

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Análisis de la combinación de los sistemas de recirculación de gases de Alta y Baja presión sobre el comportamiento de un motor Diésel sobrealimentado.

Tesis Doctoral

Presentada por

D. José Antonio Soler Muniesa

Dirigida por:

Dr. D. José Manuel Luján Martínez

Valencia, 26 de Enero 2016

TESIS DOCTORAL

Análisis de la combinación de los sistemas de recirculación de gases de Alta y Baja presión sobre el comportamiento de un motor Diésel sobrealimentado

Realizada por: D. José Antonio Soler Muniesa

Dirigida por: Dr. D. José Manuel Luján Martínez

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. José Galindo Lucas

Secretario: Dr. D. Octavio Armas Vergel

Vocal: Dr. D. Francisco Vera García

Valencia, 26 de Enero de 2016

Resumen

El uso de la técnica de Recirculación de Gases de Escape (EGR) para la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) en motores Diésel se inicia con las primeras normativas EURO y se extiende hasta hoy en día. Si bien los sistemas post-tratamiento se planteaban como alternativa para sustituir al EGR, finalmente, ambas tecnologías se han complementado para lograr alcanzar las estrictas limitaciones impuestas por las actuales normativas vigentes (EURO6, TIER2). El hecho de que el EGR actúe en la reducción de NO_x desde su origen en el proceso de combustión de forma efectiva y la simplicidad de ser implementado en un motor, han sido algunas de las ventajas que han mantenido al EGR como una de las principales técnicas contra los NO_x . Además, desde otro punto de vista, el uso del EGR se está extendiendo en otras aplicaciones como los MEP o HCCI para gestionar estrategias de funcionamiento propias de dichas motorizaciones.

Hasta ahora el EGR de alta presión refrigerado (HPEGR) había sido la configuración más generalizada para llevar a cabo la tasa de EGR. Sin embargo, se ve limitado para alcanzar altas tasas de EGR por su efecto en la T_{adm} , el incremento del g_{ef} o en las emisiones de partículas (PM). Ante esta situación, se planteaba el EGR de baja presión (LPEGR) como alternativa para superar estas limitaciones, aunque conlleva otras desventajas como el bajo valor de $\Delta P_{esc-adm}$ que impide realizar altas tasas de EGR o su efecto sobre otras emisiones contaminante durante el calentamiento motor en el ciclo de homologación.

En el marco de los nuevos retos a los que se enfrentan los vehículos ligeros con las futuras normativas (WLTP o TIER3) y con las citadas limitaciones individuales de los sistemas HPEGR y LPEGR, en esta Tesis Doctoral se plantea el análisis de la combinación de las técnicas de EGR de alta y baja presión para alcanzar altas tasas de EGR y sus efectos sobre el consumo y las emisiones. Para llevar a cabo este objetivo, desde el punto de vista experimental, se plantean dos estrategias diversas de combinación: por una parte la combinación simultánea de ambos sistemas y por otra la combinación secuencial.

Para la combinación simultánea de los sistemas de HPEGR y LPEGR, se realiza un barrido de combinación de ambos sistemas en cinco puntos de funcionamiento del motor dentro del área de EGR. Para todos los puntos ensayados se analiza la capacidad de realizar mayores tasas de EGR que los sistemas individuales, desde el punto de vista de la renovación de la carga. Dicho análisis se lleva a cabo mediante el estudio de la evolución de las propiedades de la masa atrapada en el cilindro, el rendimiento volumétrico y las condiciones de funcionamiento del turbocompresor. Además se analizan las evoluciones del g_{ef} y de las emisiones contaminantes.

Respecto a la combinación secuencial de HPEGR y LPEGR, se realizan diversos ensayos de un ciclo de homologación NEDC a distintas temperaturas de funcionamiento (20°C, 0°C y -7°C). La estrategia de combinación secuencial implica empezar el ciclo de homologación con el sistema HPEGR y en determinado instante del ciclo (600s y 800s) cambiar al sistema LPEGR. Para estos ensayos se ha realizado el estudio de la evolución del calentamiento motor y el efecto en las emisiones de NO_x .

Finalmente, como aportación práctica, se plantea una técnica de estimación de gasto de LPEGR mediante el balance energético en el volumen de control definido en la unión del sistema de LPEGR con el conducto de aire fresco, antes de la entrada al compresor.

Resum

L'ús de la tècnica de Recirculació de Gasos d'Escapament (EGR) per a la reducció de les emissions d'òxids de nitrogen en motors Dièsel s'inicia amb les primeres normatives EURO i s'ha anat utilitzant fins l'actualitat. Si bé els sistemes post-tractament es plantejaven com a alternativa per a substituir al EGR, finalment ambdós tecnologies s'han complementat per a aconseguir les estrictes limitacions imposades a hores d'ara (EURO6, TIER2). El fet de que l'EGR actue en la reducció de NO_x des del seu origen en el procés de combustió de forma efectiva i la simplicitat per a ser implementat en un motor, han sigut alguns dels avantatges que han mantingut al EGR com una de les principals tècniques contra els NO_x . A més, des d'un altre punt de vista, s'està estenent l'ús del EGR en altres aplicacions com en els MEP o HCCI per a gestionar estratègies de funcionament pròpies de dites motoritzacions.

Fins ara l'EGR d'alta pressió refrigerat (HPEGR) havia sigut la configuració més generalitzada per a dur a terme la taxa de EGR. No obstant, això es veu limitat per a aconseguir altes taxes d'EGR pel seu efecte en la T_{adm} , l'increment del g_{ef} o en les emissions de partícules (PM). Davant d'aquesta situació, es planteja l'EGR de baixa pressió (LPEGR) com a alternativa per a superar estes limitacions, encara que comporta altres desavantatges com el seu efecte a les altres emissions en condicions de funcionament de motor fred o el baix valor de $\Delta P_{esc-adm}$ que impedeix realitzar altes taxes de EGR.

En el marc dels nous reptes als què s'enfronten els vehicles lleugers amb les futures normatives (WLTP o TIER3) i de les esmentades limitacions individuals dels sistemes HPEGR i LPEGR, en esta Tesi Doctoral es planteja l'anàlisi de la combinació de les tècniques de EGR d'alta i baixa pressió per a aconseguir altes taxes de EGR, des del punt de vista del procés de renovació de la càrrega, i els seus efectes sobre el consum i les emissions. Per a dur a terme este objectiu es plantegen dos estratègies diverses de combinació: d'una banda la combinació simultània d'ambdós sistemes i per una altra la combinació seqüencial.

Per a la combinació simultània dels sistemes de HPEGR i LPEGR, es realitza un mostreig de combinació d'ambdós sistemes en cinc punts dins de l'àrea de EGR del motor. Per a tots els punts assajats es realitza una anàlisi de la capacitat de realitzar majors taxes de EGR que els sistemes individuals, des del punt de vista de la renovació de la càrrega. Aquest anàlisi es du a terme per mitjà de l'estudi de l'evolució de les propietats de la massa atrapada en el cilindre, el rendiment volumètric i les condicions de funcionament del turbocompressor. A més es realitza l'anàlisi de les evolucions del g_{ef} i de les emissions contaminants.

Respecte a la combinació seqüencial de HPEGR i LPEGR, es realitzen diversos assajos d'un cicle d'homologació NEDC a distintes temperatures de funcionament (20°C, 0°C i -7°C). L'estratègia de combinació seqüencial implica començar el cicle d'homologació amb el sistema HPEGR i en determinat instant del cicle (600s i 800s) canviar al sistema LPEGR. Per a estos assajos s'ha realitzat l'estudi de l'evolució del calfament del motor i l'efecte en les emissions de NO_x .

Finalment, com a aportació pràctica, es planteja una tècnica d'estimació de gast màsic de LPEGR. per mitjà del balanç energètic en el volum de control definit en la unió del sistema de LPEGR amb el conducte d'aire fresc abans del compressor.

Abstract

The use of Exhaust Gas Recirculation (EGR) as a technique to reduce nitrogen oxides emissions (NO_x) in Diesel engines started with the EURO regulations and continues to the present day. While aftertreatment systems were proposed as an alternative to replace EGR, the combination of both technologies has achieved the current strict regulations (EURO 6, TIER 2). The fact that EGR reduces NO_x originated into the combustion process with high effectiveness and with easy implementation in the engine, are the most important advantages which have kept EGR as one of the main techniques against NO_x . Additionally, from another point of view, the use of EGR is spreading in other applications such as SI engines and HCCI, as a strategy to manage functional tasks on them.

So far, the cooled high pressure EGR system (HPEGR) has been the most widespread configuration to perform EGR. Nonetheless, it is limited in achieving high EGR rates by its effects on T_{intake} , BSFC and particulate emissions (PM). In this context, low pressure EGR (LPEGR) was raised as an alternative to overcome these limitations. However, LPEGR has other disadvantages such as low value of $\Delta P_{exh-intk}$ which prevents high EGR rates during some engine conditions or the effect on other pollutant emissions during engine warm up at the emissions cycle.

Considering the new challenges that light vehicles will face in the future regulations (WLTP or TIER 3) and the aforementioned individual limitations for HPEGR and LPEGR systems, this PhD. Thesis propounds the analysis of the combination of both EGR techniques, HPEGR and LPEGR, in order to show the ability to reach high EGR rates and the effects on fuel consumption and pollutant emissions.

To accomplish this objective, by means of experimental tests, two different combination strategies are evaluated: firstly, a simultaneous combination of both HPEGR and LPEGR systems and, secondly, a sequential combination of the individual systems.

For simultaneous combination of HPEGR and LPEGR, a sweep of EGR rates combining the use of both systems is performed at five engine operation points within the engine operating range of EGR. For all tested points, the ability of reaching higher rates of EGR with the combination than with individual systems is analyzed from the air management point of view. The analysis is performed by studying the evolution of the properties of the trapped mass into the cylinder, the engine volumetric efficiency and the turbocharger performance. Besides analyzing the evolution of BSFC and pollutant emissions.

Regarding the sequential combination of HPEGR and LPEGR, various tests of the NEDC emission cycle are performed in different ambient temperatures (20°C, 0°C and -7°C). The sequential combination strategy involves starting the test cycle with HPEGR and, after a given time (600s and 800s), switching to LPEGR system. For these tests, the engine warm up evolution and pollutant emissions evolution are analyzed.

Finally, as a practical contribution, an estimation technique of LPEGR mass flow is proposed by means of an energy balance into the control volume defined at the joint between the LPEGR and the fresh air ducts, just before the compressor intake.

A Mila

Agradecimientos

Durante este tiempo he tenido la posibilidad de encontrarme y conocer a mucha gente que, de una u otra forma, quisiera que se sintieran reflejados en este documento y agradecerles así todo lo que me han dado. Pues gracias a ellos, he podido dedicarme a la investigación de motores y hoy esta tesis es posible.

Sobretudo, quisiera agradecer a José Manuel Luján la bonita oportunidad de haber podido trabajar a su lado. Ha sido una gran experiencia poder aprender ya no solo de su sabiduría si no también de su entusiasmo e ilusión por este trabajo. Gracias por compartir este tiempo conmigo y ofrecerme siempre un hueco entre todas tus piezas y papeles.

También quisiera agradecer de forma muy especial a Benjamín Plá su apoyo y colaboración durante el tiempo en el CMT. Has sido siempre una referencia en lo profesional y lo personal.

Gracias también a Vicente, Raúl y Juan Antonio, que con su buen hacer, y sobre todo con su paciencia, ha sido posible llevar a cabo todo lo que quise probar para esta tesis.

Por otra parte, quisiera agradecer al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, en concreto a su Dirección, la gran oportunidad de formar parte de él y de haber podido desarrollar aquí mi etapa de doctorado. Gracias a todos los profesores, secretaria, técnicos, doctorandos y proyectandos de este departamento por todos estos años compartidos. En especial a todos los compañeros de de Renovación de Carga.

Quisiera agradecer con especial cariño a Francisco González la gran oportunidad que me brindó al poder entrar en el departamento, pero sobre todo de poder trabajar junto a él, transmitiéndome su ilusión y su gran pasión por los motores. Gracias por tu confianza y, siempre, por tu cercanía.

Recordando mis inicios en CMT, debo dedicarles un fuerte agradecimiento a toda la gente que me he encontrado en el CAT, pues no solo hemos sido compañeros sino que además, con los kilómetros, se ha forjado una gran amistad.

A mis amigos, los de siempre y los que me he ido encontrando por sorpresa. Por que me han acompañado compartiendo mis alegrías y mis ilusiones.

Por su puesto, siempre, agradecer a mi familia, mis padres y mis hermanos, que siempre están ahí y han disfrutado y sufrido todo desde el principio.

Por último agradecerle a Esther por ser mi *compañera*, por apoyarme y acompañarme siempre en todas las aventuras. Y a Mila, por robarle en sus primeros días el tiempo que le correspondía.

Índice general

Índice	I
Tabla de símbolos	V
1 Introducción y Objetivo	1
1.1 Antecedentes y motivación	2
1.2 Objetivo	5
1.3 Metodología	6
Bibliografía	8
2 Estado del arte de la Recirculación de Gases de Escape.	9
2.1 Los Óxidos de Nitrógeno en motores Diésel.	10
2.1.1 Introducción.	10
2.1.2 Origen de los NO _x en el proceso de combustión de motores Diésel.	11
2.1.3 Normativas anticontaminantes	13
2.2 Reducción de NO _x en motores Diésel mediante EGR.	22
2.2.1 Efecto del EGR en las emisiones NO _x	22
2.2.2 Nuevos métodos para la reducción de NO _x	23
2.2.3 Nuevas aplicaciones del EGR	27

2.3	La técnica de Recirculación de Gases de Escape en motores Diésel Sobrealimentados.	30
2.3.1	Definición y Clasificación de los Sistemas EGR.	30
2.3.2	Sistemas EGR de Alta y Baja presión	33
2.3.3	Combinación de HPEGR y LPEGR	36
	Bibliografía	40
3	Herramientas experimentales y teóricas.	47
3.1	Introducción	48
3.2	Descripción de la instalación experimental	48
3.2.1	Motor	48
3.2.2	Sala	53
3.3	Descripción de los ensayos	56
3.3.1	Ensayos para la combinación simultánea de los sistemas HPEGR y LPEGR.	56
3.3.2	Ensayos para la combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR.	59
	Bibliografía	61
4	Combinación simultánea de EGR HP y EGR LP.	63
4.1	Introducción	64
4.2	Proceso de Renovación de la Carga	65
4.2.1	Propiedades de la Masa Atrapada en los cilindros	65
4.2.2	Rendimiento Volumétrico η_v	70
4.2.3	Turbogruppo	71
4.3	Comportamiento del Motor	77
4.4	Emisiones Contaminantes	78
4.4.1	Emisiones de Óxido de Nitrógeno	79

4.4.2	Opacidad	80
4.4.3	Emisiones de Hidrocarburos	81
4.4.4	Emisiones de Monóxido de Carbono	83
	Bibliografía	84
5	Combinación secuencial de EGR HP y EGR LP.	85
5.1	Introducción.	86
5.2	Resultados de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.	89
5.2.1	Evolución del calentamiento motor.	91
5.2.2	Evolución de las emisiones durante Ciclo de Homologación. . .	98
5.3	Resumen de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.	106
	Bibliografía	107
6	Estimación de gasto de EGR de Baja Presión mediante Balance Energético	109
6.1	Introducción	110
6.2	Metodología para la estimación de LPEGR.	111
6.2.1	Planteamiento teórico del método de estimación de gasto de LPEGR.	111
6.2.2	Instrumentación del sistema de LPEGR.	112
6.2.3	Metodología hipótesis rendimiento volumétrico constante. . . .	113
6.3	Validación del método de Balance Energético para la estimación de gasto de LPEGR.	114
6.3.1	Medida de temperatura a la entrada del compresor.	114
6.3.2	Resultados de estimación de gasto de LPEGR.	115
	Bibliografía	117

7 Conclusiones y trabajos futuros	119
7.1 Introducción	120
7.2 Conclusiones combinación simultánea HPEGR y LPEGR	120
7.3 Conclusiones combinación secuencia HPEGR y LPEGR	121
7.4 Conclusiones metodología de estimación del gasto EGR mediante balance energético	122
7.5 Trabajos futuros	123
Índice Bibliográfico	125

Tabla de símbolos

g_{ef}	Consumo específico de combustible
$g_{ef}^{NO_x}$	Gasto específico de NO_x
g_{ef}^{CO}	Gasto específico de CO
g_{ef}^{HC}	Gasto específico de HC
$i_{emision}$	Fracción de emisiones durante ciclo de homologación
i_{CO}	Fracción de emisiones CO durante ciclo de homologación
i_{fuel}	Fracción de combustible consumido durante ciclo de homologación
i_{HC}	Fracción de emisiones HC durante ciclo de homologación
i_{NO_x}	Fracción de emisiones NO_x durante ciclo de homologación
\dot{m}_{aire}	gasto másico de aire
\dot{m}_{comp}	gasto másico de a través del compresor
\dot{m}_{egr}	gasto másico de EGR
\dot{m}_{hp}	gasto másico de HPEGR
\dot{m}_{lp}	gasto másico de LPEGR
\dot{m}_{lp}^{be}	gasto másico de LPEGR estimado mediante balance energético
$\dot{m}_{egr}^{\eta_v}$	gasto másico de EGR estimado mediante rendimiento volumétrico
\dot{m}_f	gasto másico de combustible
p_{adm}	presión de admisión
p_{esc}	presión de escape
PME	presión media efectiva
r_c	relación de compresión del compresor
r_t	relación de expansión de la turbina
T_{adm}	Temperatura del gas de admisión
T_{motor}	Temperatura del refrigerante a la salida del motor
T_{esc}	Temperatura de escape

T_{aire}	Temperatura del aire
T_{lp}	Temperatura de salida del gas de LPEGR
T_{comp}	Temperatura de entrada del compresor
T_{comp}^{be}	Temperatura de entrada del compresor estimada por balance energético
T_{comp}^1	Temperatura de entrada del compresor en la posición 1
T_{comp}^2	Temperatura de entrada del compresor en la posición 2
T_{comp}^3	Temperatura de entrada del compresor en la posición 3
T_{comp}^m	Temperatura media de entrada del compresor
η_v	rendimiento volumétrico del motor
$\Delta P_{esc-adm}$	Diferencia de presión escape-admisión en circuitos EGR

Abreviaturas

$DeNO_x$	Sistema o estrategia de eliminación de NO_x
DPF	Filtro de partículas. <i>Diesel Particulate Filter</i>
DOC	Catalizador de oxidación HC y CO
ECU	Unidad de control de motor. <i>Engine Control Unit</i>
EGR	Recirculación de gases de escape. <i>Exhaust gas recirculation</i>
HPEGR	Recirculación de gases de escape de alta presión. <i>High Pressure Exhaust gas recirculation</i>
LPEGR	Recirculación de gases de escape de baja presión <i>Low Pressure Exhaust gas recirculation</i>
I+D+I	Investigación + Desarrollo + Innovación
HCCI	Mezcla homogénea encendida por compresión <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
LNT	<i>Lean NOx Trap</i>
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEC	Motor encendido por compresión
MEP	Motor encendido provocado
ONU	Organización Naciones Unidas
OBD	<i>On-Board Diagnostic</i>
UNECE	<i>United Nations Economic Commission for Europe</i>
SAMARUC	Sistemas Automáticos para Motores Alternativos

	con Registros de Unidades y Control
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i>
TGV	Turbina Geometría Variable
UE	Unión Europea
VVA	Sistema de distribución variable. <i>Variable Valve Actuation</i>
WCAC	Intercambiador Aire-Agua. <i>Water Charge Air Cooler</i>

Normativas

APCD	Distritos de Control de la Polución del Aire de Los Ángeles
CARB	<i>California Air Resources Board</i>
BIN	Certificación de vehículos TIER 2.
EURO	Normativa Europea de emisiones de vehículos ligeros
EPA	<i>U.S. Environmental Protection Agency</i>
FTP 75	<i>Federal Test Procedure 75</i> . Circuito de homologación de TIER 2.
LEV III	<i>Low Emission Vehicle</i> Normativa Californiana de emisiones de vehículos ligeros
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i> . Ciclo de homologación EURO.
RDE	Emisiones en conducción real. <i>Real Driving Emissions</i>
SRC	Standar Road Cycle
SBC	Standar Bench Cycle
TIER 2	Normativa de EEUU de emisiones de vehículos ligeros
WLTC	Ciclo de homologación de WLTP <i>Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle</i>
WLTP	<i>World-Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure</i>
WP 29	<i>World Party 29</i> . UNECE

Ensayos

HP	Ensayo ciclo de homologación NEDC desarrollado con el sistema HPEGR.
HP 800s	Ensayo ciclo de homologación NEDC desarrollado con combinación secuencial de HPEGR y LPEGR a 800s.
HP 600s	Ensayo ciclo de homologación NEDC desarrollado con combinación secuencial de HPEGR y LPEGR a 600s.

HP 400s	Ensayo ciclo de homologación NEDC desarrollado con combinación secuencial de HPEGR y LPEGR a 600s.
LP	Ensayo ciclo de homologación NEDC desarrollado con el sistema LPEGR.

Capítulo 1

Introducción y Objetivo

Índice

1.1 Antecedentes y motivación	2
1.2 Objetivo	5
1.3 Metodología	6
Bibliografía	8

1.1 Antecedentes y motivación del desarrollo de la investigación

Los motores de combustión interna alternativos han sido fundamentales para la obtención de energía mecánica desde su aparición en el siglo *XIX*. Aunque son extensas sus aplicaciones en distintos campos, su fama les viene de la aplicación en los vehículos ligeros para el transporte de pasajeros, los cuales han permitido incrementar la movilidad de las personas y son imagen de la sociedad dinámica actual.

Si bien el desarrollo de los motores para vehículos ligeros se centró en el aumento de su potencia específica y el incremento de su rendimiento, en torno a mediados del siglo *XX* comenzaron a aparecer las primeras normativas respecto a las emisiones contaminantes y se planteaba un nuevo objetivo en la investigación de los motores: construir motores más “limpios”.

En la actualidad estos objetivos siguen estando vigentes, aunque existen nuevas motivaciones. Por un lado, la alta dependencia del petróleo como fuente de combustible no renovable y la alta participación de los motores en las emisiones de CO_2 , gas que participa en el efecto invernadero y el calentamiento global, han hecho que la investigación se dirija de forma importante a incrementar el rendimiento de los motores sin que se vean mermadas sus prestaciones. Por otra parte, la acumulación masiva de vehículos motorizados en las ciudades ha aumentado la concentración de sustancias contaminantes en la atmósfera urbana, tanto que los niveles alcanzados en determinadas ocasiones superan los límites permitidos para la salud humana. Estas especies contaminantes son fundamentalmente los hidrocarburos (HC), el monóxido de carbono (CO), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas contenidas en el gas de escape (PM). La presión social está obligando a los gobiernos a hacer más estrictas las normativas de emisiones y políticas que incentiven el uso de motores más respetuosos con el medio ambiente [1].

Los motores más empleados para propulsar los vehículos ligeros han sido los de cuatro tiempos, tanto en su versión de encendido provocado de ciclo Otto (MEP) como de encendido por compresión de ciclo Diésel (MEC). Estas motorizaciones, debido a su mejor control de las emisiones, han permitido cumplir con la normativas vigentes y dar respuesta a las expectativas y necesidades de los usuarios finales. Aunque los MEP han dominado siempre el mercado en los vehículos ligeros, en los últimos años los MEC han ganado terreno y se han ido imponiendo en algunos mercados, como por ejemplo el europeo [2].

El incremento en la demanda de los MEC es debido a su bajo consumo y al incremento de su potencia efectiva, características que son muy valoradas por los conductores. Dichas mejoras han sido posibles por los altos niveles de sobrealimentación y los nuevos sistemas de inyección directa de alta presión. Ambos han logrado un elevado

incremento de la presión media efectiva y del rendimiento del motor en un amplio rango de funcionamiento.

Sin embargo, el control de las emisiones contaminantes de los MEP frente a los MEC se ha constituido en su principal ventaja. Las emisiones características de los MEP son controladas gracias al uso de los catalizadores de 3 vías (HC , CO y NO_x). Por contra, las emisiones de los MEC son más difíciles de eliminar y exigen la combinación de múltiples técnicas que generalmente afectan a las prestaciones del motor y encarecen su fabricación.

Las principales emisiones de los MEC son las partículas de hollín (PM , del inglés *Particle Matter*) y los Óxidos de Nitrógeno (NO_x) [3]. Las emisiones de partículas han sido notablemente reducidas gracias a los ya citados nuevos sistemas de inyección directa de alta presión que mejoran la mezcla aire-combustible durante el proceso de combustión. Además, ha sido necesario el uso de filtros de partículas (de uso generalizado en prácticamente todos los motores Diésel a partir de la normativa EURO 4) para alcanzar los niveles establecidos por las normativas anticontaminantes.

Las emisiones de NO_x son el gran inconveniente de los MEC, pues es difícil eliminarlas de los gases de escape debido al funcionamiento con exceso de O_2 . Hasta hoy la recirculación de gases de escape del motor (EGR) ha sido la técnica más utilizada para su reducción, dada su sencillez tecnológica y por permitir cumplir la normativa.

Las arquitecturas utilizadas para realizar el EGR han sido diversas y se han ido perfeccionando a medida que las necesidades lo iban exigiendo. Pero ha sido el EGR externo de alta presión refrigerado el que se ha impuesto por su sencillez técnica y su capacidad para controlar el gasto y la temperatura del EGR. El desarrollo actual del sistema de EGR de alta presión ha permitido alcanzar los valores de emisiones de NO_x establecidos por las normativas e ir reduciendo el efecto negativo que tiene sobre el rendimiento y las prestaciones del motor. Sin embargo, como se expone a lo largo de este documento, la capacidad para seguir aumentando la tasa de EGR del sistema de alta presión se ve limitada por la temperatura de admisión, el acoplamiento que existe con el grupo turbocompresor y la distribución de EGR entre cilindros.

Las limitaciones en el EGR de alta presión para realizar altas tasas de EGR, que afectan al rendimiento del motor o a las emisiones de otras especies contaminantes, ha propiciado los estudios sobre otras técnicas para llevar a cabo el EGR. En esta línea, el interés en las investigaciones del EGR de baja presión ha ido en aumento, e incluso ya ha llegado a algunos motores de pequeña cilindrada de vehículos comerciales, pues se ha demostrado que es capaz de superar las limitaciones del EGR de alta presión para dar un paso más en la reducción de emisiones de NO_x , con menor influencia en las emisiones de partículas y en el rendimiento del motor [4].

Pero el EGR de baja presión, a pesar de su buen comportamiento, también tiene asociada su problemática particular. La principal limitación para su aplicación comercial

es que el gas de escape tiene que atravesar todo el conducto de admisión y se corre el riesgo de que las sustancias que arrastra actúen contra los componentes del sistema de admisión (compresor e intercooler principalmente). Además, desde el punto de vista de la renovación de la carga se plantean dos limitaciones. Por una parte la necesidad de forzar el gasto de EGR debido a la pequeña diferencia de presiones entre admisión y escape. Por otra parte, el retraso en alcanzar la proporción de EGR necesario en procesos transitorios.

Junto al uso del EGR, nuevas técnicas basadas en post-tratamientos de los gases de escape (SCR y LNT, del inglés *Selective Catalis Reduction* y *Lean NO_x Trap*) ya son utilizadas para alcanzar los límites de emisiones de NO_x establecidos por las reglamentaciones más estrictas y las futuras. Pero el EGR aún sigue siendo necesario en dichas aplicaciones.

Por otra parte, para eliminar las emisiones de NO_x y PM desde el origen de las mismas e incrementar el rendimiento de los motores, numerosas investigaciones se están dirigiendo a desarrollar nuevos modos de combustión, englobados en la combustión por compresión de mezcla homogénea, HCCI (del inglés *Homogeneous Charge Compression Ignition*). Estas técnicas, si bien no se han introducido en los motores comerciales siguen siendo una apuesta de futuro para construir motores con menos emisiones [5]. En esta nueva concepción de los motores, el EGR adquiere un papel importante, pues permite controlar las propiedades de la masa atrapada en el cilindro y así controlar el proceso de combustión.

El EGR en los motores Diésel para vehículos ligeros sigue siendo la técnica empleada para la reducción de las emisiones de NO_x , pues ayuda a eliminar estas emisiones desde el origen con un reducido coste tanto tecnológico como económico comparado con otras técnicas. Incluso para las futuras generaciones de motores donde se plantea el uso de sistemas de post-tratamiento el EGR sigue siendo necesario. Por otro lado, las investigaciones que se están desarrollando en otros campos, como los motores de gasolina de inyección directa o los que funcionan con nuevos modos de combustión, el EGR se considera una herramienta de control, lejos de su función para la reducción de las emisiones de NO_x . Todo esto, unido al alto grado de desarrollo de la tecnología circundante, hace prever que el uso de EGR se extienda aun más en el tiempo y en las aplicaciones.

1.2 Objetivo

El objetivo principal de esta tesis doctoral es estudiar la viabilidad de un sistema combinado de EGR de alta y baja presión aplicado a un motor Diésel sobrealimentado de inyección directa. Este objetivo, de carácter general, obliga a definir los siguientes objetivos secundarios de forma más concreta y evaluable.

