



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Desarrollo y aplicación de una metodología de calibración
de un modelo unidimensional de un motor de combustión
interna de automoción alimentado con amoniaco

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Espinosa Garcia, Francisco Manuel

Tutor/a: Novella Rosa, Ricardo

Director/a Experimental: González Domínguez, David

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

AGRADECIMIENTOS

Quien le iba a decir a ese chico que llegó a Valencia para comenzar sus estudios universitarios en ingeniería mecánica que algún día conseguiría acabar esta etapa con las experiencias y enseñanzas vividas por el camino. Esto no podría haber sido posible sin las personas que me han acompañado durante estos años.

En primer lugar, como no podía ser de otra forma, agradecer a mis padres, por el gran esfuerzo, tanto económico como emocional que han hecho para que yo pudiera cumplir esta meta. Por su amor y apoyo incondicional, y su interés por aguantar las largas charlas nocturnas en épocas de agobio.

En segundo lugar, a mis compañeros de piso, Enrique y Toni, que hace 4 años nos embarcábamos en esta aventura juntos, y se forjaba esta bonita convivencia que hoy se mantiene, llena de lecciones y aprendizaje.

A David González, mi director experimental, por sacar de su tiempo para atender mis dudas y charlas en horarios complicados. Por su iniciativa e intervención en momentos de confusión y sobre todo por su amabilidad y paciencia a lo largo del desarrollo de este proyecto.

Y finalmente, a mis amigos, esa gran familia que me esperaba cuando volvía a casa los fines de semana para juntarnos. Por distraerme y ser un pilar en esas interminables épocas de exámenes y por apoyarme en los momentos difíciles.

RESUMEN

Las numerosas políticas anticontaminación cada vez más restrictivas han motivado la investigación de nuevos tipos de sistemas propulsivos que utilicen combustibles alternativos como fuente de energía. El gran objetivo de la Unión Europea (UE) es alcanzar la descarbonización total en el sector de los transportes ligeros por tanto la búsqueda de otros combustibles es clave. Las soluciones más atractivas de cara al largo plazo parecen ser el uso de hidrógeno y amoníaco, debido a que no generan CO₂ en su combustión y que estos pueden ser quemados en motores convencionales que no requieren de grandes adaptaciones. En este proyecto se propone la aplicación de una metodología de calibración para obtener un modelo computacional de un motor de combustión interna alternativo (MCI) que es alimentado con amoníaco. El objetivo principal es la obtención de un modelo fiable que permita predecir y comprender el funcionamiento del motor de amoníaco. La calibración del modelo se basa en la aplicación de correlaciones empíricas que sean capaces de predecir los fenómenos involucrados en el funcionamiento del motor, ya sea la combustión del amoníaco o los procesos de pérdidas de carga o transferencias de calor. Para conseguir esto, se debe combinar los ensayos experimentales con las simulaciones computacionales y comparando estos datos para asegurar que se reproduzca el funcionamiento del motor de manera fiable.

ABSTRACT

Numerous increasingly restrictive anti-pollution policies have prompted research into new types of propulsion systems that use alternative fuels as an energy source. The major objective of the European Union (EU) is to achieve total decarbonization in the light transport sector, so the search for alternative fuels is key. The most attractive solutions for the long term seem to be the use of hydrogen and ammonia, because they do not generate CO₂ in their combustion and they can be burned in conventional engines that do not require major adaptations. This project proposes the application of a calibration methodology to obtain a computational model of an alternative internal combustion engine (MCI_A) that is fueled with ammonia. The main objective is to obtain a reliable model to predict and understand the operation of the ammonia engine. The calibration of the model is based on the application of empirical correlations that are able to predict the phenomena involved in the engine operation, either the ammonia combustion or the processes of load losses or heat transfers. To achieve this, experimental tests must be combined with computational simulations and these data must be compared to ensure that the engine operation is reliably reproduced.

ÍNDICE GENERAL

Parte I:	1
Capítulo 1: Introducción	2
1.1. Situación actual.....	2
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Estructura.....	4
Capítulo 2: Estado del Arte	5
2.1. Motor de combustión interna alternativo.	5
2.2. Motor de encendido por compresión (MEC).	6
2.2.1. Descripción.	6
2.2.2. Emisiones contaminantes.	7
2.2.3. Tecnología actual.....	8
2.3. Motor de encendido provocado (MEP).....	10
2.3.1. Descripción.	10
2.3.2. Emisiones contaminantes.	11
2.3.3. Tecnología actual.....	12
2.4. Tecnologías y combustibles alternativos.....	13
2.4.1. Tecnologías alternativas.....	13
2.4.2. Amoniac como combustible.	15
2.4.3. Uso del amoniac en medios de transporte.	17
Capítulo 3: Herramientas experimentales y de modelado	18
3.1. Instalación experimental.	18
3.1.1. Descripción del motor.	18
3.1.2. Instrumentación, adquisición de datos y sistemas de control.....	20
3.2. Modelo unidimensional del motor.	21
3.3. Herramientas de procesado y tratamiento de datos.	32
Capítulo 4: Metodología de calibración	34
Capítulo 5: Resultados	37
5.1. Simulación de arrastres. Validación preliminar.	37

5.2. Simulación de ensayos a 1500 rpm, 2000 rpm y 2500 rpm. Calibración del modelo.....	38
5.3. Simulación de ensayos a 1750, 2000 y 2250 rpm. Validación final.....	44
Capítulo 6: Conclusiones.....	51
6.1. Conclusiones sobre la metodología aplicada y resultados.....	51
6.2. Limitaciones y margen de mejora.....	52
Parte II:.....	53
Capítulo 7: Presupuesto.....	54
7.1. Costes de recursos humanos (RRHH).	54
7.2. Costes de recursos materiales e informáticos.....	55
7.3. Presupuesto total.	56
Bibliografía.....	58
Anexo I:	63

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 2. 1: Ciclo ideal Diésel. [17].....</i>	<i>7</i>
<i>Figura 2. 2: Acción de la EGR sobre las emisiones de NOx. [20].....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 2. 3: Comparativa ppm NOx – grados del cigüeñal respecto del PMS; kg/ciclo de hollín – grados del cigüeñal respecto del PMS. [19]</i>	<i>10</i>
<i>Figura 2. 4: Ciclo Otto teórico. [17].....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 2. 5: Aparición de NH3 y NOx según dosado y presencia de H2 en la mezcla de combustible. [29].....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 3. 1: Esquema del montaje de la instalación experimental.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 3. 2: Pestaña Main para modelar un tubo de sección circular.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 3. 3: Pestaña Thermal para modelar un tubo de sección circular.</i>	<i>23</i>
<i>Figura 3. 4: Pestaña Pressure Drop para modelar un tubo de sección circular.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 3. 5: Pestaña Timing para modelar una válvula.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 3. 6: Pestaña Lift para modelar una válvula.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 3. 7: Pestaña Flow Coefficients para modelar una válvula.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 3. 8: Pestaña Main para modelar un controlador PI.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 3. 9: Pestaña Initialization para modelar un controlador PI.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 3. 10: Modelo para calibración del motor en GT-Power.</i>	<i>28</i>
<i>Figura 3. 11: Controladores PI del modelo.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 3. 12: Barra de herramientas Case Setup y Run.</i>	<i>33</i>
<i>Figura 5. 1: Resultados y comparación experimento vs modelo gasto másico del aire. 37</i>	
<i>Figura 5. 2: Comparación de presiones instantáneas en los colectores y análisis a altas y bajas presiones en el cilindro.</i>	<i>38</i>
<i>Figura 5. 3: Gráfica del Controlador PI de la TGV.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 5. 4: Gráfica del Controlador PI de la temperatura en el colector de escape... 39</i>	
<i>Figura 5. 5: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelo para 1500 rpm.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 5. 6: Comparación PMI experimental – modelado para 1500 rpm.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 5. 7: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental vs modelado para 2000 rpm.</i>	<i>41</i>
<i>Figura 5. 8: Comparación y error relativo PMI experimental - modelado para 2000 rpm.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 5. 9: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelado para 2500 rpm.</i>	<i>42</i>
<i>Figura 5. 10: Comparación y error relativo PMI experimental – modelado para 2500 rpm.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 5. 11: Correlación dp_WCAC.</i>	<i>43</i>

<i>Figura 5. 12: Comparación de presiones y temperaturas experimentales – modeladas para 1750 rpm.</i>	45
<i>Figura 5. 13: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelado para 1750 rpm.</i>	45
<i>Figura 5. 14: Comparación y error relativo PMI y par experimentales – modelados para 1750 rpm.</i>	46
<i>Figura 5. 15: Comparación presiones y temperaturas experimentales – modeladas para 2000 rpm.</i>	47
<i>Figura 5. 16: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelo para 2000 rpm.</i>	47
<i>Figura 5. 17: Comparación y error relativo PMI y par experimentales - modelados para 2000 rpm.</i>	48
<i>Figura 5. 18: Comparación presiones y temperatura experimentales – modeladas para 2250 rpm.</i>	49
<i>Figura 5. 19: Comparación y error relativo gasto másico aire para 2250 rpm.</i>	49
<i>Figura 5. 20: Comparación y error relativo PMI y par para 2250 rpm.</i>	50

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 7. 1: Personal implicado en el proyecto.</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 7. 2: Presupuesto parcial referido a los recursos humanos.</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 7. 3: Desglose del banco de ensayos y obtención del coste de uso por hora 55</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 7. 4: Coste de uso por hora de las licencias informáticas empleadas.</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. 5: Importe asociado al uso de la sala de ensayos.</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. 6: Importe asociado a licencias para tratamiento de datos.</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. 7: Importe parcial referente al uso del material experimental y software.</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. 8: Presupuesto total referente a la elaboración del proyecto.</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 7. 9: Inversión total del proyecto por parte de la empresa contratante.</i>	<i>57</i>

Parte I:

MEMORIA

Capítulo 1: Introducción

Contenido del capítulo

1.1.	Situación actual.....	2
1.2.	Objetivos y metodología.....	3
1.3.	Estructura.....	4

1.1. Situación actual.

La preocupación por el cambio climático ha dado lugar a la aparición de nuevas políticas ambientales, señalando y afectando directamente al sector del transporte, tanto público como personal. Estas políticas han resultado en nuevas normativas de circulación e incluso de homologación a modo de regular el mercado de nuevos vehículos.

El transporte es el segundo sector que más emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) genera en Europa representando el 22% de las emisiones totales [1]. La especie contaminante más importante para el calentamiento global es el dióxido de carbono (CO₂) [2]. Sólo los turismos y los vehículos comerciales ligeros (LDV) emiten el 13% y el 3% del total de este gas respectivamente en la Unión Europea (UE) [3]. Además, el transporte es el principal emisor de óxidos de nitrógeno (NO_x) [4].

La Unión Europea (UE) se ha marcado diferentes objetivos para reducir las emisiones de GEI y progresivamente hacerlas desaparecer. El Objetivo 55, también conocido como *Fit for 55*, es un paquete de medidas que pretende la descarbonización total en turismos y furgonetas ligeras, disminuyendo el 100% de las emisiones de gases de efecto invernadero para 2035. Esto se conseguiría acabando con la venta de turismos y LDVs que usen combustibles fósiles. A más corto plazo apunta a la reducción del 55% de emisiones de gases de efecto invernadero para 2030 en comparación con datos de 1990 [5].

Por otro lado, como forma de influir en el mercado directamente, se han endurecido las normativas de homologación de vehículos. Desde finales de 2018, los LDVs deben pasar el procedimiento de homologación para este tipo de vehículos (WLTP), el cual sucede al *New European Driving Cycle* (NEDC) y disminuye los errores entre los resultados obtenidos entre el laboratorio y las emisiones en condiciones reales, en combinación con el test en condiciones de circulación real, *Real Driving Emissions* (RDE) [4]. Estos procedimientos de homologación obedecen a los estándares de emisiones contaminantes cada vez más restrictivos de la UE. Actualmente en vigor, la normativa Euro 6 restringe la masa de NO_x y partículas (PM) por kilómetro recorrido, comparado con su predecesora

normativa Euro 5 [6]. Aunque ya se ha aprobado la próxima normativa que entrará en vigor en 2030, la Euro 7; que endurece aún más los límites de NOx y partículas, e incluye límites para especies como el CO y emisiones de partículas de otros componentes como los frenos. Además, incluyen también cambios en los procedimientos de homologación y aumento de la durabilidad de los componentes mecánicos en motores de combustión interna (ICE) y aumento de la vida útil de las baterías en eléctricos (BEV) [7].

Aparte, diversas políticas se recogen en la Agenda Urbana Europea 2030, que trabaja en conjunto con la Agenda 2030 y sus 17 Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS). Las principales normativas que atañen al presente proyecto son las que se centran en la reducción de las emisiones de GEI, como lo son los puntos de “calidad del aire”, “adaptación climática” y “movilidad urbana” [8]. Estos puntos, han dado lugar a normativas como la creación de Zonas de Bajas Emisiones (ZBE) [9] o al fomento del transporte público y vehículos de uso personal no motorizados o motorizados por motores eléctricos, así como las mejoras de las instalaciones para su uso; incluidas las zonas peatonales urbanas [10].

Esta situación ha motivado al estudio y desarrollo de nuevas formas de movilidad, provocando la exploración hacia nuevos combustibles, como la electricidad o combustibles alternativos.

La solución más inmediata que se ha adoptado, ya no solo por los gobiernos sino también por las marcas, ha sido la electrificación. En los primeros tres trimestres de 2023 la cuota de mercado de los vehículos eléctricos a batería (BEV) aumentó a un 14% y es destacable el aumento en las ventas de los vehículos híbridos (HEV) con una cuota de mercado del 25.5% [11].

De acuerdo con datos del primer cuarto de 2024, la situación del parque automovilístico en Europa es el siguiente:

Uno de los objetivos de importancia incluido en el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) es el rejuvenecimiento del parque automovilístico [12]. La media de edad en el parque de vehículos español alcanzó en 2023 los 14'2 años [13]. La importancia de la renovación de los vehículos radica en el creciente desarrollo tecnológico para reducir las distintas especies contaminantes que emiten, principalmente los de combustión convencional (Gasolina y Diesel). Hoy en día en vehículos de combustión interna (ICE) convencionales, se ha conseguido reducir las emisiones de NOx y emisiones de partículas en un 86% y un 99% respectivamente, comparados con vehículos del mismo tipo de hace 15 años [14].

1.2. Objetivos.

El objetivo de este proyecto es desarrollar un modelo computacional unidimensional de un motor alimentado con amoníaco que sea capaz de reproducir su funcionamiento de forma fiable y pueda ser usado de forma predictiva. Para ello, se aplica una metodología de calibración, por medio de un software, con el objetivo de obtener correlaciones que

sean capaces de predecir los fenómenos de transmisión de calor y pérdidas de carga que ocurren en los distintos elementos del motor.

1.3. Estructura

A modo de seguir un orden, se ha dividido el trabajo en cinco puntos principales los cuales incluyen los siguientes contenidos:

El segundo punto pertenece al estado del arte. Ofrece una revisión acerca de la tecnología actual sobre motores de combustión. Se ahondará en los motores de combustión interna alternativos en sus variantes más utilizadas (MEP y MEC) y se comentará el surgimiento de nuevos tipos de combustibles profundizando en el uso del amoníaco y su uso en el transporte.

En el tercer punto se explicarán las herramientas que se han utilizado para la confección de este proyecto, tanto experimentales como de modelado. Se describirá la instalación experimental comentando la instrumentación usada y de qué forma se obtienen los datos del motor. Cómo se ha recreado cada una de las partes en el modelo informático unidimensional y cuáles han sido las herramientas de procesamiento de datos.

La metodología de calibración será expuesta en el cuarto punto. En ella se hará énfasis en el tema principal del trabajo. Cómo se ha construido el modelo, qué conocimientos teóricos se han usado para su creación, la implementación de correlaciones y cómo se han validado los resultados obtenidos.

En el quinto apartado se analizarán los resultados obtenidos en diferentes rangos de operación del motor. Se observarán también las distintas etapas del desarrollo del modelo, desde una validación preliminar, pasando por la calibración del modelo y obtención de correlaciones, hasta la validación de datos final.

Por último, en el sexto punto, se realizará un breve resumen del proyecto y se comentará las conclusiones obtenidas.

Capítulo 2: Estado del Arte

Contenido del capítulo

2.1.	Motor de combustión interna alternativo.	5
2.2.	Motor de encendido por compresión (MEC).	6
2.2.1.	Descripción.	6
2.2.2.	Emisiones contaminantes.	7
2.2.3.	Tecnología actual.	8
2.3.	Motor de encendido provocado (MEP).	10
2.3.1.	Descripción.	10
2.3.2.	Emisiones contaminantes.	11
2.3.3.	Tecnología actual.	12
2.4.	Tecnologías y combustibles alternativos.	13
2.4.1.	Tecnologías alternativas.	13
2.4.2.	Amoniaco como combustible.	15
2.4.3.	Uso del amoniaco en medios de transporte.	17

2.1. Motor de combustión interna alternativo.

Los principales tipos de motor de combustión interna alternativos (MCIA) son los motores de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC). Debido a su versatilidad su uso es extendido en diversos sectores. Su principal utilidad es derivada a la propulsión de vehículos, ya sean ligeros, pesados, aviones o barcos, aunque su uso también aparece en el sector de la generación de electricidad y calor, como es el caso de los motores diésel en la cogeneración.

Los avances en ambos tipos de motores son lo que han permitido que estas máquinas lleguen a nuestros días. Su máxima predecesora, la máquina de vapor, posibilitó la revolución industrial lo cual permitió acelerar el desarrollo tecnológico de la época y por supuesto que su evolución hasta llegar a los motores de Otto y Diesel ha marcado un antes y un después en la historia de la humanidad. No sólo por su aplicación en el transporte, sino también por su aplicación en la generación de electricidad y calor, aplicaciones industriales y también recreativas.

La sobrealimentación ha sido uno de esos avances claves en el desarrollo de los motores a lo largo del tiempo. Se comenzaron a utilizar compresores mecánicos, pero rápidamente se comenzó a desarrollar el accionamiento del compresor por medio de una turbina que era a su vez accionada por los gases de escape. Su aplicación directa fue la aeronáutica, para disminuir las pérdidas de rendimiento causadas por la disminución de densidad del aire con el aumento de la altura, pero más tarde comenzaría a utilizarse en el resto de los medios de transporte, incluso en motores estacionarios [15].

Por la naturaleza de cada tipo de motor, la formación de la mezcla es uno de los parámetros más importantes de este tipo de máquinas. Comenzó con la aparición del carburador, en su aplicación para los MEP, pero culminó con los sistemas de inyección electrónicos para ambas familias de motores. Esto conllevó a nuevas formas de inyección tanto directa como indirecta. Se mejoró la forma de ingresar el aire o la mezcla a los cilindros con avances en las válvulas, la distribución del fluido en el cilindro mediante la geometría de este y de los pistones.

Los mayores progresos vinieron de la mano de los avances en materiales, los métodos de fabricación, la evolución en los lubricantes y la forma de distribuirlos por el motor, la refrigeración líquida, los filtros, etc. Todo esto contribuyendo a la disminución de forma casi total de las pérdidas mecánicas y de carga, y permitiendo el aumento del rendimiento de las máquinas.

Con el paso del tiempo han ido surgiendo otras inquietudes por el uso masificado de este tipo de máquinas. Comenzó una preocupación por el consumo de combustible y poco a poco derivó en la creciente conciencia medioambiental que ha originado las políticas ambientales que han ido evolucionando hasta nuestros días. Esta situación condicionó la evolución de los motores. Se empezó a estudiar la optimización de la combustión y aparecieron los sistemas de postratamiento, así como nuevos sensores de control de emisiones. El avance en la industria química permitió la mejora de los combustibles haciéndolos más eficientes y eventualmente menos tóxicos.

2.2. Motor de encendido por compresión (MEC).

2.2.1. Descripción.

El motor MEC aparece en la segunda mitad del siglo XIX, cuya creación se le atribuye al ingeniero francés Rudolf Diesel. Si bien Diesel no fue el primer ideador de este tipo de motor, sí que fue el que consiguió llevarlo a cabo consiguiendo los mejores resultados. Este motor doblaba en rendimiento al resto de motores de la época, lo que hizo que fuera adquiriendo importancia [15].

Hoy en día, el motor Diesel sigue siendo el MCI más eficiente. Por lo general son motores que alcanzan menores rpm máximas debido a que, al ser motores más grandes, tienen mayores masas en movimiento aumentando su inercia y disminuyendo su capacidad de giro.

Los hay de inyección directa y de inyección indirecta. La inyección directa es la forma más común de inyección en este tipo de motores gracias a los inyectores electrónicos

modernos, debido a que permiten una alta presión de inyección. Pero antes de los inyectores electrónicos, era más común la inyección indirecta.

La inyección indirecta en MEC se trata de la inyección del combustible en una precámara, el aire se hace pasar a través de un pasadizo muy estrecho lo que aumenta la velocidad del aire aumentando su turbulencia y favoreciendo la progresión de la llama tras su inyección. Este tipo de motores está prácticamente en desuso debido a los inconvenientes que presenta: grandes pérdidas de carga por tener que hacer pasar el aire por el orificio y además existían grandes pérdidas por transferencia de temperatura al aumentar la superficie de contacto en la precámara [16].

