportarlo [10].

### 2.2.2 PCCI

Este método evolucionó desde el HCCI mejorando el control en el inicio de la combustión, se trata de una solución intermedia entre la combustión convencional de un motor diésel y la solución HCCI. El proceso de combustión PCCI tiene como objetivo mejorar algunos de los problemas presentes en el método HCCI, aunque no se trata de un método totalmente homogéneo, a diferencia del HCCI. Consigue el retraso de ignición buscado a través de una reducción del ratio de compresión, una mayor presión de inyección y un extensivo uso de la EGR [11].

### 2.2.3 RCCI

En este método se reúnen las principales estrategias de control: el control de las condiciones del combustible de alta reactividad, el control de la reactividad del aire y el control de la reactividad de la mezcla de combustible [12].

Este método emplea mezcla dentro del cilindro de al menos dos tipos de combustibles con distinta reactividad y múltiples controles de la inyección con el objetivo de optimizar las fases de la combustión, duración y la magnitud. Se introduce combustible de baja reactividad en el cilindro para crear una mezcla de aire, combustible de baja reactividad y gases de escape recirculados. El combustible alta reactividad se introduce antes de que se produzca la ignición del combustible premezclado, usando una o varias inyecciones directas en la cámara de combustión [13].

Al tratarse de una combustión premezclada que evita las zonas de dosado rico, esto reduce la formación de hollín y ya que se consigue alcanzar el régimen LTC esto reduce a su vez la formación de  $\text{NO}_x$ ; la tasa de liberación de calor está controlado por el ratio de la mezcla entre combustibles, mientras que el centrado de la combustión está controlado por la estrategia de inyección directa [12].

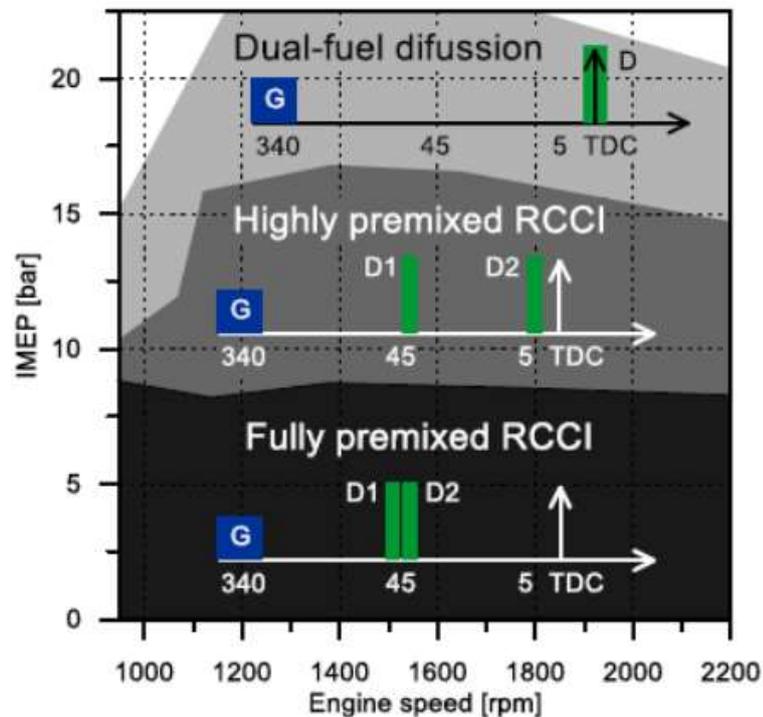
#### 2.2.3.1 DMDF

El modo de combustión DMDF, dual-fuel dual-mode se trata de una variante del método RCCI. Este tipo de combustión se caracteriza por poseer dos zonas principales de modos de combustión, una totalmente de combustión premezclada y otra de difusión dual. Entre estas dos zonas destaca una zona adicional que es mayoritariamente premezclada que es consecuencia de la necesidad del cambio progresivo que se debe hacer entre ambos modos de combustión, Fig 4,[10].

En este método se deben imponer algunas restricciones tanto técnicas como físicas para poder asegurar un correcto funcionamiento del motor y la seguridad estructural de este. Así pues, las restricciones físicas a imponer podrían ser la presión máxima alcanzable en el cilindro y el gradiente de presión (bar/CAD). Por la parte de las limitaciones técnicas, estas radican sobre todo en las emisiones del motor, entre las que destacan los  $\text{NO}_x$  a lo largo de todos los modos de funcionamiento y el hollín a alta carga.

La ventaja de este método es que, en el tratamiento de las emisiones, en los motores que emplean gasolina solo se requiere de un catalizador, mientras que en los diésel también es necesario la presencia de filtros SCR y DPF, por ello si se mitigan a través del método de la combustión las emisiones tanto de  $\text{NO}_x$  como de hollín que son los problemas de los motores de compresión, solo sería necesario emplear un catalizador.

Fig 4. Descripción conceptual de la combustión Dual-mode dual-fuel [10]



## 2.3 Combustibles

Los combustibles se pueden diferenciar en varios grupos según sus propiedades, poder calorífico, tipo de motor en el que se emplean o incluso respecto a las emisiones que producen. En relación con el método de combustión RCCI y sus respectivas variantes, estos combustibles se suelen dividir entre combustibles de alta reactividad (HRF) y combustibles de baja reactividad (LRF). Esta nomenclatura se emplea debido a que en este método de combustión se usan dos combustibles distintos, diferenciados por su reactividad, para obtener mejoras en el proceso de la combustión.

### 2.3.1 LRF (Low Reactivity Fuel)

Los combustibles de baja reactividad son los que tienen un uso en los motores de encendido provocado, como pueden ser la gasolina, el etanol, el metanol o el hidrógeno. Estos se caracterizan por su capacidad antidetonante, por ello la necesidad del aporte de una chispa para su combustión [14].

Debido a que en los motores de encendido provocado en donde se emplean estos combustibles no se busca auto encender la mezcla, esto produce que no sea necesario tener ratios de compresión tan elevados.

### 2.3.2 HRF (High Reactivity Fuel)

Los combustibles de alta reactividad se caracterizan por tener la capacidad de autoignición, algunos de los combustibles que entran en esta categoría pueden ser el diésel, el OMEx el e-diésel.

Debido a que estos combustibles poseen la capacidad de la autoignición suelen emplearse en motores de encendido por compresión, en lo eu se emplea un ratio de compresión más elevado que en los de encendido provocado, ya que se necesita una mayor presión debido a que se busca su autoencendido.

### *2.3.2.1 E-diésel o gas-to-liquid (GTL) diésel*

El GTL es un combustible sintético que debe su nombre al método por el que se obtiene, siendo este el Gas To Liquid. El uso de combustibles sintéticos es interesante debido al hecho de la búsqueda de la reducción de CO<sub>2</sub>, cosa a la que aporta de forma positiva, pues para la producción de estos combustibles sintéticos se emplean recursos naturales, no fósiles, como el hidrógeno y el dióxido de carbono. Haciendo así que, si bien las emisiones de CO<sub>2</sub> no se reduzcan en el tubo de escape debido a que estas emisiones están íntegramente relacionadas con la cantidad de combustible consumido, en el estado global de los procesos de producción, se pueda llegar a producir la neutralidad de CO<sub>2</sub> que tanto se busca.

La densidad del GTL medida empleando EN ISO 12185 estándar es menor que las del diésel, en un valor entre el 8.5% y el 9.6%, haciendo así que haya una menor cantidad de masa por volumen. Esta baja densidad supone un problema un problema, debido a que no cumple la EN 590, pero si alcanza a cumplir la norma EN 15940, que se trata de una norma creada para combustibles parafínicos en el año 2016, debido a que estos tampoco alcanzaban la densidad requerida para cumplir con la primera norma [15].

Un bajo índice de cetano implica un retardo en el encendido, lo que provoca un funcionamiento inestable del motor, un funcionamiento ruidoso, humos en el motor, fallos en el arranque y una baja economía de consumo de combustible [15]. El GTL posee un mayor índice de cetano que el diésel, debido a su naturaleza parafínica. Debido a este hecho se busca que el GTL empleado sea de 95% parafina, preferiblemente iso- o lineal. Los enlaces de carbono simples tienen menos energía comparado a los dobles enlaces de los elementos aromáticos. Debido a esto, más radicales reactivos se producen en la combustión del GTL [15].

Debido a que la densidad del GTL es menor en comparación a las del diésel, el poder calorífico tanto inferior como superior es menor en términos volumétricos, no siendo así en másico. El bajo poder calorífico volumétrico implica que es necesario un mayor tiempo de inyección [15].

En comparación con el diésel, el GTL presenta mayores puntos de inflamación, esto es beneficioso, ya que aumenta la seguridad de manejo como de almacenamiento frente a explosiones o combustiones inesperadas [15].

#### *2.3.2.1.1 Prestaciones GTL*

El uso del GTL ha sido estudiado anteriormente en otras investigaciones en MEC, por lo que se puede tener una idea de las tendencias que se pueden obtener en cuanto a emisiones y rendimiento. Sin embargo, su uso en motor dual-fuel no ha sido ampliamente cubierto en la literatura, por lo que esta investigación tratara de comprobar si estas tendencias reportadas satisfacen las encontradas anteriormente por otras investigaciones.

### *2.3.2.1.1.1 Diferencias en consumo y combustión*

#### *2.3.2.1.1.1.1 Potencia nominal del motor*

El ratio potencia velocidad y el de torque máximo velocidad son un 1.5% menores aproximadamente a los valores que tendría un motor trabajando con diésel. [15]

La reducida densidad del GTL produce una lenta propagación de las ondas de presión del sistema de inyección. Lo que produce que el proceso de inyección del combustible se retarde. Por el contrario, el alto índice de cetano, produce un avance en el tiempo de ignición más corto. El tiempo de combustión es mayor, pero en adición el tiempo de combustión controlada se amplía [15].

#### *2.3.2.1.1.1.2 BSFC*

El GTL posee un menor BSFC en relación con el que posee el diésel convencional, esto puede ser explicado debido al mayor índice de cetano, este produce un tiempo de retardo de ignición menor, haciendo así que el volumen acumulado sea menor, previniendo así que tanto la temperatura como la presión dentro del cilindro sea muy elevada, ofreciendo unas menores pérdidas tanto térmicas como mecánicas. [15]

#### *2.3.2.1.1.1.3 Presión interna del cilindro*

La presión interna de cilindro es menor en los motores funcionando con GTL, esto es debido al hecho de que al tener el combustible un mayor índice de cetano y una menor temperatura de destilación, la masa de combustible se evapora y difunde de forma más rápida hasta alcanzar los niveles de mezcla, lo que minimiza la acumulación durante el periodo. Esto producirá una menor presión durante el proceso de ignición dentro de la cámara de combustión [15].

#### *2.3.2.1.1.1.4 BTE*

BTE se define como el ratio entre la potencia extraída y la energía del combustible que entra. Expresa la cantidad de la energía del combustible que se transforma en trabajo. Un alto valor de esto implica unas menores pérdidas energéticas en el funcionamiento del motor. En varios estudios se ha demostrado que el GTL posee un mejor BTE, sobre todo en condiciones de funcionamiento medias, a diferencia de las bajas [15].

#### *2.3.2.1.1.1.5 Retraso en la ignición*

El retraso en la ignición se define como el tiempo entre la inyección y el inicio de la combustión. El GTL tiene un tiempo de retardo menor al habitualmente presente en los diésel, debido a su baja temperatura de destilación y viscosidad cinemática, que produce una rápida mezcla de difusión para el aire-combustible y así alcanzar de forma más rápida el límite de inflamabilidad [15].

### *2.3.2.1.1.2 Emisiones GTL*

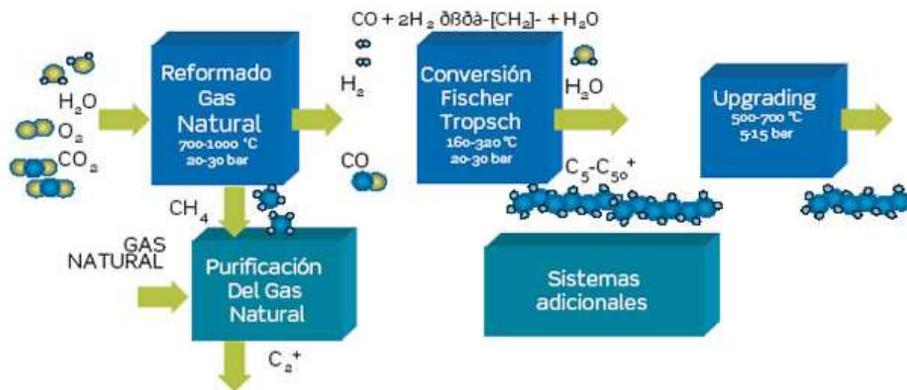
#### *2.3.2.1.1.2.1 HC y CO*

Un alto valor de HC y CO implica una combustión parcial en el motor. En general, las emisiones de salida en los motores a baja carga son bastante bajas. Por el contrario, las emisiones de CH

y CO son altas en altos grados de carga, debido a que una mayor cantidad de combustible es necesaria reduciendo radicales disponibles para la combustión completa. [15]

El GTL muestra una mejora en las medidas de CO y HC en relación con el diésel. El GTL posee un mayor índice de cetano, lo que produce que el tiempo de retardo de la ignición se acorte, previniendo así regiones demasiado pobres [15].

Fig 5. Principales etapas de formación de GTL [21]



#### 2.3.2.1.1.2.2 NO<sub>x</sub>

Las emisiones de NO<sub>x</sub>, se producen en el frente de llama y en los gases posteriores a la llama, estas emisiones dependen del tiempo de residencia, la cantidad de oxígeno y la temperatura del cilindro. El triple enlace presente en el N<sub>2</sub> es muy robusto, por lo que para poder romperlo se requieren temperaturas muy altas, haciendo que haya disponible una mayor cantidad de radicales N. A bajas y medias cargas, las emisiones de NO<sub>x</sub> son más elevadas, a diferencia de las de alta carga, esto es debido a que el tiempo de residencia en las de alta carga es menor, actuando sobre este factor reduciendo los NO<sub>x</sub> [15].

EL GTL muestra unos niveles de NO<sub>x</sub> más bajos que los del diésel, debido el gran medida tanto al índice de cetano como a su baja temperatura de destilación, ya que reduce el combustible acumulado en el periodo y junto a la tasa de difusión más pronunciada, provoca que la temperatura del cilindro sea menor [15].

#### 2.3.2.1.1.2.3 Hollín

El tipo de combustible y las condiciones de funcionamiento son las que controlan la constitución del humo. Las emisiones de hollín se aumentan a medida que la velocidad aumenta. [15]

El GTL muestra una menor emisión de hollín que el diésel convencional. Esto se debe al menor contenido de aromáticos y azufre que son los considerados predecesores del hollín. [15]

#### 2.3.2.1.2 Obtención del GTL

El proceso de GTL está formado por tres fases, que se dividen en formación del gas de síntesis, síntesis catalítica y por último postprocesamiento. En la primera etapa es donde se obtiene el gas de síntesis, también conocido como syngas, este gas de síntesis es una mezcla de monóxido

de carbono e hidrógeno. En la segunda etapa se convierte el gas de síntesis produciendo moléculas de cadenas largas de hidrocarburos, los procesos de la segunda etapa vienen definidos según el método de síntesis catalítica empleado, los más habituales suelen ser el método Fischer-Tropsch y proceso de catálisis de F-T. La tercera etapa, también llamada cracking, el gas de síntesis obtenido es tratado con un refinamiento de cracking tradicional en presencia de catalizadores de zeolita e hidrógeno que produce una rotura catalítica en hidrocarburos más pequeños, Fig 5 [16].

El método de conversión denominado Fischer Tropsch, se trata de un proceso que se creó a principios del siglo 20. Es un proceso que se basa en la producción de metano empleando cobalto, hierro y níquel catalizador. Teóricamente la composición del crudo sintético podría ser infinita, pero industrialmente solamente existen dos tipos, el HTFT, Fischer-Tropsch de alta temperatura y LTFT, Fischer-Tropsch de baja temperatura [16].

### **3 Herramientas y metodología**

#### **3.1 Instalación experimental**

##### **3.1.1 Motor de ensayos**

El motor experimental se trata de un motor multicilíndrico de 7.7 litros, las principales características de este motor se pueden observar en la tabla posterior, Tabla 1. Este motor posee distintas variaciones respecto al motor de venta al público para poder funcionar con la combustión DMDF. El motor se le ha reducido el ratio de compresión de 17.5:1 a 12.75:1, por tal de evitar los altos gradientes de presión a alta carga. La geometría del pistón está optimizada para un mejor control del proceso de combustión y sobre las emisiones. A parte del sistemas de inyección base del diésel, se han instalado inyectores de combustible de seis puertos junto con un sistema de control propio para inyectar el combustible de baja reactividad en la admisión. Se ha empleado el uso del circuito de EGR convencional del motor sin modificaciones para los ensayos, este está conectado a dos intercambiadores de calor de EGR convencionales del motor, con el objetivo de conseguir aumentar el nivel de dilución en la cámara de combustión y un aumento en el control de la temperatura de entrada para condiciones de operación superiores al 50% de carga. La unión entre ambos intercambiadores de calor incorpora un volumen de control que permite bloquear el flujo de agua hacia el segundo intercambiador. Esta válvula se introdujo con el objetivo de poder emplear un único intercambiador para cargas menores al 50% y dos intercambiadores para cargas mayores al 50%. La última modificación efectuada al motor es el sistema de turbocompresor.

Tabla 1. Características del motor empleado

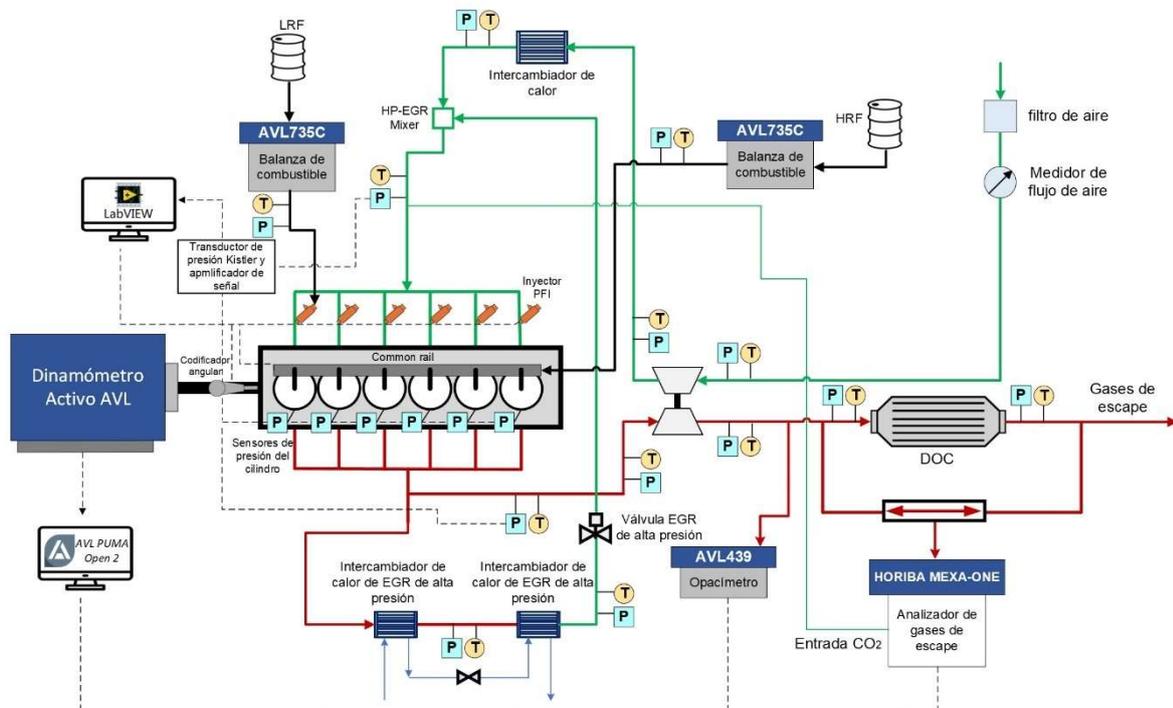
Elementos	Unidades	
Tipo	-	Cuatro tiempos, cuatro válvulas
Diámetro del cilindro	mm	110
Carrera	mm	135
Número de cilindros	-	6
Volumen total desplazado	cm <sup>3</sup>	7700
Ratio de compresión	-	12.75:1
Potencia nominal	kW	235
Velocidad nominal	r/min	2100
Torque máximo	N*m	1400

### 3.1.2 Sistemas de control

Las señales de alta frecuencia son capturadas empleando un NI PXIe-6358 conectado en tiempo real a un controlador PXE-8135, que está controlado por una interfaz gráfica propia en LabVIEW, que permite el control de los parámetros de la combustión. También esa NI es capaz de controlar la inyección de fuel, tanto de alta como de baja reactividad, y tiene una comunicación externa con la unidad control electrónico del motor (ECU) para controlar la válvula de mariposa de admisión (ITV), controlar la VGT y la válvula de EGR, además de la presión de rail.