1. Evaluar la capacidad de alcanzar altas tasas de EGR mediante la combinación de ambos sistemas. Este estudio aportará información respecto a la capacidad de recircular gas de escape. En este fenómeno influirán la temperatura de admisión, que afecta directamente en la densidad del gas de admisión, el comportamiento del turbogrupo y el salto de presiones entre los conductos de escape y admisión. En este aspecto también tienen influencia los elementos de control para gestionar esa tasa de EGR.
2. Analizar experimentalmente la evolución de emisiones contaminantes. El efecto que tiene el EGR sobre las emisiones contaminantes es fundamental. No solo sobre los NO_x , que es lo que se pretende atacar al realizar EGR, sino también su efecto sobre las emisiones PM , las cuales están inversamente relacionadas. Además son importantes las emisiones de HC y CO , que con altos niveles de EGR comienzan a tener importancia en el computo final.
3. Mostrar las prestaciones características del motor ante la combinación de ambos sistemas de EGR. Los parámetros característicos que se analizarán para llevar a cabo este objetivo son la presión media efectiva y el consumo específico del motor.

Por último, un objetivo complementario de esta tesis doctoral es el de definir una metodología que permita cuantificar con la mayor precisión posible el gasto de EGR que está circulando por cada uno de los circuitos sin utilizar equipos de medida de laboratorio. Esta herramienta permitirá evaluar cual es la aportación de cada uno de los sistemas de EGR ayudando a las funciones de control y mejora sobre la tasa de EGR realizada.

1.3 Metodología

Para alcanzar una respuesta a los objetivos planteados se ha definido una metodología de trabajo que guíe el proceso de estudio. Aunque los pasos que se definen a continuación tienen un sentido cronológico y dan lugar a la rígida estructura de capítulos del presente documento, pasar de uno a otro no es un proceso cerrado.

El proceso comienza, una vez definida la línea de investigación, por una revisión bibliográfica que ofrezca una visión amplia sobre el estado del arte en la técnica de EGR en el momento actual (Capítulo 2). De esta forma se justifica y orienta la investigación hacia las dificultades y necesidades que plantea la comunidad científica. Fundamentalmente se ha profundizando en tres campos como son:

- La evolución tecnológica del EGR en motores Diesel. Cómo ha ido evolucionando la tecnología para ir alcanzando las condiciones necesarias de EGR y reducir las emisiones de NO_x . Además, por supuesto, de evitar efectos colaterales sobre el resto de emisiones del motor, el consumo específico y sobre otros componentes del sistema de renovación de la carga.
- El estudio de otras técnicas para la reducción de las emisiones de NO_x . La alta exigencia de las normativas anticontaminantes ha hecho que la comunidad científica buscara alternativas al EGR que permitieran cumplir este objetivo con el menor impacto posible sobre el comportamiento del motor. Fundamentalmente se trata de determinar el estado del arte de los sistemas post-tratamientos y de los nuevos modos de combustión. Tecnologías, ambas, que garantizan la eliminación de emisiones de NO_x y PM pero tienen otra problemática asociada que no ha permitido su aplicación o extensión en los motores comerciales.
- Determinar las necesidades futuras de EGR en los motores de combustión interna alternativos. Como se ha comentado, el campo de investigación de los motores de combustión interna alternativos está creciendo buscando soluciones para lograr motores de menor consumo, menores emisiones y ser más respetuoso con el problema energético global. El EGR como herramienta para seguir reduciendo los NO_x , se enfrenta a las evoluciones de los motores Diésel, el uso de biocombustibles y la aplicación de post-tratamientos que influirán en su desarrollo. Por otra parte, los motores con nuevos modos de combustión e incluso los motores gasolina plantean el uso del EGR para su funcionamiento normal. Por tanto, se plantean nuevas necesidades del EGR que en determinados casos son distintas a las aplicaciones establecidas hasta ahora.

Esta tesis doctoral es de carácter fundamentalmente experimental. Los resultados obtenidos en los ensayos tienen una importancia determinante. Por tanto se requiere de una buena planificación de los mismos y de una sala de ensayos estable y precisa

(Capítulo 3). Los ensayos están enfocados en caracterizar el comportamiento del motor de forma sencilla y representativa para su posterior análisis.

La sala de ensayos utilizada es una instalación de precisión para el ensayo de motores. Consta de un freno de motor capaz de realizar ensayos tanto en estacionario como en transitorio, sistemas de adquisición de alta precisión tanto para variables medias como instantáneas y analizadores de contaminantes. No solo es importante la precisión de la medida sino también la repetitividad de los ensayos y la capacidad del sistema de control para poder ensayar cualquier configuración posible del motor.

El apartado de resultados y análisis corresponde a la exposición organizada de todos los datos obtenidos para explicar el fenómeno que se investiga y por tanto irán encaminados a dar respuesta a los objetivos que se han propuesto. Los resultados se dividen conforme a las dos estrategias de combinación de los sistemas de EGR propuestos: Por un parte los resultados de los ensayos en configuración simultánea (Capítulo 4) y por otra los resultados de la combinación secuencial de ambos sistemas durante un ciclo de homologación Europeo (NEDC) (Capítulo 5)

Como complemento del trabajo experimental desarrollado, se propone una técnica de evaluación de la medida de EGR mediante balance energético (Capítulo 6)

Por último, analizada toda la información obtenida de los ensayos sobre el motor y su evolución en las distintas configuraciones se procede a extraer las conclusiones (Capítulo 7) . Estas conclusiones dan funcionalidad a la investigación de cara a posibles aplicaciones en la evolución de los sistemas de EGR y por otra parte al planteamiento de trabajos futuros para solventar la problemática asociada a dichas conclusiones.

Bibliografía

- [1] R. Edwards, V. Mahieu, J. Griesemann, J. Larivé y D.J. Rikeard. “Well-to-wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context”. En: *SAE Paper* (2004).
- [2] A.M.K.P. Taylor. “Science review of internal combustion engines”. En: *Energy Policy* 36.12 (2008), págs. 4657-4667.
- [3] F. Payri, JM. Desantes et al. “Motores de combustión interna alternativos”. En: *Reverté* (2011).
- [4] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines”. En: *International Journal of Engine Research* (2012).
- [5] Hua Zhao. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Elsevier, 2007.

Capítulo 2

Estado del arte de la Recirculación de Gases de Escape.

Índice

2.1	Los Óxidos de Nitrógeno en motores Diésel.	10
2.1.1	Introducción.	10
2.1.2	Origen de los NOx en el proceso de combustión de motores Diésel.	11
2.1.3	Normativas anticontaminantes	13
2.2	Reducción de NO_x en motores Diésel mediante EGR.	22
2.2.1	Efecto del EGR en las emisiones NO_x	22
2.2.2	Nuevos métodos para la reducción de NO_x	23
2.2.3	Nuevas aplicaciones del EGR	27
2.3	La técnica de Recirculación de Gases de Escape en motores Diésel Sobrealimentados.	30
2.3.1	Definición y Clasificación de los Sistemas EGR.	30
2.3.2	Sistemas EGR de Alta y Baja presión	33
2.3.3	Combinación de HPEGR y LPEGR	36
	Bibliografía	40

2.1 Los Óxidos de Nitrógeno en motores Diésel.

2.1.1 Introducción.

La utilización de los motores de combustión interna alternativos en los vehículos de transporte, supuso para la sociedad de principios del siglo *XX*, entre otras ventajas, una fuente de energía de mayor potencia específica que los sistemas tradicionales hasta ese momento, lo que provocó que su uso se extendiera rápidamente. Sin embargo, en la década de los años 50 del siglo *XX*, con el incremento de vehículos a motor en las ciudades más desarrolladas, se comienza a apreciar la acumulación de especies químicas en las atmósferas urbanas procedentes de las emisiones de dichos motores. Se llegaban a alcanzar concentraciones suficientemente altas como para contaminar el aire de las ciudades. Las principales especies generadas en el funcionamiento normal de los MCI y que son consideradas contaminantes por su interacción con las personas y con la atmósfera podrían resumirse en:

- Hidrocarburos sin quemar (*HC*), debidos a la combustión incompleta de la mezcla.
- Monóxido de carbono (*CO*), originado por la mala combustión de la mezcla sobre todo cuando el dosado es cercano al estequiométrico.
- Óxidos de Nitrógeno (NO_x), fundamentalmente *NO* y *NO₂* denominados de forma conjunta NO_x , originados por las altas temperaturas de la combustión cuando esta tiene lugar con mezclas pobres.
- Emisiones de partículas sólidas (*PM*) generadas como consecuencia de dosados locales muy ricos y las altas temperaturas de combustión.

Los motores Diésel no son excepción, siendo críticos en ellos las emisiones de NO_x (2.1.2), una de las especies causantes del smog fotoquímico y otros problemas de salud. La formación de NO_x en los MCI fue descubierta por Zeldovich en el año 1947 [1] y su influencia en la formación del smog fotoquímico fue presentada en el año 1952 en [2], aunque no es hasta los años 70 del siglo *XX* cuando se incluyen los NO_x en las normativas anticontaminantes (2.1.3). Es entonces cuando se comienza a trabajar con el EGR para la reducción de los NO_x en los motores Diésel.

Con el inicio de las normativas EURO el uso del sistema de EGR para la reducción de NO_x se generaliza en los motores Diésel (2.2). Como se describe posteriormente en este capítulo, las arquitecturas del sistema EGR se han ido mejorando para incrementar el gasto de EGR sin perjudicar excesivamente al motor, fundamentalmente desde la perspectiva de las *PM* y del rendimiento del motor. A día de hoy, donde los motores deben cumplir la normativa EURO 6, el EGR sigue manteniéndose como única estrategia

en algunas aplicaciones para vehículos o combinada con sistemas post-tratamiento (2.2.2). Sin embargo, las limitaciones de los sistemas post-tratamiento de NO_x y las previsiones de endurecimiento de las normativas y de las pruebas de homologación siguen dando un alto protagonismo al EGR como técnica anti-contaminante.

Por otra parte, el EGR ya no solo sigue siendo de utilidad en la reducción de NO_x de los motores Diésel sino que además tiene aplicaciones en nuevos campos de desarrollo de los MCIA (2.2.3) como los MEP o los nuevos modos de combustión.

El EGR a día de hoy es una tecnología muy desarrollada, con una alta eficacia y con un coste relativamente bajo en su implementación en un MCIA. La tecnología del EGR de alta presión está muy extendida en los vehículos actuales y la del EGR de baja presión se está teniendo en cuenta cada vez más por su buen funcionamiento. Por otra parte, la combinación de ambos sistemas aún no se plantea como una solución consistente. Los sistemas de EGR de alta y baja presión propuesta en esta Tesis Doctoral en los capítulos 4 y 5, se plantea como una ventaja de cara a lograrlo sin altas repercusiones en el comportamiento del motor, como algunos fabricantes ya han demostrado.

2.1.2 Origen de los NO_x en el proceso de combustión de motores Diésel.

Aunque el proceso de combustión en motores Diésel no es objetivo de esta Tesis Doctoral, se va a realizar un breve planteamiento conceptual para conocer el origen de las necesidades de EGR. El proceso de combustión en los motores Diésel se caracteriza por producirse la autoignición de la mezcla aire-combustible y por que dicha combustión se realiza durante el proceso de mezcla mediante el sistema de inyección. Estas dos características tienen un efecto importante en la formación de las especies contaminantes más abundantes en los motores Diésel: NO_x y PM .

Como ya se comentó anteriormente, fue Zeldovich quien publicó por primera vez el mecanismo de formación de NO_x durante el proceso de combustión [1]. En él se enuncia que el factor de activación de dicho mecanismo es la temperatura de frente de llama cuando alcanza 2200 K.

En [3], se describe el efecto del proceso de combustión-inyección en la formación de contaminantes en los motores Diésel. En la figura 2.1, propuesta por primera vez por Kamimoto y Bae en [4] y por Kitamura [5], se representa el mapa de formación de NO_x y PM en función de la temperatura adiabática de llama y la lambda relativa de la mezcla aire-combustible. En esta representación se observan dos datos característicos para la formación de ambos contaminantes. Por un lado la formación NO_x para temperaturas de llama superiores a 2200 K, como ya era enunciado por Zeldovich, y por otro la formación de PM para lambdas relativas superiores a 2. Para la comprender la formación de NO_x y de PM se han representado tres posibles evoluciones del

proceso inyección-combustión. Las evoluciones representadas ofrecen una idea cualitativa sobre la formación de ambos contaminantes. En primer lugar, con trazo continuo, se observa la evolución de un sistema de inyección con alta formación de PM y NO_x . En segundo lugar, con trazo punteado, se representa un proceso donde se ha mejorado, respecto de la primera evolución, el proceso de mezcla aire-combustible y se ha optimizado la estrategia de inyección, reduciendo la formación de NO_x y sobre todo de PM . Finalmente, la tercera, con trazo discontinuo, representa el proceso usando EGR, que si bien empeora la formación PM respecto al sistema original reduce los picos de temperatura de llama y por tanto la formación de NO_x .

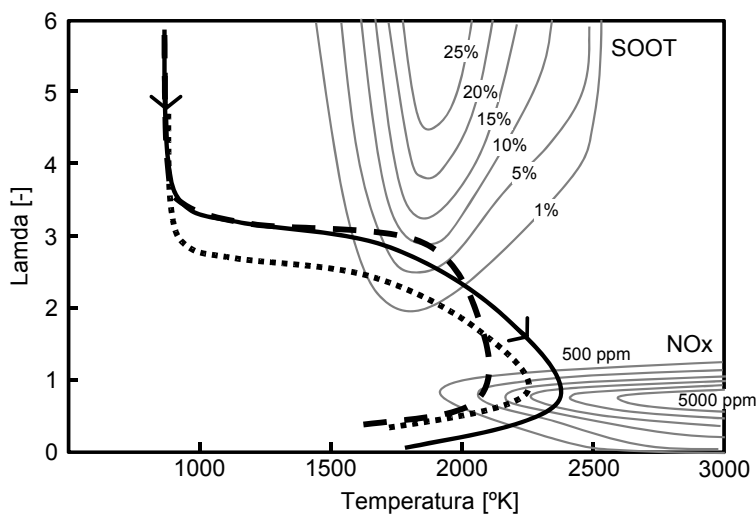


Figura 2.1: Representación cualitativa de tres procesos de inyección-combustión Diésel sobre el mapa de formación NO_x/PM . Están representados un sistema original de inyección, una mejora del proceso debido a la optimización del sistema y de la estrategia de inyección y finalmente el efecto del EGR durante el proceso de combustión.

Efectivamente las mejoras en el proceso de inyección-combustión tienen un efecto positivo respecto a la formación de estos contaminantes. Tomando como referencia el trabajo de Binder, se representan en la figura 2.2 sobre el trade-off NO_x-PM los efectos del incremento de la presión de inyección, el incremento del número de orificios en el inyector y el uso de 2 o 4 válvulas por cilindro (desde el punto de vista que el uso de 4 válvulas por cilindro permite centrar el inyector en la cámara de combustión y por tanto mejorar el proceso de mezcla).

A pesar de las mejoras en el proceso inyección-combustión, los motores Diésel siguen siendo origen en sí mismos de NO_x . La popularización en los últimos años de estas motorizaciones, que ha incrementado su número en el parque móvil, hacen de estos motores una peligrosa fuente contaminante de NO_x en las ciudades. Es por lo que gobiernos y sociedades se han concentrado en elaborar las normativas que regulen los

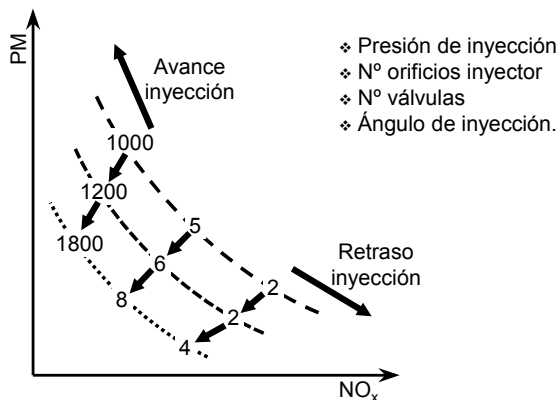


Figura 2.2: Representación de la influencia de los sistemas y las estrategias de inyección en el trade-off NO_x - PM .

NO_x de forma muy restrictiva. Si bien las mejoras del proceso de mezcla-combustión han sido muy importantes [6], es la técnica del EGR quien ha logrado con éxito superar las normativas hasta ahora, y a pesar de sus inconvenientes se la sigue teniendo en cuenta.

2.1.3 Normativas anticontaminantes

Como ya se ha comentado, la preocupación ciudadana y la responsabilidad gubernamental respecto a la polución del aire, se plasmó en las distintas normativas que hoy en día están vigentes en los distintos países. Actualmente dos normativas de referencia, la europea y la estadounidense, son las que guían los pasos de la investigación de las emisiones contaminantes en los motores para vehículos.

Las normativas regulan en función del tipo de vehículo, por lo que a continuación se va a realizar un breve resumen de las exigencias específicas para vehículos utilitarios de pasajeros o sus equivalentes, conocidos como vehículos ligeros en la normativa europea y como *light-duty vehicles* en la estadounidense.

Las actuales normativas se crearon a principios de los años 90, y definían tanto el método de homologación como los límites de las emisiones. Estipulaban una serie de reglamentaciones de aplicación sucesiva a lo largo de un periodo de tiempo con el fin de que los fabricantes pudiesen ir adaptándose paso a paso hasta conseguir llegar a unos niveles de emisiones respetuosos con el medio ambiente.

Dado que estos procesos regulativos, a fecha de presentación del presente documento, están prácticamente finalizados, en los próximos años se prevén nuevas modificaciones

tanto en los niveles de emisiones regulados como en las pruebas para homologación, como son por ejemplo los ensayos a baja temperatura, la definición de nuevos ciclos de homologación como el *Worldwide-harmonized Light-Vehicles Test Procedure* (WLTP) o la medida de emisiones en condiciones reales de circulación (*Real Driving Emissions*, RDE).

A continuación se pretende ofrecer una visión rápida de la complejidad de las normativas a las que se enfrentan los vehículos motorizados. Desde luego es una descripción general que pretende hacer énfasis en algunos puntos sin pretender ser un resumen preciso de las mismas.

Normativa Europea Anticontaminantes.

El interés de los países europeos por las emisiones contaminantes ya se ve reflejado en los primeros pasos de la Unión Europea en 1957, dentro del tratado de Roma, donde se pone de relieve la influencia de los vehículos en la contaminación de las ciudades. En 1970, en el seno de la (CEE) se formula la primera directiva relativa a las emisiones contaminantes de vehículos a motor, la denominada 70/220/EEC [7] que fijará las directrices para las posteriores reglamentaciones. En ella se establecen los límites de emisiones de HC y CO tanto para MEC como MEP durante un ciclo de homologación denominado ECE15 para simular las condiciones de funcionamiento de un vehículo en un circuito urbano. Es en 1977 cuando se introducen las limitaciones de emisiones de NO_x , donde se limita la cantidad de HC y NO_x de forma conjunta dentro del ciclo de homologación.

Con la formación de la Unión Europea (UE) aparecen las sucesivas normas EURO encaminadas a reducir las emisiones de forma secuencial hasta alcanzar los reducidos niveles actuales. En la directiva del consejo 91/441/CEE [8] se fijan los procedimientos de medida y evaluación de los vehículos. En él se define un nuevo ciclo de homologación (*NEDC, New European Driving Cycle*), representado en la figura 2.3, en el que se tiene en cuenta tanto la circulación en circuito urbano como en extraurbano. Las normativas limitan la cantidad de sustancias contaminantes que se pueden generar durante dicho ciclo expresado en gramos de contaminante por kilómetro.

En las sucesivas normativas EURO se fueron reduciendo las limitaciones de emisiones, sin embargo el proceso de homologación ha permanecido invariable. En la tabla 2.1 se muestra la evolución de dichos límites para tener una perspectiva global del desarrollo que han debido sufrir los vehículos para alcanzarlos.

El reglamento vigente actualmente, y que define los valores de emisiones para las normas EURO5 y EURO6, son el CE NO. 715/2007 y su modificación *CE No. 692/2008*, [9, 10]. A partir de Septiembre de 2014 los fabricantes están obligados a homologar los vehículos ligeros de categoría M según la norma EURO6, cuyos valores de emisiones se exponen en la tabla 2.1.

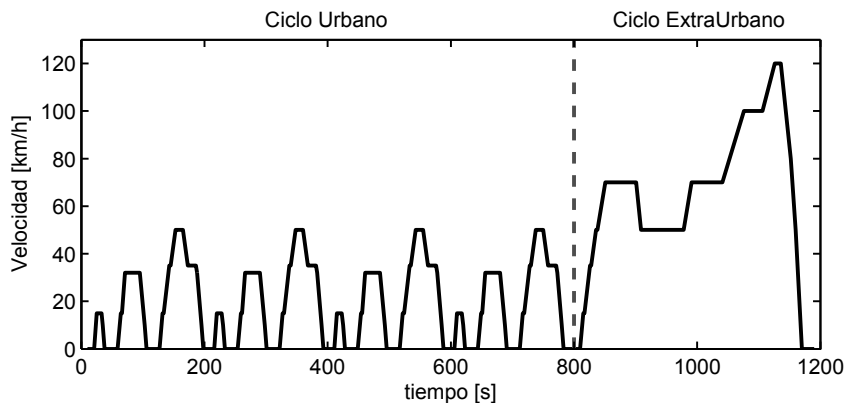


Figura 2.3: Representación del ciclo de homologación NEDC.

Tabla 2.1: Evolución de los valores límite de emisiones definidos en la normativa EURO.

Stage	Date	CO	HC	g/km			PM	PN #/km
				HC+NO _x	NO _x			
Euro 1	07/1992	2.72	-	0.97	-	0.14 (0.18)	-	
Euro 2 - IDI	01/1996	1.0	-	0.7	-	0.08	-	
Euro 2 - DI	01/1996	1.0	-	0.9	-	0.10	-	
Euro 3	01/2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-	
Euro 4	01/2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-	
Euro 5a	09/2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005	-	
Euro 5b	09/2011	0.50	-	0.23	0.18	0.005	6.0×10^{11}	
Euro 6	09/2014	0.50	-	0.17	0.08	0.005	6.0×10^{11}	

Si se analizan los datos de la tabla 2.1 la única modificación entre las normas EURO 5 y EURO 6 es la importante reducción de los NO_x , un 55 %, para los MEC. Lo que supone un importante trabajo de los fabricantes para lograr dichos niveles de emisiones sin que se vea afectado el comportamiento de sus vehículos.

Hasta aquí, queda patente que ha habido preocupación por las emisiones que afectan a la salud y al medio ambiente. Sin embargo en los últimos años son múltiples los compromisos internacionales por reducir el consumo de combustible, fundamentalmente desde el punto de vista del CO_2 por su alta contribución en los gases de efecto invernadero. La UE, conforme a los compromisos firmados con la ONU, en Abril de 2009 emitió el reglamento 443/2009 [11] por el que establece el objetivo de alcanzar las emisiones medias del parque móvil europeo de 120 g de CO_2 /km. Además establece el compromiso de la UE para alcanzar el objetivo de una media de 95 g de CO_2 /km en 2020. Aunque no es un reglamento que implique un límite, si que se prevén sanciones administrativas y económicas para aquellos fabricantes cuya flota de vehículos supere dicho valor medio. Por otra parte, fabricantes y administraciones han utilizado el valor límite de 120 g de CO_2 /km para definir el concepto de vehículo ecológico.

Los fabricantes han tenido que hacer un duro esfuerzo de I+D+I para lograr alcanzar los valores establecidos en las normativas aquí descritas. Sin embargo, ya se están fijando las bases para las futuras reglamentaciones como WLTP o RDE, que se definen posteriormente.

Normativa Anticontaminante de los Estados Unidos de América.

Históricamente hablando, la normativa estadounidense aparece antes que la Europea, pues la primera regulación sobre MCAIA que se realizó fue en el estado de California. Ya en 1947 la ciudad de Los Ángeles creó los Distritos de Control de la Polución del Aire (APCD), vigentes en la actualidad, para controlar la formación de smog en la ciudad. En 1967 se crea en California la única agencia estatal de los EEUU con capacidad para regular las emisiones contaminantes (CARB, *California Air Resources Board*). La política medioambiental del resto de estados, quedó regulada a partir de 1970 por la Agencia de Protección del Medioambiente (EPA, *U.S.Environmental Protection Agency*) .

Actualmente la normativa creada por la EPA y vigente en todos EEUU, menos en California, es la TIER 2 ¹ [12]. Los estándares definidos en esta normativa están focalizados en reducir las emisiones de los vehículos que son usados como utilitarios en EEUU. Con ello se pretende controlar a los vehículos de gran tamaño, como camionetas, vehículos todo terreno y vehículos deportivos de gran cilindrada, usados como vehículos para las actividades domésticas y cotidianas. Por tanto el rango del tamaño de vehículos es mayor que el considerado en las normativas europeas. Además, a diferencia de la normativa Europea, no hace distinción entre los distintos tipos de motorizaciones MEP y MEC, con lo cual, los valores límite de emisiones son iguales para ambas.

La aplicación de la TIER 2 comienza en 2004, con un periodo de adaptación hasta 2009, momento en el cual todos los vehículos están regulados por la TIER 2. Para que un vehículo se considere TIER 2 ha de cumplir dos condiciones:

1. Ha de cumplir con algunas de las certificaciones definidas en la TIER 2, denominadas BIN. Estas certificaciones están expuestas en la tabla 2.2.
2. La media de emisiones de NO_x de la flota total de vehículos del fabricante, en función de su certificación, debe ser inferior a 0.07. Es decir, inferior a un TIER 2 BIN 5

El valor de la media de emisiones de NO_x de la flota de vehículos de un fabricante se calcula según la ecuación (2.1).

¹En Marzo de 2014 se aprobaron los estándares de la TIER 3 que será de aplicación a partir de 2017 en EEUU, incluido California ya que cubre las agencias de la LEV III

$$NOx \text{ del fabricante} = \frac{\sum (NOx \text{ de cada bin} \times \text{Ventas de cada bin})}{\text{Ventas totales TIER2}} \quad (2.1)$$

Las emisiones son medidas en el ciclo de homologación FTP 75 (*Federal Test Procedure*) que se representa en la figura 2.4. Como se puede apreciar en la tabla 2.2, los valores de emisiones regulados son para la vida útil vehículo. Se considera vida útil en la norma TIER2 cuando se han alcanzado 120.000 millas o han transcurrido 10 años, lo que ocurra primero. Por tanto, antes de llevar a cabo el ciclo FTP 75 se ha de realizar un rodaje de envejecimiento del motor y de los sistemas post-tratamientos. Este rodaje se diseña conjuntamente entre la EPA y los fabricantes en una de las siguientes versiones: La primera versión es la acumulación de kilómetros con sucesivas repeticiones de un ciclo (*Standar Road Cycle – SRC*). La segunda, propone el envejecimiento de los sistemas post-tratamiento mediante ciclos de gas de escape con exceso y con defecto de O_2 de forma consecutiva y a alta temperatura (*Standar Bench Cycle – SBC*).

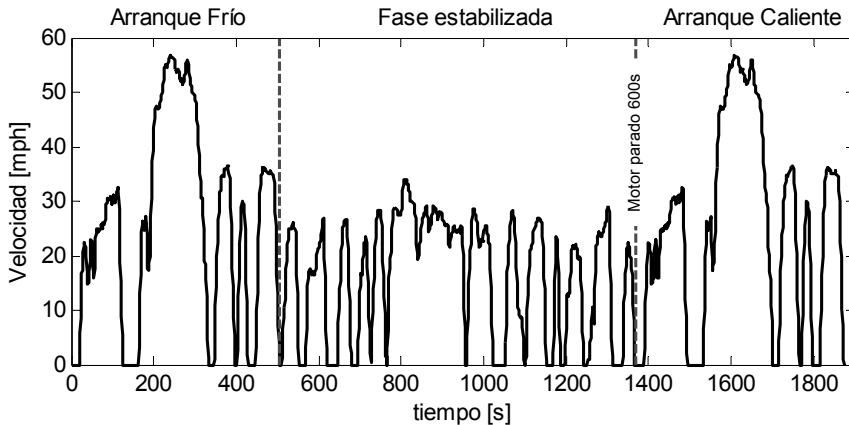


Figura 2.4: Representación del ciclo de homologación FPT 75.

Tabla 2.2: Valores límite de emisiones Normativa TIER2. Existe una limitación a vida media del vehículo para las certificaciones BIN 5y superiores menos restrictiva que las limitaciones a final de vida del vehículo.