El ciclo ideal de los MEC es el siguiente:

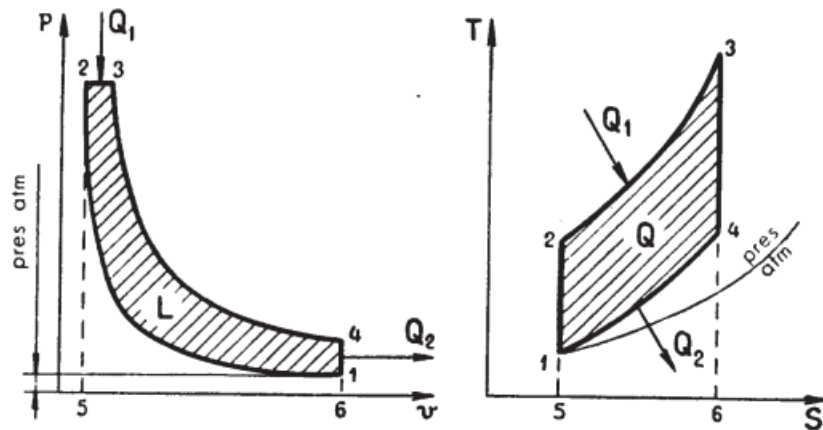


Figura 2. 1: Ciclo ideal Diésel. [17]

Una admisión a presión constante lleva al primer punto. Tras el llenado del cilindro con aire, finaliza la primera carrera del pistón. A continuación, comienza una compresión del aire, como se observa mejor en el diagrama T-s de la anterior figura, idealmente isentrópica. Una vez en el punto muerto superior (PMS) se inicia la inyección del combustible. Cabe incidir en que la inyección no tiene por qué ocurrir en el momento del PMS, sino que este tiempo puede variar. En este momento tenemos un aporte de calor a presión constante idealmente. Tras el aporte, comienza la tercera carrera del pistón que equivale a la carrera de expansión, como se observa, de forma isentrópica. Y, por último, la cuarta carrera equivale a la de escape, en la que se produce una cesión de calor a volumen constante.

Hoy en día, los motores Diésel son los principales damnificados de las normativas ambientales. Y no es casualidad, ya que la naturaleza del propio combustible da lugar a distintos productos contaminantes que se expondrán a continuación.

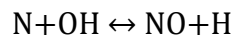
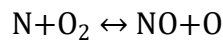
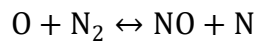
2.2.2. Emisiones contaminantes.

Como se ha explicado en el anterior apartado, los MEC comprimen aire para posteriormente inyectar el combustible. Esto causa que la forma de combustión sea por difusión de la llama que provoca la detonación del combustible mientras este es inyectado.

Las llamas por difusión tienen la peculiaridad de que se forman en dosados pobres si se analiza la mezcla globalmente, pero analizando la llama localmente, habrá parte de esta que tenga dosados ricos y dosados más pobres. Esto explicará uno de los fenómenos que se describirán a continuación.

Los principales productos contaminantes que se forman en la combustión por difusión son: NO_x e hidrocarburos (HC), sin tener en cuenta el resto de los productos que se obtienen de todas las combustiones como lo son el H₂O y el CO₂. A parte, también se obtiene CO, pero en muy menor medida en comparación con los MEP, debido a que el dosado de la mezcla es pobre analizándolo de manera global [18].

Los MEC emiten más cantidad de NO_x que los MEP. El principal mecanismo de formación de NO_x es por medio del Mecanismo Térmico o Mecanismo de Zeldovich en el que se producen mayormente las siguientes reacciones [19]:



Existe otro mecanismo principal de formación de NO_x que es el Mecanismo Súbito, el cual forma estos productos en zonas interiores de la llama con elevadas concentraciones de HC, es decir, en dosados muy ricos.

Al tratarse de una llama por difusión, el dosado global es pobre y por tanto se quema la totalidad del combustible, por lo que no aparecen inquemados en el escape. Pero es otra característica de este tipo de motores la aparición de hollín o el escape de partículas. Debido a la variabilidad del dosado local en la llama, habrá zonas de dosado rico, sin oxígeno y con temperaturas muy altas. En estas zonas se da el fenómeno de pirólisis del combustible debido a la deshidrogenación de los HC. Estos HC deshidrogenados se expulsan por el escape, dando lugar a humos o gotas [18].

2.2.3. Tecnología actual.

Aunque actualmente este tipo de motorización está muy penalizada por sus emisiones, son numerosos los métodos que actualmente existen para reducir la expulsión de contaminantes. A continuación, se resumirán los principales que se usan hoy en día.

Los sistemas de postratamiento son aquellos que tratan los gases de escape antes de su salida a la atmósfera. Los más comunes son:

- Reducción Catalítica Selectiva (SCR): Se trata de un sistema cuyo objetivo es hacer reaccionar los gases de escape con otros agentes contenidos en el catalizador. Estos agentes son el titanio (Ti) y el Vanadio (V) pero para que esta reacción se lleve a cabo debe inyectarse amoniaco, que se consigue por el medio de urea. Trabaja con presencia de oxígeno, lo que se traduce en dosados pobres y principalmente reduce la presencia de NO_x.

- Catalizadores de oxidación: Su objetivo es acabar la oxidación de CO y HC para producir CO₂. Los agentes catalizadores son el platino (Pt) y el paladio (Pd). Solo funcionan en condiciones de dosado pobre y como consecuencia consigue reducir los NO a NO₂, pero no disminuye la cantidad de NO_x.
- Trampas de NO_x: Se trata de un filtro químico que absorben las partículas de NO₂. Contienen agentes catalizadores como el Pt, el Pd o el rodio (Rh) y además óxido de Bario (BaO) que es el que reaccionará para obtener nitrato de bario que quedará absorbido por los materiales. Como el resto de los sistemas, trabaja en condiciones de dosado pobre y muy usado en automoción por MEC.
- Filtro de partículas: Este, es un sistema fijo en los MEC ya que se trata de una barrera física que trata de atrapar las partículas sólidas y líquidas que contienen los gases de escape de este tipo de motores. Este tipo de filtros deben ser cambiados por los usuarios, aunque hoy en día existen métodos para regenerar del todo o al menos parcialmente el estado del filtro.

El EGR o recirculación de gases de escape, es la mayor medida para la reducción de presencia de NO_x en el escape. Como se ha explicado antes, el principal culpable de la generación de NO_x es la temperatura. Este sistema actúa recirculando gases de escape por la admisión de tal forma que disminuya en mayor o menor medida la temperatura de combustión.

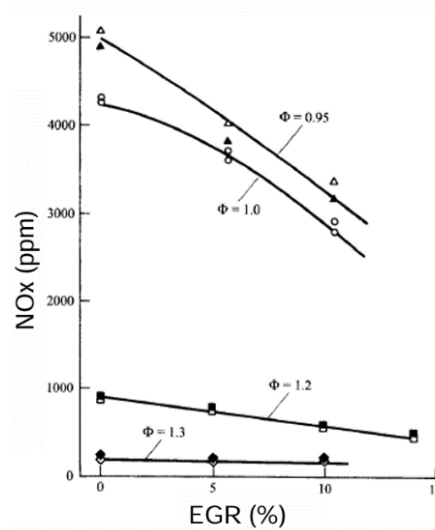


Figura 2. 2: Acción de la EGR sobre las emisiones de NO_x. [20]

Gracias a la aparición de la fluidodinámica computacional (CFD) se ha podido estudiar la influencia del momento de la inyección en la aparición de determinadas especies contaminantes.

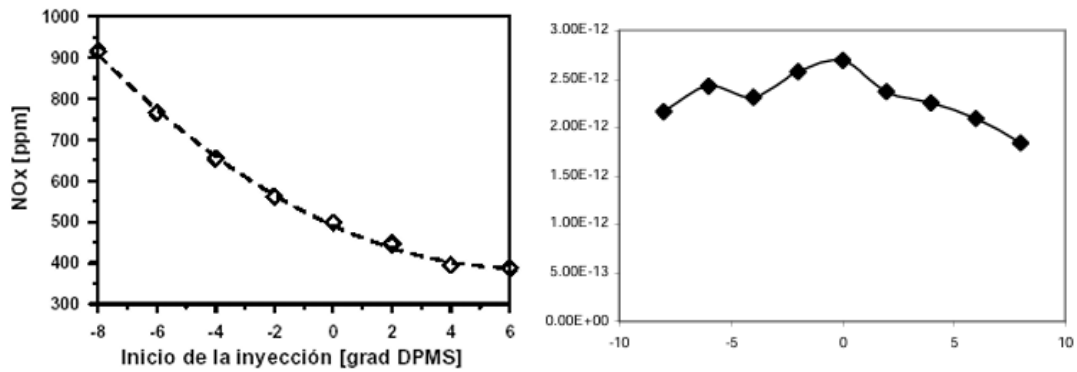


Figura 2. 3: Comparativa ppm NOx – grados del cigüeñal respecto del PMS; kg/ciclo de hollín – grados del cigüeñal respecto del PMS. [19]

Como se observa en la *Figura 2.3*, la formación de NOx y hollín están directamente relacionadas con el momento de la inyección. El retraso de la inyección con respecto del PMS disminuye la aparición de especies contaminantes. Este retraso se fundamenta en quemar el combustible en la carrera de expansión. Cuanto más se tarde en la inyección tras el PMS, mayor será la expansión del aire y por tanto menor será la temperatura, lo que, como se ha explicado antes, disminuirá la aparición de las especies. Hay que tener en cuenta que el retraso de la inyección, disminuye la potencia obtenida del motor [19].

2.3. Motor de encendido provocado (MEP).

2.3.1. Descripción.

El MEP aparece en 1876 por el ingeniero alemán Nikolaus Otto y era un motor que seguía el ciclo del ingeniero francés Beau de Rochas. Otto no fue el inventor de este tipo de motorización ya que anteriormente ya se había ideado, pero sí fue el que introdujo las mejoras hasta el perfeccionamiento de este [15].

Hoy en día existen muchas variantes de este motor. Aunque fue ideado como un motor de inyección indirecta y cuatro tiempos (4T), en la actualidad los hay de 2T y de inyección directa o carga estratificada. Presentan la peculiaridad de que pueden ser motores pequeños en tamaño y cilindrada; y girar más rápido que los MEC. Los motores de 2T muy usados en transportes de tamaño reducido, como en motos o modelismo, aunque están poco a poco desapareciendo debido a las políticas ambientales.

Los MEP más comunes son los de 4T. Se usan principalmente en turismos de peso reducido, aunque también se usan en vehículos de competición por su ratio peso/potencia. El ciclo que usan, incluso en la actualidad, es el ciclo Otto:

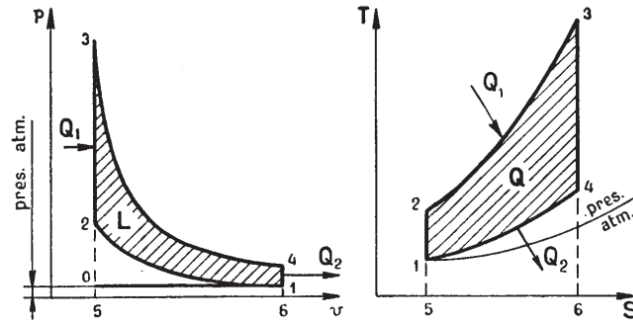


Figura 2. 4: Ciclo Otto teórico. [17]

En primer lugar, se admitirán al cilindro aire y combustible premezclados, lo que representa la primera carrera del pistón. La segunda carrera corresponde a la compresión isentrópica de la mezcla. Una vez en el PMS, aunque esto puede variar, se lleva a cabo el encendido de la mezcla por medio de una bujía, lo que se traduce en un aporte de calor a volumen constante. Tras este suceso, continúa la carrera de expansión de nuevo de forma isentrópica. Y, por último, la cuarta carrera corresponde a la de escape, que primero causará una cesión de calor a volumen constante y después causará la salida de los gases de escape a presión constante [17].

Cabe mencionar los MEP de carga estratificada o inyección directa. Estos motores funcionan de una forma similar a los MEC. Comprimen solamente aire que ha sido admitido en el cilindro y en cierto punto de la compresión, inyectarán el combustible. Tras la inyección, saltará la chispa en la bujía que iniciará la deflagración de la mezcla. Como se ha dicho antes, son parecidos a los MEC, incluso en su rango de funcionamiento. La mezcla es heterogénea y por tanto el dosado general será pobre, lo que limita el incremento del rendimiento con la progresión del grado de carga [18].

Mencionar también que existen motores que combinan los dos tipos de inyección mencionados anteriormente. Estos funcionan con carga estratificada a bajas revoluciones beneficiándose de sus rendimientos en esas condiciones de funcionamiento; y con inyección indirecta cuando el requerimiento es alto (altas rpm).

2.3.2. Emisiones contaminantes.

Los MEP más comunes que son los de inyección indirecta de 4T, introducen, como se ha explicado anteriormente, una mezcla de aire y combustible al cilindro de forma homogénea. Cuando se produce la chispa en la bujía se produce la deflagración de la mezcla, lo cual se aproxima al modelo de llama premezclada [20]. Este tipo de llama se caracteriza por tener un dosado más bien rico.

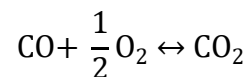
Los principales agentes contaminantes que se producen en los MEP, sin contar H₂O y CO₂, son: NO_x, HC y CO.

Los NO_x se obtienen de la misma forma que en los MEC. Su aparición está ligada a la temperatura y a la riqueza de la mezcla. El funcionamiento de estos motores suele ser en condiciones de dosado estequiométrico, por esta razón los MEP producen menores

cantidades de NO_x que los MEC. Debido a que la cinemática de formación es lo suficientemente rápida, siempre se oxidará parte del nitrógeno presente en el aire y dará lugar a NO. Este luego se convertirá en NO₂ en la atmósfera [18].

La aparición de HC es esencialmente en forma de combustible inquemado. Esto ocurre por la propia naturaleza de los MEP y por la forma de inyectar el combustible. Al inyectar de forma indirecta el combustible, se admite una mezcla homogénea al cilindro. De esta forma, el combustible presente en la mezcla puede adherirse a las distintas piezas y la pared de la camisa que componen el cilindro. Al provocar el encendido de la mezcla habrá zonas en las que la llama se extinga debido al intercambio de calor que se produce. Por tanto, en esas zonas el combustible no ha llegado a combustionar y será expulsado del cilindro sin quemar [20].

El CO está presente en todas las combustiones ya que forma parte de la cinemática química del CO₂. El principal factor de la formación de CO es el tiempo de residencia en la cámara de combustión. Si los tiempos son altos la reacción oxidación del CO se mantiene en equilibrio [20].



Además, si la presión aumenta y la temperatura baja, la concentración de CO disminuye. Pero en los motores, los tiempos de residencia son muy bajos y por tanto la reacción de oxidación del CO depende de su cinemática química debido a que se congela la oxidación y se rompe el equilibrio.

2.3.3. Tecnología actual.

En MEP se comparten varios de los sistemas de postratamiento que se han explicado en el apartado anterior dedicado a los MEC.

El catalizador de oxidación es uno de estos dispositivos que se comparten entre los dos tipos de motores, pero son más útiles en MEP. Como se ha explicado anteriormente estos dispositivos tienen como objetivo el de terminar de oxidar el CO y los HC inquemados. Por consecuencia, terminan también la oxidación de los NO formados. De nuevo mencionar que sólo termina de oxidar el NO en NO₂, no reduce su emisión. Los agentes catalizadores son el Pt y el Pd.

Los catalizadores de reducción funcionan en condiciones de dosados ricos y su objetivo es reducir la emisión de NO_x. Por esta razón se combinan en serie con los catalizadores de oxidación, así se reducen las tres especies contaminantes de los MEP a la vez. El agente catalizador es el Rh.

El sistema más utilizado en el postratamiento de gases en los MEP es el catalizador de tres vías. Este tipo de catalizador actúa sobre las tres especies a la vez para oxidar los CO y HC y al mismo tiempo reducir los NO_x. Para ello tiene como requisito que el dosado sea el estequiométrico. La sonda lambda es la encargada de medir en todo momento el nivel de oxígeno en los gases de escape, que dictamina si el dosado es pobre o rico y envía

esta información a la centralita para controlar la inyección de combustible, para así asegurar la estequiometría del dosado.

El filtro de partículas también es otro de esos sistemas que se usan en ambos tipos de motores. Son más usados en los MEC, pero también están presentes en los MEP de carga estratificada.

El sistema EGR también está presente en este tipo de motores para intentar reducir las temperaturas de la combustión. El nivel de recirculación es el principal controlador de emisiones de NO_x, aunque también puede reducir los niveles de CO por razones que han sido especificadas anteriormente.

Para la reducción de los HC inquemados, el mecanismo más usado, a parte de los sistemas de postratamiento, no es otro que la optimización de la cámara de combustión. El control de la presión de la inyección también es un parámetro importante para la gestión de emisiones de este tipo de especie, así como la dinámica a la entrada al cilindro.

La manera de reducir el CO es controlando principalmente el dosado relativo con el que se va a trabajar. Si el dosado es rico, no habrá excedente de oxígeno y no se permitirá la oxidación de la especie en CO₂. Por lo que se intentará trabajar con dosados cercanos al estequiométrico o ligeramente inferior, tratando de que exceda el oxígeno para completar la oxidación del CO.

2.4. Tecnologías y combustibles alternativos.

2.4.1. Tecnologías alternativas.

El diésel y la gasolina han sido los combustibles más comunes en los medios de transporte por muchos años. Además, se ha concentrado la investigación en estos dos tipos de combustible y se han mejorado para hacerlos más eficientes e incluso más limpios en cuanto a emisiones.

Pero debido a las numerosas restricciones que se les han impuesto a los vehículos propulsados por combustibles fósiles, han ido apareciendo alternativas. A continuación, se enumeran las principales y más desarrolladas:

- Gas licuado del petróleo (GLP): Es un tipo de combustible que ya es común encontrar en vehículos y gasolineras. Es el producto de una mezcla entre gas natural y petróleo refinado. Es capaz de hacer operar un motor en un rango parecido al que lo haría la gasolina, por lo que se usa en los propios MEP a gasolina que necesitan ser modificados ligeramente incluso son capaces de operar con ambos tipos de combustibles. Debido a su estado gaseoso, hace que la combustión sea óptima, quemándose casi por completo; y, al ser su componente principal el propano (C₃H₈), reduce significativamente la aparición de especies de carbono como el CO y CO₂. Su precio comercial es muy competitivo comparado con la gasolina y el diésel y su repostaje es igual de rápido que el de estos combustibles [21].

- Gas natural (GN): El gas natural es un combustible también común de ver hoy en día. Ha sido el medio de propulsión de parte del transporte público urbano por muchos años. Su composición es metano (CH_4) casi por completo, y su estado es en forma gaseosa. Debido a esta cuestión, las emisiones de partículas son despreciables, aunque no las de HC sin quemar. Principalmente estos motores emiten metano sin quemar, que es un gas de efecto invernadero más potente que el CO_2 . Aparte, su consumo tiende a ser alto por lo que corresponde a mayores cantidades de CO_2 . En el rango de funcionamiento completo, en general obtienen mejores resultados en emisiones de CO y NO_x que los MEC diésel, que son la otra alternativa actual en el transporte público [22].
- Biocombustibles: Los biocombustibles son el resultado del estudio para reducir las emisiones de CO_2 . Estos combustibles se obtienen de diferentes vegetales. El razonamiento de estos combustibles reside en que el CO_2 emitido en los gases de escape es el mismo que ha sido asimilado por los vegetales usados en su fabricación. Las verdaderas emisiones residen en la producción de estos combustibles [23]. Los principales son el biodiésel y el bioetanol.
 - El biodiésel se obtiene de vegetales o de grasa animal como materia prima. Los triglicéridos presentes en estas materias se hacen reaccionar con alcoholes por medio de una transesterificación en presencia de un catalizador. Al contener oxígeno en su composición debido a su procedencia, disminuye el CO y los HC emitidos, aunque tiene un poder calorífico menor y necesita altas temperaturas para su combustión óptima. Por esta razón tiende a aumentar las emisiones de NO_x y se tiende a mezclar con diésel para su funcionamiento óptimo [24].
 - El bioetanol o etanol, se ha obtenido de forma, se podrá decir, cultural mediante la fermentación, a lo largo de los siglos. Es la alternativa a la gasolina como el biodiésel lo es al diésel. Se utiliza en motores MEP adaptados para su uso, aunque también se utiliza en mezclas con gasolina. En general los beneficios son parecidos a los del biodiésel (disminución del CO y HC) y también sus desventajas (aumento de temperaturas en la combustión, lo que se traduce en aumento de NO_x y su poder calorífico en menor, lo que augura mayores consumos) [25].
- Hidrógeno: El hidrógeno está llamado a ser el sustituto definitivo de los combustibles fósiles. Presenta varias ventajas respecto de los combustibles convencionales. En primer lugar, tiene un poder calorífico muy superior al de la gasolina o el diésel, lo que disminuiría su consumo. Su combustión es totalmente limpia ya que, al no ser un combustible fósil, no contiene carbono en su composición, lo que suprime por completo las emisiones de CO, CO_2 o HC. La única especie contaminante a tener en cuenta serían los NO_x . La importancia de las emisiones del hidrógeno radica en su obtención y depende de si se obtiene a a

partir de otros combustibles fósiles o por el medio de fuentes renovables. No se puede obtener de forma natural por lo que su fabricación es cara [26].