### 3.1.3 Esquema sala de ensayos

Fig 6. Esquema sala de ensayos



Se ha añadido el esquema de la sala de ensayos en un mayor tamaño en el anexo por tal de facilitar la visión de todas las partes de este.

### 3.1.4 Equipos de medición

El Horiba es un dispositivo que es capaz de tomar diversas medidas de los humos existentes, como por ejemplo de los NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>, además de que aparte de poder medir el contenido de los humos que le llegan al Horiba, es capaz de obtener la tasa de EGR real que tiene el motor en el funcionamiento estacionario al que se mida.

El opacímetro se trata de un dispositivo que es capaz de medir la opacidad de los humos emitidos por un motor diésel, pudiendo así obtener la medida de hollín emitidos por el motor. La correlación entre FSN y opacidad de humos es válida para los motores diésel convencionales, esto debido a que los inquemados tienen una baja producción. LA opacidad de los humos puede verse influenciada debido a los HC condensados y a las partículas de sulfato. Debido al tipo de DMDF al poseer una mayor producción de HC que los motores diésel convencional, produce partículas finas, que no son capturadas en su totalidad por el FSN, pero sí por el opacímetro. Se emplea un opacímetro AVL 439 .

El motor está montado en un dinamómetro AVL activo, que se controla a través de AVL PUMA Open 2, que tiene la utilidad de calibrar en estado estacionario o en estado transitorio. La plataforma PUMA permite medir todos los valores medios de presión y temperatura dispuestos a lo largo de la instalación.

La presión instantánea es medida en los seis cilindros al mismo tiempo empleando Kistler 6125 sensores piezométricos. Además, para las medidas de presión media en la admisión y el escape están instalados dos Kistler 4045<sup>a</sup> sensores piezoresistivos.

Para la medida del flujo de aire en la admisión se emplea un Elstre RVG G100. Para el consumo continuo de los dos combustibles, se emplean dos balanzas de combustible AVL 735C.

*Tabla 2. Detalles de la instrumentación y error*

Variables	Dispositivos	Modelo	Error
NO <sub>x</sub> , CO, HC, O <sub>2</sub> y CO <sub>2</sub>	Analizador de gases	Horiba MEXA-ONE	±0.1%
Opacidad	Opacímetro	AVL 439	±0.01%
Ángulo del cigüeñal, Velocidad del motor	Codificador	AVL/364	± 0.02 CAD
Velocidad del motor	Codificador	AVL / 364C	± 0.02 CAD
Presión interna del cilindro	Transductor piezoeléctrico	Kistler/6125C	± 1.25 bar
Presión de admisión/escape	Transductor piezoresistivos	Kistler / 4045A	± 25 mbar
Temperatura	Termopar	TC direct / type K	± 2.5 °C
Flujo másico de diésel/gasolina	Balanza de combustible	AVL 735C	±0.12%
Flujo másico de aire	Medidor de flujo de aire	Elster/RVG G100	±0.1%

## 3.2 Combustibles

Para estos ensayos se han empleado tres combustibles distintos, dos combustible de alta reactividad y un combustible de baja. La necesidad de los dos tipos de combustible, de lata y de baja es debido al método de combustión empleado, mientras que el emplear dos combustibles de lata reactividad es para observar las características y cómo se comporta este nuevo combustible en relación con el antiguo ya estudiado.

*Tabla 3. Propiedades de los combustibles*

Propiedades	EN 590 diésel	Gasolina	GTL	Método
RON [-]	-	95.6	-	ASTM D2699
MON [-]	-	85.7	-	ASTM D2699
Punto de inflamabilidad [°C]	61.00	-43.0	55	EN ISO 2719
Densidad @ 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]	842	728	780	EN ISO 12185
Índice de cetano [-]	54.60	~5	70	EN ISO 4264
KV @ 40°C [cSt]	2.86	0.545	2.53	ASTM D445
Carbón [% m/m]	85.78	84.40	85	ASTM D3343
Hidrógeno [% m/m]	13.45	15.60	15	ASTM D3343
Oxígeno [% m/m]	0.77	~0	0	EN 14078
LHV [MJ/kg]	42.81	42.40	43.90	ASTM D33380

## 3.3 Programas informáticos

### 3.3.1 Calmec

Calmec es un programa desarrollado en el CMT, este programa otorga una detallada descripción del balance de energía interna de los motores diésel . Tiene como datos de entrada principales la presión interna instantánea del cilindro, la herramienta es capaz de detallas la distribución de la energía en el motor, describiendo los diferentes caminos gracias a submodelos específicos, teniendo en cuenta todos los subsistemas relevantes, [17]. Para el ensayo se ha empleado en los cálculos del motor, liberación de calor, pérdidas de combustión, temperatura, entre otros cálculos relevantes.

### 3.3.2 MATLAB

Matlab se trata de una plataforma de programación y cálculo numérico empleada para analizar datos, desarrollar algoritmos y crear modelos, [18]. En el caso del ensayo, se ha empleada para el análisis de los datos, a través de distintas gráficas.

## 3.4 Metodología experimental

### 3.4.1 Estudio paramétrico

En el estudio paramétrico, se busca obtener un mayor conocimiento de cómo se ven afectados los distintos factores del motor en la combustión, el consumo y las emisiones empleando el método de combustión DMDF, con gasolina y e-diésel.

Los factores que se han seleccionado para este estudio son, la VGT y la ITV, las inyecciones directas y el porcentaje de gasolina empleado. La VGT y la ITV se relacionan con la masa de aire que entra al motor, afectando también a la EGR que permite que entre a la cámara de combustión. En las inyecciones directas se ha modificado el SOI\_M, el SOI\_P y el  $\Delta$ SOI, esto implica que se ha variado no solo el tiempo de la inyección principal, sino que también se ha modificado la distancia entre las dos inyecciones para observar cómo afecta; a parte de los tiempos de inyección, la presión de rail también se ha modificado, en el caso en el que más podría afectar debido a la zona de combustión. Por último, se ha modificado la fracción de gasolina empleada.

Estos parámetros se han variado en 3 puntos distintos de funcionamiento del motor, 10% de carga a 1200 rpm, 25% de carga a 2000 rpm 50% y a 1500 rpm. Estos puntos de funcionamiento se han seleccionado para tener un punto de baja carga en el cual se emplea en prácticamente solo GTL y así poder observar cómo interactúa este con los distintos factores, un punto de funcionamiento en el cual el motor funcione en una premezcla parcial, siendo el caso este del 25% de carga y por último un punto de funcionamiento que sea completamente premezclado.

### 3.4.2 Análisis *drop-in*

El *drop-in* se trata de un análisis en el cual con una calibración inicial del motor se modifica el combustible empleado por tal observar las diferencias en la forma de comportarse de los combustibles ante las mismas condiciones de funcionamiento.

En el caso particular de este estudio, se mantuvo invariante la calibración que previamente se había obtenido para el motor DMDF con diésel y gasolina y se ha cambiado el diésel por un e-diésel de características similares. Se busca conocer el consumo, las emisiones y la combustión con este nuevo combustible y ser capaz de compararlo con las presentes características de consumo, emisiones y combustión del combustible inicial.

El análisis se centrará en observar las tendencias presentes en los distintos niveles de carga, mostrando así las diferencias entre ambos combustibles en mapas de motor y poder obtener conclusiones de cómo se comporta este nuevo combustible en relación con el antiguo, tomando este como referencia.

### 3.4.3 Calibración inicial

El motor de ensayos, se le creó una ECU propia con la calibración para el diésel en DMDF, con el objetivo de que este trabajara en las mejores condiciones posibles para estos combustibles empleados y bajo las restricciones técnicas y físicas impuestas para asegurar el correcto funcionamiento del motor.

A bajas cargas se emplea una combustión completamente premezclada, RCCI, en ella las restricciones técnicas, refiriéndose estas a las emisiones contaminantes, consta de un hollín  $< 0.01$  g/kWh y  $\text{NO}_x < 0.4$  g/kWh, por otra parte, las restricciones físicas se dividieron en dos

partes, un gradiente de presión máxima no superior a 15 bar/CAD y una presión máxima en el cilindro no superior a 180 bar, este tipo de restricciones se mantendrá a lo largo de todo el mapa del motor.

En la zona de media carga, empleando una combustión mayoritariamente premezclada, las restricciones físicas se mantienen invariantes, mientras que el problema reside en las emisiones contaminantes, aunque los  $\text{NO}_x$  se pueden seguir controlando manteniéndolo por debajo del límite superior de 0.4 g/kWh, el problema reside en la formación de hollín, esto debido a que aunque el método de combustión ayuda a al momento de reducir los gradientes de presión existentes, al estar en gran parte premezclado y no totalmente, esto produce que se generen zonas ricas y sumado al retraso en la inyección incrementa este tipo de emisiones, por ello la zona altamente premezclada requiere de una restricción más laxa de las emisiones de hollín, siendo en este caso que el hollín emitido debe ser menor a un valor de 1.5 FSN.

En la zona de mayor carga del motor se emplea un proceso de combustión difusiva de doble combustible, en esta zona de combustión, se deben alterar las restricciones técnicas impuestas para hacerlas más laxas todavía, dejándolas en valores que no superen los 2g/kWh y 3 FSN, respectivamente para los  $\text{NO}_x$  y el hollín. Aunque las restricciones en las emisiones se hayan relajado en relación con las ideas iniciales, estas emisiones siendo muy inferiores a las presentes en la combustión convencional del diésel, debido a que parte de la energía aportada viene de la gasolina.

## 4 Resultados

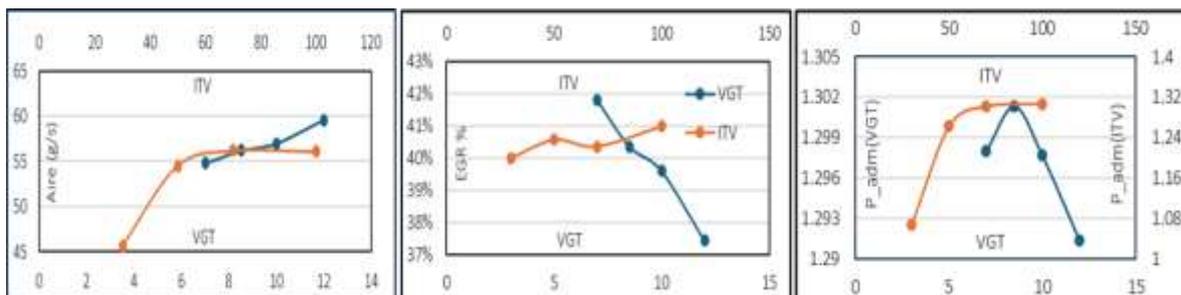
### 4.1 Estudio paramétrico.

El estudio paramétrico se ha llevado a cabo en diversos puntos de funcionamiento del motor para poder observar diversos comportamientos en función de las características de dichos puntos seleccionados.

#### 4.1.1 Baja carga (1200rpm@10%)

Este punto se caracteriza por emplear casi por completo un único combustible, en este caso el e-diésel, así pues, este punto de funcionamiento es útil conocer como varía con los factores que permite identificar el funcionamiento del combustible.

Gráfica 1. Masa de aire, porcentaje de EGR y presión de admisión respecto a ITV y VGT.  
1200rpm@10%



El valor base para la ITV era 70 y el de la VGT era 8.5. Se puede observar que la masa de aire es fuertemente dependiente de la válvula de la ITV solamente en el caso en el que esta esté muy cerrada, debido al efecto de estrangulamiento al aire que supone para el motor un bajo valor de la válvula ITV, siendo que cuando su valor superior a 50 esta no tiene tanta significancia, haciendo así que la masa de aire no varíe apreciablemente. Por la parte de la VGT no tiene un gran aporte a la masa de aire en el rango en el que se ha variado. Por la parte del porcentaje EGR, se observa que la ITV no tiene un gran efecto en todo el rango, permaneciendo aproximadamente contante, a diferencia de la VGT, que cuanto más cerrada esté más aporte de EGR supone, esto debido a que al modificar la geometría produce un incremento en la presión que lleva la EGR, permitiendo así que esta aumente en la cámara de combustión, todo esto es debido también a que la válvula de EGR está completamente abierta en todos los casos, haciendo que se regule la EGR a través de la VGT. En el caso de la presión de admisión, la ITV tiene un aporte significativo en a bajos valores de esta, pues pierde presión, a diferencia de la VGT que, si bien a pequeña escala se puede apreciar que no es completamente plana, esto no afecta en la realidad, pudiéndose considerar contante.

Debido al hecho de que los valores de ITV y VGT son propios del motor, se ha decidido emplear para visualizar el barrido paramétrico el valor de la masa de aire, esto debido a que esta variable si es una medida física que se puede extrapolar a otros motores, sin embargo, cabe destacar que esta medida física depende en este motor en específico de los valores de VGT e ITV como puede observar en la Gráfica 1.

En el estudio de las emisiones se descartan las emisiones contaminantes de hollín debido a que este fue un objetivo de calibración muy importante en la calibración del motor con diésel, gracias a esta calibración el hollín es lo suficientemente pequeño a bajas y medias cargas como para no necesitar tenerlos en cuenta en el estudio de las emisiones en el análisis paramétrico.

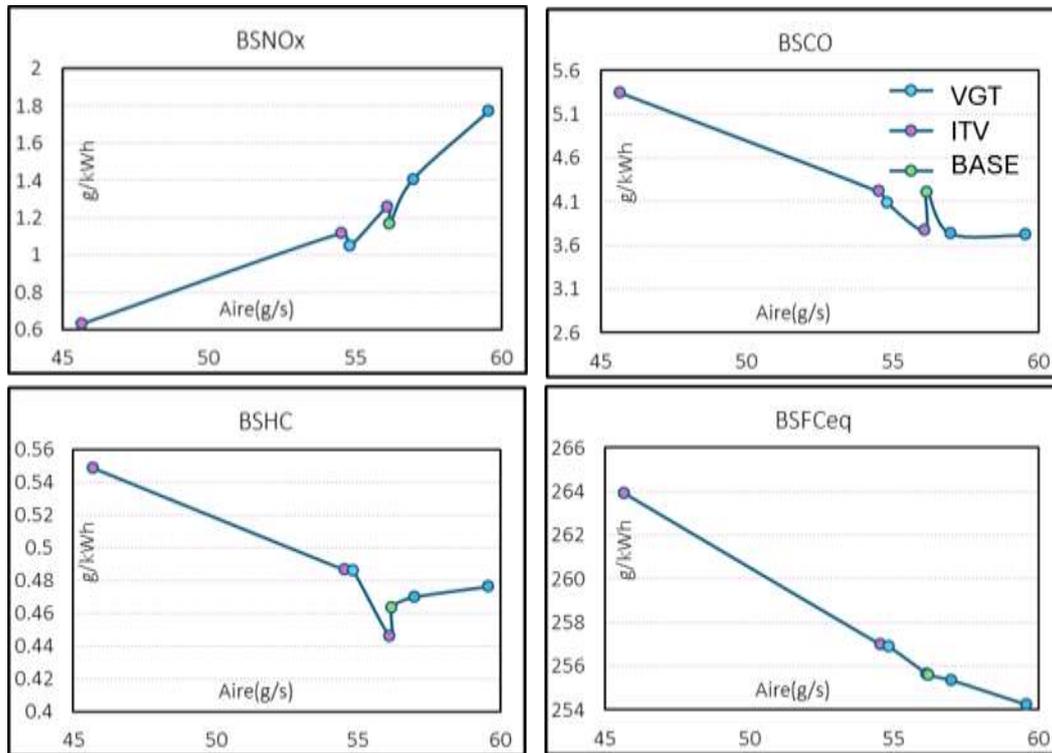
Para los resultados de consumo, se ha empleado el valor de consumo equivalente, Ecuación 1, con el objetivo de poder visualizar de mejor manera el consumo por las dificultades que presentes debido a funcionar con dos combustibles de forma conjunta.

*Ecuación 1. Consumo equivalente*

$$BSFC_{eq} = BSFC \left( \frac{GF}{100} \right) + BSFC \left( \frac{LHV_{HRF}}{LHV_{LRF}} \right) * \frac{1 - GF}{100}$$

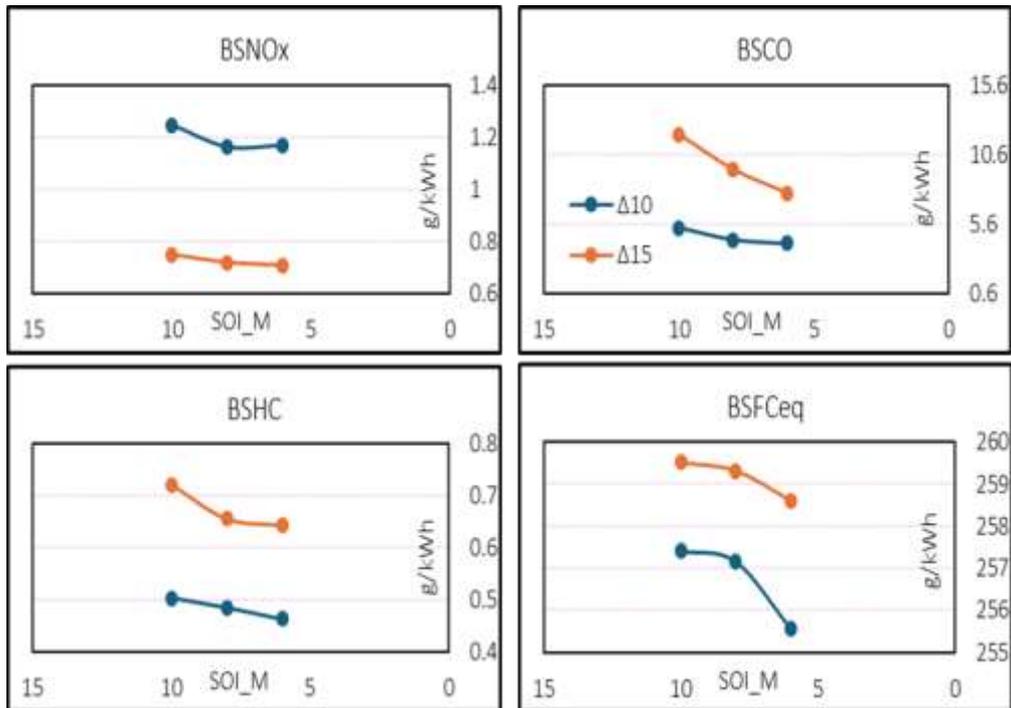
Donde GF representa la fracción de gasolina empleada en cada punto, LHV el poder calorífico inferior del combustible de alta reactividad o de baja y el BSFC representa el consumo.

