



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:



RESUMEN

El trabajo consiste en la determinación de los efectos en el consumo de combustible y emisiones de sustancias contaminantes que produce el calentamiento del aire a la entrada de las válvulas de un motor diesel de automoción que cumple las exigencias de la normativa europea Euro 6A. Previamente a esta actividad, se ha realizado una calibración de los parámetros de control del motor, adaptada a las condiciones de baja temperatura ambiente (-7°C) y con vistas a superar las exigencias de la futura reglamentación Euro 6C. Para efectuar dicho trabajo, se realizaran ensayos sobre el motor, instalado en una celda de ensayos climática con posibilidad de establecer condiciones de baja temperatura. Se accederá a la gestión electrónica del sistema de EGR del motor, así como a los parámetros de inyección del combustible.

Palabras clave: motores diesel, emisiones, recirculación de gases de escape, EGR, normativa, calentamiento aire.

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG:

- MEMORIA
- PRESUPUESTO

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN	13
1.1	INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO	13
1.2	OBJETO DEL PROYECTO	14
1.3	JUSTIFICACIÓN	16
1.4	VIAVILIDAD	16
1.5	METODOLOGÍA EMPLEADA	16
1.6	COMPOSICIÓN DEL TRABAJO	17
1.7	ANTECEDENTES	18
2.	MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN	25
2.1	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y TIPOLOGÍAS	25
2.2	HISTORIA DE LOS MCIA	28
2.3	NORMATIVA	29
3.	INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR	39
3.1	INSTALACIÓN	39
3.2	SISTEMAS DE LA SALA DE ENSAYOS	39
3.3	SISTEMAS DEL MOTOR	54
4.	ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	73
4.1	INTRODUCCIÓN	73
4.2	PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS	77
4.3	PUNTO DE ESTUDIO Y CONDICIONES DEL ENSAYO	77



4.4	DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS	78
4.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS	81
4.6	CONCLUSIONES	99
BIBLIOGRAFÍA		101

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.	INTRODUCCIÓN	2
2.	MANO DE OBRA	2
3.	EQUIPOS	2
4.	FUNGIBLES	3
5.	PRESUPUESTO DETALLADO	4
6.	PRESUPUESTO FINAL	4

DOCUMENTO I: MEMORIA

TRABAJO FINAL DE GRADO

“CUANTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DEL EFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN EN LAS PRESTACIONES Y EMISIONES DE UN MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO EURO 6, BAJO CONDICIONES DE BAJA TEMPERATURA AMBIENTE (-7°C).”

Realizado por:

Juan José de la Cuesta Torrado

Dirigido por:

Dr. D. José Manuel Luján Martínez

Valencia, 2016

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	13
1.1	INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO	13
1.2	OBJETO DEL PROYECTO	14
1.3	JUSTIFICACIÓN.....	16
1.4	VIABILIDAD	16
1.5	METODOLOGÍA EMPLEADA.....	16
1.6	COMPOSICIÓN DEL TRABAJO	17
1.7	ANTECEDENTES	18
2.	MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN	25
2.1	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y TIPOLOGÍAS.....	25
2.1.1	MOTORES MEC TURBOALIMENTADOS.....	28
2.2	HISTORIA DE LOS MCIAS	28
2.3	NORMATIVA	29
2.3.1	NORMAS EURO Y CICLOS DE HOMOLOGACIÓN.....	30
2.3.1.1	NORMA EURO 6C.....	33
3.	INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR	39
3.1	INSTALACIÓN	39
3.2	SISTEMAS DE LA SALA DE ENSAYOS	39
3.2.1	BANCADA DE ENSAYOS	40
3.2.2	CONJUNTO FRENO-MOTOR.....	41
3.2.2.1	DESCRIPCIÓN DEL MOTOR OBJETO DEL PROYECTO	44
3.2.3	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA SALA.....	46
3.2.4	INSTRUMENTACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS	46
3.2.4.1	MEDIDA DE TEMPERATURAS.....	47
3.2.4.2	MEDIDA DE PRESIONES	48
3.2.4.3	MEDIDA DEL GASTO DE AIRE.....	50
3.2.4.4	MEDIDA DEL GASTO DE COMBUSTIBLE.....	51
3.2.4.5	MEDIDA DE EMISIONES	51
3.2.4.6	MEDIDA DE PAR Y RÉGIMEN DEL MOTOR.....	53
3.2.5	SISTEMAS AUXILIARES DE LA SALA.....	54
3.3	SISTEMAS DEL MOTOR	54



3.3.1	INTERCOOLER (WCAC).....	54
3.3.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL GAS DE ENTRADA.....	57
3.3.2.1	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES	59
3.3.3	SISTEMAS EGR Y EMISIONES	59
3.3.3.1	CLASIFICACIÓN	60
3.3.3.2	EMISIONES CONTAMINANTES.....	63
3.3.3.3	EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES	66
3.3.3.4	EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR	68
3.3.4	SISTEMA DE INYECCIÓN.....	68
3.3.4.1	INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES.....	68
4.	ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	73
4.1	INTRODUCCIÓN	73
4.1.1	CONFIGURACIÓN DE PARTIDA DEL MOTOR.....	73
4.2	PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS.....	77
4.3	PUNTO DE ESTUDIO Y CONDICIONES DEL ENSAYO	77
4.4	DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS.....	78
4.4.1	POSICIÓN DE VÁLVULA DE EGR HP. TASAS DE EGR Y OBTENCIÓN	79
4.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	81
4.5.1	EFFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN	81
4.5.1.1	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN.....	81
4.5.1.2	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NOx.....	82
4.5.1.3	EFFECTO SOBRE LA ESTABILIDAD DEL MOTOR (PAR)	84
4.5.1.4	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE CO	84
4.5.1.5	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE HC	85
4.5.1.6	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE LOS GASES A LA ENTRADA AL DOC	86
4.5.1.7	EFFECTO SOBRE EL RENDIMIENTO DEL MOTOR	87
4.5.2	EFFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN COMBINADO CON UN AUMENTO EN LA TASA DE EGR.	89
4.5.2.1	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN	89
4.5.2.2	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NOx.....	90
4.5.2.3	EFFECTO SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR. PAR Y RENDIMIENTO EFECTIVO..	91
4.5.2.4	EFFECTO SOBRE EL RESTO DE EMISIONES: CO, HC.	93
4.5.2.5	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DEL GAS A LA ENTRADA AL DOC.....	94
4.5.3	EFFECTO DEL RETRASO DE LA INYECCIÓN.....	94



4.5.4	CONSUMO DEBIDO AL USO DE LAS RESISTENCIAS ELÉCTRICAS	95
4.6	CONCLUSIONES	99
BIBLIOGRAFÍA		101

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Vista exterior del edificio principal.	15
Figura 1.2 Emisiones NOx (20 °C Vs. -7 °C)	19
Figura 2.1 Ciclo Carnot. Diagrama T-S	25
Figura 2.2 Ciclo Carnot. Diagrama P-V	25
Figura 2.3 Fases motor 4 tiempos (Fuente: Asignatura de Máquinas y Motores Térmicos)	27
Figura 2.4 Ciclo NEDC (Fuente: efemotor.com)	32
Figura 2.5 Ciclo WLTC (Fuente: wikipedia.org).....	33
Figura 3.1 Sala de ensayos nº 12. Vista exterior	39
Figura 3.2 Bancada donde se monta el motor.	40
Figura 3.3 Detalle de los apoyos regulables que posee la bancada.	40
Figura 3.4 Dispositivo que regula la posición del pedal del acelerador.	41
Figura 3.5 Transmisión Schenck Pegasus GmbH K010	42
Figura 3.6 Máquina asíncrona Dynas3 LI 250.....	42
Figura 3.7 Módulo de control X-actDE	43
Figura 3.8 Armarios de control del freno	43
Figura 3.9 Unidad central de seguridad SZM	44
Figura 3.10 Módulo de suministro eléctrico	44
Figura 3.11 Torquímetro	44
Figura 3.12 Motor R9M sobre la bancada e instrumentado.....	45
Figura 3.13 Máquina de frío encargada de refrigerar la celda de ensayos.....	46
Figura 3.14 Pantalla del programa STARS donde se introducen los valores de demanda.....	47
Figura 3.15 Pantalla del programa STARS que recoge la lectura instantánea de las variables seleccionadas.	47
Figura 3.16 Cuadro de conexiones para termopares perteneciente al STARS.....	47
Figura 3.17 Termopares situados en las pipas de admisión.....	48
Figura 3.18 Puntos de medida de presión.....	49
Figura 3.19 Captadores de presión.	49
Figura 3.20 Conducto de admisión, Sensyflow y filtro del aire de admisión.	50
Figura 3.21 Esquema del funcionamiento e interior de la balanza. (Fuente: avl.com).....	51
Figura 3.22 Exterior de la balanza gravimétrica	51
Figura 3.23 Sistema de medición Horiba Mexa 7100 DEGR.....	52
Figura 3.24 Sonda de medición del HORIBA.....	52
Figura 3.26 Torquímetro que mide el par producido/absorbido por el motor.....	53
Figura 3.25 Tacómetro empleado para obtener el régimen de giro del motor	53
Figura 3.27 WCAC y colector de admisión instalados en el motor.	55
Figura 3.28 Intercooler de serie del motor.	55
Figura 3.29 Conjunto WCAC-colector de admisión. Vista inferior.	56
Figura 3.30 8 pipas del colector de admisión, entrada al colector del EGR HP y rail de inyección EGR HP.	56
Figura 3.31 Sistema de calentamiento del gas de entrada desmontado.....	58
Figura 3.32 Dispositivo con el que se activa y regula la tensión de alimentación de las resistencias. .	58
Figura 3.33 Sistema de calentamiento del gas de entrada montado sobre el motor.....	59
Figura 3.34 Válvula de contrapresión. Elemento del sistema de EGR LP.....	61



Figura 3.35 Bloque motor.8 pipas de admisión y conducción EGR HP.	61
Figura 3.36 Esquema EGR HP. (Fuente: actualidadmotor.com).....	62
Figura 3.37 EGR LP. (Fuente: actualidadmotor.com)	63
Figura 3.38 Concentración de contaminantes en función del dosado. Motor MEC. (Fuente: Asignatura de Máquinas y Motores Térmicos).....	66
Figura 4.1 Emisiones NOx. Efecto del EGR.	74
Figura 4.2 Ley de inyección y velocidad del motor frente a tiempo.	75
Figura 4.3 Emisiones NOx para diferentes leyes de inyección.....	76
Figura 4.4 Ley de inyección de serie y modificada con un SOI de -7º.....	76
Figura 4.5 Relación posición válvula EGR HP y Tasa EGR.	80
Figura 4.6 Temperaturas de admisión. Ensayos de referencia y con y sin PTC's.....	82
Figura 4.7 Emisiones NOx y tasas de EGR. Ensayos con y sin PTC's.	83
Figura 4.8 Curva de par. Ensayos con y sin PTC's	84
Figura 4.9 Emisiones CO. Ensayos con y sin PTC's.....	85
Figura 4.10 Emisiones HC. Ensayos con y sin PTC's.....	86
Figura 4.11 Temperatura de los gases a la salida de la turbina (entrada al DOC). Ensayos con y sin PTC's.	87
Figura 4.12 Rendimiento específico. Ensayos con y sin PTC's.....	88
Figura 4.13 Emisiones NOx y tasas EGR. Ensayos 30_35 y 37 PTC's	90
Figura 4.14 Curvas de par. Ensayos 30_35 y 37 PTC's.....	91
Figura 4.15 Rendimiento efectivo. Ensayos 30_35 y 37 PTC's	92
Figura 4.16 Emisiones HC. Ensayos 30_35 y 37 PTC's.	93
Figura 4.17 Emisiones de CO. Ensayos 30_35 y 37 PTC's	93
Figura 4.18 Temperatura entrada al DOC. Ensayos 30_35 y 37 PTC.....	94
Figura 4.19 Flujo energético entre el motor y las resistencias.....	95
Figura 4.20 Rendimiento efectivo del motor. Ensayo 30_35 PTC.....	97
Figura 4.21 Gasto de combustible. Ensayo 30_35 PTC	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Evolución normas EURO. Vehículos Diésel	31
---	----

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 4.1 Tasa de EGR.....	79
Ecuación 4.2 Tasa de EGR a partir del CO ₂	80
Ecuación 4.4 Gasto de aire teórico.....	80
Ecuación 4.5 Caudal de EGR a partir de los gastos de aire teórico y real.	81
Ecuación 4.6 Rendimiento específico.....	87
Ecuación 4.7 Rendimiento efectivo del motor.....	96
Ecuación 4.8 Potencia eléctrica absorbida y potencia efectiva del motor.	96
Ecuación 4.9 Gasto de combustible asociado al consumo de las resistencias.....	96



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



ÍNDICE DEL CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.	INTRODUCCIÓN	13
1.1	INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO	13
1.2	OBJETO DEL PROYECTO	14
1.3	JUSTIFICACIÓN.....	16
1.4	VIABILIDAD	16
1.5	METODOLOGÍA EMPLEADA.....	16
1.6	COMPOSICIÓN DEL TRABAJO	17
1.7	ANTECEDENTES	18





1. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO

Se puede decir que prácticamente la totalidad de los automóviles funcionan gracias a un motor de combustión interna alternativo. Pese al creciente mercado de vehículos eléctricos e híbridos debido sobre todo a cuestiones medioambientales y la concienciación de la sociedad, las ventas de éstos aun no suponen ni el 1% de las ventas totales de vehículos en la Unión Europea.

Es por esto y por el hecho de disponer de una tecnología mucho más desarrollada, que los fabricantes continúan apostando e investigando sobre los ya nombrados motores de combustión interna alternativos o "MCIAs".

El principal problema que actualmente existe en el uso de este tipo de motores, los cuales se vienen usando en la industria de la automoción desde que en el año 1886 Karl Benz presentara el primer vehículo de la historia equipado con un MCIa, es fundamentalmente medioambiental. A lo largo de la historia estos motores han experimentado una mejora continua principalmente en tres direcciones: aumento de potencia, aumento de rendimiento y reducción de consumo y reducción de emisiones. Esta última vía de mejora es sobre la que más se está trabajando actualmente y es la que motiva el objeto de estudio del presente proyecto.

Es necesario aclarar a qué se refiere el concepto de emisiones contaminantes en un MCIa, pues estas pueden ser de diferente naturaleza. Principalmente las emisiones producidas por un motor se resumen en dos: las acústicas y las químicas. Hay que recordar que el proceso de transformación de energía mediante el cual un motor es capaz de generar potencia es la oxidación de un combustible el cual produce una explosión en el interior del cilindro. Por tanto en este proceso existe una reacción química que produce una serie de productos, la mayoría de ellos contaminantes.

Centrándonos en las emisiones de naturaleza química hay que destacar que las que mayor peso tienen por cantidad y peligrosidad son las emisiones de CO, CO₂, NO_x (NO y NO₂), HC (hidrocarburos inquemados) y partículas. Los valores de estos contaminantes que pueden ser emitidos por un motor son recogidos por normativas que lo hacen o no apto para poder salir al mercado. Estas normativas van cambiando según la tecnología evoluciona y se hacen más exigentes para obligar a los fabricantes a hacer todo lo posible por reducir las emisiones contaminantes que sus motores producen.

Uno de los contaminantes más complejos e importantes de reducir por las exigencias de las normativas son los NO_x. Actualmente existen técnicas eficientes que reducen los valores emitidos de NO y NO₂ sin embargo se prevén fuertes cambios en los valores límite exigidos sobre estos compuestos y es por esto que es necesario continuar mejorando estas técnicas.

La técnica más extendida para actuar sobre la generación de los NO_x es la recirculación de gases de escape o "EGR" (Exhaust Gas Recirculation). Dicha técnica consiste en reintroducir en el cilindro junto con aire o mezcla fresca parte de los gases de escape producidos en el ciclo anterior. Con esto lo que se busca es principalmente reducir la temperatura de la combustión que es el principal motivo de la generación de los NO_x. Cabe destacar que introduciendo gases 'sucios' de nuevo en el cilindro, el ciclo va a ser menos eficiente y además se van a producir en mayor cantidad otro tipo de contaminantes



como HC y partículas. Sin embargo, si se combina el EGR con diferentes técnicas conocidas para actuar sobre estas otras emisiones, se consigue que el motor sea en su conjunto menos contaminante. Hay que remarcar que el problema de las emisiones de NOx se acentúa en los vehículos diésel debido a las características de la inyección, la generación de la mezcla y posterior combustión. Es por ello que en la práctica casi la totalidad de vehículos con motor diésel usan el EGR para reducir las emisiones de NOx. Esta técnica ha evolucionado y actualmente se combina en los automóviles el EGR de alta presión (HP) y el de baja (LP). La descripción detallada de este sistema queda recogida en el Capítulo 3.

La normativa que se encarga de regular y establecer los valores límite permitidos en cuanto a emisiones se refiere, son las normas EURO. Éstas, como ya se ha dicho antes, se actualizan aproximadamente cada 4 años haciéndose por lo general más exigentes o variando las condiciones bajo las cuales se miden dichas emisiones. La normativa actualmente vigente es la EURO 6 y se esperan grandes cambios de cara a la futura EURO 6C.

Dichos cambios van a afectar sobre todo al tipo de ciclo de homologación. Estos ciclos consisten en un perfil de velocidades bajo el cual el vehículo se ensaya y al final del cual se miden las emisiones producidas a lo largo del ciclo. Se prevé que en la próxima EURO 6C no sólo cambie el tipo de ciclo de homologación sino también el número y temperatura a la que se realizan estos. Si la norma actual (EURO 6) exige un ensayo a 20 °C se estima que la próxima EURO 6C va a contemplar 2 ensayos, uno a -7 °C y otro a 40 °C, dejándose de hacer por tanto el ensayo típico a 20 °C.

1.2 OBJETO DEL PROYECTO

El presente trabajo final de grado se centra principalmente en el estudio del calentamiento de gas de admisión en un motor que opera a baja temperatura ambiente (-7 °C). Con este calentamiento se pretende poder adelantar tanto el momento en el que se empieza a introducir EGR como la cantidad del mismo con el objetivo de combatir las emisiones de NOx. En un principio puede parecer contraproducente el calentar el gas a la entrada del motor, sin embargo esto se planea hacer en los instantes iniciales de funcionamiento en los que el motor se encuentra a la temperatura del ensayo, (-7 °C), y para que éste coja rápidamente temperatura y sea posible introducir EGR para controlar emisiones.

La configuración actual de la ECU ('Engine Control Unit') no introduce EGR hasta que el motor alcanza una temperatura que ronda los 60 °C. Esto se hace debido a que si el motor está frío el EGR puede afectar tanto a la combustión que puede hacer que ésta ni si quiera se dé con la suficiente estabilidad como para que el motor funcione correctamente.

El calentamiento del gas de entrada se va a realizar gracias a unas resistencias eléctricas colocadas justo antes de las pipas de admisión. Para los ensayos estas resistencias se han conectado a una fuente de alimentación externa, sin embargo, si esta estrategia acaba implantándose en vehículos, éstas se alimentarían, al igual que el resto de auxiliares, de la propia energía del motor. El consumo extra que su uso produciría también va a ser tenido en consideración.

Hay que destacar que durante estos y otros ensayos que se están realizando sobre este motor se está también probando un nuevo dispositivo del fabricante VALEO que sustituye al intercooler convencional que equipan la práctica totalidad de los vehículos diésel y sobre el cual se hablará más

adelante. En este dispositivo, que consiste en un intercambiador agua-aire, dónde se encuentran montadas las resistencias eléctricas que son objeto de este proyecto.

El estudio se realizará sobre un motor tipo R9M de la marca Renault. Concretamente un Renault Energy dCi 130. Este motor diésel de 1.6 litros cuenta con 4 cilindros en línea y es capaz de desarrollar 130 CV de potencia y 320 Nm de par máximo.

Este motor es una evolución de un EURO 4 el cual se ha ido adaptando y mejorando para poder cumplir con las normativas que han ido surgiendo. Actualmente cumple con la normativa vigente (EURO 6) y este estudio es parte de un proyecto mayor para mejorar dicho motor en cuanto a emisiones se refiere con el fin de que cumpla la siguiente EURO 6C.

El motor está situado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Concretamente en la sala 12, una de las numerosas instalaciones con todo tipo de equipamiento de las que el departamento dispone para hacer múltiples tipos de ensayos y estudios. Esta sala tiene la característica de que es capaz de realizar ensayos a baja temperatura pues cuenta con una potente instalación de refrigeración. Es por ello que también nos referiremos a ella como la sala climática.



Figura 1.1 Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Vista exterior del edificio principal.



1.3 JUSTIFICACIÓN

La realización de este trabajo viene motivada por dos razones.

La primera de ellas es el convenio de colaboración existente entre el CMT y las empresas RENAULT y VALEO. Relación que viene de años atrás y de proyectos anteriores y que esta vez tiene como fin el probar un nuevo tipo de intercooler del fabricante VALEO y junto con esta y otras medidas entre las cuales se encuentran el calentamiento del gas de entrada, con el fin de preparar el motor objeto de estudio para las normativas futuras.

En segundo lugar este trabajo final de grado sirve para demostrar que se ha alcanzado el nivel de competencia necesario para obtener el título de Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales como resultado de la colaboración dentro de un proyecto de investigación en un departamento de la universidad con el fin de aumentar conocimientos en un campo específico como es el de los MCIAs.

1.4 VIABILIDAD

La viabilidad de un proyecto de estas características viene requerida en tres direcciones principalmente:

- Viabilidad económica. Como cualquier proyecto, este va a consumir una serie de recursos que conllevan un determinado coste. Esta necesidad queda cubierta debido al convenio de colaboración firmado por las tres partes que intervienen en este proyecto: Valeo Engine Cooling, Renault y el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- Viabilidad humana. El Departamento de Máquinas y Motores Térmicos cuenta con un muy amplio equipo que lo forman tanto profesores como doctorandos, proyectandos y demás personal de laboratorio. Se puede decir por tanto que el equipo humano disponible es más que suficiente para tanto la realización de los ensayos como para su posterior análisis y obtención de conclusiones.
- Viabilidad técnica. Hay también que destacar la importancia que tiene este requisito. Para la realización de estos ensayos es necesario contar no solo con un banco de pruebas sino también con todo un amplio sistema de instrumentación, adquisición de datos, sistemas de seguridad etc. El departamento cuenta con numerosas salas de ensayos con todo el equipamiento necesario para realizar este tipo de proyectos y asegurar la calidad en los resultados. Queda por tanto también garantizada la viabilidad técnica del proyecto.

Se puede destacar también, y aunque no es requisito primordial del proyecto, la experiencia con la que cuenta el departamento en la realización de proyectos de este tipo y de mucho otros. Este hecho justifica aún más la afirmación de que este es un proyecto altamente viable.

1.5 METODOLOGÍA EMPLEADA

Para la realización del este trabajo final de grado se han seguido los siguientes pasos:

- Para centrar el estudio y antes de entrar en las cuestiones específicas de este proyecto, se realizó una recogida y lectura de documentación referente a este campo de investigación. Además, con el fin de conocer y tener una primera toma de contacto con el motor y el resto



de las instalaciones del departamento, el alumno asistió a otros ensayos que se han realizado sobre el mismo motor, así como a operaciones de montaje/desmontaje de algunos elementos del motor para su preparación de cara a dichos ensayos.

- Realización de ensayos. Tras la selección de un punto de funcionamiento representativo el motor es ensayado controlando y registrando las variables necesarias para el posterior análisis.
- Interpretación y análisis de resultados. Tras los ensayos se ha realizado una selección de un grupo de resultados representativos con el fin de poder comprender y modelizar el sistema de calentamiento del gas de entrada. Con esto se conseguirá obtener una configuración eficiente del EGR con el objetivo de combatir las emisiones de NOx en esta situación de funcionamiento a baja temperatura ambiente.
- Redacción del presente documento. Aquí se recoge todo el proceso seguido con el fin de justificar los resultados obtenidos y así poder alcanzar una serie de conclusiones que den respuesta al problema tratado.

1.6 COMPOSICIÓN DEL TRABAJO

El presente escrito puede aproximarse a un proyecto de ingeniería por el hecho de que no sólo está compuesto por un único documento sino por varios. Sin embargo, el que se trate de un proyecto académico y por el hecho de no tener el mismo alcance que un proyecto de ingeniería sólo se han incluido dos de los documentos más importantes que siempre se incluyen. Estos dos documentos son la Memoria Descriptiva y el Presupuesto.

- Memoria descriptiva. A su vez subdividida en distintos capítulos recoge el grueso del documento. En ella están contenidas todas las fases del proyecto, desde el planteamiento del problema hasta la consecución de resultados y desarrollo de conclusiones, pasando por la descripción de las instalaciones, realización de los ensayos...
 - Primer capítulo. Introduce el objeto de estudio y centra el problema dentro del campo concreto de los motores de combustión interna alternativos. Hace una descripción general tanto de dicho campo como del problema de estudio con el fin de poder comprender en rasgos generales de qué va a tratar el presente trabajo y los motivos por los cuales éste se va a llevar a cabo.
 - Segundo capítulo. Trata de profundizar y describir con detalle el campo de los motores de combustión interna alternativos o MCI. Además de describir con detalle el motor que es objeto de este estudio, también se tratan con más detenimiento aspectos de normativa y cómo estos motivan la realización de estudios como este.
 - Tercer capítulo. Se describen las instalaciones que van a ser utilizadas para realizar los ensayos haciendo especial hincapié en aquellos sistemas que son característicos y necesarios para el estudio referente a este trabajo final de grado. También describe los principales sistemas del motor que toman parte en este estudio haciendo especial hincapié en los sistemas de EGR.
 - Cuarto capítulo. Recoge los ensayos, análisis de resultados y conclusiones alcanzadas. Se puede decir que concluye el documento Memoria pues da respuesta al problema planteado.



- Presupuesto. Necesario en cualquier proyecto de ingeniería aunque este tenga mayor carga académica. Cuantifica el coste de la realización de este proyecto.

1.7 ANTECEDENTES

Hay que comenzar este punto destacando la fuerte faceta investigadora que el CMT posee. Su amplia relación con los mayores fabricantes de automóviles para los que realizan todo tipo de estudios hace que sea un centro de investigación puntero en el campo de los MCIAs. Algunos de las áreas de estudio en las que centra su actividad este departamento son las siguientes:

- Combustión
- Renovación de la carga
- Transmisión de calor
- Control de emisiones de ruido
- Mantenimiento
- Transmisión de calor
- CFD
- Inyección

En relación con este trabajo, el CMT posee una estrecha colaboración con empresas como VALEO y RENAULT y son varios los estudios ya realizados sobre EGR y control de emisiones. Dentro de estos proyectos se podría localizar el presente estudio. Tanto es así que previo a este estudio concreto acerca del calentamiento del gas de entrada de un motor que funciona a baja temperatura ya se han probado otras técnicas que junto con esta consigan reducir emisiones y adaptar el motor objeto de estudio a las próximas normas EURO. Por ello partiremos de una configuración de EGR que ya no es la de serie del motor sino que es resultado de estudios recientes realizados en el departamento que también se han reflejado en otros trabajos final de grado. A continuación nos basaremos en parte de esa documentación previa que sirve para justificar el porqué de este estudio y de otros que le anteceden y que van en esta misma dirección.

Como hemos dicho, se prevé que la próxima normativa EURO va a exigir ensayos a -7 °C, temperatura a la cual el motor no realiza EGR desde los instantes iniciales ya que el motor aún está frío, por tanto las emisiones generadas en ese periodo de tiempo hacen que, aunque al introducir el EGR posteriormente las emisiones se controlen, las emisiones finales salgan superiores a las permitidas. Además, el próximo marco legal también va a introducir un cambio en la forma en la que se ensaya el motor para obtener sus emisiones, esto es, cambios en el ciclo de homologación. Ambos cambios van a producir una normativa mucho más exigente. Todo esto se recoge con mucho más detalle en el Capítulo 2.

Remarcar una vez más que tanto las conclusiones y como los resultados a continuación no forman parte de este trabajo final de grado pero son de gran utilidad pues sientan las bases de este estudio y son el punto de partida para entender las medidas que se van a adoptar.

Para conocer el comportamiento del motor ante el nuevo escenario que se prevé para la futura EURO 6C fueron realizados una serie de ensayos donde se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- Siendo testeado el motor a 20 °C con el ciclo de homologación vigente el motor cumple con la actual EURO 5
- En el funcionamiento normal del motor, éste introduce primero EGR de alta presión y luego EGR de baja presión. El cambio de uno a otro es función de la temperatura del motor.
- Cuando se ensaya el motor a -7 °C éste introduce sólo EGR de alta presión y al cabo de mucho más tiempo de operación y en menor cantidad que en la situación de 20 °C.
- Las emisiones producidas en ese periodo de tiempo donde no se realiza EGR de ningún tipo, hacen que el motor con la configuración actual no cumpla la normativa en referencia a las emisiones globales de NOx.

Como se puede observar en la Figura 1.2 la diferencia de configuración referente al EGR hace que las emisiones finales de NOx en g/km resulten ser en torno a 7.9 veces mayor cuando el motor opera en un ambiente a -7 °C. Estos valores quedan totalmente fuera de la normativa y es por eso que es necesario adoptar una serie de medidas para reducir el nivel de emisiones contaminantes.