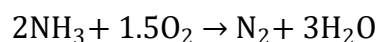
- Electrificación: La electrificación es la forma más rápida que se ha encontrado como contramedida a los motores convencionales. Como ventajas presentan que el rango de operaciones iguala y en algunos puntos supera al de los motores de combustión y evidentemente no tienen ningún tipo de emisión contaminante. De igual forma que con el hidrógeno, el factor ambiental radica en la forma de obtener la electricidad. A parte, el reciclaje de las baterías que se usan actualmente tiene un gran coste ambiental [23]. Por otra parte, la recarga de estas baterías es lenta, aunque es más barato que las combustibles convencionales.
 - Para intentar solucionar varios de estos inconvenientes, es común verlos en combinación con motores de combustión. Estos son los conocidos como híbridos. Los hay de varios tipos, pero su principal característica es que, a bajas velocidades, donde las emisiones de los motores convencionales suelen ser mayores, trabajan los motores eléctricos y a altas velocidades, donde el consumo de las baterías se dispara, actúan los motores de combustión.
 - Mencionar también los vehículos de celda de combustible. Se trata de elemento que produce electricidad, normalmente a partir de hidrógeno, y alimenta un motor eléctrico. Este elemento es la celda de combustible. Este sistema consiste en un ánodo por el que se hace pasar hidrógeno y un cátodo por el que se hace pasar oxígeno, conectado por una membrana por el que se intercambian protones en presencia de agentes catalizadores. Esto genera una corriente de electrones que es la que se aprovecha para hacer funcionar el motor eléctrico.

2.4.2. Amoniaco como combustible.

El hidrógeno ha adquirido la fama de ser el sustituto perfecto de los combustibles convencionales. La razón por la que todavía no es un combustible común de ver es simplemente porque no se ha encontrado la forma de almacenarlo de forma segura o no se ha creado una forma de distribución. De momento es muy caro de obtener y su densidad energética es baja. [27]

El amoniaco (NH₃) sin embargo es mucho más barato, fácil de almacenar y su densidad energética es mayor que la del hidrógeno. Su combustión es limpia y tiene un alto valor de octano, lo que lo hace perfecto para su uso en motores de combustión. Además, su obtención es fácil gracias a la existente red de fabricación y distribución [28]. Por otra parte, la reactividad de la combustión es pobre, lo que conlleva a una combustión lenta [29].

La reacción ideal que se espera al usarse como combustible es que el amoniaco reaccione con el oxígeno y se produzca vapor de agua y nitrógeno:



La relación aire combustible estequiométrica de la combustión de amoníaco es 6.05. Comparándolo con los MCI convencionales Diésel y Gasolina es 14.5. También se debe indicar que el poder calorífico inferior ($H_{c,i}$) del amoníaco es 18.8 MJ/kg mientras que la gasolina y el diésel rondan los 42 MJ/kg.

Numerosos estudios han contemplado el amoníaco como combustible y se ha experimentado con distintos tipos de motores. Estos estudios han concluido de formas parecidas.

Se expondrán las pruebas realizadas en motores de encendido provocado de inyección indirecta ya que es el tema principal del presente proyecto y presentan mejores resultados. Todo indica a que la combustión de amoníaco debe ser enriquecida con algún agente que actúe como optimizador de la combustión, como el hidrógeno [30]. La proporción de esta mezcla NH_3/H_2 y su turbulencia en la cámara de combustión juegan un papel crucial a la hora de la combustión y se ha demostrado, que la presencia de hidrógeno aumenta la turbulencia. Aumentando la turbulencia se consigue una mayor homogeneidad de la mezcla con el comburente y por tanto se da lugar a una combustión completa y más rápida [31].

En cuanto a las emisiones que se presentan, se obtienen dos especies. Como característica de los MEP, se obtienen parte de NH_3 sin quemar, y, aparte, NO_x como resultado de la cinemática química. En la aparición de inquemados, se muestra una tendencia descendiente en las zonas ligeramente inferiores y próximas a las condiciones estequiométricas. Además, la cantidad de hidrógeno en la mezcla juega un papel clave en la aparición de esta especie. A mayor proporción de hidrógeno, menor la cantidad de amoníaco inquemado. Esto se debe a que se encuentra en zona de mayor eficiencia en la combustión y, a su vez, aumentando la proporción de hidrógeno se aumenta la reactividad de la mezcla, causando una combustión cada vez más completa. La aparición de NO_x viene dada por el caso contrario. A la vez que se enriquece el dosado, la disminución de NO_x es evidente. Esto puede atribuirse a la falta de oxígeno, que conlleva a la dificultad de la oxidación del nitrógeno. Por otra parte, la concentración de H_2 es importante en este punto también, ya que la presencia del hidrógeno acarrea altas temperaturas, lo que como ya se ha explicado con anterioridad, da lugar a la aparición en NO_x . Ambas situaciones pueden ser vistas con claridad en la siguiente figura [32]:

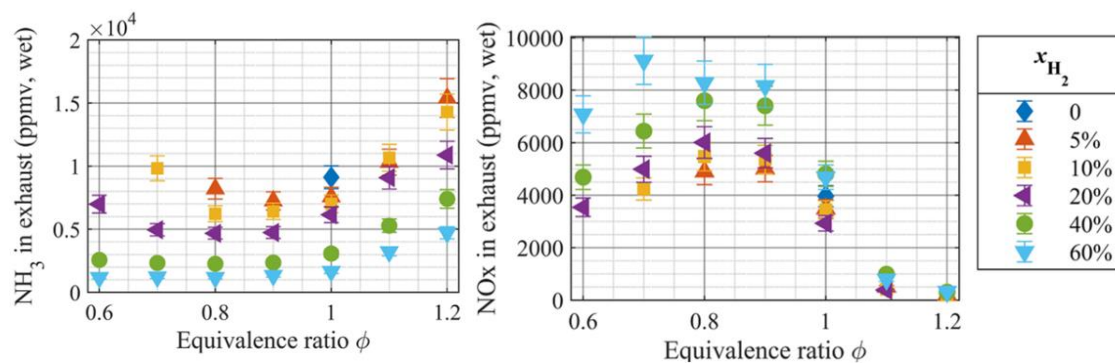


Figura 2. 5: Aparición de NH_3 y NO_x según dosado y presencia de H_2 en la mezcla de combustible. [29]

2.4.3. Uso del amoniaco en medios de transporte.

Actualmente, el amoniaco está presente principalmente en algunos sistemas de postratamiento de gases de escape. Su presencia es clave en los sistemas de reducción catalítica selectiva (SCR). Este sistema ha sido explicado con anterioridad. A parte, se usa como aditivo químico en las celdas de combustible [29].

Su uso como combustible, se extiende hoy en día sobre todo en MEC marinos. Como se ha descrito anteriormente, debido a su baja reactividad, se combina con otros combustibles de mayor reactividad. En estos motores, suele mezclarse con diésel o biodiésel [33]. El concepto se basa en que el combustible de mayor reactividad comienza la combustión y es en este momento es cuando se inyecta el amoniaco. Debido a la reducción de uso de diésel, estos motores son capaces de reducir considerablemente los COx emitidos.

Capítulo 3: Herramientas experimentales y de modelado.

Contenido del capítulo

Capítulo 3: Herramientas experimentales y de modelado.....	18
3.1. Instalación experimental.	18
3.1.1. Descripción del motor.	18
3.1.2. Instrumentación, adquisición de datos y sistemas de control.	20
3.2. Modelo unidimensional del motor.	21
3.3. Herramientas de procesado y tratamiento de datos.	32

3.1. Instalación experimental.

3.1.1. Descripción del motor.

El punto de partida de este proyecto es la instalación experimental. Esta instalación está ubicada en el edificio 6D de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) que corresponde al Centro de Motores Térmicos (CMT). La instalación dispone de un motor conectado a un freno dinamométrico. Se trata de un motor 2L HDi adaptado para funcionar con amoníaco en condiciones de encendido provocado. En la siguiente figura se expone un esquema teórico del montaje del motor en el cual se puede observar los cambios mencionados:

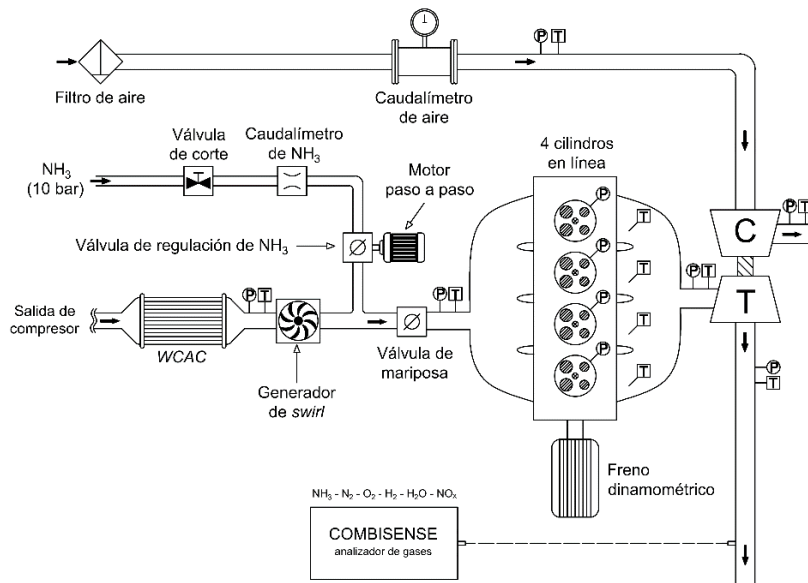


Figura 3. 1: Esquema del montaje de la instalación experimental.

Originalmente, se trata de un MEC de funcionamiento a diésel que ha sido modificado para trabajar en condiciones de MEP ya que, como se ha explicado en puntos anteriores, este tipo de funcionamiento del motor es el óptimo para la combustión del amoniaco. La razón de elegir un MEC se debe a que generalmente, poseen unas características mecánicas mejores en cuanto a resistencia de materiales, por lo que se podrán alcanzar relaciones de compresión propias del mismo funcionamiento original del motor. Los cambios sustancialmente son dos: El más visible es que se han conseguido alojar bujías en la cámara de combustión. Y se ha acoplado un sistema de inyección de amoniaco aguas arriba del colector de admisión de tal manera que se considera como un sistema de inyección indirecta.

A continuación, se hará una explicación más descriptiva del motor y sus respectivas partes:

La admisión de aire se realiza de igual manera que en cualquier motor sobrealimentado por un turbo compresor. En primer lugar, el aire atraviesa el filtro del aire. Este elemento es el encargado de que al motor no entren ni partículas sólidas ni otro tipo de fluidos. Después del filtro, atraviesa un caudalímetro el cual se explicará en el próximo apartado de este punto. Aguas abajo se encuentra el compresor, el cual se encarga de aumentar la presión del aire que, como consecuencia, se calienta. Este aumento de temperatura repercute en la densidad del aire disminuyéndola y por tanto este aire contiene menos cantidad de oxígeno. Para contrarrestar este fenómeno, se hace pasar por un intercambiador de tipo aire-aire (WCAC). Este componente es un intercambiador de calor encargado de enfriar el aire de tal manera que su densidad aumenta y por tanto su cantidad de oxígeno por unidad de volumen también.

La inyección de NH_3 se realiza de manera indirecta, aguas arriba del colector de admisión. En primera estancia, el amoniaco está almacenado en bombonas las cuales

están presurizadas en torno a 8 bar. Una primera válvula conecta o corta las condiciones dentro de la bombona con las condiciones del aire tras su salida del intercooler y posteriormente de otro elemento que se explicará próximamente. Tras la salida del amoníaco por esta válvula, este pasa por un caudalímetro. La regulación del gasto de amoníaco que se inyecta se lleva a cabo mediante una mariposa que actúa como válvula de regulación.

La formación de la mezcla aire-combustible se lleva a cabo mediante el uso de un elemento llamado generador de remolino. Este se encarga de aumentar la turbulencia del aire para asegurar una mezcla homogénea. Se trata de un conjunto de álabes estáticos que obliga al aire a fluir en forma de remolino. Por este elemento sólo pasa el aire, como se observa en la *Figura 3.1*, la introducción del amoníaco es aguas abajo del este elemento.

La regulación de la carga se lleva a cabo mediante una mariposa de admisión. Originalmente, este elemento pertenece al sistema de recirculación de gases de escape (EGR). Su objetivo inicial era controlar las presiones de salida del EGR al colector de admisión, aunque en este modelo experimental, este sistema ha sido bloqueado y no se utiliza.

Aguas abajo se encuentra el colector de admisión, por el que circula la mezcla hacia las válvulas de admisión. Este motor tiene 16 válvulas (16V) por lo tanto hay 2 válvulas de admisión y 2 válvulas de escape. Tras la realización del ciclo termodinámico y su salida por las válvulas de escape, los gases de escape pasan por la turbina del turbo. Esta turbina es de geometría variable (VGT), es decir, es capaz de variar la sección entre los álabes a modo de conseguir mayor o menor reacción de los gases de escape y así provocar mayor o menor presión en la salida del compresor.

La potencia y par obtenidos por el motor se transmiten a un freno dinamométrico. Este está conectado mediante un eje al cigüeñal del motor de tal manera que la salida de potencia y par es directa. Este freno puede actuar también como motor como se explicará más adelante, es decir, puede suministrar al motor par y potencia en vez de que sea al revés.

3.1.2. Instrumentación, adquisición de datos y sistemas de control.

La extracción de datos del montaje experimental del motor es necesaria para la puesta en marcha de este proyecto, puesto que se basa en incluir datos experimentales en el modelo computacional para intentar predecir su funcionamiento. También son necesarios estos datos experimentales a la hora de obtener resultados del modelo y que puedan ser comparados.

La recolección de estos datos se ha llevado a cabo mediante el uso de instrumentación de medida. Estos instrumentos pueden ser vistos en la *Figura 3.1*, que han sido representados de forma esquemática. Forman parte de estos aparatos de medida sensores de presión, representados de forma esquemática en la figura mencionada como un P, y sensores de temperatura, representados de forma esquemática con una T. También aparecen en el esquema instrumentos de medición de flujo, estos son los indicados como *Caudalímetros*

en el esquema y existen dos, uno para la admisión de aire y otro para el sistema de inyección de NH₃. Para el análisis de emisiones de los gases de escape se ha utilizado el sistema COMBISENSE, también indicado en la *Figura 3.1*. Toda esta información se recoge en el software del freno dinamométrico.

El freno dinamométrico corresponde al AVL AFA 200/4-8EU con el software AVL PUMA, el cual será usado principalmente para la regulación de carga y velocidad del motor y también para la recogida de datos.

Los sensores de temperatura son termopares de tipo K y los de presión son transmisores piezorresistivos modelo Kistler 4260A, aunque en los colectores se han utilizado sensores piezoeléctricos Kistler 601CAA.

Para la medición del flujo se han utilizado los caudalímetros AVL FLOWSONIX y AVL 733S y para la obtención de la velocidad del turbocompresor se ha utilizado el sensor MICRO-EPSILON DZ140. El análisis de los gases de escape se ha realizado mediante un electrómetro de masas V&F CombiSense.

3.2. Modelo unidimensional del motor.

Una de las columnas que sostienen este proyecto es el modelo unidimensional. Un modelo unidimensional es un modelo computacional simplificado de un motor que simula los procesos que ocurren en el mismo. El uso de este tipo de modelos es extenso en el mundo de la ingeniería automotriz ya que permite ahorrar costes y tiempo, además de medir valores en partes del motor que sería muy difícil medir en el caso experimental. La creación de estos modelos se lleva a cabo a través de softwares. En este trabajo se ha utilizado GT-Power.

Estos modelos son compuestos por los propios componentes del motor, que han sido previamente definidos por su geometría y otras características y son interconectados según la estructura del motor. En GT-Power existe una librería de plantillas de piezas, es decir, el programa te da un componente, el cual debe ser definido con su geometría, la forma en la que se intercambia el calor en dicha geometría y la forma en la que se producen las pérdidas por presión.

A continuación, se explica cómo se definen algunos de los componentes del motor:

- Modelado de un conducto:

Como se ha explicado anteriormente, GT-Power dispone de una biblioteca de “plantillas” que contine los principales componentes que podría tener un motor. Para abrir este menú se debe clicar en *Template Library* en la sección *Home*. Los componentes están agrupados según el tipo de componente del que se desee disponer. Un conducto es un elemento que permite el paso del flujo por lo que está en el grupo *Flow* y después *General Flow > Components*. Se van a utilizar tubos de sección circular por lo que el elemento que se requiere se llama *PipeRound*. Para insertar este componente en el área de trabajo, se

arrastra desde el menú hasta en el espacio *Main*. Tras esto, se desplegará el menú que nos permite definir el elemento. Este menú contiene 3 pestañas: *Main*, *Thermal* y *Pressure Drop*.

En la pestaña *Main* se define la geometría del elemento. Las opciones que se nos muestran para el elemento *PipeRound* se muestran en la siguiente figura:


<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Thermal <input checked="" type="checkbox"/> Pressure Drop  Plots		
Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm ▾	80 ...
Diameter at Outlet End	mm ▾	80 ...
Length	mm ▾	800 ...
Discretization Length	mm ▾	200 ...
Initial State Name		RS_VolEff ...
Surface Finish		
<input checked="" type="radio"/> Smooth		
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal ▾
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm ▾	
Options		
Radius of Bend	mm ▾	ign ...
Angle of Bend	deg ▾	ign ...
Number of Identical Pipes		def (=1) ...
Model Gravity or Pipe Motion		<input type="checkbox"/>
Animate Results and Reaction Forces in 3D		<input type="checkbox"/>
Use Detailed Sensor Models		<input type="checkbox"/>

Figura 3. 2: Pestaña *Main* para modelar un tubo de sección circular.

Se definen, el diámetro de entrada y salida, la longitud del conducto, la distancia de discretización y el estado inicial del tubo (temperatura, presión y fluido que se encuentra encerrado en el tubo inicialmente). La distancia de discretización define en cuántos tramos se quiere que se calculen los valores de presión, temperatura y gasto de flujo, es decir, para un tubo de 100 mm y una longitud discretizada de 50 mm se calcularían estos valores a la sección de entrada del tubo, en la sección media del tubo y a la sección de salida. Mientras que, si esta longitud discretizada es de 25 mm, se calcularía la presión, temperatura y gasto a la entrada y la salida, y en secciones separadas cada 25 mm de tubo, es decir, se obtendrían tres valores de presión, temperatura y gasto diferentes en el interior del tubo. Se da la opción también de seleccionar un acabado superficial.

En el apartado *Options* aparecen ciertos campos que hacen referencia a la existencia de codos (curvas), si hay un sistema de tubos paralelos cuántos tubos hay, si se considera o no el efecto de la gravedad sobre el flujo, si se quiere obtener resultados en un eje de coordenadas 3D y si se quiere modelar la intervención de algún sensor de forma física.

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Thermal <input checked="" type="checkbox"/> Pressure Drop <input type="checkbox"/> Plots			
	Attribute	Unit	Object Value
Wall Temperature Method			
<input type="radio"/>	Imposed Wall Temperature	K	
<input type="radio"/>	Calculated Wall Temperature		
<input checked="" type="radio"/>	Wall Layer Properties Object		00_WTS_FlowMeter_Pipe ...
	Wall External Boundary Conditions Object		00_WTS_FlowMeter_Pipe ...
	Initial Wall Temperature	See Case S...	[atmospheric_temp] ...
<input type="radio"/>	Wall Temperature from Connected Thermal Primitive		
<input type="radio"/>	Adiabatic		
Additional Thermal Options			
	Heat Transfer Multiplier		def (=1) ...
	Heat Input Rate	W	ign ...
	Thermocouple Object		ign ...
<input checked="" type="radio"/>	Heat Transfer Correlation		Colburn
<input type="radio"/>	User Defined Heat Transfer Model		ign
<input type="radio"/>	Heat Transfer Coefficient	W/(m ² -K)	
	Condense/Evaporate Water Vapor (Non-Refrigerant Circuits)		off

Figura 3. 3: Pestaña Thermal para modelar un tubo de sección circular.

En la pestaña *Thermal* se encuentran todos los parámetros relacionados con la transmisión de calor. En el apartado *Wall Temperature Method* aparecen las opciones para obtener la temperatura de la pared. Se puede imponer la temperatura introduciendo un valor, calcular la temperatura, obtener la temperatura de pared mediante una primitiva térmica o hacer el elemento adiabático. En el modelo usado en este proyecto hay tubos cuya temperatura de pared ha sido impuesta según los datos experimentales y otros que se han calculado con la opción *Calculated Wall Temperature*. Al seleccionar esta última opción, aparecerán otras tres opciones. El campo *Wall Layers Properties Objects* nos permitirá crear un modelo de propiedades de las paredes del elemento. Estas propiedades a definir son: La emisividad de la superficie, el espesor de capa, el material, y si la pared está compuesta por más capas. El campo *Wall External Boundary Conditions Object* permite definir la temperatura externa y el coeficiente de convección con el medio externo. Y por último se especifica el estado de temperatura inicial de la pared.