Gráfica 2. BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 1200rpm@10%



Los resultados de emisiones y consumo son los esperables para una combustión de un e-diésel, Gráfica 2, esto debido a que cuanto más aire hay se produce una combustión más completa, reduciendo así las emisiones de HC y de CO, produciendo debido a ello una mejora en el consumo pues se extrae más energía del combustible, Cabe destacar que si bien las emisiones de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono se reducen con un incremento del aire, esto parece que llega a unos valores asintóticos, aportando así ningún beneficio el incrementar la cantidad de aire a partir de los 55 g/s, pudiendo llegar a ser perjudicial incluso. Por la parte de los NOx también es algo que tiene sentido, pues con poco aire se crean zonas muy ricas, lo que produce una combustión más incompleta, dificultando así la formación de NOx por las bajas temperaturas que se producirían.

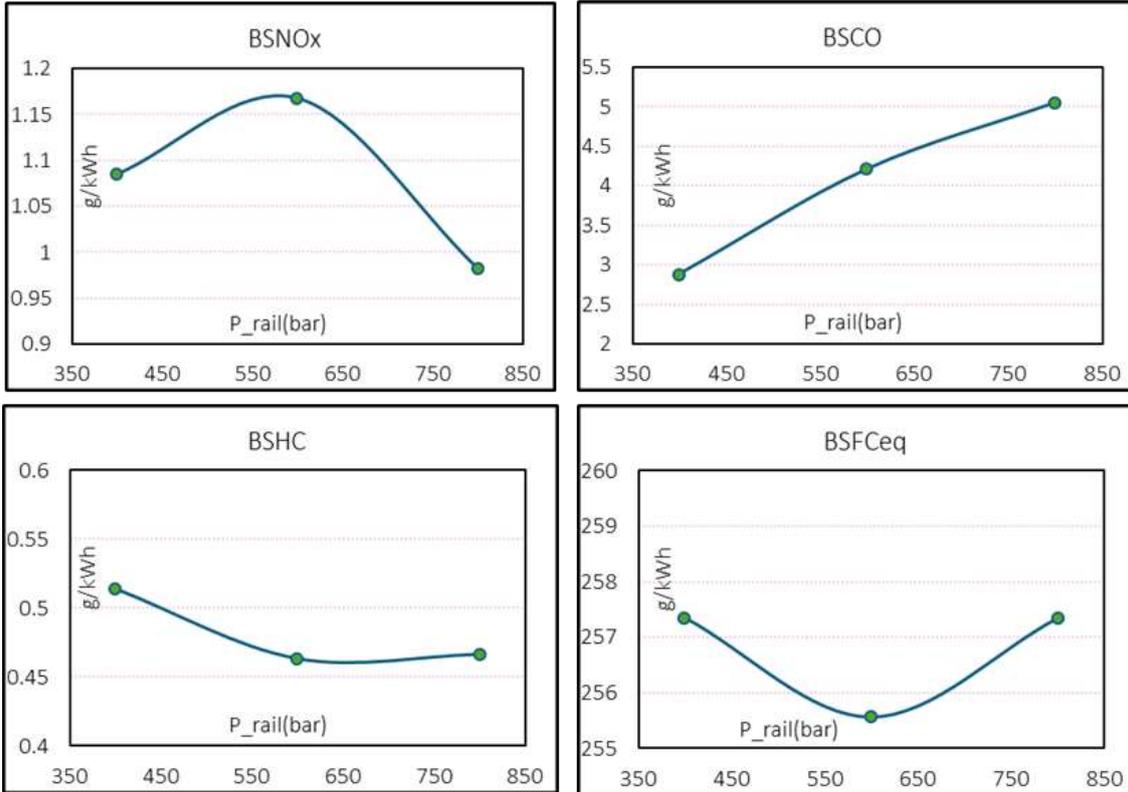
Gráfica 3. BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC y consumo respecto de las inyecciones. 1200rpm@10%



Un hecho importante para tener en cuenta a la hora de analizar la Gráfica 3, es que las inyecciones son simétricas, la piloto inyecta la misma cantidad de combustible que la principal, esto sucede en los puntos con grado de carga de 50% e inferiores, por lo que se cumple que las inyecciones sean simétricas en todos los puntos a analizar en el análisis paramétrico.

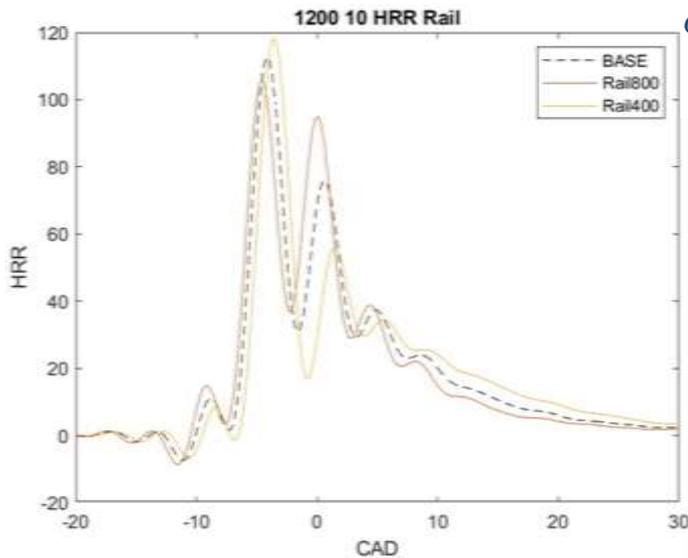
Las emisiones de NO<sub>x</sub> están fuertemente ligadas con la distancia temporal entre ambas inyecciones, pero no se ve tan influenciado con el hecho de que estas se adelanten o atrasen. En el caso de las emisiones de CO y HC ambos están fuertemente influenciados también por la distancia entre las inyecciones, como en el caso de los NO<sub>x</sub>, pero se observa que las emisiones de CO sobre todo las que poseen una distancia entre las inyecciones de 15 también se ven afectadas por el adelanto de estas. Se observa que cuando la diferencia entre las inyecciones se reduce esto produce una reducción en las emisiones de CO, esto es debido a que cuando las inyecciones están más separadas supone un subenfriamiento considerable, haciendo así que la combustión no sea tan completa como se querría. Teóricamente al adelantar las inyecciones esto debería producir una mejora en el consumo, pero se observa que esto no es lo ocurrido, esto es porque el consumo en este punto está muy influenciado por la calidad de la combustión, pues con un adelanto considerable, la combustión acaba teniendo mucho subenfriamiento. Si bien los perjuicios en las emisiones de CO y HC son considerables, el beneficio en las emisiones de NO<sub>x</sub> es de tener en cuenta, pues los NO<sub>x</sub> tienen un tratamiento más complejo que las otras, siendo que los CO y HC se reducen en gran medida con un DOC, por lo que se deberá tomar las futuras decisiones con cautela sobre este punto.

Gráfica 6. BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de las presiones de rail. 1200rpm@10%

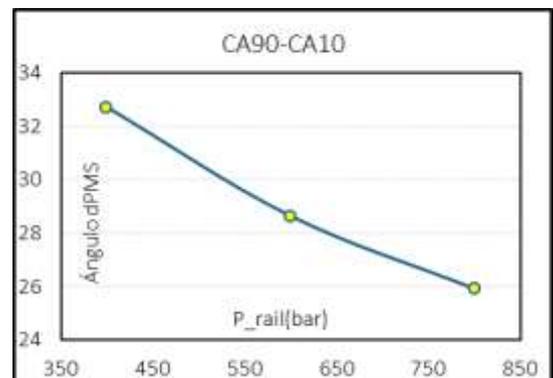


En el conjunto de graficas de emisiones y consumo se pueden observar dos tendencias diferentes, una que involucra a las emisiones de CO y otra distinta que se amplía al resto. En el caso de los CO se observa una relación de tipo casi lineal, mientras que con el resto existe un punto de inflexión importante para todos los factores.

Gráfica 5. Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS variando las presiones de rail. 1200rpm@10%

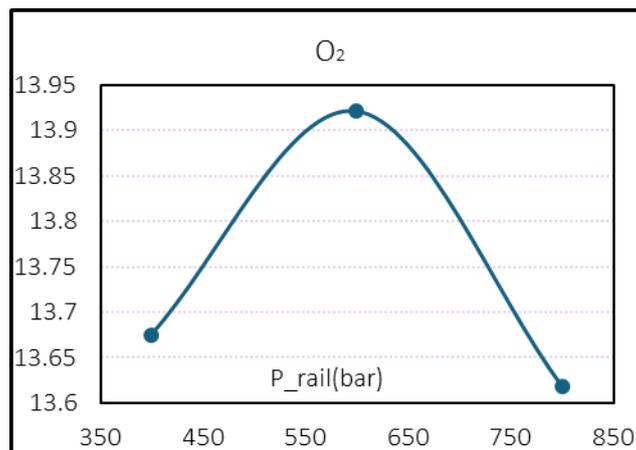


Gráfica 4. Tiempo de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la presión de rail. 1200rpm@10%



El hecho que produce que las emisiones de CO aumenten con respecto a las presión es debido a que, como se puede observar en la Gráfica 6, cuanto más se incrementa esta presión de rail supone un mayor enfriamiento en el proceso de combustión, habiendo a 800 bar un enfriamiento muy superior al observable en 400 bar. El hecho del incremento de las emisiones de CO no puede ajustar únicamente al enfriamiento en este caso, esto es debido a que el tiempo de combustión también sufre un cambio importante en relación con la presión, observable en las Gráfica 4 y Gráfica 6, el hecho de que el tiempo de combustión se acorte puede aportar a las emisiones debido que puede producir combustión incompleta por esta falta de tiempo.

Gráfica 7.UMH de oxígeno en el tubo de escape respecto a la presión de rail. 1200rpm@10%



En la Gráfica 7, se puede observar que la presencia de oxígeno es mayor en el punto de 600 bar, coincidiendo con el máximo de los NO<sub>x</sub>, y a su vez teniendo la misma evolución con respecto a las presiones, compartiendo también la evolución con la EGR en % pero invertida, siendo así que la presencia de menor EGR coincide con la de mayor oxígeno y mayores NO<sub>x</sub>; el consumo tiene una evolución similar pero invertida, siendo que cuanto más aire hay se produce un mejor consumo. En el caso de los HC se podrían considerar constantes pues su variación es pequeña, pero este hecho puede ser debido a la combinación de los tiempos de combustión con el punto de inflexión. El hecho de esta mayor presencia de oxígeno puede ser debido a una interacción con el chorro de inyección.

Tabla 4. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 1200rpm@10%.

	BSNO <sub>x</sub>	BSCO	BSHC	BSFC <sub>eq</sub>	CA10	CA50	CA(90-10)
M <sub>air</sub>	↑	↓	↓	↓	=	=	=
SOI <sub>M</sub>	↑	↑	↑	↑	↓	↓	↓
ΔSOI	↓	↑	↑	↑	↓	=	↑
P <sub>rail</sub>	*	↑	↓	*	↑	↑	↑

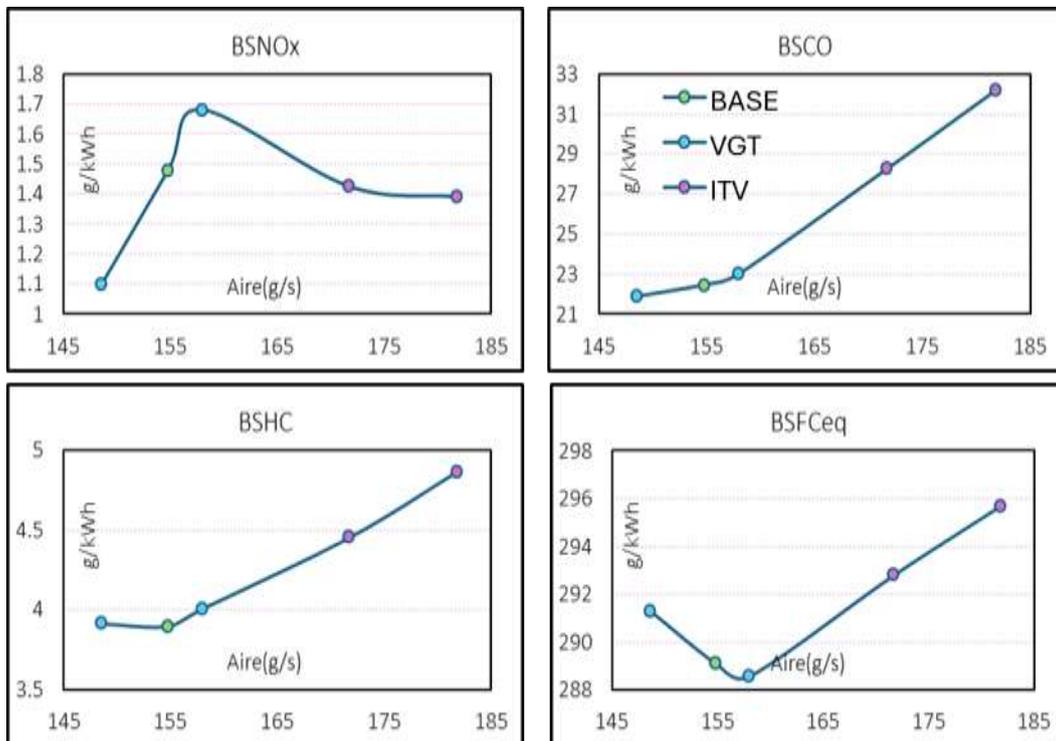
Para las tablas resumen se han tomado los siguientes criterios para los casos de CA10, CA50 y CA(90-10) además de SOI\_M e incremento de SOI. Para CA10 un decremento implica que sucede antes, al igual que para el CA50, mientras que para el CA(90-10) un decremento implica un periodo de tiempo menor. En el caso del SOI se toma en dirección positiva, a mayor SOI\_M implica que se produce antes la inyección, al igual que en los incrementos de SOI, donde un mayor incremento implica más distancia entre las dos inyecciones. La dirección de todas las variables de entrada elegida para la tabla resumen es positiva, de menos a más.

Para una futura calibración se propone cerrar la válvula de ITV para limitar el flujo de aire con el objetivo de reducir los NO<sub>x</sub>, a costa de empeorar las emisiones de CO y HC además del consumo, aunque en el caso del último factor, cabe destacar que, aunque suponga un mayor consumo, sigue siendo inferior al presente en el diésel. En el caso del SOI, se propone separar las inyecciones y adelantarlas, buscando la mejora de los NO<sub>x</sub>. En el caso de la presión de rail, se sugiere mantenerla pues no se observan mejoras significativas con alguna variación. Si bien con estas mejoras se reducen en gran medida las emisiones de NO<sub>x</sub> que es el objetivo que se busca, esto podría producir un incremento significativo en las emisiones de HC y CO, pero debido a la existencia del DOC, estos pueden llegar a las limitaciones exigidas.

#### 4.1.2 Premezcla parcial (2000rpm@25%)

La masa de aire, la EGR y la presión de admisión variando las condiciones de ITV y VGT tienen una evolución similar a las que sufren en el punto anterior, manteniéndose las tendencias, pero variando los valores obtenidos, esto debido al cambio de régimen.

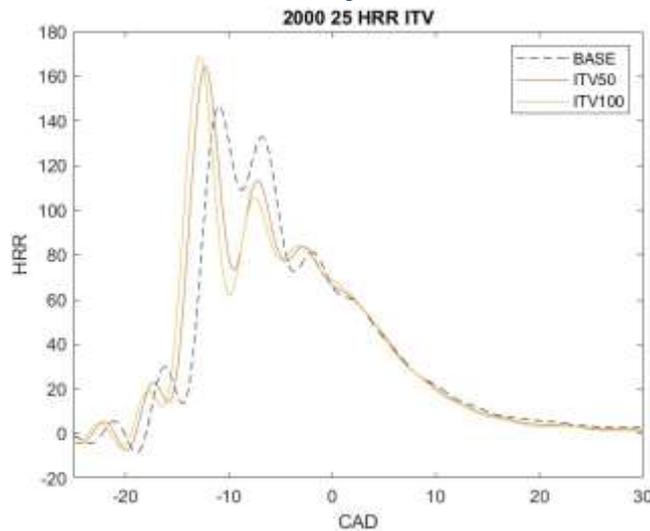
Gráfica 8. BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 2000rpm@25%



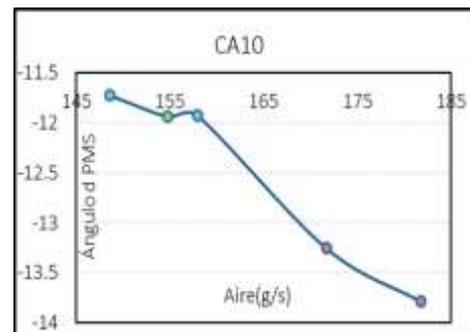
Las tendencias de las emisiones y el consumo se pueden diferenciar en dos zonas muy marcadas, la primera zona se trata de la cual tiene las variaciones de VGT, mientras que la segunda es la debida a alas variaciones de la ITV, Gráfica 8.

En la primera tendencia se observa resultados esperables en el caso del consumo y de las emisiones de  $\text{NO}_x$ , mientras que, en las otras emisiones, la variación de aire no supone un cambio significativa para el CO ni para el HC. Las emisiones de óxidos de nitrógeno aumentan junto con el aire esto debido a la mayor presencia de oxígeno en este, y siendo que las curvas de liberación de calor son muy similares este es el único cambio apreciable, mientras que el consumo disminuye, probablemente porque se dé una mejor combustión debido al aumento del nivel aire.

*Gráfica 10. Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS variando la ITV.*  
2000rpm@25%

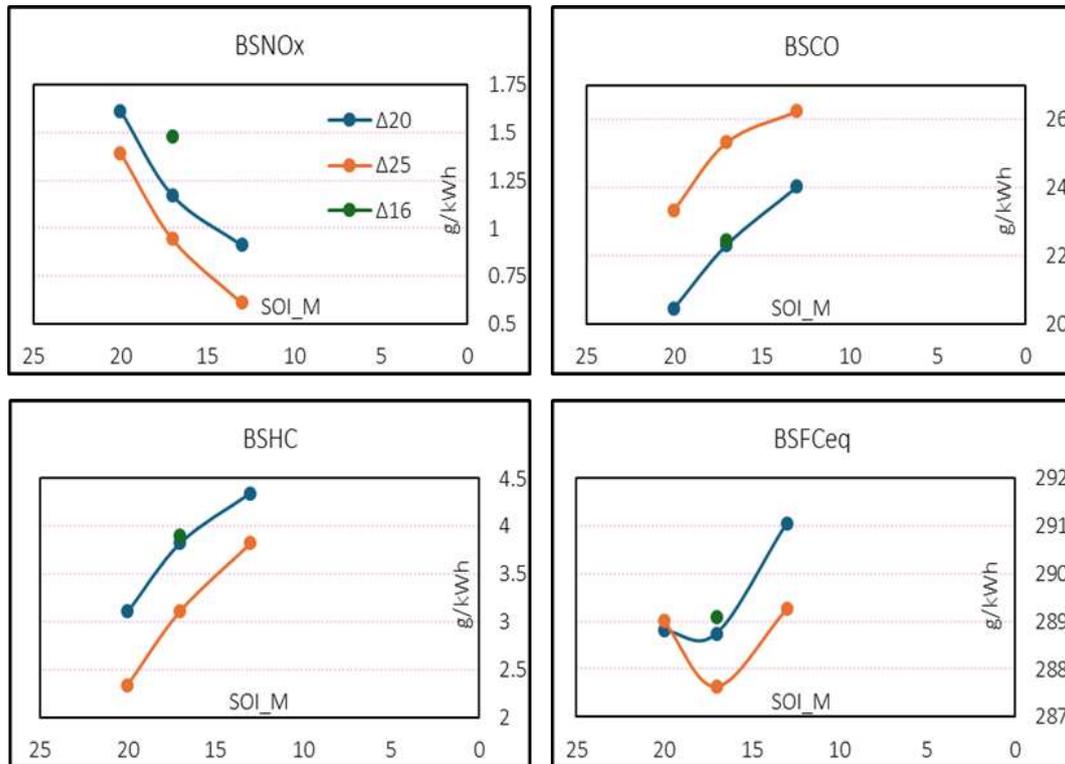


*Gráfica 9. Inicio de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la masa de aire.*  
2000rpm@25%



En la segunda tendencia se observa que, debido a la mayor cantidad de aire, Gráfica 9, la gasolina presente en la mezcla explota antes, aunque la duración de la combustión permanece prácticamente invariable. El hecho del inicio precipitado de la combustión explica la menor presencia de  $\text{NO}_x$ , aunque no varía mucho en relación a la obtenida en el estado base; mientras que por el contrario la producción de CO y HC aumentan, la de CO significativamente, esto puede ser a que debido al adelanto de la combustión, se produce un enfriamiento en esta, visible en, la Gráfica 10, hecho que afecta también al consumo, pues este parece tener una fuerte dependencia con la calidad de la combustión en esta segunda tendencia a diferencia de lo que pasaba en la primera. En la Gráfica 9 se observa también que los puntos donde se ha variado la VGT no presentan una significativa variación en el inicio de la combustión, pues el incremento de aire no era suficiente para observar esta respuesta.