	Emission Limits at Full Useful Life (120.000 miles)				
	NOx (g/mi)	NMOG (g/mi)	CO (g/mi)	PM (g/mi)	HCHO (g/mi)
Bin 1	0	0	0	0	0
Bin 2	0.02	0.01	2.1	0.01	0.004
Bin 3	0.03	0.055	2.1	0.01	0.011
Bin 4	0.04	0.07	2.1	0.01	0.011
Bin 5	0.07	0.09	4.2	0.01	0.018
Bin 6	0.1	0.09	4.2	0.01	0.018
Bin 7	0.15	0.09	4.2	0.02	0.018
Bin 8	0.2	0.125	4.2	0.02	0.018

Futuro de las reglamentaciones: WLTP y RDE

Como se viene describiendo, las normativas aquí descritas están finalizando su vigencia y están surgiendo nuevas propuestas desde los gobiernos para adaptarse a los nuevos compromisos mundiales en materia de emisiones de CO_2 y sustancias contaminantes. A nivel europeo dos nuevas líneas de regulación se prevén de aplicación más próxima:

- La adopción del WLTP para la homologación de vehículos
- La inclusión de pruebas de conducción reales, RDE, en la normativa.

A finales de los años 50 del siglo *XX* surge el interés en el seno de la ONU por el desarrollo de mejores vehículos desde el punto de vista de la seguridad, el confort (tanto para conductores como para los ciudadanos de a pie), el consumo y la contaminación. Así pues se crea el *Forum World for Harmonization of Vehicles Regulations* (*World Party* WP 29 – Grupo de trabajo de la ONU.) en 1958. Desde 1998 WP 29 trabaja para el desarrollo de una Reglamentación Técnica Global de vehículos de transporte (GTR-del inglés *Global Technical Regulation*) desde la UNECE², donde actualmente se han aprobado 16 GTR, enunciados en la tabla 2.3 [13].

Tabla 2.3: Reglamentación Técnica Global de vehículos de transporte.

	Nombre original
GTR 1	Door locks and door retention components
GTR 2	Measurement procedure for two-wheeled motorcycles equipped with a positive or compression ignition engine with regard to the emission of gaseous pollutants, CO ₂ emissions and fuel consumption
GTR 3	Motorcycle brake system
GTR 4	Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive-ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants
GTR 5	Technical requirements for on-board diagnostic systems (OBD) for road vehicles
GTR 6	Safety glazing materials for motor vehicles and motor vehicle equipment
GTR 7	Head restraints
GTR 8	Electronic stability control systems
GTR 9	Pedestrian safety
GTR 10	Off-cycle emissions
GTR 11	Test procedure for compression-ignition engines to be installed in agricultural and forestry tractors and in non-road mobile machinery with regard to the emissions of pollutants by the engine
GTR 12	Global Technical Regulation concerning the location, identification and operation of motorcycle controls, tell-tales and indicators
GTR 13	Global Technical Regulation concerning the hydrogen and fuel cell vehicles
GTR 14	Pole side impact
GTR 15	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure WLTP
GTR 16	Global Technical Regulation on Tyres

²United Nations Economic Commission for Europe.

En 2007, la Unión Europea, Japón y Estados Unidos de América ³ proponen la creación de un procedimiento de homologación de vehículos ligeros que sea lo más representativo posible a la conducción que podría tener cualquier vehículo en el Mundo en el acuerdo [14]. Los actuales ciclos, como el NEDC europeo o el JC08 Japonés, se han quedado obsoletos y/o son poco representativos del uso real de un vehículo. Así surge el grupo de trabajo en el seno de la UNECE para el desarrollo del *World-Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure* (WLTP) liderado fundamentalmente por la UE. En 2009 queda definido un calendario de tres fases para el desarrollo del WLTP en las que se especificaron los grupos de trabajo fundamentales para llevarlas a cabo [15]:

- Fase 1 (2009-2014) Desarrollo del Ciclo de Conducción *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle* (WLTC) así como los criterios y procedimientos de medida.
- Fase 2 (2014-2018) Procedimientos para ensayos a bajas temperaturas/alta altitud, durabilidad, OBD, eficiencia MAC (*Mobile Air-Conditioning*), Emisiones en conducción real (RDE, *Real Driving Emissions*)
- Fase 3 (2018-...): Valores límite de emisiones y umbrales del OBD(*On-Board Diagnostic*), definición de los combustibles de referencia, requerimiento por regiones.

Finalmente, tras varios años de desarrollo y discusión entre reguladores y fabricantes, el WLTP fue firmado como GTR no.15 (ECE/TRANS/180/ADD.15, [16]) en Marzo de 2014 y será de aplicación por el WP29 de la ONU en 2017 ⁴. Los países firmantes se comprometen a su aplicación aunque pueden introducir modificaciones adaptadas a sus circunstancias.

Para el WLTC (*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle* representado en la figura 2.5 ⁵, han sido tenidos en cuenta más de 765.000 km conducidos en distintos vehículos, carreteras y condiciones de conducción con el objetivo de conseguir un ciclo representativo de la conducción real de un vehículo. El WLTC, en comparación con el NEDC, representa una conducción más dinámica, con puntos de funcionamiento de mayor grado de carga y durante más tiempo. Es por tanto un ciclo más exigente para el motor desde el punto de vista de las emisiones.

El WLTP es únicamente un procedimiento de medida que no fija valores límites de emisiones. Además de proponer la medida de las emisiones contaminantes propiamente

³A pesar de su apoyo a este acuerdo EEUU se desvinculó del mismo, aunque sigue participando en el WP29 y en el desarrollo del WLTP sin embargo no se ha comprometido a firmar los compromisos y, por lo tanto, no se compromete a su aplicación.

⁴Se prevé que las decisiones tomadas en las fases 2 y 3 serán añadidas cuando se finalicen.

⁵El WLTP prevé tres clases de vehículos en función de su relación Potencia/Masa, para cada clase existe una configuración del WLTC. En este caso se ha representado la Clase 3b con ratio Potencia-Masa $> 34W/kg$ para vehículos cuya $v_{max} \geq 120km/h$

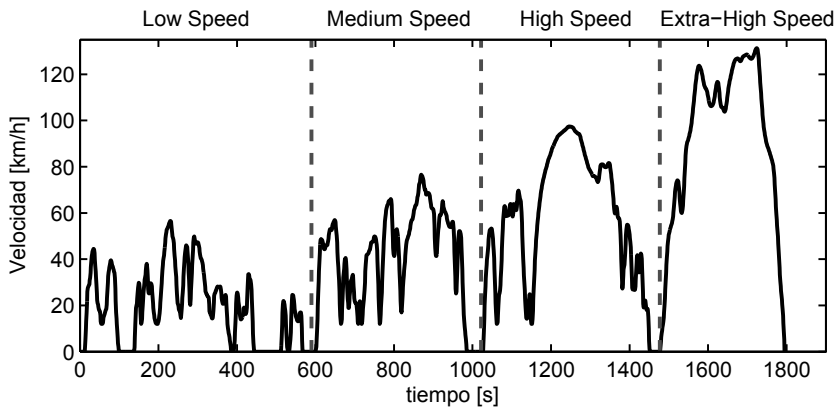


Figura 2.5: Representación del ciclo de homologación WLTC clase 3b. Ciclo para vehículos con ratio Potencia-Masa > 34W/kg para vehículos cuya $v_{max} \geq 120\text{km/h}$

dichas también tiene en cuenta las emisiones de CO_2 , incluso prevé la evaluación del uso de electricidad en motorizaciones híbridas y eléctricas. El procedimiento del WLTP es bastante extenso, pero en [17] se resumen algunas de las diferencias más críticas con respecto a la actual normativa europea:

Tabla 2.4: Principales diferencias entre la normativa EURO 6 y el WLTP que afectarán en los niveles de emisiones y de consumo en los vehículos.

Parámetro	EURO6	WLTP
Test		
Ciclo homologación	NEDC	WLTC
Cambio de marchas manual	Posiciones fijas	Específicas para el vehículo
Temperatura ensayo		
Área acondicionamiento	20-30 °C	14-23°C
Sala de ensayo	20-30 °C	14-23°C
Masa del vehículo		
Masa del test	Peso de marcha + 100 kg	Peso de marcha + 100 kg + extras + carga

Respecto a las temperatura exactas de ensayo existen dudas importantes, pues no hay documentos que ofrezcan directrices concretas. Sin embargo, la temperatura que se baraja entre los fabricantes es la de -7°C [18], ya que es la temperatura de ensayo en la prueba de homologación tipo VI ⁶ [19, 20] de la normativa europea que regula la eficiencia de los sistemas anticontaminantes en MEP (sistemas post-tratamiento)

⁶Las pruebas de homologación Tipo VI regulan las emisiones de HC y CO a baja temperatura para controlar el funcionamiento de los sistemas anticontaminantes en MEP [19, 20], que hacen referencia fundamentalmente a los sistemas post-tratamiento, los catalizadores de 3 vías. La prueba consiste en realizar la parte de circuito urbano del NEDC con arranque en frío a una temperatura de -7°C .

respecto a las emisiones de HC y CO . La normativa homóloga en TIER 2 se desarrolla a $20^{\circ}F$ ($-6.67^{\circ}C$)

La UE, tras la consecución de la normativa EURO 6 con unos valores de restricción de emisiones muy altos, se encuentra en un proceso de definir un ciclo de homologación más cercano a la realidad y en las condiciones más desfavorables desde la perspectiva de las emisiones. Esto es debido a la poca representatividad de los valores de emisiones de la homologación mediante NEDC con respecto a la conducción ordinaria real de un vehículo. Son varios los trabajos como [21, 22] donde se señalan que un vehículo en conducción real emite hasta 4 veces más de lo emitido en un ciclo de homologación. En esta línea está dirigido el Reglamento firmado por la UE en Mayo de 2015 por el que establece el *Real Driving Emission* (RDE) propuesto por el *Technical Committee - Motor Vehicles* (TCMV) para evaluar las emisiones del vehículo en condiciones de conducción reales. Las bases para dicho test se definirán en 2016 y se prevé sea de aplicación en 2017 con la ampliación de la normativa EURO 6c⁷.

Así pues, si bien muchas de las nuevas medidas aún están por definir, se pueden resumir algunas de las medidas que se aplicarán a los vehículos del mercado europeo en:

1. Incremento en el grado de carga y las aceleraciones de los test (WLTP).
2. Temperaturas de ensayo más bajas ($14^{\circ}C$ / $-7^{\circ}C$) y presión barométrica menor.
3. Conducción del vehículo en condiciones reales RDE.

Si bien algunas de las conclusiones aún son hipotéticas, todas van encaminadas a evaluar las emisiones del motor en las condiciones de uso en carretera más desfavorables. Con los nuevos procedimientos que se introducirán en la UE, se plantea además la dificultad de alcanzar el objetivo de consumo 95 g/km de CO_2 , dado que, frente al NEDC actual los nuevos test propuestos son mucho más exigentes con los motores. Todo esto hace prever (por la experiencia con el mercado americano) que en las motorizaciones Diésel habrá que llevar a cabo una combinación de diversas tecnologías y estrategias para lograr alcanzar los niveles de emisiones establecidos sin perjudicar el comportamiento del motor.

⁷La normativa EURO 6 se ha ido complementando poco a poco incluyendo nuevos procedimientos y requisitos que no afectan a la definición general aquí planteada.

2.2 Reducción de NO_x en motores Diésel mediante la Recirculación de Gases de Escape

2.2.1 Efecto del EGR en las emisiones NO_x

Dado que los NO_x son intrínsecos a la combustión de los motores Diésel y que su emisión a la atmósfera está regulada por las leyes de los distintos países, se plantea el uso de la recirculación de gases de escape (EGR, de su nomenclatura en inglés *Exhaust Gas Recirculation*) como la técnica para reducir dichas emisiones desde el origen de las mismas. El EGR modifica la composición de la masa admitida en el cilindro y de sus propiedades, de forma que el proceso de combustión se ve afectado en el sentido de evitar las condiciones de formación de NO_x .

El gas de EGR actúa como un gas químicamente inerte durante la combustión ya que no participa en dicho proceso, sin embargo, son diversos los efectos que tiene en el desarrollo de la misma. Como se describe en [23], el objetivo del EGR es reducir la temperatura máxima de llama durante la combustión. Son de referencia los artículos presentados por *Ladommatos & Zhao* que explican varios efectos que tiene lugar, entre otros:

- Por una parte está el efecto de dilución, es decir la presencia de gases quemados reduce la concentración de O_2 en el interior del cilindro. Una de las principales causas de esta reducción de la concentración de O_2 , es la deceleración del proceso de mezcla aire-combustible y de la prolongación en el tiempo de la fase de combustión. De esta forma, hay mayor tiempo para el proceso de transmisión de calor entre las distintas especies presentes, provocando por tanto un menor incremento de la temperatura. Por otra parte, se reduce la presión parcial de O_2 , lo cual modifica la cinética de formación de NO_x [24-27]
- Efecto térmico. La sustitución de O_2 y N_2 por CO_2 y H_2O , provenientes del gas de escape, con mayor calor específico hace que haya mayor absorción de calor y por tanto se reduzca también la temperatura máxima de la llama [24-27]
- Efecto químico. De nuevo, las especies recirculadas, H_2O y CO_2 , se disocian durante el proceso de combustión, modificando la combustión propiamente dicha y la formación de NO_x . El proceso endotérmico de disociación del agua también afecta en la reducción de la temperatura de llama [24-27]
- Aumento del retraso del inicio de la combustión [28]. La presencia de EGR aumenta la cantidad de combustible quemado en la primera fase de la combustión, sin embargo el pico de liberación de calor alcanzado con EGR es mucho menor y por tanto la temperatura alcanzada disminuye [29, 30].

- Retraso de todo el proceso de combustión en general. Como se ha comentado anteriormente, todo el proceso de combustión se ve ralentizado con la presencia de EGR. El proceso de combustión se alarga durante el proceso de expansión, reduciendo así la temperatura alcanzada en la cámara.

Todos estos efectos, que explican la reducción de NO_x durante la combustión, también explican las limitaciones del uso del EGR, enmarcadas fundamentalmente en la generación de humos (PM), dado que se dificulta el proceso de formación de la mezcla, y en el importante aumento del consumo específico (g_{ef}) del motor ya que el proceso de combustión no tiene una evolución óptima.

2.2.2 Nuevos métodos para la reducción de NO_x

Los estrictos niveles de emisiones de NO_x impuestos por las normativas, más las posibles futuras, hacen que las tecnologías tradicionales de EGR no parezcan suficientes como para poder alcanzarlos, si se pretende, además, mejorar el rendimiento o las prestaciones en transitorio del motor.

En esta línea, se está generalizando el uso de los sistemas de post-tratamiento de NO_x (sistemas De NO_x) para alcanzar los límites impuestos, como los catalizadores de tres vías que tan buen resultado han dado en los motores de gasolina o los filtros de partículas en los motores Diésel para reducir las emisiones de partículas.

En el caso de los motores Diésel, los sistemas de post-tratamiento de NO_x ya habían sido aplicados en las motorizaciones de vehículos pesados con éxito. Tras la entrada en vigor de la normativa EURO 6 y con la voluntad de los fabricantes de introducir los motores Diésel en el mercado americano con la restrictiva normativa TIER 2, los fabricantes de vehículos finalmente han dado el paso en algunas de las motorizaciones, pues los sistemas tradicionales, inyección y EGR, han sido insuficientes.

En la actualidad destacan dos tecnologías de post-tratamiento: la Reducción Catalítica Selectiva (*Selective Catalytic Reduction*, SCR) y el Almacenamiento de NO_x (*Lean NOx Trap*, LNT). Ambas van emplazadas en el conducto de escape después de la turbina, sin embargo las arquitecturas De NO_x pueden ir emplazadas antes o después del DPF, depende de las estrategias desarrolladas por cada fabricante, como por ejemplo [31]. En general, tal y como se representa en la figura 2.6, la disposición es de DPF + SCR y de LNT + DPF. Actualmente son múltiples las configuraciones, además, debido a los diseños cada vez más compactos que tienen los motores, los sistemas De NO_x + DPF van construidos en una sola unidad, evitando entre otras cosas el enfriamiento del gas en los conductos de unión entre componentes.

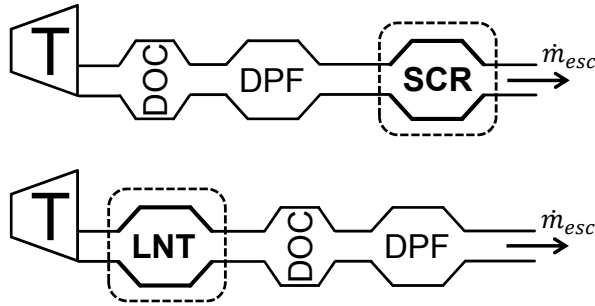
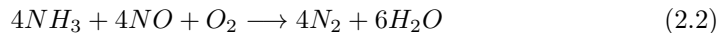


Figura 2.6: Configuración general de los elementos de post-tratamiento para un motor Diésel con la tecnología SCR y LNT respectivamente.

Reducción de NO_x mediante el uso de Reducción Catalítica Selectiva.

Hoy por hoy el sistema SCR es la tecnología más efectiva en el campo de los sistemas de post-tratamiento para la eliminación de NO_x [32]. Su aplicación con éxito en los motores de vehículos pesados desde hace algunos años supuso su aplicación a los vehículos ligeros, sobretodo en aquellos de mayor cilindrada.

El SCR es un reactor químico en el cual, mediante la acción de un catalizador, reaccionan los NO_x con NH_3 obteniendo N_2 y H_2O . Entre las múltiples reacciones que tienen lugar se considera la principal reacción en el SCR la descrita en la ecuación 2.2, dado que en torno al 90 % de los NO_x está formado por NO [33].



Dado que el NH_3 es un potencial contaminante en sí mismo, en los vehículos se utiliza disolución de Urea en agua. Mediante su hidrólisis en un catalizador previo al SCR se obtiene el NH_3 que se usará para reaccionar con los NO_x . Finalmente, tras el SCR, para evitar la expulsión al exterior de urea o NH_3 que no haya reaccionado se usa otro catalizador de «limpieza» (*Clean-Up Catalyst*).

La efectividad de este sistema puede alcanzar valores del 95 % [32], lo que los hace óptimos para la reducción de las emisiones de NO_x . Sin embargo este sistema tiene sus limitaciones en su aplicación.

En primer lugar, desde el punto de vista del fabricante y del usuario se obliga al vehículo a llevar otro sistema que puede averiarse y otro depósito con otra sustancia que hay que reponer y mantener. Por otra parte como ya se ha comentado, desde un punto de vista de riesgos de uso, el SCR puede expulsar a la atmósfera residuos de urea o NH_3 . Sin embargo la principal limitación del SCR (al igual que se comentará en el

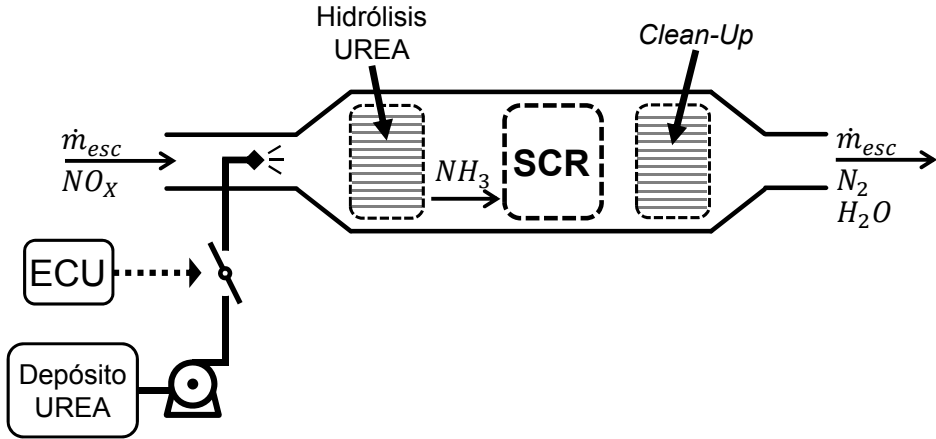


Figura 2.7: Representación funcionamiento del sistema SCR para la eliminación de las emisiones de NO_x en los gases de escape.

siguiente apartado para el LNT) es la temperatura de funcionamiento del sistema. La dificultad para la descomposición de la urea a bajas temperaturas y la baja eficiencia del catalizador [34] limita su uso, por ejemplo en condiciones de arranque. Esto es particularmente crítico durante los ciclos de homologación, donde el motor parte en condiciones frías y las condiciones de temperatura de alta eficiencia del SCR se alcanzan de forma tardía. En el caso del NEDC, esto ocurre prácticamente al final del ciclo, durante el ciclo extra urbano.

Almacenamiento de NO_x - LNT

Esta tecnología, englobada dentro los filtros químicos, se basa en atrapar los NO_x durante los periodos de mezcla pobre (de ahí que sean conocidos coloquialmente como trampas de NO_x) y regenerar (proceso de $DeNO_x$) durante periodos de mezcla rica.

Esta tecnología ya fue planteada en MEP ⁸ para poder trabajar en determinadas condiciones de mezcla pobre [35]. En el periodo de almacenamiento los NO_x son catalizados a nitratos NO_3 y almacenados como $Ba(NO_3)_2$. Durante el periodo de regeneración del LNT, en condiciones ricas de mezcla, los nitratos son reducidos a NO para la formación de N_2 .

Sin embargo, los motores Diésel funcionan con mezclas pobres de combustible incluso en puntos de alta carga donde, a pesar de que la mezcla es más rica, las condiciones no son estequiométricas. Así pues, no se dan las condiciones necesarias de regeneración del LNT. Para que haya H_2 disponibles en el LNT se plantean tres medios [3]:

⁸Sobre todo en la incipiente tecnología de los MEP de Inyección Directa con mezcla estratificada.

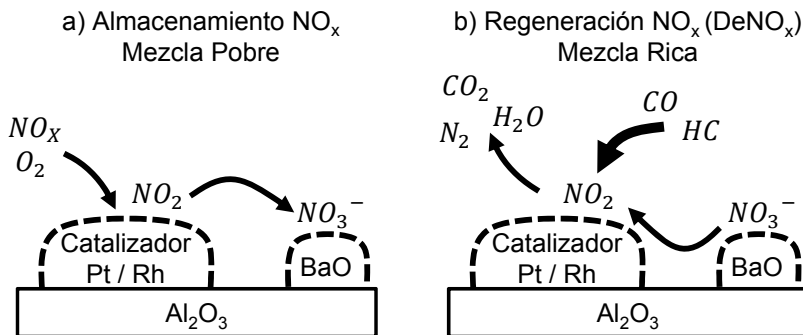


Figura 2.8: Representación del proceso de Almacenamiento (a) y Regeneración- $DeNO_x$ (b) sobre el monolito del LNT.

- La inyección de combustible directamente en la línea de escape mediante un sistema externo.
- Post-inyecciones tardías, fuera del proceso de combustión, unido a la reducción de aire fresco admitido.
- El uso de modos de combustión que trabajen en condiciones estequiométricas, evitando la formación de humos, por ejemplo la Combustión de Baja Temperatura (*Low Temperature Combustion*, LTC)

Como cabe esperar, una de las limitaciones de este sistema es que aumenta el consumo de combustible del vehículo, pues las tres condiciones anteriores implican la emisión de hidrocarburos sin quemar para ser utilizadas en el LNT.

Además, el LNT puede ser contaminado por efecto de las emisiones sulfurosas [36] originarias del azufre presente en el combustible propio de los motores Diésel, las cuales reaccionan con el metal del catalizador que atrapa los NO_x de forma permanente en condiciones normales de funcionamiento. Aunque la concentración de compuestos de azufre en el combustible ha sido disminuida sigue estando presente. Sin embargo, el LNT contaminado por azufre puede ser regenerado a altas temperaturas o bien usando un filtro de compuestos de azufre anterior al LNT.

El LNT tiene una eficiencia menor al 90%, que si bien no alcanza la eficiencia del SCR, es una buena opción por no precisar ningún reactivo externo al motor. El LNT, como en el caso del SCR, también tiene problemas de bajo rendimiento a bajas temperaturas, sin embargo se puede resolver con el uso de determinados materiales del catalizador [37]. De esta forma se están desarrollando estrategias de combinación de LNT y SCR, donde el LNT cumple dos funciones: trabaja a bajas temperaturas y es fuente de NH_3 para el SCR [38].

Limitaciones de los sistemas Post-tratamiento y ventajas del EGR

El SCR y el LNT están ya ayudando a cumplir las normativas vigentes y se plantean como solución para las posibles futuras. Sin embargo, como ya se ha expuesto, tienen algunas limitaciones. Por otro lado, el EGR es una óptima estrategia para eliminar los NO_x desde su origen con una alta efectividad, de forma que los sistemas post-tratamiento pueden quedar relegados a permitir eliminar las emisiones de NO_x sin tener que forzar el comportamiento del motor por el uso de EGR. Por tanto se puede concluir que los sistemas $DeNO_x$ y el EGR son estrategias complementarias para alcanzar los niveles de emisiones de NO_x establecidos por las normativas. A modo de resumen en la tabla 2.5 se enumeran los puntos más importantes en los que $DeNO_x$ y EGR se complementan.

Tabla 2.5: Resumen de las principales complementaciones entre los sistemas $DeNO_x$ y EGR.

	SCR	LNT	EGR
Efecto en el comportamiento del motor	No tiene ningún efecto	No tiene ningún efecto	Disminuye la eficiencia del motor.
Funcionamiento Baja Temperatura	Bajo Rendimiento	Bajo Rendimiento	HPEGR incrementa temperatura de escape
Dimension componente	Mayor tamaño mayor eficiencia $DeNO_x$	Mayor tamaño mayor almacenamiento NO_x	Reduce el tamaño de los sistemas $DeNO_x$
Consumo de reactivo para $DeNO_x$	UREA	Combustible	Reduce consumo de los reactivos para los procesos $DeNO_x$

2.2.3 Nuevas aplicaciones del EGR

Que el mundo de la motorizaciones de vehículos ligeros está cambiando rápidamente y que lo va a seguir haciendo en los próximos años es un hecho. La introducción de nuevas tecnologías y la presión social y gubernamental están haciendo nacer nuevos desarrollos en las motorizaciones. En prácticamente la totalidad de los vehículos que usan MCIA el EGR está presente como estrategia de futuro. A continuación se describen algunos de los desarrollos que ya están llegando a los mercados o que se intuyen de aplicación inmediata.

Motores de encendido provocado.

Tal y como se describe ampliamente en [39] la técnica del EGR está siendo estudiada para resolver algunas de las limitaciones clásicas de los MEP como son la combustión anormal (*knocking*) y las altas temperaturas de escape en puntos de alta carga y régimen o la necesidad de estrangular el gasto de aire del motor para regular el grado de carga.

El desarrollo actual de los MEP está enfocado en equipararlos al éxito comercial de los motores Diésel actuales: bajo consumo de combustible y altas prestaciones, ya que desde el punto de vista de las emisiones, los MEC tienen muy buen comportamiento gracias a los catalizadores de tres vías. Entre otras estrategias destaca la reducción de la cilindrada del motor con altos niveles de sobrealimentación mediante turbocompresor. Esta tendencia es conocida como *downsizing* [40].

El funcionamiento de estas nuevas motorizaciones incrementan la doble problemática de *knocking* y altas temperaturas de escape a la entrada de la turbina del turbogrupo. Hasta ahora se ha resuelto mediante el uso de mezclas ricas, donde el exceso de combustible absorbe calor evitando que tengan lugar ambos fenómenos. Sin embargo esta estrategia afecta de forma directa al aumento del consumo de combustible y además resta eficiencia al catalizador de tres vías.

Según los trabajos expuestos [39] el EGR se plantea como estrategia para resolver ambos problemas. Permite, por lo tanto, reducir el *knocking* y las emisiones de HC y CO . Además, también se afirma una mejora de las emisiones de CO_2 a cargas parciales debido a la mejora en el punto de encendido.

Nuevos modos de combustión

Los nuevos modos de combustión de Ignición por Compresión de Mezcla Homogénea (*Homogeneous Charge Compression Ignition*, HCCI) y de Auto-Ignición Controlada (*Controlled Auto-Ignition*, CAI), hacen referencia a procesos de combustión diferentes a los tradicionales MEC y MEP. El reciente interés por estos modos de combustión para futuras motorizaciones surge de las limitaciones que tienen ambos, fundamentalmente: las emisiones de NO_x y PM en MEC y el bajo rendimiento de los MEP en cargas parciales.

Existen múltiples denominaciones a las distintas técnicas para llevar a acabo HCCI/CAI, pero generalmente HCCI está asociada a los MEC y CAI a los MEP. A pesar de las diferentes denominaciones todas están basadas en dos principios que son los que caracterizan estos nuevos modos de combustión [41]:

- La premezcla de aire y combustible antes de la combustión, que garantiza una mezcla homogénea.
- La combustión por autoignición de la mezcla de forma relativamente instantánea (sin frente de llama).

Si bien las primeras patentes ya aparecen en los orígenes de los MCI y Nikolai Semenov ya desarrolló los primeros estudios en los años 30, los trabajos que han iniciado esta nueva corriente de investigaciones se atribuyen a Onishi en [42] y Noguchi en [43] en 1979 [41].

Una estrategia característica de HCCI/CAI es el uso de EGR. El EGR cumple dos funciones: por un lado calienta el gas de admisión que facilita la mezcla con el combustible y por otro permite controlar el proceso de combustión, para evitar que ocurra antes de lo previsto.

Los mecanismos enunciados en el apartado 2.2.1 son los mismos que ayudan a controlar los procesos de combustión, lo cual significa que las sucesivas combustiones ciclo a ciclo estén en fase y tengan la misma duración. Por eso, variaciones en el EGR (gasto y temperatura) afectarán a la combustión y, en definitiva, al comportamiento del motor. Esto obliga a tener un alto grado de control sobre el EGR.