Attribute		Object Value
Friction Options		
<input checked="" type="radio"/>	Friction Multiplier	def (=1) ...
<input type="radio"/>	No Friction Pressure Losses	
	User Defined Friction Model	ign ...
Pressure Loss Coefficients (Bend and Taper Losses)		
<input type="radio"/>	Determine Loss Coefficients (Fwd and Rev) from Ge...	
<input checked="" type="radio"/>	Zero Pressure Losses from Bends and Tapers	
<input type="radio"/>	Forward Loss Coefficient	
<input type="radio"/>	Reverse Loss Coefficient	

Figura 3. 4: Pestaña Pressure Drop para modelar un tubo de sección circular.

La pestaña *Pressure Drop* permite describir la forma en la que se producen las pérdidas de presión. Se permite introducir un multiplicador de fricción, que no haya pérdidas por fricción o definir un modelo de fricción determinado. En el apartado *Pressure Loss Coefficients (Bends and Taper Losses)* se definen las pérdidas de presión que se generan por los codos del tubo o su conicidad.

- Modelado de una válvula:

En *Template Library* podemos encontrar las válvulas siguiendo el camino *Flow > General Flow > Connections*. Hay distintos tipos, en este proyecto se ha usado el elemento *ValveCamConn* ya que representa una válvula conducida por una leva y en la que se definen el levantamiento y el momento del levantamiento según el ángulo del cigüeñal. Si de nuevo se arrastra el elemento al espacio de trabajo, se abrirá el menú para definir la válvula.

Attribute		Unit	Object Value	Vint41 override
<input checked="" type="radio"/>	Cam Timing Angle	Cam Angle	51	...
	Cam Timing Anchor Reference		TDCFiring	
	Cam Timing Lift Array Reference		Theta=0	
Source of Angle				
<input checked="" type="radio"/>	Attached Cylinder			
<input type="radio"/>	Part on Map			
<input type="radio"/>	Driver Reference Object			

Figura 3. 5: Pestaña Timing para modelar una válvula.

En la pestaña *Timing* se encuentran los parámetros relacionados con el momento de actuación de la válvula. En esta pestaña se modificará el mapa de levantamiento que se introducirá en la pestaña *Lift*, desplazándolo a lo largo del eje x. Existen tres campos a tener en cuenta. El primero *Cam Timing Angle*, es el ángulo de separación entre los

parámetros *Cam Timing Anchor Reference* y *Cam Timing Lift Array Reference*. El *Cam Timing Anchor Reference* indica mediante la variable *TDCFiring*, que el *Cam Timing Angle* está referenciado respecto del punto muerto superior. Mediante las tres opciones inferiores, se modifica desde que elemento del modelo se toma dicho ángulo. Con la opción *Attached Cylinder* se toma el ángulo mediante el elemento cilindro, lo que se traduce en el ángulo del cigüeñal. El *Cam Timing Lift Array Reference* referencia mediante la variable *Theta=0* que, si se toma el mapa de levantamiento como una matriz, el desplazamiento de la gráfica comienza en la fila (0,0).

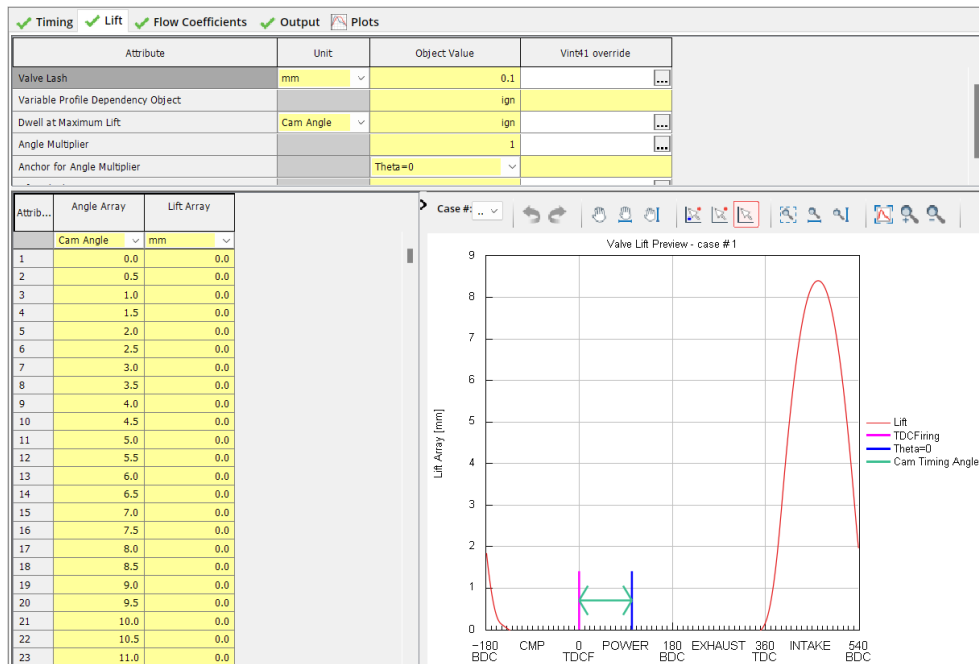


Figura 3. 6: Pestaña Lift para modelar una válvula.

Como se observa en la anterior figura, se introduce un mapa de valores de levantamiento comparado con el ángulo de giro del cigüeñal. El campo *Valve Lash* indica la holgura entre la válvula y un elemento de empuje hipotético (varillas, balancines, levas...) cuando esta está cerrada. En representación gráfica se puede observar los valores introducidos en la pestaña *Timing*.

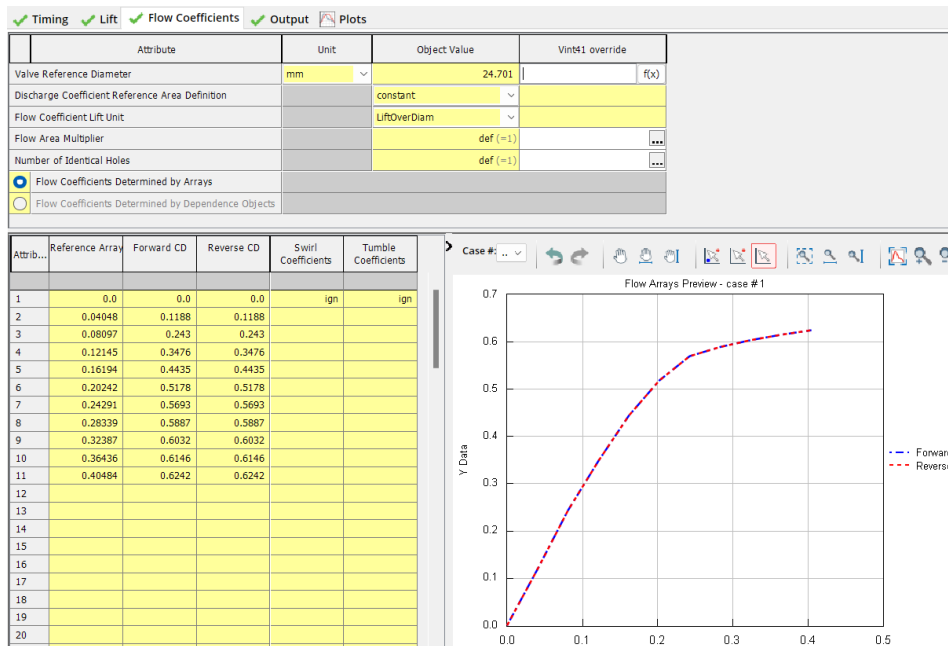


Figura 3. 7: Pestaña Flow Coefficients para modelar una válvula.

En esta pestaña se incluyen datos como el *Valve Reference Diameter* que indica el diámetro de la válvula, la forma de calcular el área de referencia para los coeficientes de descarga y el *Flow Coefficient Lift Unit*, que indican las unidades de la columna *Reference Array* en el mapa de coeficientes. Por supuesto, se debe incluir el avance de los coeficientes de descarga con respecto a la referencia indicada en *Flow Coefficient Lift Unit* que en este caso se ha indicado como *LiftOverDiam* que significa que la referencia será la función levantamiento de la válvula entre su diámetro.

- Modelado de un controlador:

Uno de los elementos necesarios para la calibración del modelo son los controladores. Estos elementos controlan el componente del motor que se le asigne y ajustan un parámetro que sea correspondiente al componente para dar unas condiciones de salida sobre unas condiciones de entrada.

Los controladores se encuentran en el *Template Library* siguiendo la ruta *Control > Components*. Como lo que se pretende es que dadas unas condiciones de entrada se obtengan unas condiciones de salida las cuales son datos experimentales dados al controlador, el tipo de controlador que nos interesa es el elemento llamado *PIDController*. En este ejemplo se va a definir el controlador que ajusta la geometría de la turbina para obtener la presión objetivo en el colector de escape.

Tras arrastrarlo al área de trabajo, se abrirá el menú para definir el controlador:

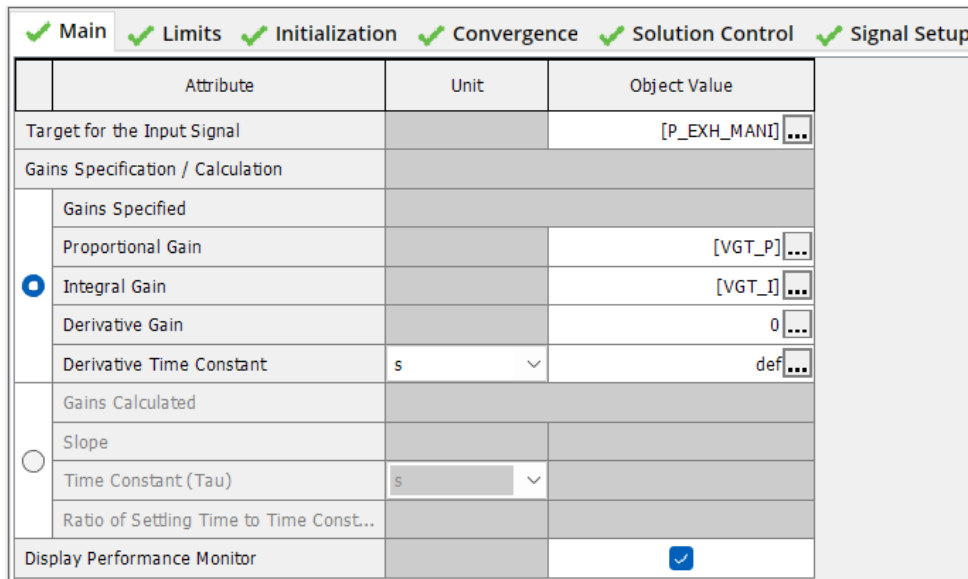


Figura 3. 8: Pestaña Main para modelar un controlador PI.

La primera pestaña es la pestaña *Main*, en ella se define el parámetro objetivo cuyo valor se ha introducido en el *Setup* del modelo. En este caso se quiere obtener la presión experimental en el colector de escape, por eso se ha usado la nomenclatura *P_EXH_MANI*. Después se definen las ganancias de actuación, cuanto mayor sean estas ganancias más rápido actuará el controlador pudiendo llegar a sobreactuar. Tener en cuenta también que en el proyecto se habla sobre controladores PI, ya que como se observa en la *Figura 3.8*, la ganancia derivativa es nula, por lo tanto, se trata como un controlador proporcional integral. Tras esto, la casilla *Display Performance Monitor* mostrará las gráficas con la evolución del control de la variable.

En la pestaña *Limits* se imponen los valores máximos y mínimos en los que se quiere operar el parámetro ajustado por el controlador, es decir, en el control de la geometría de los álabes de la turbina el valor mínimo es 0, en la que los álabes están totalmente cerrados; y 1, en la que los álabes están totalmente abiertos.

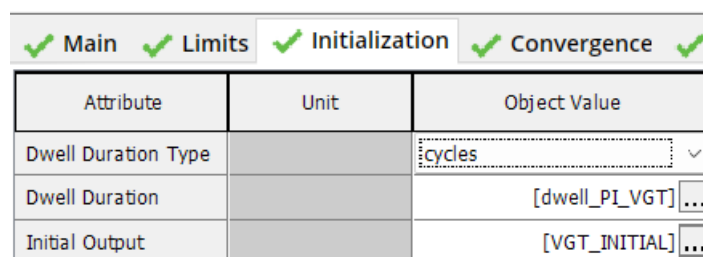


Figura 3. 9: Pestaña Initalization para modelar un controlador PI.

En *Initialization* se ajustan los valores iniciales del parámetro ajustado por el controlador y el momento en el que este comienza a intervenir sobre el elemento. La opción *Dwell Duration Type* se encarga de cómo se mide el valor *Dwell Duration*, si en tiempo o en ciclos. El *Dwell Duration* es la cantidad de tiempo o ciclos que debe suceder en la simulación para que el controlador comience a actuar. Y por último el *Initial Output* establece el valor inicial del parámetro ajustado por el controlador.

En la pestaña *Convergence* simplemente se ajustan la forma en la que se tenga en cuenta el error cuando el controlador haya alcanzado un estado estable. En *Solution Control* simplemente se define cada cuanto se quiere que se calcule un nuevo valor para el resultado (el parámetro ajustado por el controlador). Y en *Signal Setup* se expresa de qué forma se quiere llamar a la señal de salida, en este caso se le llama *Input*, y a la respuesta del controlador, el parámetro controlado y que se le llama *Output*.

Sabiendo como se definen algunos de los elementos que conforman el modelo, se debe crear lo más preciso posible cada uno de los elementos que componen el motor. Tras modelarlos, se interconectan siguiendo el orden que seguirían en el motor experimental, de esta forma obtenemos un modelo lo más fiel posible al experimental.

Este es el modelo utilizado en el presente proyecto:

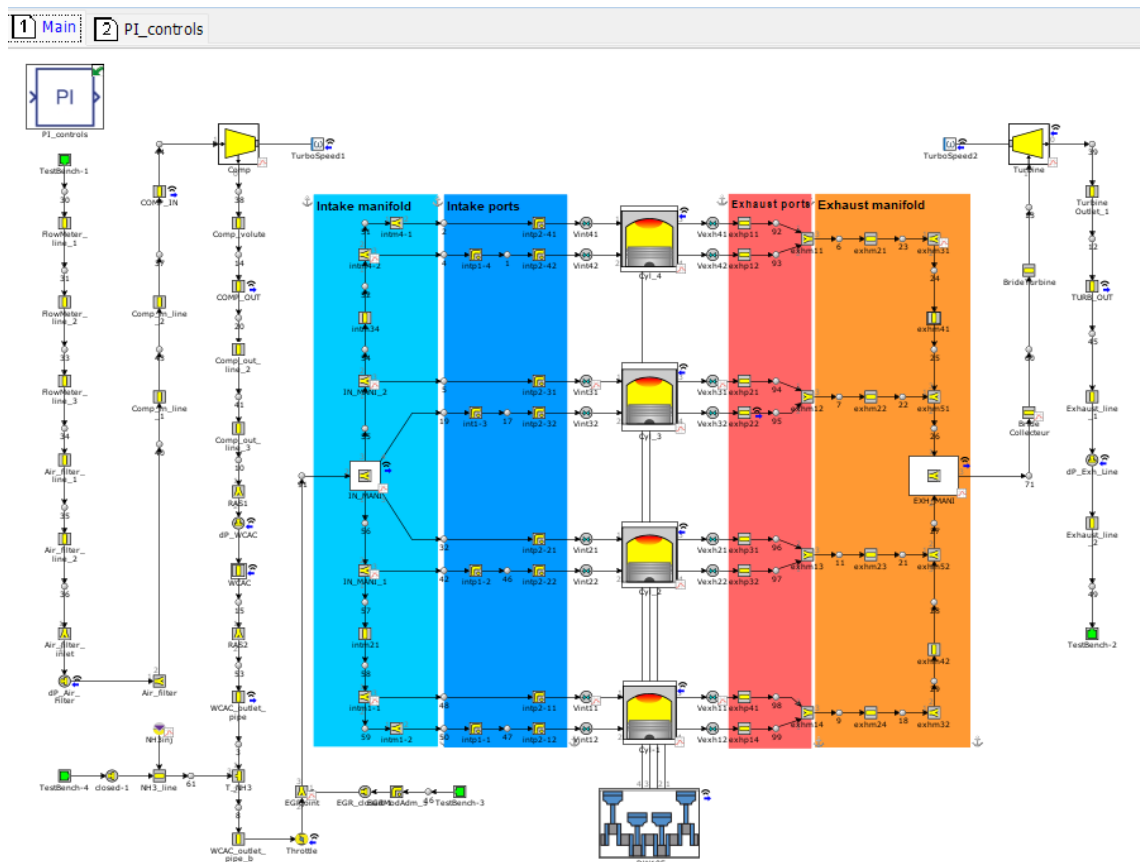


Figura 3. 10: Modelo para calibración del motor en GT-Power.

En la *Figura 3.10* se muestra el modelo utilizado para la calibración del modelo. Se muestran en la figura algunos de las características de la calibración, como por ejemplo el desacoplamiento del turbocompresor; esto se explicará más adelante. Se comenzará por explicar los elementos de la admisión.

Lo primero que se encuentran es la atmósfera de la sala de trabajo que contiene las condiciones de contorno e iniciales para la aspiración del motor. Aguas abajo se encuentra un caudalímetro, definido como un conjunto de tres tramos de tubo de sección circular.

Tras el caudalímetro se encuentra el filtro del aire. Este componente del motor no tiene un objeto para ser definido en el software por lo que se ha intentado simular de la siguiente forma. Primero se han creado dos elementos que simulan la geometría del filtro y entre medias se ha insertado un orificio, el cual se encarga de simular las pérdidas de carga que se generarían debidas al trasiego del aire por el propio filtro.

A la salida del filtro comienza la entrada al compresor. Este componente sí cuenta con un objeto para ser modelado. Para esto, se ha introducido el propio mapa de funcionamiento del compresor a modo de lograr que el elemento modelado trabaje lo más fiel posible al componente experimental.

Para modelar el intercooler, tratado en el modelo y en el proyecto como *Water Charge Air Cooler* (WCAC), se ha seguido un procedimiento parecido al del filtro del aire para su simulación. Se han recreado la entrada y la salida al intercooler como dos volúmenes, para simular los tubos por donde pasa el aire, y para recrear las pérdidas de carga debidas al cambio de sección por el trasiego de aire por los tubos de menor sección del intercooler, se ha insertado un elemento orificio. Para simular los tubos de menor sección se ha creado un elemento *PipeRound* pero definiéndose este como un conjunto de 9 tubos paralelos con la opción *Number of Identical Pipes* presente en la *Figura 3.2*. En estos tubos se controlará el intercambio de calor.

La inyección del combustible se ha recreado de la siguiente forma: Primero se ha insertado un inyector el cual suministra el combustible. En este inyector se ha descrito el tipo de combustible, en este caso NH_3 en forma de gas y sus características fisicoquímicas, así como la temperatura de inyección. Para simular la expansión que se genera en la inyección, se ha dispuesto del elemento “*NH3_line*” mostrado en la *Figura 3.10*. En este elemento se impone una temperatura de pared de $10\text{ }^\circ\text{C}$ y una transferencia de calor muy alta, para imponer que el combustible se encuentra a esa temperatura tras sufrir la expansión de la inyección.

La mezcla aire-combustible es conducida hasta la mariposa de admisión. Este es el elemento *Throttle* visible en la *Figura 3.10*. La mariposa de admisión también contiene un elemento para ser definido en el software, simplemente se definen la sección de paso, el ángulo máximo al que gira la mariposa, en este caso 90° , y se recrea un mapa del coeficiente de pérdidas según el ángulo de la mariposa.

Tras la mariposa de admisión, se encuentra el colector de admisión. Este elemento se ha recreado mediante la combinación de volúmenes con múltiples salidas y tubos que se conectan con las válvulas de admisión.

Las válvulas están conectadas a los cilindros y estos a su vez con el elemento motor. Estos dos últimos elementos también cuentan con su propia plantilla lista para definirlos en el programa. Los cilindros se definen mediante su geometría, incluyendo la del pistón, y los coeficientes de transferencia de calor de cada uno de los componentes que se albergan en él. También se describe cómo se produce la combustión. En el elemento motor, se

describen los tiempos del motor, la velocidad de giro, la geometría del mecanismo pistón-biela-manivela, el orden de la ignición y la geometría del cigüeñal, entre otros.

A su vez, el elemento cilindro está conectado a las válvulas de escape que se comunican con el múltiple de escape. Este colector se ha modelado de la misma forma que el colector de admisión, también siendo lo más fiel posible a su geometría real.

A la salida del colector de escape, aparece la turbina, que también cuenta con su propia plantilla para definirla. Su modelado es parecido al del compresor, se introducen los mapas obtenidos de manera experimental, solo que hay que tener en cuenta que se trata de una turbina de geometría variable (VGT) por lo que habrá que cargar los mapas para las distintas posiciones de los álabes, no para todas, si no algunas de las posiciones a lo largo del rango de operación (de 0 a 1). Si se requiere el funcionamiento de la geometría para un punto intermedio, el programa se encargará de interpolar según los mapas introducidos.