Gráfica 11. BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC y consumo respecto de las inyecciones. 2000rpm@25%

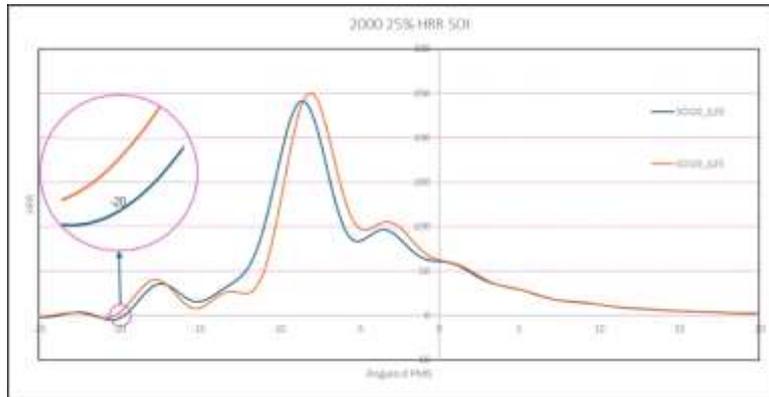


En todas las representaciones presentes den la Gráfica 11 se puede observar una tendencia muy marcada, a excepción del caso del consumo donde parece tener una evolución particular.

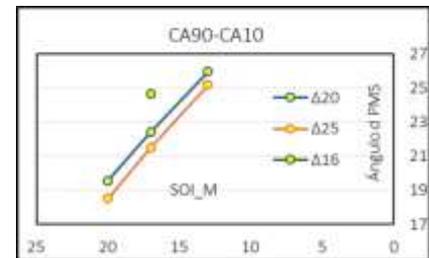
En las emisiones de NO<sub>x</sub>, se puede observar la tendencia esperable relacionada con los incrementos en el SOI, pues si separamos las inyecciones las emisiones deberían reducirse, hecho que se cumple. Un detalle a tener en cuenta es que a diferencia de lo que sucedía en el caso de la Gráfica 3, ahora la mayor variación de las emisiones de NO<sub>x</sub> son debidas al atraso o adelanto de las inyecciones en conjunto, haciendo que, aunque la distancia entre ellas aún supone cambios ahora estas variaciones pasan a segundo plano ante el adelanto o retraso de las inyecciones. En el caso de atrasar las inyecciones se observa que esto mejora las emisiones y tiene una evolución casi de forma lineal.

La tendencia de tanto las emisiones de HC como de CO son coherentes entre ellas en el adelanto de las inyecciones, pero difieren con la distancia entre las inyecciones. La evolución con respecto al adelanto de las inyecciones se aprecia que es de carácter casi lineal teniendo una pendiente positiva con relación al atraso de la inyecciones, lo que implica que cuanto más se adelantes estas inyecciones menos emisiones se producen de ambos tipos.

Gráfica 13. Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto al PMS inyección principal SOI 20. 2000rpm@25%



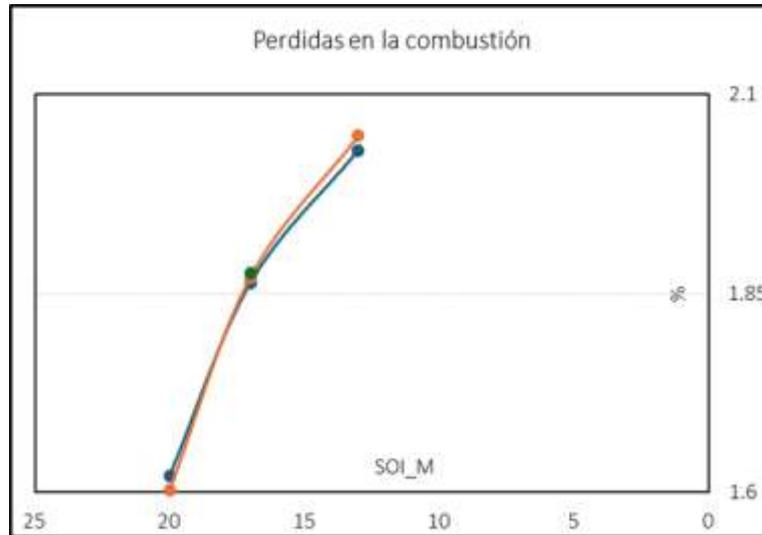
Gráfica 12. Tiempo de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a las inyecciones. 2000rpm@25%



Teniendo en cuenta que la inyección principal en los dos ensayos representados en la Gráfica 13 se encuentran a -20, estas deberían encenderse a partir de dicho punto, pues en este punto el inicio de la combustión de la mezcla se produce antes de lo esperado, lo que parece producir una curva de liberación de calor un poco anormal, pues esta presenta una mayor cantidad de subenfriamientos antes de que se alcance la fase de la combustión, CA50. Este hecho parece ser el que produce la diferencia entre la evolución de las emisiones de CO y HC con respecto a la distancia entre las inyecciones, una explicación podría ser debido a que en ese inicio de la combustión adelantado produce la rotura de los HC, pero que debido a que se producen tan pronto estos si llegan a combustionar, aunque debido a que con incrementos de SOI tan grandes la combustión es un poco inestable, esto lleva a la producción de una mayor cantidad de CO por combustión parcial.

En el caso de retrasar las inyecciones se observa que esto produce un incremento en la duración de la combustión, Gráfica 12, la que a su vez no se ve afectada en gran medida por la diferencia entre las inyecciones, coincidiendo esta evolución con la que presenta las emisiones de CO y HC.

Gráfica 14. Pérdidas en la combustión en relación con las inyecciones. 2000rpm@25%



La evolución de las emisiones de hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO) debido a la combustión parcial y a los inquemados está relacionada con la disposición de las inyecciones, no con la distancia entre ellas. Esta relación también se manifiesta en las pérdidas durante la combustión. A medida que se retrasan las inyecciones, la combustión empeora. Sin embargo, debido a la relación inversa entre las emisiones de HC y CO con respecto a la distancia entre las inyecciones, no es posible determinar a simple vista cómo esto afectará las pérdidas en la combustión. Por lo tanto, es necesario referirse a la Gráfica 14. En esta gráfica se observa que la tasa de incremento de ambas emisiones está equilibrada, lo que indica que la diferencia entre las inyecciones no supone una variación significativa en las pérdidas de la combustión. La fórmula empleada para el cálculo de las pérdidas en la combustión es la siguiente.

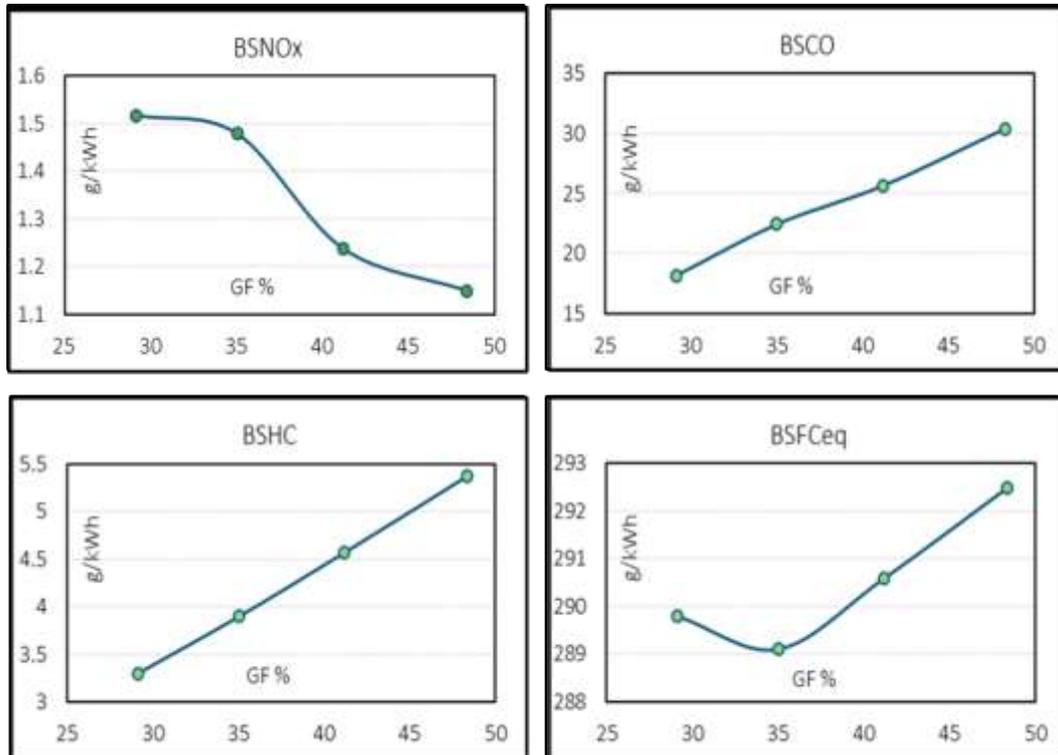
*Ecuación 2. Pérdidas en la combustión debido a inquemados y combustión parcial*

$$\eta_{comb} = \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) * (LHV_{CO}X_{CO} + LHV_{HC}X_{HC})}{\dot{Q}_{fuel}}$$

El consumo de combustible no parece seguir una evolución tan simple como la que presentan las emisiones con respecto al adelanto de las inyecciones, se puede observar esto debido a la presencia de un punto de inflexión en los casos de las diferencias de 25. En cambio, el cómo varía este consumo con relación a la diferencia de la distancia entre ellas si es considerable, reduciendo su consumo a medida que se aumenta la diferencia entre ambas, a excepción del caso en el que se adelanta demasiado, Gráfica 13, que debido a los problemas ocasionados por ese adelanto excesivo empeora el consumo, pero en menor medida. El consumo si presenta evolución, como se ha explicado previamente, pero esta es muy pequeña, por lo que a gran

escala se puede considerar invariante, ayudando a este hecho el que las tendencias no son muy marcadas en este punto de funcionamiento.

Gráfica 15. BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC y consumo respecto del porcentaje de gasolina. 2000rpm@25%



La tendencia de los NO<sub>x</sub> es la esperable al introducir más gasolina como combustible, al igual que la que presentan las emisiones de HC y CO, estas dos últimas aumentan, esto debido a la mayor dificultad que tiene la gasolina para producir combustiones completas a diferencia del diésel. La disminución de ellos NO<sub>x</sub> es debida en gran parte a que, en la combustión de la gasolina, esta tiene una menor presión y temperatura en la cámara de combustión, lo que dificulta más la formación de estas emisiones por el método térmico, que es el más habitual en el caso de los motores de combustión interna por sus elevadas temperaturas. En el caso del consumo, este parece tener una forma definida de forma positiva, es decir que a mayor cantidad de combustible se produce un mayor consumo, a excepción del punto base que parece ser un punto de inflexión, aunque sus valores no son tan elevados como para tenerlo en consideración.

Tabla 5. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 2000rpm@25%

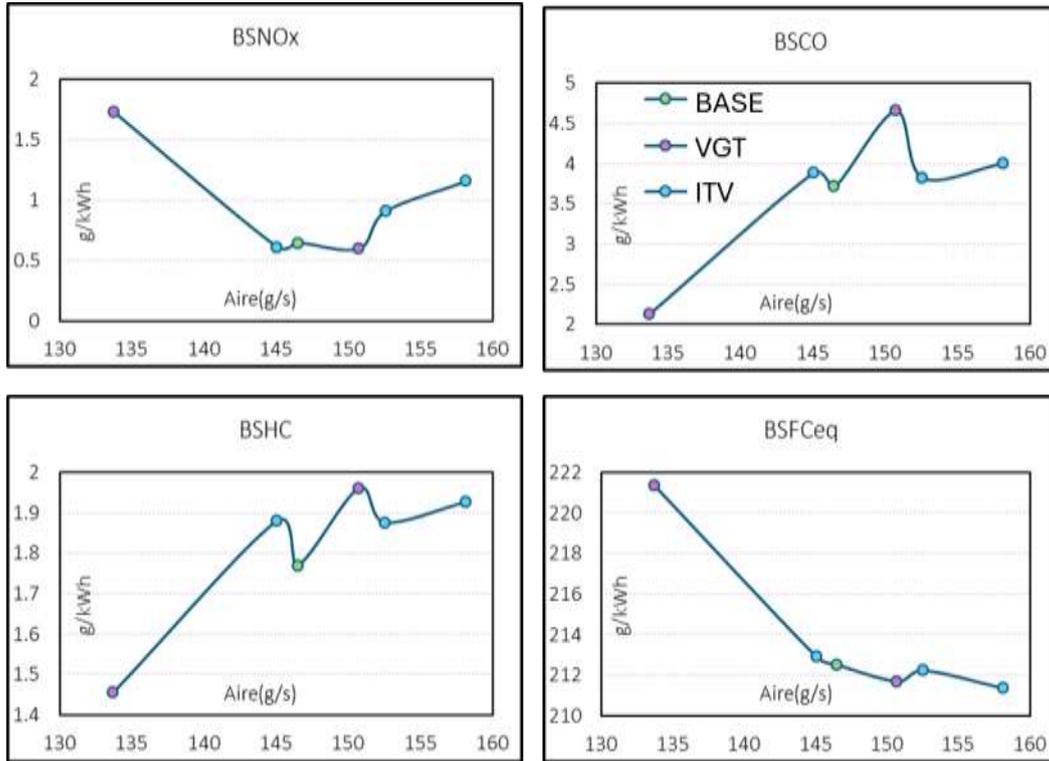
	BSNO <sub>x</sub>	BSCO	BSHC	BSFC <sub>eq</sub>	CA10	CA50	CA(90-10)
M <sub>air</sub>	*	↑	↑	*	↓	↓	=
SOI <sub>M</sub>	↑	↓	↓	*	*	↓	↓
ΔSOI	↓	↑	↓	↓	↑	=	=
GF	↓	↑	↑	↑	↑	↑	=

A la vista de las tendencias apreciadas en el punto de 25% a 2000 rpm, para una futura optimización se sugiere buscar una reducción de la cantidad de aire que entra al motor, para que así se reduzcan las emisiones de NO<sub>x</sub>, para ello se podría empelar tanto la VGT como la ITV, juntas o por separado, dependiendo de la reducción de aire que se busque, Por la parte de las inyecciones esta decisión dependerá de lo que suceda al reducir tanto la masa de aire, si se busca reducir aún más lo NO<sub>x</sub> pues reduciendo el aire no se cumplen aún os requisitos impuestos, entonces la mejor decisión sería aumentar la distancia entre las inyecciones, teniendo que posteriormente corregir esto adelantando las inyecciones por la posible elevada presencia de CO y HC debido a los dos cambios realizados, por la parte de la gasolina en este caso permanecería invariable, pues no supone tanta ventaja un cambio de esta; en el caso en el que solo modificando el aire sea suficiente reducción, que parece poco probable porque se pretende reducir estas emisiones de NO<sub>x</sub> de un valor base de 1.48 g/kWh a 0.4 g/kWh, se buscaría con las inyecciones y la gasolina buscar un equilibrio para reducir el resto de emisiones y mejorar el consumo sin empeorar más del límite los NO<sub>x</sub>.

#### 4.1.3 Completamente premezclada (1500rpm@50%)

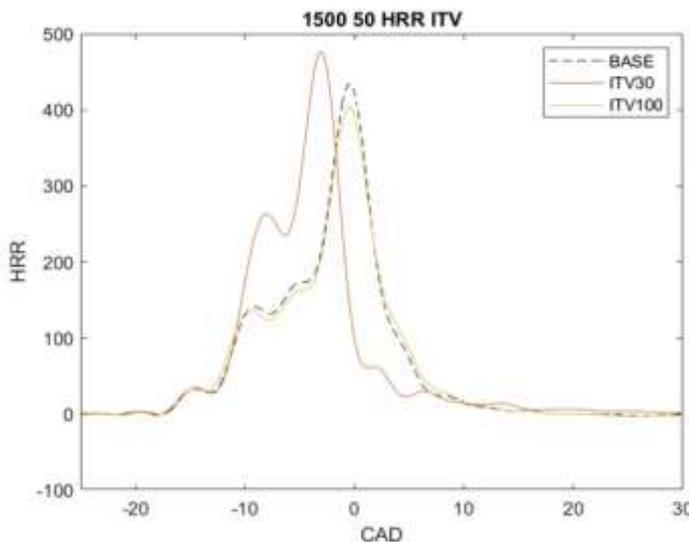
La masa de aire, la EGR y la presión de admisión variando las condiciones de ITV y VGT tienen una evolución similar a las que sufren en el primer caso, manteniéndose las tendencias, pero variando los valores obtenidos, esto debido al cambio de régimen. Este punto es importante para el método de combustión dual-fuel dual-mode porque es un punto de funcionamiento en el que el gradiente de presión es mayor, debido a aumentar el grado de premezcla al empelar en su mayoría gasolina como combustible, por ello es necesario conocer la reacción esperable del motor ante las modificaciones del aire las inyecciones o el porcentaje de gasolina, pues se trata de una zona de funcionamiento crítica del motor.

Gráfica 16. BSNOx, BSCO, BSHC y consumo respecto de la masa de aire. 1500rpm@50%

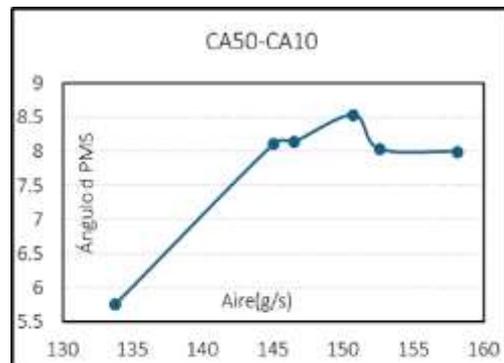


A primera vista se puede identificar unas tendencias extrañas en las que destacan los NO<sub>x</sub>, pues no parece tener una evolución clara con la masa de aire debido al punto de 133 g/s de aire, pues este se encuentra muy alejado del resto de puntos medidos, lo que podría ser explicado debido a que es un punto singular, por lo que es necesario estudiarlo en mayor profundidad para decidir si la tendencia es la natural del punto o se debe a un caso singular.