Bio-combustibles

La problemática del consumo de combustible de los vehículos es un tema de actualidad al que gobiernos y opinión pública tratan de dar respuesta. Entre las motivaciones están el planteamiento estratégico de la alta dependencia del petróleo importado de otros países, así como su posible agotamiento, y por otra parte está el planteamiento de las elevadas emisiones de CO_2 que provocan el efecto invernadero. En estas circunstancias se plantea como opción el uso de biocombustibles, que dan respuesta a ambas problemáticas: dado que al ser su producción de carácter local evitaría la dependencia del petróleo importado y dado que su origen es de carácter vegetal-renovable (implica un ciclo de CO_2 - planta - combustible - CO_2) evitaría que la cantidad acumulada de CO_2 aumente.

Los trabajos desarrollados con biocombustibles muestran una importante mejora de las emisiones de PM debido a la oxigenación del combustible que mejora el proceso de combustión [44]. Sin embargo los biocombustibles tienen un efecto negativo sobre los NO_x . Concentraciones habituales de 20 % biocombustible 80 % combustible Diesel del petróleo, pueden llegar a incrementar las emisiones de NO_x entre 2-4 % respecto a usar 100 % combustible Diésel, mientras que usar 100 % biocombustible puede llegar a incrementos del 12 % [45].

Efectivamente estos resultados quedan patentes directamente en los ciclos de homologación cuando las estrategias de calibración utilizadas son las de combustible Diésel [46]. Sin embargo, tanto [46] como [47] muestran como las emisiones de NO_x pueden ser controladas con mayores tasas de EGR sin incurrir en incrementos de PM y sin perder eficiencia del motor mediante la optimización del punto de inyección.

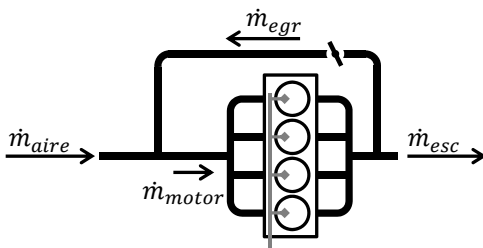
2.3 La técnica de Recirculación de Gases de Escape en motores Diésel Sobrealimentados.

El uso del EGR como técnica para la reducción de NO_x ya interesaba a inicios de la década de los 70 para MEP con la introducción de las emisiones NO_x en las primeras normativas. En trabajos como [48] ya se estudia el efecto de la dilución del aire de admisión en las emisiones de NO_x en MEP y más adelante en [49] ya se propone explícitamente el EGR como técnica para reducir los NO_x sin dañar el consumo de combustible. El EGR quedó desplazado en los MEP sobretodo con la llegada de los catalizadores de oxidación de aplicación en EEUU a partir de 1975. Es a partir del inicio de las normas EURO en los años 90 cuando comienza a investigarse su aplicación para la reducción de los NO_x en los motores Diésel para vehículos pesados [50]. Desde entonces su uso se ha generalizado en cualquier motorización Diésel para vehículos hasta hoy en día.

2.3.1 Definición y Clasificación de los Sistemas EGR.

Se define tasa de EGR como la proporción de gasto másico de gas de escape recirculado respecto del gasto total que es trasegado por el motor. De forma que se calcula como se especifica en la ecuación (2.3).

$$egr = \frac{\dot{m}_{egr}}{\dot{m}_{egr} + \dot{m}_{aire}} \quad (2.3)$$



Donde \dot{m}_{egr} es el gasto de EGR, \dot{m}_{aire} el gasto de aire fresco admitido y su suma el gasto total a través del motor. Llevar a la práctica directamente este método de medida resulta poco factible en motores reales. Si bien la medida de gasto de aire es sencilla mediante el uso de un sensor de hilo de caliente, utilizar una técnica similar para el EGR no es viable, pues las altas temperaturas y el alto nivel de partículas en el gas de escape provocarían el colapso de la medida del sensor.

A nivel experimental, en sala de laboratorio, la tasa de EGR se determina a partir de la variación de la concentración de alguna de las especies que participan en el proceso de combustión. A partir del balance de masas en el colector de admisión para la especie seleccionada se define la ecuación (2.4).

$$[X]_{adm} \frac{\dot{m}_{egr} + \dot{m}_{aire}}{PM_{aire+egr}} = [X]_{egr} \frac{\dot{m}_{egr}}{PM_{egr}} + [X]_{aire} \frac{\dot{m}_{aire}}{PM_{aire}} \quad (2.4)$$

Suponiendo que los pesos moleculares del aire, el gas de escape y la mezcla de ambos son los mismos y mediante la ecuación (2.3), se obtiene la ecuación (2.5) para la medida de la tasa de EGR.

$$egr(X) = \frac{[X]_{adm} - [X]_{aire}}{[X]_{egr} - [X]_{aire}} \quad (2.5)$$

Existen diversas técnicas para llevar el gasto EGR hasta la admisión del cilindro. El uso de cada una de ellas afecta a las propiedades del gas en el cilindro, al comportamiento del motor y al proceso de control y gestión de la tasa de EGR. La figura 2.9 esquematiza dichas técnicas para llevar acabo el EGR.

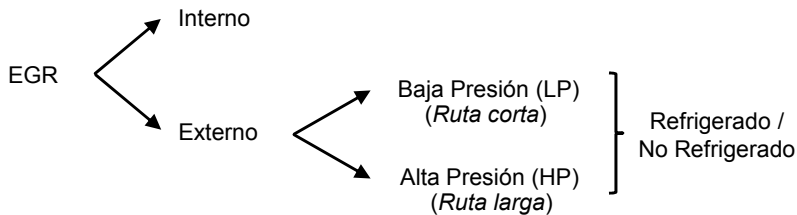


Figura 2.9: Clasificación de los sistemas de EGR en función de la estrategia utilizada para extraer gas del escape y reintroducirlo en el circuito de admisión

En primer lugar los sistemas de EGR se clasificarían por el punto de extracción del EGR en internos y externos.

El EGR interno es aquel en el que se aprovechan los gases quemados que quedan en el cilindro tras el proceso de combustión para siguiente ciclo. Con esta técnica no se realiza una extracción propiamente dicha de los gases de escape, sino que los gases quemados son retenidos en el cilindro mediante la sincronización de las válvulas de

escape y admisión. Esta técnica, que fue planteada con el inicio de las normativas EURO en motores Diésel de gran cilindrada [51], no prosperó por la elevada influencia en la temperatura del gas admitido y la reducida capacidad de controlar la tasa de EGR debido a la inflexibilidad de los sistemas de distribución. En los últimos años, los nuevos sistemas de distribución variable han permitido un mejor control sobre la gestión de la tasa de EGR, de forma que han surgido varias investigaciones para recuperar este antiguo planteamiento [52]. Sin embargo, el efecto sobre la temperatura de admisión sigue sin ser controlable.

El EGR externo consiste en comunicar el sistema de admisión y el de escape mediante un conducto exterior al motor. Este conducto permite el flujo del gas recirculado que se controla mediante una válvula para obtener la tasa de EGR deseada. Esta es la técnica que se implantó en los motores Diésel con las primeras normativas de emisiones EURO y sigue vigente en nuestros días debido a su sencillez tecnológica y su amplia capacidad para regular la tasa de EGR.

Existen dos concepciones para llevar a cabo el EGR externo en función de la posición de los puntos entre los que se realiza la conexión entre admisión y escape. Si tiene lugar entre un punto de la línea de escape anterior a la turbina y un punto posterior al compresor se le denomina EGR de alta presión (HPEGR, del inglés EGR *High Pressure*), dado que conecta las líneas donde el gas se encuentra a mayor presión del motor. Por el contrario, cuando conectan un punto posterior a la turbina y otro anterior al compresor se le denomina EGR de baja presión (LPEGR, del inglés EGR *Low Pressure*), pues son puntos donde el gas se encuentra a menor presión en el motor. Estas dos configuraciones también son denominadas ruta corta (*short route*) para el caso del circuito de alta presión, o de ruta larga (*long route*) para la configuración del circuito de baja presión, en función de la longitud del circuito de EGR.

Por último, los sistemas de EGR externo, tanto HPEGR como LPEGR, permiten poder refrigerar el gas de escape en un intercambiador de calor, de forma que se puede diferenciar entre EGR refrigerado y no refrigerado. Mediante la refrigeración es posible regular mejor la temperatura del EGR y permite más posibilidades de control de la temperatura de la masa admitida.

En la práctica, en los motores para vehículos ligeros, el sistema más utilizado es el de HPEGR refrigerado. Esto es debido a la buena relación entre simplicidad tecnológica del sistema y los beneficios obtenidos respecto otras tecnologías. Sin embargo, la mayor demanda de EGR para reducir las emisiones de NO_x y la necesidad de mejores estrategias para controlar la tasa realizada, ha hecho que el LPEGR refrigerado esté instalándose en motorizaciones actuales.

Como se plantea en los siguientes apartados, las ventajas y limitaciones de cada uno de los sistemas ha hecho que tanto investigadores como fabricantes se hayan interesado en la combinación del HPEGR y el LPEGR para optimizar el comportamiento del motor, cumplir las normativas y recompensar a los clientes con las prestaciones del vehículo.

2.3.2 Caracterización de los sistemas de EGR de alta y baja presión.

El sistema de HPEGR, en sus distintas configuraciones, es el sistema más utilizado para realizar EGR en los motores Diésel de vehículos ligeros. Sin embargo, el LPEGR, que ya había sido planteado con anterioridad, está implantándose en los motores actuales debido al incremento en las exigencias de las emisiones de NO_x y PM en las normativas.

Efectivamente, en estudios como [53] ya se planteaban las conveniencias de ambas arquitecturas. En esta comparativa, se concluían los beneficios del sistema LPEGR sobre HPEGR, sin embargo, también se plantean las dificultades tecnológicas del LPEGR que limitan su aplicación:

- El ensuciamiento y deterioro de los componentes del sistema de admisión. Como por ejemplo, los daños de las partículas del EGR sobre el compresor (hay que tener en cuenta que hasta la normativa EURO4 en 2005 no se comenzaron a usar los filtros de partículas - DPF)
- El retraso en la tasa de EGR debido a la longitud del sistema LPEGR, como por ejemplo en condiciones de transitorio.

Estas limitaciones a día de hoy quedan reducidas debido, por un lado, al uso generalizado de filtros de partículas que garantizan un gas recirculado libre de partículas o sustancias que dañen o ensucien los componentes que van a atravesar, y por otro lado, al diseño compacto de los motores actuales que reduce considerablemente las longitudes de los conductos. Por tanto, teniendo en cuenta las futuras necesidades de los motores en cantidad y calidad del EGR, el LPEGR vuelve a estar en el punto de vista de los fabricantes de cara a superar las nuevas normativas.

En la Tesis Doctoral de Pla Moreno [54] se demuestra la conveniencia y limitaciones del comportamiento de cada uno de los sistemas de forma individual, caracterizando y analizando ambos sistemas con la perspectiva del uso del LPEGR en aplicaciones reales. De las conclusiones se extraen, sobre distintos parámetros de funcionamiento del motor, potenciales ventajas e inconvenientes de cada uno los sistemas resumidos en la tabla 2.6.

La primera diferencia entre ambos sistemas tienen que ver con las las condiciones de la masa admitida en el cilindro y su influencia para alcanzar altas tasas de EGR. Una de las condiciones que más se ven afectadas en función de la proveniencia del EGR es la temperatura. Se hace una representación (figura 2.10) para múltiples puntos de funcionamiento de la evolución de la densidad del gas admitido en función de la tasa de egr. En ella se observa un claro efecto del sistema de HPEGR. Mientras que el efecto del LPEGR en la densidad del gas admitido es prácticamente inexistente. Esto

Tabla 2.6: Principales efectos de los sistemas HPEGR y LPEGR sobre distintos parámetros de funcionamiento del motor [54].

	HP EGR	LP EGR
Efecto temperatura en tasa EGR	Alto	Bajo
Mezcla Aire/EGR	Bajo	Alto
Acoplamiento EGR - TGV	Alto	Bajo
Durabilidad	Ensuciamiento	Compresor
Emisiones	Alta Opacidad	Condensación Baja Opacidad Menos NO_x

es debido fundamentalmente a que la mezcla LPEGR y aire fresco tiene lugar antes del intercooler y por tanto el gasto LPEGR sufre dos refrigeraciones.

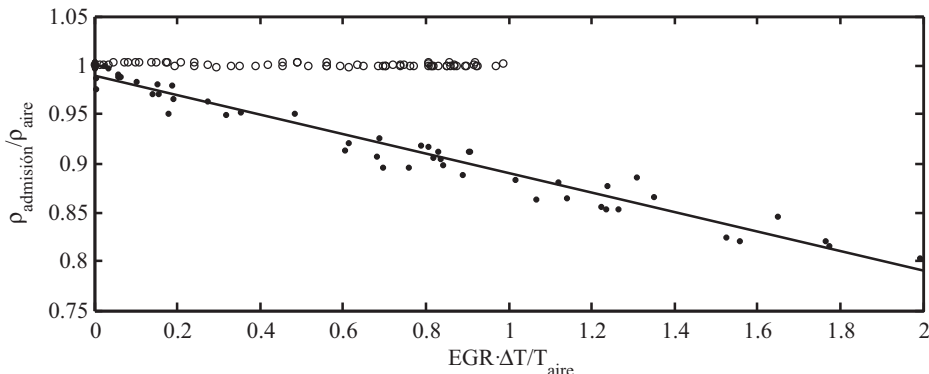


Figura 2.10: Efecto del EGR en la densidad del gas admitido en diferentes condiciones de funcionamiento motor.

El efecto de la reducción de la densidad del gas admitido implica una reducción de la masa de gas introducida en el cilindro, en las mismas condiciones de funcionamiento. Este fenómeno, que se describe en la literatura como *thermal throttling* [55], es una de las mayores limitaciones del HPEGR. Para ejemplificar este fenómeno, en el artículo del [56] se muestra una comparativa de ambos sistemas de EGR con respecto a la evolución en la concentración de oxígeno ($[O_2]$), como se representa en la gráfica 2.11. En ella se observa claramente cómo el uso creciente de HPEGR implica una mayor reducción de la concentración de O_2 .

Otro condicionante en la capacidad para alcanzar altas tasas de EGR es la distribución del gasto de EGR entre cilindros [57, 58]. En los sistemas HPEGR, dada la proximidad entre las pipas de admisión y la entrada del gasto de EGR, garantizar una mezcla

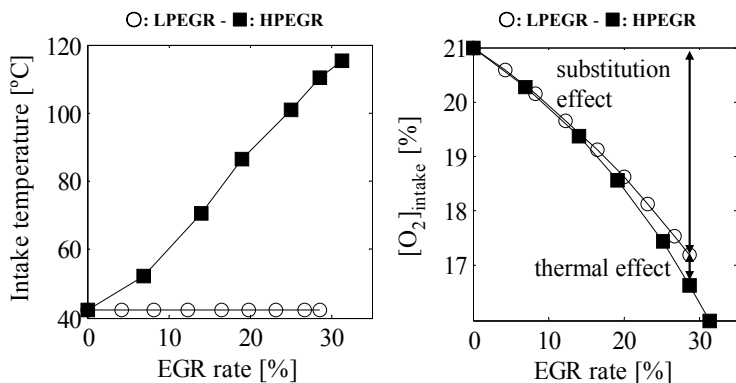


Figura 2.11: Efecto del EGR en la temperatura de admisión y sobre la $[O_2]$ para los sistemas de HPEGR y LPEGR.

perfecta con el aire fresco es compleja. Un diseño asimétrico entre el colector de admisión y la entrada de gasto de EGR, junto al efecto del gasto pulsante del motor, conlleva una distribución de EGR diferente entre los cilindros. En estas circunstancias, el límite de funcionamiento del motor se alcanza cuando la tasa de EGR individual de alguno de los cilindros es suficientemente alta como para inhibir la combustión de dicho cilindro con el consiguiente efecto sobre el comportamiento del motor.

Las condiciones de trabajo del grupo turbocompresor también son diferentes para ambos sistemas. Desde el punto de vista del compresor, para un punto fijo de funcionamiento de motor, si se incrementa sucesivamente el gasto de HPEGR, el gasto trasegado por el compresor se irá reduciendo. Si suponemos para dicho punto de funcionamiento condiciones de presión de admisión constantes, es obvio que tasas crecientes de HPEGR hacen que el punto de funcionamiento del compresor se vaya acercando a la zona de bombeo, creando condiciones de inestabilidad en el motor, las cuales pueden ser resultas de forma puntual mediante la aplicación de otras técnicas [59]. En puntos de baja carga, donde el motor trabaja en condiciones cercanas a la línea de bombeo, el compresor se puede convertir en una limitación para incrementar la tasa de EGR. Desde el punto de vista de la turbina, el mayor inconveniente es el acoplamiento entre HPEGR y TGV. El HPEGR supone restar gasto de escape que atraviesa la turbina y el esfuerzo del a TGV para conseguir la contrapresión de escape tanto para la propia turbina como para garantizar el gasto de EGR. Este acoplamiento entre ambos sistemas no solo tiene consecuencias en el comportamiento del motor y las emisiones [60] sino también en las estrategias de control [61]. Dado que el LPEGR se encuentra aguas abajo de la turbina, no existe esta problemática, sin embargo el compresor podría verse afectado por altas temperaturas a la entrada del compresor como consecuencia del incremento de la tasa de LPEGR.

Uno de los puntos más conflictivos en el uso del LPEGR es la posibilidad de encontrarse condensados en el gasto de EGR [62]. Puesto que la temperatura del LPEGR es baja dependiendo del grado de refrigeración se pueden alcanzar temperaturas suficientemente bajas como para que se produzca la condensación, lo cual afecta a la integridad de los componentes en dos vertientes:

1. Efectos físicos: La presencia de gotas puede dañar los componentes. Es especialmente grave que dichas gotas golpeen las palas del compresor o por otra parte que ensucien y bloqueen componentes como válvulas o el aleteado de los intercambiadores.
2. Efectos químicos: El carácter ácido del agua condensada puede suponer un grave problema desde el punto de vista de la corrosión de los componentes y/o la contaminación .

Si bien los puntos descritos anteriormente ayudan a comprender las ventajas y limitaciones de ambos sistemas, donde se ponen de manifiesto es en su aplicación real. El uso del EGR está estrictamente focalizado en reducir las emisiones de NO_x lo suficiente como para superar los distintos ciclos de homologación, minimizando el perjuicio sobre el comportamiento del motor y el resto de las emisiones. En [63] comparan ambas configuraciones mostrando, en puntos de funcionamiento específicos, que el LPEGR consigue reducir un 50% más los NO_x que el sistema HPEGR. Otra comparativa entre ambos sistemas, pero durante un ciclo NEDC, es llevada a cabo en [56]. En él muestran los altos beneficios del LPEGR para reducir las emisiones de NO_x (sobre todo durante el ciclo extraurbano), mientras que queda patente el alto efecto en las emisiones de HC , especialmente críticas durante el arranque en frío del motor. De esta forma, se deja claramente enfocado el importante campo de aplicación de la combinación de ambos sistemas. En el capítulo 5 se realiza un estudio pormenorizado de esta circunstancia y de las posibles estrategias de combinación HPEGR y LPEGR.

2.3.3 Combinación de los sistemas de EGR de Alta y Baja presión.

En el apartado anterior se pone de relieve cómo los sistemas de HPEGR y LPEGR podrían complementarse, pues los inconvenientes de uno son las ventajas del otro. Sin embargo, el estudio de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR, desde el punto de vista definido en el presente trabajo, no ha sido llevado a cabo ampliamente en la comunidad científica/tecnológica hasta los últimos años cuando las actuales normativas y las futuras previstas son suficientemente restrictivas como para hacer uso de estrategias de EGR efectivas y precisas. Sí se encuentran diversas caracterizaciones de la combinación de HPEGR y LPEGR como parte de estudios generales en comparativas

entre los sistemas HPEGR y LPEGR o en aplicaciones específicas como el estudio de estrategias de control de gasto de EGR.

Uno de los primeros estudios que se encuentran es [64] donde se plantea el uso de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR, entre otras alternativas, para superar la estricta normativa americana TIER 2 respecto a las emisiones de NO_x y PM . En este caso particular el EGR se utiliza en un motor Diésel para vehículos ligeros, donde se realiza combustión de baja temperatura, LTC. En uno de los casos planteados se usa la combinación de ambos sistemas de EGR, la cual permite regular las propiedades de la masa que entra en el cilindro. En esta configuración, el sistema LPEGR se utiliza para suministrar las altas tasas de EGR necesarias para llevar a cabo LTC, mientras que el sistema HPEGR, el cual no está refrigerado, permite regular la temperatura de admisión óptima para el funcionamiento del motor. Aunque se concluye el buen funcionamiento de la estrategia estudiada para realizar LTC, no se hace referencia sobre el comportamiento de ambos sistemas.

En [65] se realiza un análisis de HPEGR y LPEGR para un motor Diésel de gran cilindrada con un sistema de doble turbogruppo. En este estudio se realiza una evaluación de las emisiones y el consumo de combustible del motor respecto a condiciones de inyección por una lado y respecto a uso de EGR y a la combinación de HPEGR y LPEGR por otro. En el estudio de EGR se realiza un barrido de combinaciones de HPEGR y LPEGR para dos puntos de funcionamiento del test estacionario de homologación europeo (ESC). Finalmente, en las conclusiones, se citan las ventajas individuales de cada uno de los sistemas HPEGR y LPEGR, sin embargo, no se realiza ningún comentario al respecto de su combinación. Esto puede ser debido, a que los resultados de las distintas combinaciones de HPEGR y LPEGR se encuentran dentro del rango definido por los resultados individuales de cada uno de los sistemas.

En [66] se realiza una caracterización del comportamiento de un motor Diésel sobrealimentado utilizando los sistemas HPEGR y LPEGR individualmente y usando una combinación simultánea de ambos sistemas. Este estudio se lleva a cabo en puntos de carga parcial de un motor para vehículos ligeros, correspondientes a puntos de operación en NEDC. En el estudio se realiza un barrido de tasas de EGR y se analizan los resultados de emisiones contaminantes, consumo de combustible y actuación de la turbina de geometría variable. Además se completa el estudio con el análisis de la combustión de los casos estudiados. En los casos concretos de combinación de HPEGR y LPEGR, se mantiene una posición fija del sistema de HPEGR mientras que se realiza un barrido con el sistema de LPEGR. En este estudio, la combinación de HPEGR y LPEGR no es estudiada con profundidad, concluyendo que si bien la combinación de ambos sistemas es ventajosa, determinar la aportación de cada uno de los sistemas es compleja.

Por último, en [67], los autores pertenecientes a la empresa *BorgWarner Inc.*, realizan una descripción tecnológica de una aplicación real de combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR en motores Diésel para cumplir la normativa TIER 2. Si bien

tampoco se realiza un análisis del comportamiento de la combinación de los sistemas de EGR. En él se define un mapa de combinación de ambos sistemas para todo el rango de funcionamiento del motor, representado en la figura. Los autores justifican la combinación de HPEGR y LPEGR en que ambos sistemas se complementan mutuamente para cubrir sus limitaciones individuales. Las conclusiones expuestas en este trabajo hacen referencia a capacidad de superar la normativa TIER2 bin 5 por parte de un motor Diésel sobrealimentado únicamente mediante el uso de EGR, a través de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR.

El reparto entre los sistemas de HPEGR y LPEGR es justificado en el artículo por los motivos que se detallan:

1. El sistema de LPEGR es el que aporta todo el EGR en la región principal de funcionamiento del motor, por su eficacia en la reducción de NO_x y el mejor comportamiento del motor.
2. En condiciones de bajo grado de carga de motor, justifican el 100% de HPEGR por motivos de temperatura del gas de admisión a los cilindros y los problemas de fallo de combustión que pueda suponer.
3. A medida que aumenta el grado de carga, se incrementa la aportación de LPEGR. Sin embargo, la aportación de HPEGR sigue siendo alta a bajo y alto régimen de motor por motivo de la presión de sobrealimentación.
4. En condiciones de alto régimen se incrementa la aportación del sistema de HPEGR, debido al incremento del trabajo de bombeo del sistema LPEGR en estas condiciones.

Dentro del estudio también se menciona la estrategia de control implementada para gestionar la combinación de ambos sistemas de EGR. El sistema de HPEGR es controlado en bucle abierto, mientras que el sistema de LPEGR se controla en bucle cerrado para mantener la tasa de EGR total del motor. Esta estrategia de control es evolucionada en la publicación [68], cuyo autor pertenece a la misma empresa y es colaborador con los autores de [67] en otras publicaciones. En [68] se propone una estrategia, en la que tanto HPEGR como LPEGR están controlados en bucle cerrado y por tanto la función de controlar la tasa total de EGR sobre el motor recae en ambos sistemas, permitiendo ser más efectivos sobre las emisiones y mejorando el comportamiento del motor.

Frente a los pocos estudios dedicados al análisis del comportamiento de la combinación de HPEGR y LPEGR en un MCIA, destaca la documentación sobre estrategias de control para la combinación de HPEGR y LPEGR [69, 70]. En estas publicaciones, a diferencia de la ya citada [68], abordan el tema de la gestión del EGR del motor, su reparto entre HPEGR y LPEGR y la gestión de la turbina de geometría variable.

En la línea de combinación simultánea de los sistemas HPEGR y LPEGR, se presentó el estudio [56] en donde, tras comparar ambos sistemas individualmente, se lleva a cabo un barrido de combinaciones HPEGR y LPEGR en dos puntos de funcionamiento del ciclo NEDC. En el estudio se refleja la posibilidad de llevarlo a cabo y la capacidad para

alcanzar mayores tasas de EGR mediante la de combinación simultánea, así como su efecto en las emisiones. Por otra parte, se presenta la comparativa del funcionamiento individual de cada sistema durante el ciclo NEDC para proponer su combinación secuencial y aprovechar las virtudes de cada sistema en las distintas partes del ciclo. Este estudio se lleva a cabo en [71] mostrando las ventajas de la secuenciación del HPEGR y el LPEGR.

Con la entrada en vigor de la normativa EURO 6 y con el propósito de los fabricantes de entrar en el mercado americano con las motorizaciones Diésel, la incorporación del sistema de LPEGR en las motorizaciones se ha ido extendiendo. En 2012, Volkswagen generalizaba el el sistema combinado de HPEGR y LPEGR del motor TIER 2 BIN 5 2.0 TDI con el desarrollo del motor EA288, el cual permite superar diversas normativas (EURO 6 y TIER 2) [72, 73].

Por otra parte Renault también ha sacado al mercado el motor 1.6dCi - M9R que incorpora ambos sistemas [74]. En este caso, la estrategia utilizada es la combinación secuencial de ambos sistemas para una mayor reducción de NO_x con mejoras en de consumo.

Así pues, el montaje de HPEGR y LPEGR se está generalizando entre los fabricantes de vehículos. De momento se apuesta por su combinación secuencial a lo largo de ciclo de homologación. Sin embargo, la incorporación del circuito LPEGR ya permite la posibilidad de su combinación simultánea.

Bibliografía

- [1] YB Zeldovich. "The oxidation of nitrogen in combustion explosions". En: *Acta Physicochimica USSR* 21 (1946), págs. 577-628.
- [2] AJ Haagen-Smit. "Chemistry and physiology of Los Angeles smog". En: *Industrial and Engineering Chemistry* 44 (1952), pág. 1342.
- [3] Hua Zhao. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Diesel Engines*. Vol. 2. Elsevier, 2009.
- [4] Takeyuki Kamimoto y Myurng-hoan Bae. "High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines". En: *SAE Technical Paper* (1988).
- [5] T Kitamura, T Ito, J Senda y H Fujimoto. "Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ration and temperature on soot particle formation". En: *International Journal of Engine Research* 3.4 (2002), págs. 223-248.
- [6] SA Molina. "Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada". Tesis Doctoral. CMT Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [7] "Council Directive 70/220/EEC of March 20,1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles". En: *Official Journal of the European Communities* (1970).
- [8] "Directiva 91/441/CEE del Consejo de 26 de junio de 1991 por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre medidas contra la contaminación atmosférica provocada por los gases de escape de los vehículos de motor". En: *Official Journal of the European Communities* (1991).
- [9] "Reglamento CE No 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos". En: *Official Journal of the European Communities* (2007).
- [10] "Reglamento (CE) No 692/2008 de la comision de 18 de julio de 2008 por el que se aplica y modifica el Reglamento (CE) no 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos." En: *Official Journal of the European Communities* (2008).
- [11] "Reglamento (CE) No 443/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009 por el que se establecen normas de comportamiento en materia de emisiones de los turismos nuevos como parte del enfoque integrado de la Comunidad para reducir las emisiones de CO2 de los vehículos ligeros." En: *Official Journal of the European Communities* (2009).