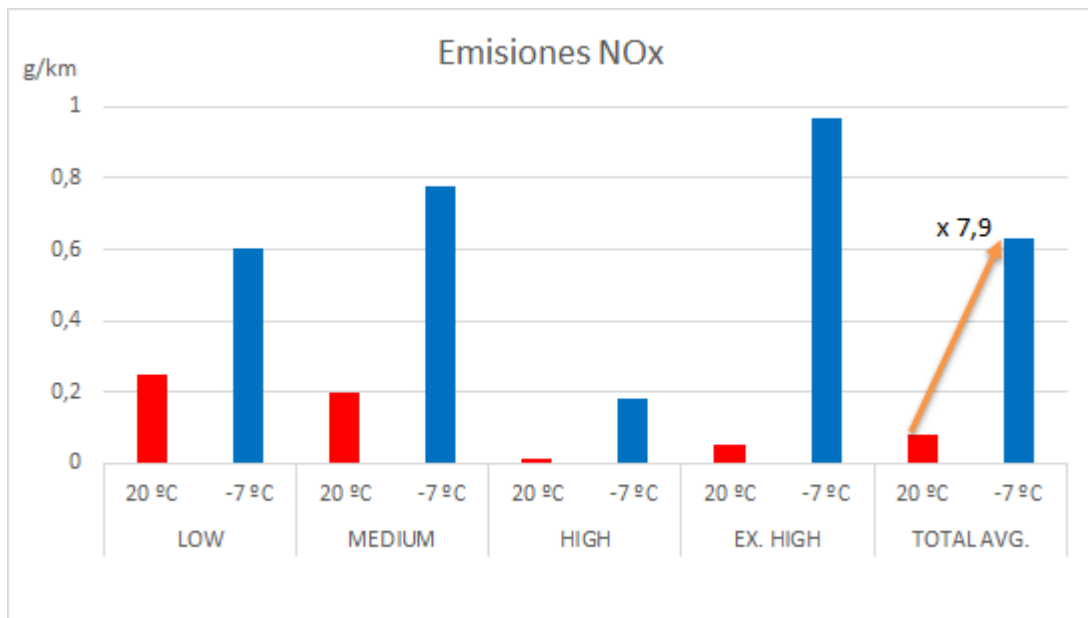


Figura 1.2 Emisiones NOx (20 °C Vs. -7 °C)

A raíz de estos resultados queda patente que es necesario estudiar la posibilidad de introducir EGR en estas condiciones de ensayo. Por esto, y como ya se ha dicho, varios son los estudios realizados en esta dirección.

Este trabajo final de grado se puede decir que toma el relevo de estudios anteriores donde se ha demostrado que es posible introducir EGR en cierta medida y asegurando un funcionamiento estable del motor. Tiene como objetivo por tanto el presente estudio optimizar esta estrategia haciendo mayor la cantidad de EGR introducida y adelantando todo lo posible el momento en el que esta se inicia.

La configuración de partida del motor será descrita con mayor detalle en el Capítulo 4.





CAPÍTULO 2

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN





INDICE DEL CAPÍTULO 2: MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN

2.	MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN	25
2.1	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y TIPOLOGÍAS.....	25
2.1.1	MOTORES MEC TURBOALIMENTADOS.....	28
2.2	HISTORIA DE LOS MCIAs	28
2.3	NORMATIVA	29
2.3.1	NORMAS EURO Y CLICLOS DE HOMOLOGACIÓN.....	30
2.3.1.1	NORMA EURO 6C.....	33

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**

2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA AUTOMOCIÓN

2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y TIPOLOGÍAS

Previo a la descripción del surgimiento de estos motores, es necesario introducir los principios básicos de funcionamiento de éstas máquinas térmicas. Básicamente, el objetivo de los motores es realizar una transformación de energía. Esta transformación consiste en el cambio de la energía química que posee un combustible a energía mecánica capaz de propulsar, en el caso de un motor de automoción, un vehículo. Para hacer esta transformación el motor necesita hacer, sin embargo, una transformación previa, la cual consiste en pasar la energía química disponible en el combustible a energía térmica. Esa transformación se realiza a través de la combustión del combustible mencionado, con esto, se consigue aumentar el estado térmico del fluido de trabajo (mezcla de aire, elemento oxidante o comburente y combustible, que es quien libera energía al oxidarse). Una vez que se alcanza este estado térmico se puede ahora sí transformar esta energía térmica en energía mecánica. Esto se realiza gracias al clásico mecanismo pistón-biela-manivela que gracias al movimiento alternativo del pistón es capaz de obtener un movimiento de giro en un eje. Este eje es el que finalmente da movimiento a las ruedas y en definitiva al vehículo.

Cada movimiento ascendente o descendente que realiza un pistón se denomina carrera y en éstas son realizadas las 4 partes de los ciclos térmicos en base a los cuales operan los motores. Estos ciclos no pretenden sino aproximarse al ciclo ideal de Carnot. La Figura 2.2 y la Figura 2.1 presentan dicho ciclo y en ellas se pueden apreciar sus cuatro tramos, los cuales corresponden a dos expansiones, una isoterma y otra diabática; y a dos compresiones siendo una de ellas también isoterma y la otra adiabática.

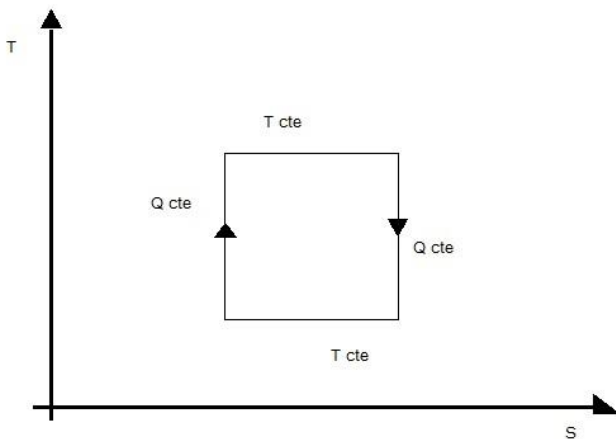


Figura 2.1 Ciclo Carnot. Diagrama T-S

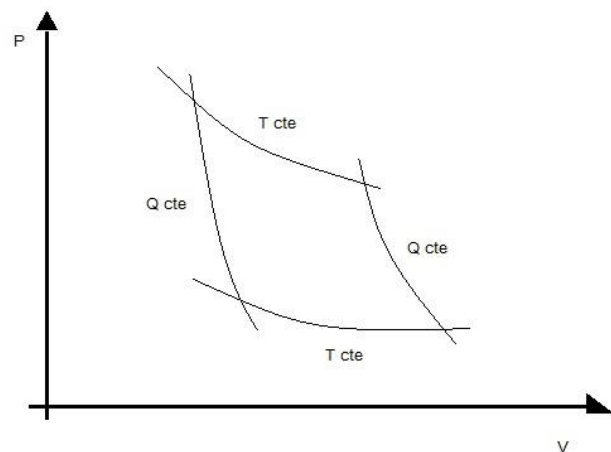


Figura 2.2 Ciclo Carnot. Diagrama P-V



Se procede ahora a clasificar los motores según diferentes criterios para poder así describir el funcionamiento de éstos con más precisión.

Según el tipo de encendido:

- Motores de encendido provocado (MEP). Llamados comúnmente 'Gasolina'.
- Motores de encendido por compresión (MEC). Llamados comúnmente 'Diésel'.

Según el número de carreras que necesitan para completar el ciclo de trabajo:

- Motores de 2 tiempos.
- Motores de 4 tiempos.

Cualquier motor actual puede ser clasificado atendiendo a esto dos criterios. Todos ellos tienen características particulares y son empleados en aplicaciones diferentes. En automoción los que se usan actualmente son los motores 4 tiempos, ya sean MEC o MEP. En otras aplicaciones donde por ejemplo es crucial reducir el ratio potencia/peso se requiere de motores 2 tiempos.

Con intención de no extenderse en exceso en este apartado, se procede a describir las características de los motores diésel de 4 tiempos, grupo en el cual se encuentra el motor objeto de este estudio.

Las cuatro fases que realiza un motor con el objetivo de realizar las transformaciones energéticas arriba descritas son las siguientes:

1. Admisión: el sistema de distribución abre las válvulas de admisión cuando el cilindro está próximo al punto muerto superior o PMS. Este punto es el que menor volumen deja en el cilindro, es decir, el momento en el que el pistón está más arriba de toda su carrera. El aire o la mezcla (según el tipo del motor) se introduce en el cilindro. El pistón se mueve por tanto entre el PMS y el punto muerto inferior o PMI.
2. Compresión: el pistón realiza ahora una carrera ascendente entre el PMI y el PMS. Con todas las válvulas cerradas el movimiento del pistón hace que la mezcla se comprima.
3. Explosión-Expansión: cuando el pistón está próximo al PMS comienza, en el caso de los MEC, la inyección de combustible. En el caso de los MEC la bujía produce la chispa. En ambos casos se produce ahora la explosión de la mezcla que produce un empuje sobre el cilindro provocando la fase de expansión. El cilindro se mueve por tanto entre el PMS y el PMI.
4. Escape: cuando el pistón finaliza la fase de expansión, la distribución abre ahora las válvulas de escape que posibilitarán que, en una carrera ascendente del pistón, se puedan evacuar todos los gases producto de la combustión.

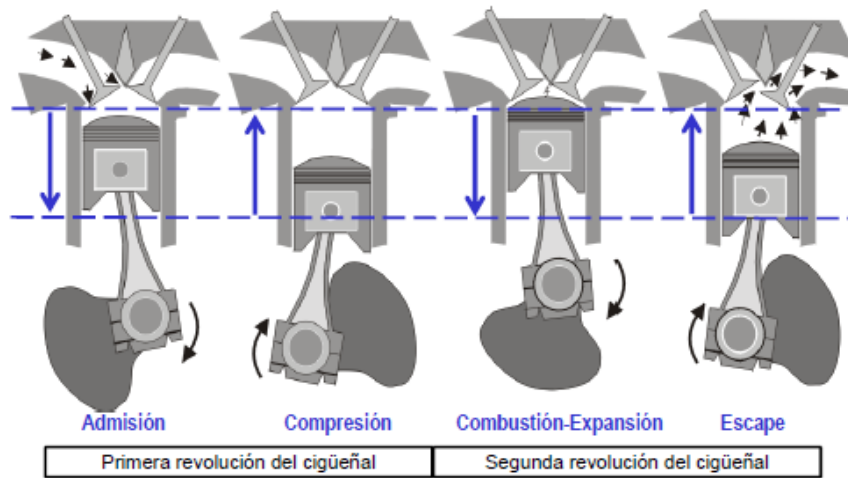


Figura 2.3 Fases motor 4 tiempos (Fuente: Asignatura de Máquinas y Motores Térmicos)

Estas cuatro fases son realizadas como se ha descrito y se observa en la Figura 2.3, durante 4 carreras distintas del pistón, dos ascendentes y dos descendentes; por tanto, un ciclo completo es realizado en 2 vueltas completas del cigüeñal. Sin embargo, estas 4 fases pueden también realizarse en únicamente dos carreras del pistón, y por tanto en una sola vuelta de cigüeñal. Este sistema es el correspondiente a los motores de 2 tiempos, los cuales tienen un sistema de funcionamiento algo más complejo.

Los motores de encendido por compresión son aquellos que consiguen que la mezcla de combustible-aire produzca la explosión gracias únicamente a la compresión de ésta. Por su parte los gasolina requieren de un aporte extra de energía que comúnmente es proporcionado por una bujía. Por esto estos motores son también llamados de encendido por chispa. Volviendo a los motores MEC, otra característica crucial es que en su carrera de compresión el cilindro sólo contiene aire y es cuando el pistón se aproxima al punto muerto superior cuando comienza la inyección de combustible que da pie a la explosión de la ya mezcla.

Hay que destacar la importancia que tiene la formación de la mezcla del aire con el combustible ya que en el caso de los MEC es crucial para entender su alguna de sus características. Hablando de los MEP, en el caso de que estos sean de inyección indirecta la mezcla ya entra hecha en el cilindro. En el caso de un MEP de inyección directa el combustible se inyecta directamente dentro del cilindro durante la fase de admisión y compresión. En ambas situaciones aire y combustible disponen tanto de la fase de admisión como de la de compresión para mezclarse de una manera homogénea. Sin embargo, en el caso de los MEC como ya se ha dicho antes, la fase de admisión así como la de compresión solo se realizan sobre aire, de modo que el combustible se inyecta al final de la carrera ascendente de compresión produciendo la combustión al mismo momento que se va realizando la mezcla. Esta situación dificulta la formación de esta mezcla provocando una combustión más compleja y de características diferentes a la de los MEP.

Este hecho es el que produce por ejemplo, las diferencias en cuanto a emisiones entre estos tipos de motores. El hecho de que la combustión de los MEC no es homogénea hace que la combustión tampoco lo sea. Esto produce por ejemplo, niveles más elevados de sobretodo partículas y NOx.



2.1.1 MOTORES MEC TURBOALIMENTADOS

Motivado por lo anteriormente descrito en relación a la combustión en los motores tipo MEC hace que estos no puedan girar a tanta velocidad como hacen los MEP. Esto produce que estos motores sean en principio de menor potencia que los gasolina. Sin embargo, para suplir este hecho, los motores MEC en la práctica totalidad de sus aplicaciones en automoción son motores sobrealimentados.

La sobrealimentación en motores, de la cual se conoce su importancia desde 1885 y que fue en 1905 cuando se usó por primera vez en un motor, consiste en, gracias a la energía térmica que aun poseen los gases de escape al abandonar el cilindro, estos accionen una turbina que produce un determinado trabajo. Esta turbina está conectada mediante un eje a un compresor que es atravesado por el aire de entrada al motor. Con esto se consigue aumentar la densidad del mismo y se posibilita que más aire entre en el cilindro. Con esto, y ajustando también la cantidad de combustible a inyectar que también habrá de ser mayor, se obtiene mayor potencia del motor.

Sin embargo hay que introducir un concepto más en el campo de la sobrealimentación, y es que el compresor, además de aumentar la presión de los gases de entrada también los calienta. Esto produce un efecto totalmente opuesto al de la compresión, ya que al calentar el aire de entrada, éste pierde densidad. Por tanto, para no perder el efecto de la compresión por la subida de la temperatura, se realiza sobre este aire un enfriamiento tras a su paso por el compresor. Esta etapa por tanto enfría el aire para aumentar más su densidad. Con esto se hace acentúa el efecto de la sobrealimentación.

El elemento encargado de realizar este enfriamiento recibe el nombre de *intercooler*. Éste no es más que un intercambiador aire-aire. El aire de entrada al motor circula por los tubos que forman el intercambiador los cuales son enfriados por la convección producida por el movimiento del vehículo. Esta convección también se puede forzar mediante un ventilador que se acciona, como el resto de auxiliares, a partir del motor.

2.2 HISTORIA DE LOS MCIA

El primer motor de combustión interna alternativo con relativo éxito comercial nace en Bélgica en el año 1860 cuando Jean Joseph Etienne Lenoir solicita la patente de su motor de 2 tiempos al que llama *Motor de aire dilatado con la combustión de los gases por medio de la electricidad*. En los inicios de los motores no se concebía la compresión previa del fluido de trabajo lo cual hacía que los rendimientos de estas máquinas fueran realmente bajos. La primera vez que se introdujo este concepto fue cuando el francés Alphonse Beau de Rochas introduce en una patente en el año 1862 el ciclo termodinámico que se correspondería a un motor de 4 tiempos. Es por tanto en este momento cuando se introduce el concepto de la compresión previa a la combustión de la mezcla, lo cual hace que el ciclo termodinámico con el cual opera el motor sea capaz de producir rendimientos mayores. El primer motor que funcionó con este sistema es el que en 1876 presentó Nicolaus Otto.

Se puede tomar por tanto esa fecha como el nacimiento de los motores modernos. Tanto el *Gasmotor* que presenta Otto en este año, como todos los anteriores consistían en motores de 2 o 4 tiempos de encendido provocado, lo que se entiende hoy en día como motores MEP o gasolina. Con todo, este motor no era más que el resultado de la evolución de las máquinas térmicas de la época, pudiéndose llegar a decir que los motores, tanto los que en esa época comenzaban a desarrollarse, como los



actuales que no son más que fruto del desarrollo de este campo, son al fin y al cabo una evolución de las máquinas de vapor que protagonizaron la revolución industrial.

Entre estos motores MEP y los MEC que nacerían algo más tarde, se puede situar el motor que en 1884 Daimler patentó y se pasó a conocer como 'Motor de cabeza caliente'. Introduce Daimler en este momento más allá de la compresión de la mezcla, la explosión causada por esta compresión.

No es hasta en 1892 cuando el ingeniero alemán Rudolf Diésel refleja en una patente sus 14 años de estudios sobre la posibilidad de crear un motor que funcionara según el ciclo ideal de Carnot. Como resultado de estos estudios Diésel llegó a la conclusión de que la carrera de compresión debía de ser realizada únicamente sobre aire, y que la inyección de combustible debía darse al mismo tiempo que la combustión de éste. Estas ideas se mantienen en la actualidad y suponen las bases del funcionamiento de los motores de encendido por compresión. A simple vista puede parecer idéntico éste principio de funcionamiento al propuesto años antes por Daimler, sin embargo hay que incidir en que en el caso del motor Diésel la carrera de compresión sólo se realiza sobre aire, mientras que en el motor de Daimler, esta se hace sobre una mezcla de aire y combustible. Como resultado en el año 1900 se presenta en la Exposición Universal de París un motor que poseía un rendimiento del 26.2 % que era un valor realmente alto para la época. Destacar que los motores diésel para automoción más eficientes de la actualidad presentan valores de rendimiento próximos al 45%.

Si en 1876 Otto sienta las bases de los motores actuales no es hasta diez años más tarde cuando, en 1886, se puede decir que nacen los motores de combustión interna alternativos para automoción. Es en este año cuando Karl Benz presenta el primer vehículo que monta un motor de combustión interna alternativo o MCI. Desde entonces y hasta la actualidad, este campo ha experimentado multitud de mejoras que han hecho de los MCI los motores más usados de largo en este sector. Con todo, estos cambios que sobretodo han venido motivados por el desarrollo de la tecnología no han hecho sino mejorar las invenciones iniciales de Otto, Daimler, Diésel... Es decir, el principio de funcionamiento de estas máquinas térmicas y que ha sido descrito al inicio del capítulo, se ha mantenido a lo largo de estos más de 100 años de historia que poseen los MCI.

2.3 NORMATIVA

Como ya se ha mencionado anteriormente, debido al gran volumen de automóviles y a los niveles de contaminación actualmente existentes (en Europa sólo los turismos ya producen el 50% de las emisiones de CO₂), los vehículos están sujetos a estricta normativa que regula los valores máximos de emisiones contaminantes que estos pueden producir.

Se puede decir que es en EE.UU. donde, alrededor de los años 50, comienza el debate acerca de la necesidad de crear un marco legal que regule las emisiones producidas por los vehículos. En estos años comienzan a surgir las primeras normativas sobre emisiones, sin embargo, no es hasta el año 1970 cuando, con la creación de la EPA (Agencia para la Protección del Medio Ambiente) cuando comienzan a ser incluidos los NO_x en las nuevas normativas.

Mientras tanto en Europa, es a raíz del tratado de Roma en el año 1957, cuando se comienzan a tratar estos temas. En 1970 la EEC (Comunidad Económica Europea) y la CEE (Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas) crean la 70/220/EEC, documento que bien ha servido como punto de



partida para las normativas de emisiones actuales. Dicha normativa que afectaba tanto a los vehículos diésel como a los gasolina, regulaba las emisiones producidas durante el ciclo ECE 15, el cual pretendía emular situaciones de conducción urbana. No es hasta el 1977 cuando aparece la primera normativa que regula las emisiones de NOx y hasta 1992 cuando, con la EURO 1, se separa la regulación para motores de encendido provocado y de encendido por compresión. Además es en esta Euronorma cuando se introduce el ciclo NEDC que contempla, además de conducción urbana, situaciones de conducción interurbana. Desde este momento y hasta la actualidad, todos los cambios han venido según la evolución de las Euronormas, hasta llegar a la actual EURO 6.

Como se ha dicho, es desde la EURO 1 cuando las normativas diferencian entre motores diésel y gasolina. Debido a las diferencias tecnológicas y de funcionamiento de estos dos tipos de motores, sus niveles de emisiones según el tipo de contaminante son bastante distintos y en algunos casos los valores máximos permitidos pueden llegar a ser el doble según el tipo de motor. Para este proyecto y ya que el motor objeto de estudio es un motor diésel, nos centraremos en la parte de la norma que afecta a dichos motores.

2.3.1 NORMAS EURO Y CLICLOS DE HOMOLOGACIÓN

Las normas EURO (normas europeas sobre emisiones) son las encargadas de regular las emisiones contaminantes producidas por los gases de combustión que los vehículos producen. Estas se actualizan como ya se ha dicho para ajustar dichas exigencias al nivel de la tecnología disponible. Además, motivado por la creciente contaminación global, éstas han servido para regular en mayor medida la contaminación producida por los automóviles.

Hay que destacar que estas normas no recogen las técnicas que han de ser empleadas para cumplir con los valores límite fijados, sin embargo para el establecimiento de estos valores sí son tenidas en cuenta las técnicas disponibles en ese momento. Además estas directivas afectan únicamente a los vehículos que montan motores nuevos, no pudiendo aplicarse dichas exigencias a motores anteriores a la fecha de entrada en vigor de cada versión de la norma.

La Tabla 2.1 recoge la evolución de los valores límite que las normas EURO han ido fijando (para el caso de vehículos diésel). Como se observa la norma establece límites de emisiones sobre CO, NOx, HC y PM (masas de partículas). Destacar que, pese a que el CO₂ es el gas de efecto invernadero con más presencia en la atmósfera, la norma no establece límite alguno sobre este contaminante. Con todo, los niveles de emisión de este componente por parte de los vehículos va directamente relacionado con el nivel de consumo de los mismos así que se puede decir que, pese a que estas emisiones no se regulan, es de interés de los fabricantes por una cuestión de imagen que las emisiones de CO₂ sean bajas. Bajas emisiones de CO₂ significan por lo general bajo consumo.



NORMA	VIGENTE DESDE	CO (g/km)	HC (g/km)	NOx (g/km)	HC + NOx (g/km)	PM (g/km)
EURO 1	Enero 1992	3,16	-	-	1,13	0,14
EURO 2	Enero 1996	1,00	0,15	0,55	0,70	0,08
EURO 3	Enero 2000	0,64	0,06	0,50	0,56	0,05
EURO 4	Enero 2005	0,50	0,05	0,25	0,30	-
EURO 5	Septiembre 2009	0,50	0,05	0,18	0,23	0,01
EURO 6	Agosto 2014	0,50	0,09	0,08	0,17	0,01

Tabla 2.1 Evolución normas EURO. Vehículos Diésel

La forma en la que estas emisiones son medidas es a través de los ciclos de homologación. Éstos son perfiles de velocidad que intentan representar situaciones reales de funcionamiento de un automóvil. Para controlar, por tanto, las emisiones que produce un automóvil, éste se ensaya siguiendo el ciclo de homologación que la norma vigente contemple. Los valores de emisiones que la norma regula son el total de emisiones contaminantes que el vehículo ha producido a lo largo del ciclo.

Remarcar que, pese a que en la realidad estos ensayos se realizan sobre un vehículo montado en un banco de rodillos, este estudio y la práctica totalidad de los realizados en el departamento se hacen sobre el motor extraído del vehículo y montado sobre las bancadas de ensayos. Las instalaciones de las que se dispone permiten simular cualquier situación real que el motor pudiera experimentar propulsando un vehículo, por tanto la bondad de los resultados no vendrá condicionada por este hecho.

La actual norma EURO 6 establece que el ciclo de homologación bajo el cual los vehículos han de ser puestos a prueba es el NEDC ('New European Driving Cycle'). Este ciclo que se viene usando desde la EURO 1, tiene dos partes bien diferenciadas que pretenden simular tanto el funcionamiento urbano como el interurbano respectivamente. La Figura 2.4 representa valores de velocidad en función del tiempo. Por tanto durante el ciclo se simulan tanto aceleraciones y deceleraciones como situaciones a ralentí o a velocidad constante.

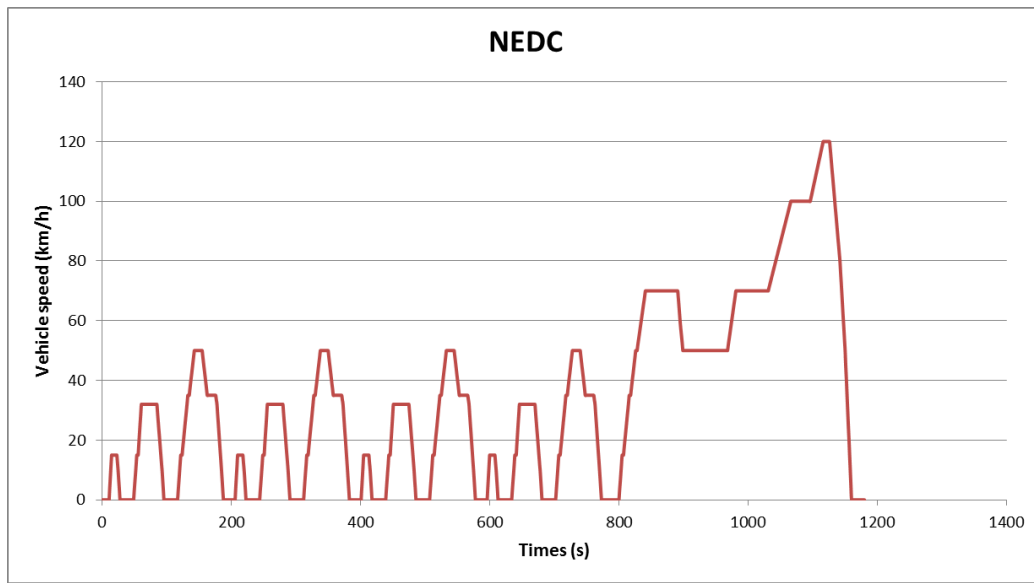


Figura 2.4 Ciclo NEDC (Fuente: efemotor.com)

Sin embargo, como ya se ha mencionado anteriormente, uno de los cambios que va a introducir la futura EURO 6C va a ser el cambio de ciclo de homologación. Todo apunta a que el ciclo NEDC va a dejar paso al nuevo WLTP ('Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure'). Este ciclo, que pretende ser un referente no solo europeo sino mundial, es más exigente que su antecesor y, como se ve en la Figura 2.5, tiene mayor duración y sigue un perfil de velocidades más acusado. En este caso el ciclo cuenta con cuatro partes (Low, Medium, High y Extra High) que han de ser completadas o no en función del ratio Potencia/Peso del vehículo (valor que determina la clase del vehículo). En nuestro caso, el ciclo ha de ser realizado por completo.

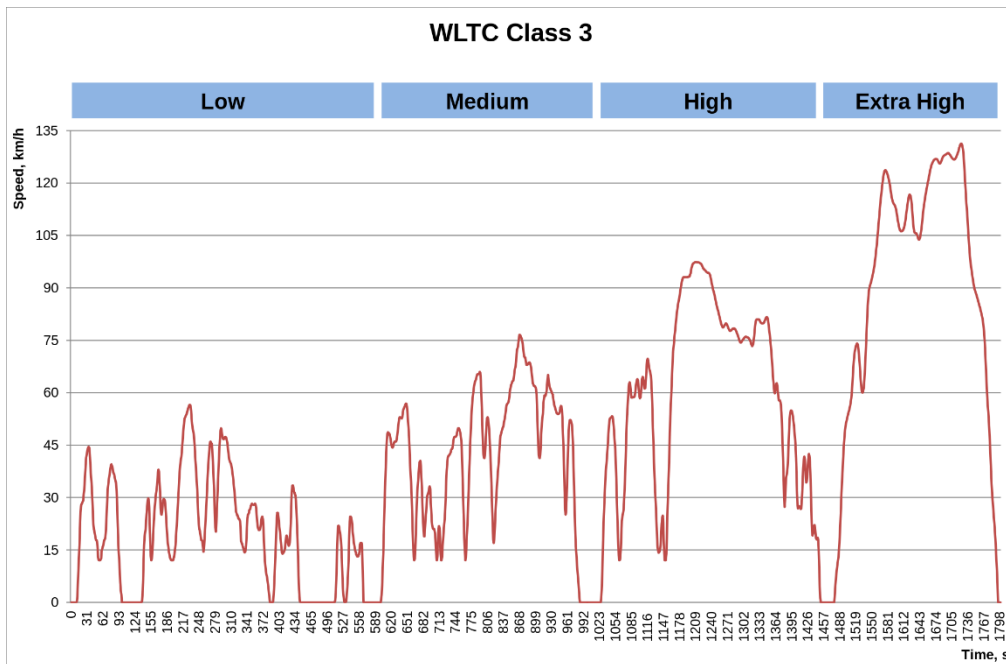


Figura 2.5 Ciclo WLTC (Fuente: wikipedia.org)

2.3.1.1 NORMA EURO 6C

En este apartado se pretende describir en rasgos generales los cambios más notables que se prevén para este nuevo marco normativo.

En primer lugar y como ya se ha mencionado anteriormente, esta norma pretende cambiar el ciclo de homologación actual con el cual se ensayan los vehículos en la Unión Europea para proponer un ciclo más exigente y con la intención de que este nuevo ciclo (el WLTC) se convierta en un estándar mundial.

Sin embargo, la novedad más importante y la cual ha motivado la realización de, además de este estudio, otros en su misma dirección, es el cambio de las condiciones de temperatura de los ensayos de homologación. Si antes los ensayos debían de ser realizados a una temperatura ambiente de 20 °C, la futura EURO 6C va a exigir la realización de dos ensayos los cuales habrán de ser a -7 °C y 40 °C respectivamente. El ensayo de 40 °C queda fuera del alcance de este proyecto y por tanto centraremos la atención ahora en el ensayo a -7 °C que también llamaremos en frío o a baja temperatura.