Gráfica 18. Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. 1500rpm@50%



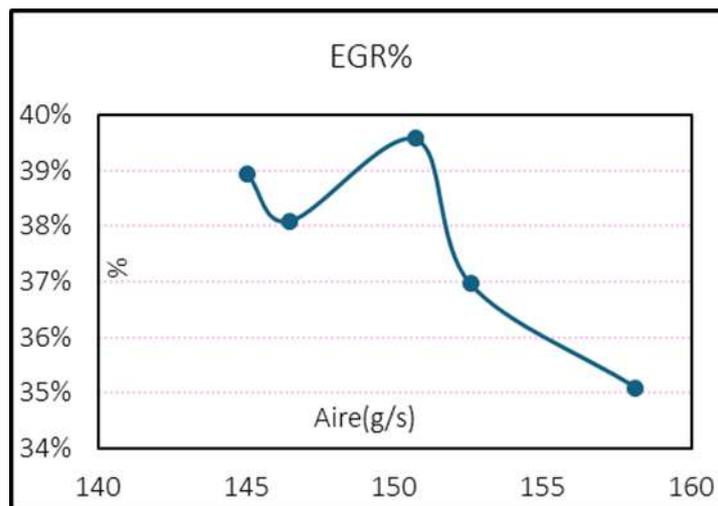
Gráfica 17. Tiempo desde el inicio hasta la fase de la combustión en relación con el ángulo después del PMS respecto a la masa de aire. 1500rpm@50%



Debido a lo cerrada que se encuentra la válvula ITV con un valor de 30, esto produce un estrangulamiento en el aire que afecta en la forma de la combustión que acaba teniendo, obteniendo valores muy alejados del resto de puntos medidos debido a su gran diferencia a la hora de la combustión, Gráfica 18. Parece ser que la reducción tan significativa de aire genera zonas muy ricas en combustible, lo que no afecta al inicio de la combustión, pero sí a la velocidad de esta, haciendo que el tiempo transcurrido entre el inicio de la combustión y la fase de esta sea mucho menor, Gráfica 17, debido a que la gasolina se consigue encender con mayor velocidad. Este hecho modifica en gran medida la forma de la liberación de calor de la combustión, adelantando el pico de liberación de calor antes del punto muerto superior, lo que reduce en gran medida las emisiones de HC y CO, sin embargo, esto produce de forma negativa es que el consumo se dispare a la par que los  $\text{NO}_x$ .

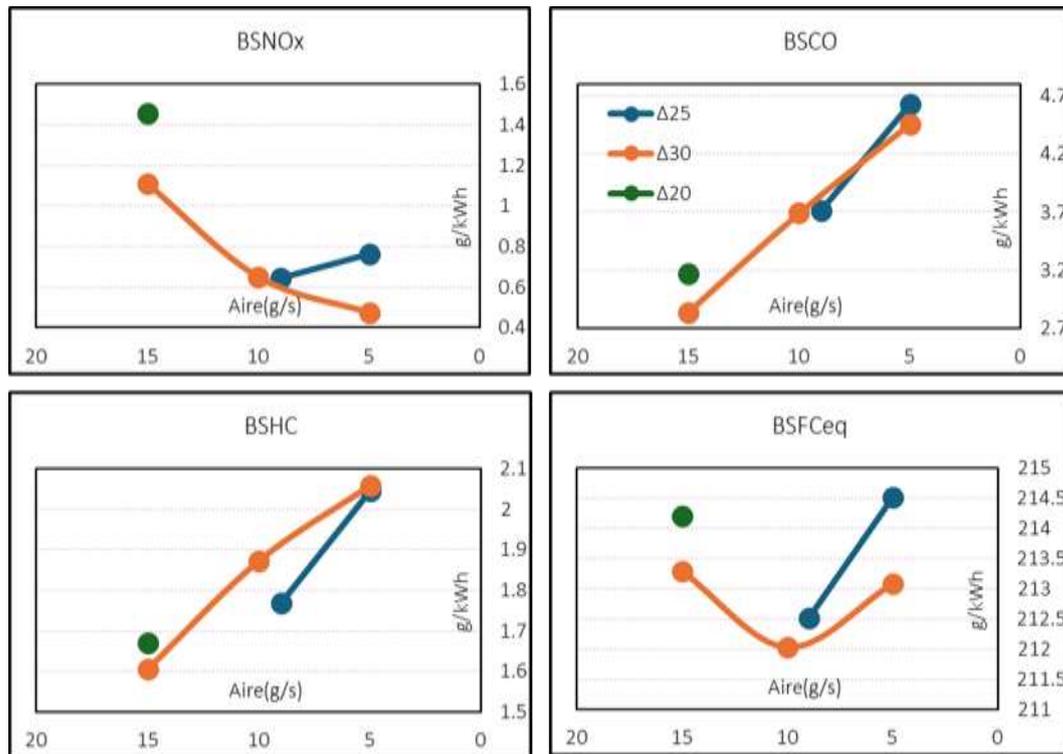
Este punto se puede descartar a la hora de observar la tendencia en el estudio paramétrico, pues el objetivo de ello es conocer el funcionamiento de del motor para luego poder calibrarlo de forma más rápida y segura, y debido a que el problema presente en este motor es tanto el consumo como las emisiones de  $\text{NO}_x$ , pues el resto de las emisiones son más fácilmente controlables con un catalizador DOC.

*Gráfica 19. Porcentaje de EGR respecto de la masa de aire. 1500rpm@50%*



Excluyendo el punto singular las tendencias de las emisiones y el consumo en relación con la masa de aire son más claras, observándose un incremento en todas las emisiones, aunque sobre todo en las de HC y CO, Gráfica 16, este incremento no es tan simple, pues esto se debe a que el porcentaje de EGR no se mantiene constante respecto de la masa de aire, y esto produce fluctuaciones en las emisiones, Gráfica 19. El punto de mayor porcentaje de EGR coincide con el de mayores emisiones de CO y HC, además de con un punto singular en las emisiones de  $\text{NO}_x$ . Debido a que la fluctuación es pequeña, se puede asumir que la tendencia no presenta un cambio significativo, por lo que la tendencia se puede asumir que es ascendente en todas las emisiones. Por la parte del consumo, si se excluye el punto descartado, este no sufre una variación considerable con respecto al aire, manteniendo prácticamente constante a lo largo de la variación de este.

Gráfica 20.  $BSNO_x$ ,  $BSCO$ ,  $BSHC$  y consumo respecto de las inyecciones. 1500rpm@50%

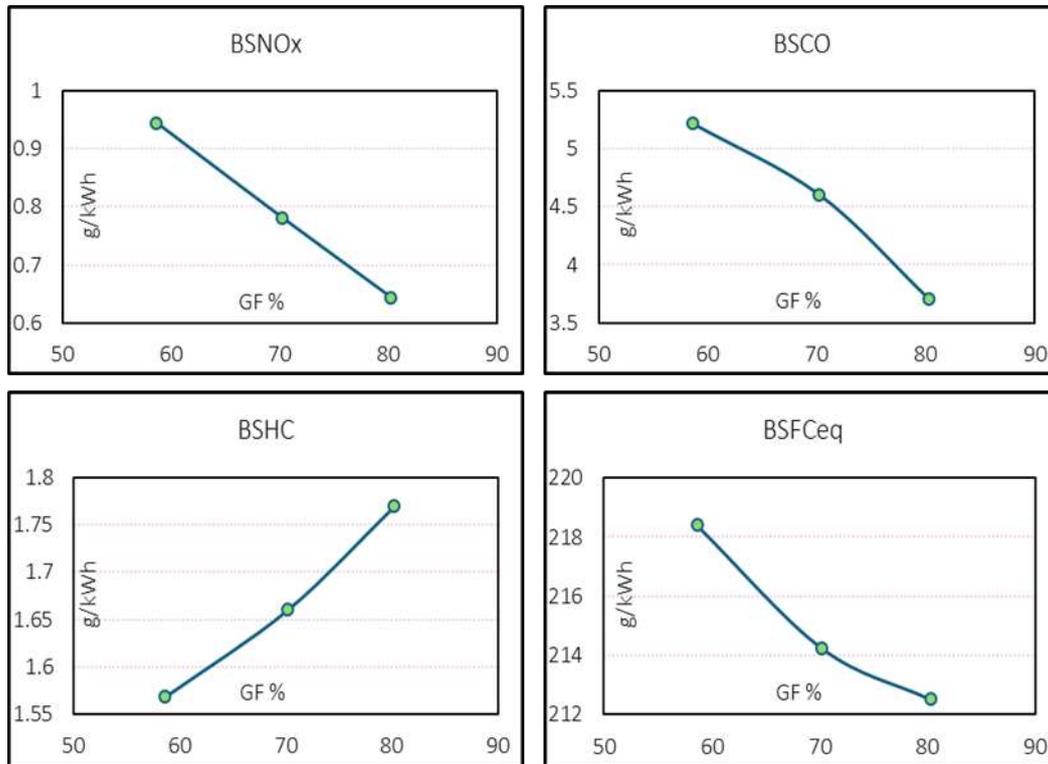


Si bien se podría pensar de forma intuitiva que las inyecciones no tendrían un gran efecto tanto en las emisiones como en el consumo debido al hecho de que la cantidad de diésel es 4:1 con la gasolina, el 80% del combustible en este punto es gasolina, esto sería erróneo, pues es necesario la inyección del GTL para el encendido de la mezcla, pues se trata de un motor de encendido por compresión, por lo que no posee bugía, y dependiendo de cómo sean estas inyecciones esto afectará al proceso de encendido y quemado, en menor escala que en los puntos anteriores, pero suficientemente importante como para investigar la tendencia que genera.

En el caso de las emisiones de  $NO_x$ , Gráfica 20, parece que estas poseen una evolución positiva en relación con el adelantamiento de las inyecciones, es decir que cuanto antes se produzcan las inyecciones una mayor cantidad de  $NO_x$  se producirán. Por la parte de las emisiones de HC y CO parece ser que comparten una misma tendencia, coincidiendo ambas en su incremento cuando se retrasan las inyecciones. El caso del consumo es distinto, pues no se puede observar a simple vista una evolución clara con respecto al adelanto o retraso de las inyecciones en su conjunto.

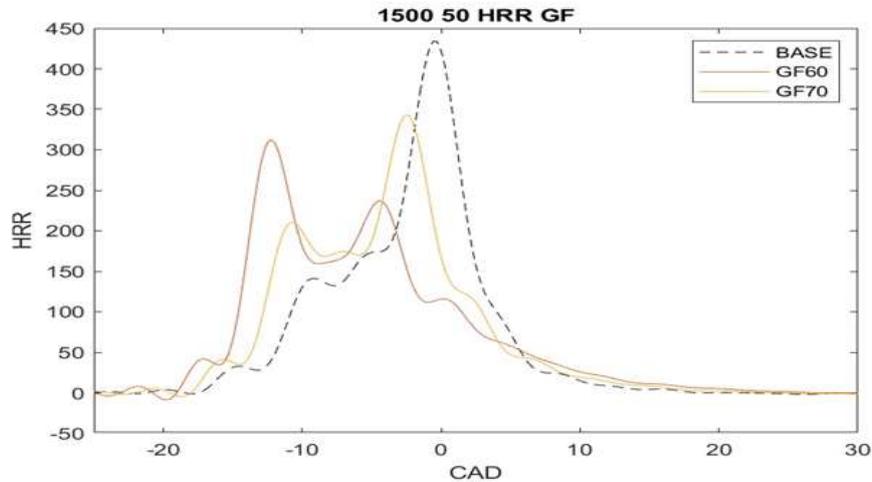
El estudio de las inyecciones no solamente se debe implementar con el adelantamiento o retraso conjunto de ambas inyecciones, sino que también se requiere el estudio de los efectos que sufren las emisiones y el consumo con una variación en el tiempo de diferencia entre ambas inyecciones. En el caso actual al contrario de los anteriores parece ser que esta diferencia entre ambas inyecciones no supone un cambio significativo, no modificando de forma suficiente los resultados para poder considerarse una tendencia real.

Gráfica 21. BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC y consumo respecto del porcentaje de gasolina. 1500rpm@50%



La evolución de las emisiones de NO<sub>x</sub> y HC parecen estar finamente relacionadas con el combustible, Gráfica 21, siendo que este era el resultado esperable al modificar el porcentaje de gasolina empleado, pues deberían marcarse las características de los motores que funcionan con este combustible. Una menor emisión de NO<sub>x</sub> en este caso es debido a que se mantiene durante un menor tiempo temperaturas considerables para la formación de esta emisiones, además de que se alcanzan presiones en el cilindro menores, dificultando más la cinética de esta reacciones. En el caso de los HC el resultado es le esperable pues los motores que emplean gasolina suelen tener mayores problemas de estas emisiones que los que emplean diésel, debido a que la gasolina es un combustible que genera reacciones de combustión menos completas.

Gráfica 22. Tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la fracción de gasolina.  
1500rpm@50%



Las emisiones de CO parecen seguir una tendencia contraria a la esperable únicamente considerando un incremento en la fracción de gasolina, pues al menos el CO debería seguir una evolución similar a los HC. Sin embargo, estas emisiones no parecen estar tan íntimamente relacionadas con el combustible como en el caso anterior, sino que parece que en este punto de funcionamiento para las emisiones de CO tiene una mayor relevancia la forma de la curva de liberación de calor, Gráfica 22. En esta gráfica que puede observar que, al reducir la fracción de gasolina, esto produce un adelantamiento en la combustión de la mezcla, dicho adelantamiento es muy significativo, haciendo así que la combustión no se pueda mantener en ese punto, y se da un subenfriamiento, más significativo conforme más se reduce la cantidad de gasolina.

El consumo sigue una tendencia contraria a la esperable, pues en el caso de emplear más gasolina, debido a que esta suele presentar una combustión más incompleta; debería tener un mayor consumo, pues la calidad de combustión es menor, sin embargo, al depender parte de esta combustión incompleta tanto de la forma de la combustión, la referida a los CO, y esta forma de la combustión empeorar en gran medida con una menor fracción de gasolina. Este caso la tasa de incremento de estas dos emisiones no está equilibrada como pasaba en la Gráfica 14, sino que evoluciona de forma negativa ante los decrementos en la fracción de gasolina, hecho que puede explicar la tendencia del consumo.

Tabla 6. Tabla resumen de las tendencias para el punto de funcionamiento 1500rpm@50%

	BSNO <sub>x</sub>	BSCO	BSHC	BSFC <sub>eq</sub>	CA10	CA50	CA(90-10)
M <sub>air</sub>	↑	↑	↑	=	=	=	↓
SOI <sub>M</sub>	↑	↓	↓	*	↑	↓	↓
ΔSOI	=	=	=	=	↑	=	↓
GF	↓	↓	↑	↓	↑	↑	↓

Para una futura optimización, en el caso del punto de 50% 1500 rpm no parecen haber muchas formas de mejorar este punto, pues si bien reducir la cantidad de aire podría pensarse que con las tendencias sería interesante, hay que recordar el gran perjuicio que sufre la combustión si se estrangula en exceso, por lo que el aire se buscará mantener invariable, igual que el caso de la fracción de gasolina, pues reducirla es perjudicial para la mayoría de los factores determinantes, NO<sub>x</sub>, CO, HC y consumo, pero aumentarla puede ser peligroso, haciendo que no llegara a encender, pues se estaría haciendo trabajar a un motor de encendido por compresión con más de un 80% de gasolina. Por lo tanto lo único seguro que modificar serían las inyecciones, y viendo que el incremento de tiempo entre estas no afecta en exceso, se puede descartar un gran cambio en esta; quedando únicamente el control de la inyección principal, pero debido a que el punto en sí no posee muchos problemas de emisiones y el consumo sigue siendo menor que el del diésel, se buscaría reducir un poco las emisiones de NO<sub>x</sub>, pues son las no tratables con el catalizador DOC y están ligeramente por encima del límite establecido, por lo que se buscaría retrasar la inyección principal.

## 4.2 Drop-in

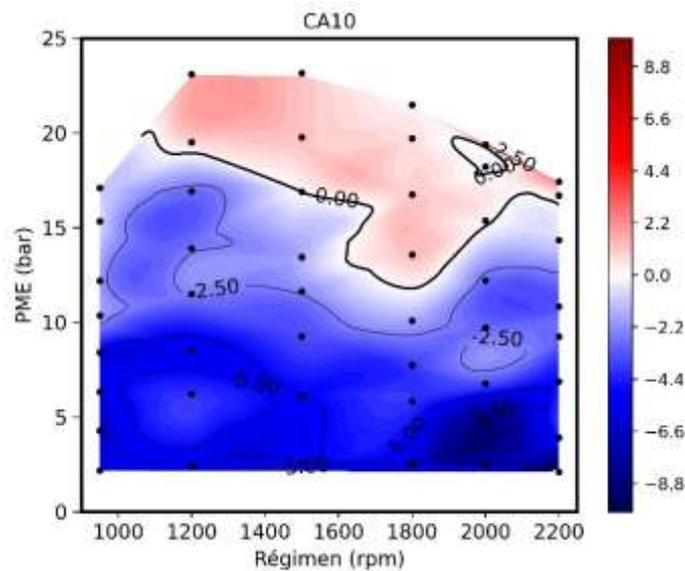
Este estudio de *drop-in* se ha separado en 2 partes, la primera correspondiente al estudio de la combustión y la segunda a al consumo y las emisiones. En el primer caso se investigará la variación por el cambio de combustible en la forma y características principales de la combustión, visualizando con mapa del motor las variaciones del CA10, CA50 y CA90-CA10, que representan en inicio de la combustión, la fase de la combustión y el tiempo de la combustión respectivamente, [19]. También se emplearán mapas de motor referidos a la variación de la presión máxima y la variación del gradiente de presión. En el caso del estudio de las emisiones y el consumo se emplearán mapas del motor referidos a estas características, consumo equivalente, empleándose la misma fórmula para el cálculo de este como en el caso del estudio paramétrico, BSNO<sub>x</sub>, BSCO, BSHC, BSSoot. Tanto los mapas de la primera parte como los de la segunda se apoyarán para las explicaciones con gráficas que representan la

presión y la liberación de calor de una selección de puntos en relación con la distancia al punto muerto superior.

#### 4.2.1 Combustión

El CA10 es un indicador usado en la literatura para asociarlo el inicio de la combustión pues se trata del momento en el que se consume el 10% de la mezcla de combustible. Este parámetro es muy relevante para comprender como sucede la combustión ya que, dependiendo del atraso o adelanto, esto puede producir problemas a la hora de la combustión, pues si es muy pronto puede suponer subenfriamiento muy importantes y si se retrasa en exceso puede producir problemas en la quema del combustible y extraer poca energía.

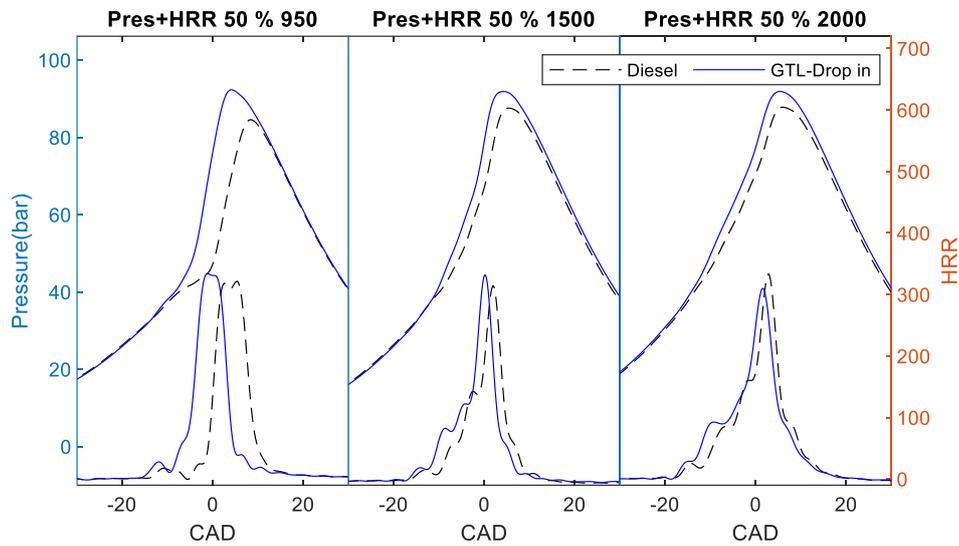
*Gráfica 23. Diferencia de CA10 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional*



En la Gráfica 23, se observa que a baja y media carga existe un adelanto en el inicio de la combustión en el caso del GTL, esto puede ser debido a las propias características del combustible, pues el GTL poseía un retraso en la ignición menor, debido a su mayor índice de cetano. Cabe destacar que, si bien el adelanto de la combustión es constante en las zonas de baja y media carga, esta evoluciona disminuyendo este adelanto cuanto más se aproxima a las zonas de alta carga, hasta que en estas pasa a ser mayor, donde los efectos del combustible como el índice de cetano comienzan a no ser tan relevantes.