- [12] “U.S. Environmental Protection Agency: Control of Air Pollution From New Motor Vehicles: Tier 2 Motor Vehicle Emissions Standards and Gasoline Sulfur Control Requirements; Final Rule”. En: *Federal Register* 65.28 (2000), págs. 6698-6870.
- [13] “World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP 29)”. En: *ONU* (2015). URL: http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29glob_registry.html.
- [14] “ECE/TRANS/WP.29/1064 World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations”. En: *UNECE* (2007).
- [15] “ECE/TRANS/WP.29/2009/131 Proposals to develop a new Global Technical Regulations and/or amendments to established Global Technical Regulations.” En: *UNECE* (2009).
- [16] “Global technical regulation No. 15: Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure”. En: *UNECE* (2014).
- [17] Peter Mock, Jörg Kühlwein, Uwe Tietge, Vicente Franco, Anup Bandivadekar y John German. “The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU”. En: *International Council on Clean Transportation* (2014). URL: <http://www.theicct.org/wltp-how-new-test-procedure-cars-will-affect-fuel-consumption-values-eu>.
- [18] Klaus Land. “Potential for reducing emissions from road traffic and improving air quality”. En: *European Parliament: ENVI Committee - Public Hearing on Air Quality Policy* (2014). URL: http://www.europarl.europa.eu/meetdocs/2014_2019/documents/envi/dv/nec2_land/nec2_land_en.pdf.
- [19] “Directiva 98/69/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de octubre de 1998 relativa a las medidas que deben adoptarse contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor y por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo.” En: *Official Journal of the European Communities* (1998).
- [20] “DIRECTIVA 2001/100/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 7 de diciembre de 2001 por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de medidas contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor”. En: *2001* (Official Journal of the European Communities).
- [21] R. Joumard, M. Andre, R. Vidon, P. Tassel y C. Pruvost. “Influence of driving cycles on unit emissions from passenger cars”. En: *Atmospheric Environment* 34.27 (2000), págs. 4621-4628.
- [22] M. Weiss, P. Bonnel, R. Hummel, A. Provenza y U. Manfredi. “On-road emissions of light-duty vehicles in Europe”. En: *Environmental Science and Technology* 45.19 (2011), págs. 8575-8581.
- [23] A. Maiboom, X. Tautzia y J.F. Hétet. “Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine”. En: *Energy* 33.1 (2008), págs. 22-34.
- [24] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 1: Effects of Reducing Inlet Charge Oxygen”. En: *SAE paper* 961165 (1996).

- [25] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide”. En: *SAE paper* 961167 (1996).
- [26] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 3: Effects of Water Vapour”. En: *SAE paper* 971659 (1997).
- [27] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour”. En: *SAE paper* 971660 (1997).
- [28] B. Nitu, I. Singh, L. Zhong, K. Badreshany, NA. Henein y W. Bryzik. “Effect of EGR on autoignition, combustion, regulated emissions, and aldehydes in DI diesel engines.” En: *SAE paper* 2002-01-1153 (2002).
- [29] MPB. Musculus. “On the correlation between NOx emissions and the diesel premixed burn.” En: *SAE paper* 2004-01-1401 (2004).
- [30] R. Egnell. “The influence of EGR on heat release rate and NO formation in a DI diesel engine.” En: *SAE International Journal of Engines* 2000-01-1807 (2000).
- [31] J. Park, S. Lee y H. Lee. “Development of Control Logic and Optimization of Catalyst in DeNOx System with Secondary Injection for Euro 6”. En: *SAE Paper* 2010-01-1067 (2010).
- [32] Bin Guan, Reggie Zhan, He Lin y Zhen Huang. “Review of state of the art technologies of selective catalytic reduction of NOx from diesel engine exhaust”. En: *Applied Thermal Engineering* 66 (2014), págs. 395-414.
- [33] M. Koebel, M. Elsener y G. Madia. “Reaction Pathways in the Selective Catalytic Reduction Process with NO and NO2 at Low Temperatures”. En: *Industrial and Engineering Chemistry Research* 40 (2001), págs. 52-59.
- [34] C. Scott Sluder, John M. E. Storey, Samuel A. Lewis y Linda A. Lewis. “Low Temperature Urea Decomposition and SCR Performance”. En: *SAE Technical Paper* 2005-01-1858 (2005).
- [35] N. Miyoshi, S. Matsumoto, K. Katoh, T. Tanaka y J. Harada. “Development of New Concept Three-Way Catalyst for Automotive Lean-Burn Engines”. En: *SAE paper* 950809 (1995).
- [36] S. Erkkfeldt, M. Larsson, H. Hedblom y M. Skoglundh. “Sulphur Poisoning and Regeneration of NOx Trap Catalyst for Direct Injected Gasoline Engines”. En: *SAE Paper* 1999-01-3504 (1999).
- [37] J.R. Theis y C.K. Lambert. “An assessment of low temperature NOx adsorbers for cold-start NOx control on diesel engines”. En: *Catalysis Today* (2015).
- [38] Y. Zhenga, Y. Liub, M. Harolda y D. Lussa. “LNT-SCR dual-layer catalysts optimized for lean NOx reduction by H2 and CO”. En: *Applied Catalysis B: Environmental* 148.149 (2014), págs. 311-321.
- [39] Hua Zhao. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Gasoline and Gas Engines*. Vol. 1. Elsevier, 2009.
- [40] T. Lake, J. Stokes, R. Murphy, R. Osborne y A. Schamel. “Turbocharging concepts for downsized DI gasoline engines”. En: *SAE Technical Paper* 2004-01-0036 (2004).

-
- [41] Hua Zhao. *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. Elsevier, 2007.
- [42] S. Onishi, S. Hong Jo, K. Shoda, P Do Jo y S. Kato. “Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - A new combustion process for internal combustion engines”. En: *SAE Paper 790840* (1979).
- [43] M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka e Y. Takeuchi. “A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion”. En: *SAE Paper 790840* (1979).
- [44] M. Lapuerta, O. Armas y R. Ballesteros. “Diesel Particulate Emissions from Biofuels Derived from Spanish Vegetable Oils”. En: *SAE Paper 2002-01-1657* (2002).
- [45] M. Hess, M. Haas y T. Foglia. “Attempts to reduce NOx exhaust emissions by using reformulated biodiesel”. En: *Fuel Processing Technology* 88 (2007), págs. 693-699.
- [46] J.M. Luján, V. Bermúdez, B. Tormos y B. Plá. “Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: Performance and emissions (II)”. En: *biomass and bioenergy* 33 (2009), págs. 948-956.
- [47] Y. Zhang y A.L. Boehman. “Impact of Biodiesel on NOx Emissions in a Common Rail Direct Injection Diesel Engine”. En: *Energy & Fuels* 21 (2007), págs. 2003 -2012.
- [48] A. Quader. “Why Intake Charge Dilution Decrease Nitric Oxide Emission from Spark Ignition Engines”. En: *SAE Paper 710009* (1971).
- [49] Yasuo Keneko, Hiroyuki Kobayashi y Reijiro Komagome. “The effects of exhaust gas recirculation and residual gas on engine emissions and fuel economy.” En: *SAE Paper 750414* (1975).
- [50] J.R. Needham, D.M. Doyle y A.J. Nicol. “The Low NOx Truck Engine”. En: *SAE Paper 910731* (1991).
- [51] J.M. Luján. “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados.” Tesis Doctoral. CMT Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 1998.
- [52] T. Leroy, J. Chauvin y N. Petit. “Transient Burned Gas Rate Control on VVA equipped Diesel Engines”. En: *6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control 2010*. Munich (2010).
- [53] Susumu Kohketsu, Kazutoshi Mori, Kenji Sakai y Takazoh Hakozak. “EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine”. En: *SAE Paper 970340* (1997).
- [54] B. Plá Moreno. “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados.” Tesis Doctoral. CMT Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 2009.
- [55] N Ladommatos, SM Abdelhalim y H Zhao. “Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 212 (1998), págs. 479-500.
- [56] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines”. En: *International Journal of Engine Research* (2012).
-

- [57] J.M. Luján, J. Galindo, J.R. Serrano y B. Plá. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. En: *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 065401.
- [58] J. William, A. Dupont, R. Bazile y M. Marchal. “Study of Geometrical Parameter Influence on Air/EGR Mixing”. En: *SAE paper 2003-01-1796* (2003).
- [59] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “Potential of using a nozzle at the compressor inlet of a high-speed direct-injection diesel engine”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 225.2 (2011), págs. 178-189.
- [60] JG. Hawley, FJ. Wallace, A. Cox, RW. Horrocks y GL. Bird. “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 213 (1999), págs. 145-159.
- [61] RS. Wijetunge, JG. Hawley y ND. Vaughan. “An exhaust pressure control strategy for a diesel engine”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 218 (2004), págs. 449-464.
- [62] S. Moroz, G. Bourgoïn, J.M. Luján y B. Plá. “Advanced cooling systems for low pressure exhaust gas recirculation in a turbocharged Diesel passenger car engine”. En: *Poster Presentation, FISITA 2008 Conference, Munich, Alemania* (2008).
- [63] J.M. Luján, B. Plá, S. Moroz y G. Bourgoïn. “Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine”. En: *Proceedings of the THIESEL Congress* (2008).
- [64] G.D. Neely, S. Sasaki, Y. Huang, J.A. Leet y D.W. Stewart. “New diesel emission control strategy to meet US tier 2 emissions regulations”. En: *SAE paper 2005-01-1091* (2005).
- [65] M. Van Aken, F. Willems y D.J. de Jong. “Appliance of high EGR rates with a short and long route EGR system on a heavy duty diesel engine”. En: *SAE paper 2007-01-0906* (2007).
- [66] G. Zamboni y M. Capobianco. “Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine”. En: *Applied Energy* 94 (2012), págs. 117-128.
- [67] W. Wenzel, V. Joergl, P. Keller y O. Weber. “EGR systems for diesel engines - the road ahead”. En: *SIA International Conference - DIESEL ENGINES: The low CO₂ and Emissions Reduction Challenge* (2008).
- [68] J. Shetty. “Control Strategy Optimization for Hybrid EGR Engines”. En: *SAE Technical Paper* (2009), págs. 01-1451.
- [69] J. Wang. “Air fraction estimation for multiple combustion mode diesel engines with dual-loop EGR systems”. En: *Control Engineering Practice* 16.12 (2008), págs. 1479-1486.
- [70] O. Grondin, P. Moulin y J. Chauvin. “Control of a turbocharged Diesel engine fitted with high pressure and low pressure exhaust gas recirculation systems”. En: *Decision and Control, 2009 held jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference. CDC/CCC 2009. Proceedings of the 48th IEEE Conference on. IEEE*. 2009, págs. 6582-6589.

- [71] J.M. Luján, C. Guardiola, B. Plá y A. Reig. “Switching strategy between HP (high pressure)-and LPEGR (low pressure exhaust gas recirculation) systems for reduced fuel consumption and emissions”. En: *Energy* (2015).
- [72] *Volkswagen introducing new EA288 diesel engine*. Dic. de 2012. URL: <https://www.dieselnet.com/news/2013/08vw.php>.
- [73] H. Neusser, J. Kahrstedt, R. Dorenkamp y H. Jelden. “The EURO 6 engines in the modular diesel engine system of Volkswagen”. En: *MTZ worldwide* 74.6 (2013), págs. 4-10.
- [74] *Renaul Powertrain Unit: M9R 1.6 dCi Diesel Engine*. URL: <http://www.powertrain.renault.com/our-range/powertrain-units-of-our-range/1.6-dcir9m>.

Capítulo 3

Herramientas experimentales y teóricas.

Índice

3.1	Introducción	48
3.2	Descripción de la instalación experimental	48
3.2.1	Motor	48
3.2.2	Sala	53
3.3	Descripción de los ensayos	56
3.3.1	Ensayos para la combinación simultánea de los sistemas HPEGR y LPEGR.	56
3.3.2	Ensayos para la combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR.	59
	Bibliografía	61

3.1 Introducción

Dado que el objetivo de esta Tesis Doctoral es fundamentalmente experimental, en el presente capítulo se describen las herramientas empleadas para llevar a cabo los ensayos, de forma que se comprenda la procedencia de los datos representados y la precisión de los mismos.

Inicialmente se describen las propiedades del motor ensayado así como las modificaciones introducidas que permiten desarrollar las pruebas. Los cambios más importantes están enfocados a poder controlar las temperaturas del sistema de admisión (WCAC e intercambiadores de calor de los sistemas EGR) y, obviamente, a tener un sistema de LPEGR capaz de funcionar en las condiciones definidas.

A continuación se describen las características de la sala de ensayo. Además de contar con el freno de motor dinámico para el ensayo del propio motor y la cadena de medida, conviene destacar la capacidad de regular la temperatura de funcionamiento de la sala, lo cual permite poder desarrollar los ensayos de motor a temperaturas constantes de 20°C, 0°C y -7°C.

Finalmente se describen los procesos de ensayos llevados a cabo para la caracterización y evaluación del motor en la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR. Los dos tipos de ensayos realizados representan dos estrategias distintas de combinación del HPEGR y del LPEGR. Por una parte la combinación simultánea de ambos sistemas y por otro la combinación secuencial.

3.2 Descripción de la instalación experimental

3.2.1 Motor

El motor utilizado para llevar a cabo el análisis experimental de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR es el motor DW10C del fabricante PSA. Es un motor Diésel de 1997 cm^3 de cilindrada, sobrealimentado mediante turbocompresor y alimentado mediante un sistema de inyección directa de combustible de alta presión. Los datos característicos e identificativos del motor están enumerados en la tabla 3.1.

El DW10C es la motorización utilizada en vehículos comerciales que cumplen la normativa europea de emisiones EURO 5 (2.1.3). La figura 3.1 representa esquemáticamente el planteamiento del motor y la posición de sus componentes. Como se observa en dicha figura, en el sistema de admisión, el aire fresco admitido desde la atmósfera atraviesa el compresor y es refrigerado en un intercambiador gas-agua, WCAC (*Water Charge Air Cooler*) desarrollado por VALEO [1], el cual permite enfriar la temperatura del gas tras su paso por el compresor y regularla a una temperatura constante.

Tabla 3.1: Descripción de los componente del motor DW10C utilizado en el presente estudio

Característica	Descripción
Constructor	Peugeot
Motor	DW10C 10DYWS BVM
Arquitectura	4 cilindros en línea
Cilindrada	1997 cm^3
Diámetro x Carrera	85 x 88
Nº de válvulas	4
Relación de compresión	17.6 +/- 0.5
Sistema de Inyección	Inyección Directa Common Rail de 3ª generación Sistema Delphi Multec
<i>Bomba</i>	Delphi DFP 3.4 / MAX 2000 bar
<i>Injectores</i>	Delphi DFI 1.5: 7 orificios/Actuación por bobina
Turbocompresor	Garret GTB-1449-VZ / TGV
Sistema EGR	EGR de alta presión EGR de baja presión instalado en motor para el estudio
Post-Tratamientos	Catalizador de Oxidación + Filtro de partículas
Potencia Máxima	120 kW - 3750 rpm
Par Máximo	340 Nm - 2000 rpm

En el sistema de escape una turbina de geometría variable (TGV) es la encargada de suministrar la potencia necesaria al compresor a partir de los gases de escape. Originalmente, los sistemas anticontaminantes utilizados en esta motorización son un sistema de EGR de alta presión (HPEGR) refrigerado para reducir los NO_x , un filtro de partículas DPF para reducir la opacidad y un catalizador de oxidación (DOC) para reducir las emisiones de CO y HC . Para llevar acabo los ensayos de combinación de ambos sistemas ha sido necesario añadir una línea de EGR de baja presión a la ya existente de alta presión.

El sistema de EGR de alta presión original parte de un lateral del colector de escape, atraviesa la culata del motor tras la que se sitúa la válvula de control y el intercambiador de calor para la refrigeración del gasto de EGR. Previo al intercambiador hay una válvula de by-pass para estrategias de arranque en frío del motor que permanece cerrada en el funcionamiento normal del motor. Finalmente el EGR accede al colector de admisión por su parte inferior, en una posición simétrica respecto a las pipas de admisión para favorecer un reparto homogéneo entre los cilindros.

Por otra parte, el LPEGR es extraído de la línea de escape a la salida del DPF, atraviesa un intercambiador de calor y a continuación pasa por la válvula de control del LPEGR. El servomotor que mueve dicha válvula se caracteriza por accionar simultáneamente la válvula propia del sistema LPEGR y una válvula de estrangulamiento en el conducto de aire fresco que permitirá incrementar el gasto de LPEGR en las condiciones de funcionamiento en las que el salto de presiones entre escape y admisión ($\Delta P_{esc-adm}$)

no sea suficiente. La ley de apertura y cierre de ambas válvulas está representada en la figura 3.2.

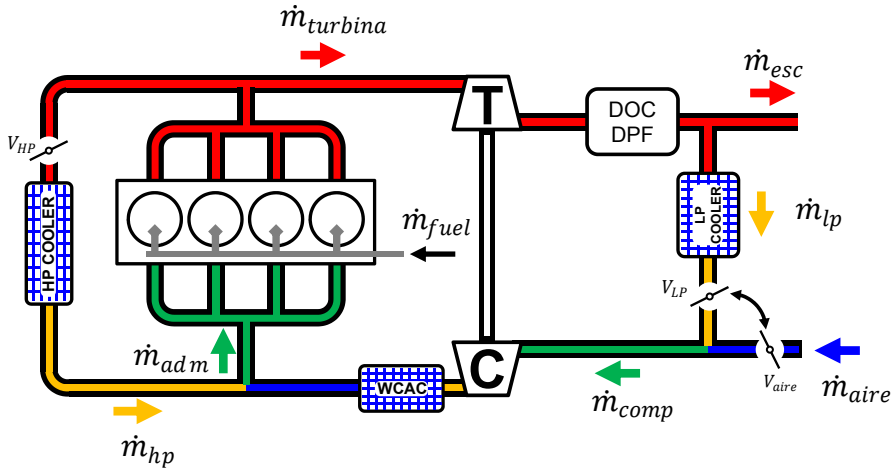


Figura 3.1: Planteamiento de la distribución de los sistemas instalados en el motor que afectan al estudio.

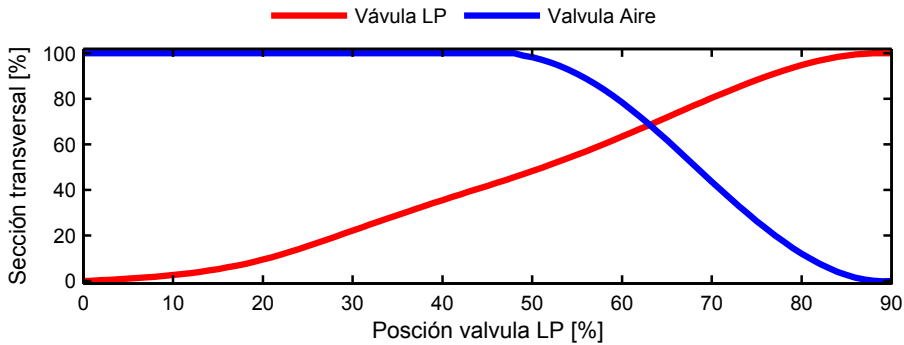


Figura 3.2: Representación de la actuación de la válvula LPEGR. Describe tanto la apertura de la válvula LPEGR como el cierre de la admisión para forzar el gasto de LPEGR por estrangulamiento del gasto de aire fresco.

El proceso de renovación de la carga es regulado por la ECU, básicamente, mediante el control de la presión de admisión y el gasto de aire, mientras actúa sobre la TGV y la válvula de HPEGR [2, 3]. Como se ha representado en la figura 3.3, el motor ensayado está gestionado por una ECU proporcionada por el fabricante, a la que se puede acceder para modificar cualquier parámetro de control mediante el equipo INCA.

En dicha figura se han representado la regulación de la presión de admisión y del combustible ya que son las variables definidas a través de la ECU para los ensayos

propuestos y definidas en los siguientes apartados (3.3.1). La tasa de EGR es regulada, generalmente, tomando como referencia el gasto admitido de aire, si bien se puede decidir externamente el valor de posición. Al incluir un nuevo sistema de EGR en el motor que también necesita ser actuado electrónicamente, una segunda ECU es la que permite accionarla cuando se combinan ambos sistemas simultáneamente introduciendo posiciones fijas de la válvula.



Figura 3.3: Esquematzación de los sistemas de control implementados en motor y las principales variables controladas para el desarrollo de los ensayos del estudio.

Para el análisis y caracterización del motor se han instalado distintos sensores de presión y temperatura a lo largo de las líneas de escape y admisión, en las posiciones que se muestran la figura 3.4. Además se realiza la toma de muestra de gas de escape anterior al catalizador y al DPF para el análisis de especies contaminantes. Las especies medidas son CO_2 (en el gas admitido y en el de escape para medir tasa de EGR, 2.3), NO_x , CO , HC y opacidad de los gases. La medida de combustible se lleva a cabo mediante balanza gravimétrica. Los sensores y equipos de medida utilizados están descritos en la tabla 3.3 y sus ubicación se representa en la figura 3.4.

3.2. Descripción de la instalación experimental

Tabla 3.2: Sensores y equipos de medida instalados en el motor.

Instrumentación	Tipo	Modelo	Rango	Unidad
Temperatura	Termopar K	-	0 - 1260	°C
Presión	Resistivo	PMA transmitter P40	0 - 6	bar
Gasto másico aire	Hilo Caliente	Sensyflow DN80	0 - 720	kg/h
Gasto combustible	Balanza Combustible	AVL 733S	0 - 150	kg/h
Opacidad	Opacity	AVL 415	0 - 100	%
Emisiones contaminantes	CO_2 , NO_x , CO , HC	Horiba Mexa 7100DEGR	-	-
Régimen Turbocompresor	Inductivo	Picotum SM5	0 - 320	r/min

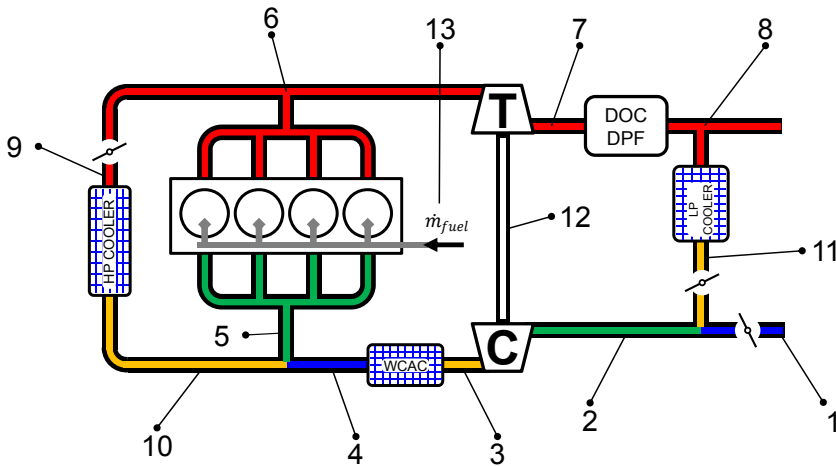


Figura 3.4: Disposición de los principales sensores instalados en el motor y tenidos en cuenta para este estudio.

Tabla 3.3: Posición de los sensores y las extracciones de muestras del gas para la medida de emisiones contaminantes.

Posición	T	P	\dot{m}_{aire}	\dot{m}_f	n_{turbo}	CO_2	Emisiones
1	•	•	•				
2	•x3	•				•	
3	•	•					
4	•	•					
5	•	•				•	
6	•	•					
7	•	•				•	•
8	•	•					
9	•	•					
10	•	•					
11	•	•					
12				•	•		
13				•			

3.2.2 Sala

El motor está instalado en una de las salas climáticas de ensayo del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia compuesta por el motor ensayado y su correspondiente freno dinamométrico, las instalaciones de refrigeración propias de la sala además del sistema de refrigeración para alcanzar bajas temperaturas de ensayo en el interior de la sala y un equipo de medida y de control.

Banco ensayo de motor

El freno dinamométrico utilizado para ensayar el motor es un SHENK PEGASUS DYNAS3 LI250 capaz de disipar 250 kW de potencia. La baja inercia del freno y su alta capacidad de regulación lo hacen idóneo no solo para realizar ensayos estacionarios con precisión sino también para los ensayos de transitorio de carga y régimen. Esta característica hace que se pueda ensayar cualquier configuración real de conducción de un vehículo, en especial cualquier ciclo de homologación del motor.

El conjunto motor-freno dinamométrico es gestionado mediante el sistema SAMARUC (Sistemas Automáticos para Motores Alternativos con Registros de Unidades y Control), que permite establecer un punto de funcionamiento a partir de tres variables: régimen del motor, par resistente y grado de carga. Mediante la programación de distintas configuraciones de dos de estas tres variables, SAMARUC es capaz de simular distintas combinaciones de procesos estacionarios y transitorios, como por ejemplo los que tienen lugar en un ciclo de homologación.

SAMARUC es un equipo compuesto por el software de control y adquisición de datos y por un hardware con entradas y salidas de señal tanto analógicas como digitales. El software ha sido diseñado por CMT-Motores Térmicos y consta de un interfaz que permite al usuario la gestión y regulación de los distintos sistemas de la sala (motor, refrigeración de los distintos componentes de la sala,...) y de la adquisición y gestión de las medidas realizadas. El hardware está basado en las plataformas PXI y SCXI de “*National Instruments Corporation*” cuyas especificaciones están definidas en la tabla 3.4.

Sistema de refrigeración de la sala de ensayos.

El sistema de refrigeración de la sala consta de tres subsistemas: para la refrigeración propia del motor, la regulación de la temperatura de salida del aire tras el WCAC y el acondicionamiento ambiental de la sala de ensayo donde se encuentra el motor. Dichos sistemas quedan representados en la figura 3.5.

Tabla 3.4: Componentes del equipo SAMARUC

		Descripción
PXI	Chasis PXI-1011	Alojamiento de las tarjetas de acondicionamiento, adquisición y comunicación.
	Controladora PXI-8330	Interfaz de comunicación entre PC y las tarjetas de PXI
	PXI-6052E	Adquisición de señal
	TC-2095	Acondicionamiento de señal de Termopares
	BNC 2095	Entradas analógicas
SCXI	SCXI 1124	Salidas Analógicas
	SCXI 1162HV	Entradas Digitales

El sistema de refrigeración del motor, movido por su propia bomba y gestionado por la ECU, no solo extrae el calor del propio motor sino que también refrigera los sistemas EGR a través de los intercambiadores de HPEGR y LPEGR. El agua de refrigeración de este sistema se mantiene a temperatura constante mediante un sistema externo de refrigeración que suministra agua a temperatura entre 25°C y 30°C.

El sistema de refrigeración para la regulación de la temperatura del gas a la salida del WCAC se realiza mediante un sistema independiente del motor. Una máquina frigorífica enfría una piscina de glicol, el cual se hace pasar a través del intercooler. Mediante una bomba de régimen constante no-volumétrica y una válvula se regula el gasto de glicol y por tanto la temperatura de salida del gas del WCAC.

Finalmente, la sala está equipada con un sistema de refrigeración. La máquina frigorífica instalada de 35 kW, es la encargada de mantener la temperatura de la sala constante durante los ensayos ya sean a 20°C, 0°C o -7°C, incluso permite estabilizar temperatura de sala de -25°C.

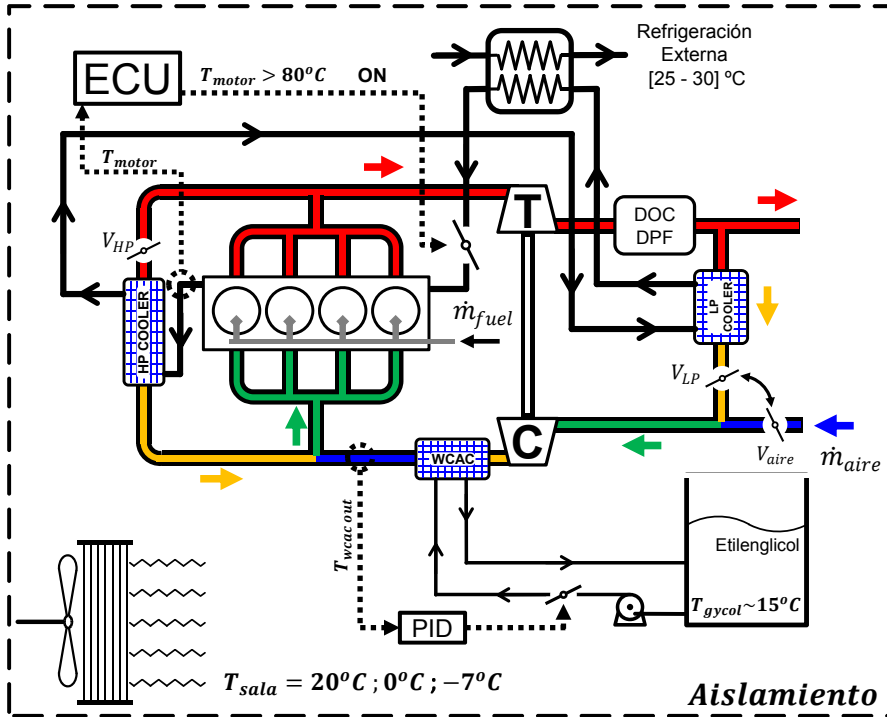


Figura 3.5: Representación de los sistema de refrigeración instalados en la sala de ensayo para la gestión de las temperturas de funcionamiento del motor.