En cuanto a valores límite, como ya ha sido dicho, la norma no plantea fijar unos más exigentes pues considera que bastante dificultad plantean ya los otros dos cambios. Por ello, y con el fin de hacer este nuevo marco legal más accesible, estos límites van a ser los de la EURO 6 pudiendo ser superados hasta en un 100%.

El comportamiento del motor objeto de estudio ante este nuevo escenario ya ha sido detallado en el apartado 1.7 ANTECEDENTES y por tanto no se va a redundar en ello, además, como se ha mencionado, forma parte de estudios previos y por tanto queda fuera del alcance de este trabajo final de grado.





CAPÍTULO 3

INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



ÍNDICE DEL CAPÍTULO 3: INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR

3.	INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR	39
3.1	INSTALACIÓN	39
3.2	SISTEMAS DE LA SALA DE ENSAYOS	39
3.2.1	BANCADA DE ENSAYOS	40
3.2.2	CONJUNTO FRENO-MOTOR.....	41
3.2.2.1	DESCRIPCIÓN DEL MOTOR OBJETO DEL PROYECTO	44
3.2.3	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA SALA.....	46
3.2.4	INSTRUMENTACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS	46
3.2.4.1	MEDIDA DE TEMPERATURAS.....	47
3.2.4.2	MEDIDA DE PRESIONES	48
3.2.4.3	MEDIDA DEL GASTO DE AIRE.....	50
3.2.4.4	MEDIDA DEL GASTO DE COMBUSTIBLE.....	51
3.2.4.5	MEDIDA DE EMISIONES	51
3.2.4.6	MEDIDA DE PAR Y RÉGIMEN DEL MOTOR.....	53
3.2.5	SISTEMAS AUXILIARES DE LA SALA.....	54
3.3	SISTEMAS DEL MOTOR	54
3.3.1	INTERCOOLER (WCAC).....	54
3.3.2	SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL GAS DE ENTRADA.....	57
3.3.2.1	EFECTO SOBRE LAS EMISIONES	59
3.3.3	SISTEMAS EGR Y EMISIONES	59
3.3.3.1	CLASIFICACIÓN	60
3.3.3.2	EMISIONES CONTAMINANTES.....	63
3.3.3.3	EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES	66
3.3.3.4	EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR	68
3.3.4	SISTEMA DE INYECCIÓN.....	68
3.3.4.1	INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES.....	68

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**

3. INSTALACIÓN Y SISTEMAS DEL MOTOR

3.1 INSTALACIÓN

El presente apartado pretende describir las principales partes de la instalación en la que los ensayos han sido realizados. Se destacarán y serán presentados con más detalle aquellos sistemas tanto de la sala como del motor que son fundamentales para este estudio por las características del mismo. De entre todos los sistemas de la sala cabe destacar tanto el sistema de refrigeración como los sistemas de adquisición de datos y medida de emisiones. Por su parte, los sistemas del motor que toman mayor relevancia en este estudio son tanto el nuevo intercooler instalado “WCAC” como el sistema de calentamiento del gas de entrada que es objeto de estudio.

Como se ha mencionado anteriormente, los ensayos han sido realizados en una de las salas de las que dispone el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Concretamente éstos han tenido lugar en la sala número 12, una de salas exteriores al edificio 6D situadas junto a su cara este. Esta sala cuenta con un equipo de refrigeración que ha permitido la realización de estos ensayos a la temperatura ambiente exigida de -7 °C.



Figura 3.1 Sala de ensayos nº 12. Vista exterior

3.2 SISTEMAS DE LA SALA DE ENSAYOS

La sala de ensayos número 12 cuenta con los elementos básicos requeridos para la realización de diversos tipos de ensayos. Estos elementos son, más allá del equipo de refrigeración que es particular para este estudio, la bancada a la que el motor se fija para que éste pueda ser ensayado; el freno eléctrico que, conectado al eje del motor, permite simular situaciones reales de conducción así como controlar la velocidad del mismo; y todo lo referente al control e instrumentación que hace posible el seguimiento de las variables establecidas (temperaturas, presiones, niveles de emisiones...) para su posterior análisis.

3.2.1 BANCADA DE ENSAYOS

Este elemento consiste en una serie de perfiles metálicos que conforman la estructura a la cual el motor se fija para que éste pueda ser ensayado correctamente. Tanto la unión del motor a la bancada como la de ésta al suelo, se hace mediante elementos compuesto por resortes que hacen que la transmisión de las vibraciones producidas por el funcionamiento del motor sea mínima. Esta estructura puede ser vista en la Figura 3.2 y en la Figura 3.3.



Figura 3.2 Bancada donde se monta el motor.

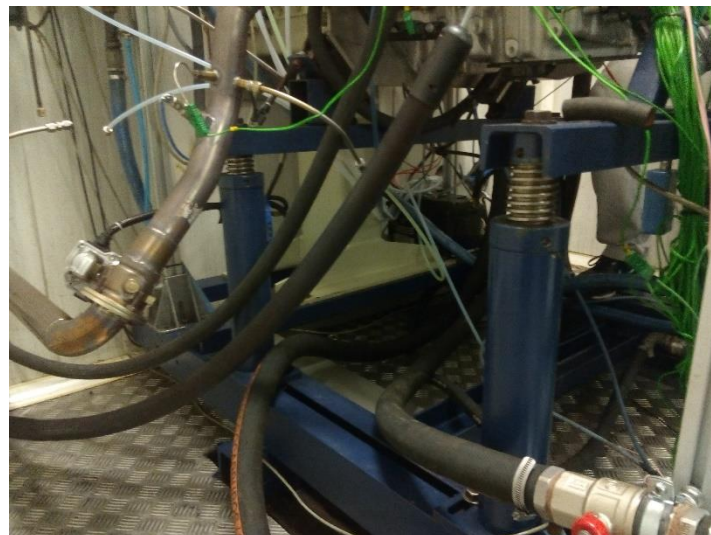


Figura 3.3 Detalle de los apoyos regulables que posee la bancada.

3.2.2 CONJUNTO FRENO-MOTOR

En el funcionamiento real de un vehículo, actúan sobre éste una serie de fuerzas que son las que condicionan el comportamiento del mismo y, en definitiva, del motor que lo impulsa. Entre estas fuerzas encontramos tanto el propio peso del automóvil como la resistencia del viento, la pendiente de la vía y el rozamiento de las ruedas del vehículo con ésta. Todo esto hace que a fin de cuentas el motor necesite desarrollar un par determinado para conseguir el movimiento del vehículo.

Todas estas fuerzas externas dentro del laboratorio no pueden ser simuladas por el simple hecho de que el motor se encuentra fuera del vehículo y fijado a una bancada. Se usa por tanto un freno eléctrico que no es más que un motor asíncrono que, arrastrado por el motor, transforma esa energía mecánica en energía eléctrica.

Gracias a este elemento se puede controlar el comportamiento del motor y simular situaciones reales de conducción. La función primordial por tanto del freno eléctrico es poder controlar la velocidad de giro del motor, variable que suele fijarse para los ensayos. La otra variable que se fija para los ensayos suele ser la posición del pedal (acelerador) que regula el grado de carga con el que opera el motor. Fijando estas dos variables queda determinado el punto de operación del motor. En la figura siguiente se puede ver el dispositivo que recibe la señal del programa INCA y fija la posición de pedal.

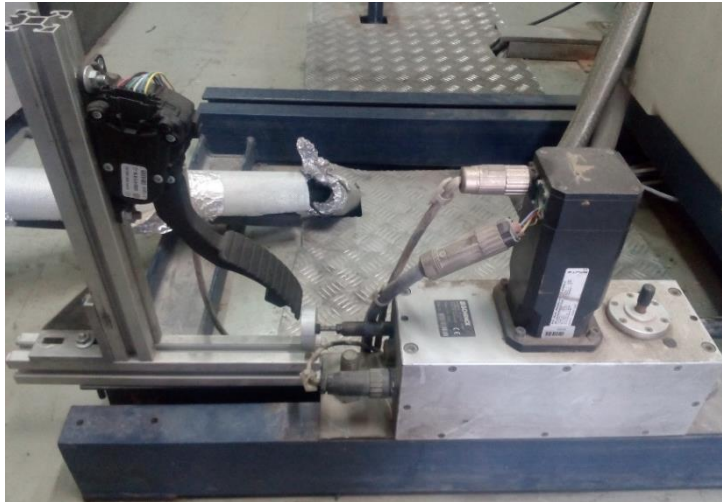


Figura 3.4 Dispositivo que regula la posición del pedal del acelerador.

El conjunto freno-motor está formado a su vez por otros subsistemas que permiten su correcto funcionamiento. Estos son:

- Transmisión, que une el cigüeñal y el eje del freno eléctrico.



Figura 3.5 Transmisión Schenck Pegasus GmbH K010

- Máquina asíncrona, encargada de transformar la energía mecánica recibida desde el cigüeñal en energía eléctrica. También puede funcionar en el sentido contrario y arrastrar el motor si fuera necesario así que puede operar como generador y como motor. Concretamente es una Dynas3 LI 250 de 250 kW de potencia y un par nominal de 480 Nm.



Figura 3.6 Máquina asíncrona Dynas3 LI 250

- Celda de control X-actDE, encargada de monitorizar el funcionamiento del freno. Ajusta el punto de funcionamiento según los puntos de consigna que se fijan desde el control de la sala.

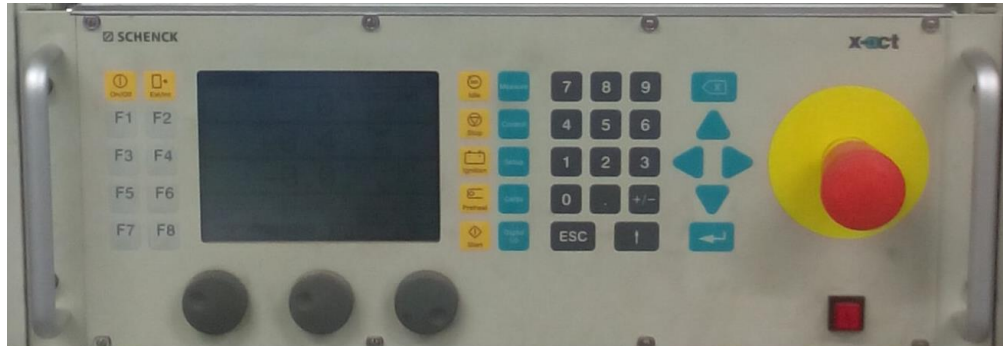


Figura 3.7 Módulo de control X-actDE

- Variador de frecuencia, encargado de conseguir un régimen de giro variable en el motor eléctrico ajustando el régimen de giro del freno eléctrico. Se encuentra conectado a la unidad de control. Este dispositivo se encuentra dentro de los armarios de control del freno (Figura 3.8)



Figura 3.8 Armarios de control del freno

- Unidad central de seguridad SZM, controla que el punto de operación del freno se encuentre dentro de los límites establecidos y que en caso de que éstos sean sobrepasados realizará una parada de emergencia. Como se ve en la III tiene una serie de leds que dan información acerca del estado del motor y de las alarmas en caso de que las haya.

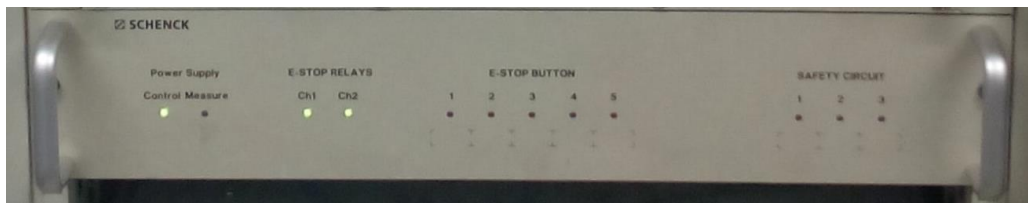


Figura 3.9 Unidad central de seguridad SZM

- Módulo de suministro eléctrico, alimenta los equipos instalados en el armario de control a una tensión de 230 V y 50 Hz de corriente alterna y de 24 V de continua.



Figura 3.10 Módulo de suministro eléctrico

- Torquímetro, encargado de monitorizar el par producido o inducido al motor.



Figura 3.11 Torquímetro

3.2.2.1 DESCRIPCIÓN DEL MOTOR OBJETO DEL PROYECTO

Como se ha mencionado anteriormente el motor objeto de estudio es un motor Renault Energy dCi 130 (tipo R9M). Este motor se clasifica dentro de los MCI tipo MEC de 4 tiempos sobrealimentados.

Las principales características del motor son:

- Fabricante: Renault
- Modelo: R9M
- Número de cilindros: 4
- Disposición de los cilindros: en línea
- Diámetro del cilindro: 80 mm
- Carrea: 79.5 mm
- Cilindrada: 1.6 l
- Relación de compresión: 15.4:1
- Sistema de distribución: Doble árbol de levas en cabeza (DOHC)
- Número de válvulas: 16
- Potencia máxima: 96 kW (130 CV) @ 4000 rpm
- Par máximo 320 Nm desde 1750 rpm
- Aspiración: forzada (sobrealimentación)
- Sistema de sobrealimentación: turno-compresor de geometría variable con intercooler
- Sistema de inyección: Bosch Common-Rail a 1600 bares
- Sistemas contra emisiones:
 - EGR HP caliente y EGR LP frío
 - DOC (Diesel Oxidation Catalyst)
 - FAP (Filtro atrapa partículas)
- Nivel de contaminación: EURO 6

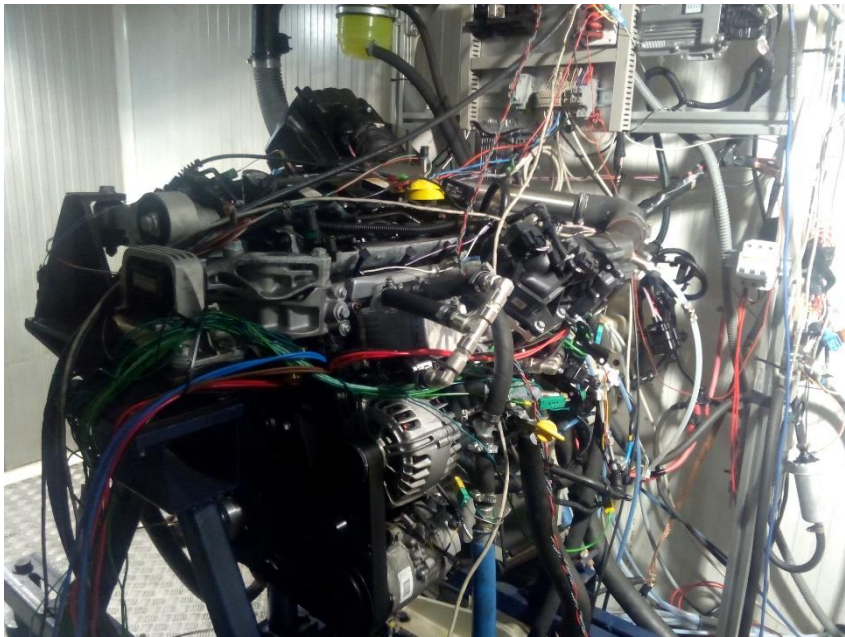


Figura 3.12 Motor R9M sobre la bancada e instrumentado

3.2.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA SALA

Los ensayos han sido realizados en la sala número 12 ya que ésta dispone de un potente equipo de refrigeración que hace posible simular condiciones de baja temperatura. Este equipo se emplea en cámaras de refrigeración industriales y consiste en una máquina de frío de 18 kW de potencia con un COP de 3. Esta máquina es por tanto capaz de producir unos 54 kW de frío.



Figura 3.13 Máquina de frío encargada de refrigerar la celda de ensayos

3.2.4 INSTRUMENTACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

La instalación cuenta con un amplio sistema de sensores y controladores. Las variables seguidas son aquellas que luego resultarán útiles para analizar los resultados y por tanto estas pueden variar según el ensayo.

Para obtener estas magnitudes que arrojan los ensayos, además de contar con las variables que registra la ECU del motor, éste se instrumenta con el objetivo de poder cotejar resultados y poder instrumentar más puntos y variables del motor.

Para trabajar con las variables de estudio se emplean dos sistemas independientes.

- STARS: autómatas que reciben, interpretan y envían al ordenador las variables procedentes de la instrumentación instalada por el CMT. Las siguientes figuras muestran la interfaz del programa STARS las cuales son seguidas durante los ensayos.
- INCA: gestiona las variables registradas por la ECU del motor. La ECU del motor es la unidad de control del motor. Éstas suelen trabajar con un número de variables que ronda los 10^{10} por tanto se seleccionan para el estudio aquellas que vayan a resultar de mayor interés.

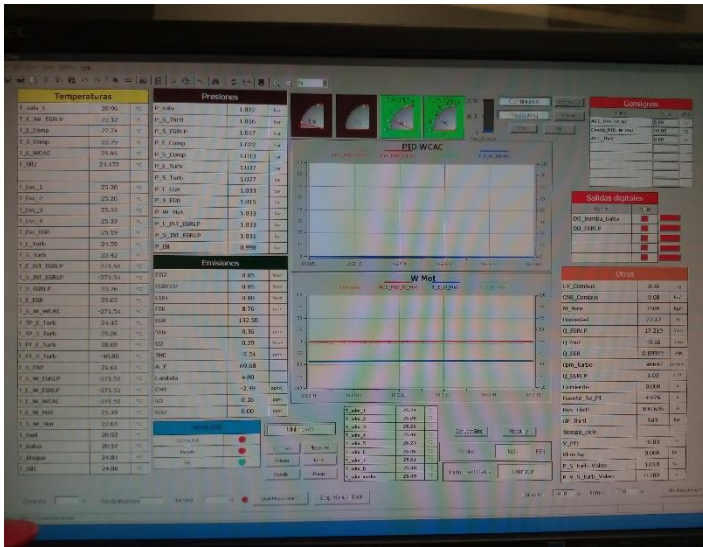


Figura 3.15 Pantalla del programa STARS que recoge la lectura instantánea de las variables seleccionadas.

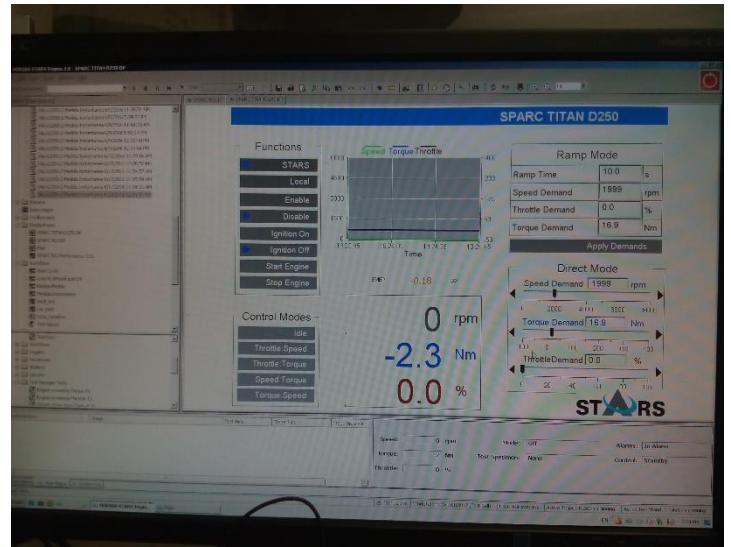


Figura 3.14 Pantalla del programa STARS donde se introducen los valores de demanda.

3.2.4.1 MEDIDA DE TEMPERATURAS

Al margen de las temperaturas que se recogen a través de la ECU del motor se han instalado termopares en distintos puntos de la instalación.

Estos elementos de medición funcionan gracias a la diferencia de potencial producida por el cambio de temperatura en la unión de dos metales. Esta diferencia de potencial se registra y es proporcional a la temperatura que la induce, por tanto conociendo ese potencial y la curva de transferencia del termopar se puede conocer la temperatura.

Los termopares están formados por dos cables con polaridad la cual ha de ser respetada para no alterar la medición. Uno de los extremos del termopar se sitúa en el punto deseado de medida (el extremo que contiene la unión) y el otro extremo de los cables se inserta en unas clavijas que luego se conecta en el cuadro de conexiones del adquirente de datos con el resto de termopares.



Figura 3.16 Cuadro de conexiones para termopares perteneciente al STARS

Los termopares empleados son de tipo K. Se ha optado por estos dispositivos de medición de temperatura debido a su bajo coste y alta velocidad de respuesta y rango de medición. Estos

termopares pueden medir entre -200 °C y 1250 °C. El principal aspecto negativo de estos dispositivos de medida es la falta de linealidad en sus curvas de respuesta V-T.

La Figura 3.17 presenta la instrumentación mediante termopares realizada en las pipas de admisión. Como se puede observar cada pipa cuenta con un termopar que es situado en el centro de la conducción para conocer la temperatura del gas que la atraviesa con la mayor precisión posible.

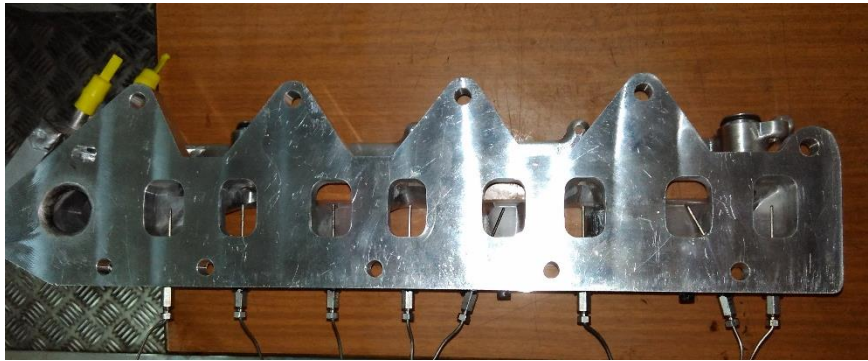


Figura 3.17 Termopares situados en las pipas de admisión.

3.2.4.2 MEDIDA DE PRESIONES

A pesar de no poseer tantos puntos de medida como las temperaturas, el conocimiento de la presión de distintos puntos y fluidos del motor resulta muy importante para conocer el estado del mismo.

Los sensores utilizados unos P40 de la marca PMA. Estos sensores son de tipo piezorresistivos. El principio de funcionamiento de éstos se basa en la variación de resistividad debido a la aplicación de presión sobre el elemento en cuestión. Por tanto estos sensores son conectados al punto del cual se quiere conocer la presión y las variaciones de esta magnitud hacen que el dispositivo de medida genere una diferencia de potencial que es leída, transformada en un valor de presión y registrado por el programa STARS. El montaje de estos medidores consiste por tanto en realizar un agujero en el conducto por el que circula el fluido a estudiar e introducir en este un tubo de plástico que en el otro extremo conecta con el piezoeléctrico. En el caso de medir presión en un punto donde el fluido está a una temperatura elevada se coloca entre el punto de medida y el tubo de plástico uno de metal para no quemar el anterior. Destacar que por estos tubos sólo circulan pulsos de presión y no circula en ningún caso el fluido de estudio, lo cual provocaría que el dispositivo de medida se rompiera.

La Figura 3.18 muestra dos puntos donde la presión es medida. En este caso los tubos son de plástico pues la medida se hace sobre el aire de admisión y por tanto sobre un flujo a temperatura ambiente.

La Figura 3.19 muestra los captadores de presión que reciben los pulsos de presión a través de los tubos y traducen y envían la señal al programa STARS.



Figura 3.18 Puntos de medida de presión.

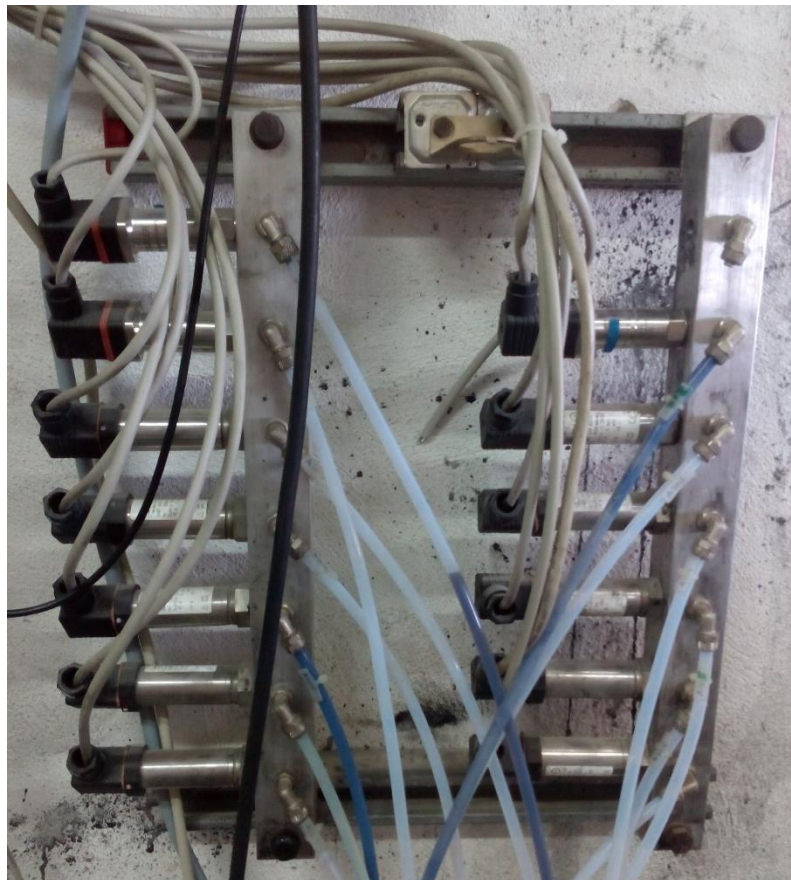


Figura 3.19 Captadores de presión.

3.2.4.3 MEDIDA DEL GASTO DE AIRE

Este parámetro tiene gran importancia a la hora de realizar un estudio sobre el funcionamiento del motor ya que de él depende en gran parte el funcionamiento de éste. A partir de este parámetro se pueden conocer variables tan vitales como el dosado de la mezcla o el grado de sobrealimentación...

De entre los diversos métodos que permiten la medición de caudal de fluido que atraviesa un conducto el escogido para esta instalación es el medidor de hilo caliente. Este sistema es un Sensyflow de la casa ABB. El funcionamiento de este dispositivo se basa en el enfriamiento de un hilo que es recorrido por una corriente. Este enfriamiento hace que el sistema varíe la corriente del circuito con el objetivo de reestablecer la temperatura inicial del hilo. Gracias a la señal del controlador que compensa el enfriamiento se puede conocer el caudal que atraviesa el conducto, que es el que produce dicho enfriamiento.

Con el objetivo de proteger tanto este sistema como el motor, se coloca un filtro de aire al inicio del conducto de admisión. Para no duplicar este dispositivo se retira el filtro de aire del motor el cual está aguas abajo del sistema de medida del gasto de aire.

La longitud del conducto de admisión mencionado se dimensiona con el objetivo de minimizar los errores de medida o la aparición de medidas inestables. Por ello el conducto aguas arriba del Sensyflow tiene una longitud de 5 veces el diámetro de éste y el tramo aguas abajo una longitud 3 veces el diámetro del conducto.



Figura 3.20 Conducto de admisión, Sensyflow y filtro del aire de admisión.

3.2.4.4 MEDIDA DEL GASTO DE COMBUSTIBLE

Este parámetro es también de gran importancia por razones similares a las descritas en referencia al gasto de aire.

Los dos métodos mediante los cuales el gasto de combustible suele ser controlado son el volumétrico y el gravimétrico.

El método volumétrico consiste en controlar el tiempo en el que es consumido un volumen de control de combustible. Es sencillo y barato pero no permite conocer el consumo instantáneo ni aporta tanta precisión como el gravimétrico.

Por otra parte, el método empleado, el gravimétrico, consiste en medir la deformación de una galga extensiométrica conectada a una balanza que oscila en función del volumen que la atraviesa. El sistema es mucho más preciso que los otros métodos y permite conocer el gasto instantáneo de combustible, sin embargo tiene un coste elevado. El dispositivo empleado es el modelo 733s de la marca AVL.

Al igual que el resto de medidas indirectas éstas han de ser leídas e interpretadas por el programa STARS.



Figura 3.22 Exterior de la balanza gravimétrica

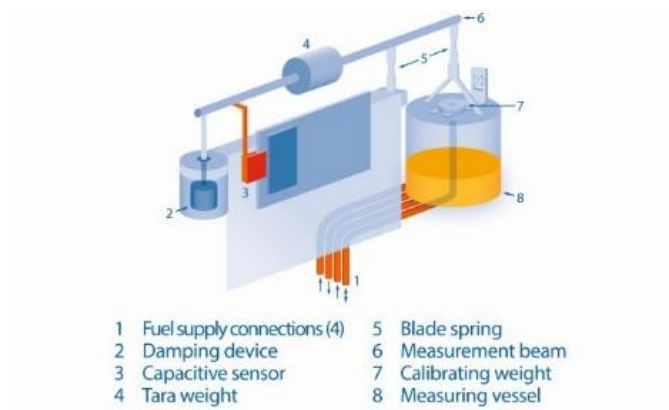


Figura 3.21 Esquema del funcionamiento e interior de la balanza.
(Fuente: avl.com)

3.2.4.5 MEDIDA DE EMISIONES

La medida y seguimiento de las emisiones producidas por el motor durante su funcionamiento es una de las variables más importantes en este estudio, ya que gracias a ellas podrán ser obtenidas las conclusiones que busca este estudio en referencia a la reducción de éstas.