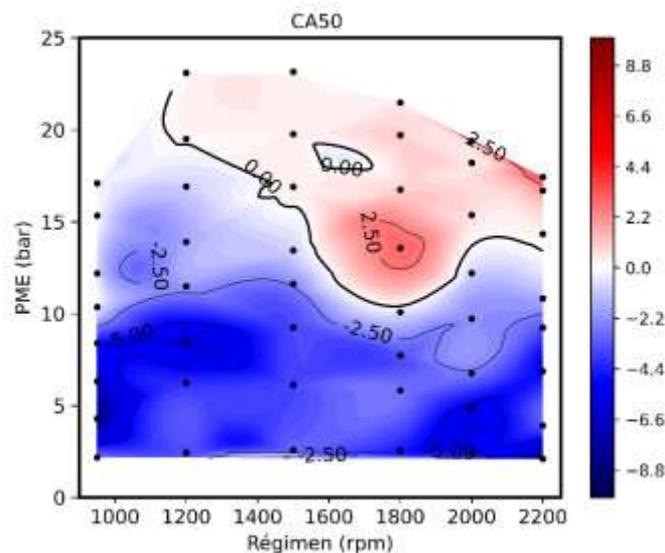
En las zonas de alta carga presenta este retraso en el tiempo de inicio de la combustión, si bien el índice de cetano si varía es insignificante para que en estas zonas produzca un cambio encendido adelantado, la razón es debida a la gran demanda de combustible en estos puntos, porque debido a ella, se requieren tiempos de inyección muy elevados. Debido a este tiempo de inyección elevados se produce una mayor dificultad en la atomización por la menor viscosidad cinemática presente en combustible.

Gráfica 25. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (950, 1500, 2000)rpm@50%



La Gráfica 25 permite observar la evolución de la combustión al 50% de carga, este grado de carga en relación con el CA10 al pertenecer a las zonas de media y baja carga se observa un adelanto en la combustión. La evolución del inicio de la combustión no solamente está presente en relación con el grado de carga, sino que también presenta diversos valores con el régimen, en este caso específico a bajo régimen este adelanto es más significativo, mientras que a alto y medio régimen este disminuye, permaneciendo en valores similares en estas dos zonas.

Gráfica 24. Diferencia de CA50 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



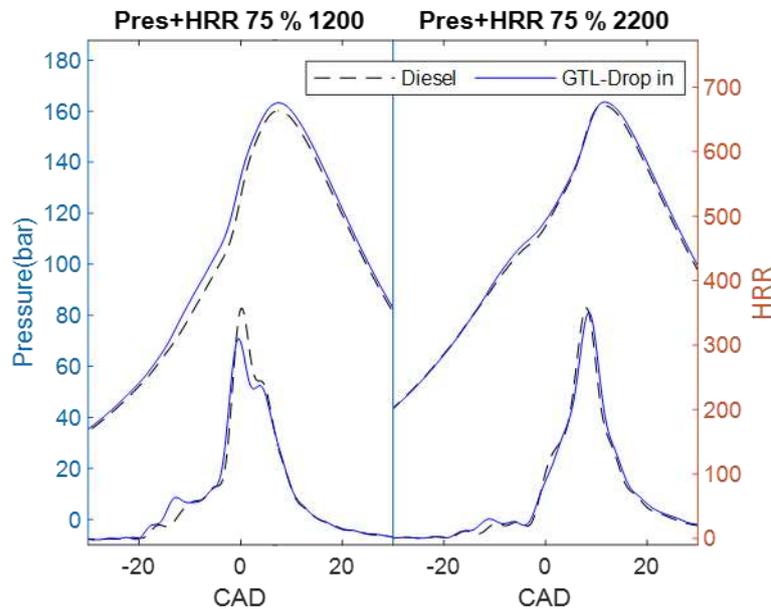
La tendencia presente en la Gráfica 24 es similar a la presente en la Gráfica 23 en el caso de la baja y media carga, se han suavizado los valores, es decir que el tiempo transcurrido entre el inicio y la fase de la combustión es menor en las condiciones de uso del diésel convencional, suavizando el gráfico en toda esa zona.

En alta carga la tendencia tiene la diferencia de que ahora es más dependiente con el régimen para altos grados de carga, lo que quiere decir que no se mantiene tan constante en todos los

regímenes, sino que varía con este. A bajo régimen se observa que este valor tiende a 0 a diferencia de lo que sucedía con el CA10 que el valor no era muy elevado, pero si era considerable en relación con el esto del mapa. Por el contrario, en alto régimen es contrario, pues los valores si se hacen mayores no suavizando la gráfica en esa zona a diferencia de lo ocurrido en el resto del mapa.

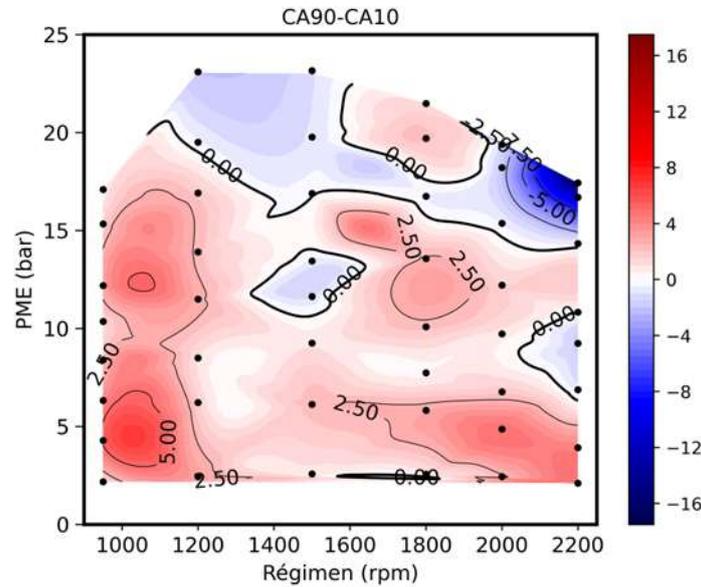
Si bien en estas zonas de alto régimen y carga no se suaviza la gráfica, si se respeta la tendencia de una aumento en el tiempo de fase de la combustión, lo que parece indicar que con el nuevo combustible se requiere un mayor tiempo para alcanzar la fase de la combustión de media en todo el mapa del motor.

Gráfica 26. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200, 2200)rpm@75%



El 75% de carga presenta zonas en las que no se aprecia variación significativa entre los resultados obtenidos empleando el diésel convencional y gasolina con los obtenidos al emplear e-diésel con gasolina, Gráfica 26, como se puede observar en la, donde no se observa diferencias apreciables en el caso de 2200 rpm, siendo que parece que ambas mezclas de combustibles se comportan de manera similar, en el caso del funcionamiento a 1200rpm@75%, no se presentan diferencias muy remarcables entre ambas gráficas, de ahí el hecho de que los valores tanto para CA10 como CA50 permanezcan de forma prácticamente constantes en toda esta carga.

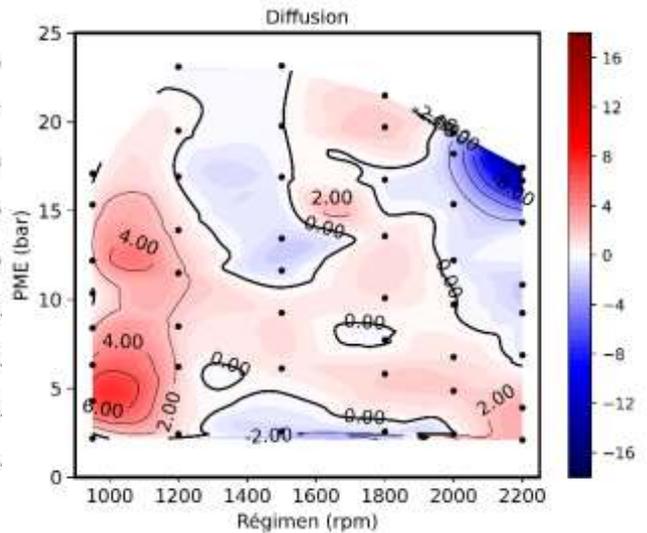
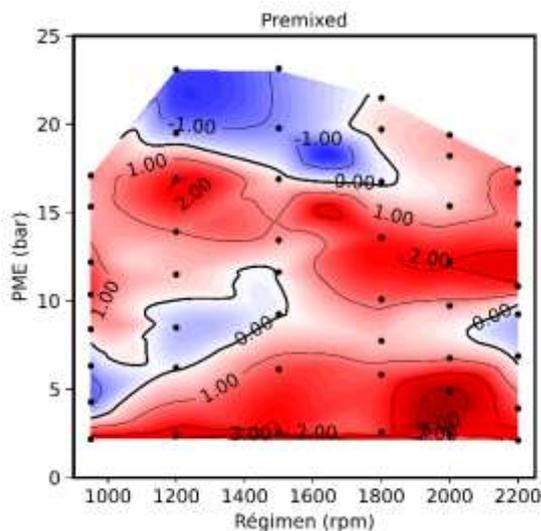
Gráfica 27. Diferencia de CA90-CA10 entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



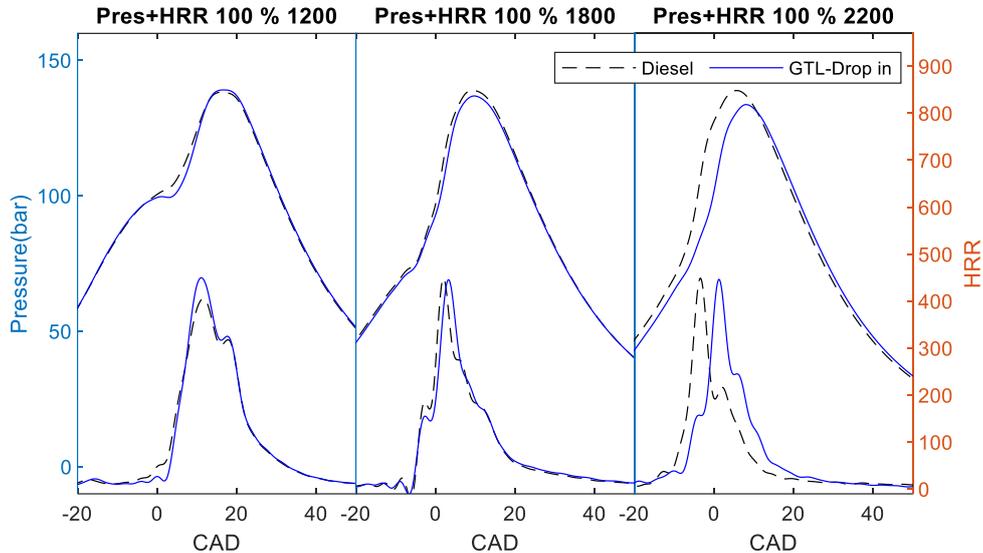
El mapa del motor referido a la duración de la combustión, Gráfica 27, parece tener dos zonas principales, que coinciden en su mayoría con las zonas que estaban presentes en el CA10 con sus singulares referencias, pero invertidas, es decir que cuando se adelanta el inicio de la combustión esto parece alargar la combustión total, pudiendo ser debido esto a que cuando se enciende la mezcla sea demasiado pronto, haciendo que la mezcla no se encienda tan progresivamente, sino que sufra algún enfriamiento en el proceso. En cambio, en las zonas en las que existía un retraso en el inicio de la combustión esto produce que se requiera un menor tiempo de duración de esta, Gráfica 27.

Gráfica 29. Diferencia de tiempo de premezcla entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional

Gráfica 28. Diferencia de tiempo de difusión entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



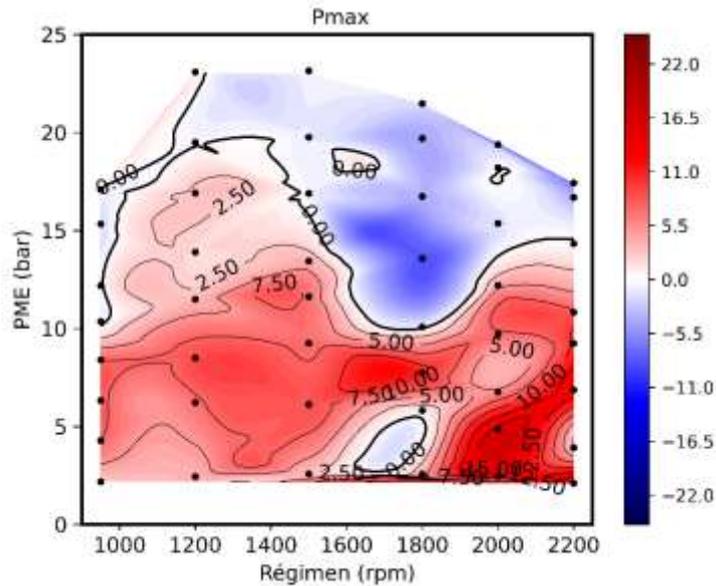
Gráfica 30. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200,1800,2200)rpm@100%



Si bien estas son las tendencias principales, los resultados visibles en la Gráfica 27 no son tan sencillos, esto es debido a que la combustión se puede dividir en dos fases, una primera fase que se da entre el inicio de la combustión y la fase, Gráfica 29, siendo esta la combustión premezclada y otra que se da entre la fase y el fin de la combustión, Gráfica 28. La duración de la combustión se puede separar en dos zonas dependiendo de si afecta más su parte difusiva o la premezclada. La parte premezclada tiene una mayor relevancia final en el caso de los puntos de régimen superior a 1200 rpm para todas las cargas bajas y medias hasta el 75%, a excepción del 10%. Por otra parte, la combustión difusiva parece afectar a bajos regímenes a cualquier carga y a alta carga a cualquier régimen, incluyendo además el caso singular del 10%.

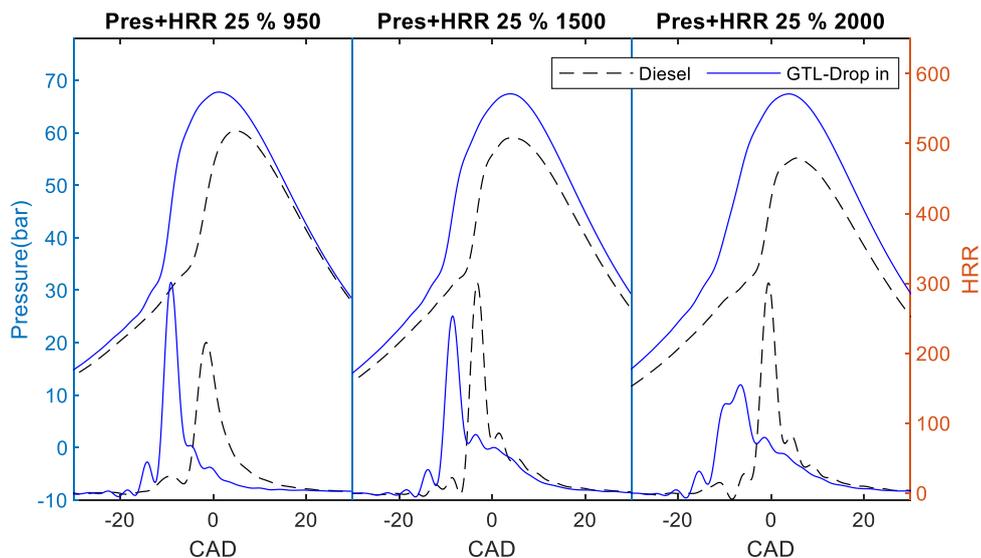
En la Gráfica 30, se puede observar la evolución de la combustión en el caso del 100% donde a bajo régimen la curva de liberación de calor es similar al igual que sucede en el caso de 1800 rpm, sin embargo, se observa una tendencia de que ambas gráficas se separan cada vez más culminando en el punto singular. El punto singular en el que el tiempo de la combustión se reduce significativamente que se observa con facilidad, pues si bien al principio la combustión parece que tarda más este hecho cambia al llegar a la zona de combustión difusiva, donde estas reacciones se aceleran en gran medida.

Gráfica 32. Diferencia de presión máxima entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



Las presiones máximas, Gráfica 32, tienen zonas muy similares a las presentes en el CA10, Gráfica 23, donde un adelanto representa una mayor presión máxima, y un retardo en el inicio de la combustión una reducción de esta. Cabe destacar que en teoría la presión interna del cilindro alcanzable empleando GTL debería ser inferior a la obtenida con diésel, [15], por su mayor índice de cetano y menor punto de destilación, sin embargo, debido a que la combustión no sucede en el punto más adecuado como si lo hacía en la calibración con el diésel inicial, esto provoca una mayor presión, por su adelanto.

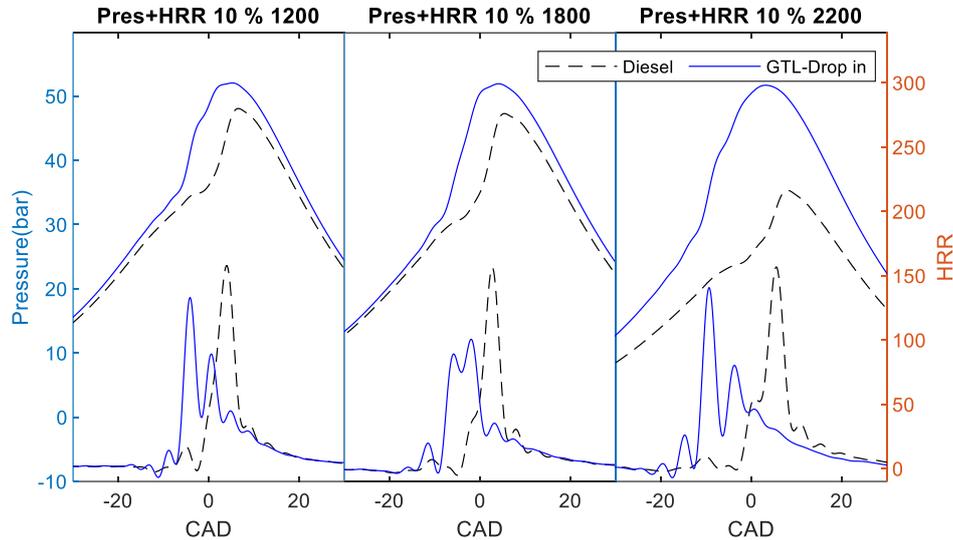
Gráfica 31. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (950,1500,2000)rpm@25%



En la Gráfica 31, se observa la evolución a una carga de 25%, donde la presión siempre es superior a la obtenida con el diésel convencional, pero se puede atribuir a su gran adelantamiento en el inicio de la combustión, alejando la fase del punto muerto superior,

generando mayores presiones en casi todo el proceso de la combustión desde que se da el inicio de esta. Un caso de menor presión se observa la 100%\_2200rpm, Gráfica 30, donde se aprecia que el inicio de la combustión se retrasa significativamente, afectando al momento en el que comienza a incrementar la presión interna.

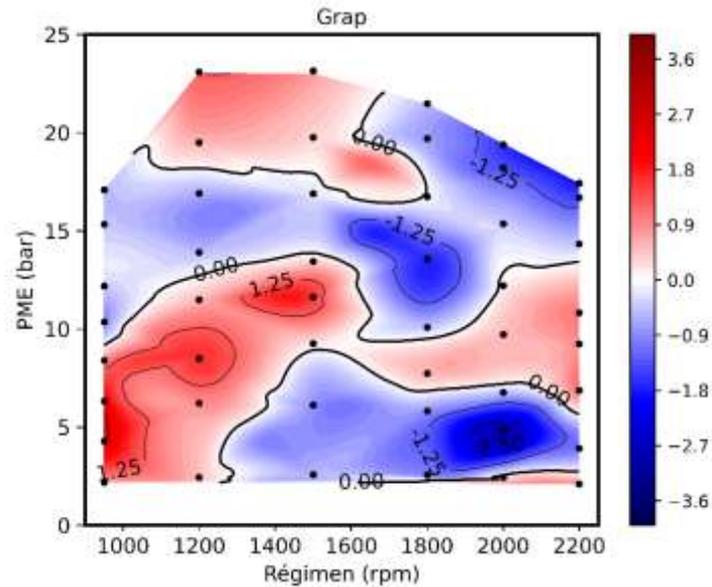
Gráfica 33. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1200,1800,2200)rpm@10%



Debido al método de combustión empleado para este ensayo, la mayoría de los puntos de funcionamiento están influenciados por los efectos de la mezcla entre los dos tipos de combustibles, pudiendo tener una mayor o menor relevancia su interacción según el punto de funcionamiento en concreto. Al contrario del resto de puntos, el motor al trabajar al 10% de carga, los efectos son debidos a la diferencia entre el GTL y el diésel convencional, pues se trata de un punto de funcionamiento en el cual más del 100% de combustible empleado es combustible de alta reactividad, por lo que no se ve afectada la combustión por los efectos de interacción entre los combustibles.