3.3 Descripción de los ensayos

Para el análisis de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR se han elegido dos estrategias que pueden ser implementadas en un vehículo comercial en el que estén instalados ambos sistemas de EGR. Las estrategias se definen como:

- Combinación simultánea de los sistemas de HPEGR y LPEGR. En esta modalidad se usan los dos sistemas de EGR simultáneamente para alcanzar la tasa de EGR deseada.
- Combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR. Este tipo de combinación se realiza durante el desarrollo de un ciclo de homologación. Se comienza utilizando el sistema de HPEGR durante unos segundos y a continuación se cambia al sistema de LPEGR.

La metodología de ensayo de cada una de las estrategias de combinación es distinta. Mientras que la combinación simultánea se realiza mediante ensayos estacionarios a temperatura constante y la combinación en paralelo de ambos sistemas de EGR, la combinación secuencial hace uso individual de cada sistema de forma consecutiva, primero HPEGR y luego LPEGR, durante un ciclo de homologación NEDC a 20°C, 0°C y -7°C. A continuación se detallan todas las características de ambos procesos de ensayo.

3.3.1 Ensayos para la combinación simultánea de los sistemas HPEGR y LPEGR.

Siendo la combinación simultánea del HPEGR y del LPEGR un técnica poco extendida, se ha planteado un estudio de su comportamiento en un amplio rango de funcionamiento del motor. Sin embargo, dada la implicación de múltiples procesos y variables, obliga a definir un procedimiento de ensayo que permita observarlo y analizarlo con la menor ambigüedad posible. Para ello, se imponen determinadas variables de funcionamiento motor con valores constantes para que la evolución del comportamiento del motor y de sus componentes sólo sea afectada por la tasa de EGR y por la precedencia del mismo, HPEGR o LPEGR. Sobre el mapa de funcionamiento del motor se ha definido como área de estudio la región que se ve afectada por el uso de EGR en condiciones normales. En la figura 3.6 se muestra el mapa de la tasa de EGR en el funcionamiento normal del motor, en función del régimen y del grado de carga.

Dentro de la región donde el motor usa el EGR se han distribuido los puntos de ensayo, representados por la malla de la figura 3.6. Las condiciones de funcionamiento de cada uno de los puntos ensayados están definidas en la tabla 3.5. En los sucesivos, para el

resto del documento, los puntos de ensayo serán denominados a partir de su régimen de motor y su PME.

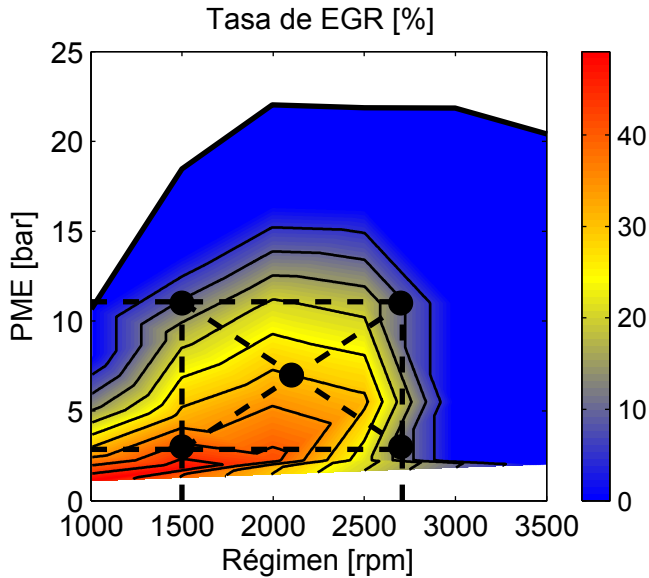


Figura 3.6: Mapa de funcionamiento motor con la representación de la tasa de EGR. Los puntos de ensayo se sitúan en el interior de la zona de funcionamiento con EGR.

En cada uno de los puntos de ensayo se realiza, para distintas tasas de EGR del gas admitido en el motor, un barrido de combinaciones de los sistemas de HPEGR y LPEGR imponiendo las siguientes variables de funcionamiento constantes:

- Cantidad de combustible inyectado
- Ángulo de inyección
- Presión de Admisión
- Temperatura de salida del gas en el WCAC

Mantener constante las condiciones de inyección es relativamente sencillo anulando las estrategias de control que las modifican en la ECU e imponiendo valores constantes de inyección. Sin embargo mantener constante la presión de admisión obliga a imponer a la ECU la estrategia de control de la turbina en bucle cerrado. Finalmente, los sistemas de refrigeración descritos en 3.2.2 permiten mantener constantes las temperaturas de funcionamiento: por un lado la temperatura de la sala y por otro la temperatura de salida del gas del WCAC.

Tabla 3.5: Enumeración y caracterización de los puntos de funcionamiento seleccionados para el ensayo. Los resultados son los valores obtenidos con la calibración original del motor sin modificar ninguna de las estrategias de control.

RPM - pme	Pedal %	Pot kW	\dot{m}_f kg/h	P adm bar	T adm °C	EGR %	NOx mg/s	CO mg/s	HC mg/s	Opa %
1500-3	28	7.72	2.05	1.054	73.50	36.04	0.103	65.58	8.9	9.2
1500-11	64.7	25.9	6.12	1.646	59.95	36.04	0.103	65.58	8.9	9.2
2100-7	37.7	24.23	6.12	1.557	85.83	26.23	0.0077	27.82	4.97	16.64
2700-3	24	13.55	4.11	1.294	57.51	16.17	0.111	55.87	8.57	7.61
2700-11	50	46.72	10.84	2.059	62.77	11.65	0.0027	15.38	5.17	1.96

Para cada uno de los puntos de ensayo, el barrido de combinaciones de HPEGR y LPEGR queda representada en la figura 3.7 en función de las posiciones de las válvulas de cada uno de los sistemas. Como puede observarse, la combinación de ambos sistemas tiene una serie de limitaciones que impide alcanzar la máxima apertura de las válvulas en su combinación. Dichas limitaciones implican un funcionamiento inestable del motor o de alguno de los componentes, como son las propias válvulas de EGR. Por tanto se han impuesto las siguientes condiciones antes de alcanzar dicha inestabilidad.

- Reducción del par nominal de un 10 %.
- Opacidad de los gases de escape superior al 40 %.
- Apertura máxima de la válvula de LPEGR 85 %.

Tanto la reducción de par como el incremento de la opacidad de los gases de escape son síntomas de fallo en el proceso de combustión y sobrepasar dichos límites implica el riesgo de inestabilidad de funcionamiento del motor. Sin embargo, ambos límites están lejos de los puntos de funcionamiento nominales del motor, lo que se significa un amplio rango de estudio en el comportamiento del motor. Por otra parte, el límite de apertura de la válvula del sistema de LPEGR se debe a que la apertura máxima de dicha válvula coincide con el cierre máximo de la válvula de estrangulamiento (apartado 3.2.1). Dado que el sistema de control de este mecanismo no está optimizado y en algunas configuraciones pone en riesgo el funcionamiento del motor se ha rebajado la apertura máxima de 90 % al 85 %.

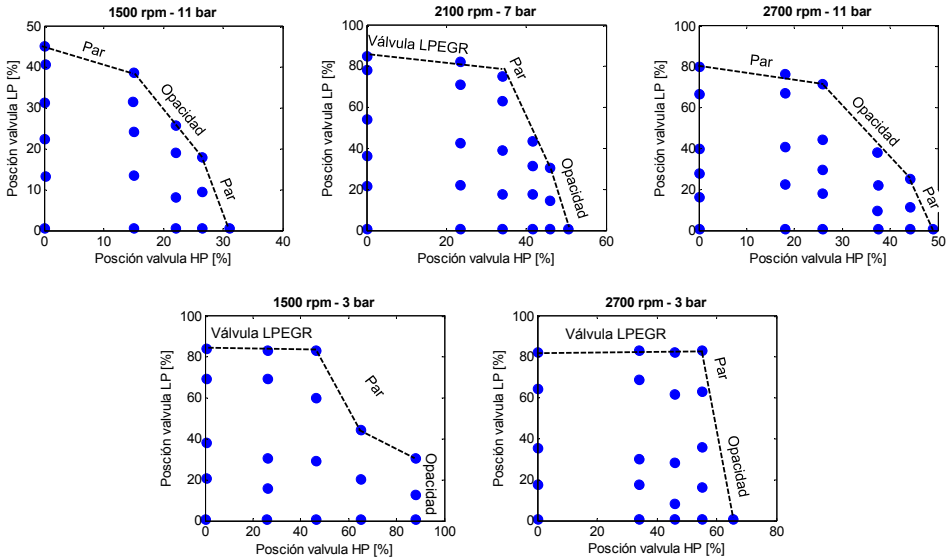


Figura 3.7: Combinación simultánea de las válvulas de HPEGR y LPEGR. Las líneas discontinuas representan los límites de la combinación de ambos sistemas.

3.3.2 Ensayos para la combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR.

La combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR es una propuesta concreta para desarrollar directamente sobre un ciclo de homologación aprovechando las ventajas de cada uno de los sistemas, tal y como se propone en [4, 5]. Tal y como se representa en la figura 3.8, el ciclo se inicia con el sistema de HPEGR y, en un determinado instante, se sustituye por el sistema de LPEGR. Este tipo de combinación hace que los sistemas de EGR trabajen individualmente aprovechando las ventajas de cada uno de ellos en la parte en la que actúan.

El orden de uso de las estrategias HPEGR y LPEGR durante el ciclo, así como los instantes de cambio entre ambas, viene determinado por las conclusiones descritas en el apartado 2.3.2. En él se describen las ventajas que tiene el HPEGR durante el ciclo urbano y las del LPEGR durante el extraurbano, lo cual define el instante de cambio a 800s. Un punto anterior al inicio del ciclo extraurbano ha sido seleccionado para poder interpolar el comportamiento del motor con un mayor uso de la estrategia LPEGR.

Como se representa en la figura 3.9, ambos sistemas de EGR están controlados por la misma ECU. En los instantes seleccionados se realiza el cambio en la actuación de los sistemas, llevado a cabo manualmente mediante un interruptor, de forma que la

ECU principal controlará siempre el sistema que esté actuando. Esto significa que las estrategias de control y la calibración son las mismas para ambos sistemas.

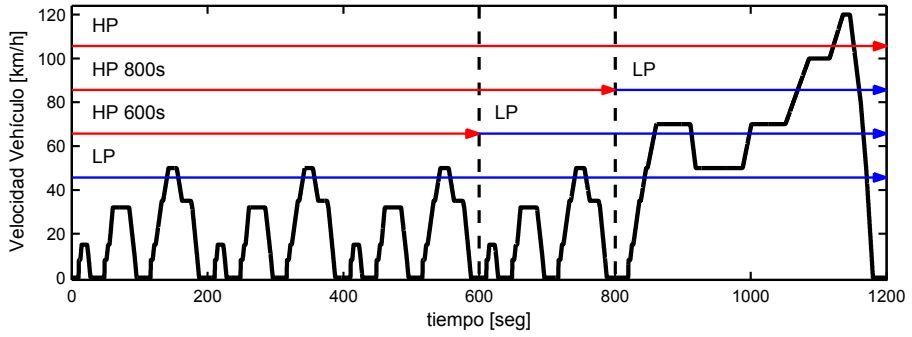


Figura 3.8: Representación de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.

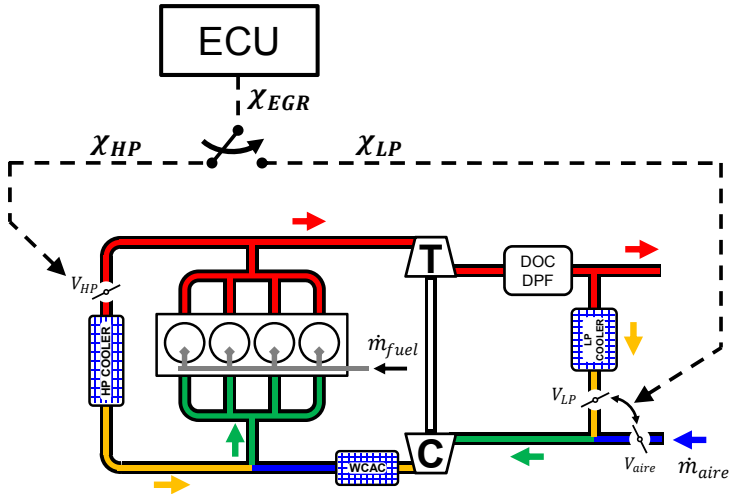


Figura 3.9: esto no es una figura definitiva

Bibliografía

- [1] R. Szengel, H. Middendorf, E. Pott, J. Theobald, T. Etzrodt y R. Krebs. “The TSI with 88kW - the expansion of the Volkswagen family of fuel-efficient gasoline engines”. En: *28 Internationaler Wiener Motorensymposium, Vienna, Austria* (2007).
- [2] F. Payri, J. Galindo y JR. Serrano. “Variable geometry turbine modelling and control for turbocharged Diesel engine transient operation”. En: *Proceedings of 1st THIESEL Congress* (2000), págs. 173-189.
- [3] MJ Van Nieuwstadt, PE Moraal, A Stefanopoulou, M Janković et al. “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed diesel engine”. En: *Control Systems, IEEE* 20.3 (2000), págs. 63-79.
- [4] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines”. En: *International Journal of Engine Research* (2012).
- [5] J.M. Luján, C. Guardiola, B. Plá y A. Reig. “Switching strategy between HP (high pressure)-and LPEGR (low pressure exhaust gas recirculation) systems for reduced fuel consumption and emissions”. En: *Energy* (2015).

Capítulo 4

Combinación simultánea de los sistemas de EGR de Alta y Baja presión.

Índice

4.1	Introducción	64
4.2	Proceso de Renovación de la Carga	65
4.2.1	Propiedades de la Masa Atrapada en los cilindros	65
4.2.2	Rendimiento Volumétrico η_v	70
4.2.3	Turbogruppo	71
4.3	Comportamiento del Motor	77
4.4	Emisiones Contaminantes	78
4.4.1	Emisiones de Óxido de Nitrógeno	79
4.4.2	Opacidad	80
4.4.3	Emisiones de Hidrocarburos	81
4.4.4	Emisiones de Monóxido de Carbono	83
	Bibliografía	84

4.1 Introducción

En el presente capítulo se exponen los resultados obtenidos mediante la combinación simultánea y en diferentes proporciones de HPEGR y LPEGR. El comportamiento de los sistemas de HPEGR y LPEGR ha sido ya comparado de forma individual en 2.3.2 y se toma como punto de referencia para realizar el análisis de estos resultados. La metodología para la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR está descrita en el apartado 3.3.1 del capítulo 3. Para cada uno de los puntos de funcionamiento del motor seleccionados se realiza un barrido de combinaciones de ambos sistemas de EGR hasta alcanzar el límite de funcionamiento del motor, definido por reducción de par, opacidad o apertura máxima de las válvulas de EGR. La representación gráfica de dichos resultados muestra la evolución de los distintos parámetros de comportamiento del motor, permitiendo evaluar la fenomenología de la combinación de ambos sistemas.

La estructura que se ha seguido para el análisis del comportamiento del motor y la combinación simultánea de HPEGR y LPEGR se focaliza en los siguientes puntos:

1. Proceso de renovación de la carga.
2. Comportamiento del motor.
3. Emisiones contaminantes.

Particularmente, el análisis del proceso de renovación de la carga se efectuará bajo tres puntos de vista. Primero por la evolución de las propiedades de la masa atrapada, representadas por los parámetros de tasa de EGR, de masa total trasegada por el motor y el gasto de O_2 disponible para la combustión. El segundo por la evolución del rendimiento volumétrico. Y tercero, por la evolución del comportamiento de los componentes, turbogrupos y sistemas de EGR. El comportamiento del motor es analizado por la evolución del consumo de combustible del motor. Finalmente se muestra la evolución de todas las especies contaminantes con las distintas combinaciones de EGR.

Para la representación de los resultados se han elaborado mapas de caracterización donde queda definida la zona de combinación de ambos sistemas. Es una representación bi-dimensional donde en el eje X se representa la proporción de HPEGR, en el eje Y la proporción aportada por el sistema de LPEGR. El mapa representa la evolución de la propiedad estudiada para cada combinación de ambos sistemas.

4.2 Proceso de Renovación de la Carga en la combinación simultánea de EGR HP y EGR LP

El Proceso de Renovación de la Carga se describe como el proceso de llenado y vaciado del cilindro de gas para realizar el proceso de combustión. El sistema de EGR se engloba dentro de dicho proceso dado que modifica la composición del gas y sus propiedades. El hecho de comunicar el sistema de escape con el de admisión no solo afecta al gasto másico del gas trasegado por el motor sino también sus propiedades termodinámicas, las condiciones de funcionamiento del componentes y sistemas que trabajan en este proceso. Por otra parte, el análisis del Proceso de Renovación de la Carga aporta información sobre la capacidad del motor para llevar a cabo el EGR y del esfuerzo que deben hacer los componentes como el turbogrupo o los distintos intercambiadores de EGR y WCAC.

El análisis, que se describe a continuación, se realiza desde tres puntos de vista que representan las variables características del proceso de renovación de la carga:

- Propiedades de la Masa Atrapada en los cilindros
- Rendimiento Volumétrico η_v
- Turbogruppo

Como se viene comentando desde el inicio de este texto, el uso del EGR pretende modificar las propiedades de la masa atrapada en los cilindros para modificar el proceso de combustión con el objetivo de reducir los NO_x . Sin embargo, sus propiedades afectarán al comportamiento del motor, que desde el punto de vista del proceso de renovación de la carga se evalúa mediante el η_v . Por último, el proceso de renovación de la carga de los motores Diésel actuales está completamente ligado al sistema turbogrupo, por lo que el EGR afectará directamente a su comportamiento.

4.2.1 Propiedades de la Masa Atrapada en los cilindros

A continuación se realiza la caracterización/análisis de la evolución de las propiedades de la masa atrapada por efecto del EGR.

Una característica representativa de las propiedades de la masa atrapada en el cilindro es la Tasa de EGR según se define en el apartado 2.3. La comparación de las máximas tasas de EGR, representadas en la tabla 4.1 para cada uno de los punto ensayados, ofrece una primera visión de la capacidad de cada uno de los sistemas HPEGR y LPEGR de forma individual y de la capacidad de combinación de ambos.

	HP	LP	HP+LP	proporción
1500-3	46.5	30.8	51.25	43.4% HP 7.85% LP
1500-11	11.7	17.9	-	-
2100-7	30.8	29.7	34.9	7% HP 27.9% LP
2700-3	43.5	29.7	51.5	23.7% HP 27.8% LP
2700-11	23.5	25.4	27.0	5.7% HP 21.3% LP

Tabla 4.1: Resumen de las tasas de EGR máximas en los puntos de funcionamiento ensayados de forma individual y combinada. En el ensayo de combinación **1500-11** destaca que mediante la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR no es posible alcanzar una tasa de EGR superior a la alcanzada de forma individual por el sistema LPEGR.

Individualmente, se puede observar la tendencia de los valores máximos de tasa de EGR en función del grado de carga del motor. Para condiciones de baja carga (1500 rpm-3bar y 2700rpm-3bar) el sistema HPEGR permite alcanzar mayores tasas que el sistema de LPEGR, mientras que en los puntos de alta carga (1500rpm-11bar, 2100 rpm-7bar y 2700rpm-11bar) ocurre lo contrario, es el sistema de LPEGR el que lo permite. Por otro lado, mediante la combinación de ambos sistemas, se alcanzan tasas de EGR superiores a las individuales, salvo en el punto 1500rpm-11bar donde la combinación no los supera.

En la combinación de ambos sistemas, respecto a la aportación de cada uno de ellos para los valores máximos de EGR, se observa que la proporción de LPEGR es mayor, aunque con alguna excepción. En el punto 1500rpm-3bar, a diferencia del resto de puntos, se observa una clara predominación de la aportación del sistema HPEGR sobre el LPEGR. En el punto 2700rpm-3bar la participación de ambos sistemas es más equitativa. Nótese que en ambos puntos de baja carga los límites del sistema LPEGR están condicionados por la diferencia de presión *escape-admisión*, el propio sistema no es capaz de trasegar mayor gasto de EGR. Para los puntos 2100rpm-7bar y 2700rpm-11bar, mediante la combinación de ambos sistemas el máximo alcanzado no es muy superior al alcanzado individualmente. Además, la importancia del sistema LPEGR en la aportación de EGR es mucho mayor.

Si bien la representación gráfica de la distribución de la tasa de EGR es obvia por su definición, se procede a su representación en la figura 4.1 para ofrecer una visión general sobre los niveles de tasa que se pueden alcanzar y sobre las limitaciones en cada uno de los puntos de funcionamiento.

Dado que la tasa de EGR es una medida que indica proporción, el análisis de la evolución del gasto trasegado por el motor ofrece más información sobre la evolución de la composición de la masa atrapada y las limitaciones y ventajas de cada uno de estos sistemas.

En la figura 4.2, se puede observar el gasto total admitido por el motor. En esta representación se observan claramente dos efectos con el incremento de la tasa de

EGR. El más significativo es la relación directa entre el descenso del gasto admitido y el incremento de HPEGR, observable por el paralelismo entre las líneas iso-gasto. En segundo lugar, también se observa una leve reducción del gasto admitido para tasas crecientes de LPEGR, como indica la pendiente negativa de las líneas de iso-gasto. Ambos efectos son patentes en todos los puntos ensayos.

En los casos de menor carga (1500rpm-3bar y 2700rpm-3bar) el efecto del LPEGR es menor, como indica la verticalidad de las iso-gasto. Mientras que en los casos de mayor carga (2100rpm-7bar, 1500rpm-11bar y 2700rpm-11bar) su efecto es mayor cuando, para altas tasas de EGR, la aportación de LPEGR es predominante.

El primer efecto, la reducción del gasto total admitido por el motor con tasas crecientes de HPEGR, es debido a la reducción de la densidad del gas de admisión por el incremento de su temperatura, el ya definido «*thermal throttling*» [1]. La mayor temperatura del gasto de HPEGR y conexión al sistema de admisión cerca de los cilindros, provoca la fuerte influencia del sistema HPEGR en la T_{adm} . En la figura 4.3, se puede observar, la evolución de las temperaturas de admisión. Se observa cómo el LPEGR es capaz de mantener la temperatura de admisión constante (por el efecto del WCAC) y sin embargo el sistema HPEGR no es capaz de controlar dicha temperatura.

El segundo efecto observado es la leve reducción de gasto admitido para incrementos de LPEGR. Este fenómeno, dado que las condiciones de admisión del motor (presión y temperatura) para condiciones crecientes de LPEGR permanecen constantes, es debido a la pérdida de rendimiento volumétrico por el comportamiento del turbogrupo. Como se especificará en los apartados posteriores dedicados al análisis del rendimiento volumétrico y del comportamiento del turbogrupo, la temperatura de entrada al compresor se ve afectada por el incremento de gasto de LPEGR y con ello el rendimiento de compresor, necesitando mayor potencia de la turbina y, por tanto, obligando a incrementar la presión de escape.

La diferente proporcionalidad de gasto admitido con respecto a las tasas parciales de HPEGR y LPEGR apunta a que la distribución del gasto de O_2 disponible para la combustión no sea proporcional a la tasa de EGR total del motor. En la figura 4.4 se puede observar la distribución de gasto de O_2 relativo. La proporción de O_2 con la tasa de EGR se mantiene para tasas pequeñas, pero a medida que crecen se va perdiendo. El gasto de O_2 se reduce más rápidamente con el incremento HPEGR. Por tanto, el uso de LPEGR permite tener mayor O_2 disponible en el cilindro para mismas tasas de EGR.

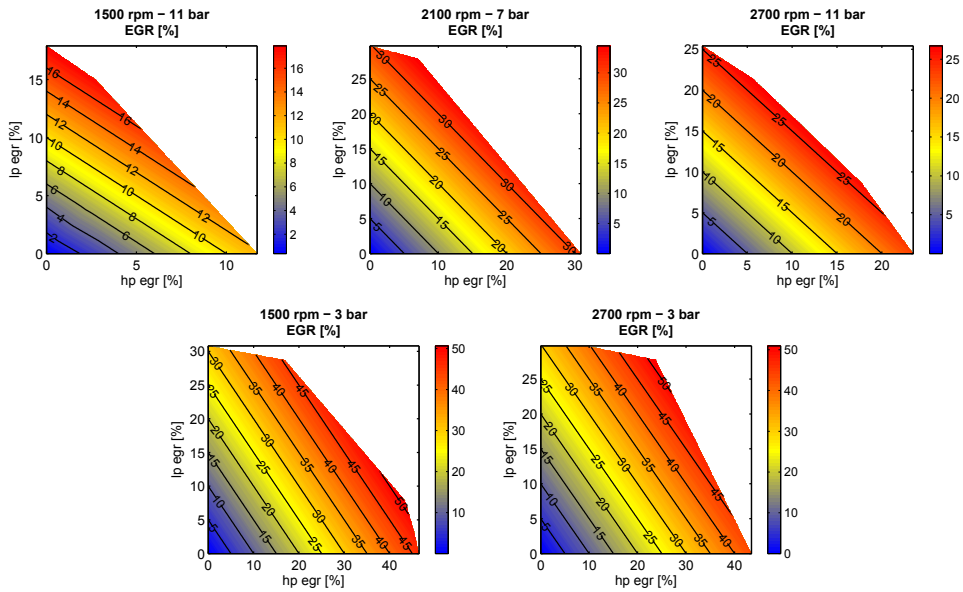


Figura 4.1: Representación de la Tasa de EGR para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

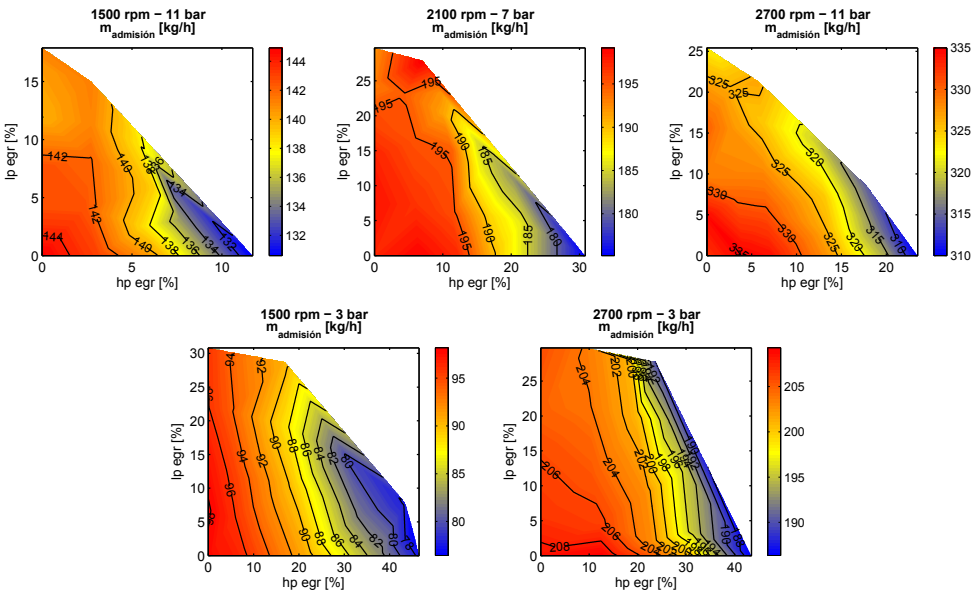


Figura 4.2: Masa total trasegada por los cilindros para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

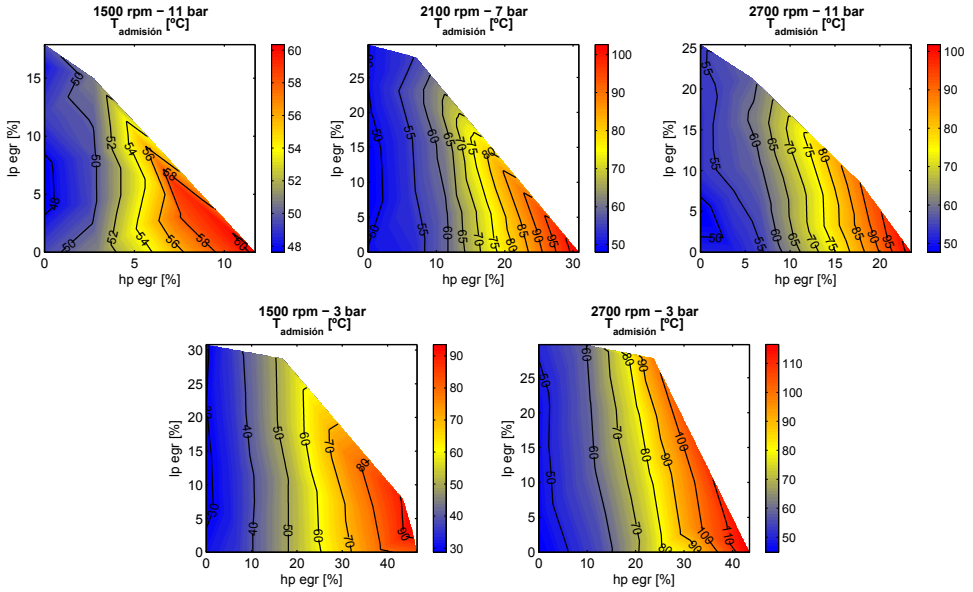


Figura 4.3: Evolución de la temperatura del gas de admisión para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

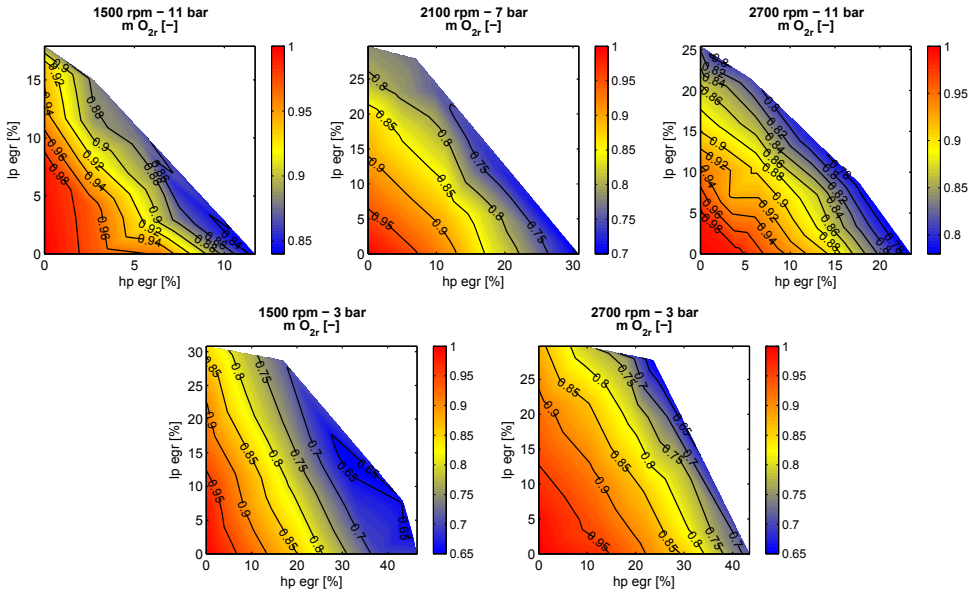


Figura 4.4: Gasto de O_2 relativo para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.2.2 Rendimiento Volumétrico η_v

En este apartado se analiza la evolución del η_v como variable característica del esfuerzo del motor en el proceso de renovación de la carga. En la figura 4.5 se ha representado su evolución con respecto a LPEGR y HPEGR. Aunque los valores obtenidos están dentro de un rango considerado normal, en dicha figura se puede observar una tendencia general en todos los puntos ensayados: el incremento de HPEGR tiende a mejorar el rendimiento volumétrico, mientras que con el incremento de LPEGR el η_v permanece relativamente constante o bien lo empeora.