Para medir las emisiones producidas por el motor se emplea un equipo de medida de la empresa HORIBA. Concretamente el equipo es un HORIBA Mexa 7100 D EGR. La medida de las emisiones se realiza mediante extracciones de los gases de escape del motor gracias a una sonda localizada en el escape del motor (Figura 3.24). Destacar que desde la extracción de la muestra hasta que esta llega al equipo de medida y es analizada pueden pasar varios segundos (del orden de 15 s.) por tanto las

lecturas de emisiones deben estar sincronizadas con el del resto de variables para que los datos no queden falseados y no exista un *delay* entre la medida de unas variables y otras. Para que los gases no puedan condensar desde el punto de extracción hasta el punto donde son analizados estos son llevados por unos tubos calefactados. Con esto se evita obtener lecturas incorrectas.

El conjunto de medida de emisiones está por tanto formado por varios dispositivos, estos son:

- Equipo MEXA 7100 D EGR. Mide los valores de CO, CO₂ y O₂. Recibe la muestra y la enfría hasta 5 °C para forzar la condensación y eliminar así el vapor de agua de la muestra.
- Horno OVN-723. Analizador en este caso en caliente (191 °C) para medir emisiones de compuestos que por debajo de esa temperatura condensan. Este módulo registra los valores de NO_x y HC.
- MCU. Es el módulo de alimentación y control del sistema. Lo forman una fuente de alimentación y un ordenador que registra los valores de concentración de los compuestos analizados.
- Balas. El equipo de medición obtiene los valores emisiones gracias a diferentes métodos los cuales requiere de otros compuestos químicos. Además estos también se usan para calibrar el equipo. Estos otros compuestos son Aire sintético (para poder trabajar con un aire del que se conoce su composición exacta), O₂, H₂, N₂, CO, CO₂ y HC.

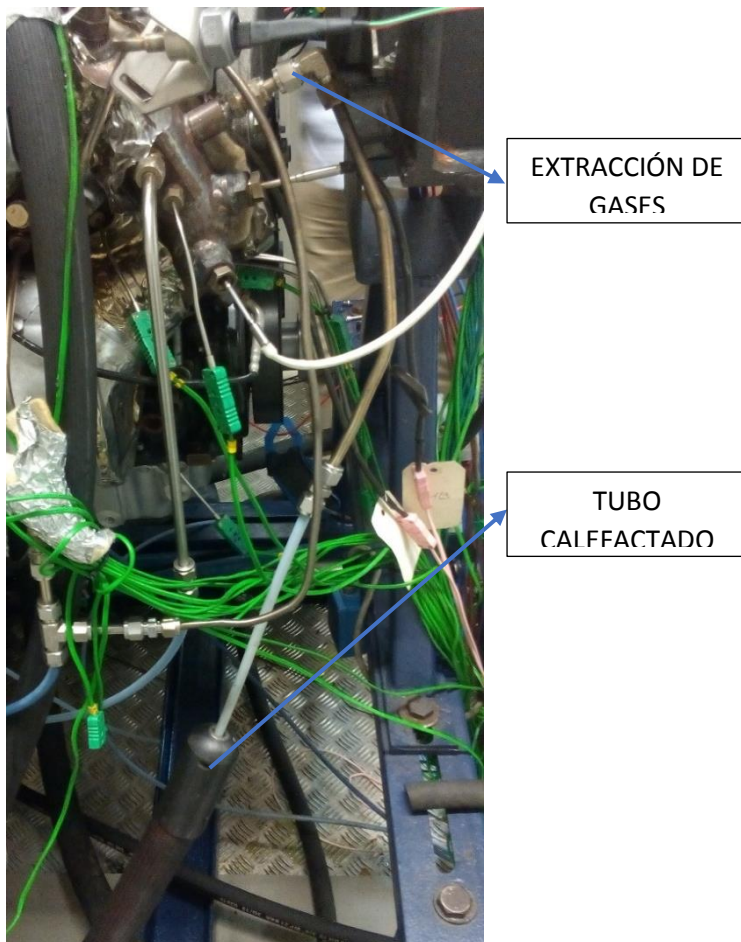


Figura 3.24 Sonda de medición del HORIBA.



Figura 3.23 Sistema de medición Horiba Mexa 7100 DEGR.

3.2.4.6 MEDIDA DE PAR Y RÉGIMEN DEL MOTOR

Ambas magnitudes definen el punto de operación del motor. Todas las entradas que el motor recibe (gasto de aire, gasto de combustible, grado de carga etc.) éste las transforma al final en un determinado par a un determinado régimen o vueltas. El producto de ambas magnitudes da como resultado la potencia instantánea del motor.

Es por tanto de vital importancia controlar ambos parámetros. Además, uno de ellos, el régimen de giro del motor, se fija en los ensayos para seleccionar el punto de operación del motor de cara a ensayar puntos que sean representativos del funcionamiento del motor. La otra variable, el par, quedará por tanto como variable dependiente del funcionamiento del motor.

El registro de estas variables se realiza instrumentando la máquina eléctrica que el motor arrastra. Se emplea por tanto un tacómetro digital para medir la velocidad de giro del eje del motor y un torquímetro que registra el par transmitido por el eje.

La señal del tacómetro es enviada e interpretada por el módulo de control Xact-DE donde la velocidad del motor puede ser visualizada. Esta variable también se registra en el programa STARTS. Debido a que esta variable es una entrada del ensayo se requiere un controlador de tipo PID que consiga que la velocidad del motor sea la establecida en el ensayo. Además los transitorios de velocidad suelen ser realizados mediante una rampa que también es fijada desde el control.

La medida de par, por su parte, se realiza como se ha mencionado también en el punto 3.2.2 CONJUNTO FRENO-MOTOR mediante un torquímetro situado en el eje del motor eléctrico el cual gira solidariamente con el del motor térmico. El funcionamiento de este dispositivo de medida se basa en el registro de la deformación de una galga extensiométrica. Midiendo esa deformación que sufre la galga debido a la torsión que transmite el eje se puede obtener tras el procesado de la señal un valor del par producido por el motor. Destacar que este dispositivo mide tanto el par producido por el motor térmico como el recibido por este mismo cuando es el motor eléctrico quien lo arrastra. En esta última situación la medida de par tendrá signo negativo.

La Figura 3.26 y la Figura 3.25 muestran los equipos de medida anteriormente mencionados.



Figura 3.26 Tacómetro empleado para obtener el régimen de giro del motor



Figura 3.25 Torquímetro que mide el par producido/absorbido por el motor



3.2.5 SISTEMAS AUXILIARES DE LA SALA

Además de los sistemas principales de la sala de ensayos que han sido descritos en los puntos anteriores, la sala también cuenta con otros sistemas podemos decir auxiliares que cubren la totalidad de necesidades y requerimientos de ésta. Pueden ser destacados los siguientes sistemas que completan la instalación de la sala de ensayos:

- Sistema eléctrico
- Sistema de ventilación
- Red de aire comprimido
- Sistema de refrigeración
- Sistema de suministro de combustible
- Sistemas de seguridad

3.3 SISTEMAS DEL MOTOR

Este punto pretende describir aquellos sistemas del motor objeto de estudio que más relevancia tienen por su implicación en las hipótesis a verificar o por el hecho de ser elementos no habituales en la configuración de serie de un motor.

Además, al describir los sistemas de EGR, claves en este estudio, se realizará también una descripción detallada sobre las emisiones que más relevancia tienen en el funcionamiento de un motor por ser aquellas que las normativas actuales regulan.

3.3.1 INTERCOOLER (WCAC)

Ya ha sido destacada tanto la importancia como el funcionamiento de estos dispositivos en el punto 2.1.1 MOTORES MEC TURBOALIMENTADOS por tanto este punto no pretende ahondar más en estos aspectos si no en la descripción del dispositivo concreto que ha sido empleado en estos ensayos. Esto se debe a que se ha empleado un intercooler que no es el de serie del motor ni posee la configuración habitual que suelen tener estos dispositivos.

Este intercooler llamado 'WCAC' y que es del fabricante francés Valeo, es un prototipo que es objeto de otros estudios sobre este mismo motor R9M. Nos referiremos a este dispositivo como al conjunto formado por el intercooler y por el colector de admisión ya que ambos están montados de manera que se pueden tomar como un único módulo.

Este intercooler presenta dos características que lo hacen distinto al resto de intercoolers que actualmente se usan en automoción:

- Configuración: como se ha descrito en el punto 2.1.1 MOTORES MEC TURBOALIMENTADOS los intercoolers consisten en intercambiadores de calor aire-aire. Sin embargo este prototipo WCAC es un intercambiador agua-aire. El aire que sale caliente del compresor es en este caso enfriado por agua (glicol) que recorre el intercambiador. Cambia por tanto la configuración del intercambiador y en lugar de ser de tipo tubos y aletas es de carcasa y tubos con un resultado más compacto. La figura Figura 3.27 muestra este sistema instalado en el motor R9M.



Figura 3.27 WCAC y colector de admisión instalados en el motor.

- Localización: Los intercoolers convencionales se colocan tras el morro del vehículo y su aspecto es el que se puede observar en la Figura 3.28. Se aprecia la configuración de tubos y aletas empleada para refrigerar el aire de admisión que acaba de pasar por el compresor. Sin embargo en el caso del WCAC, éste está situado directamente antes de las pipas de admisión del vehículo. Esto se puede observar en la Figura 3.29.



Figura 3.28 Intercooler de serie del motor.

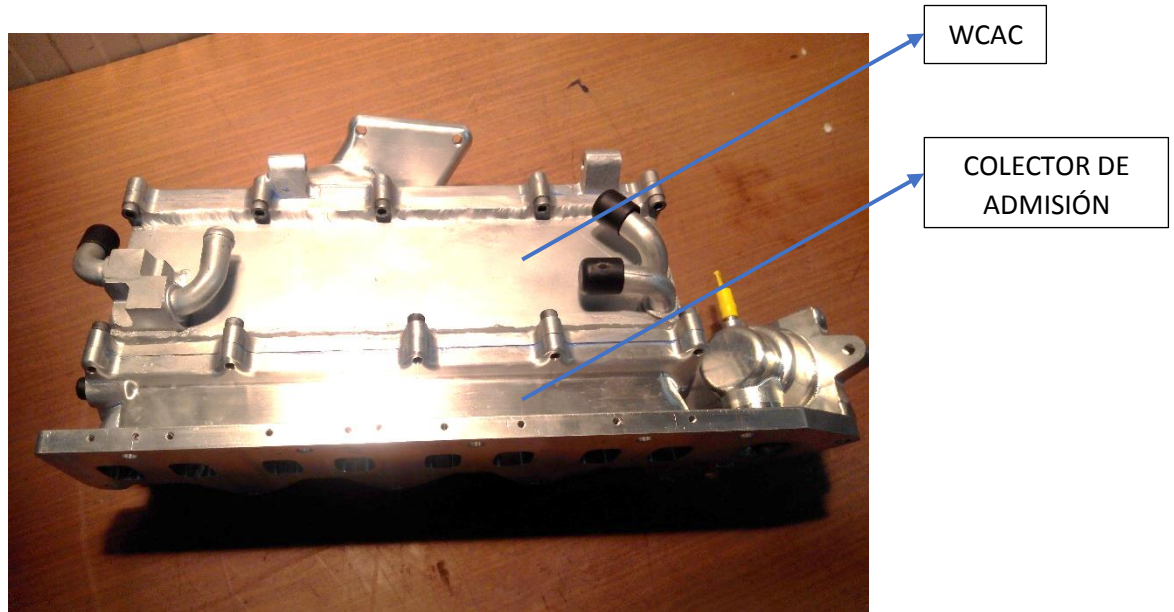


Figura 3.29 Conjunto WCAC-colector de admisión. Vista inferior.

Los resultados de los estudios realizados sobre este dispositivo responderán a si estos cambios son positivos o no para el funcionamiento del motor.

Al margen de las diferencias presentadas, este intercooler presenta otra peculiaridad y es su sistema de salida (lo que correspondería a la salida del colector de admisión). Éste consta de dos pipas por cilindro (igual que la admisión del motor) pero no ambas salidas reciben el gas de EGR HP. El EGR HP es introducido en un rail que conecta con una de las dos pipas de admisión de cada cilindro. Por tanto una de las pipas de admisión recibirá aire limpio con EGR LP si lo hay y la otra aire limpio con EGR LP si lo hay y/o EGR HP si lo hay. Esta configuración se aprecia con claridad en la Figura 3.30.

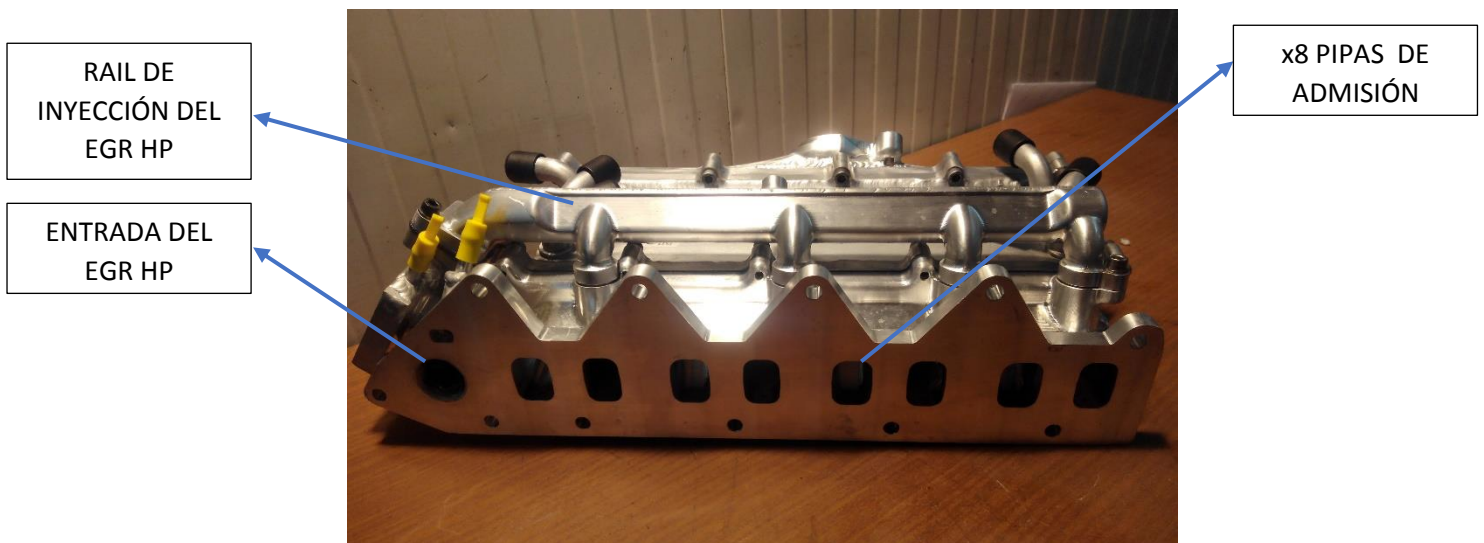


Figura 3.30 8 pipas del colector de admisión, entrada al colector del EGR HP y rail de inyección EGR HP.



Respecto al EGR HP hay que decir también que éste atraviesa el WCAC pero no es enfriado de ninguna manera ya que la conducción entre la válvula de EGR HP y el colector de admisión es prácticamente directa. Esta conducción de hecho está dentro del propio bloque motor. Por tanto éste gas entra en el WCAC pero no en su circuito de refrigeración ya que más bien entra en el colector de admisión y no en el intercambiador de calor.

3.3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL GAS DE ENTRADA

Entre el intercambiador WCAC y las pipas de admisión del motor se encuentra localizado el sistema de calentamiento del gas de entrada. Puede parecer extraña esta configuración pues genera la duda de porqué calentar un gas que acaba de ser refrigerado en el intercooler. Por ello es importante aclarar el funcionamiento de ambos sistemas y en qué situaciones actúan o no.

El uso de las resistencias eléctricas como sistema de calentamiento del gas de entrada está concebido para situaciones de baja temperatura ambiente. Concretamente su diseño se ha pensado con el objetivo de pasar futuras homologaciones que incluyan ensayos a baja temperatura. La idea es que en estas situaciones en las que se supone que es más complejo introducir EGR, el calentamiento del gas de entrada facilite el uso de esta estrategia. Por tanto es evidente que cuando el motor funciona a estas bajas temperaturas no es necesario el uso de intercooler, pues por una parte el gas ya entra al motor a temperaturas cercanas a los 0 °C y por otra se busca el calentamiento del gas. De modo que en la operación a bajas temperaturas el intercooler WCAC no realiza su función. Para conseguir esto una posibilidad es hacer un by-pass a este dispositivo y que los gases de entrada vayan directamente al sistema de calentamiento. sin embargo esta opción es más compleja por la necesidad de introducir más conducciones, válvulas, el control de éstas... Finalmente la solución adoptada es anular el flujo de agua por el intercambiador, llamando a esta configuración "0 FLOW". El WCAC queda lleno de agua pero esta no circula a través de él, así se anula por tanto la posibilidad de que este dispositivo enfríe.

Por otra parte durante el funcionamiento del motor a temperaturas ambiente moderadas, el funcionamiento sería el contrario. Siendo el WCAC el que operaría de manera normal y quedando por tanto las resistencias anuladas. Para ello bastaría con permitir el flujo de agua a través del WCAC y dejar de alimentar eléctricamente las resistencias.

Aclarado esto se puede pasar a describir el sistema de calentamiento del gas de entrada.

Como se ha dicho este sistema está entre la salida del WCAC y las pipas de admisión del motor. Esto hace que el sistema tenga que ser compacto y que introduzca las mínimas pérdidas de carga posibles. Es por esto que se optó por el uso de unas resistencias eléctricas dispuestas en el sentido del flujo del aire de admisión. Como se puede ver en la Figura 3.31 este conjunto consiste en un pequeño módulo formado por un marco de plástico que en su interior contiene una serie de láminas metálicas que son las resistencias eléctricas que hacen de calentadores. (En la imagen el sistema está desmontado y las láminas se presentan fuera de su posición).



Figura 3.31 Sistema de calentamiento del gas de entrada desmontado.

Como se puede apreciar el conjunto queda dividido en dos mitades. Ambas láminas cuentan con sus cables de conexiones que para estos ensayos han sido conectados a una fuente de alimentación regulable. La tensión (de corriente continua) a la que estas resistencias son alimentadas en los ensayos es de 10 V.



Figura 3.32 Dispositivo con el que se activa y regula la tensión de alimentación de las resistencias.

La siguiente figura muestra el conjunto montado en el motor tras retirar el WCAC por lo que el sistema queda a la vista. Se puede apreciar en la mitad inferior el efecto de los condensados sobre este dispositivo. Este hecho está fuera del alcance de este estudio pero se puede valorar como un problema derivado del nuevo intercooler. Este fenómeno suele acentuarse con el EGR LP.

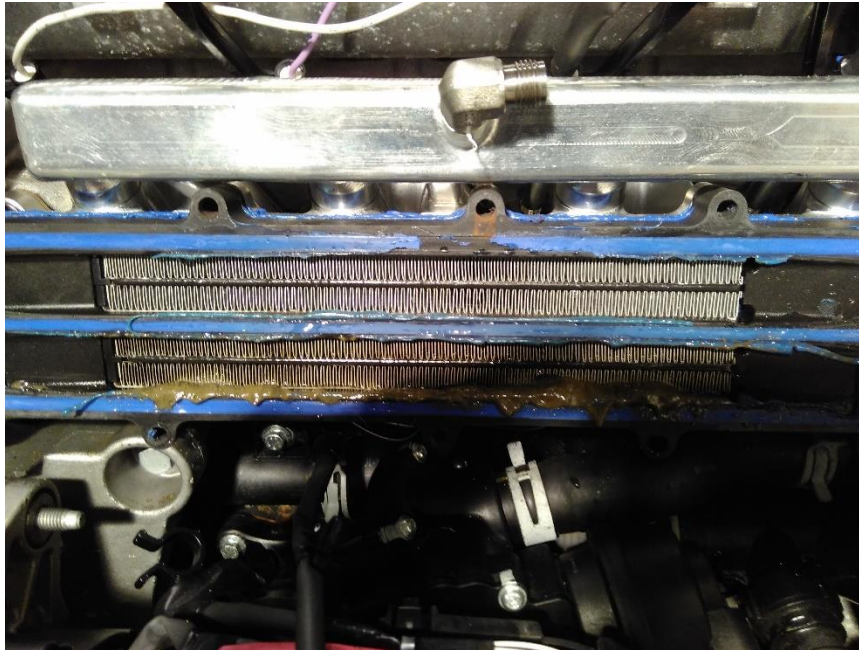


Figura 3.33 Sistema de calentamiento del gas de entrada montado sobre el motor.

3.3.2.1 EFECTO SOBRE LAS EMISIONES

El calentamiento del gas de entrada supone una modificación de las condiciones de este gas por lo que la naturaleza de la combustión también va a verse alterada. En general, mayor temperatura del gas de entrada también va a suponer una temperatura de combustión mayor, por lo que los valores de emisiones contaminantes van a verse afectados. El punto que sigue incluye la descripción de la formación de estas especies por lo que se podrá ver la relación entre la temperatura de la combustión y la formación de las diferentes emisiones contaminantes. Sin embargo, como esta estrategia va a darse en combinación con el EGR HP, hay que tener en cuenta el efecto combinado de ambas y no solo el que producirá el calentamiento de los gases de entrada.

3.3.3 SISTEMAS EGR Y EMISIONES

Estos sistemas merecen ser descritos con detalle pues son la razón de ser del presente proyecto, el cual recordamos pretende mejorar dicha estrategia gracias al calentamiento del gas de entrada.

Como se ha introducido en capítulos anteriores esta estrategia es la empleada en la actualidad para reducir la formación de los NOx. Remarcar que esta estrategia actúa con el objetivo de que estos compuestos no se formen durante la combustión. Otras estrategias (aunque no tan extendidas y empleadas como complemento del EGR) actúan en cambio sobre estos compuestos para eliminarlos.



Como será descrito en el siguiente punto, el principal motivo que origina la formación de los NOx son las altas temperaturas que se dan en el proceso de combustión. Por tanto, el objetivo del EGR no es otro que reducir estas temperaturas. Con ellos, la concentración de NOx en los gases de escape será menor.

Sin embargo esta estrategia también va a tener otros efectos como luego se verá sobre el resto de emisiones.

3.3.3.1 CLASIFICACIÓN

Existen dos soluciones que permiten implantar esta estrategia en un motor. Esto hace que el EGR pueda clasificarse según si los gases de escape abandonan o no el colector de escape, teniendo por tanto:

- EGR Interno: los gases de escape abandonan el cilindro pero se fuerza a que estos no salgan del colector de escape. Ajustando el cierre y apertura de las válvulas de escape se consigue que parte de estos gases de escape sean reintroducidos en el cilindro en la siguiente fase de admisión.

Este método a pesar de su bajo coste presenta varios inconvenientes y por ello actualmente no se emplea. Este sistema no permite tener demasiado control sobre esta estrategia ya que depende de reflujos e inercias de los gases que son complejas de caracterizar, controlar y poder regular con la precisión que el EGR requiere.

- EGR Externo: en este caso los gases de escape abandonan por completo tanto el cilindro como el colector de escape y serán reintroducidos en el cilindro mediante las conducciones necesarias. Para controlar esta técnica se emplean válvulas, por lo que el control sobre esta estrategia es ahora total. Por otra parte, esta técnica es más costosa que la explicada anteriormente, pero su uso está totalmente justificado y de hecho es la técnica empleada en la actualidad y sobre la que se realizan las investigaciones en la línea del EGR. En la siguiente figura se puede ver una de estas válvulas. Concretamente la de contrapresión del sistema de EGR LP.

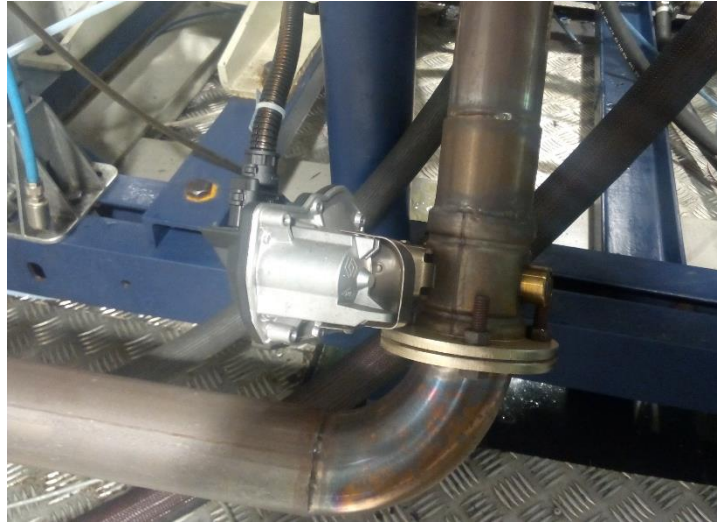


Figura 3.34 Válvula de contrapresión. Elemento del sistema de EGR LP

Sin embargo, existen dentro de esta tipología de EGR dos maneras diferentes de llevarla a cabo que dependen del lugar en la que parte de los gases de escape son extraídos del conducto de escape. Se distingue por tanto entre EGR de alta presión (EGR HP) y EGR de baja presión (EGR LP)

- EGR HP: primera de las técnicas empleadas en cuanto a EGR externo se refiere. Consiste en extraer parte de los gases que salen del motor en el colector de escape y dirigirlos directamente hasta el colector de admisión. En el caso del motor R9M objeto de estudio esta conducción es se encuentra realizada sobre el propio bloque motor (Figura 3.35) y conecta con el anteriormente mencionado WCAC. Para regular la cantidad de gases recirculados se emplea una válvula, la válvula de EGR HP. En los ensayos normalmente se emplea la posición de ésta como parámetro introducido para controlar esta estrategia.

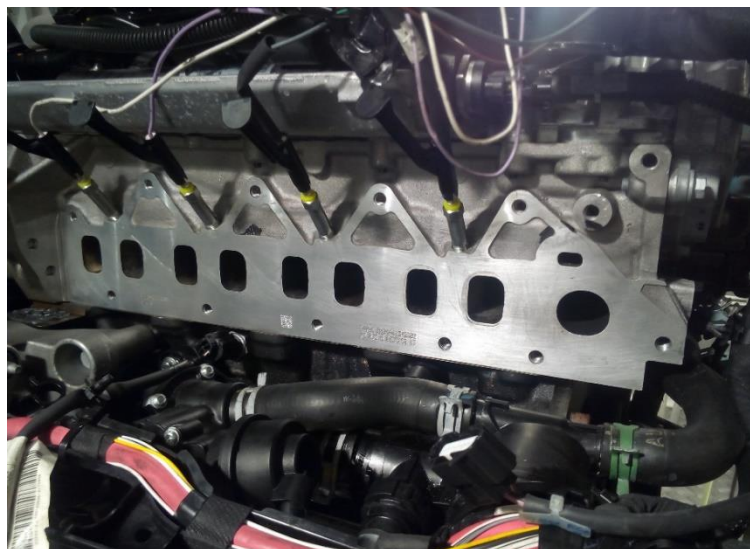


Figura 3.35 Bloque motor.8 pipas de admisión y conducción EGR HP.

El esquema correspondiente a este sistema se puede ver con claridad en la siguiente figura.

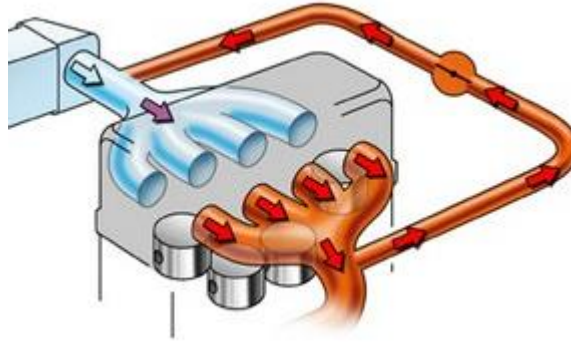


Figura 3.36 Esquema EGR HP. (Fuente: actualidadmotor.com)

Con todo, este método de recirculación de gases de escape tiene como principal inconveniente el punto de donde estos gases son extraídos. El hecho de realizar la extracción directamente del colector de escape hace que el caudal de aire que circula por la turbina sea menor. Lo cual reduce el trabajo desarrollado por esta y por tanto el recibido por el compresor. Como consecuencia las prestaciones del motor se ven menguadas doblemente. Por una parte se pierde rendimiento por el hecho de meter gases de escape de nuevo en el cilindro y por otra esto se acentúa al reducir la compresión del gas de entrada. Además, hay que destacar otro efecto negativo, y es la temperatura a la que estos gases de escape son reintroducidos en el colector de admisión, que es prácticamente la de los gases de combustión. Esto hace que la temperatura de la mezcla que entra al cilindro aumente y por tanto bajen las prestaciones del ciclo. Si antes se hablaba de la importancia que tiene el intercooler para enfriar los gases de entrada vemos que el EGR HP tiene un efecto negativo sobre la temperatura de los gases de admisión.

Esto último tiene efecto durante el funcionamiento del motor bajo temperaturas moderadas. Sin embargo, para el presente estudio que busca calentar los gases de admisión para facilitar la introducción de EGR bajo condiciones de baja temperatura ambiente vemos que el EGR HP tiene un efecto positivo en cuanto a calentamiento se refiere.

- EGR LP: este sistema surge como mejora o complemento al EGR HP. Motivado por los inconvenientes descritos acerca del EGR HP y a la necesidad de aumentar las tasas realizadas, surge la necesidad de mejorar este sistema.

El EGR LP subsana el problema que tenía el EGR HP, y es que en este sistema los gases son extraídos del conducto de escape tras su paso por la turbina. Con esto se consigue mantener el caudal circulante por ella y no se pierde trabajo en el compresor.