Aguas abajo de la turbina, ya se liberan los gases de escape a la atmósfera. Para simular el coeficiente de pérdidas sufrido en el escape, se ha incluido un último orificio que se encarga de simular este proceso y así obtener las presiones requeridas en a la salida de la turbina.

Como se observa en la *Figura 3.10*, existe una segunda zona de trabajo que se puede ver en la parte superior izquierda de la figura llamada *PI_controls*. Esta segunda zona se ha creado para alojar a los Controladores PI y así trabajar de una forma más ordenada. Esta segunda zona se puede ver en la siguiente figura:

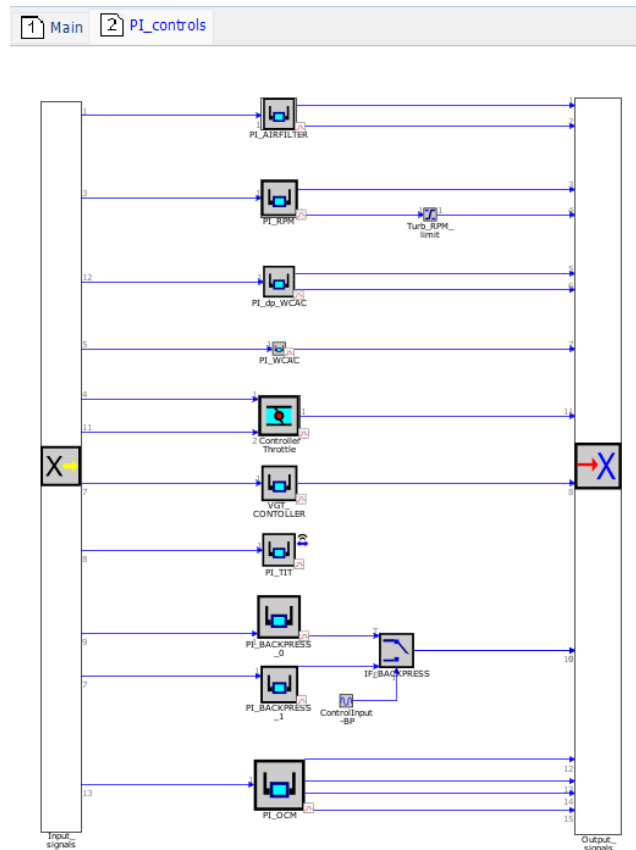


Figura 3. 11: Controladores PI del modelo.

Los controladores siguen el camino que se observa en la anterior figura, dados unos datos de entrada, se obtienen unos datos de salida. Estos datos de salida contienen las condiciones que se quieren obtener como objetivo y el ajuste, o resultado, del parámetro que controlado.

El primer controlador llamado *PI_Airfilter* se encarga de ajustar el coeficiente de descarga del orificio *dp_Air_Filter*, que como se ha explicado anteriormente, se encarga de simular las pérdidas de carga por el paso del flujo de aire a través del filtro.

El controlador *PI_RPM* ajusta la velocidad de giro del compresor para obtener las presiones objetivo a la salida de este.

El *PI_dp_WCAC* actúa sobre el coeficiente de descarga en el elemento *dp_WCAC* para obtener la presión objetivo a la salida del intercooler.

El *PI_WCAC* ajusta el coeficiente de transmisión de calor para obtener la temperatura objetivo a la salida del *WCAC*.

El *Controller Throttle* es otro tipo de controlador que incide directamente sobre elementos *Throttle*. Este obtiene el ajuste del ángulo de apertura de la mariposa de admisión para obtener la presión objetivo en el colector de admisión.

El *VGT_CONTROLLER* actúa sobre el grado de apertura de los álabes de la turbina de geometría variable de modo que se obtenga la presión objetivo a la entrada de esta, es decir, la presión en el colector de escape. En este controlador pueden darse dos casos: que

la presión resultado converja y sea igual o lo más parecida posible a la presión objetivo, o que la presión resultado sea mayor que la presión objetivo y la geometría se encuentre totalmente abierta.

Cuando se da el caso en el que la gráfica de presiones converge de forma correcta, asimilando el valor obtenido al valor objetivo, actuará sobre el coeficiente de descarga en el escape el controlador *PI_BACKPRESS_0*. Este controlador regula el coeficiente de descarga sobre el orificio *dp_Exh_line* para obtener la presión objetivo a la salida de la turbina.

Cuando la presión obtenida no ha convergido, es mayor que la presión objetivo y la geometría de la turbina no tiene más rango de acción para aliviar esta presión, actúa el controlador *PI_BACKPRESS_1*. Este controlador regula el coeficiente de descarga en el escape también sobre el orificio *dp_Exh_line* pero esta vez lo hace para obtener la presión objetivo en la entrada a la turbina, es decir, en el colector de escape. Esto se hace para que, dando por hecho que al no haber convergido el controlador del VGT, la presión de salida de la turbina será erróneo, por tanto, habrá que actuar para corregir la presión en el colector de escape.

Por último, el controlador *PI_OCM* es un controlador de apoyo para intentar reducir el error al obtener de manera modelada la presión media indicada (PMI). Debido a la que ya se controla el bombeo mediante la presión en la admisión y en el escape, y que se ha definido la forma de la combustión mediante las funciones de Wiebe y el gasto de combustible, solo queda por controlar la transferencia de calor en la cámara de combustión. Para esto se utiliza el Overall Convection Multiplier (OCM) que recoge la transferencia de calor con todos los componentes incluidos en el cilindro. El controlador ajustará este parámetro para obtener la presión media indicada (PMI) objetivo, calculada partir de datos experimentales (presión instantánea en los cilindros). De cara a reducir el gasto de aire, se ha propuesto el siguiente funcionamiento del controlador del OCM. Durante la apertura de válvulas se impone un OCM mayor a 1, de manera que se produzca una gran transferencia de calor entre los componentes y el fluido. Sin embargo, durante la fase final de la compresión, la combustión y la expansión, se utiliza un OCM diferente, el cual se calcula mediante el controlador para obtener la PMI experimental.

Finalmente, para el modelo final, el cual debe funcionar de forma predictiva, visualmente el cambio más evidente es la conexión entre el compresor y la turbina, como sería el elemento turbocompresor real. Los elementos de la mariposa de admisión y la geometría de la turbina siguen siendo controlados, como en el motor real. El resto de los controladores han sido sustituidos por correlaciones como se explicará posteriormente.

3.3. Herramientas de procesado y tratamiento de datos.

El entorno de GT-Power contiene una herramienta de procesado de datos, la cual ha sido la usada para la obtención y análisis de estos. El proceso de simulación es el siguiente:

Comprobar que todos los datos objetivo, obtenidos experimentalmente, están introducidos en el menú *Case Setup* de forma correcta. Estos datos son valores de

temperaturas, presiones, combustión, par, velocidad de giro, etc. También se deben ajustar los controladores con valores iniciales y ganancias.

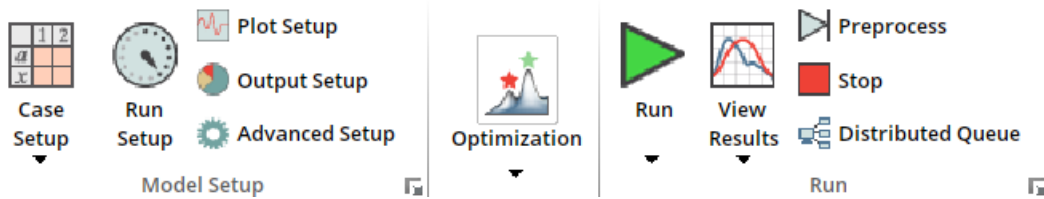


Figura 3. 12: Barra de herramientas Case Setup y Run.

Tras completar el *Setup* ya se puede iniciar la simulación. Clicando en Run se iniciará la simulación. Para ello se iniciará automáticamente la herramienta GT-POST en la que se podrán ver las gráficas de los controladores PI en tiempo real conforme se va realizando la simulación.

Cuando termine, aparecerá un mapa como en el área de trabajo *Main* del modelo de GT-ISE, pero ahora, pinchando en cada elemento, se observarán los diversos parámetros que han sido calculados, como presiones, temperaturas, gastos, etc. Además, también es visible la segunda pantalla donde se encuentran los Controladores PI. Si se pinchan en estos se puede observar en el menú *Case RLT* se verán los valores finales del valor calculado, el valor objetivo y la resolución del parámetro ajustado por el controlador. En la pestaña *Plots* se pueden observar las gráficas de los controladores, donde se puede ver la fluctuación del parámetro ajustado, la convergencia del valor calculado, el valor objetivo y los límites establecidos, entre otra información.

De este programa se obtendrán todos los datos que deben ser comparados con los datos experimentales para llevar a cabo la calibración. El programa permite crear archivos de exportación de datos, de forma que se puedan sacar los resultados y abrirlos con programas externos para su posterior tratamiento. Esto es útil para poder realizar la comparación anteriormente comentada.

Para la realización de gráficas comparativas se ha utilizado el programa Matlab y para la conexión y tratamiento de datos, además de para obtener las correlaciones se ha utilizado Excel.

Capítulo 4: Metodología de calibración

El objetivo y tema central del presente proyecto es el desarrollo de una metodología de calibración para un modelo unidimensional de un motor alimentado con amoniaco y su posterior aplicación. Este punto concentra las bases teóricas tenidas en cuenta para dicho desarrollo y su posterior puesta en práctica. El fin será obtener un modelo robusto del motor que utiliza amoniaco como combustible y que incluso se pueda utilizar de manera predictiva.

El desarrollo de modelos digitales en motores es un elemento clave en la industria automotriz. Este método de simulación posibilita analizar parámetros del motor que serían muy complicados o imposibles de medir de manera práctica. Aun así, se requiere de un montaje experimental para la recolección de los datos de entrada que se irán introduciendo en el modelo digital.

En primer lugar, se necesita saber las características del motor, por ejemplo, la cilindrada del motor, el número de cilindros, el número de válvulas, si es o no sobrealimentado y su relación de compresión. Los datos de entrada que se deben obtener del modelo experimental son esencialmente temperaturas y presiones en las diferentes secciones de la admisión y el escape, así como en los cilindros, y saber gastos de combustible y aire para su posterior comparación con los resultados obtenidos. Por otro lado, en caso de ser un motor sobrealimentado, se deben conocer los mapas de funcionamiento del compresor y de la turbina.

El uso de un software especializado es necesario para la creación del modelo y la introducción de los datos de entrada. En este proyecto se ha usado GT-POWER.

La metodología seguida para la obtención y calibración del modelo ha sido la siguiente:

En primer lugar, se debe tener un conjunto de datos experimentales que servirán tanto como datos de entrada para el modelo como para el contraste de resultados. Estos datos estarán compuestos por valores de temperaturas, presiones y gastos máscicos.

Es necesaria la independencia de los componentes del modelo entre sí para asegurar que no se arrastran errores. Para esto se utilizan los Controladores PI. Esto también permite el análisis independiente de cada uno de los componentes del modelo. Los controladores utilizarán los datos de entrada introducidos para ajustar el parámetro correspondiente al elemento que controlan y obtener un dato de salida. Esta condición de independencia y control, no se puede dar en el turbocompresor ya que este es una parte que incluye dos componentes del motor que son dependientes una de la otra. Esto hace que, para el proceso de calibración, sea necesario el desacoplamiento del eje del turbocompresor, de manera que compresor y turbina trabajen independientemente y así que se puedan introducir datos de entrada y controlar distintos parámetros de forma simultánea sin alterar la dinámica de ondas de la cual depende en gran parte la eficiencia volumétrica.

El repaso de controladores para llevar a cabo la independencia del conjunto de componentes que forman el motor es el siguiente:

El controlador del filtro del aire es necesario para calcular la caída de presión que ocurre por el trasiego de aire debido a la fricción. Este controlador regula un multiplicador de fricción dadas las condiciones de contorno atmosféricas y calculará unas condiciones de salida.

Un controlador en el compresor ajustará su velocidad de giro para conseguir alcanzar unas condiciones dadas a su salida.

En el WCAC o intercooler es controlado por dos controladores. Uno calcula el multiplicador de transferencia de calor (HTM) debido al intercambio que se produce en el componente, y el otro controlará el coeficiente de fricción debido al paso del aire por los tubos del intercooler. Todo esto para obtener la temperatura dada en el colector de admisión y la presión dada a la salida del intercambiador.

La presión en el colector de admisión es obtenida mediante el controlador de la mariposa. Este regula la posición de la mariposa en forma de ángulos para obtener dicha presión en el colector.

Aguas abajo del pistón, para obtener la presión que se ha impuesto como objetivo a la entrada de la turbina, es decir, el colector de escape, un controlador ajusta la geometría de la turbina.

A la salida de la turbina también se requiere obtener la presión dada al modelo, por tanto, otro controlador regula el coeficiente de descarga (CD) del escape a la atmósfera.

Por último, un controlador ajusta un multiplicador general de convección (OCM) dentro del cilindro y calcula la presión media indicada en este. Para disminuir aún más el error en el gasto de aire, se diferencian dos valores del OCM. En primer lugar, cuando las válvulas están abiertas, el valor del OCM se impone en 1.5 de forma que la transferencia de calor sea alta. Y cuando las válvulas están cerradas y se dan las carreras de compresión y expansión, el OCM será el calculado por el controlador.

La calibración se llevará a cabo en tres fases:

La primera, una validación inicial, donde se simularán arrastres, es decir, solo trasiega aire por el motor, sin inyección de combustible y por ende sin combustión. Esta validación se lleva a cabo para observar el funcionamiento del modelo y los controladores, y también para realizar una primera comparación del gasto de aire y las presiones instantáneas en los colectores y en el cilindro, este último haciendo hincapié en el lazo de bombeo.

La siguiente fase, es la calibración en sí misma. Consiste en simular, esta vez sí, con combustión varios puntos de funcionamiento del motor a distintos grados de carga, que se denominarán “Casos”. En este proyecto se han propuesto 7 casos para un régimen de giro de 1500 revoluciones por minuto (rpm), 8 casos a 2000 rpm y 6 casos a 2500 rpm. Se comprobará la convergencia de los controladores PI, es decir, que se hayan alcanzado

los valores objetivo. Se compararán algunos valores obtenidos por el modelo con los datos experimentales, centrándose en el gasto de aire y la PMI. También se comentarán los resultados del ajuste de los parámetros por los controladores y su aplicación para obtener correlaciones. Estas correlaciones son ecuaciones matemáticas que sustituirán a los controladores en la tercera fase y deben predecir el funcionamiento del motor dentro del rango de operaciones estudiado.

La implementación de estas correlaciones es parte de la tercera fase. Esta fase corresponde a la validación final. Una vez que las correlaciones sustituyan a los controladores, se hará trabajar al motor en un rango de operación dentro del estudiado, es decir, desde 1500 rpm hasta 2500 rpm. Las velocidades propuestas dentro del rango estudiado son 1750, 2000 y 2250 rpm. Hay que tener en cuenta que no todos los controladores han sido sustituidos. Los controladores de la mariposa de admisión y de la TGV, siguen siendo controladas, como lo haría en el caso experimental. Estos parámetros ahora ajustarán las presiones y temperaturas de admisión de la siguiente forma. Cuando la carga es baja, la presión se regula mediante la posición de la mariposa de admisión y la geometría de la turbina está totalmente abierta. Pero, cuando la carga es alta, la mariposa permanece tontamente abierta y se regula la presión con la posición de la geometría de la turbina.

Tras este estudio, se compararán los resultados obtenidos de los principales parámetros. Estos parámetros son algunas presiones y temperaturas, gasto de aire, PMI y par. Tras las respectivas comparaciones de los resultados obtenidos, se habrá culminado con la calibración del modelo.

Capítulo 5: Resultados

Contenido del capítulo

5.1.	Simulación de arrastres. Validación preliminar.	37
5.2.	Simulación de ensayos a 1500 rpm, 2000 rpm y 2500 rpm. Calibración del modelo.	38
5.3.	Simulación de ensayos a 1750, 2000 y 2250 rpm. Validación final.	44

5.1. Simulación de arrastres. Validación preliminar.

En esta validación preliminar se llevará a cabo la comparación modelo – experimento de los siguientes valores:

En primer lugar, la comparación del gasto másico de aire y la exposición del error relativo.

En segundo lugar, la comparación de las presiones instantáneas en el colector de admisión y escape.

Y, por último, la comparación de la presión instantánea en el cilindro. En esta comparación se realizarán dos gráficas. Una para comprobar la presión máxima alcanzada y otra centrándose en las presiones bajas para contrastar el lazo de bombeo y comprobar la reproducción del llenado de los cilindros por parte del modelo.

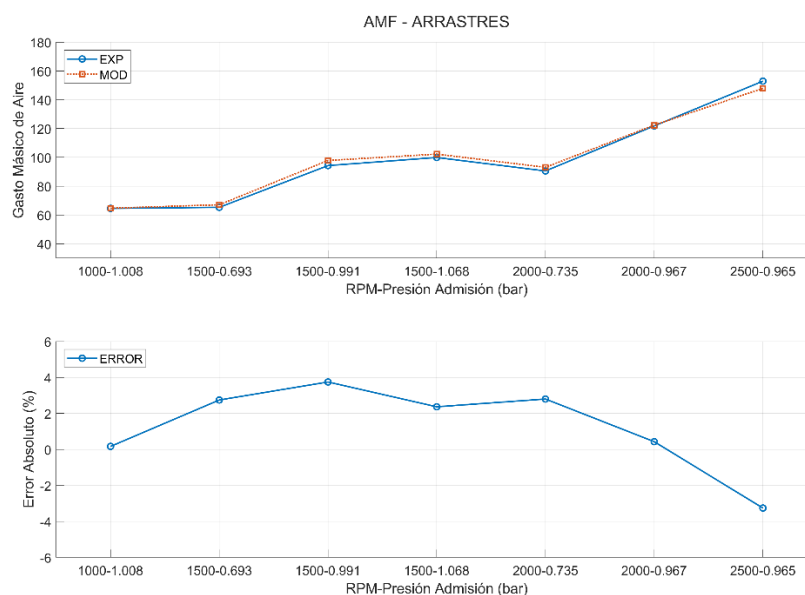


Figura 5. 1: Resultados y comparación experimento vs modelo gasto másico del aire.

En la *Figura 5.1* se observa el resultado de gasto de aire del modelo en comparación con el experimental y también se observa en la imagen inferior de la figura el error relativo entre estos. Se ha considerado que para esta primera validación este error debe ser menor al 5%, cuestión que se cumple. También se observa la progresión del gasto frente a la velocidad de giro del motor y la presión en la admisión.

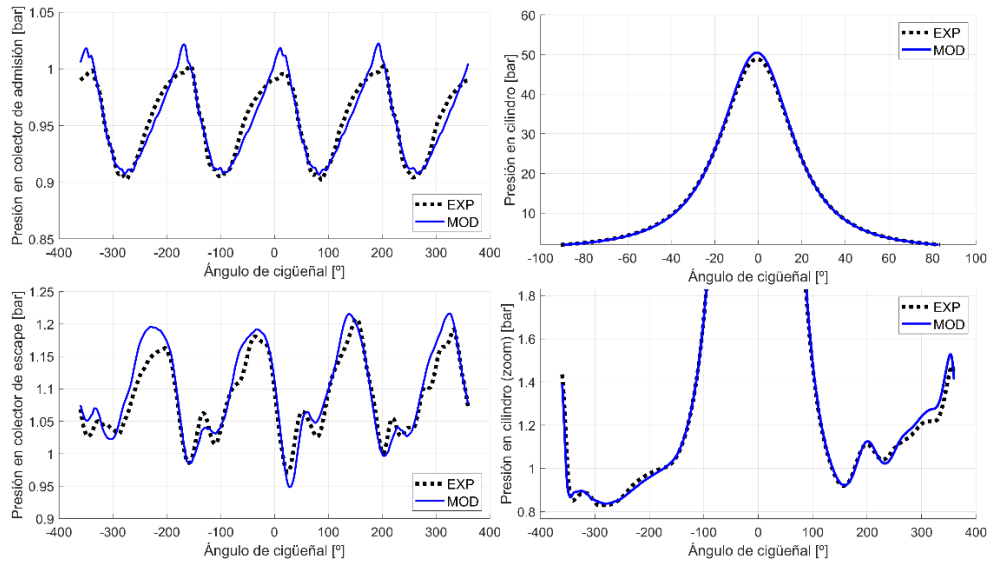


Figura 5. 2: Comparación de presiones instantáneas en los colectores y análisis a altas y bajas presiones en el cilindro.

A continuación, se realiza el análisis de los resultados obtenidos de las presiones instantáneas tanto en los colectores como en el cilindro. La comparación de las presiones instantáneas en los colectores permite analizar el comportamiento en el llenado y vaciado del cilindro, este incluye el análisis del lazo de bombeo. También que las carreras de compresión y expansión se reproducen de manera acertada mediante las presiones instantáneas dentro del cilindro. Como se observa no existen grandes errores entre modelo computacional y modelo experimental y cuando existe error, las curvas modeladas siguen las tendencias de las curvas experimentales.

Vistos los errores en el gasto de aire y las comparaciones en las presiones instantáneas, se puede decir que el modelo reproduce de manera acertada estos comportamientos por tanto se puede continuar con la calibración.