Dentro de esta descripción general, se hacen notar las particularidades de cada punto de ensayo. Los puntos de alto régimen, 2700rpm-3bar y 2700rpm-11bar, son claramente fieles a la descripción general. La verticalidad de las líneas de iso- η_v muestran la alta relación entre HPEGR y η_v , donde se alcanzan valores de η_v próximos a la unidad. Mientras, el η_v no se ve afectado por la tasa de LPEGR en ninguno de los dos puntos de ensayo. El punto 2100rpm-7bar muestra algunas diferencias, aunque el incremento de HPEGR sigue la tendencia definida, altas tasas aportadas por el LPEGR afectan en el descenso del η_v del motor.

Se observa que los casos más discordantes con la tendencia general son los de bajo régimen, 1500rpm-3bar y 1500rpm-11bar. Los efectos que se observan más claramente son la influencia del LPEGR en el η_v (las curvas iso- η_v pierden la verticalidad) y la pérdida de η_v con el incremento de HPEGR. Si bien la tendencia general se mantiene para tasas de EGR bajas o medias, esta se pierde inmediatamente. También llaman la atención las islas de valores de η_v mínimo, $\eta_v = 0,83$ para 1500rpm-3bar y $\eta_v = 0,86$ para 1500rpm-11bar en las zonas donde la combinación de LPEGR y HPEGR es máxima. En los otros puntos, los mínimo se alcanzan de forma puntual para altas tasas de LPEGR, pero nunca con valores tan bajos, $\eta_v = 0,90$ para 2700rpm-11bar.

La evolución del η_v está condicionada por el salto de presiones entre admisión y escape ($\Delta P_{esc-adm}$) y por las necesidades de potencia del turbogruppo. Hay que tener presente que en el sistema LPEGR trabaja estrangulando la admisión para incrementar la $\Delta P_{esc-adm}$ por efecto de la depresión a la entrada del turbocompresor. Por otra parte, el incremento de HPEGR reduce el gasto de escape a través de la turbina y por lo tanto precisará de incrementar la presión de escape para contrarrestar la energía desviada por HPEGR. En diferentes condiciones a las ensayadas en este estudio incluso para altas tasas de HPEGR el cierre de la turbina no es capaz de crear $\Delta P_{esc-adm}$ suficiente [2]. Así pues, esta variable refleja el fuerte acoplamiento entre los sistemas de EGR con el turbogruppo, sobretodo para altas tasas de EGR, tal y como se explicará en los siguientes apartados.

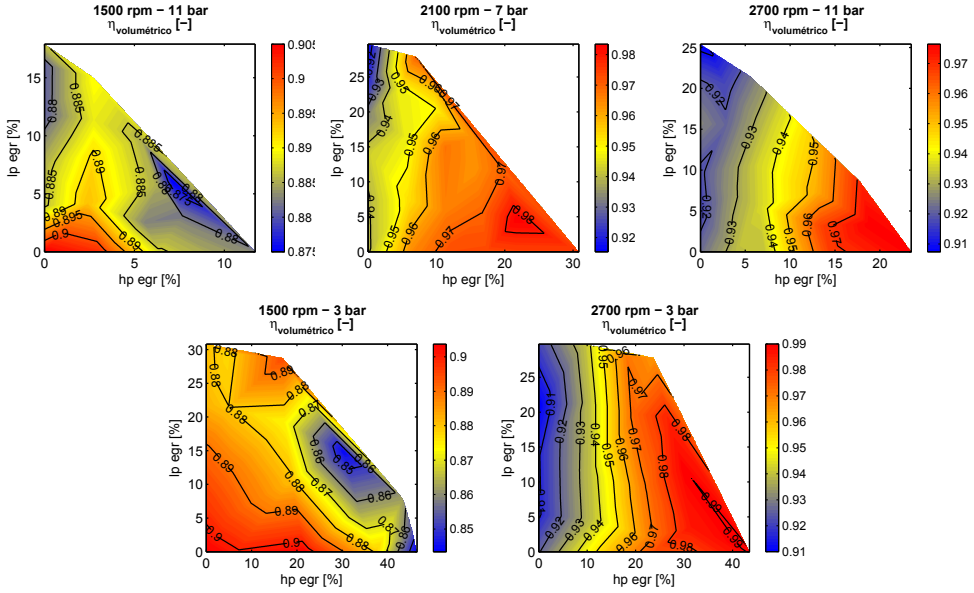


Figura 4.5: Rendimiento volumétrico, η_v , para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.2.3 Turbogruppo

La relación entre EGR y el turbocompresor está ampliamente revisada por distintos estudios dada la gran influencia de uno sobre el otro [3, 4]. La evolución del comportamiento del turbogruppo esta ligada a la tasa de EGR en cualquiera de los dos sistemas. Entre otras variables, la evolución de la energía disponible en el escape va a definir en muchos casos el proceso de renovación de la carga y las tasas de EGR alcanzadas.

Es importante hacer notar que el comportamiento del turbogruppo va a estar marcado por la diferente configuración de ambos sistemas de EGR. Mientras que en el sistema de LPEGR todo el gasto que trasiega el motor también pasa por el compresor y la turbina, en el sistema de HPEGR el gasto recirculado no lo hará. Y por otra parte, el bajo $\Delta P_{esc-adm}$ en el sistema LPEGR obligará a forzar la depresión en la entrada del compresor.

Para la caracterización del comportamiento del turbocompresor se han elegido las variables de régimen de giro del turbogruppo, gasto másico y relación de compresión. Básicamente, definen su mapa de funcionamiento. Por otro lado para caracterizar el comportamiento de la turbina se han elegido las variables de relación de expansión en la turbina (r_t) y la posición de la TGV.

Si se analiza la evolución del régimen del turbogrupo en función de la tasa de EGR en la figura 4.6, se observa claramente la alta relación entre ambos sistemas. Esta relación es opuesta en los casos de HPEGR y LPEGR: en el caso de incremento de la tasa de HPEGR el régimen del turbogrupo decrece mientras que para la tasa de LPEGR se incrementa. En los puntos de ensayo 2100rpm - 7bar y 2700rpm - 11bar, la pendiente positiva de las curvas iso-régimen y su paralelismo muestra la proporcionalidad del régimen del turbogrupo para las distintas combinaciones de HPEGR y LPEGR. Sin embargo, en los puntos de ensayo 1500rpm - 3bar y 2700rpm - 3bar, la verticalidad de las líneas iso-régimen muestra la mayor dependencia con el sistema de HPEGR. La aparente excepción la marca el punto de ensayo 1500rpm - 11bar, donde se observan tres zonas de funcionamiento. La primera sería la zona central, con combinaciones de tasas de HPEGR y LPEGR medias, en la que el régimen permanece prácticamente constante y su evolución es proporcional a la combinación de los sistemas de EGR. Las otras dos corresponden a los extremos del mapa, donde la influencia del sistema predominante define la evolución del régimen del turbogrupo. Así pues, en las combinaciones donde el LPEGR es predominante se observa una mayor verticalidad de las líneas iso-régimen y la reducción del régimen indican la influencia del sistema de HPEGR. Mientras que en el otro extremo, donde predomina la participación del LPEGR, la evolución del régimen del turbogrupo es mucho más horizontal y creciente.

La evolución del gasto a través del compresor representado en la figura 4.7, es la esperada. A medida que se aumenta la tasa de HPEGR se reduce el gasto por el compresor. El paralelismo entre las líneas iso-gasto muestra la proporción entre ambas variables para todos los puntos ensayados. Sin embargo, dichas líneas iso-gasto no son completamente verticales, sino que tienen pendiente negativa. Este hecho muestra que el gasto a través del compresor también se ve afectado por LPEGR aunque en menor medida. Para el incremento de la tasa de LPEGR el gasto a través del compresor también se reduce. Retomando lo observado en la figura 4.5 del apartado 4.2.2 sobre la evolución del η_v , donde el hecho de que η_v desciende para el incremento de LPEGR, justifica la evolución observada para el gasto del compresor y el LPEGR, como ya se comentó en dicho apartado.

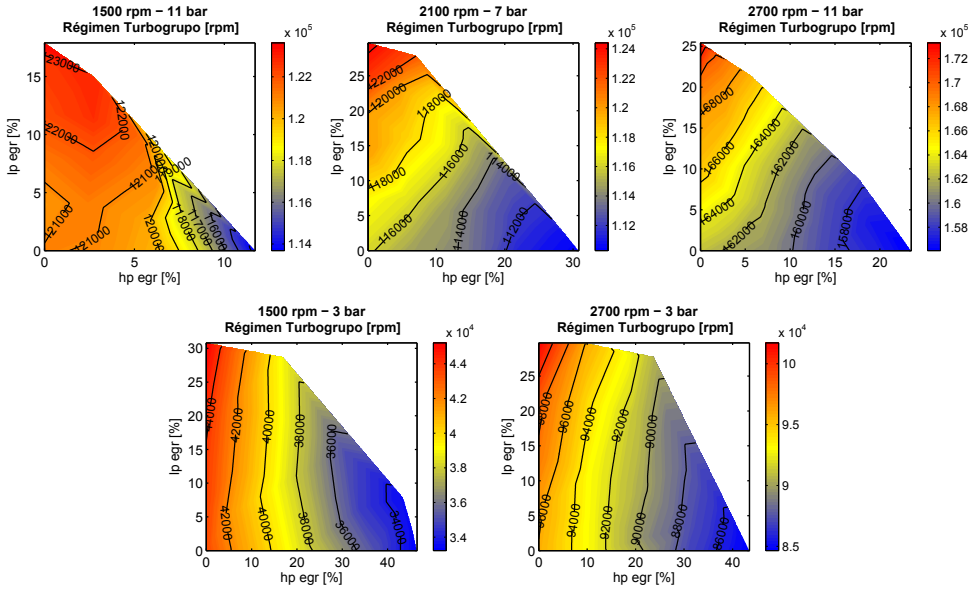


Figura 4.6: Régimen de giro del turbogrupo para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

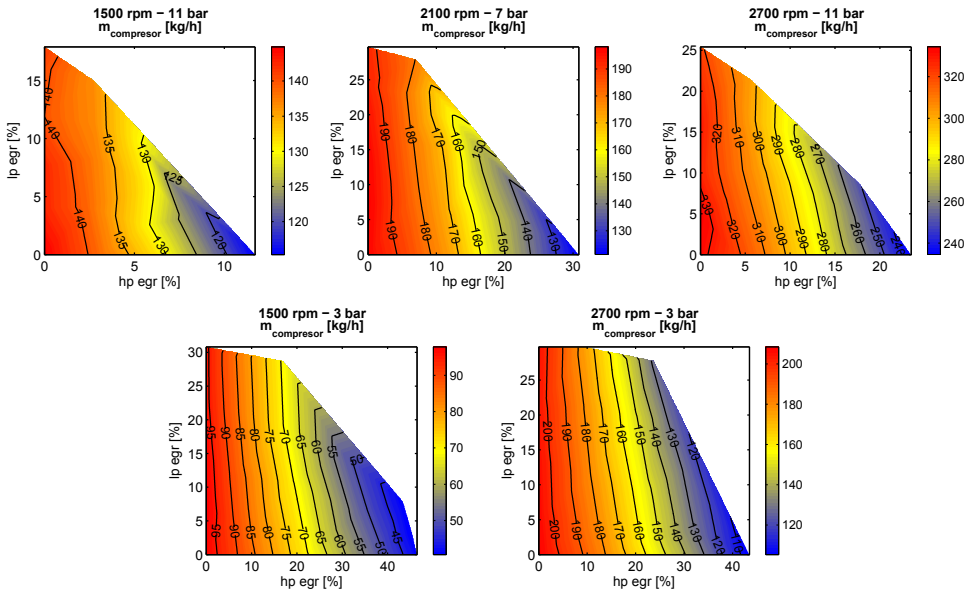


Figura 4.7: Gasto másico a través del compresor para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

En la figura 4.8, se representa la relación de compresión del compresor, r_c , última variable con la que quedan definidas las condiciones de funcionamiento del compresor. En primer lugar hay que hacer notar que la presión de admisión es constante para cada punto de ensayo en todo el rango de funcionamiento, por tanto, la r_c se ve afectada por la presión a la entrada del compresor. De forma general se observa que a medida que se incrementa la tasa de HPEGR la r_c disminuye, aunque hay muchas excepciones.

El aparente sentido vertical de las curvas iso- r_c muestran un mayor efecto del sistema de HPEGR. Al disminuir el gasto por el compresor, la depresión a la entrada del mismo también será menor. Este efecto guarda coherencia con el hecho de que el régimen de giro del turbogrupo también disminuya. Para el caso de LPEGR el comportamiento general es también de reducción de la r_c , pues al conectar escape y admisión la presión en la entrada del compresor aumenta. Sin embargo, sí que se observa un incremento importante de r_c para tasas altas de LPEGR. Esto es debido al uso de la válvula de estrangulamiento colocada en la entrada de aire fresco. El incremento de régimen de giro del turbogrupo guarda coherencia con los hechos de disminución del gasto másico a través del compresor y el incremento de la relación de compresión. Sin embargo, en la zona central de los mapas de funcionamiento de todos los puntos ensayados, donde el régimen crece y el gasto másico y la r_c tienden a disminuir, se pierde dicha coherencia. Este hecho se explica por el incremento de temperatura del gas a la entrada del compresor provocado por el incremento de la tasa de LPEGR.

Para finalizar con la descripción del comportamiento del turbogrupo queda observar el comportamiento de la turbina de geometría variable (TGV). En la figura 4.9 se ha representado la relación de expansión en la TGV (r_t). La r_t representa las necesidades de energía de la turbina teniendo en cuenta las exigencias del compresor y el rendimiento de la propia TGV. El incremento de la tasa de HPEGR conlleva la reducción de r_t , mientras que para los incrementos de LPEGR la r_t aumenta. Como ya se ha indicado, la reducción del gasto a través del compresor y la reducción de relación de compresor con el incremento de HPEGR implica menor exigencia energética de la turbina y por tanto menor r_t . Por el contrario, la pérdida de rendimiento del compresor y el incremento de la r_c con tasas crecientes de LPEGR explican el crecimiento de la r_t . Pero de nuevo existen excepciones, salvo en el punto de ensayo 2700rpm-11bar que cumple perfectamente la descripción general. En los casos 1500rpm-3bar, 2100rpm-7bar y 2700rpm-3bar se observa un incremento rápido de la r_t en la frontera del área de combinación de HPEGR y LPEGR con altas tasas de HPEGR. Esto es debido a que se combinan los efectos de reducción de gasto a través de la turbina por el HPEGR y las necesidades del compresor por donde circula LPEGR.

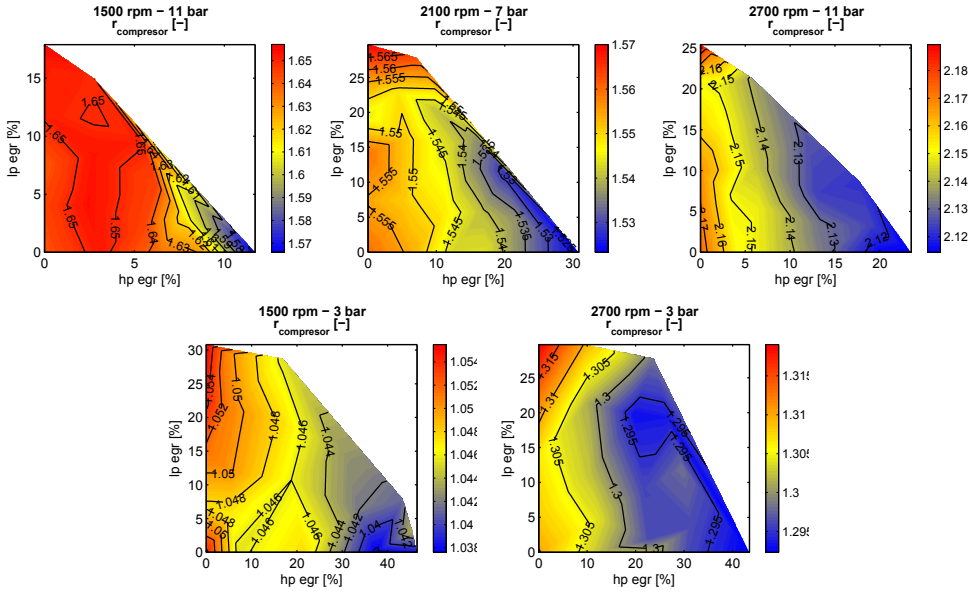


Figura 4.8: Relación de compresión, r_c , para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

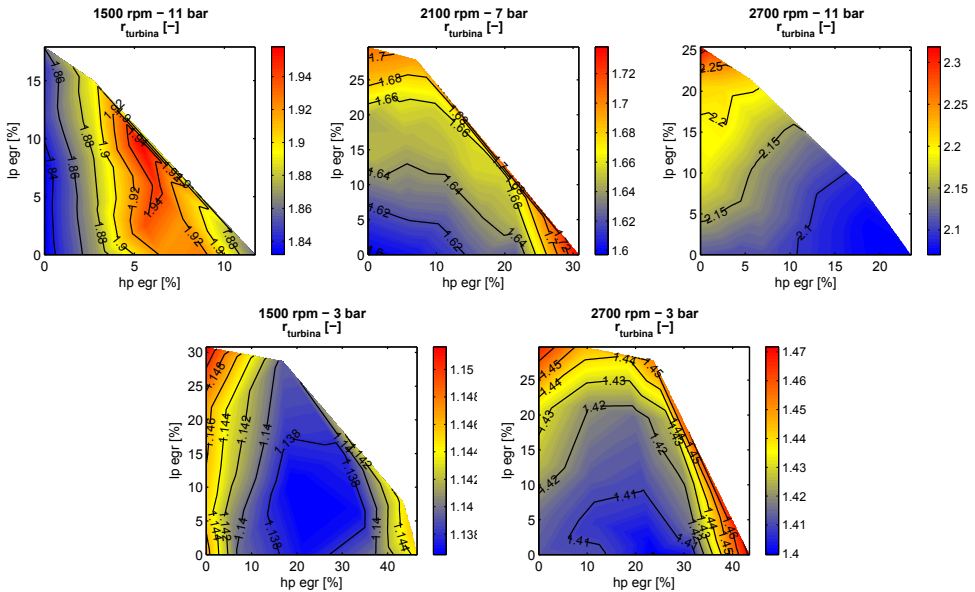


Figura 4.9: Relación de expansión en la turbina, r_t , para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

Desde el punto de vista del control es interesante conocer la capacidad de la TGV para cambiar su posición de actuación y de regular la presión de admisión. En la figura 4.10 se representa la evolución de esta variable. Como se comenta en todo el apartado, en la figura queda patente la importante relación entre el HPEGR y el turbogrupo. Como se puede apreciar, la TGV permanece prácticamente cerrada para altas tasas de HPEGR, incluso en el punto de ensayo 1500 rpm - 11 bar existe una zona amplia de funcionamiento donde se trabaja con valores del 95 % de cierre de la TGV. Sin embargo, en el caso del LPEGR la relación es mucho menor. De este modo se pueden alcanzar altas tasas de LPEGR sin que se vea afectada la posición de la TGV.

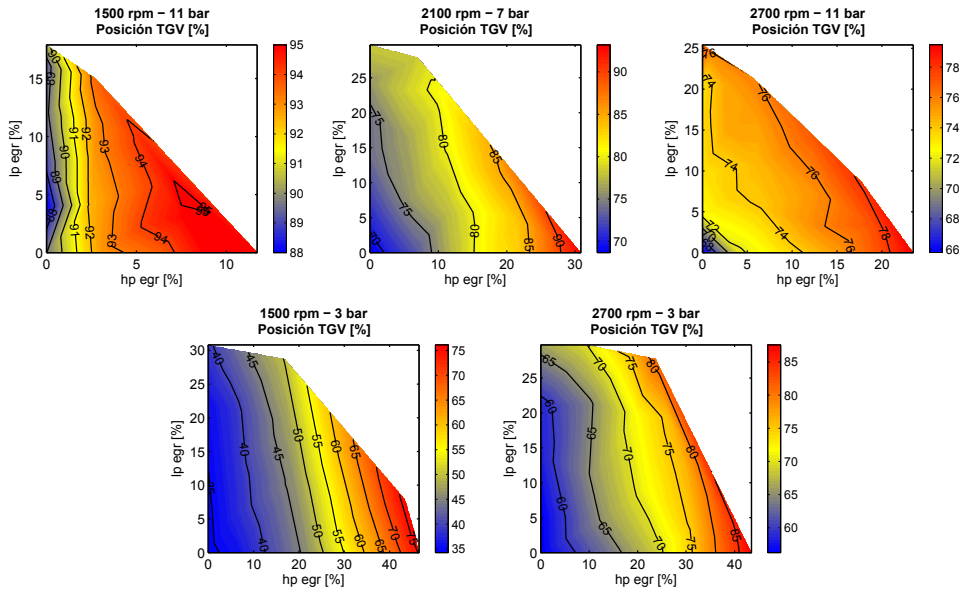


Figura 4.10: Posición de la turbina de geometría variable, TGV, para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.3 Comportamiento del Motor

Como se ha comentado en el apartado 2.2.1, la recirculación de gas de escape tiene como objetivo modificar el proceso de combustión con el fin de evitar altas temperaturas en el interior del cilindro y así reducir la formación de NO_x . Debido al EGR el proceso de mezcla y combustión se ve ralentizado, hecho que va asociado a la pérdida de rendimiento del motor. Como también se ha expuesto en el apartado anterior, 4.2.2, el proceso de renovación de la carga, que afecta al trabajo de bombeo, también puede llegar a suponer un esfuerzo restándole al motor parte de la potencia final. En la figura 4.11 se ha representado la evolución del gasto específico del motor, g_{ef} , para los distintos puntos ensayados en función de las distintas combinaciones de los sistemas de HPEGR y LPEGR. Cabe recordar, para su interpretación, que los ensayos se han desarrollado a gasto de combustible constante (apartado 3.3.1), por lo que el incremento de g_{ef} es la consecuencia del EGR en el comportamiento del motor.

Efectivamente, en las figuras se observa cómo para tasas crecientes de EGR el g_{ef} aumenta para todos los puntos ensayados, independientemente del sistema utilizado. La evolución de las curvas iso- g_{ef} muestra la proporcionalidad con el EGR de ambos sistemas.

En los puntos de ensayo 1500rpm-11bar y 2100rpm-7bar se aprecia mayor efecto del sistema de HPEGR sobre el g_{ef} , sin embargo en 2700rpm-11bar ocurre al contrario, es el sistema LPEGR el que más afecta al g_{ef} .

Por otro lado, los mapas de g_{ef} de los puntos de ensayo 1500rpm-3bar y 2700rpm-3bar parecen tener un comportamiento diferente. En primer lugar se observa una amplia zona de g_{ef} que podría ser considerada constante ¹ (zona azul) para ambos puntos de ensayo en puntos de combinación de tasas bajas y medias de HPEGR y LPEGR. Además, se puede observar en ambos puntos de ensayo el efecto del LPEGR sobre el g_{ef} con pequeñas y con altas tasas de HPEGR. Este efecto es mucho más visible en 2700rpm-3bar que en 1500rpm-3bar.

Para los 1500rpm-3bar, 2700rpm-3bar y 2700rpm-11bar, donde la evolución del g_{ef} es distinta a la prevista, se debe volver a revisar la evolución de la expansión de la turbina, r_t . Las zonas de mayor g_{ef} coinciden con zonas de altos valores de r_t , lo cual implica un alto esfuerzo del turbogruppo: Por una parte, en condiciones de alta tasa de HPEGR, la reducción de gasto de escape obliga a cerrar la turbina. Por otra, las altas tasas de LPEGR incrementan la temperatura de entrada del compresor reduciendo su rendimiento. El análisis de la r_t también es coherente con el comportamiento de los puntos 1500rpm-11bar y 2100rpm-7bar, donde los mayores g_{ef} coinciden también con las mayores r_t .

¹Esta afirmación se hace porque los puntos 1500rpm-3bar y 2700rpm-3bar de baja potencia y, por tanto, bajo gasto de combustible, donde la sensibilidad de los equipos de medida es menor, pequeñas variaciones hacen perder la tendencia de la evolución.

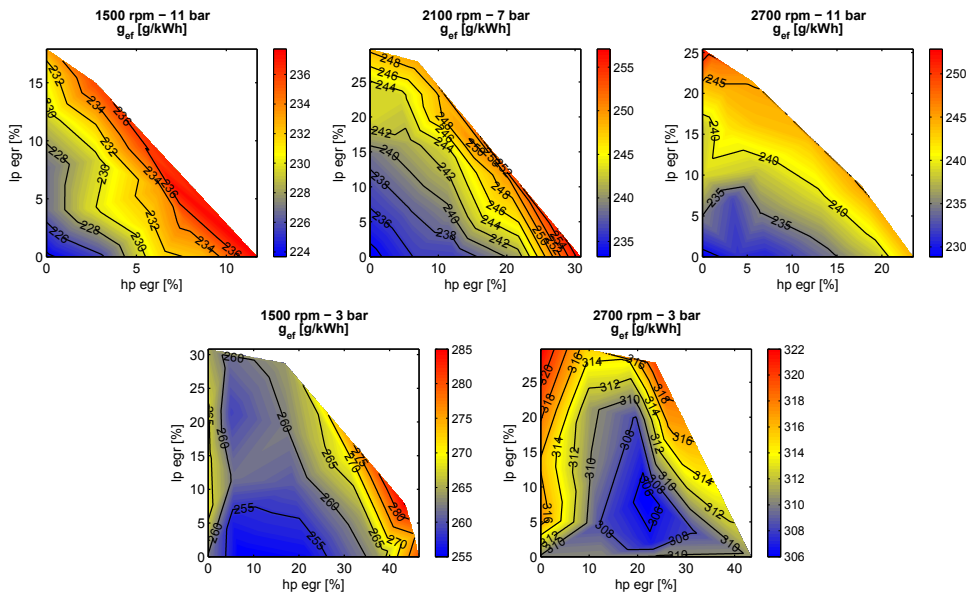


Figura 4.11: Gasto específico del motor, g_{ef} , para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.4 Emisiones Contaminantes

El fin último del EGR es reducir las emisiones de NO_x . Sin embargo, el resto de especies de emisiones contaminantes se ven afectadas de forma negativa [5]. En los siguientes apartados se va a describir la evolución de cada una de las especies contaminantes en función de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR. Esta caracterización define los límites de trabajo desde el punto de vista de las emisiones contaminantes. En los siguientes apartados se representa el emisión específica en el escape de cada una de las especies contaminantes ($g_{ef}^{NO_x}$, g_{ef}^{CO} y g_{ef}^{HC}) y de la opacidad de los gases de escape.