Al ser turbinados estos gases hay también que comprimirlos ahora para poder mezclarlos con la masa de aire que entra fresca. Por tanto, el punto donde estos gases son reintroducidos, es antes del compresor. Para no dañar este dispositivos los gases de EGR LP pasan por el filtro atrapa partículas. Además, para eliminar también el efecto del calentamiento de los gases de entrada, los gases recirculados con este sistema pasan por un enfriador que baja su temperatura. La siguiente imagen muestra el esquema de este sistema.

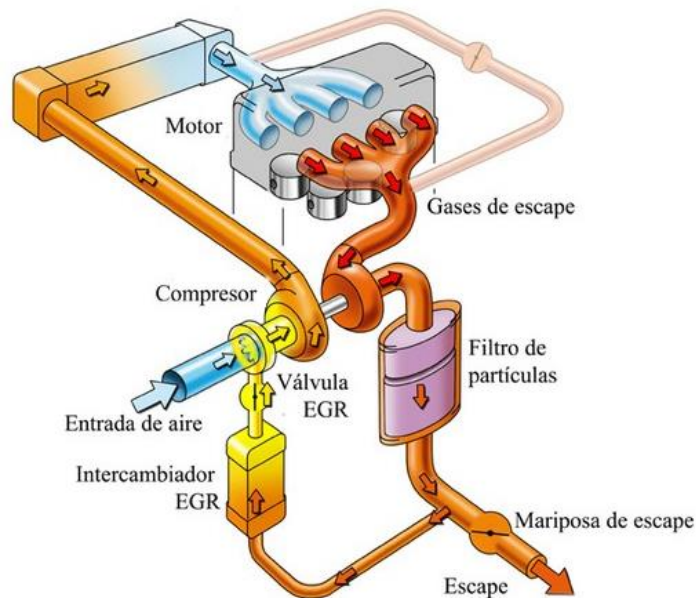


Figura 3.37 EGR LP. (Fuente: actualidadmotor.com)

Para controlar esta estrategia se emplean ahora dos válvulas las cuales se regulan independientemente. Una válvula, la de EGR LP, regula la cantidad de gases extraídos del conducto de escape. Sin embargo, para conseguir tasas de recirculación mayores se juega también con la posición de otra válvula que se encuentra situada en el conducto de escape. Esta válvula, llamada de contrapresión, se mueve con el objetivo de reducir la sección de paso del conducto de escape con el objetivo de aumentar el caudal de gases circulantes por la válvula de EGR LP.

3.3.3.2 EMISIONES CONTAMINANTES

Ya han sido mencionados en puntos anteriores los distintos contaminantes que un motor produce y se han mencionado algunas de las técnicas que se emplean para su eliminación.



Este punto pretende describir la formación de estas sustancias y cómo las condiciones de funcionamiento del motor afectan a sus concentraciones. Los principales parámetros que afectan a los niveles de emisiones de estas sustancias son (relativos a la fase de combustión): la temperatura, la presión y el dosado.

El dosado no ha sido descrito hasta ahora y es una magnitud que tiene gran relevancia en la fase de combustión. Esta magnitud se define como el cociente entre el gasto de combustible y el gasto de aire. Es por tanto la relación de las dos partes que entran en juego en la combustión. Este parámetro tiene un valor que se conoce como estequiométrico. Éste representa la relación necesaria de ambas partes para que la reacción se diera en condiciones estequiométricas. También se puede definir un dosado relativo como el cociente entre el dosado de la reacción y el dosado estequiométrico. Los motores diésel tiene la característica de que operan con dosados relativos inferiores a la unidad (menores de 0.9). Es decir menores que el estequiométrico. Esto significa que trabajan con dosados pobres y por tanto con mayor proporción de aire que de combustible. Esto se hace así para facilitar la combustión ya que hay que recordar que en los motores diésel la combustión se da al mismo tiempo que la inyección de combustible y por tanto la mezcla no es del todo óptima para tener una buena combustión.

Respecto a los ensayos que son objeto de este estudio, el dosado de la combustión se puede conocer pues dos de las variables medidas como se ha descrito en el punto correspondiente son el gasto de aire y el de combustible. Sin embargo, como se puede ver en la tabla que se adjuntaba en dicho punto, no se conocen los valores de presión y temperatura en la cámara (cilindro). Sin embargo sí que se conocen las temperaturas de entrada y salida del gas, por lo que no es difícil aproximar lo que sucede durante la combustión. Los valores de temperatura además también dan una idea del comportamiento en cuanto a presiones.

Se procede ahora a describir los mecanismos de formación de los principales compuestos producidos y regulados actualmente por las normas EURO.

- CO:

Este contaminante es una especie intermedia que se da durante la combustión y que puede permanecer presente en los gases de escape cuando la combustión no es completa. Esto hace que, al trabajar los motores MEC con dosados pobres, este contaminante no sea muy problemático.

La formación de este compuesto se debe a la generación de productos parcialmente oxidados tras la deshidrogenación del combustible. Las cadenas de hidrógeno y carbono se rompen y el carbono se oxida. Si la combustión no es completa el carbono pasa a CO y no a CO₂ que es uno los productos habituales de la combustión.

La concentración de este contaminante da una idea de los valores de presión y temperatura que se han dado en la combustión. Bajos valores de presión y temperatura van ligados a una mala combustión y por tanto producirán altas concentraciones de CO.



- HC:

Los hidrocarburos inquemados se deben, al igual que el monóxido de carbono, a una mala combustión. Su concentración durante la combustión es decreciente hasta el agotamiento del combustible, sin embargo, si se da una combustión incompleta, parte de los HC del combustible van a permanecer y serán parte de los gases de escape.

Como se ha explicado en el apartado del CO, la primera etapa de la combustión es la deshidrogenación del combustible. Si la temperatura y presión de la reacción no son lo suficientemente altas, esta etapa no se completa y quedarán por tanto moléculas de HC sin romper.

Por las mismas razones referentes al dosado explicadas para el CO este compuesto suele ir asociado a motores MEP ya que los MEC trabajan con exceso de aire y la combustión suele ser completa.

- Partículas:

Se entiende por partículas todos los componentes presentes en los gases de escape que no se encuentran en estado gaseoso.

La formación de partículas sólidas (hollín) se da en zonas con dosado rico y temperaturas altas. La falta de oxígeno hace que el combustible deshidrogenado no se oxide y se generen estas emisiones. También influye en la producción de estos compuestos la existencia de aceite en la combustión.

- NOx:

Como ya se ha destacado en otros puntos, la formación de este compuesto depende de la temperatura de la combustión. Los NOx se generan a con temperaturas de combustión superiores a los 2500 °K. Además para su formación requieren también de presencia de oxígeno, por lo que los motores MEC presentan el escenario perfecto para producir estos contaminantes.

Particularizando dentro de los óxidos de nitrógeno encontramos el NO y el NO₂. Estos dos gases son los NOx producidos durante la combustión, sin embargo su naturaleza y propiedades son diferentes. Ambos compuestos están clasificados como tóxicos, sin embargo el NO₂ está considerado como 5 veces más tóxico que el NO. Además la formación del NO₂ se produce a partir de la oxidación del NO por lo que impidiendo la formación de este último se consigue actuar también sobre la formación del NO₂.

El objetivo es por tanto mantener la temperatura de la combustión lo más baja posible. Una temperatura por debajo de los 2000 °K hace que la concentración de NOx sea muy cercana a cero.

La Figura 3.38 muestra la fuerte dependencia que tiene el dosado de la combustión sobre la concentración de los contaminantes mencionados. Como se ha explicado en los puntos anteriores este parámetro tiene repercusión sobre la calidad de la combustión, temperatura de la misma, concentración de oxígeno...

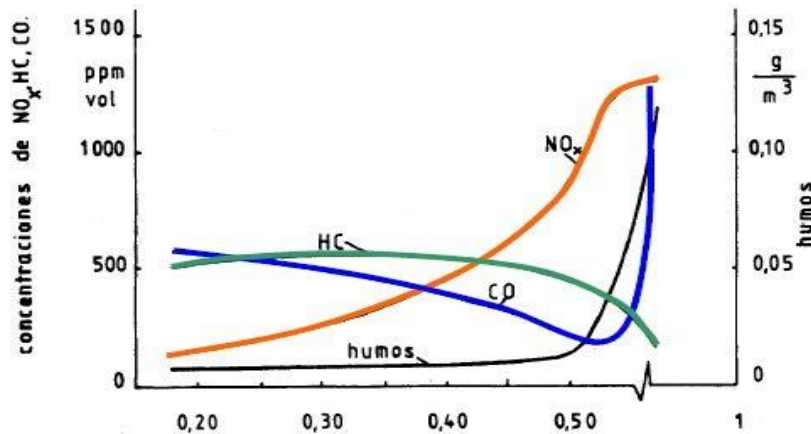


Figura 3.38 Concentración de contaminantes en función del dosado. Motor MEC.
(Fuente: Asignatura de Máquinas y Motores Térmicos)

Cabe destacar que lo anteriormente descrito sobre la formación de los compuestos contaminantes y su mayor o menor importancia en motores MEC o MEP es válido para el funcionamiento de éstos en condiciones normales. Una vez se aplican estrategias que modifican la combustión para evitar la formación de determinados compuestos esto puede afectar negativamente a la formación de otros, y contaminantes que pueden ser poco habituales en un tipo de motor se pueden convertir en problemáticos en esta nueva situación.

Esto es el caso del EGR y su influencia sobre los diferentes contaminantes pretende ser descrita en el punto que sigue.

3.3.3.3 EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES

Este proyecto se centra en la estrategia de EGR HP, por lo que todas las consideraciones que a continuación se realizan sobre el EGR hay que entenderlas como particulares para el EGR de alta presión, aunque algunas de las mismas son muy similares al EGR LP.

El EGR es la principal estrategia que existe para impedir la formación de los NO_x, los cuales suelen ser atacados impidiendo su formación, no como otras estrategias que los combaten eliminándolos con un post-tratamiento de los gases de escape.

Sin embargo, tal es la influencia de esta estrategia sobre la condiciones de la combustión que las concentraciones del resto de emisiones también se ven afectadas. A continuación se resume este aspecto para los diferentes contaminantes regulados por las normativas europeas. Es importante tener



en consideración todo lo descrito anteriormente sobre la formación de estos compuestos para entender cómo el EGR puede afectar.

- CO:

Si se ha dicho que una mala combustión produce altas concentraciones de este compuesto, el EGR va a afectar en esta misma dirección. La presencia de gases recirculados hace que la concentración de O₂ sea menor y por tanto sea más difícil oxidar el combustible, por lo que los valores de CO crecen.

- HC:

Si se ha explicado que los motores MEC operan con dosados pobres con el objetivo de contar con exceso de aire y así poder realizar una buena combustión, el hecho de introducir EGR, el cual conlleva una reducción de la concentración de oxígeno, va a hacer que ese exceso de O₂ se reduzca. Por tanto el EGR afecta a la combustión acentuando las emisiones de HC producidas por una combustión incompleta.

- Partículas:

Las emisiones de partículas crecen cuando se emplea el EGR. Esto se debe a que, las partículas presentes en los gases de escape reintroducidos en el cilindro actúan como núcleo de formación de nuevas partículas. Además, al verse menguada la concentración de O₂ la oxidación del combustible es menor y es posible que la combustión no se complete. Por otra parte, el hecho verse reducida la temperatura de la combustión hace que la generación de partículas sea menor. Por tanto se puede decir que dependerá del punto de operación del motor el que las partículas totales emitidas sean mayores o no cuando se emplea el EGR, ya que, como se ha visto, se dan efectos contrarios.

- NO_x:

Cabe esperar que las emisiones de estas especies sean menores al hacer EGR pues este es el principal objetivo de esta estrategia. La función de la recirculación de gases de escape es reducir la temperatura de la combustión para reducir las emisiones de NO_x. Esta reducción de temperatura se produce por dos razones. La primera es que al haber menos oxígeno en la mezcla esta va a producir una combustión de menor poder calorífico que en el caso de no emplear EGR, por lo tanto la temperatura que la reacción alcanzará será menor. Además, los gases recirculados presentes en la mezcla, tiene un calor específico mayor lo que absorben más energía térmica liberada durante la combustión y por tanto las temperaturas alcanzadas durante la combustión se reducen.

Salta a la vista que esta estrategia únicamente presenta mejoras en las emisiones de NO_x por lo que deberá de ser combinada con otros post-tratamientos de los gases de escape con el objetivo de eliminar o reducir las emisiones que esta estrategia acentúa. En esta dirección se encuentra el FAP o filtro atrapa-partículas que reduce la concentración de partículas presentes en los gases de escape. Para la eliminación del CO se emplea el DOC (Diesel Oxidation Catalyst) el cual transforma el monóxido de carbono en CO₂.



3.3.3.4 EGR Y SU INFLUENCIA SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR

El hecho de reintroducir gases de escape en el cilindro produce que el ciclo térmico pierda tanto potencia como rendimiento. Esto significa que tanto el consumo como el par se verán afectados negativamente. Sin embargo la reducción sobretodo de los NOx es tan crucial que estas deficiencias se asumen y no evitan que el EGR sea una técnica extendida y actualmente usada en la práctica totalidad de los vehículos diésel.

3.3.4 SISTEMA DE INYECCIÓN

Pese a no ser un sistema especialmente particular del motor objeto de estudio, este sistema merece ser brevemente descrito pues durante los ensayos se va a modificar la inyección con el objetivo de reducir emisiones.

El sistema de inyección que equipa este motor es un Bosch Common-Rail que inyecta el combustible a una presión de 1600 bares. Los sistemas Common-Rail se vienen usando en automoción desde el año 1997 y supusieron una gran mejora en relación a la combustión diésel. Este sistema inyecta el combustible a elevadas presiones y a través de unas toberas (de 5 a 8) de muy reducido tamaño (0.1 – 0.25 mm). Esto favorece la vaporización del combustible lo que facilita su mezcla con el aire que llena el cilindro en el momento de la inyección.

3.3.4.1 INFLUENCIA SOBRE LAS EMISIONES

El principal parámetro que se regula en relación a la inyección es el momento en el que ésta se da. Este momento se relaciona con el ángulo del cigüeñal o posición del pistón. Hay que destacar además, que para conseguir una combustión óptima, el combustible es inyectado en varias fases, tres normalmente así que cuando se hable de adelanto o retraso de la inyección éstos se referirán a la inyección principal. Las inyecciones previas o posteriores a la inyección principal van ligadas a ésta y se adelantan o retrasan del mismo modo que la inyección principal lo hace.

La manera en la que la inyección afecta a las emisiones es muy clara y viene motivada por la temperatura y presión alcanzadas en la combustión. Adelantar la inyección produce mayores valores de temperatura y presión por lo que contaminantes como los NOx se verá incrementados. Una estrategia, por tanto, para reducir la formación de NOx es atrasar la inyección. La inyección adelantada también se emplea con el objetivo de calentar la cámara de combustión, útil en arranques en frío o en los instantes iniciales de funcionamiento del motor.

El retraso de la inyección se suele usar por tanto para actuar sobre los NOx y también con el objetivo de tener unos gases de escape a mayor temperatura lo que facilita la activación del DOC o precatizador, el cual requiere de una temperatura mínima para que se den las reacciones necesarias para eliminar contaminantes. Sin embargo el retraso en la inyección tiene como aspecto negativo la inestabilidad del motor (inestabilidad en la combustión) y el aumento de emisiones de HC y CO debido a esto.



CAPÍTULO 4

ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



ÍNDICE DEL CAPÍTULO 4: ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.	ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	73
4.1	INTRODUCCIÓN	73
4.1.1	CONFIGURACIÓN DE PARTIDA DEL MOTOR.....	73
4.2	PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS.....	77
4.3	PUNTO DE ESTUDIO Y CONDICIONES DEL ENSAYO.....	77
4.4	DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS.....	78
4.4.1	POSICIÓN DE VÁLVULA DE EGR HP. TASAS DE EGR Y OBTENCIÓN	79
4.5	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	81
4.5.1	EFFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN	81
4.5.1.1	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN.....	81
4.5.1.2	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NO _x	82
4.5.1.3	EFFECTO SOBRE LA ESTABILIDAD DEL MOTOR (PAR)	84
4.5.1.4	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE CO	84
4.5.1.5	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE HC	85
4.5.1.6	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE LOS GASES A LA ENTRADA AL DOC.....	86
4.5.1.7	EFFECTO SOBRE EL RENDIMIENTO DEL MOTOR	87
4.5.2	EFFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN COMBINADO CON UN AUMENTO EN LA TASA DE EGR.	89
4.5.2.1	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN.....	89
4.5.2.2	EFFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NO _x	90
4.5.2.3	EFFECTO SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR. PAR Y RENDIMIENTO EFECTIVO..	91
4.5.2.4	EFFECTO SOBRE EL RESTO DE EMISIONES: CO, HC.	93
4.5.2.5	EFFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DEL GAS A LA ENTRADA AL DOC.....	94
4.5.3	EFFECTO DEL RETRASO DE LA INYECCIÓN.....	94
4.5.4	CONSUMO DEBIDO AL USO DE LAS RESISTENCIAS ELÉCTRICAS	95
4.6	CONCLUSIONES	99

Cuantificación experimental del efecto del calentamiento del aire de admisión en las prestaciones y emisiones de un motor diésel turboalimentado Euro 6, bajo condiciones de baja temperatura ambiente (-7 °C)



**ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA**



4. ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 INTRODUCCIÓN

Tras presentar el objeto de estudio del presente proyecto, hacer una introducción al campo de los Motores de Combustión Interna Alternativos y describir la instalación y los sistemas más importantes de ésta, el presente capítulo persigue tanto describir los ensayos que se han realizado sobre el motor Renault R9M, como analizar los resultados obtenidos y extraer las conclusiones que este trabajo persigue.

4.1.1 CONFIGURACIÓN DE PARTIDA DEL MOTOR

Como ha sido mencionado en puntos anteriores, este proyecto es parte de un estudio mayor que pretende definir la estrategia de EGR a implantar sobre un motor Renault Energy dCi 130 tipo R9M.

Lo descrito a continuación son medidas previas realizadas sobre el motor y pese a no formar parte de este estudio sobre el calentamiento del gas de admisión, merecen ser descritas pues fijan la configuración de partida sobre la que se realizarán los ensayos de los cuales sí dependen el presente trabajo.

Como se definió en el Capítulo 1.3 JUSTIFICACIÓN, motivado por la ausencia de estrategia EGR en la mayor parte del ciclo WLTC el motor estaba muy alejado de cumplir con las normativas que se prevén aplicar en el corto plazo. El principal problema en cuanto a emisiones se encontró en los valores de NO_x, por lo que la estrategia de EGR para el funcionamiento a bajas temperaturas ambiente debía de ser estudiada y modificada.

Introducción de EGR:

Previo a la introducción del calentamiento del gas de entrada, se intentó configurar la estrategia de EGR para el funcionamiento en frío del motor. Esta etapa del estudio pretendía por tanto establecer tanto el momento a partir del cual esta estrategia puede ser introducida como la tasa máxima de EGR posible que asegure un funcionamiento estable del motor y una reducción de las prestaciones del motor controlada.

Hay que destacar que estos proyectos de optimización de estrategias de EGR en ensayos a baja temperatura ambiente han iniciado las acciones sobre el EGR de alta presión, pues se busca introducir EGR en los instantes más tempranos posibles, por lo que el EGR HP va a suponer menos problemas para la combustión. La introducción de EGR LP y por el hecho de que este esté refrigerado, se piensa para instantes en los que la temperatura del motor sea más elevada y el funcionamiento del mismo ya sea totalmente estable.

Los resultados a continuación reflejados en gráficos, corresponden a un ensayo sin EGR, que tomaremos como referencia (Ref.) y a un ensayo con una posición de válvula de EGR del 30% desde los 20 segundos (EGR_30%).

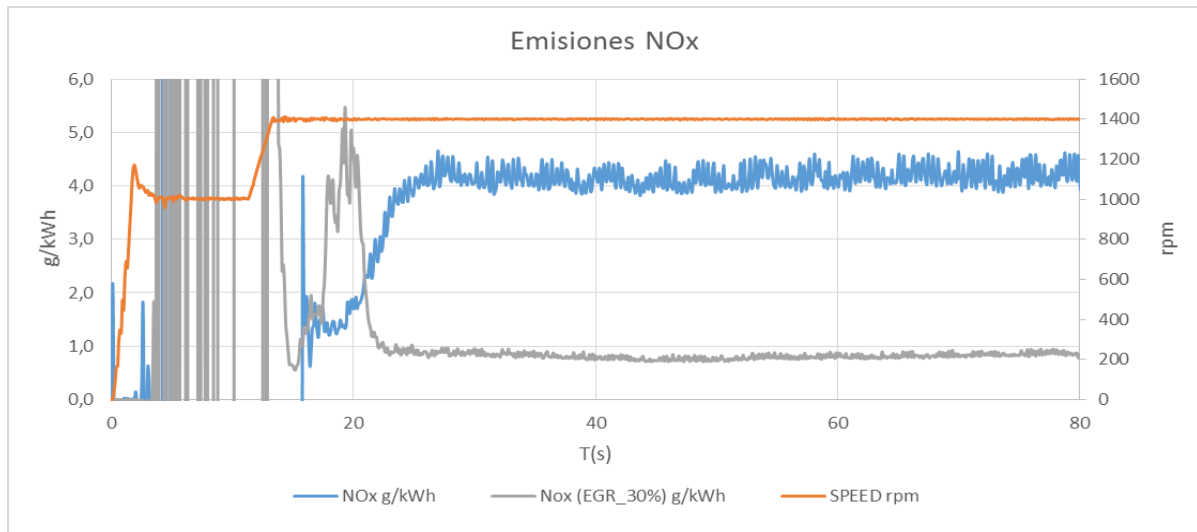


Figura 4.1 Emisiones NOx. Efecto del EGR.

Como se puede apreciar el descenso de los NOx es muy acusado y en cuanto el EGR se introduce su influencia es inmediata y muy clara. La concentración de este contaminante en el caso del ensayo donde se emplea el EGR llega a ser hasta 4 veces menor que las emisiones del ensayo de referencia con la configuración de serie.

Notar que al hablar de un 30% de EGR esto se refiere a la posición de válvula y no a la tasa de EGR. Más adelante se volverá a incidir sobre este tema y se adjuntarán una serie de gráficas para aclarar qué posiciones de apertura corresponden a qué tasas.

Tras una serie de ensayos este estudio concluyó que el EGR HP puede ser introducido desde el inicio del funcionamiento del motor y con una posición de válvula del 30% y que pasados 60'' la posición de válvula puede ser cambiada al 35%.

Es en este momento cuando quedan fijadas la configuración del EGR que el presente proyecto recibe y que son la base sobre la cual actuar y obtener conclusiones.

Ésta configuración es la arriba descrita la cual introduce EGR HP con una apertura de válvula del 30% desde el comienzo de funcionamiento del moto y que a los 60 segundos fija la posición de válvula en un 35%.

Modificación de la inyección:

En paralelo con la introducción de EGR también se han hecho ensayos con el objetivo de disminuir los valores de NOx modificando la inyección del motor. Como se definió en el Capítulo 3.3.4 SISTEMA DE INYECCIÓN, el retraso en la inyección produce un retraso en la combustión y por tanto una disminución en la temperatura de la reacción lo que conlleva la disminución de emisiones de NOx.

En la siguiente figura se puede ver la ley de inyección que sigue el motor en los primeros 180 segundos de funcionamiento y con la configuración de partida. Como se puede ver por la nomenclatura

empleada para designar a la variable ($V_{xx_fms_adv}$) esta información ha sido obtenida a partir de la ECU del motor (información que se almacena en el programa INCA).

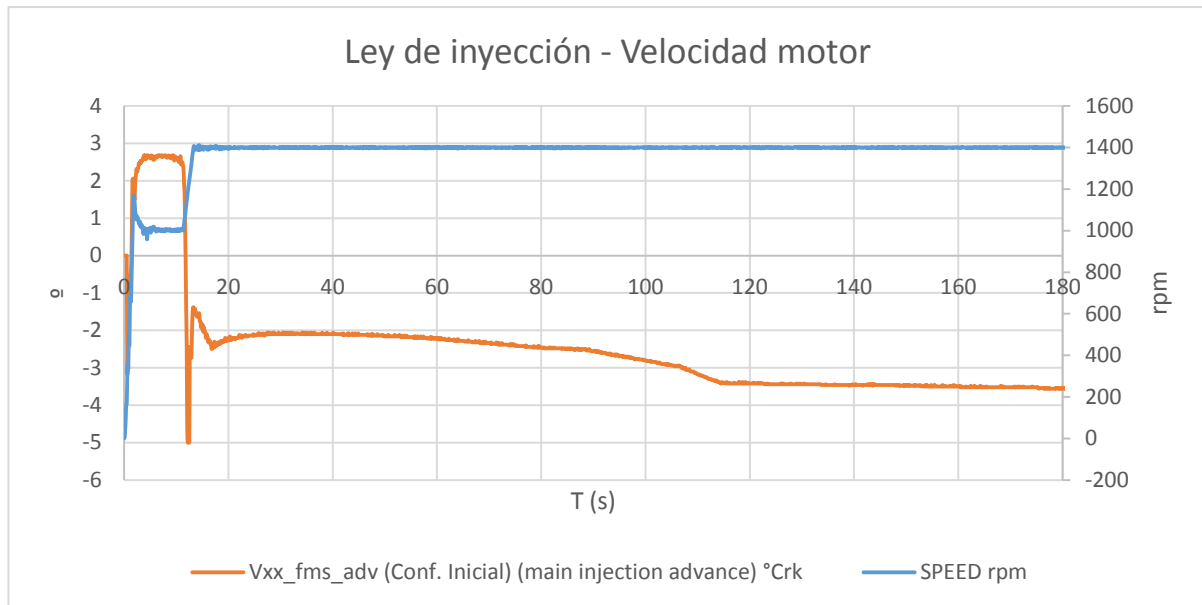


Figura 4.2 Ley de inyección y velocidad del motor frente a tiempo.

Es necesario aclarar ciertos aspectos referentes a la figura arriba presentada y que serán útiles para entender mejor el funcionamiento del sistema de inyección. La gráfica muestra la variable que define el adelanto de la inyección en grados del cigüeñal respecto del punto muerto superior. Esto quiere decir que valores positivos de esta variable significa adelantos en la inyección y por tanto valores negativos significan atrasos en la inyección. Se puede ver también en la imagen que, pese haber dicho que la inyección está retrasada, los primeros 10 segundos muestran una inyección adelantada, pero este hecho se justifica en que esos instantes corresponden al arranque del motor (como se puede ver en la curva azul: SPEED rpm (velocidad del cigüeñal)). En el arranque del motor es necesario tener una buena combustión y por ello la inyección se adelanta hasta que la velocidad se hace estable. Se ve claramente que al llegar a 1400 rpm (velocidad fijada como objetivo) la inyección se retrasa debido a la configuración que ésta posee.

Se concluye por tanto que la configuración inicial del motor poseía una inyección atrasada entre 2 y 3.5°. El objetivo de esto no es otro que conseguir unos gases de escape a cierta temperatura para adelantar la activación del DOC, recordar que los ensayos son realizados a -7 °C y por tanto las temperaturas son inferiores a las de un ensayo a mayor temperatura ambiente.

Los resultados mostrados a continuación resultan interesantes pues muestran la disminución de emisiones que se da cuando se cambia la configuración de la inyección (retrasando el SOI (Start Of Injection) 7°).

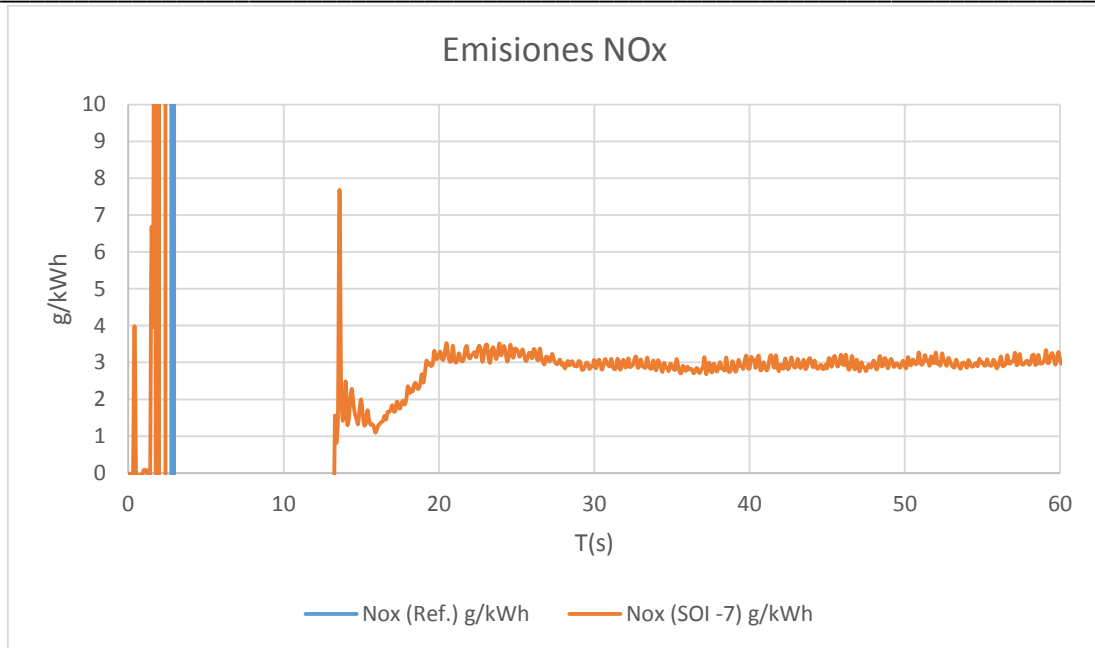


Figura 4.3 Emisiones NOx para diferentes leyes de inyección.