5.2. Simulación de ensayos a 1500 rpm, 2000 rpm y 2500 rpm. Calibración del modelo.

En este apartado el modelo ya está funcionando con combustión de amoniaco. El objetivo es extraer los parámetros ajustados por los controladores PI y obtener con ellos ecuaciones matemáticas que sirvan de correlaciones para sustituir a estos. Estas correlaciones deben predecir el funcionamiento del motor al menos dentro del rango de trabajo estudiado.

El primer paso para extraer estos parámetros que nos servirán para obtener las correlaciones, es que hayan sido calculados de forma correcta. Este cálculo, como ya se

ha explicado anteriormente, se lleva a cabo mediante controladores PI. A continuación, se muestra un ejemplo.

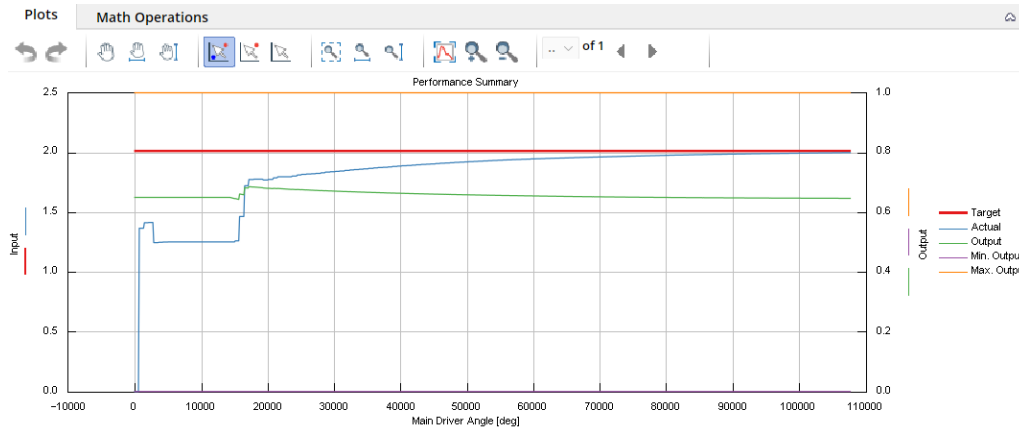


Figura 5. 3: Gráfica del Controlador PI de la TGV.

En la gráfica anterior se observa la convergencia del controlador y su funcionamiento. En rojo aparece el valor objetivo, es decir, el experimental. En azul se representa el valor que está siendo calculado y en verde el parámetro que está siendo ajustado, en este caso el grado de apertura de la geometría de la turbina en un baremo comprendido entre 0 y 1. El valor 0 expresa la geometría totalmente cerrada y 1 abierta, esto se puede en que cuando la curva verde (parámetro) se acerca al 0, la presión sube.

La convergencia entre la curva del valor calculado y el valor objetivo es lo que se busca en todos los controladores, en ocasiones dejando márgenes de error, admitiendo que el ajuste no puede ser perfecto. Estos márgenes son de 10 mbar para las presiones y de 3 a 5 °C en la temperatura del lado de la admisión y 15 a 20 °C en el lado del escape. Aquí, un ejemplo de convergencia dentro de estos límites:

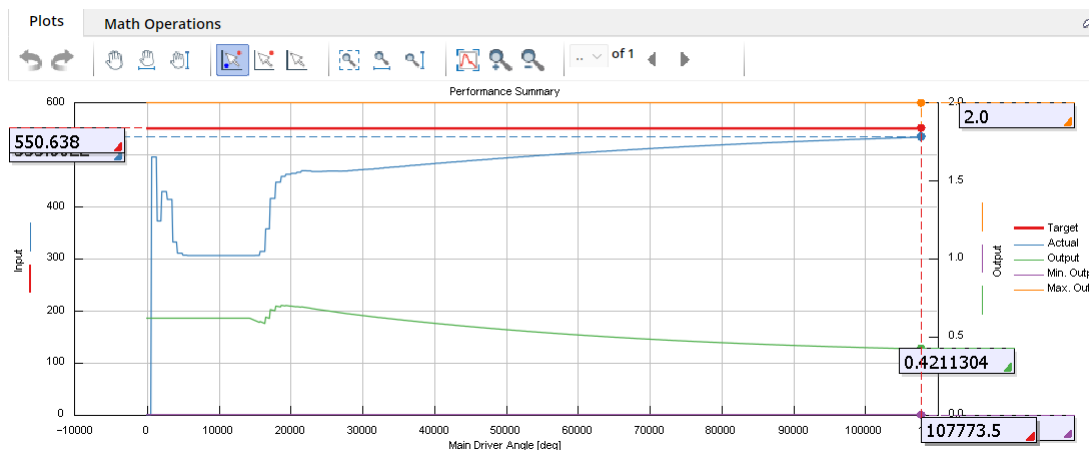


Figura 5. 4: Gráfica del Controlador PI de la temperatura en el colector de escape.

En la anterior figura se observa lo explicado anteriormente. Existe una convergencia dentro de los límites establecidos. El valor objetivo está marcado en 550.638 °C y el valor calculado por el controlador ha sido 533.60 °C. Esto conlleva a un error de 17 °C que entra dentro del error establecido en el escape ya que lo que se muestra es el controlador

de la temperatura en el colector de escape. El parámetro ajustado es el multiplicador de transferencia de calor de este.

5.2.1. Ensayo a 1500 rpm:

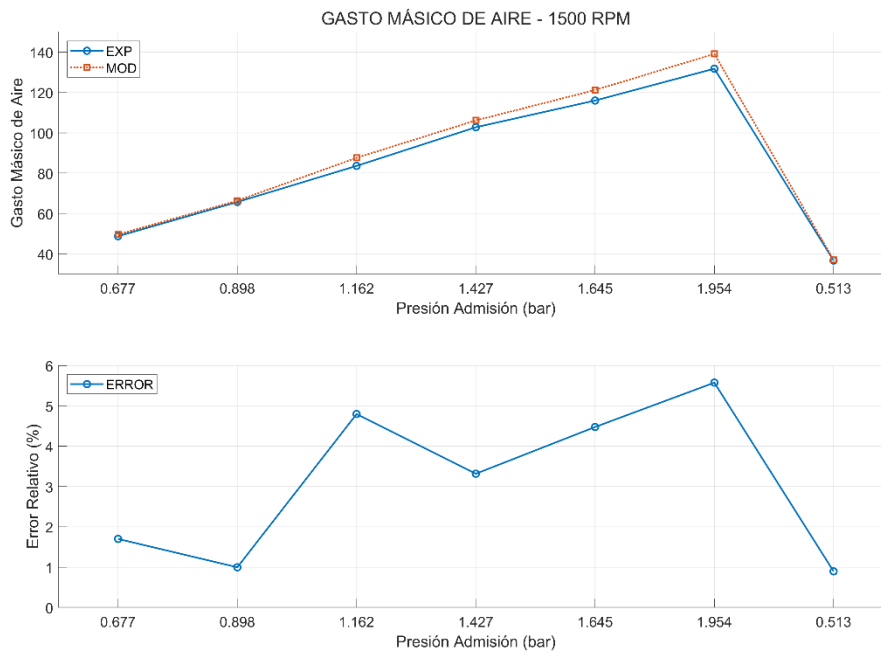


Figura 5. 5: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelo para 1500 rpm.

En la anterior figura se puede ver la comparación del gasto másico del aire experimental con el modelado y su error relativo. Para los distintos grados de carga, se obtienen errores menores al 5% a excepción de un punto, por lo que se asume el error y se puede continuar.

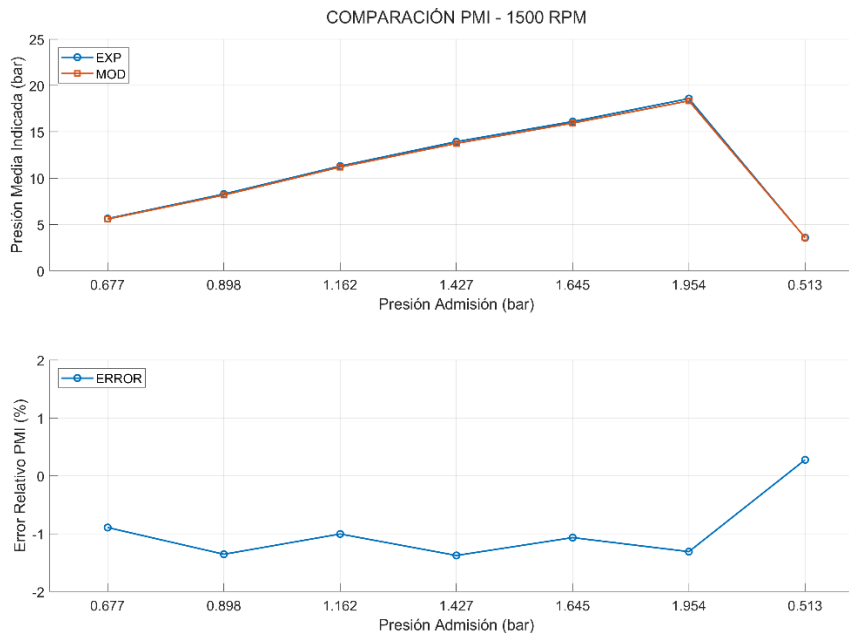


Figura 5. 6: Comparación PMI experimental – modelado para 1500 rpm.

El análisis del PMI ayuda a comprender el rendimiento de la combustión y la forma en la que se llenan los cilindros. De este modo se puede sustituir el análisis de las presiones

instantáneas en colectores y cilindros. Esto es porque el PMI se relaciona con estas presiones. En la anterior figura se observa el error entre el PMI obtenido por el modelo y el PMI obtenido de forma experimental, obteniendo unos buenos resultados inferiores al 2% de error.

5.2.2. Ensayo a 2000 rpm:

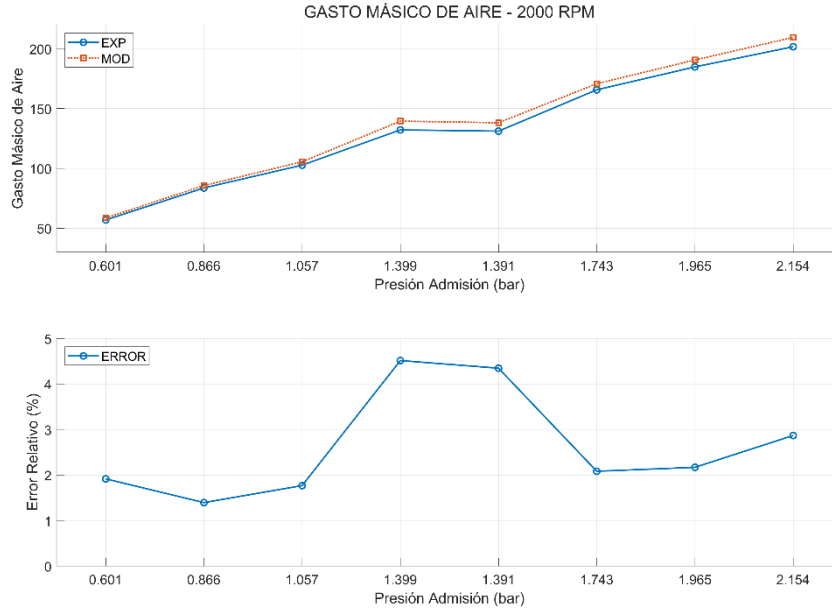


Figura 5. 7: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental vs modelado para 2000 rpm.

En la Figura 5.7 de nuevo se aprecian los resultados obtenidos en cuanto a gasto másico de aire en el modelo y que es comparado con el experimental. Se obtienen de nuevo errores relativos dentro del límite acordado (menores que el 5%).

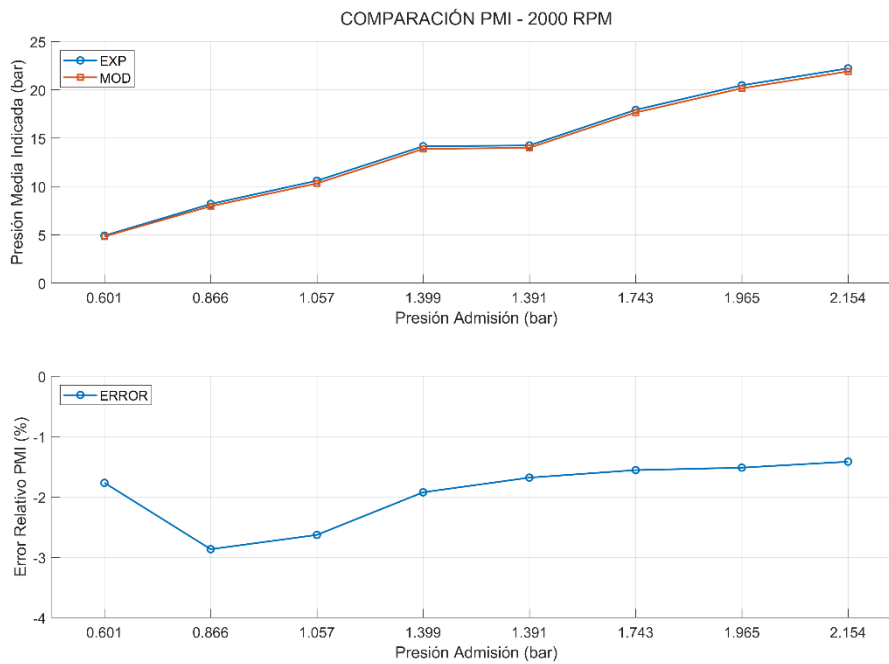


Figura 5. 8: Comparación y error relativo PMI experimental - modelado para 2000 rpm.

De nuevo se obtienen resultados parecidos a los experimentales. Los errores en la obtención del PMI por parte del modelo son menores al 4% de manera que la simulación de este parámetro es correcta.

5.2.3. Ensayo a 2500 rpm:

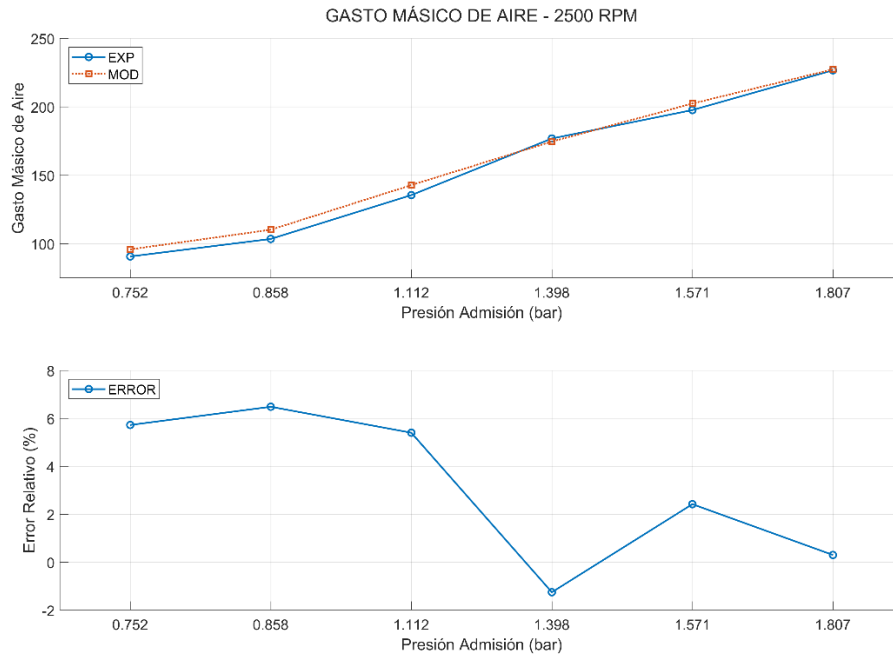


Figura 5. 9: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelado para 2500 rpm.

Existen error por encima de los límites propuestos, aunque la otra mitad de los errores está dentro de estos límites. Además, en la anterior figura se observa como la curva de gasto de aire modelada sigue claramente la tendencia de la experimental, por la tanto se da por válida y se asumen los errores en la medida del gasto experimental.

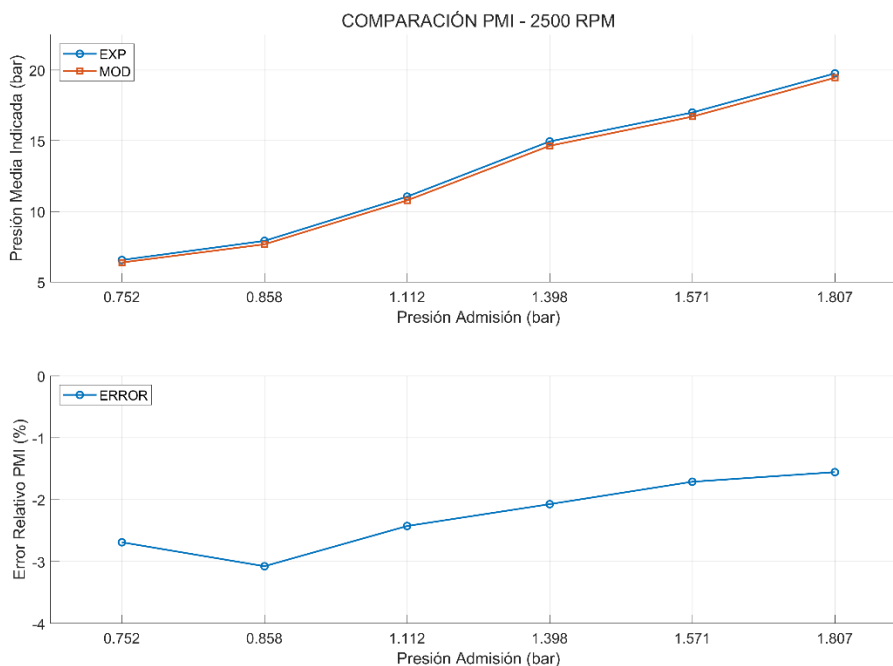


Figura 5. 10: Comparación y error relativo PMI experimental – modelado para 2500 rpm.

Es visible en la *Figura 5.10.* como la reproducción del PMI por parte del modelo en este régimen de giro es satisfactorio estando el error relativo entre modelo y experimento comprendido entre los límites establecidos como válidos.

Con estos resultados podemos concluir que la calibración es correcta y que el modelo computacional trabaja de manera similar a la que la haría el modelo experimental asumiendo algunos errores. De esta forma y comprobando que los resultados obtenidos por los controladores son correctos, se pueden obtener las correlaciones. A continuación, se muestran algunos ejemplos de cómo obtenerlas:

Obtención correlación pérdidas de carga en el WCAC:

Esta correlación tiene el objetivo de sustituir al controlador que ajusta un multiplicador de fricción en el WCAC para alcanzar la presión a su salida experimental.

Se sabe teóricamente que la variación de la presión está relacionada con la velocidad de forma cuadrática: $\Delta p \propto v^2$ de forma que a su vez se puede relacionar con el gasto volumétrico trasegado en el WCAC, $v = \frac{\dot{Q}}{A} \rightarrow \Delta p \propto \dot{Q}^2$.

Luego se ha propuesto la siguiente correlación: $\Delta p = c_1 * \dot{Q}^2$.

Utilizando Excel para resolver el coeficiente se obtiene la siguiente correlación:

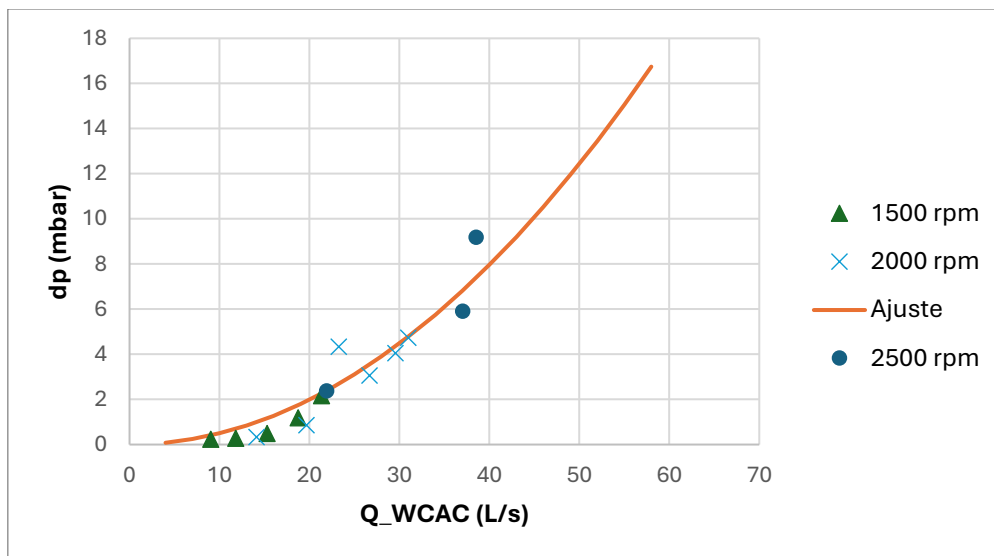


Figura 5. 11: Correlación dp_WCAC.

En la anterior figura se puede visualizar la correlación existente entre la nube de puntos que corresponde a los datos obtenidos de los controladores PI_dp_WCAC para cada régimen de giro y su grado de carga. Cabe aclarar que, habiendo propuesto la correlación, se han desechado algunos puntos que se desviaban de la misma para facilitar este trabajo. Al final se obtiene un coeficiente de determinación (R^2) del 88%. Este coeficiente indica la precisión del ajuste de la correlación con los datos obtenidos de los controladores.