En la Gráfica 33, se observa el adelanto del inicio de la combustión debido a su mayor índice de cetano en comparación al diésel convencional, sin embargo, aunque la presión teóricamente debería ser menor, [15], esto no es cierto debido a que el adelantamiento es muy elevado, perjudicando a la combustión, como sucedía en los grados de carga superiores, pero con la diferencia de que en estos puntos la diferencia es menor, pues la gasolina no diluye el efecto del combustible, haciendo más visibles las diferencias entre las dos curvas debidas a ambos combustibles.

Gráfica 34. Diferencia del gradiente de presión entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional

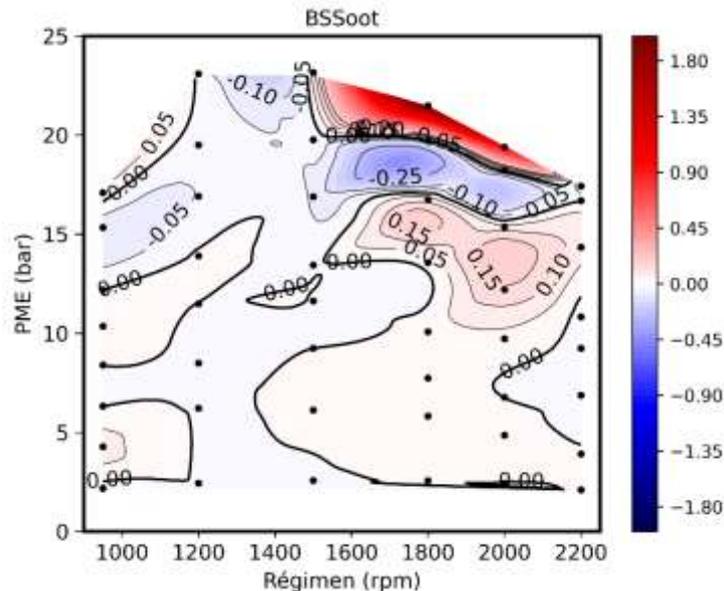


El gradiente de presión representa la máxima pendiente presente en las curvas de presión interna presentes en los distintos puntos de funcionamiento. En el caso de este método de combustión, dual-mode dual-fuel, los gradientes de presión tienen una gran importancia, sobre todo en los puntos del 50% y el 60%, esto debido a que se trataban de zonas de transición en las cuales el gradiente de presión ya era muy elevado por tratarse de zonas de transición de modos de funcionamiento, y suponían especial atención para que no superasen límites de seguridad. No obstante, la imperante necesidad de mantener reducidos estos gradientes de presión, los efectos que tiene el GTL no es un incremento considerable, por lo que, si bien la tendencia no es muy clara, esto también es debido a la falta de efecto que parece tener este e-fuel sobre ello, Gráfica 34.

#### 4.2.2 Emisiones y consumo

En el estudio de la combustión sirve para poder explicar lo sucedido con el consumo y las emisiones, pues estas dependen en gran medida de cómo se dé la combustión y las características de esta, teniendo gran importancia la forma, es decir, los posibles subenfriamientos existentes o las presiones dentro del cilindro, pues estas características favorecen o perjudican la formación de determinadas emisiones y el consumo.

Gràfica 35. Diferencia de emisiones de hollín entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



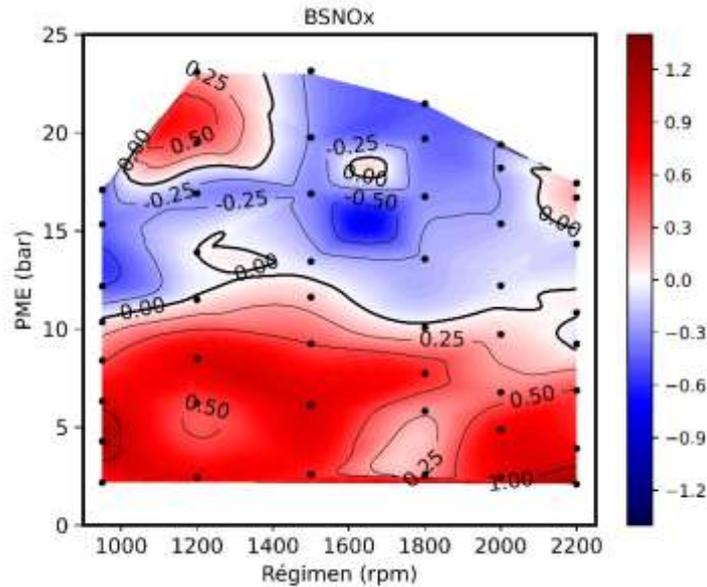
Las emisiones principales que estudiar en este caso son los CO, HC, NOx y el hollín, mientras que el consumo se representa con el consumo equivalente, por ser un modo de combustión que emplea dos combustibles con distinto ratio de mezcla según el punto de funcionamiento.

Las emisiones de hollín no parecen ser afectadas por el cambio de combustible a baja carga, sin embargo, a media-alta y alta carga, parece que la evolución de las emisiones no es lineal, sino que depende del funcionamiento concreto en ese punto y de cómo afecte esto a la combustión, Gràfica 35.

La zona del mapa del motor donde hay una variación mayor de las emisiones de hollín se trata del 100% de carga, desde 1500 a 2000 rpm. Este aumento significativo de las emisiones puede ser debido a un aumento en el tiempo de difusión, Gràfica 28, favoreciendo así la formación de estas partículas. En el caso de 2200 rpm al ser un punto de funcionamiento singular en relación con el 100%, pues su difusión es muy rápida, parece poder evitar una mayor formación de hollín.

Hay otra zona en la que presenta un incremento en las emisiones de hollín, se trata de la que engloba las zonas de carga del 60% y el 75% desde el régimen de 1800 hasta 2200 rpm. Esta zona presenta un incremento en las emisiones pero que no llega a ser tan considerable como en el caso del 100%. Este incremento en la zona parece estar relacionado con un incremento en el tiempo de premezcla, Gràfica 29.

Gráfica 36. Diferencia de emisiones de NO<sub>x</sub> entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional



El incremento de las emisiones de NO<sub>x</sub> representado en el mapa del motor, Gráfica 36, se puede dividir en dos zonas según la dependencia con el factor de la combustión al que parece respetar la evolución. Una de las zonas se trata del grado de carga de 90-100%, mientras que la otra compila el resto del mapa.

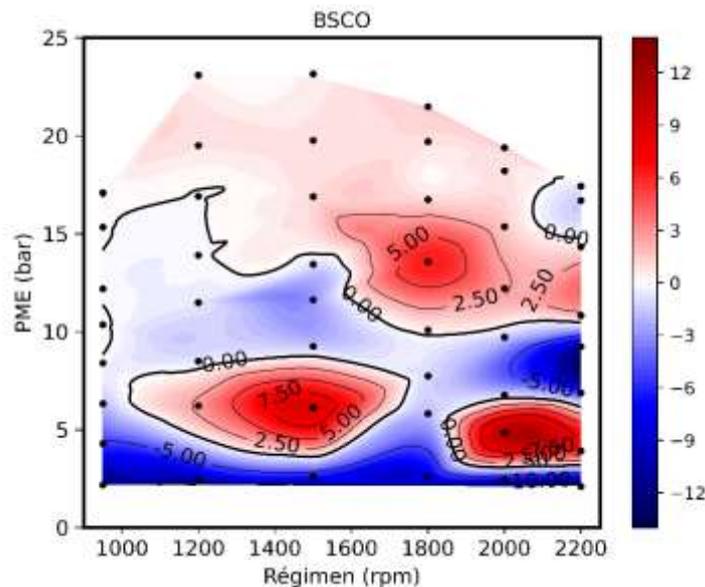
En la zona que cubre una mayor parte del mapa la dependencia parece estar relacionada con las presiones máximas, Gráfica 32, pues una mayor presión facilita la formación de los NO<sub>x</sub> por el mecanismo térmico, debido a que una mayor presión suele estar ligada a una mayor temperatura. La evolución respeta la tendencia, sobre todo a bajas cargas, donde un gran incremento de presión implica un aumento significativo en estas emisiones; a medida que aumenta la carga, al pasar el 50%, se observa que, si bien las presiones máximas aún son superiores, esto no implica que haya una mayor cantidad de misiones. Este hecho es debido a que, si bien un incremento de presión guarda una estrecha relación con un incremento de temperatura, esta última también depende de las características del combustible, siendo que teóricamente el GTL al poseer un menor índice de cetano y un punto de destilación menor, esto debería generar una mayor temperatura en el cilindro, también debería incidir de igual forma en la presión, pero al estar tan adelantada, este efecto acaba perjudicándola. Por ello la tendencia se respeta, pero se modifica el punto de inflexión que implica el cambio de emitir más a emitir menos, pasando de ser cuando no hay diferencia de presiones a cuando la diferencia en las presiones máximas es de 5 bar.

La zona de alta carga no parece respetar la tendencia observada en el resto del mapa de emisiones del motor, sino que parece seguir una tendencia similar a la presente en la duración de la combustión, Gráfica 27. La falta de correspondencia entre ambas gráficas puede ser debido a como se inyecta el combustible, debido a que el control se realiza con el tiempo de inyección, por lo que al emplear un combustible con características distintas el hecho de no inyectar por masa puede producir variaciones significativas. Al inyectar por tiempo y debido a la menor

viscosidad del e-diésel esto produce que la cantidad de volumen que se inyecta no sea la misma, por lo que las reacciones que se dan en el interior del cilindro hidráulicamente son distintas, pues la diferencia de volumen llega a ser de un 3%, haciendo así que se lleguen a modificar las reacciones, modificando también la dependencia de estas al tiempo de duración de la combustión. Este efecto no es tan considerable en el resto de los puntos debido a que los tiempos de inyección son mucho menores, haciendo que este efecto sea insignificante, hasta que se alcancen tiempos de inyección muy elevados.

Si bien los focos a alta carga parecen ser considerables, se debe considerar que los valores representados son absolutos, no relativos, esto quiere decir que si bien la diferencia al 1200rpm @ 90% es de 0.5 g/kWh, las emisiones del diésel en ese mismo punto ya se encontraban en un valor de 4.2 g/kWh, mientras que en el caso del punto a 1200rpm@25% donde el incremento presente es el mismo, las emisiones en este punto eran de 0.4 g/kWh, por lo que este incremento es mucho más relevante. Así pues, se permite observar que mientras se respeta la tendencia de la presión los efectos son significativos, en el caso del tiempo de la combustión este efecto es menor, pues las inyecciones no aportan tanta variación porcentual al proceso.

*Gráfica 37. Diferencia de emisiones de CO entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional*



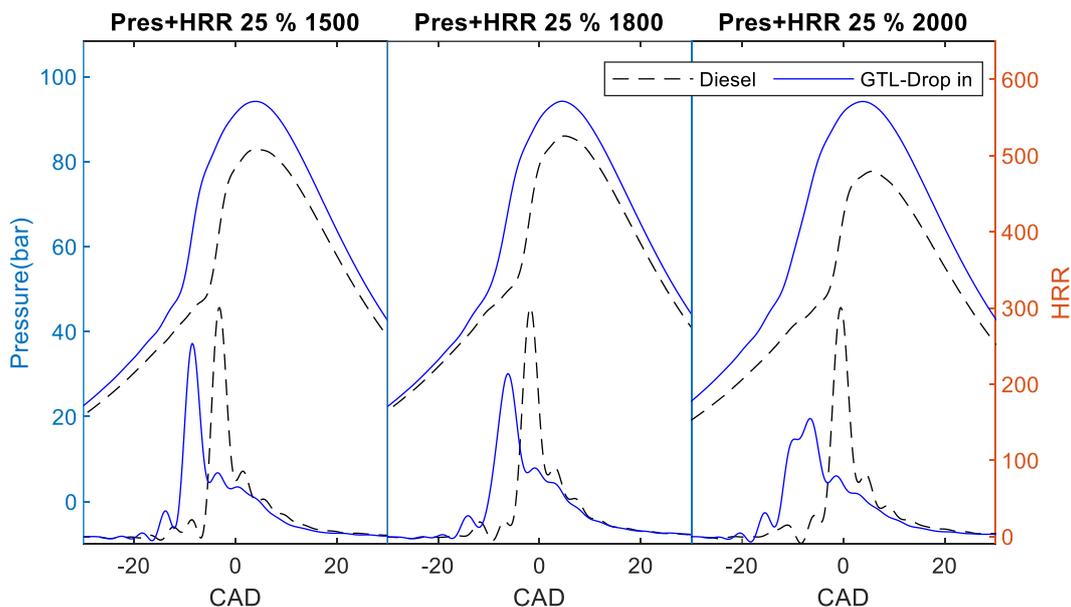
El mapa del motor referido a las emisiones, Gráfica 37, no se puede relacionar con mucha exactitud a ningún mapa de la combustión por lo que este tendrá influencia de factores diversos. Debido a ello la evolución no es clara, sino que hay zonas en las que la variación es insignificante y se puede considerar que no hay diferencia entre ambas y luego focos muy localizados donde estas variaciones si son significativas.

Un foco se compone de la zona del 10% de carga, donde se observa que disminuyen muy significativamente la producción de CO. Esta zona como se ha explicado anteriormente se emplea en su totalidad e-diésel como combustible, por lo que las características de dicho punto serán dependientes en su totalidad de este combustible. Teóricamente gracias al mayor índice de cetano, esto debería reducir la cantidad de zonas con dosado demasiado pobre como para

producir combustiones incompletas, [15], esta afirmación si parece cumplirse, pues la reducción de estas emisiones en dicho punto es muy elevada.

En el 25% de carga se encuentran dos focos de aumento de emisiones, en 1200-1500rpm y 2000-2200rpm. Este aumento en las emisiones parece ser debido a una ignición demasiado temprana de la gasolina. Este hecho conduce a como se puede observar en las gráficas del 25% de carga, Gráfica 31, que la curvas de liberación de calor se diferencian mucho entre el uso de GTL y la de diésel convencional.

Gráfica 38. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. (1500,1800,2000)rpm@25%

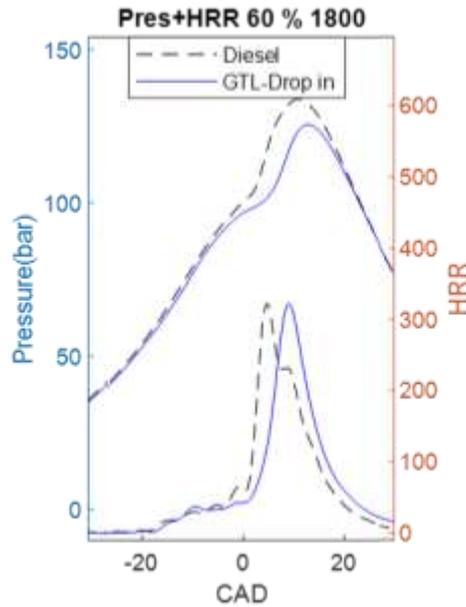


Se observa que, si bien el tiempo total de la combustión incrementa, dicho incremento no parece estar completamente relacionado con la combustión incompleta, pues en 1800rpm también hay un incremento en el tiempo, pero no se cumple la tendencia. El hecho que parece tener más relevancia es la forma que toma la curva de la tasa de liberación de calor, pues en los casos en los que hay un mayor incremento en las emisiones en dicho grado de carga se aprecia que la zona difusiva es mucho más rectangular, diferenciándose en gran medida de las del diésel, donde se observa una zona difusiva con más pendiente. Esta tendencia si se cumple para ambos focos, mientras que la curva a 1800rpm, Gráfica 38, se observa que es más similar en pendiente al caso de los dos focos.

En los grados de carga de 40-50% a 2200 rpm se puede observar que se trata de una zona en las que las emisiones de CO se reducen considerablemente, formando un foco en el mapa del motor. Esta zona guarda relación con el tiempo de premezcla, Gráfica 29, pues al reducir este tiempo parece evitar que se creen zonas de demasiado pobres, pues a alto régimen, debido a su

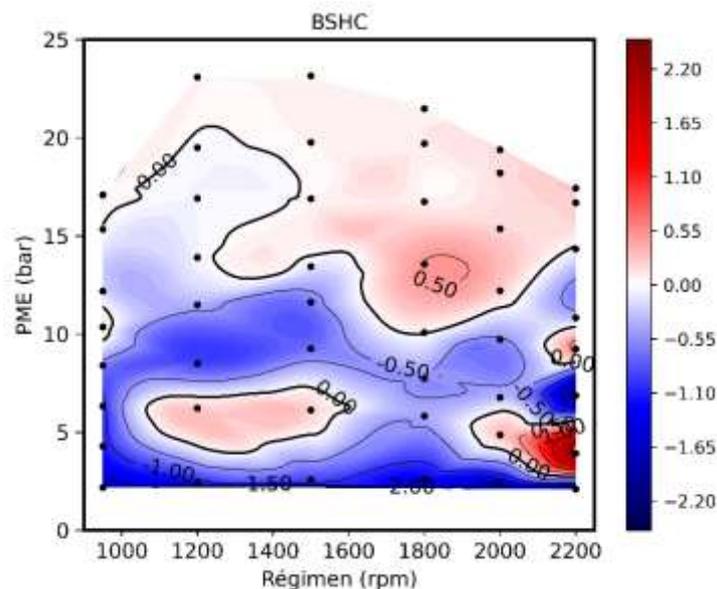
corto tiempo de residencia se produce una combustión más incompleta, pero con este tiempo de premezcla más corto muestra una significativa mejora en la producción de dichas emisiones.

Gráfica 39. Presión y tasa de liberación de calor en relación con el ángulo respecto a la masa de aire. 1800rpm@60%



La última zona con un foco que represente una variación significativa se encuentra a 1800rpm@60%, Gráfica 39, este aumento en las emisiones no parece estar relacionado con un encendido adelantado de la gasolina como sucedía en los casos anteriores donde se apreciaba un aumento, sino que en este caso el problema parece residir en un aumento en la duración de la combustión, este hecho implica que el pico de liberación de calor esté significativamente más alejado del punto muerto superior, perjudicando las emisiones referidas a combustión incompleta.