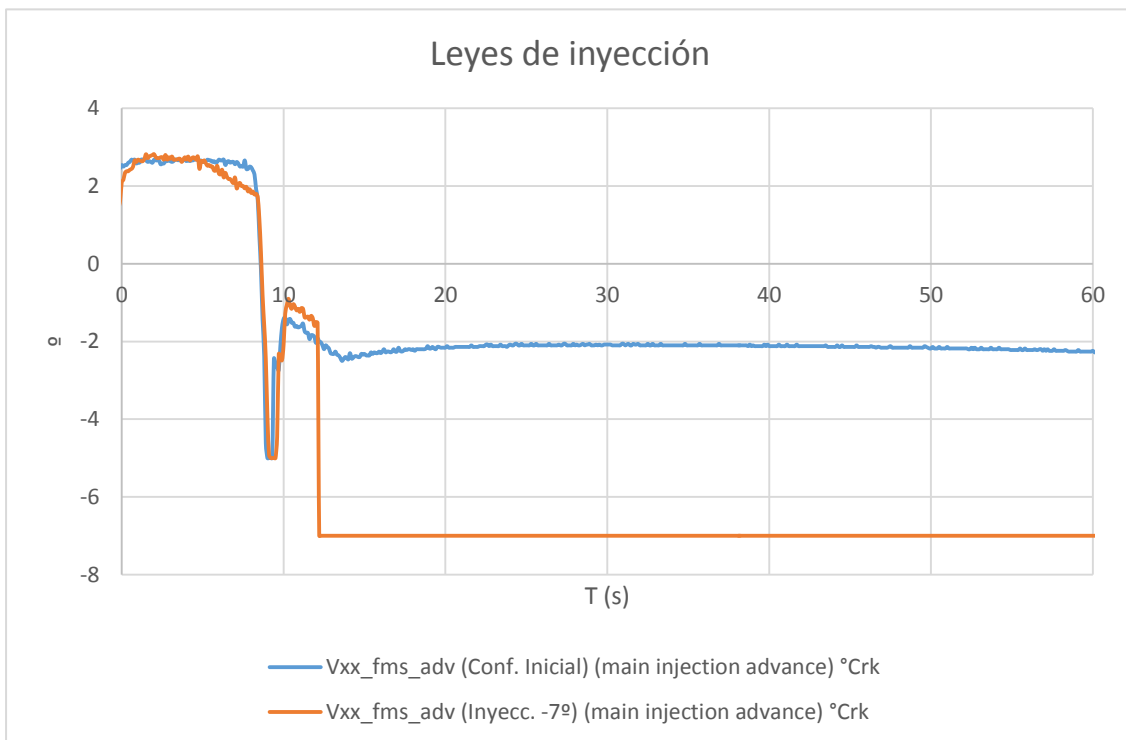


Figura 4.4 Ley de inyección de serie y modificada con un SOI de -7°.

Como se puede apreciar en la figura anterior, los puntos en los que las leyes de inyección difieren, las emisiones de NOx se ven afectadas. Se corrobora que una ley de inyección que retrasa el momento de la inyección principal, produce una reducción de hasta un 25% en las emisiones de NOx.



4.2 PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS

A continuación se describe la rutina seguida para realizar los ensayos:

1. Climatización de la sala. Se conecta el equipo que controla la climatización de la sala y se espera a que tanto ésta como el motor alcancen los -7 °C. Aproximadamente esto lleva unas 8 hora.
2. Se inician los programas INCA y STARS. Se inicia también el sistema de medición de emisiones HORIBA.
3. Se da contacto al motor. Comienza el precalentamiento de la cámara de combustión propio de los motores diésel.
4. Se dejan pasar aproximadamente 20 segundos los cuales dura, en las condiciones del ensayo, la etapa de precalentamiento.
5. En el segundo 25 se arranca el motor (éste se pondrá a ralentí).
6. Se introducen los parámetros demandados: velocidad y porcentaje de pedal. Se fija una rampa de 2 segundos para alcanzar el punto de ensayo. Se fija también la posición de la válvula de EGR HP.
7. Una vez se alcanza el punto de estudio pasados los dos segundos de la rampa, se activa el sistema de calentamiento del gas de entrada (se activa la alimentación de 10 V).
8. Se deja funcionar en estas condiciones el motor durante 3 minutos. Es por tanto ésta la duración del ensayo.
9. Pasados los 3 minutos se vuelve al punto de origen: se desconectan las resistencias, se quita el EGR y se detiene la lectura de datos y se purga el HORIBA.
10. Se apaga el motor.
11. Se guardan los datos registrados por los tres sistemas iniciados en el punto 1.

4.3 PUNTO DE ESTUDIO Y CONDICIONES DEL ENSAYO

Pese a que el presente estudio se ha planteado desde la necesidad de mejorar la actual estrategia de EGR de un motor Renault Energy dCi 130 tipo R9M con el objetivo de aproximar sus valores de emisiones a los que se prevén para la próxima normativa europea EURO 6C, la cual va a introducir el nuevo ciclo de homologación WLTC, para realizar los ensayos necesarios no han sido realizados ciclos completos sino que un punto estacionario de funcionamiento ha sido seleccionado y estudiado.

Esto se debe a que tanto el presente estudio como todos los que le anteceden en su misma línea, no persiguen obtener una calibración final para el motor, sino obtener unos primeros valores que sean válidos para la configuración en frío del motor, la cual, hasta ahora, por no ser la regulada por las normativas, no había sido estudiada con el detalle que ahora sí se requiere. Por tanto se ha escogido un punto representativo del ciclo WLTC que va a servir como punto de partida para obtener las conclusiones necesarias de cara a esta nueva configuración en frío del motor.

Como ya se mencionó en el punto 1.7 ANTECEDENTES la configuración de serie del motor para condiciones de baja temperatura ambiente solo introducía el EGR cuando el motor alcanzaba los 60 °C con el fin de asegurar que esta estrategia no afecte en la estabilidad del motor. Esto, en un ciclo WLTC realizado a -7 °C supone que el EGR no entre en funcionamiento hasta los 800 segundos de funcionamiento, lo cual supone casi la mitad del ciclo.



Es por esto que la mejora sobre esta estrategia que persigue el presente estudio se centra en los instantes iniciales del funcionamiento del motor. En estos instantes por lo anteriormente descrito las emisiones se alejan mucho de las exigidas. Esto quiere decir que el estudio se centra en la parte “LOW” del ciclo WLTC y por ello el punto seleccionado deberá de ser uno representativo de esta parte.

Destacar que el presente estudio centra su mejora de la estrategia de EGR centrándose en el EGR de alta presión (EGR HP), pues es el que se introduce en los instantes iniciales de funcionamiento del motor. Esto se debe a que éstos gases no son enfriados y por tanto tiene menos repercusión sobre la estabilidad del motor la cual tras arrancar el motor (y más aun a -7 °C) no es total.

De este modo el punto seleccionado es uno tal que:

- Velocidad del motor: 1400 rpm.
- Porcentaje de pedal: 15%. Este valor deriva de la presión media efectiva que se pretende fijar la cual es de 4 bares. Para obtener esos 4 bares de pme se concluyó que el porcentaje de pedal debía de ser del 15%.

Este punto como se ha dicho se puede tomar como representativo de la parte “LOW” del ciclo WLTC y puede equivaler a un punto de dicho ciclo en el que la velocidad del vehículo oscile entre 30 y 40 km/h.

Con todo esto queda ya totalmente definida las condiciones de los ensayos las cuales quedan recogidas a continuación:

- Temperatura ambiente: -7°C.
- Duración del ensayo 3’.
- Velocidad del motor: 1400 rpm.
- Posición de pedal: 15%.
- Posición válvula EGR HP: entre 30 y 38 según ensayo.
- Posición válvula EGR LP: 0%
- Posición válvula contrapresión EGR LP: 0%
- SOI: entre -2° y -9° según ensayo.
- Configuración del intercooler: “0 Flow”. (Caudal de refrigerante cero)

4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS

El ensayo que se tomará como referencia será el “30_35”. Es decir, 30% de apertura de válvula de EGR HP y seguido de un 35% a los 60”.

Con el objetivo de comprobar si, en efecto, el calentamiento del gas de entrada tiene un efecto positivo sobre la estrategia de EGR se han realizado los siguientes ensayos:

- 30_35 PTC: Misma configuración de EGR que la recibida pero introduciendo el calentamiento del gas de entrada. Con esto se podrá ver el efecto del gas de entrada.
- 37_PTC: Posición de válvula de EGR HP del 37% y calentamiento del gas de entrada. Con esto se quiere ver si el calentamiento permite introducir más tasa de EGR sin que el funcionamiento del motor se vea afectado en exceso.



Con la idea de ver si combinando la modificación en la inyección (el retraso de la inyección o SOI) con el uso de las resistencias se puede mejorar también la estrategia EGR HP se realizarán los ensayos:

- 30_35 SOI -7 PTC: Estrategia de EGR HP de 30% de válvula + 35% 60 segundos después con calentamiento del gas de entrada e inyección retrasada 7 grados de cigüeñal.

El estudio de resultados se realizará de tal manera que los diferentes ensayos serán comparados con los resultados de la configuración de partida (ensayo 30_35) con el objetivo de comprobar si el calentamiento del gas de entrada resulta positivo o no y en qué aspectos lo hace y con qué configuraciones del motor.

Los parámetros que se estudiarán y en base a las cuales se obtendrán las conclusiones son:

- Emisiones
- Prestaciones
- Temperatura del escape
- Consumo adicional debido a las resistencias

4.4.1 POSICIÓN DE VÁLVULA DE EGR HP. TASAS DE EGR Y OBTENCIÓN

Antes de mostrar los resultados obtenidos se quiere aclarar la cuestión referente a la posición de válvula de EGR HP y a la tasa de EGR correspondiente.

Como se ha mencionado en el punto destinado al EGR, ésta estrategia es controlada mediante válvulas que fuerzan a los gases de escape a ser reintroducidos en el circuito de admisión. Éstas válvulas se controlan eléctricamente mediante comandas sobre su grado de apertura en tanto por cien. No hay que confundir este valor con la tasa de EGR (también en tanto por cien).

Se define como tasa de EGR al porcentaje de gases recirculados respecto a los gases totales introducidos en el cilindro. Éste valor se puede obtener por tanto como:

$$EGR (\%) = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{aire}} \times 100$$

Ecuación 4.1 Tasa de EGR.

Por tanto la posición de la válvula de EGR y el valor de la tasa de EGR no tienen por qué coincidir. La figura siguiente muestra la diferencia de ambas en uno de los ensayos objeto de estudio, concretamente el 30_35 PTC.

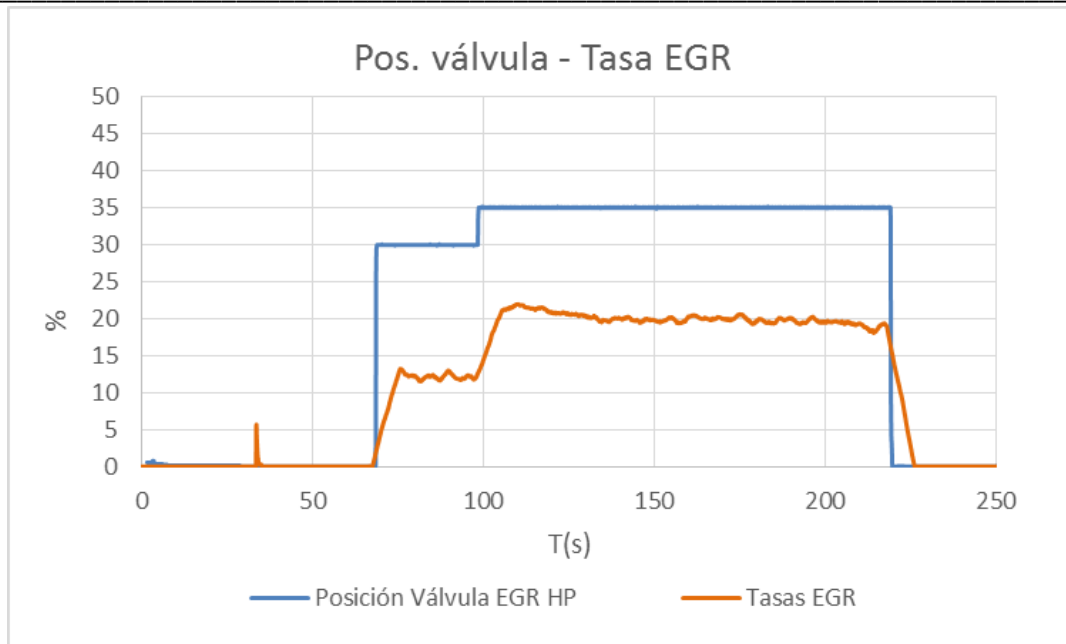


Figura 4.5 Relación posición válvula EGR HP y Tasa EGR.

Hay que destacar que, como se ve en la ecuación, para obtener la tasa de EGR sería necesario tener el caudal másico de EGR reintroducido. Este valor no es sencillo de medir y de hecho en la instalación no se encuentra instrumentado. Esto se debe a la falta de espacio para introducir un caudalímetro en el conducto de recirculación de gases de alta presión. Otra posibilidad sería medir la tasa de EGR mediante la siguiente ecuación:

$$EGR (\%) = \frac{CO_2 \text{ mezcla}}{CO_2 \text{ escape}} \times 100$$

Ecuación 4.2 Tasa de EGR a partir del CO₂

Sin embargo tampoco es posible disponer de una sonda de CO₂ que mida la concentración de este contaminante en la mezcla. Esto es una vez más por motivos de falta de espacio.

Por tanto la tasa de EGR es calculada a partir de un modelo que introduce el rendimiento volumétrico y su dependencia con el régimen del motor como principal parámetro. Este modelo permite obtener el caudal másico teórico que el motor debería absorber, al cual, si se le resta el caudal másico de aire medido que el motor realmente absorbe, da como resultado el caudal de EGR recirculado. Con esto y con la Ecuación 4.1 Tasa de EGR, se obtiene la tasa de EGR realizada por el motor.

A continuación se detallan las ecuaciones a partir de las cuales mediante el rendimiento volumétrico y otras variables se puede obtener el caudal másico de EGR.

$$\dot{m}_{\text{aire teórico}} = \eta_v \frac{P}{RT} \frac{n}{2} * V_T$$

Ecuación 4.3 Gasto de aire teórico



$$\dot{m}_{EGR} = \dot{m}_{aire\ te\acute{o}rico} - \dot{m}_{aire\ real}$$

Ecuación 4.4 Caudal de EGR a partir de los gastos de aire teórico y real.

4.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados tras ser registrados por los programas STARS e INCA han de ser procesados pues la cantidad de datos es muy elevada. Tras ordenar estos y sincronizar los resultados de los diferentes sistemas de medida, éstos son pasados a una hoja de cálculo que recoge tanto las variables de STARS como las del INCA. A partir de estos ficheros y mediante la realización sobre todo de gráficos comparativos el análisis puede ser llevado a cabo.

Las cuestiones tratadas que son: emisiones, prestaciones y temperatura de escape serán analizadas comparando con el ensayo de referencia, ensayos que introducen calentamiento y ensayos que además también retrasan la inyección.

Además, también se intentará obtener el gasto estimado en cuanto a combustible se refiere que deriva de emplear las resistencias eléctricas para calentar el gas de entrada. Para ello evidentemente sólo se emplearán resultados de uno de los ensayos en los que éstas se usan.

4.5.1 EFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN

Este punto, que se puede decir que es el objeto del proyecto, pretende mostrar las diferencias tanto en emisiones como en prestaciones de las diferentes configuraciones ensayadas. No sólo se atenderán las emisiones de NOx pues es importante tener una visión global del motor como emisor de contaminantes. Por ello aunque las emisiones de NOx son el objetivo del EGR el resto de contaminantes no pueden ser olvidados.

Además, también se atenderá la cuestión de la temperatura de escape, que es importante en el funcionamiento en frío del motor pues conviene que sea alta con el fin de activar el DOC lo más pronto posible. En esto afectará tanto el calentamiento como también el punto posterior que trata el retraso en la inyección.

Compararemos la configuración de partida de EGR en ensayos con y sin el uso de resistencias. A priori por el hecho de calentar el aire de admisión las emisiones deberían de ser mayores si no se introducen mayores tasas de EGR. Lo que se pretende comprobar es si este calentamiento permite aumentar las tasas de EGR al hacer la combustión más estable y así reducir los NOx.

4.5.1.1 EFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN.

El primer paso es comprobar el efecto de las resistencias sobre lo más elemental: la temperatura de la admisión. Como se vio en el punto correspondiente, esta temperatura era medida en las pipas de admisión directamente. Las temperaturas mostradas son por tanto la media de las temperaturas de medidas en las 8 pipas de admisión.

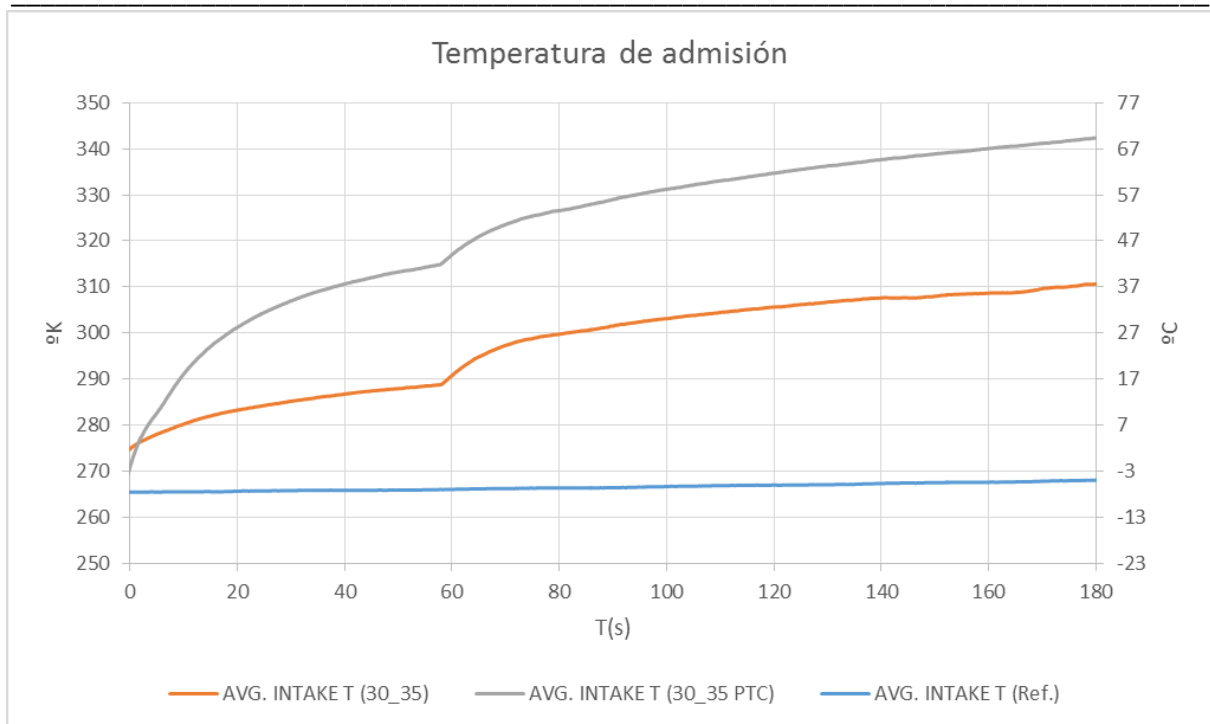


Figura 4.6 Temperaturas de admisión. Ensayos de referencia y con y sin PTC's.

En la figura anterior se puede comparar el caso de referencia, el de EGR HP (30_35) y el de EGR HP más calentamiento del aire de admisión (30_35 PTC). Lo que más destaca es el efecto sobre la temperatura del aire de admisión que tiene el EGR HP, aumentando ésta en un 10 % en el caso de la primera posición de válvula (30%) y hasta un 15% en el caso de 35% de apertura de válvula. También es claro el efecto de introducir las resistencias, sin embargo su efecto es menor que el calentamiento producido por el EGR HP. En el tramo de 30% de posición de válvula la diferencia con el ensayo 30_35 es de un 8.6% y en el caso de un 35% de apertura la diferencia es algo mayor (10 %).

4.5.1.2 EFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NOx

La Figura 4.7 compara tanto las emisiones NOx como las tasas de EGR de los ensayos que sólo difieren en el uso o no de las PTC's.

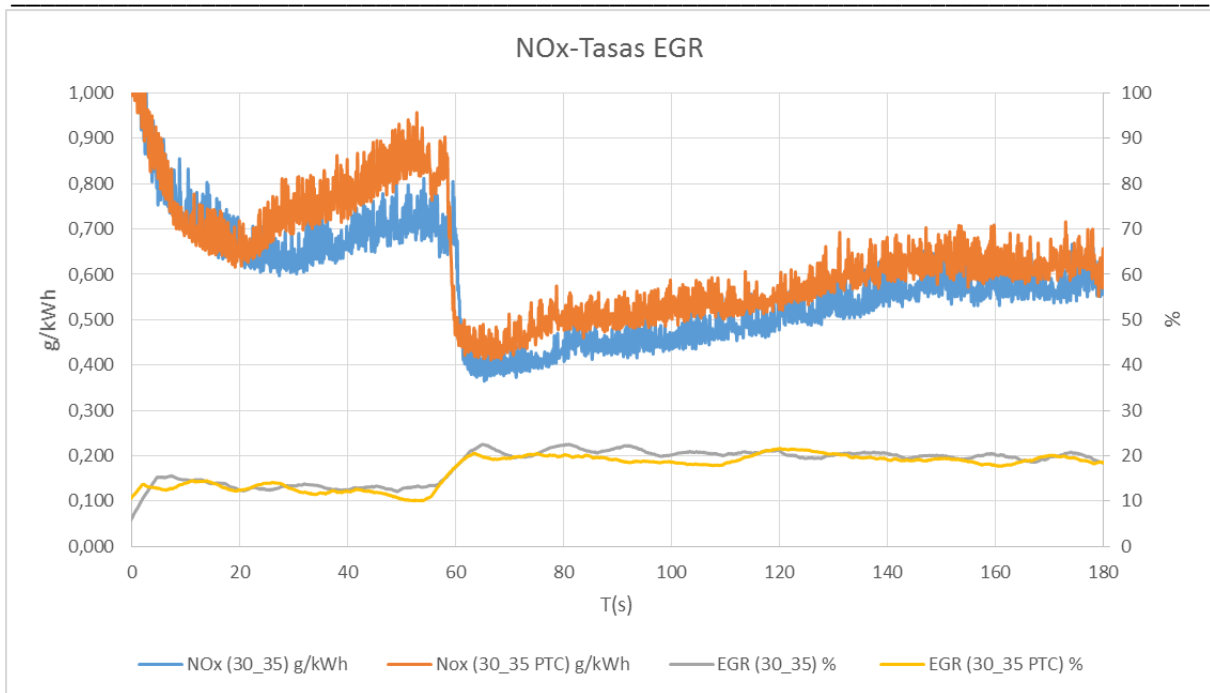


Figura 4.7 Emisiones NOx y tasas de EGR. Ensayos con y sin PTC's.

Como se puede ver en la figura las tasas de EGR son muy similares, lo cual quiere decir que la tasa de EGR no es un factor que vaya a influir en la comparación. Como era de esperar, para misma tasa de EGR y calentando el aire de admisión, por el hecho de aumentar la temperatura, las emisiones de NOx son mayores. La diferencia no es muy grande pero no es despreciable. Las emisiones se han multiplicado por 1.25. Este valor parece elevado, pero no hay que olvidar que con la introducción de EGR HP los NOx habían sido divididos hasta por 10. Habrá que estudiar si este calentamiento favorece la estabilidad del motor (estabilidad de par) que en el caso de 30_35 presentaba cierto rizado. A continuación se muestra el par de estos dos casos (30_35 y 30_35 PTC).

4.5.1.3 EFECTO SOBRE LA ESTABILIDAD DEL MOTOR (PAR)

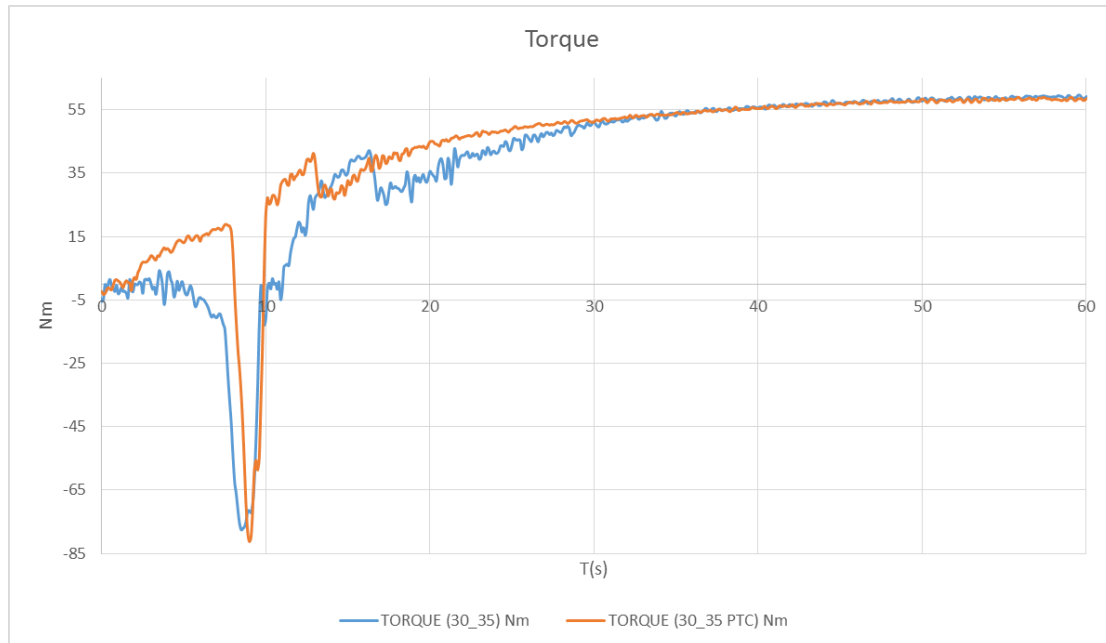


Figura 4.8 Curva de par. Ensayos con y sin PTC's

Debido a que la estabilidad del motor se ve sobre todo afectada en los instantes iniciales de funcionamiento se han tomado únicamente los primeros 60'' de los ensayos con el objetivo de ver con más precisión lo que sucede con el par.

Como se puede observar en la Figura 4.8 Curva de par. Ensayos con y sin PTC's, en los primeros instantes el par muestra valores negativos, esto se debe a que corresponden al arranque y es el motor eléctrico quien arrastra al térmico.

En referencia al calentamiento se puede observar cómo, al encontrarse el motor a -7 °C el hecho de calentar el aire de admisión favorece tanto el par máximo alcanzado como la estabilidad en el valor. Se puede ver como la curva azul (ensayo sin PTC's) tiene un rizado mayor que la naranja. Sin embargo a partir del segundo 35 aproximadamente estas curvas se igualan y se puede decir que el uso de las resistencias deja de tener efecto.

A partir de esto se puede decir que el calentamiento, como era de esperar mejora la estabilidad y aumenta las emisiones de NOx, pues la estrategia de EGR HP se ha mantenido igual.

4.5.1.4 EFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE CO

A continuación se van a estudiar el resto de contaminantes para determinar si el calentamiento tiene un efecto positivo sobre emisiones como CO y HC, lo que sería de esperar.

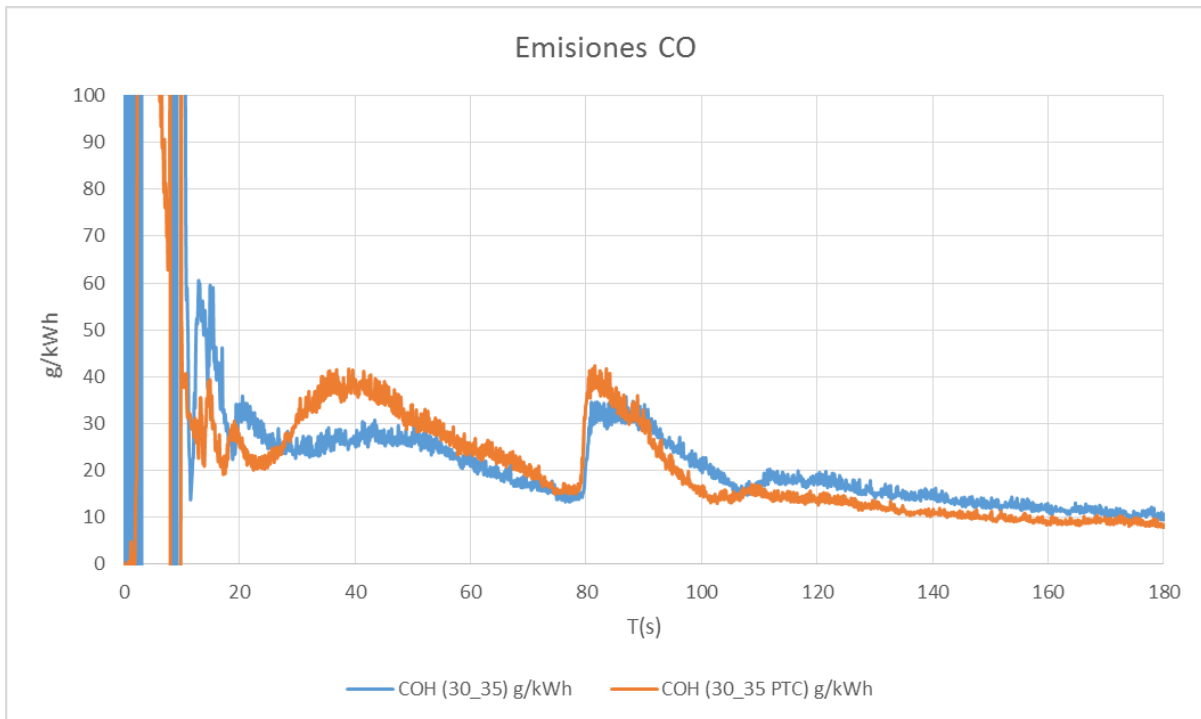


Figura 4.9 Emisiones CO. Ensayos con y sin PTC's

La figura muestra que las emisiones de CO no se muestran tan dependientes de la temperatura como lo hacían los NOx. En el tramo de 30% de válvula el efecto del calentamiento no parece afectar positivamente sino que los resultados muestran que las emisiones de CO aumentan. Sin embargo en el tramo de 35% de válvula de EGR sí que se ve una tendencia más clara y las emisiones de CO son menores en el caso en el que se usan las resistencias eléctricas. Sumando las emisiones acumuladas entre el intervalo de tiempo 15-180'' se observa una pequeña mejora para el caso de las PTC's. Dando como resultado unas emisiones de 34106.7 g/kWh para el ensayo 30_35 y de 32502.3 g/kWh para el ensayo 30_35 PTC. La mejora en este tramo es de un 4.7% aproximadamente.