Obtención de la correlación de las pérdidas mecánicas:

Para la obtención de esta correlación se han utilizado una correlación para cálculo de pérdidas mecánicas ya establecida. Este es el modelo de fricción del motor de Chen-Flyn:

$$FMEP = A + B * P_{cilindro_{m\acute{a}x}} + C * Vel_{media\ en\ pist\acute{o}n} + D * Vel_{media\ en\ pist\acute{o}n}^2$$

De nuevo con Excel se han calculado los valores para los coeficientes y se ha obtenido un coeficiente R^2 del 73%.

5.3. Simulación de ensayos a 1750, 2000 y 2250 rpm. Validación final.

Para la validación final, se ha propuesto estudiar el funcionamiento del modelo dentro del rango de trabajo simulado con dos velocidades de giro distintas y una velocidad de giro ya estudiada en un punto intermedio entre las nuevas velocidades. Esto se debe a que, por la implementación de las correlaciones, el modelo no tiene por qué funcionar exactamente igual en el estudio anterior de los mismo ya que anteriormente estos eran controlados por controladores y ahora se tienen correlaciones comunes para todo el rango de operaciones estudiado.

Además, los parámetros que se van a comentar son: presiones y temperaturas medias en los colectores de admisión y escape, el gasto másico, la presión media indicada y el par obtenido. La comparación entre el PMI y el Par permitirá saber la efectividad del modelo a la hora de calcular las pérdidas mecánicas. Estos parámetros serán comparados con los datos experimentales para ver que tal los reproduce el modelo mediante el uso de las correlaciones. Hay que tener en cuenta que la admisión sigue siendo ajustada por controladores de la manera que se ha explicado anteriormente en la metodología.

5.3.1. Ensayo a 1750 rpm:

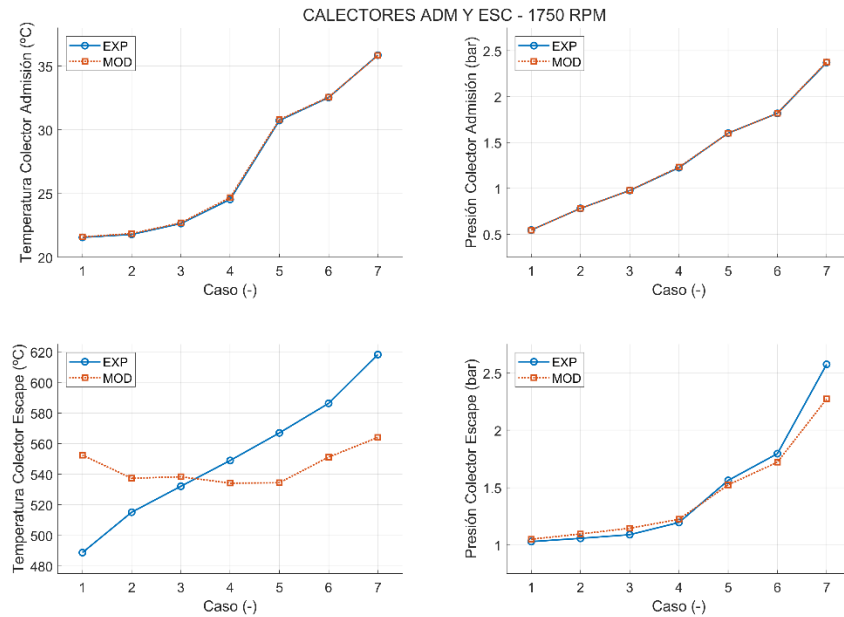


Figura 5. 12: Comparación de presiones y temperaturas experimentales – modeladas para 1750 rpm.

Se observa en la anterior figura los resultados obtenidos en presiones y temperaturas de los colectores en el modelo. La reproducción de estos parámetros en el lado de la admisión es buena, existiendo errores poco significativos, esto ocurre porque estos parámetros siguen siendo controlados. Sin embargo, del lado del escape, existen errores mayores, sobre todo en la temperatura del colector de escape. Esto puede deberse a lo explicado anteriormente, las correlaciones han sido obtenidas de los resultados de los controladores de cada caso de funcionamiento del motor, obteniendo de cada parámetro una sola correlación para todo el rango de trabajo, por lo que puede que no se ajuste exactamente a algunas condiciones de funcionamiento. Aun así, y proponiendo como válido un rango de entre 20 y 30 °C de error para la temperatura de escape, se puede considerar como correcta la simulación de este parámetro.

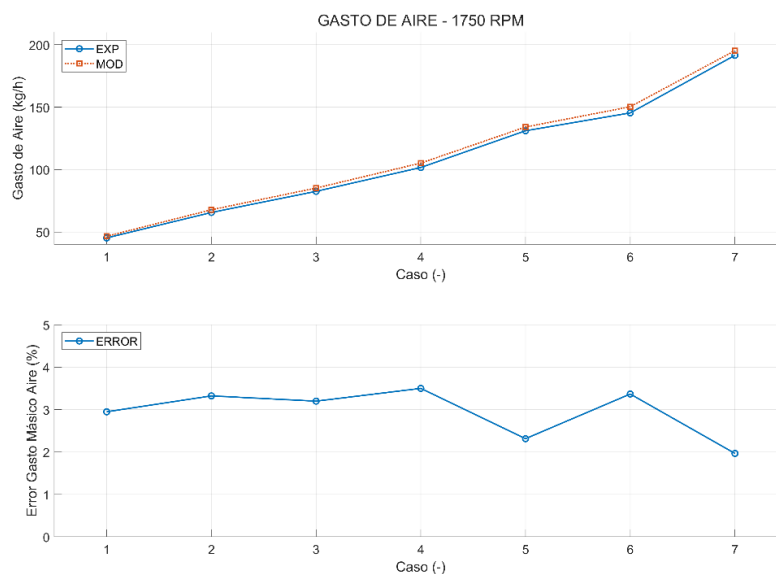


Figura 5. 13: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelado para 1750 rpm.

Los resultados del gasto de aire son satisfactorios ya que los errores obtenidos están comprendidos de los márgenes propuestos. Por tanto, se da por correcta la simulación de este parámetro para este régimen de giro.

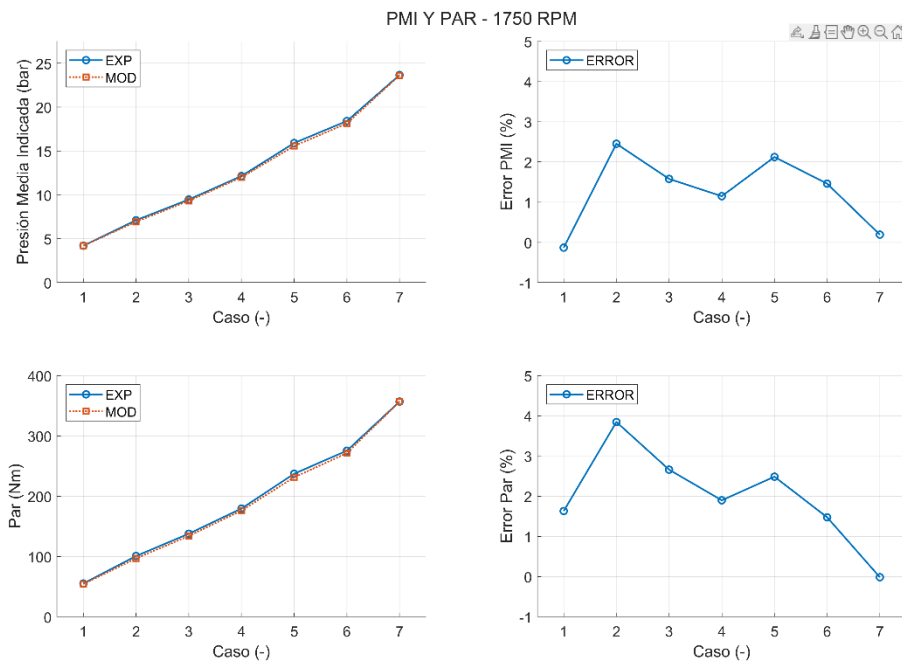


Figura 5. 14: Comparación y error relativo PMI y par experimentales – modelados para 1750 rpm.

Se puede comprobar en la anterior figura los resultados de la obtención de la PMI y el par por parte del modelo de manera satisfactoria. Como se puede comprobar en el error relativo, ambas curvas siguen la misma tendencia, por tanto, se puede saber que el modelo está calculando las pérdidas mecánicas de forma correcta. Por tanto, la simulación de PMI y par también son correctas para el rango de operaciones de 1750 rpm.

5.3.2. Ensayo a 2000 rpm:

Este ensayo ya ha sido estudiado en el punto anterior para la obtención de las correlaciones, por lo que también es interesante para observar las diferencias y funcionamiento de las correlaciones frente a los controladores.

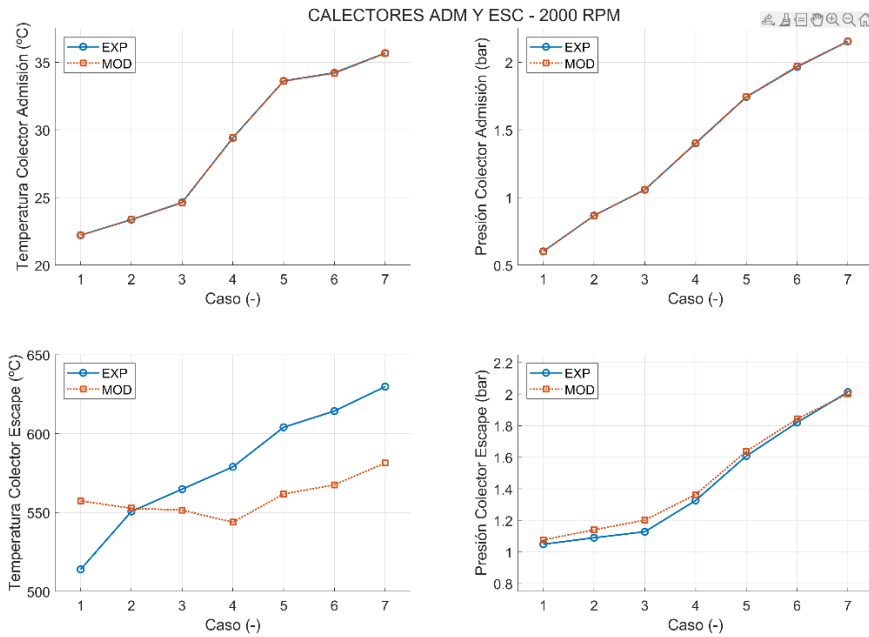


Figura 5. 15: Comparación presiones y temperaturas experimentales – modeladas para 2000 rpm.

Se observa un buen funcionamiento general en la simulación de estos cuatro parámetros. De nuevo, el resultado de las temperaturas y presiones del lado de la admisión por parte del modelo son casi perfectas debido al control de estos parámetros. La obtención de la temperatura de escape es parecida a la anterior, aunque en general aparecen mejores resultados que en el ensayo de 1750 rpm. Esto puede deberse a que este régimen de giro ha sido uno de los que se han extraído resultados para la obtención de la correlación que controla este proceso. En la presión del escape, también existen errores en algunos puntos, aunque la mayoría no son errores significativos y la curva del modelo sigue la tendencia de la experimental, por tanto, también se consideran buenos resultados.

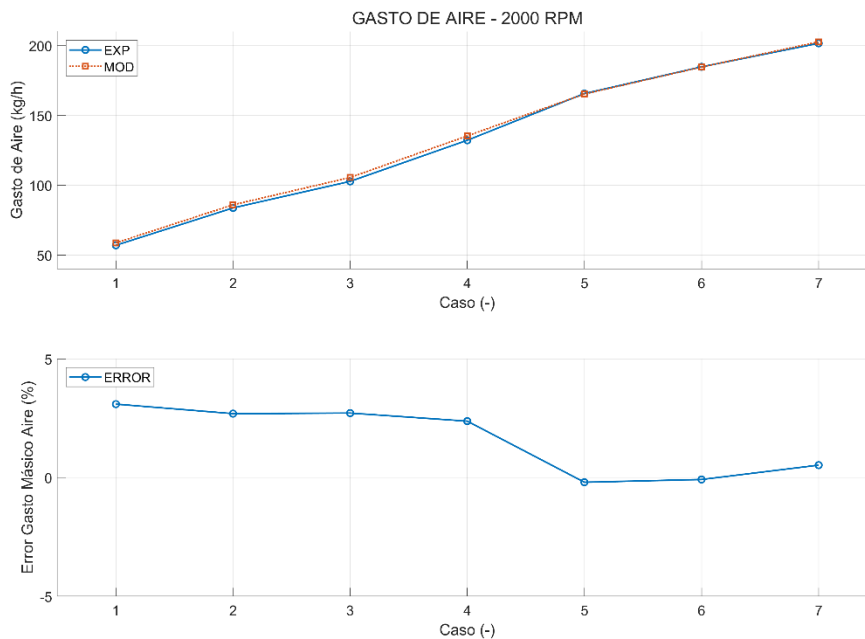


Figura 5. 16: Comparación y error relativo gasto másico aire experimental – modelo para 2000 rpm.

En la comparación del gasto másico de aire, se observa claramente como la tendencia de la curva modelada sigue casi a la perfección a la experimental. Existen errores en algunos puntos, aunque como se comprueba no son significativos ya que entran dentro de los límites establecidos (menores que el 5%).

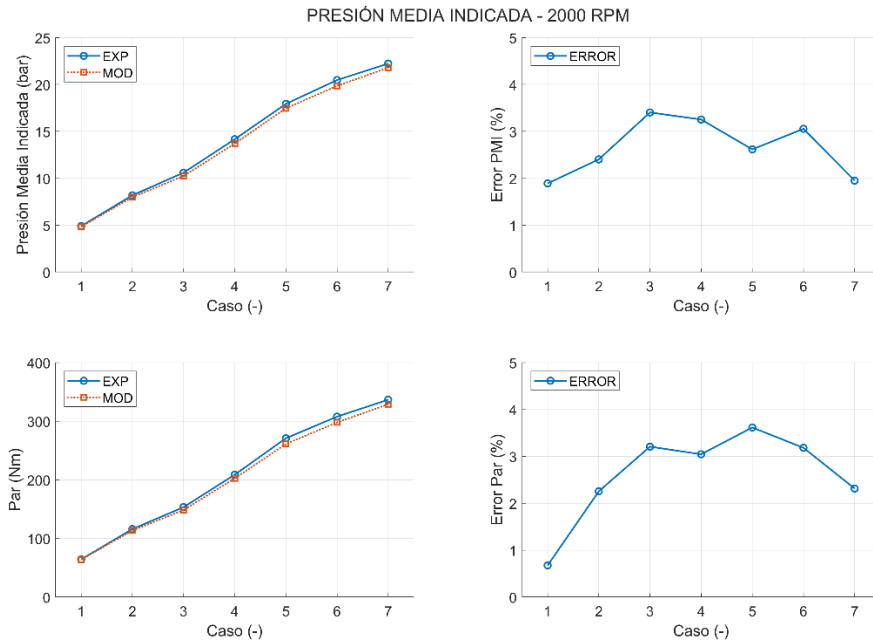


Figura 5. 17: Comparación y error relativo PMI y par experimentales - modelados para 2000 rpm.

Como es visible en la figura anterior, las curvas modeladas de PMI y par siguen claramente la tendencia de las curvas experimentales sin errores significativos. Estos errores siguen entrando en los límites propuestos, aunque, fijándose en la tendencia de las curvas de error, se puede decir que, en algunos puntos, el cálculo de las pérdidas mecánicas puede contener errores. Estos son errores contemplados puesto que se asume que el modelo no reproduzca las pérdidas mecánicas de forma precisa.

5.3.3. Ensayo a 2250 rpm:

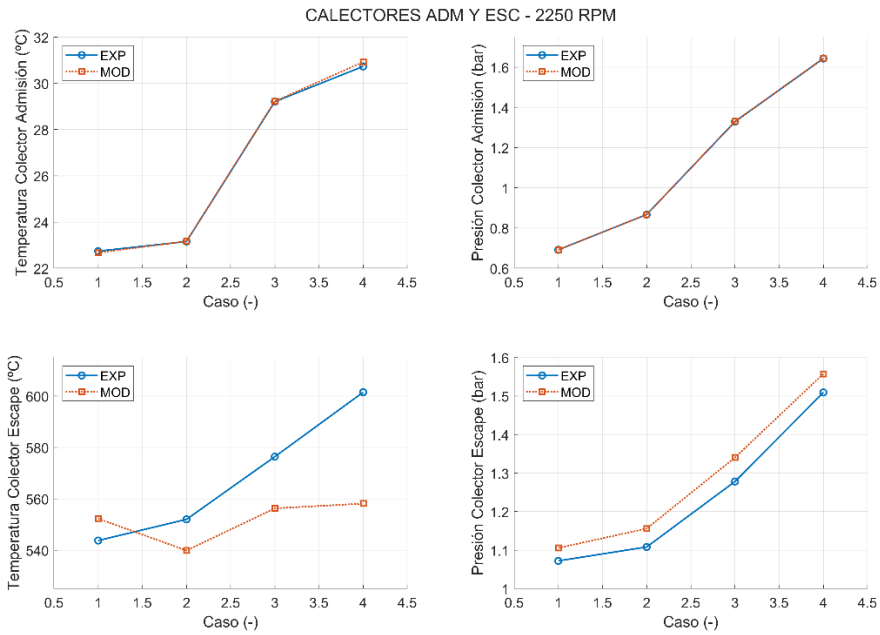


Figura 5. 18: Comparación presiones y temperatura experimentales – modeladas para 2250 rpm.

De nuevo se observa en la anterior figura los resultados de presiones y temperaturas en los colectores obtenidas por el modelo y comparadas con los datos experimentales. De igual forma que en los ensayos anteriores se observa como en el lado de la admisión se repite que las curvas del modelo frente a las experimentales son casi idénticas debido a la acción de los controladores. La temperatura en el escape vuelve a contener errores, aunque la mayoría dentro de los límites propuestos. La presión del escape sí que contiene errores que pueden llegar a ser significativos, aunque la tendencia de la curva modelada sigue claramente la de la curva experimental, por tanto, dado que los anteriores ensayos son correctos y esta tendencia también lo es, se da por válida asumiendo los errores.

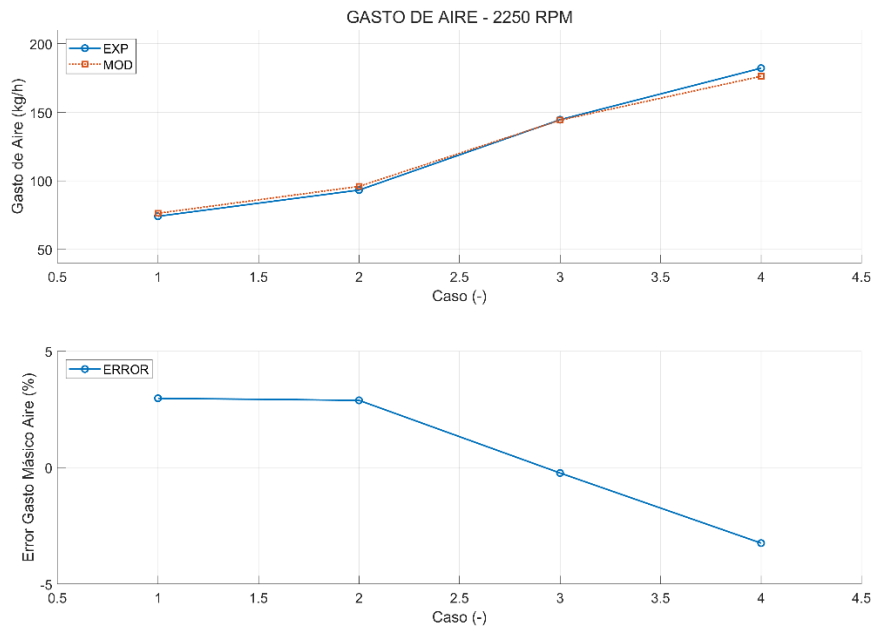


Figura 5. 19: Comparación y error relativo gasto másico aire para 2250 rpm.

El resultado obtenido en el gasto másico de aire es satisfactorio ya que la curva de error obtenida es la buscada. La mitad de los puntos corresponden a un error positivo y la otra mitad a un error negativo, por lo que, si se hace la media, el error general podría aproximarse a 0. Por tanto, se puede afirmar que se reproduce bien la simulación del gasto de aire para todos los ensayos.