Gráfica 40. Diferencia de emisiones de HC entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional

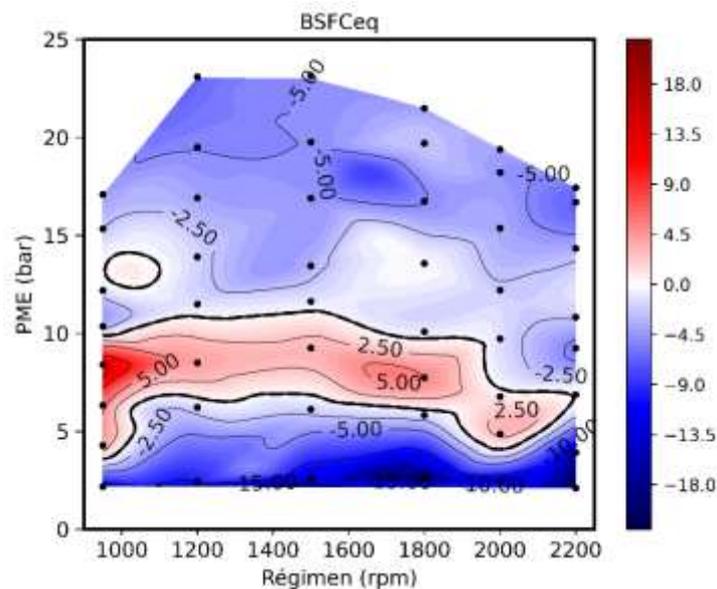


Las emisiones de HC, Gráfica 40, presentan una tendencia similar a la que experimenta los CO, esto es debido a que ambas emisiones están muy relacionadas en la forma en la que se producen, pues los CO con emisiones debido a combustión incompleta mientras que los HC son debido a inquemados, por lo que también se producen en exceso cuando hay zonas muy ricas de combustible, como pasaba en el caso anterior.

Los valores entre los que se aprecia una variación son menores que los que presentan los CO, pero esto es debido a que en g/kWh las emisiones de HC son menores, por lo que era esperable una variación en valor absoluto menor que la de los CO. Esto no implica que la variación porcentual sea la misma, debido a que, si bien las características por las que se crean son similares, aún existen diferencias.

Cuando la variación únicamente depende del combustible, es decir en el 10% de carga, esta variación porcentual si es similar a la presente en el caso de las emisiones de CO, por el contrario, en los focos donde se daba un incremento en las emisiones de CO que comparten los HC, el porcentaje de incremento no es tan significativo como pasaba en las emisiones anteriores. En el resto del mapa del motor referido a las emisiones de HC la variación porcentual depende del punto en concreto, pues dependiendo de la zona hay puntos de funcionamiento donde el HC varía más y puntos donde lo hace menos.

*Gráfica 41. Diferencia de consumo equivalente entre funcionamiento con e-diésel y diésel convencional*



El consumo equivalente se ha calculado con la misma fórmula empleada en el caso del consumo equivalente en el análisis paramétrico, Ecuación 1. Se emplea esta forma de medir el consumo en lugar de la convencional por que el modo de funcionamiento emplea dos combustibles distintos, un combustible de alta reactividad con uno de baja.

En la zona del 10% de carga donde la interacción entre los dos combustibles es despreciable, se aprecia una reducción muy significativa del consumo, este hecho es debido a que el e-diésel presentaba un mayor poder calorífico, por lo que la cantidad de masa necesaria para un mismo

aporte energético es menor, además de la reducción en productos de inquemados y CO. Este hecho se respeta en la mayor parte del mapa, sin embargo, este decremento en el consumo equivalente pierde valor, pues la interacción con la gasolina parece perjudicarlo, pero aun así continúa siendo menor que el obtenido con el diésel convencional.

El menor consumo no se respeta en todo el mapa, sino que hay una zona en la cual el consumo es superior al obtenido cuando se emplea diésel convencional, la zona de la que se trata es la que compone la carga del 40%, este mayor consumo parece ser debido a un incremento en la transmisión de calor y a unas mayores pérdidas debido a los gases de escape.

## 5 Conclusiones

En este proyecto se han realizado dos tipos de ensayos distintos, destinados cada uno a un propósito concreto. El primer tipo se trata de un ensayo paramétrico, donde se ha centrado el foco en tres puntos de funcionamiento, en específico 1200@10%, 2000@25%, 1500@50%, donde se ha realizado un barrido paramétrico modificando una única característica del motor con el objetivo de conocer cuáles son los efectos de estas en los distintos puntos de funcionamiento. El segundo ensayo se basa en un análisis de *drop-in* donde se ha mantenido la calibración del DFDM empleando diésel+gasolina, y se ha cambiado el uso de diésel por un e-diésel de características generales, con el objetivo de analizar las tendencias que presenta esta nueva combinación de combustibles a lo largo de los distintos modos de funcionamiento.

- ESTUDIO PARAMÉTRICO

- 1200@10%
  - Las emisiones de NO<sub>x</sub> son muy dependientes de la cantidad de aire, incrementando a la vez que este lo hace.
  - Una separación grande entre las inyecciones produce un importante perjuicio en la combustión, incrementando las emisiones de CO, HC y el consumo, producto de la disminución en eficiencia de combustión.
  - A estos niveles de carga con alto porcentaje de EGR, un incremento en la presión de inyección produce un crecimiento en las emisiones de CO.
- 2000@25%
  - Tanto las emisiones de HC como las de CO aumentan con un incremento en el aire, pero el consumo sufre un punto de inflexión de valor mínimo.
  - Adelantar la combustión incrementa las emisiones de NO<sub>x</sub> de forma significativa.
  - Un incremento en la separación de las inyecciones piloto y principal disminuye las emisiones de HC, pero por el contrario aumenta las de CO.
  - Al aumentar la fracción de gasolina tanto las emisiones de HC como las de CO incrementan.
- 1500@50%

- Estrangular en exceso el flujo de aire conlleva problemas, como por ejemplo elevado consumo de combustible y aumento en las emisiones de  $\text{NO}_x$ .
- Adelantar las inyecciones mejoran las emisiones de HC y de CO.
- A estos niveles de carga, reducir la fracción de gasolina puede perjudicar la combustión, incrementando las emisiones de CO y el consumo de combustible.
- *DROP-IN*
  - El GTL presenta un adelantamiento en el inicio de la combustión, que se reduce conforme se aumenta la carga.
  - La duración total de la combustión incrementa a lo largo del mapa, a excepción de un punto singular, donde el tiempo disminuye en gran medida.
  - La presión máxima coincide con gran similitud con el inicio de la combustión, incrementando con este.
  - Las emisiones de hollín presentan problemas a alta carga y con regímenes elevados.
  - Las emisiones de  $\text{NO}_x$  presentan una evolución similar a la presión máxima, ya que esta suele estar relacionada con la temperatura.
  - Las emisiones de CO y HC se reducen a bajas cargas. Sin embargo, existen focos centrados en diversos puntos de funcionamiento donde las emisiones aumentan en gran medida por igniciones tempranas de la gasolina.
  - Se obtiene una reducción de consumo para la mayoría de los puntos de operación respecto a la calibración original.

Según las observaciones reportadas en el análisis de *drop-in*, se tiene que el motor funcionando con la mezcla de e-diésel+gasolina puede no cumplir con los objetivos de satisfacer los límites de EURO VI bajo el esquema DMDF para cargas inferiores al 50%, por lo que para trabajos futuros se sugiere seguir trabajando para optimizar el motor para operar bajo los objetivos del DMDF. Buscando la reducción en emisiones de CO y HC, donde el modo de combustión DMDF tiene gran desventaja, con el nuevo combustible, HRF, puede servir para disminuir estos ratios de producción e incrementar la eficiencia del motor. Por lo tanto, para una futura optimización se sugiere entre otras cosas, algunas de las siguientes modificaciones, vistos los resultados de los estudios paramétricos y *drop-in*:

- Para la reducción de  $\text{NO}_x$  se debe reducir la presión máxima, por lo que se buscará una reducción en el adelanto de la combustión a través de una modificación de las inyecciones.
- Tanto para los focos de HC y CO existentes por adelanto excesivo de la combustión se empleará un método de estrangulamiento de aire, para atrasar la combustión.
- Para el hollín se incrementará la cantidad de aire, pretendiendo reducir el dosado, afectando a la formación de estos.

- Para el caso del consumo un adelantamiento en las inyecciones podría significar una reducción de este de forma considerable, pues requeriría un menor aporte de combustible para lograr el mismo par.

## 6 Relación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible

En 2015, las naciones unidas con todos sus estados miembros aprobaron 17 objetivos como parte de la agenda 2030 para el desarrollo sostenible, donde se trazó un plan para alcanzar estos objetivos en 15 años. Los Objetivos de Desarrollo Sostenible buscan poner fin a la pobreza, mejorar las vidas y las perspectivas de las personas en todo el mundo y proteger el planeta.

Este proyecto se puede relacionar con algunos de estos Objetivos de Desarrollo Sostenible.

- **Objetivo 7.** El método alternativo de combustión empleado en este proyecto junto al uso de e-diésel, puede suponer un cambio para los motores de combustión convencionales, mejorando así tanto en sus rendimientos como en la contaminación que son capaces de emitir.
- **Objetivo 9.** Se pretende construir estructuras resilientes, fomentar la innovación y promover la industrialización sostenible, metas que se pueden identificar con los objetivos de este proyecto debido a emplear métodos innovadores y sostenibles.
- **Objetivo 11.** El objetivo se centra en la creación de ciudades y comunidades sostenibles que, si bien sobre todo se centra en la creación de espacios, la contaminación atmosférica presente en las ciudades también es un factor relevante, apoyándolo con este preciso proyecto.
- **Objetivo 13.** Con el objetivo de reducir al máximo el cambio climático, debido a que este avanza más rápido de lo esperado, por ello este proyecto que busca la reducción de gases de efecto invernadero puede ser una pieza clave para la reducción en el cambio climático.

*Tabla 7. ODS en relación con el proyecto*

ODS	Alto	Medio	Bajo	Sin relación
<b>Objetivo 1:</b> Fin de la pobreza				✗
<b>Objetivo 2:</b> Hambre cero				✗
<b>Objetivo 3:</b> Salud y Bienestar		✓		
<b>Objetivo 4:</b> Educación de calidad				✗
<b>Objetivo 5:</b> Igualdad de género				✗

ODS	Alto	Medio	Bajo	Sin relación
<b>Objetivo 6:</b> Agua limpia y saneamiento		✓		
<b>Objetivo 7:</b> Energía Asequible y no contaminante	✓			
<b>Objetivo 8:</b> Trabajo decente y crecimiento económico.			✓	
<b>Objetivo 9:</b> Industria, Innovación e Infraestructura	✓			
<b>Objetivo 10:</b> Reducción de las desigualdades				✗
<b>Objetivo 11:</b> Ciudades y Comunidades Sostenibles	✓			
<b>Objetivo 12:</b> Producción y consumo responsables				✗
<b>Objetivo 13:</b> Acción por el clima	✓			
<b>Objetivo 14:</b> Vida submarina			✓	
<b>Objetivo 15:</b> Vida de ecosistemas terrestres.		✓		
<b>Objetivo 16:</b> Paz, Justicia e Instituciones sólidas.				✗
<b>Objetivo 17:</b> Alianzas para lograr los objetivos				✗

## 7 Bibliografía

- [1] Unión Europea, [En línea]. Available: [https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal\\_en](https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en). [Último acceso: Marzo 23 2024].
- [2] EUR-LEX, «EUR-LEX,» 6 9 2022. [En línea]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/ES/legal-content/summary/emissions-from-heavy-duty-vehicles-euro-vi-certification-rules.html>. [Último acceso: 2024 Junio 20].

- [3] E. Britannica, «Alamy,» 1 febrero 2016. [En línea]. Available: <https://www.alamy.es/foto-motor-de-combustion-interna-cuatro-tiempos-en-un-motor-diesel-tipico-135045734.html?imageid=6B557F80-8CA8-4A7A-8C42-736D4DB86F12&p=75828&pn=1&searchId=492fbeeaa4c762fb0513e9f955d83590&searchtype=0>. [Último acceso: 26 febrero 2024].
- [4] V. Yepes Piqueras, «poliblogs,» 23 junio 2013. [En línea]. Available: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2013/06/23/el-motor-diesel-de-cuatro-tiempos/>. [Último acceso: 26 Febrero 2024].
- [5] lacandaja, 2024. [En línea]. Available: <https://www.lacandaja.es/etapas-de-combustion-en-el-motor-ci/>. [Último acceso: 28 Febrero 2024].
- [6] Aquaefundacion, 28 Diciembre 2021. [En línea]. Available: <https://www.fundacionaquae.org/wiki/tipos-contaminacion/#:~:text=La%20contaminaci%C3%B3n%20es%20la%20introducci%C3%B3n,fundamentalmente%20de%20la%20actividad%20humana.> [Último acceso: 28 Febrero 2024].
- [7] Motores térmicos, «slideshare,» 21 Mayo 2009. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/shoyas/tema15-emisiones-contaminantes-en-mcia>. [Último acceso: 28 Febrero 2024].
- [8] T. Dale R y S. Kenth I, «Soot processes in compression ignition engines,» pp. 272-309, 2007 <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128506000608> [último acceso: 4 Marzo 2024].
- [9] «Servicon,» 11 Noviembre 2021. [En línea]. Available: <https://servicon.es/los-peligros-de-la-exposicion-al-hollin-y-como-limpiarlo/#:~:text=El%20holl%C3%ADn%20puede%20entrar%20al,son%20los%20grupos%20m%C3%A1s%20afectados.> [Último acceso: 28 Febrero 2024].
- [10] R. Lago Sari, Dual-mode dual-fuel combustion: Implementation on a real medium duty engine platform, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2021.
- [11] P. B. de la Piedra, Evaluation of a PCCI combustion In euro VI diesel engines, Turín: Politecnico di Torino, 2015.
- [12] D. E. Belarte Mañes, Estudio del proceso de combustión premezclada controlada por la reactividad del combustible en un motor de encendido por compresión, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2015.

- [13] WERC, «Wisconsin Engine Research Consultant,» 2011. [En línea]. Available: <https://www.w-erc.com/services/rccli/>. [Último acceso: 8 Mayo 2024].
- [14] D. G. Pérez Darquea, «Estudio de emisiones contaminantes utilizando combustibles locales,» [Último acceso: 23 Mayo 2024].
- [15] I. Mhadi A., R. Mohd A.F., A. A. Rashid A., M. Salah E., O. Rasheed Adewale y E.-A. Mohammed, «Cleaner Engineering and Techology,» 2023 <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2666790823001118> [Último acceso: 28 febrero 2024].
- [16] H. Sajjad, H. Masjuki, M. Varman, M. Kalam, M. Arbab, S. Imtenan y S. Ashrafur Rahman, «Renewable and Sustainable Energy Reviews,» pp. 272-309, 2014 <https://pdf.sciencedirectassets.com/271969/1-s2.0-S1364032113X00115/1-s2.0-S1364032113007880/main.pdf?X-Amz-Security-Token=IQoJb3JpZ2luX2VjEHkaCXVzLWVhc3QtMSJHMEUCIQckL41EaVmaeXzBTOkR%2B%2F3h8epB35xqESrrAF3pADSIHgIqQPMxJNM2y9QYPExmE5Ak2LYg%2F3WhjO5P84%2B7> [Último acceso: 28 febrero 2024].
- [17] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y R. Carreño, «"A New Tool to Perform Global Energy Balances in DI Diesel Engines",» *SAE Int.J.Engines*, 10.4271/2014-01-0665 [último acceso: 18 Junio 2024].
- [18] Mathworks, «Mathworks,» [En línea]. Available: <https://es.mathworks.com/products/matlab.html>. [Último acceso: 18 Junio 2024].
- [19] I. D. Bedoya, «GTP-12-1438 Bedoya et al. 1 Numerical Analysis of Biogas Composition Effects on Combustion Parameters and Emissions in Biogas Fueled HCCI Engines for Power Generation,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Junio 2013.
- [20] J. Jeevahan, G. Mageshwaran, G. Britti Joseph, R. Durai Raj y R. Thamaria Kannan, «Various strategies for reducing Nox emissions of biodiesel fuel used in conventional diesel engines,» pp. 1202-1223, 05 Sep 2017 <https://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/00986445.2017.1353500> [último acceso: 3 Mayo 2024].
- [21] J. Archila Castro, J. César Pérez y M. Cabarcas, «naturalgas,» 2008. [En línea]. Available: <https://naturalgas.wordpress.com/2008/01/15/el-potencial-del-%E2%80%98gas-to-liquid%E2%80%99-gtl-para-la-monetizacion-del-gas-natural-en-colombia/>. [Último acceso: 22 Mayo 2024].



# **DOCUMENTO II. PRESUPUESTO**

# 1 Precios unitarios

Tabla 8. Precios unitarios recursos humanos

Elementos	Descripción	Coste unitario(€/h)
<b>Estudiante de doctorado</b>	Encargado de llevar a cabo los experimentos necesarios para el proyecto	12
<b>Estudiante de prácticas</b>	Encargado de realizar las tareas requeridas para finalizar el proyecto	4,3
<b>Técnico superior de laboratorio</b>	Encargado de mantener y vigilar el correcto funcionamiento de la sala de ensayos	14
<b>Tutor</b>	Dirige y supervisa los avances del proyecto	21

Tabla 9 Precios unitarios licencias de programas empleados

Elementos	Coste unitario(€/año)
<b>Licencia MATLAB</b>	261,96
<b>Licencia Office</b>	67,2

Tabla 10. Precios unitarios bienes amortizables

Elementos	Cantidad	Precio	Valor residual	Amortización (años)	Coste unitario(€/año)
<b>Ordenador personal</b>	1	800	100	5	140
<b>Freno eléctrico</b>	1	150.000	0	10	15.000
<b>Analizador de gases HORIBA</b>	1	200.000	0	20	10.000
<b>Turbo compresor</b>	1	2.000	0	10	200
<b>Balanza de combustible</b>	2	25.000	0	10	5.000
<b>Opacímetro AVL</b>	1	50.000	0	10	5.000
<b>Sensores de presión instantánea</b>	6	5.000	0	5	6.000
<b>Termopar</b>	10	600	0	5	1.200
<b>Inyectores PFI</b>	6	450	0	5	540

## 2 Precios descompuestos

El tiempo de realización del proyecto fue de 450 h, que se repartieron a lo largo de un periodo de 5 meses, por lo que el equivalente en años de este es de 0,417 años de duración.

*Tabla 11. Precios descompuestos recursos humanos*

Elementos	Unidades	Cantidad	Coste unitario(€/h)	Importe (€)
<b>Estudiante de doctorado</b>	h	450	12	5.400
<b>Estudiante de prácticas</b>	h	450	4,3	1.935
<b>Técnico superior de laboratorio</b>	h	400	14	5.600
<b>Tutor</b>	h	40	21	840
<b>TOTAL</b>				13.775

*Tabla 12. Precio descompuesto licencias de programas empleados*

Elementos	Unidades	Cantidad	Coste unitario(€/año)	Importe(€)
<b>Licencia MATLAB</b>	años	0,417	261,96	109,15
<b>Licencia Office</b>	años	0,417	67,2	25,83
<b>TOTAL</b>				137,15

*Tabla 13. Precio descompuesto bienes amortizables*

Elementos	Unidades	Cantidad	Coste unitario(€/año)	Importe(€)
<b>Ordenador personal</b>	años	0,417	140	58,33
<b>Freno eléctrico</b>	años	0,417	15.000	6.250
<b>Analizador de gases HORIBA</b>	años	0,417	10.000	4.166,67
<b>Turbo compresor</b>	años	0,417	200	83,33
<b>Balanza de combustible</b>	años	0,417	5.000	2.083,33
<b>Opacímetro AVL</b>	años	0,417	5.000	2.083,33
<b>Sensores de presión instantánea</b>	años	0,417	6.000	2.500
<b>Termopar</b>	años	0,417	1.200	500
<b>Inyectores PFI</b>	años	0,417	540	225
<b>TOTAL</b>				17.950

### 3 Presupuesto

*Tabla 14. Presupuesto total*

Concepto	Importe (€)
<b>Recursos humanos</b>	13.775
<b>Licencias</b>	137,15
<b>Bienes amortizables</b>	17.950
<b>Presupuesto de ejecución material</b>	31.862,15
<b>Beneficio industrial (6%)</b>	1.911,73
<b>Gastos generales (13%)</b>	4.142,08
<b>Presupuesto de ejecución por contrata</b>	37.915,96
<b>IVA (21%)</b>	7.962,35
<b>Presupuesto total</b>	45.878,31

El presupuesto de realización del proyecto asciende a la cantidad de CUARENTA Y CINCO MIL OCHOCIENTOS SETENTA Y OCHO EUROS CON TREINTA Y UN CÉNTIMOS.



# ANEXO