4.5.1.5 EFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE HC

En este caso la tendencia de las emisiones de hidrocarburos sí que es clara y se puede apreciar la mejora que produce el calentamiento del gas de entrada. Al igual que sucedía con el par y los NOx, el efecto de las resistencias es menor conforme se hace mayor la tasa de EGR y conforme el tiempo de funcionamiento del motor es mayor. Este último hecho se debe a que conforme avanza el funcionamiento del motor éste va cogiendo temperatura y por tanto su comportamiento es más estable y el efecto de las resistencias menor. En este caso la mejora sobre los HC es de hasta un 33%.

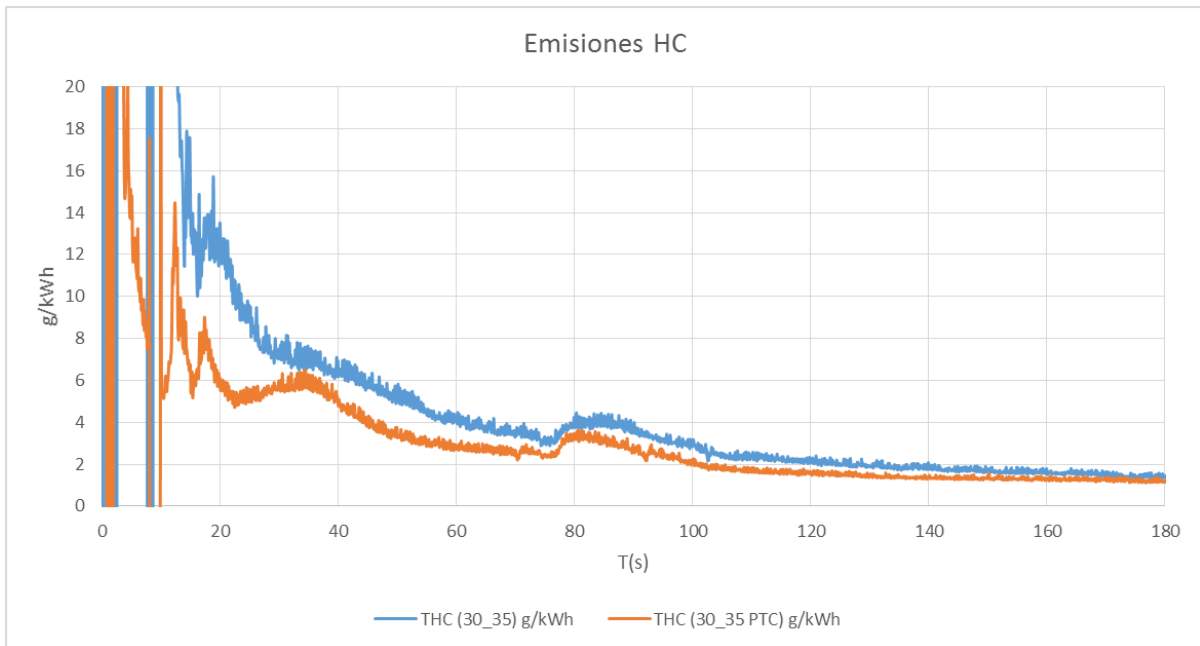


Figura 4.10 Emisiones HC. Ensayos con y sin PTC's

4.5.1.6 FECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE LOS GASES A LA ENTRADA AL DOC

Otro aspecto relacionado con las emisiones que es importante tener en cuenta es la temperatura de entrada de los gases de escape al conjunto FAP-DOC, es decir, al filtro atrapa partículas y al precatizador. Esta temperatura, siguiendo el circuito de los gases de escape es la temperatura de salida de la turbina, la cual se representa en la figura siguiente. Que esta temperatura alcance lo más rápido posible los 200 °C pues es la temperatura a la que se activa la reacción catalítica de la cual depende el funcionamiento del DOC.

Como se puede ver en la figura el efecto del calentamiento del aire de admisión sobre la temperatura de los gases a la entrada al DOC es positivo ya que se adelanta el punto en el que éstos alcanzan los 200 °C. La ganancia en tiempo es de unos 5.5 segundos en los cuales en el caso del ensayo sin PTC's el CO se está emitiendo sin oxidar a CO₂. Esto en un ensayo de homologación supone unas emisiones en los instantes iniciales que podrían perjudicar a las totales del ciclo.

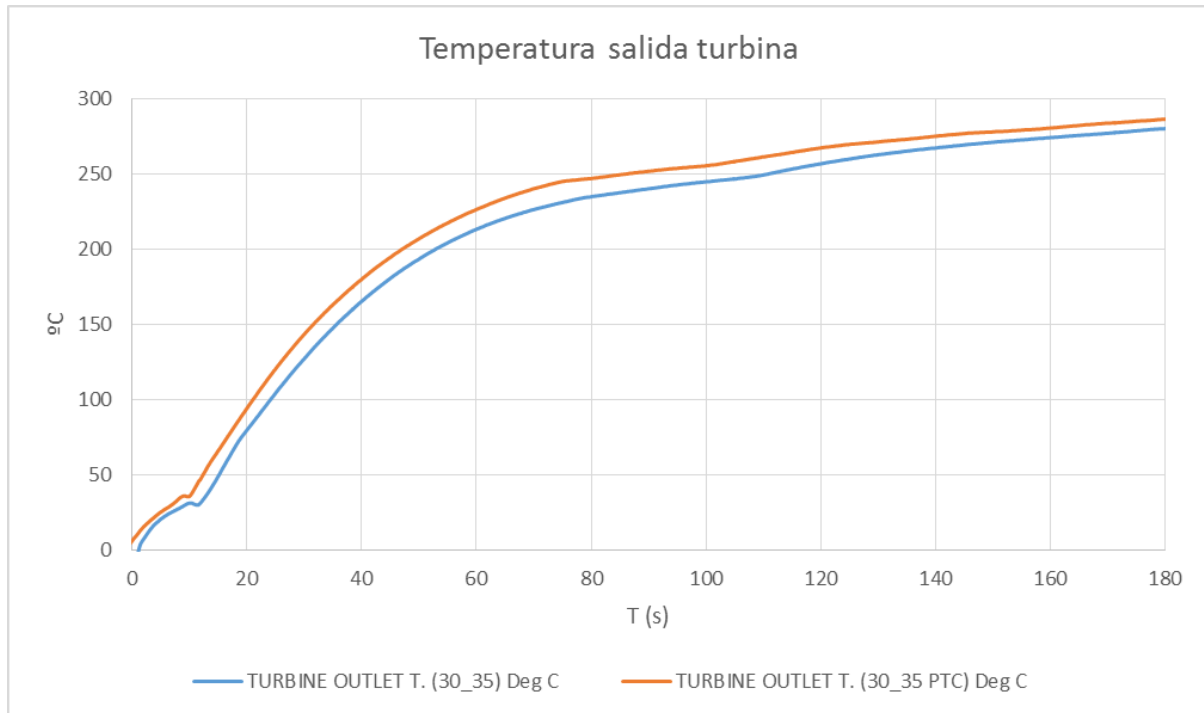


Figura 4.11 Temperatura de los gases a la salida de la turbina (entrada al DOC). Ensayos con y sin PTC's.

4.5.1.7 EFECTO SOBRE EL RENDIMIENTO DEL MOTOR

Volviendo al aspecto referente a las prestaciones, no solo cabe tratar el par y su estabilidad sino también el rendimiento del motor. Éste se puede definir como:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot H_c}$$

Ecuación 4.5
Rendimiento específico

Siendo:

- η_e : rendimiento.
- N_e , potencia específica
- \dot{m}_f , el gasto de combustible
- H_c , poder calorífico del combustible

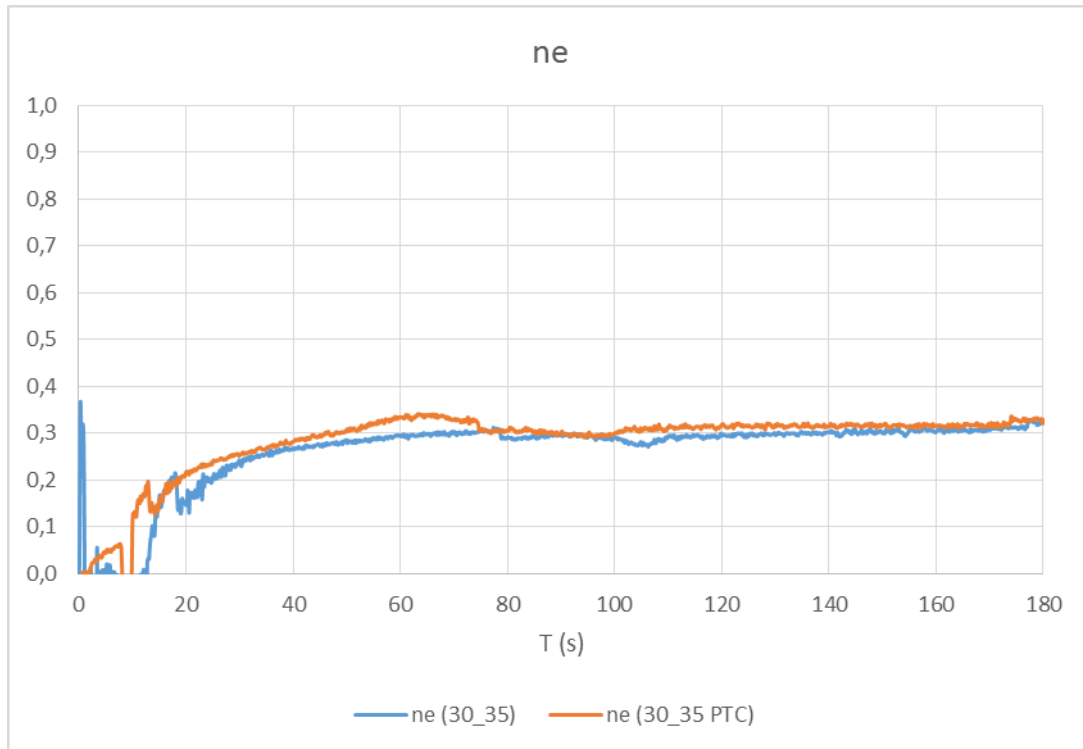


Figura 4.12 Rendimiento específico. Ensayos con y sin PTC's

Como me puede ver en la figura anterior en los puntos en los que el rendimiento específico de ambos ensayos difiere, es porque el caso con calentamiento del gas de entrada presenta mejores resultados. Se ve también que el efecto se reduce conforme el motor funciona más tiempo y por tanto aumenta su temperatura. Se puede decir por tanto que la mejora está acotada entre prácticamente 0 y el 25%.

4.5.2 EFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN COMBINADO CON UN AUMENTO EN LA TASA DE EGR.

Hasta este punto los ensayos estudiados han descrito la influencia que tiene el calentamiento del gas de entrada. A continuación se pretende comprobar si esta estrategia permite o no aumentar las tasas de EGR. Por ello se van a comparar los ensayos 30_35 con uno que corresponde a una apertura de válvula del 37% junto con el uso de las resistencias eléctricas. Este ensayo es denominado 37 PTC.

El procedimiento será similar al estudio anterior y se presentarán y analizarán las gráficas correspondientes a emisiones y prestaciones del motor.

4.5.2.1 EFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DE ADMISIÓN

Al igual que en el estudio anterior, la primera variable a evaluar es la temperatura de admisión.

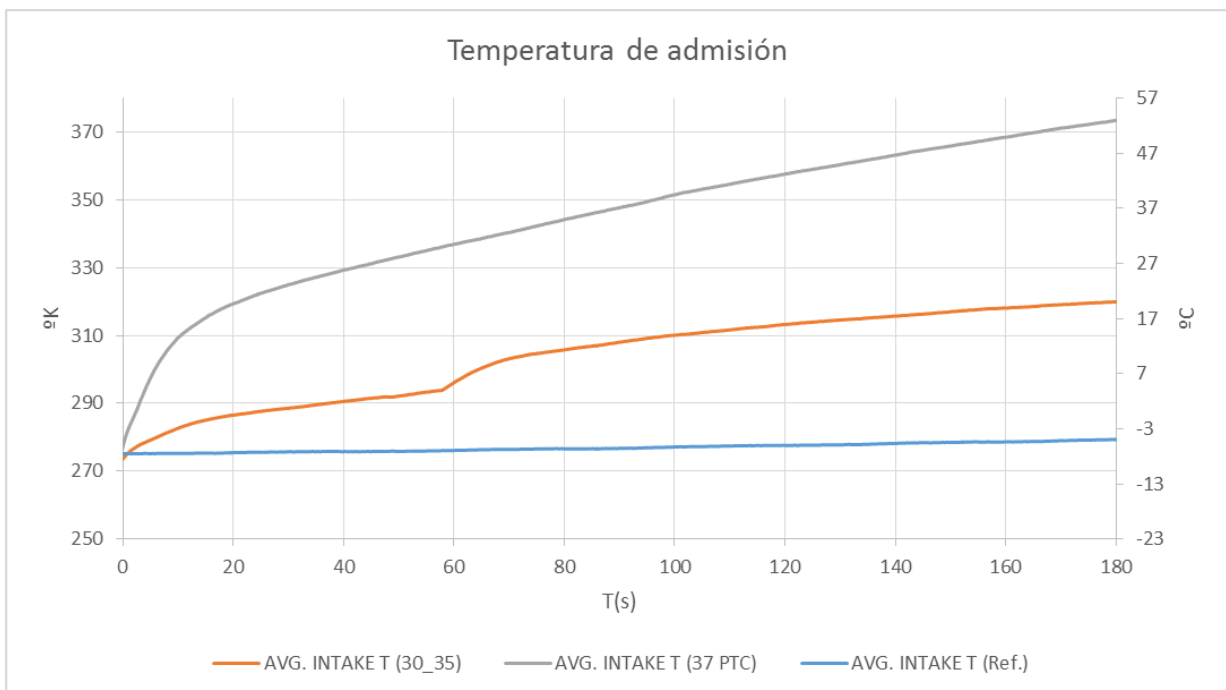


Figura 4.13 Temperatura de admisión. Ensayos de referencia, 30_35 y 37 PTC

Como se puede ver en la figura superior, este nuevo ensayo de 37 PTC sí que presenta un salto significativo en cuanto a la temperatura de admisión. Esto corrobora que en cuando a calentamiento del aire de admisión se refiere tiene mayor efecto la tasa de EGR que el uso de las resistencias eléctricas. En este caso como la tasa de EGR ha sido aumentada, este aumento que se ha visto en la temperatura no va a tener asociado un aumento en los NOx sino todo lo contrario como se ve a continuación.

4.5.2.2 EFECTO SOBRE LAS EMISIONES DE NO_x

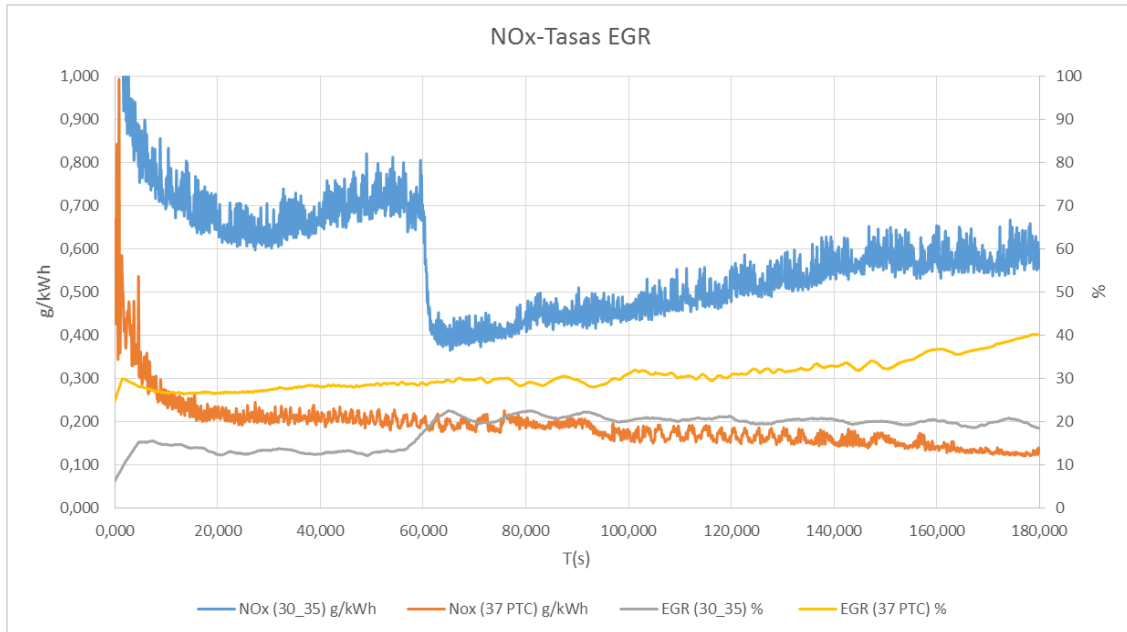


Figura 4.14 Emisiones NO_x y tasas EGR. Ensayos 30_35 y 37 PTC's

Esta figura vuelve a mostrar la influencia de la tasa de EGR con las emisiones de NO_x. Si en el caso de 30_35 PTC los NO_x presentaban un pequeño aumento aquí vemos que al aumentar la tasa de EGR (aumentando la posición de válvula al 37%) éstos se consiguen reducir a la mitad.

Será por tanto una cuestión sobre el efecto de las prestaciones el ver si en efecto es posible implantar esta estrategia combinada de EGR + uso de resistencias. Por eso a continuación se presentarán los resultados de par y rendimiento efectivo.

4.5.2.3 EFECTO SOBRE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR. PAR Y RENDIMIENTO EFECTIVO

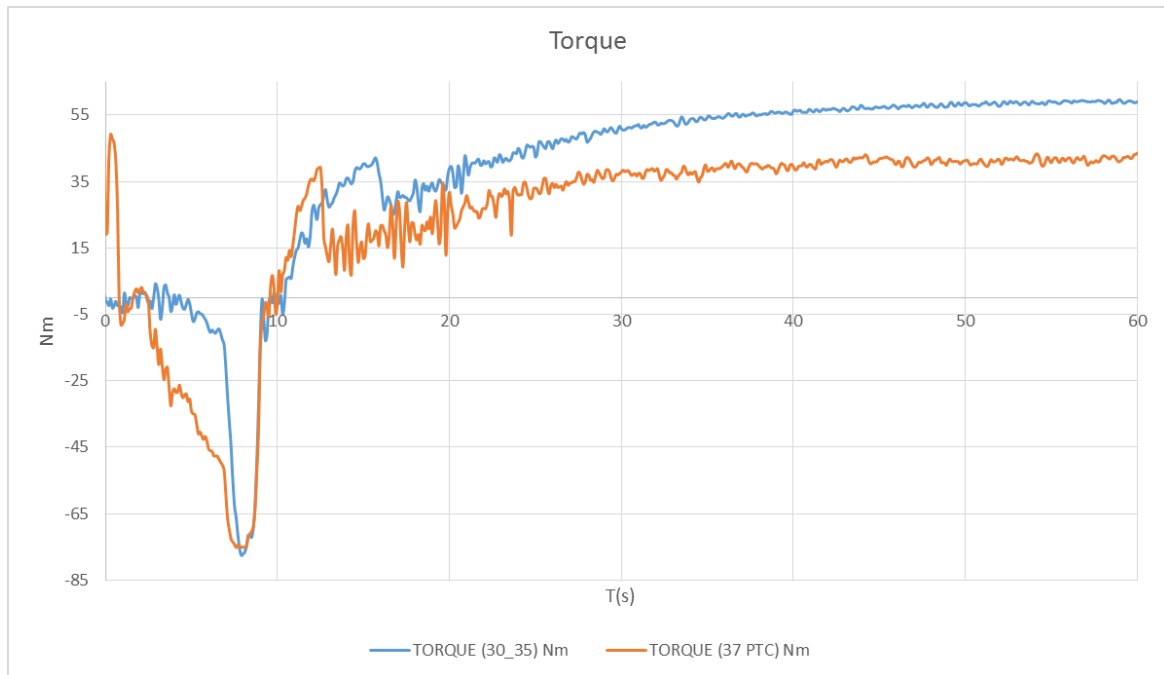


Figura 4.15 Curvas de par. Ensayos 30_35 y 37 PTC's

La curva de par muestra una importante caída del valor de esta variable en el caso del ensayo de 37% de posición de válvula de EGR HP. Se ve que el par se reduce entorno a un 30% lo cual es bastante para el punto de baja carga en el cual se han realizado los ensayos. Además se ve en el tramo comprendido entre los segundos 10 y 20 como la curva naranja (ensayo 37 PTC) se vuelve inestable lo cual induce que la combustión no está siendo apropiada debido a una tasa elevada de EGR.

Por otra parte y dentro de las variables relacionadas con las prestaciones se encuentra el rendimiento efectivo, el cual se muestra a continuación.

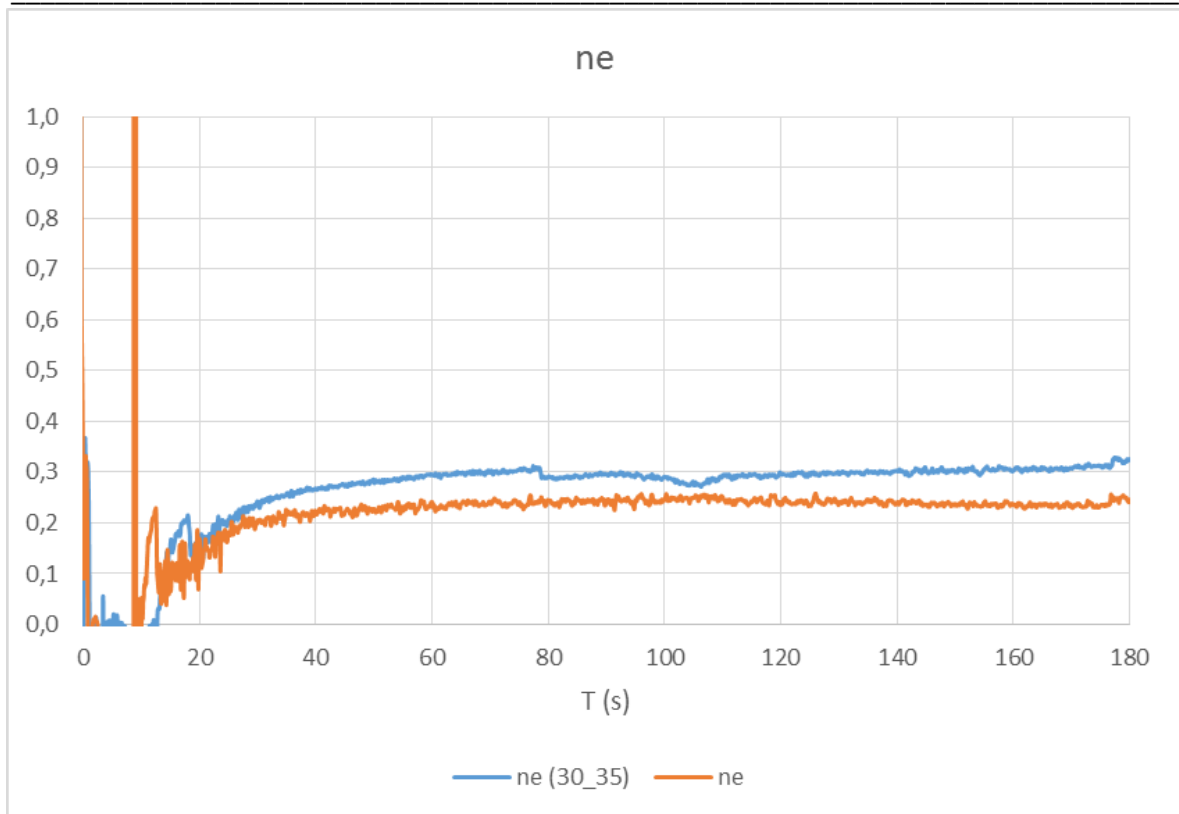


Figura 4.16 Rendimiento efectivo. Ensayos 30_35 y 37 PTC's

Este parámetro al igual que el par sufre una caída considerable. El rendimiento efectivo de la estrategia 30_35 ya es algo reducido para un motor diésel, sin embargo se asume que compensa por la fuerte bajada de NOx. Sin embargo en el caso del ensayo de 37 PTC conlleva otra caída en el rendimiento del motor que ya lo aleja realmente de los valores de rendimiento de los motores diésel y lo acerca considerablemente a los valores de los gasolina. La reducción es de entorno el 24%.

Es fácil concluir por tanto que ésta estrategia que combina tanto EGR HP con una apertura del 37 % como el calentamiento del gas de entrada, pese a presentar una fuerte bajada en las emisiones de NOx es insostenible en cuanto a prestaciones se refiere.

Además el efecto que ha tenido esta estrategia sobre los NOx intuye que también van a ser agudos los efectos negativos sobre el resto de contaminantes, como se ve a continuación.

4.5.2.4 EFECTO SOBRE EL RESTO DE EMISIONES: CO, HC.

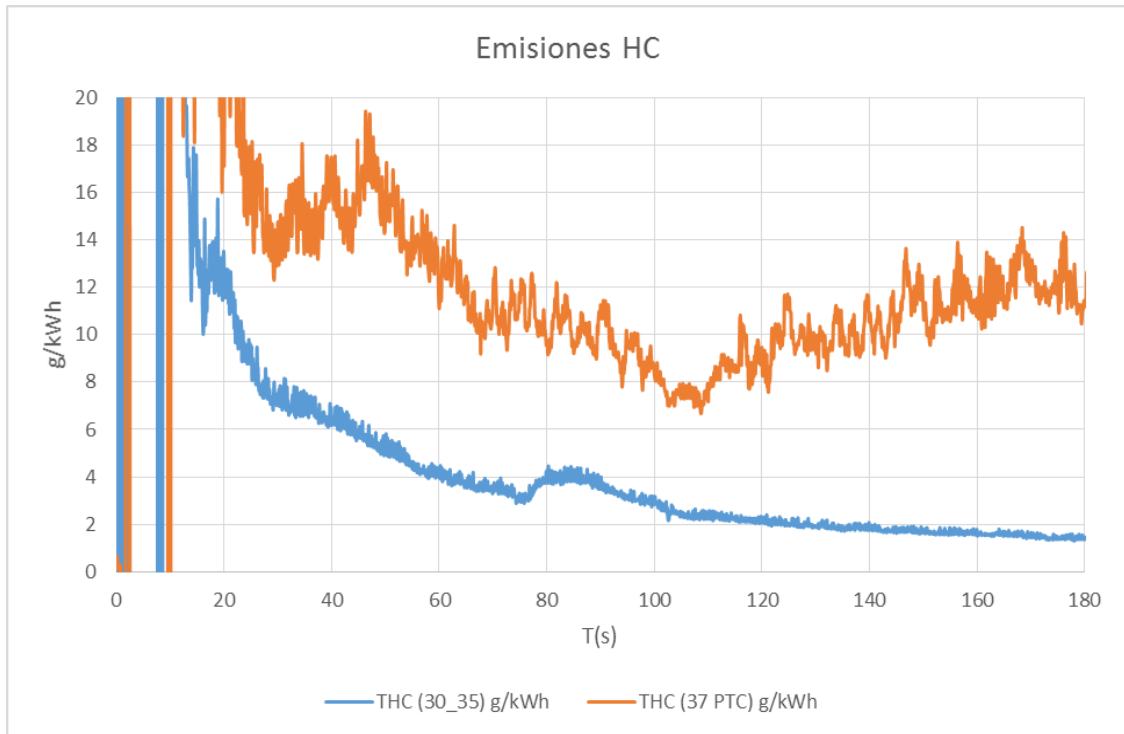


Figura 4.17 Emisiones HC. Ensayos 30_35 y 37 PTC's.