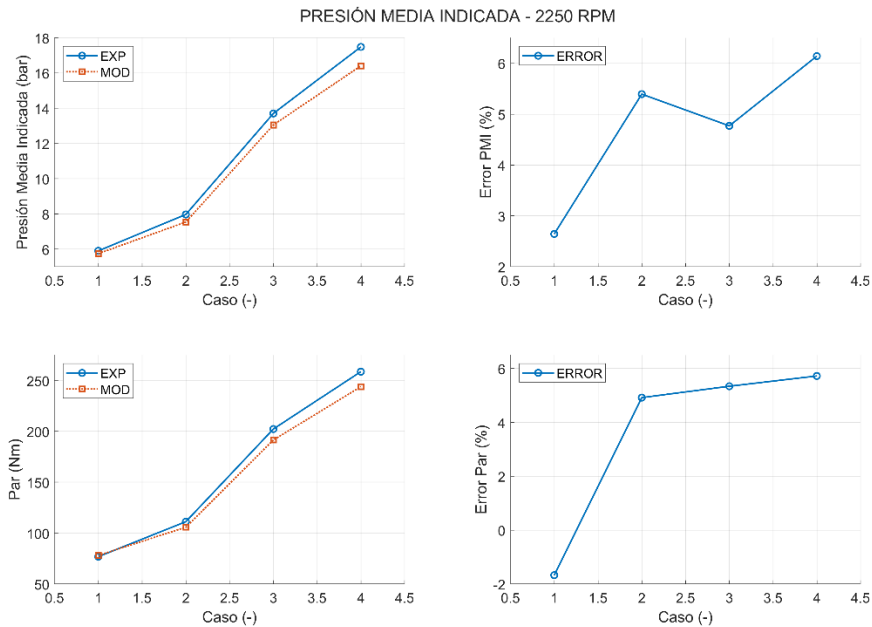


Figura 5. 20: Comparación y error relativo PMI y par para 2250 rpm.

Como se puede observar en la *Figura 5.20*, de nuevo las curvas modeladas siguen la tendencia de las experimentales lo que es un punto positivo. Pero por otro lado se obtienen errores considerables en ciertos puntos si se mira el error relativo. Además, puede verse que para la mayoría de los puntos la obtención de las pérdidas mecánicas ha sido correcta.

Puesto que los resultados han sido de 16 puntos dentro de los límites establecidos en todas las gráficas frente a 2 de los 18 puntos estudiados para esta validación, se considera como válida la calibración del modelo culminando con el objetivo principal del trabajo el cual era la obtención de un modelo computacional que pueda predecir el funcionamiento de un motor.

Capítulo 6: Conclusiones

Contenido del capítulo

6.1.	Conclusiones sobre la metodología aplicada y resultados.....	51
6.2.	Limitaciones y margen de mejora.....	52

En el presente trabajo se ha hablado de la situación actual por el que pasan las normativas anticontaminación más importantes. Se han descrito los principales tipos de motores y la investigación detrás de motores alimentados con combustibles alternativos, centrándose en el amoniaco que es el tema central del trabajo. Se ha propuesto una metodología de calibración para un modelo computacional de un motor alimentado con amoniaco y se ha utilizado software especial para llevarlo a cabo. Por último, se han expuesto los resultados obtenidos por el modelo y han sido comparados tal como se describía en la metodología propuesta.

6.1. Conclusiones sobre la metodología aplicada y resultados.

En este trabajo se ha demostrado como la metodología de calibración adoptada conlleva al cumplimiento de los objetivos marcados. Entre estos objetivos estaba el de obtener un modelo computacional capaz de predecir el funcionamiento de un motor alimentado por amoniaco. En primer lugar, se ha basado el modelo computacional en un prototipo experimental del cual se han extraído los datos necesarios para su concepción. Después se ha adoptado una metodología de trabajo. Esta consistía en replicar el motor mediante un software, obtener resultados a partir de los componentes computacionales ajustados por controladores que se basaban en datos experimentales, a partir de estos resultados crear correlaciones que sirvieran para sustituir los controladores y con estas correlaciones simular de forma predictiva el funcionamiento del motor.

Los resultados obtenidos al final de este trabajo han sido satisfactorios. El modelo replica de manera correcta el funcionamiento del motor, como se puede comprobar en el apartado de resultados del presente trabajo. En los ensayos predictivos, la gran mayoría de puntos estudiados entraban dentro de los márgenes de error propuestos principalmente para gasto másico de aire y PMI. Por tanto, se puede concluir que se ha alcanzado el objetivo de

crear un modelo computacional capaz de predecir el funcionamiento del motor, al menos dentro del rango de operaciones estudiado.

6.2. Limitaciones y margen de mejora.

Quizá la principal limitación del trabajo sea la mencionada en la última línea del anterior punto y donde se encuentre el principal margen de mejora. Esta limitación es la del rango de trabajo estudiado. El presente proyecto engloba un rango de operaciones desde 1500 rpm hasta 2500 rpm. Por tanto, resulta un rango de operaciones que no es el rango completo para el funcionamiento de un motor de estas características, el cual puede operar a mayores revoluciones de las estudiadas, sin embargo, el rango de operaciones estudiado es el rango más común de uso de un motor en escenarios de circulación normales. Hay un gran margen de mejora aquí, pues lo óptimo sería cubrir todo el rango de operaciones del motor para poder sacar el máximo potencial del modelo, aunque para esta primera aproximación los resultados son correctos.

Otra de las limitaciones es que no se ha utilizado un submodelo predictivo de combustión de amoníaco. Directamente se ha impuesto la combustión mediante el uso de la ecuación de Wiebe. La implementación de un submodelo predictivo de combustión sería necesaria para completar la calibración y poder simular el comportamiento del motor de forma totalmente predictiva.

Parte II:

PRESUPUESTO

Capítulo 7: Presupuesto

Contenido del capítulo

7.1.	Costes de recursos humanos (RRHH).	54
7.2.	Costes de recursos materiales e informáticos.....	55
7.3.	Presupuesto total.	56

En este documento se detallan los costes asociados al presente proyecto. Estos incluyen los gastos de los recursos humanos y los costes del equipo tanto computacional como experimental.

Con tal de describir y desglosar cada coste de manera clara, se seguirá la siguiente estructura: Por un lado, se analizará el coste parcial de los recursos humanos y por otro el coste parcial de los equipos ya sean físicos o de carácter informático utilizados. Ambos puntos llevarán un desglose de los recursos utilizados y un cálculo del presupuesto parcial de cada parte. Posteriormente y para cerrar este punto, se hará el cálculo del presupuesto total asociado al presente proyecto.

7.1. Costes de recursos humanos (RRHH).

Para la realización del presente trabajo, se ha necesitado un ingeniero doctorando que es además el cotutor del proyecto. Este se ha encargado del planteamiento del trabajo, su seguimiento la recogida de datos y de responder las dudas del alumno. El alumno es el encargado de la elaboración del proyecto. También se ha requerido de un ingeniero catedrático que es el proponente del proyecto y tutor. Para el uso del laboratorio del que se ha hecho uso para la recogida de datos, se ha necesitado de la asistencia de un técnico de laboratorio. Por tanto, un desglose de los costos/hora del personal requerido para el proyecto puede ser el siguiente:

Personal	Coste (€/hora)
Ingeniero en formación (Alumno)	4.6
Ingeniero doctorando	10
Ingeniero catedrático	40
Técnico de laboratorio	10

Tabla 7. 1: Personal implicado en el proyecto.

Se aproxima que alumno tutor y cotutor han invertido al día 3 horas durante 3 meses sin contar festivos y fines de semana. Y el técnico de laboratorio unas 3 horas al día durante un mes. El coste parcial de los recursos humano es el siguiente:

Personal	Coste (€/hora)	Tiempo invertido (horas)	Importe (€)
Ingeniero en formación (Alumno)	4.6	192	883.2
Ingeniero doctorando	10	192	1920
Ingeniero catedrático	40	192	7680
Técnico de laboratorio	10	82	820
Total			11303.2

Tabla 7. 2: Presupuesto parcial referido a los recursos humanos.

7.2. Costes de recursos materiales e informáticos.

Este apartado presenta el desglose de los materiales utilizados tanto para la obtención de datos a través de ensayos con el montaje experimental como los programas utilizados para su tratamiento y obtención del modelo computacional. Para la obtención del presupuesto referente al material de la sala de ensayos, se ha incluido el material utilizado en la misma para obtener coste por horas de uso del mismo para poder contabilizar solamente las horas realmente invertidas en el mismo. Se ha aproximado el valor de la vida útil de los componentes de la sala de ensayo de modo para poder obtener el coste por hora, mientras que, para la contabilidad de las licencias utilizadas, se ha utilizado este mismo método, pero según la duración de la propia licencia.

Hay que tener en cuenta que, para establecer el coste de uso tanto de la instalación experimental como para el de las licencias, se ha tenido en cuenta una jornada laboral de 8 horas al día según el calendario laboral de la Comunidad Valenciana. Esto significa que no se han contabilizado ni fines de semana ni festivos.

De esta forma se presentan las siguientes tablas:

Equipo	Precio (€)	Vida útil (años)	Coste (€/hora)
Banco dinamométrico	155,500.00	10.00	7.78
Caudalímetro de aire	20,000.00	10.00	1.00
Caudalímetro de combustible	10,000.00	10.00	0.50
Herramientas	3,000.00	15.00	0.10
COMBISENSE	300,000.00	10.00	15.00
Sistema de adquisición de datos	35,000.00	10.00	1.75
Ordenador	1,000.00	5.00	0.10
Ordenador portátil	1,000.00	5.00	0.10
AVL PUMA	35,000.00	10.00	1.75
Driven PXI	18,000.00	10.00	0.90
Total			28.98

Tabla 7. 3: Desglose del banco de ensayos y obtención del coste de uso por hora

Se obtiene que el precio unitario de uso por hora de la sala de ensayo es de 28.98 € cada hora. Para a contabilidad del precio de uso de las licencias informáticas de los softwares utilizados, primero se han contabilizado los costes de uso por hora y después, se ha agrupado el material y software utilizado para los ensayos y software utilizado para el tratamiento de los datos y elaboración de la memoria.

Licencia Software	Precio (€)	Duración licencia (años)	Coste (€/hora)
Licencia GT-POWER	5,000.00	1.00	2.50
Licencia Matlab	1,500.00	1.00	0.75
Licencia Office 365	115.00	1.00	0.06
Licencia LabVIEW	6,000.00	3.00	1.00
Licencia Inca	3,500.00	3.00	0.58

Tabla 7. 4: Coste de uso por hora de las licencias informáticas empleadas.

Por un lado, se obtiene el importe parcial asociado a la parte experimental, es decir, al uso de la sala de ensayos y la obtención de datos:

Material Ensayos	Coste (€/hora)	Tiempo de uso (h)	Importe (€)
Montaje experimental	28.98	82.00	2,375.95
Licencia LabVIEW	1.00	82.00	82.00
Licencia Inca	0.58	82.00	47.83
Total			2,505.78

Tabla 7. 5: Importe asociado al uso de la sala de ensayos.

Por otro lado, el importe total atribuido al uso de software para la obtención del modelo, tratamiento de los datos, obtención de resultados y elaboración del presente trabajo:

Licencias	Coste (€/hora)	Tiempo de uso (h)	Importe (€)
Licencia GT-POWER	2.50	192.00	480.00
Licencia Matlab	0.75	82.00	61.50
Licencia Office 365	0.06	192.00	11.04
Total			552.54

Tabla 7. 6: Importe asociado a licencias para tratamiento de datos.

Por tanto, el presupuesto parcial asociado al uso de material experimental e informático es:

Descripción	Importe (€)
Material Ensayos	2,505.78
Licencias	552.54
Total	3,058.32

Tabla 7. 7: Importe parcial referente al uso del material experimental y software.

7.3. Presupuesto total.

Para la elaboración del presente proyecto, el importe total asumido por el CMT – Clean Mobility and Thermofluids es la suma de los presupuestos parciales anteriormente explicados:

Concepto	Importe (€)
Parcial RRHH	11,303.20
Parcial Material y Software	3,058.32
Total	14,361.52

Tabla 7. 8: Presupuesto total referente a la elaboración del proyecto.

Siendo el CMT – Clean Mobility and Thermofluids contratado por un cliente o empresa interesado en la ejecución de este proyecto, el presupuesto total referente al contrato quedaría como el indicado en la Tabla 7.9. Presupuestándose una parte del importe

asociado a la elaboración del proyecto de un 10% en concepto de imprevistos y añadiendo un beneficio para la empresa contratada en concepto de beneficio industrial equivalente a un 6%.

Concepto	Importe (€)
Presupuesto ejecución proyecto	14,361.52
Imprevistos (10%)	1,436.15
Beneficio industrial (6%)	861.69
Presupuesto ejecución contrata	16,659.37
IVA (21%)	3,498.47
INVERSIÓN TOTAL	20,157.83 €

Tabla 7. 9: Inversión total del proyecto por parte de la empresa contratante.

Queda así el presupuesto total a abonar por parte de la empresa contratante a la empresa contratada por la elaboración del proyecto:

VEINTE MIL CIENTO CINCUENTA Y SIETE EUROS CON OCHENTA Y TRES CENTIMOS

Bibliografía

- [1] H. Ritchie, P. Rosado y M. Roser, «“Breakdown of carbon dioxide, methane and nitrous oxide emissions by sector”,» Our World In Data, 2020. [En línea]. Available: <https://ourworldindata.org/emissions-by-sector>.
- [2] H. O. Benavides Ballesteros y G. E. León Aristizabal, «"INFORMACIÓN TECNICA SOBRE GASES DE EFECTO INVERNADERO Y EL CAMBIO CLIMÁTICO",» Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales - IDEAM, 2007.
- [3] European Commission , «"CO₂ emission performance standards for cars and vans",» 2023. [En línea]. Available: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/co2-emission-performance-standards-cars-and-vans_en.
- [4] D. González Domínguez, Artist, *"Analysis and optimization of the transient operation of gasoline turbocharged direct injection engines under high EGR conditions"*. [Art]. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, UPV, 2023.
- [5] Comisión Europea, «"REGLAMENTO DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO por el que se modifica el Reglamento (UE) 2019/631 en lo que respecta al refuerzo de las normas de comportamiento en materia de emisiones de CO₂ de los turismos nuevos y de los vehículos comerciales ligero",» Bruselas, 2021.
- [6] Parlamento Europeo y Consejo Europeo, «REGLAMENTO (CE) N° 715/2007 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motoro por lo que se refiere a las emisiones porcedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6,» 2007.
- [7] J. Donroff y F. Rodríguez, «Euro 7: The new emission standard for light- and heavy-duty vehicles in the European Union,» The International Council on Clean Transportation, 2024.
- [8] Comisión Europea, «Agenda urbana de la UE,» 2016. [En línea]. Available: https://commission.europa.eu/eu-regional-and-urban-development/topics/cities-and-urban-development/urban-agenda-eu_es.

- [9] M. Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «Directrices para la creación de zonas de bajas emisiones (ZBE),» Madrid, 2021.
- [10] M. de Fomento, Agenda Urbana Española, 2019.
- [11] ACEA, «Economic and Market Report Global and EU auto industry: First three quarters,» 2023.
- [12] M. Transición Ecológica y el Reto Demográfico, Plan Nacional Integrado de Energía y Clima, 2021.
- [13] Ideauto, «Parque de vehículos 2023,» 2024.
- [14] ANFAC, «Informa anual 2020: El parque automovilístico español se situó como uno de los más envejecidos de Europa en 2020,» 2020.
- [15] F. Desantes y J. Payri, Motores de combustión interna alternativos, Editorial Reverté, 2015.
- [16] I. Çelikten, «An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines,» 2003. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431103001716>.
- [17] D. Giacosa, Motores Endotérmicos, Editorial Dossat S.A., 1979.
- [18] A. Rovira de Antonio y M. Muñoz Domínguez, Motores de Combustión Interna, Madrid: Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2015.
- [19] J. L. Carrera Escobedo, J. M. Riesco Ávila , V. H. Rangel Hernández y A. Ramírez Barrón , «ESTUDIO NUMÉRICO DE LA REDUCCIÓN SIMULTÁNEA DE NO_x Y HOLLÍN EN UN MOTOR DIESEL,» Departamento de Ingeniería Mecánica de la universidad de Guanajuato, 2009.
- [20] J. V. Pastor, A. García y J. Monsalve, «Tema 7: Emisiones contaminantes,» de *Combustión (ITI. 1,3,4)*, Grado Ingeniería Mecánica.
- [21] T. Kivevele, T. Raja, V. Pirouzfard, B. Waluyo y M. Setiyo, «LPG-Fueled Vehicles: An Overview of Technology and Market Trend,» *UNIMMA*, vol. 3, nº 1, 2020.
- [22] Y. Zheng, «Estudio Comparativo de las Emisiones Procedentes de Autobús en Ciclo Real,» Instituto Universitario de Investigación del Automóvil (INSIA), UPM, Madrid, 2019.

- [23] M. O. Mateo, «Reduccion de las Emisiones de CO2 en Vehiculos de Transporte: Combustibles Alternativos,» *Actualidad Tecnológica, Medio Ambiente*.
- [24] n. C. Pinto, L. L. N. Guarieiro, M. J. C. Rezende, N. M. Ribeiro, E. A. Torres, W. A. Lopes, P. A. d. P. Pereira y J. B. d. Andrade, «Biodiesel: an overview,» *Journal of Brazilian Chemical Society*, 2005.
- [25] L. Zumalacárregui, O. Pérez, G. Lombardi, P. Rodríguez y B. Zumalacárregui , «Cálculo del beneficio ambiental de la caña de azúcar para la producción de etanol combustible» *Ingeniería y Competitividad*, Volumen 10, No. 1, p. 65 - 71 (2008),» Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cuba; Laboratorio de Termodinámica y Fluidos, Universidad de São Paulo, Brasil, 2008.
- [26] H. Fayaz, R. Saidur, N. Razali, F. Anuar, A. Saleman y M. Islam, «An overview of hydrogen as a vehicle fuel,» *Elsevier*, vol. 16, nº 8, 2012.
- [27] C. Zamfirescu y I. Dincer, «Using ammonia as a sustainable fuel,» *Journal of Power Sources*, vol. 185, nº 1, 2008.
- [28] C. Zamfirescu y I. Dincer, «Ammonia as a green fuel and hydrogen source for vehicular applications,» *Fuel Processing Technology*, vol. 90, nº 5, 2009.
- [29] C. Meng-Choung, C. Cheng Tung, N. Jo-Han, S. Mashruk, W. W. Fogn Chong, N. Afzanizam Samiran, G. Ren Mong y A. Valera-Medina , «Advancements of combustion technologies in the ammonia-fuelled engines,» *Energy Conversion and Management*, vol. 244, 2021.
- [30] C. Lhuillier, P. Brequigny, F. Contino y C. Mounaïm-Rousselle, «Combustion Characteristics of Ammonia in a Modern Spark-Ignition Engine,» de *Conference on Sustainable Mobility*, Catane, 2019.
- [31] C. Lhuillier, P. Brequigny, F. Contino y C. Mounaïm-Rousselle, «Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames,» *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 38, nº 4, 2021.
- [32] C. Lhuillier, P. Brequigny, F. Contino y C. Mounaïm-Rousselle, «Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions,» *Fuel*, vol. 269, 2020.

- [33] L. Xu, S. Xu, B. Xue-Song , J. Aleksi Repo, S. Hautala y J. Hyvönen,
«Performance and emission characteristics of an ammonia/diesel dual-fuel
marine engine,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 185, 2023.

Anexo I:

RELACIÓN DEL TRABAJO CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE DE LA AGENDA 2030

Grado de relación del trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).

Objetivos de Desarrollo Sostenibles	Alto	Medio	Bajo	No Procede
ODS 1. Fin de la pobreza.				X
ODS 2. Hambre cero.				X
ODS 3. Salud y bienestar.				X
ODS 4. Educación de calidad.				X
ODS 5. Igualdad de género.				X
ODS 6. Agua limpia y saneamiento.				X
ODS 7. Energía asequible y no contaminante.	X			
ODS 8. Trabajo decente y crecimiento económico.				X
ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras.		X		
ODS 10. Reducción de las desigualdades.				X
ODS 11. Ciudades y comunidades sostenibles.	X			
ODS 12. Producción y consumo responsables.				X
ODS 13. Acción por el clima.	X			
ODS 14. Vida submarina.				X
ODS 15. Vida de ecosistemas terrestres.				X
ODS 16. Paz, justicia e instituciones sólidas.				X
ODS 17. Alianzas para lograr objetivos.				X

Justificación de la relación del presente trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible:

ODS 7. Energía asequible y no contaminante: Se especifica un alto grado de relación del proyecto con el ODS 7 ya que trata de proponer la infraestructura de energías renovables como el hidrógeno o el amoníaco y se describen nuevas alternativas tecnológicas con objeto de disminuir la contaminación en el sector del transporte.

ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras: Se indica un grado intermedio de relación del proyecto con el ODS 9 debido a que la base del proyecto es un prototipo de motor todavía en investigación, además, que se promueve el aumento de la investigación en el campo aplicado al tema del proyecto para conseguir el desarrollo y aplicación de este tipo de tecnología en el sector del transporte.

ODS 11. Ciudades y Comunidades sostenibles: Se indica un grado alto de relación del proyecto con el ODS 11, pues el presente proyecto presenta el estudio de tecnología cuya

investigación viene motivada por la disminución del impacto ambiental generado por el sector de transporte a lo largo de los años, que ha tenido lugar mayoritariamente en las ciudades.

ODS 12. Acción por el clima: Se especifica un alto grado de relación del proyecto con el ODS 12 puesto que se describen nuevas tecnologías cuya investigación viene motivada por la reducción del impacto ambiental generado por el sector del automóvil. Se promueven por tanto mecanismos para gestión del cambio climático.