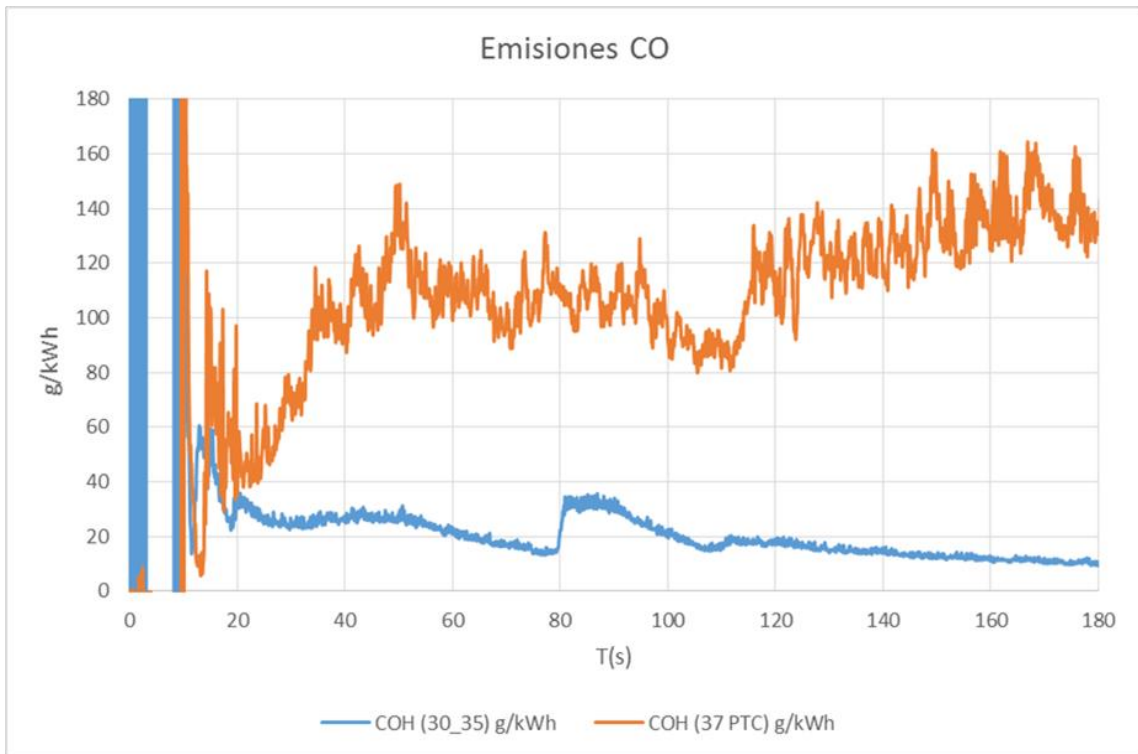


Figura 4.18 Emisiones de CO. Ensayos 30_35 y 37 PTC's

Como se explicó en el punto correspondiente, las dos variables arriba presentadas (emisiones de CO y emisiones de HC) tienen una fuerte dependencia con la calidad de la combustión. Debido a la elevada tasa de EGR que supone la apertura de válvula del 37 % se produce, no sólo una fuerte bajada en los NOx sino también por contrapartida, una fuerte subida en el CO y el los HC. Concretamente unos aumentos que rondan el 400 y el 150 % respectivamente.

4.5.2.5 EFECTO SOBRE LA TEMPERATURA DEL GAS A LA ENTRADA AL DOC.

Cabe destacar también el efecto curioso que produce esta estrategia sobre la temperatura de entrada al DOC. Si en el estudio anterior sobre el calentamiento se veía cómo el uso de las resistencias aumentaba esta temperatura, en estos ensayos se ha visto que la temperatura queda por debajo que la de los ensayos de 30_35. Esto se ve en la siguiente gráfica.

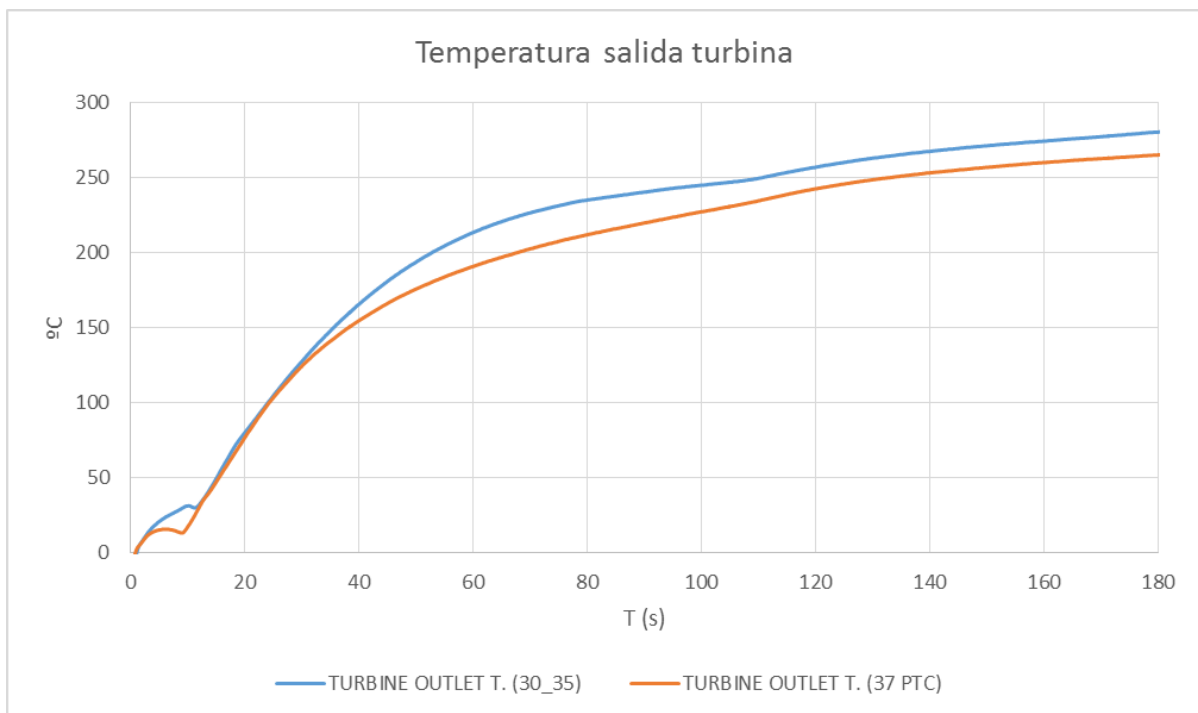


Figura 4.19 Temperatura entrada al DOC. Ensayos 30_35 y 37 PTC

Esto se debe a que, al ser mayor la tasa de EGR y al ser EGR de alta presión el realizado, aumenta el caudal de gases recirculados y por tanto que no pasan por la turbina. Esto hace que, aunque los gases de entrada se calienten debido a las resistencias eléctricas, el hecho de que sea menor la cantidad de gases que atraviesan la turbina hace que la temperatura de éstos sea menor. Si el caso anterior que estudiaba el efecto del calentamiento presentaba una mejora de 5.5 segundos a la hora de alcanzar los 200 °C en esto ensayos se ve sin embargo una pérdida de unos 10 segundos.

4.5.3 EFECTO DEL RETRASO DE LA INYECCIÓN

Como se ha mencionó en el punto correspondiente, el retraso en la inyección produce reducciones en las emisiones de NOx. Sin embargo el efecto de esta estrategia es menor que la del uso de EGR. Si modificando la inyección se pueden obtener mejoras del 25%, el EGR HP con un 30% de válvula puede llegar al 75% de reducción.

Además, como se explicó en el capítulo donde se describía el sistema de inyección, el retraso de ésta produce una pérdida en la estabilidad del motor, la cual se acentúa si el funcionamiento es en frío como es el caso.

Este punto perseguía hacer aun mayor la reducción de las emisiones de NOx combinando tanto el calentamiento del gas de entrada, un aumento de la tasa de EGR (a priori facilitado por el calentamiento mencionado) y el retraso de la inyección.

Como en el punto anterior se vio que el hecho de calentar ya producía inestabilidades de par y que la mejora en cuanto a prestaciones y emisiones no era clara, se decidió no completar este estudio con el retraso en la inyección. Los resultados de NOx se habrían visto mejoras, pero sin embargo las prestaciones se habrían visto mermadas a un nivel que quedaría ya fuera de lo aceptable.

Por tanto finalmente no fue modificada la inyección más que para ver su efecto aislado como se presentó en la introducción de este capítulo.

4.5.4 CONSUMO DEBIDO AL USO DE LAS RESISTENCIAS ELÉCTRICAS

Como se ha destacado en el punto 3.3.2 SISTEMA DE CALENTAMIENTO DEL GAS DE ENTRADA en los ensayos las resistencias han sido alimentadas mediante una fuente de alimentación externa la cual se regulaba para proporcionar 10 V.

En la realidad, si este sistema acabara implantándose en un vehículo, sería alimentado directamente de la batería del vehículo la cual a su vez y a través del alternador, absorbe parte de la energía producida por el motor. Es decir, el sistema de calentamiento del gas de entrada al igual que el resto de auxiliares resta potencia al motor o visto de otra manera, aumentan el consumo de éste.

No es muy difícil estimar el coste añadido en cuanto a consumo que las resistencias suponen. Estas resistencias a la tensión a la que se alimentan consumen una determinada potencia, la cual ha de ser proporcionada por el alternador (el cual tiene un rendimiento determinado). Dicho alternador recibe a su vez esa potencia del motor el cual también tiene un rendimiento con el que transforma la energía del combustible en energía útil en el eje.

Por tanto las resistencias eléctricas acaban suponiendo un aumento en la potencia que el motor debe entregar y por tanto un aumento en el consumo de combustible. El esquema siguiente puede ayudar a aclarar el flujo de energía y los factores que intervienen en él.

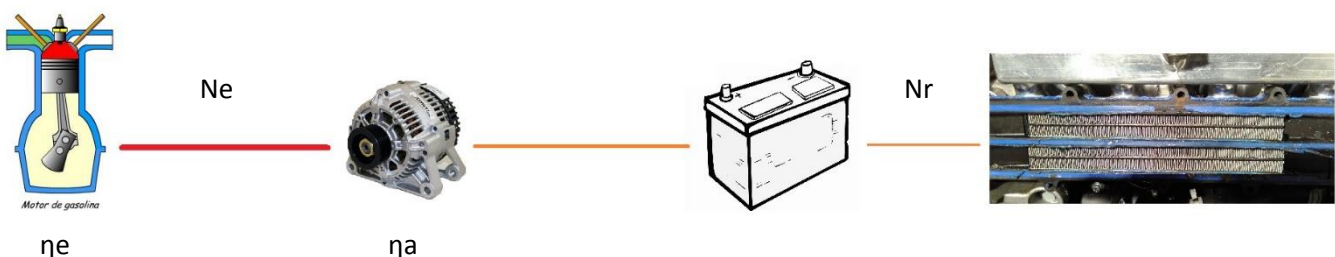


Figura 4.20 Flujo energético entre el motor y las resistencias.

Siendo:

- N_r , la potencia absorbida por las resistencias.
- N_e , la potencia desarrollada por el motor para alimentar las resistencias.
- η_e , el rendimiento del motor.
- η_a , el rendimiento del alternador.

A partir de las siguientes ecuaciones, la potencia extra y el consumo adicional debido a las resistencias puede ser obtenido:

$$N_e = \frac{N_r}{\eta_a}$$

Ecuación 4.7 Potencia eléctrica absorbida y potencia efectiva del motor.

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot H_c}$$

Ecuación 4.6 Rendimiento efectivo del motor.

De la ecuación anterior se quiere conocer el gasto de combustible y por tanto se pueden combinar ambas ecuaciones y resulta:

$$\dot{m}_f = \frac{N_r}{\eta_e \cdot H_c \cdot \eta_a}$$

Ecuación 4.8 Gasto de combustible asociado al consumo de las resistencias.

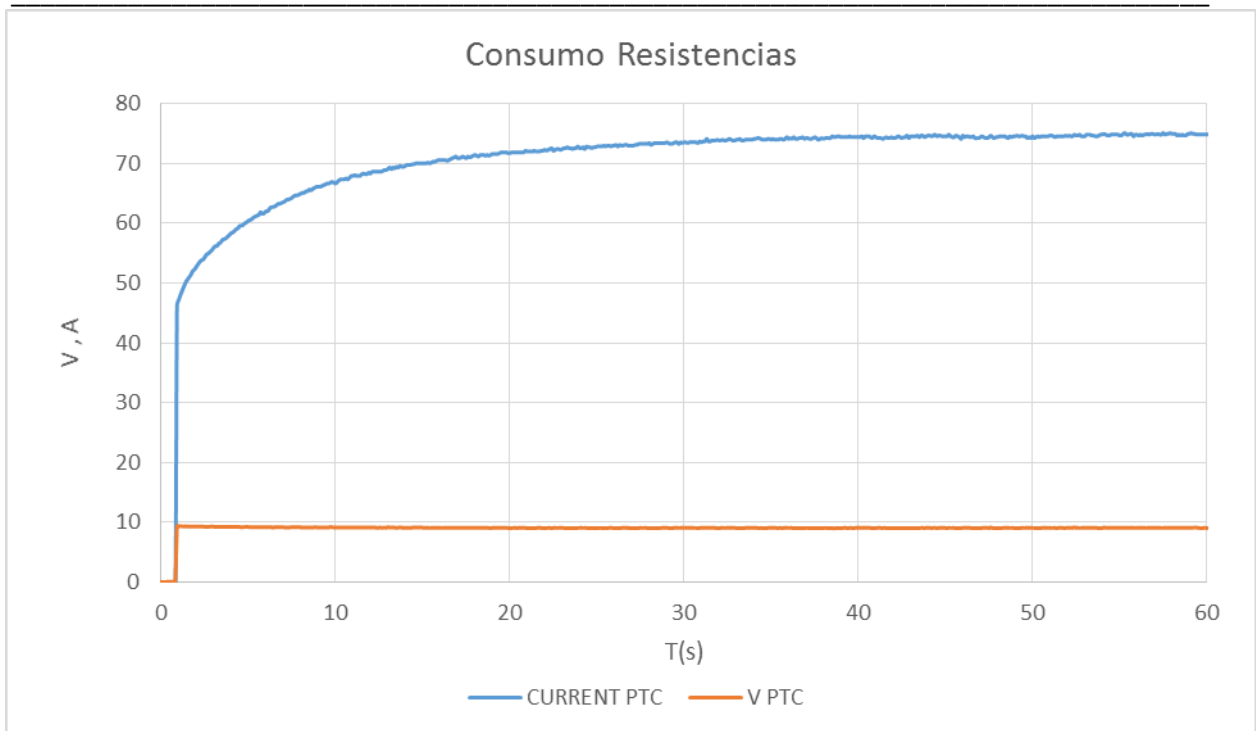
La potencia consumida por las resistencias se obtendrá tomando como referencia el ensayo 30_35 PTC del cual se conoce tensión e intensidad que circula por las mismas.

El rendimiento del motor es otra variable que se obtiene de los ensayos y la cual se puede conocer a partir de la Ecuación 4.6 Rendimiento efectivo del motor.

El rendimiento del alternador no es conocido pero se puede estimar en 0.8, un valor nada alejado de la realidad.

Por último, el poder calorífico del combustible, sabiendo que este es diésel se toma como 42.5 MJ/kg.

A continuación se muestran las curvas de tensión e intensidad por las resistencias.



Se ve que existe una caída de tensión de un voltio entre la fuente y los bornes de las resistencias. La fuente está regulada a 10 V pero al sistema de calentamiento llegan 9 V. La corriente que se tomará la máxima cuyo valor es de 75 A.

Como el sistema se alimenta de corriente continua la potencia puede calcularse como:

$$N_r = V \cdot I = 9 \cdot 75 = 675 \text{ W}$$

Queda determinar el rendimiento efectivo del motor, éste se presenta a continuación y ha sido determinado a partir de los resultados del ensayo y la Ecuación 4.6.

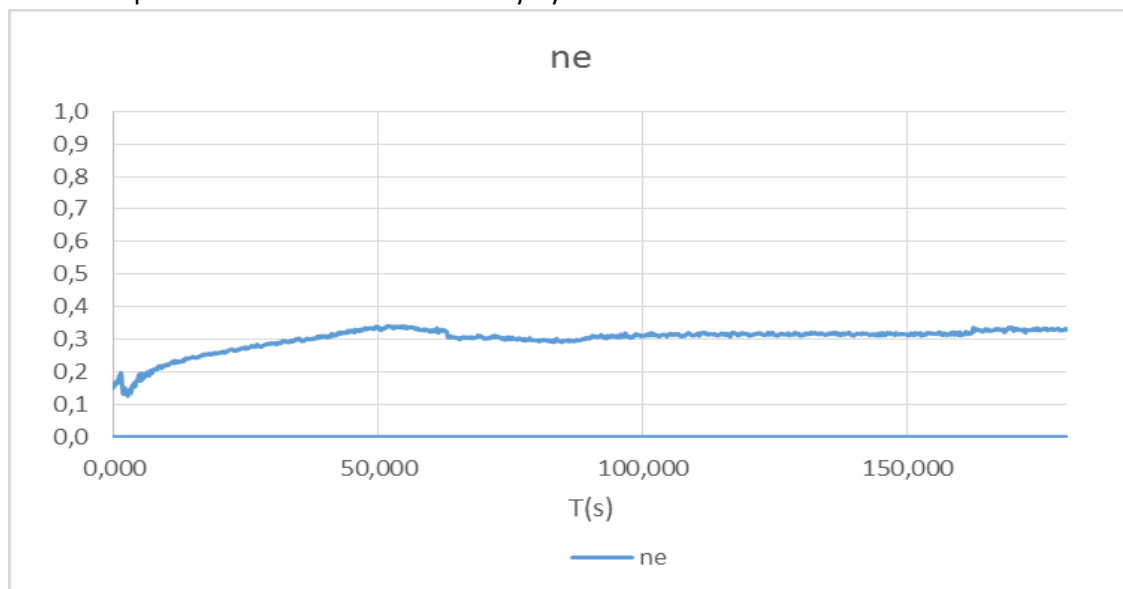


Figura 4.21 Rendimiento efectivo del motor. Ensayo 30_35 PTC.

Se tomara 0.3 como valor representativo del rendimiento efectivo. Introduciendo el resto de valores en las unidades correctas en la Ecuación 4.8 Ecuación 4.8 Gasto de combustible asociado al consumo de las resistencias., resulta un consumo de combustible añadido de:

$$mf = 0.238 \text{ kg/h.}$$

Comparando este valor con el consumo de combustible del vehículo durante el ensayo el cual se puede ver en la siguiente gráfica y puede estimarse en 2.75 kg/h, el incremento debido a las resistencias puede considerarse del orden del 7.96 %.

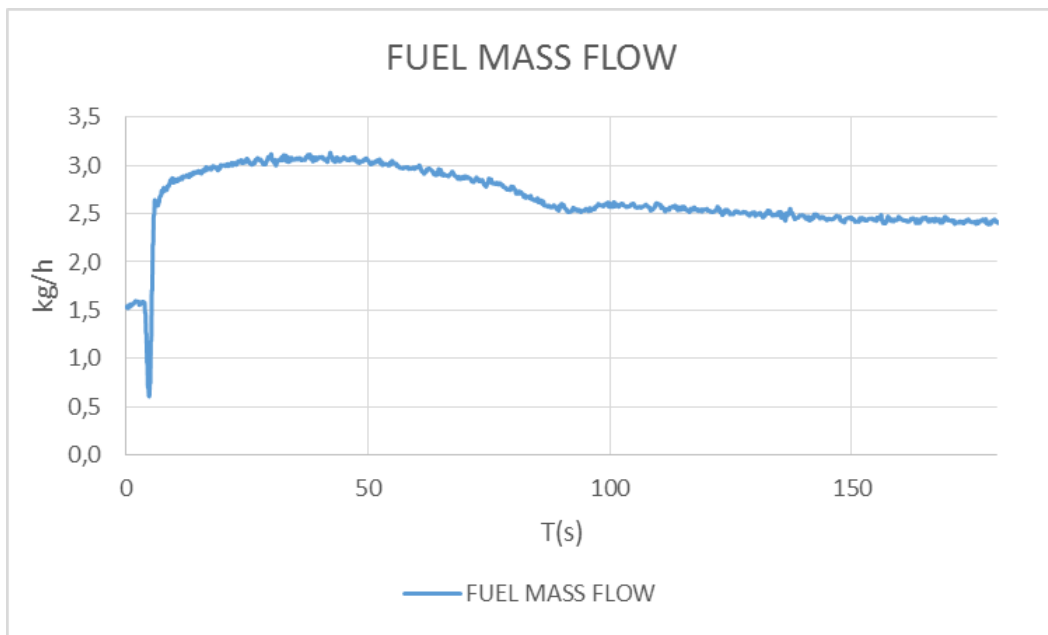


Figura 4.22 Gasto de combustible. Ensayo 30_35 PTC



4.6 CONCLUSIONES

Tras el análisis de resultados y a partir de los objetivos que el presente proyecto había establecido han sido obtenidas las siguientes conclusiones:

- La configuración recibida del motor produce ya una mejora mayor de la buscada sobre las emisiones de NOx respecto a la configuración serie del motor para funcionamiento en frío.
- El sistema de calentamiento basado en resistencias eléctricas con el que se ha trabajado produce, en efecto, un aumento de 25-30 °C en la temperatura del gas medida en las pipas de admisión. Sin embargo el calentamiento que produce la estrategia de EGR HP es mayor (entre 25 y 40 °C).
- Este calentamiento produce los efectos esperados en cuanto aumento de NOx (25%) y reducción de CO (4.7%) y HC (33%). Las prestaciones también se ven mejoradas pero en menor medida. El par presenta una mejora localizada y relacionada con la estabilidad. En rendimiento en cambio presenta una mejora del 25%.
- El aumento de la tasa de EGR (apertura de válvula incrementada de 30% a 37%) tiene un efecto negativo sobre las prestaciones del motor que no son compensadas por el efecto del calentamiento. El par presenta inestabilidades y reducciones de entre el 20 y 37%. El rendimiento por su parte se reduce alrededor del 24%.
- Se puede afirmar por tanto que no ha sido posible obtener las condiciones necesarias mediante el calentamiento del aire de admisión para el aumento estudiado de la estrategia de EGR HP.
- Sin embargo la mejora que se encuentra cuando se estudia el calentamiento aislado en las emisiones de HC presenta una vía donde el sistema de calentamiento puede ser útil.
- Fijando como máximo las emisiones de HC del ensayo 30_35 sería interesante si, empleando el calentamiento y modificando la apertura de válvula de EGR HP por debajo del 37% estudiado, es posible reducir los NOx sin afectar a la estabilidad del motor y sus prestaciones.
- El uso del sistema de calentamiento conlleva un aumento en el consumo del vehículo del 8%. Éste valor y la utilidad del sistema serán los que finalmente lo validarán o no. Ésta decisión ya queda fuera del alcance del presente proyecto y recae sobre los fabricantes del sistema de calentamiento y del motor.





BIBLIOGRAFÍA

- Payri, F; Desantes, JM. Motores de combustión interna alternativos. Ed. Reverté, 2011.
- Arrègle, J; Galindo, J; Pastor, JV; Serrano, JR; Broatch, JA; Luján JM; Payri, R; Torregrosa, AJ. Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos. Ed. UPV 2002.
- Pla Moreno, Benjamín. Análisis del proceso de recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diésel sobrealimentados. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 2008.
- Apuntes de la asignatura “Máquinas Térmicas” (núm. 11420) del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.
- Apuntes de la asignatura “Tecnología Energética” (núm. 11427) del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.



DOCUMENTO II: PRESUPUESTO

TRABAJO FINAL DE GRADO

“CUANTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DEL EFECTO DEL CALENTAMIENTO DEL AIRE DE ADMISIÓN EN LAS PRESTACIONES Y EMISIONES DE UN MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO EURO 6, BAJO CONDICIONES DE BAJA TEMPERATURA AMBIENTE (-7°C).”

Realizado por:

Juan José de la Cuesta Torrado

Dirigido por:

Dr. D. José Manuel Luján Martínez

Valencia, 2016



Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN	2
2. MANO DE OBRA	2
3. EQUIPOS	2
4. FUNGIBLES.....	3
5. PRESUPUESTO DETALLADO	4
6. PRESUPUESTO FINAL.....	4



1. INTRODUCCIÓN

El presente documento pretende recoger los costes que, tanto la realización de los ensayos como el análisis de los mismos, han conllevado.

Se dividirá este presupuesto en tres partidas, las cuales recogen los recursos humanos que han intervenido, el coste de los equipos empleados y los elementos consumidos (fungibles) como combustible y electricidad.

2. MANO DE OBRA

En la realización de ensayos y análisis de resultados han intervenido un ingeniero técnico industrial y un ingeniero superior industrial. A continuación se determina el coste por hora de ambos.

- Semanas: 52 semanas/año.
- Semanas de vacaciones: 4 semanas/año.
- Días festivos: 2 semanas/año.
- Semanas laborables: $52 - 4 - 2 = 46$ semanas/año.
- Horas laborables a la semana: 40 horas/semana.
- Horas laborables al año: $40 * 46 = 1840$ horas/año.

Ingeniero superior industrial:

Salario anual bruto = 73600 €/año.

Precio por hora = $73600 / 1840 = 40$ € / h.

Ingeniero técnico industrial:

Salario anual bruto = 46000 €/año

Precio por hora = $46000 / 1840 = 25$ € / h

3. EQUIPOS

En referencia a los equipos cabe decir que puesto que estos no se han comprado exclusivamente para estos ensayos y como van a servir para la realización de otros, el importe de éstos que va a reflejar el presupuesto va a ser la amortización de los mismos. Para su cálculo ha sido empleada la Ecuación 1.

$$A = \frac{C}{H} \cdot h$$

Ecuación 1 Cálculo de la amortización de los equipos.

Siendo A, el valor de la amortización. C el coste del elemento en cuestión. H, el número de horas de uso anuales y h, el número de horas que se ha usado el equipo.

Las horas de uso anuales de los equipos se han estimado en 350.



A continuación se recoge la lista de los materiales imprescindibles empleados para el presente estudio junto con el valor de su amortización.

Descripción	Precio (€)	Cantidad	Coste (€)	Vida útil (años)	Tiempo de funcionamiento (horas)	Amortización (€)
Equipo de refrigeración Frimetal 18 kW	22.620,00	1	22.620,00	10	120	775,54
Freno dinamométrico DYNAS 3 LI 250	271.655,12	1	271.655,12	10	40	1574,81
Analizador de contaminantes HORIBA Mexa 7100 D EGR	247.933,00	1	247.933,00	10	40	1437,29
Medidor de caudal Sensy-flow	24.980,00	1	24.980,00	10	40	144,81
Balanza de combustible AVL 733s	21.053,00	1	21.053,00	10	40	122,05
Ordenador de sobremesa	412,00	3	1.236,00	3	50	29,86

Tabla 1 Equipos y valor de su amortización.

4. FUNGIBLES

Este apartado recoge los elementos de carácter consumible que se han empleado. Éstos son el combustible empleado y la energía eléctrica consumida por la máquina de frío.

Para la realización de los ensayos y toda su preparación como calibración de equipos y pruebas sobre el montaje del motor han sido empleados 75 litros de diésel.

El consumo eléctrico de los ensayos viene justificado en gran medida por el equipo de refrigeración que debía enfriar la sala a -7 °C y mantenerla a esta temperatura. Las horas de funcionamiento de este equipo han sido 80. Con la potencia del sistema de refrigeración (18 kW) y las horas de funcionamiento se obtiene un consumo de 1440 kWh. Se tomará para el coste de la electricidad 0.1 €/kWh.



5. PRESUPUESTO DETALLADO

CAPITULO 1. REALIZACIÓN DE ENSAYOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS					
PARTIDA	DESCRIPCIÓN	PRECIO (€)	CANTIDAD	COSTE (€)	AMORTIZACIÓN (€)
EQUIPOS	Equipo de refrigeración Frimetal 18 kW	22.620,00	1	22.620,00	775,54
	Freno dinamométrico DYNAS 3 LI 250	271.655,12	1	271.655,12	1574,81
	Analizador de contaminantes HORIBA Mexa 7100 D EGR	247.933,00	1	247.933,00	1437,29
	Medidor de caudal Sensy-flow	24.980,00	1	24.980,00	144,81
	Balanza de combustible AVL 733s	21.053,00	1	21.053,00	122,05
	Ordenador de sobremesa	412,00	3	1.236,00	29,86

Total (€) 4.084,36
Costes directos complementarios (€) 2% 81,69
Total partida (€) 4.166,05

MANO DE OBRA	DESCRIPCIÓN	PRECIO (€/h)	CANTIDAD (h)	COSTE (€)
	Ingeniero superior industrial	40,00	50	2.000,00
	Ingeniero técnico industrial	25,00	40	1.000,00

Total (€) 3.000,00
Costes directos complementarios (€) 2% 60
Total partida (€) 3.060,00

FUNGIBLES	DESCRIPCIÓN	PRECIO (€/u)	CANTIDAD (u)	COSTE (€)
	Combustible diésel (l.)	1,30	75	97,50
	Electricidad (kWh)	0,10	2160	216,00

Total (€) 313,50
Costes directos complementarios (€) 2% 6,27
Total Partida (€) 319,77

Presupuesto de ejecución material (€) 7.545,82

Gastos generales (13%) 980,96
Presupuesto de ejecución material (€) 8.526,77

IVA (21%) 1.790,62
Presupuesto C/ IVA (€) 10.317,40

Tabla 2 Presupuesto detallado.

6. PRESUPUESTO FINAL

PARTIDA	COSTE (€)	GASTOS GENERALES 13% (€)	IVA 21% (€)	TOTAL (€)
EQUIPOS	4.166,05	541,59	988,60	5.696,24
MANO DE OBRA	3.060,00	397,80	726,14	4.183,94
FUNGIBLES	319,77	41,57	75,88	437,22

TOTAL (€)	10.317,40
------------------	------------------

Tabla 3 Presupuesto final.

Asciende el presupuesto, a la expresada cantidad de:

“DIEZ MIL TRESCIENTOS DIEZ Y SITE EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS”.