Dadas las condiciones de combustión de mezcla pobre del gas en el cilindro de un motor Diésel, las emisiones de HC y CO no suelen ser importantes. Hasta ahora han sido fácilmente controlables en los ciclos de homologación gracias a los DOC. Sin embargo, para las circunstancias actuales, donde se requieren altas tasas de EGR, dichas emisiones comienzan a tomar relevancia. Por tanto, es importante conocer su evolución de cara a incrementar la tasa de EGR. El origen de ambas especies es debido al EGR y radica en la dificultad del proceso de combustión, lo que hace que la evolución de ambas especies sea análoga.

4.4.1 Emisiones de Óxido de Nitrógeno de los gases de Escape

En la figura 4.12 se representa la evolución de $g_{ef}^{NO_x}$ respecto a las distintas combinaciones de HPEGR y LPEGR. Se observa claramente su evolución decreciente en función de la tasa de EGR. El paralelismo entre las líneas de iso- $g_{ef}^{NO_x}$ y su rectitud muestra un alto grado de relación con la procedencia del EGR.

Hay que destacar que la combinación de los sistemas LPEGR y HPEGR permite ser eficaz contra los NO_x en un amplio rango de funcionamiento del motor, debido a que alcanza mayores tasas de EGR que en los sistemas individuales. La mayor efectividad del sistema LPEGR para reducir NO_x a nivel individual, queda reflejada en la evolución de los NO_x en dicho rango de funcionamiento.

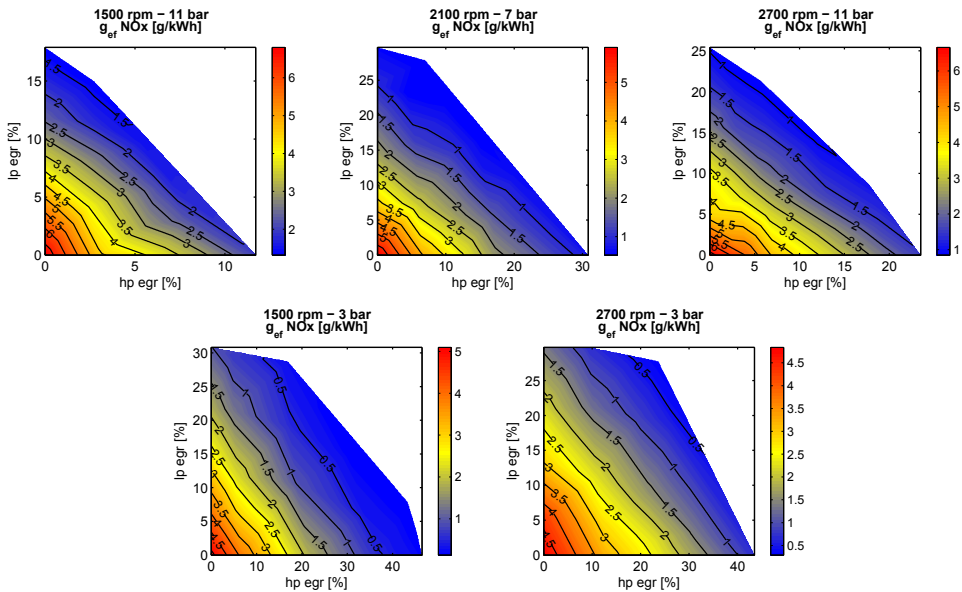


Figura 4.12: Representación de la evolución de las emisiones de NO_x en los gases de escape para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

En los puntos de ensayo 1500rpm-3bar, 2100rpm-7bar, 2700rpm-3bar y 2700 rpm-11 bar, se observa que el sistema LPEGR es la configuración que permite obtener mayores reducciones del $g_{ef}^{NO_x}$ con menores tasas de EGR. En los punto de ensayo 1500 rpm-3bar y 2700rpm-3bar dicha diferencia es pequeña para tasas bajas de EGR, pero se incrementa rápidamente. A pesar de la mayor dilución de O_2 del sistema de HPEGR, 4.4, para tasas constantes de EGR, tiene un mayor efecto sobre $g_{ef}^{NO_x}$. Hay que tener en cuenta que el uso de HPEGR aumenta la temperatura de admisión que, como se enuncia en el apartado 2.2.1, el incremento de la temperatura de admisión

favorece la formación de NO_x [6]. Además el HPEGR tiene también mayor influencia sobre el rendimiento de motor.

Sin embargo, en el punto de ensayo 1500rpm-11bar se observa una tendencia distinta a los anteriores. Las mayores reducciones de $g_{ef}^{NO_x}$ se alcanzan con el sistema HPEGR, aunque las diferencias no son muy grandes. Retomando el análisis sobre las propiedades de la masa atrapada realizado en el apartado 4.2.1, se observaba que en el punto de ensayo 1500rpm-11bar las tasas de EGR alcanzadas no son muy altas y que la diferencia en la temperatura de admisión entre HPEGR y LPEGR tampoco eran tan altas como en el resto de puntos de ensayo. Por tanto el hecho de que se alcancen mayores reducciones de $g_{ef}^{NO_x}$ con el sistema de HPEGR se debe a que el fenómeno de dilución de O_2 tiene más efecto en la reducción de NO_x .

4.4.2 Opacidad de los gases de Escape

La Opacidad de los gases de escape es una medida de las partículas emitidas por el motor. Como se describe en el capítulo 2, la reducción de NO_x mediante EGR conlleva un incremento de la formación de partículas que incrementa la opacidad de los gases de escape, [7]. Así pues se puede afirmar que el uso de EGR suele estar limitado por la Opacidad de los gases de escape.

En la figura 4.13 se muestra dicha relación sin ningún tipo de excepción en los puntos de ensayo. En todos los mapas de la figura 4.13 se observa la característica evolución inversa a la de los NO_x , amplias zonas de baja Opacidad con bajas y medias tasas de EGR (mucho distancia entre las líneas iso-Opacidad) y crecimiento rápido de la Opacidad cuando las tasas de EGR son altas.

La pendiente de las líneas iso-Opacidad indican una mayor influencia del HPEGR, tal y como se explica en [8], y guardan cierto paralelismo entre sí. Este paralelismo se pierde en los puntos de ensayo de baja carga 1500rpm-3bar, 2100rpm-7bar y 2700rpm-3bar, donde para tasas altas de EGR la mayor proporción de HPEGR implica un mayor crecimiento de la Opacidad.

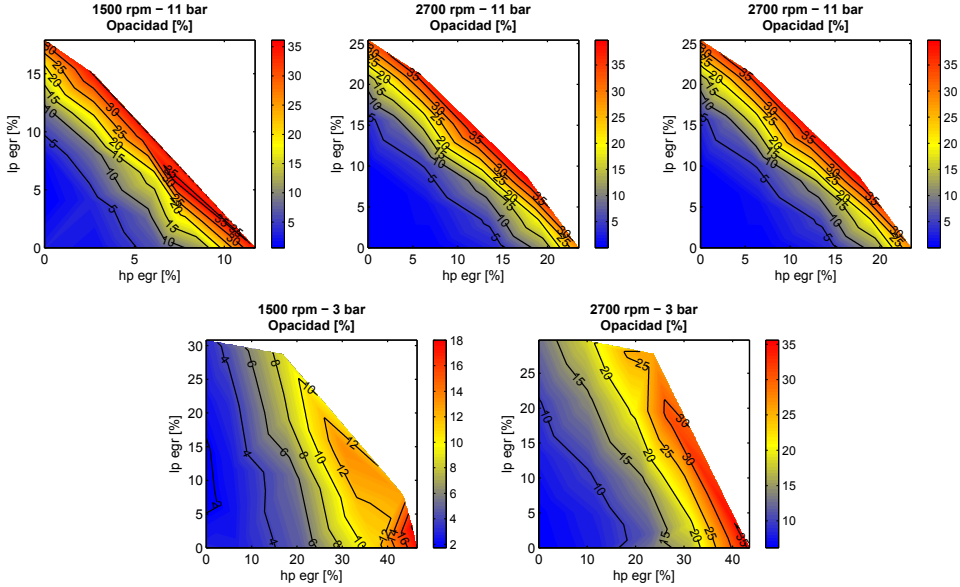


Figura 4.13: Representación de la evolución de la opacidad de los gases de escape para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.4.3 Emisiones de Hidrocarburos de los gases de Escape

El incremento de las emisiones de HC es consecuencia del deterioro del proceso de mezcla y combustión por el uso de EGR [9]. En la figura 4.14 se representa la evolución de g_{ef}^{HC} con respecto a tasas de HPEGR y LPEGR.

En el punto de ensayo 1500rpm-3bar se observa una zona muy amplia, desde bajas tasas de EGR hasta incluso altas tasas, de donde el g_{ef}^{HC} es creciente, pero relativamente estable. Es en la zona de altas tasas de EGR donde tiene mayor crecimiento. En esta zona destaca una región de combinación de HPEGR y LPEGR donde crece más rápidamente.

El punto de ensayo 2700rpm-3bar muestra una evolución del g_{ef}^{HC} descendiente con incrementos de la tasa de EGR. La verticalidad de las líneas iso- g_{ef}^{HC} señala una mayor influencia del sistema de HPEGR que el del LPEGR. Aparece, como excepción, una región de combinación de altas tasas de HPEGR y LPEGR con rápido crecimiento del \dot{m}_{HC} .

Las regiones con un crecimiento rápido del g_{ef}^{HC} de ambos puntos de ensayo, 1500 rpm-3bar y 2700rpm-3bar, comparadas con la evolución de la Opacidad en la figura

4.13, corresponden a la región de altas tasas de EGR, descritas en el apartado anterior, donde la opacidad se va incrementando a medida que crece la proporción del HPEGR.

En los últimos tres casos, 1500rpm-11bar, 2100rpm-7bar y 2700rpm-11bar, el g_{ef}^{HC} permanece estable en todo el mapa. Sin embargo se definen tres zonas características en los tres puntos de ensayo. La primera, y más amplia, ocupa la región central del los mapas de combinación de los sistemas de EGR, en la que el g_{ef}^{HC} permanece estable independientemente de la tasa de EGR y del sistema del que provenga. En la segunda zona característica, el g_{ef}^{HC} desciende alcanzando sus valores mínimos. Esta zona corresponde, bien a las regiones donde la proporción de HPEGRs muy baja, o bien a la zona de alta tasa de EGR donde la proporción de HPEGR es muy alta. Por último, en la tercera zona característica la evolución de g_{ef}^{HC} alcanza sus máximos valores y se encuentra en combinaciones medias de HPEGR y bajas de LPEGR.

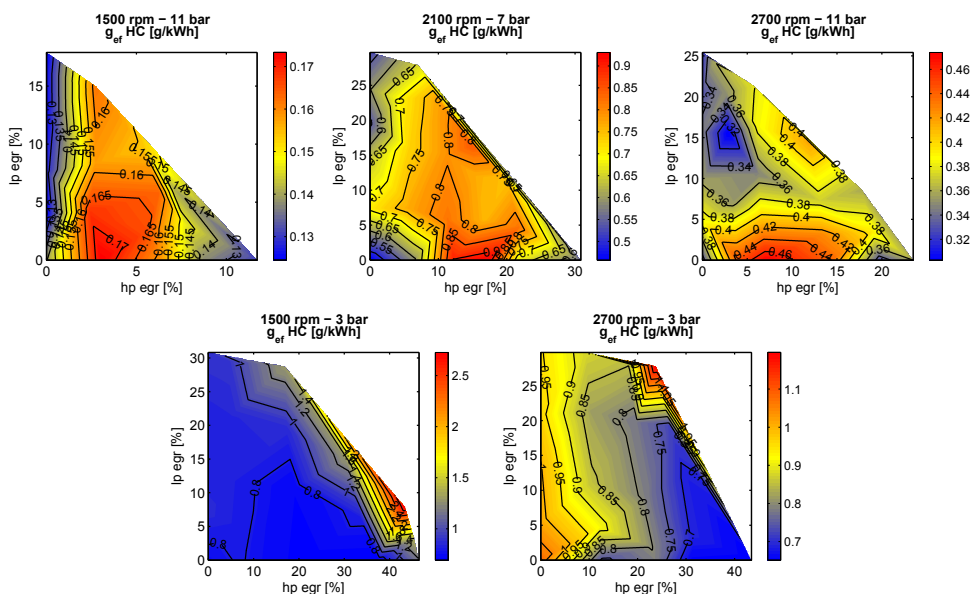


Figura 4.14: Representación de la evolución de las emisiones de HC en los gases de escape para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

4.4.4 Emisiones de Monóxido de Carbono de los gases de Escape

La evolución del gasto de Monóxido de Carbono, g_{ef}^{CO} tal y como se observa en la figura 4.15, representa el deterioro de la combustión, al igual que las emisiones de HC . El g_{ef}^{CO} crece a medida que aumenta la tasa de EGR. Como en el caso general de las emisiones de HC existe una zona amplia para tasas de EGR bajas y medias donde el crecimiento es lento. En el caso de altas tasas de EGR el crecimiento es mucho más rápido. Esta descripción coincide en todos los puntos ensayados.

En los puntos de ensayo de mayor carga, 1500rpm-11bar, 2100rpm-7bar y 2700rpm-11bar, la evolución tiene un gran paralelismo con la evolución de la opacidad. Mientras que en los puntos de ensayo 1500rpm-3bar y 2700rpm-3bar la evolución del g_{ef}^{CO} coincide con la del g_{ef}^{HC} .

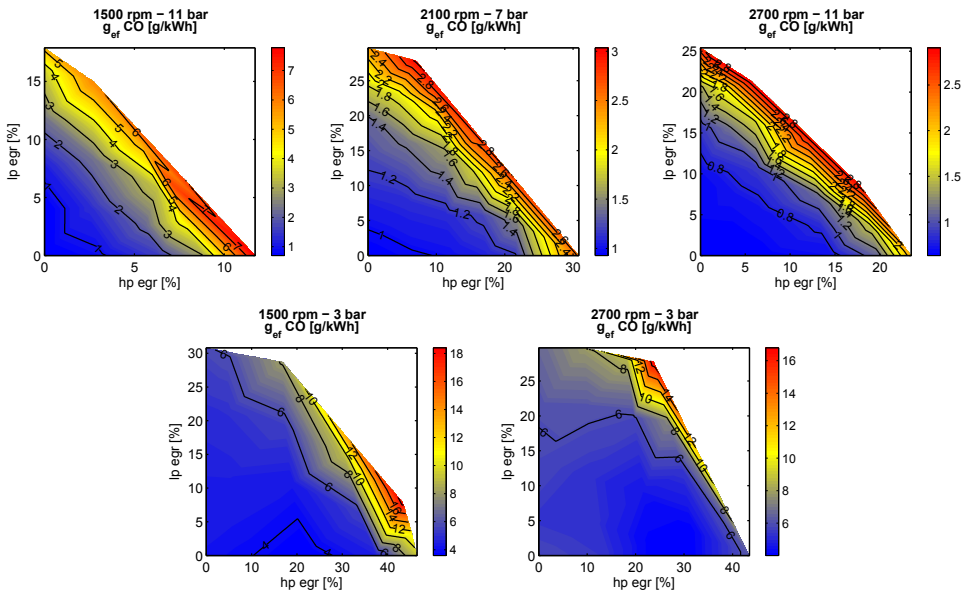


Figura 4.15: Representación de la evolución de las emisiones de CO en los gases de escape para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

Bibliografía

- [1] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing the Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR”. En: *SAE paper 980185* (1998).
- [2] B. Plá Moreno. “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados.” Tesis Doctoral. CMT Motores Térmicos. Universidad Politécnica de Valencia, 2009.
- [3] JG. Hawley, FJ. Wallace, A. Cox, RW. Horrocks y GL. Bird. “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 213 (1999), págs. 145-159.
- [4] RS. Wijetunge, JG. Hawley y ND. Vaughan. “An exhaust pressure control strategy for a diesel engine”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 218 (2004), págs. 449-464.
- [5] DA Kouremenos, Dimitrios T Hountalas y KB Binder. “The effect of EGR on the performance and pollutant emissions of heavy duty diesel engines using constant and variable AFR”. En: *SAE Paper 2001-01-0198* (2001).
- [6] N. Ladommatos, SM Abdelhalim y H. Zhao. “Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 212.6 (1998), págs. 479-500.
- [7] F. Payri, JM. Desantes et al. “Motores de combustión interna alternativos”. En: *Reverté* (2011).
- [8] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines”. En: *International Journal of Engine Research* (2012).
- [9] N Ladommatos, SM Abdelhalim, H Zhao y Z Hu. “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide”. En: *SAE paper 961167* (1996).

Capítulo 5

Combinación secuencial de los sistemas de EGR de Alta y Baja presión.

Índice

5.1	Introducción.	86
5.2	Resultados de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.	89
5.2.1	Evolución del calentamiento motor.	91
5.2.2	Evolución de las emisiones durante Ciclo de Homologación.	98
5.3	Resumen de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.	106
	Bibliografía	107

5.1 Introducción.

Como se describe en el capítulo 2 los MCIA destinados a la propulsión de vehículos deben cumplir normativas de homologación que regulan las emisiones contaminantes en los gases de escape. Las normativas, apartado 2.1.3, definen ciclos de funcionamiento del vehículo que simulan condiciones reales de uso de dichos MCIA y miden la cantidad emitida de cada una de las especies contaminantes. Las futuras normativas para los motores Diésel exigirán una mayor reducción de NO_x , menor opacidad de los gases y se prevén ciclos de homologación a bajas temperaturas [1]. Para estas nuevas necesidades, tanto el sistema de HPEGR como el de LPEGR tienen limitaciones de forma individual. Por una parte el sistema de HPEGR tiene menor capacidad para reducir los NO_x y por otra el sistema de LPEGR tiene altas emisiones de HC cuando la temperatura del motor es inferior a la de condiciones operativas [2].

Tal y como se plantea en el capítulo 3, se propone la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR para cubrir las limitaciones individuales de cada uno de ellos durante un ciclo de homologación europeo (NEDC), tanto en las condiciones ambiente reguladas actualmente, $20^\circ C$, como en unas condiciones hipotéticas de ambiente frío, $0^\circ C$, o condiciones de frío extremas, $-7^\circ C$. La combinación secuencial consiste en comenzar el ciclo de homologación con el sistema de HPEGR, dada su ventaja durante el proceso de calentamiento del motor, y terminar el ciclo con el sistema de LPEGR, dado que es donde más emisiones de NO_x se producen. Los cambios de un sistema a otro se producen a 600 s (400 s en el caso de $-7^\circ C$), entre dos subciclos urbanos, y a 800 seg entre el ciclo urbano y el extraurbano, tal como se representa en la figura 5.1. En adelante, para abreviar, a los ensayos realizados únicamente con el sistema de HPEGR se les va a denominar ensayos HP, los realizados únicamente con el sistema de LPEGR se les va a denominar ensayos LP y a las combinaciones HP 600s y HP 800s según el instante de cambio de HPEGR a LPEGR a 800 s o 600 s respectivamente.

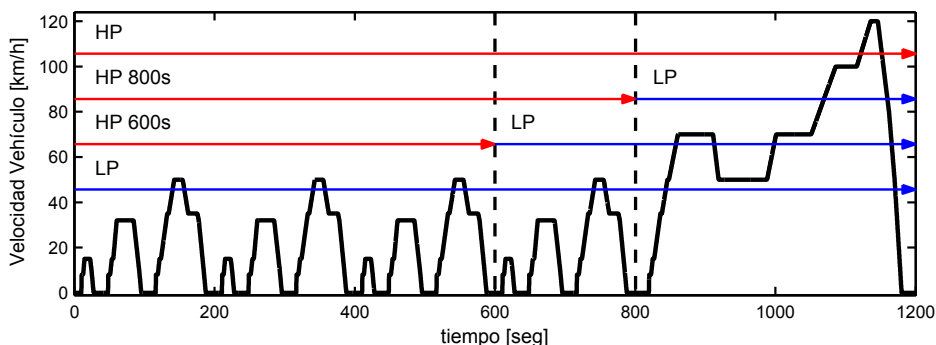


Figura 5.1: Representación de la combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR en el ciclo de homologación.

La temperatura de inicio tanto de la sala de ensayo como la del motor corresponde a la definida en cada uno de los casos ensayados (20°C , 0°C o -7°C). Después, el sistema de refrigeración regulará la temperatura del aire en la sala que es aspirado por el motor. Por otra parte, se ha de tener en cuenta que la regulación de la tasa de EGR es la misma para los sistemas de HPEGR y LPEGR, pues la gestión del motor no ha sido optimizada para el funcionamiento individual del sistema LPEGR. Debido a que la ECU regula la cantidad de aire fresco que entra al motor, para las mismas condiciones de presión de admisión, el sistema de LPEGR siempre hará mayor tasa de EGR debido a que la temperatura de admisión es menor [3].

La parte más crítica de un ciclo de homologación como el NEDC es el funcionamiento en frío, pues el comportamiento del motor se optimiza para condiciones de motor caliente. En [4] se muestra la influencia tanto de la temperatura de admisión (T_{adm}) como la temperatura de refrigeración del motor (T_{motor}) en las emisiones de contaminantes y el comportamiento motor. Por ello fabricantes e investigadores están centrados en estrategias y componentes que mejoren el calentamiento del motor, mejorando los niveles de las emisiones de HC y CO sin dañar con ello las emisiones de NO_x o el consumo de combustible¹ [5-7]. Este periodo de calentamiento desde el punto de vista de los sistemas post-tratamientos es mucho más crítico, pues, como se comenta en el apartado 2.2.2, los catalizadores no alcanzan alta efectividad hasta que la temperatura de escape (T_{esc}) es cercana a los 200°C [8]. De ahí el esfuerzo por conseguir sistemas post-tratamiento que alcancen eficiencia suficiente a menores temperaturas, como se propone en [9] de 150°C .

Como se exponía en el apartado de descripción de las normativas 2.1.3, actualmente todas tienen lugar entre los 14°C y los 25°C , pero se espera que se incorporen ensayos a bajas temperaturas y/o extra bajas temperaturas (-7°C). Así pues, si el proceso de arranque y estabilización del funcionamiento del motor durante los primeros segundos ya es crítico en las homologaciones actuales, se prevén mayores dificultades a bajas temperaturas como 0°C o -7°C . Con este criterio han sido seleccionadas las temperaturas de ensayo para este estudio.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en cada una de las configuraciones y el análisis de la evolución del comportamiento del motor: primero respecto al calentamiento del motor y la evolución de las temperaturas de admisión y escape (T_{motor} , T_{adm} y T_{esc}) y segundo desde el punto de vista de las emisiones y el consumo de combustible.

La calibración del motor estudiado está diseñada para cumplir la normativa EURO 5 en la cual se ha implementado una estrategia de EGR en función de la temperatura motor, en la que para temperaturas de motor menores de 15°C la tasa de EGR es

¹Aunque la energía necesaria para las estrategias de calentamiento suele ser eléctrica, es el motor quien la suministra en última instancia, por lo que dichas estrategias suelen afectar al consumo de combustible. Por otra parte, la reducción de las emisiones de HC y CO suelen implicar una mejora del consumo de combustible

prácticamente despreciable o inexistente. Mientras que el efecto de esta estrategia no implica una pérdida de información importante en los ensayos a 20°C y 0°C, en los ensayos a -7°C sí. Esto es debido a que el periodo en el que no está activa la estrategia de EGR es suficientemente largo (se extiende hasta casi los 400 segundos) como para que las emisiones acumuladas en este periodo enmascaren el resultado final de todas las emisiones (solo en los 200 segundos iniciales se producen casi el 50% de las emisiones de NO_x). Este es el motivo por el que los resultados a -7°C se analizarán en ocasiones independientemente.

5.2 Resultados de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.

Las emisiones acumuladas en los ensayos a 20°C y 0°C de combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR se resumen en la gráfica 5.2. En ella se representan los distintos *trade-off* de cantidad total de NO_x emitida frente a las emisiones acumuladas de CO , HC y consumo de combustible. Para cada una de las temperaturas, 20°C y 0°C, se representa la evolución desde la configuración de HPEGR hasta la de LPEGR pasando por las distintas combinaciones.

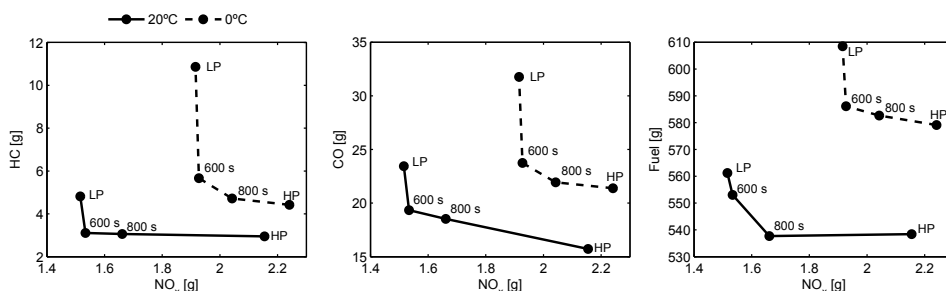


Figura 5.2: Temperatura del gas de admisión para la combinación simultánea de LPEGR y HPEGR

La tendencia de los ensayos, a ambas temperaturas, es que el uso del sistema de LPEGR permite reducir las emisiones de NO_x respecto al sistema HPEGR. Sin embargo, el grado de reducción conseguido es decreciente con la mayor participación del sistema de LPEGR durante el ciclo, incluso la mejora en las emisiones de NO_x entre los ensayos de HP 600s y los de LP es despreciable. Los *trade-off* representados reflejan que las reducciones alcanzadas en las emisiones de NO_x con el uso de LPEGR afectan directamente en el incremento de los valores acumulados del resto de emisiones. Aunque entre los ensayos de HP y los de ambas combinaciones, HP 800s y HP 600s, el incremento entre ellos no es significativo, se mantiene dicha tendencia. Mientras, en los ensayos de LP el crecimiento de las emisiones de HC y CO acumuladas y el consumo de combustible son de gran importancia.

Por otra parte se aprecian claramente los mayores niveles de emisión en el caso de 0°C respecto al de 20°C. Las condiciones ambiente afectan a la evolución de las temperaturas de trabajo del motor y por lo tanto tienen un efecto muy importante en la emisiones. Además, debido a la estrategia del EGR en función de la temperatura motor, para cada ensayo las tasas de EGR son distintas.

De estos resultados es fácil concluir que la combinación de ambos sistemas de EGR es muy favorable de cara a reducir las emisiones de NO_x sin que el resto de especies contaminantes y el consumo del motor se vean gravemente afectados. En los próximos apartados se realiza un análisis de la evolución del motor a lo largo de todo el ciclo:

por una parte, de la evolución del calentamiento del motor y, por otra, de la evolución de las emisiones y el consumo de combustible.

Resultados -7°C

Como se describe en la introducción de este capítulo los resultados de los ensayos a -7°C vienen condicionados por la estrategia de EGR en función de la temperatura motor. En la tabla 5.1 se exponen dichos resultados totales para que el lector tenga una referencia de los valores y completar así la información que se expone en los próximos apartados. Es fácil observar en los valores de la tabla que no existe ninguna tendencia de evolución clara que pueda concluir el beneficio de usar la combinación de ambos sistemas. Sin embargo, en las evoluciones que se presentan a continuación sí que es posible observar dicho comportamiento.

	NO_x	HC	CO	Fuel
	g	g	g	g
HP	1.93	5.68	23.78	494.6
HP800	1.94	1.29	14.90	498.6
HP400	1.92	2.18	21.65	505.2
LP	2.11	2.90	22.89	516.9

Tabla 5.1: Resumen de las emisiones contaminantes y consumo de combustible acumulados para los ensayos de combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR a -7°C.

5.2.1 Evolución del calentamiento motor durante el Ciclo de Homologación.

Anteriormente se ha presentado la influencia de T_{motor} y T_{adm} en el comportamiento del motor [4]. Dada la fuerte implicación del proceso de calentamiento del motor durante un ciclo de homologación que se inicia desde condiciones en frío, se procede a representar la evolución temporal de T_{motor} y T_{adm} durante el ciclo de homologación. Otra variable de análisis del calentamiento del motor, e importante desde el punto de vista de los sistemas de post-tratamientos, es T_{esc} .

Durante el proceso de calentamiento se distinguen tres fases comunes a todos los casos ensayados. Las evoluciones de las temperaturas representan la evolución del calentamiento del motor y sus condiciones de funcionamiento, por lo tanto dichas evoluciones se tendrán en cuenta en el posterior análisis de las emisiones.

- **Fase Calentamiento Inicial:** Esta fase transcurre desde el arranque motor hasta que T_{adm} y T_{esc} tienen un comportamiento estable. En esta fase la evolución de T_{adm} y T_{esc} representan el calentamiento de los componentes del motor. Su duración no se prolonga gran parte del ciclo (aproximadamente la primera repetición del ciclo urbano, dependiendo la temperatura de ensayo) y se ve condicionada por la estrategia de EGR. Se caracteriza por un ascenso rápido de T_{adm} y T_{esc} así como de la T_{motor} .
- **Fase Calentamiento Estable:** Esta fase se caracteriza por el comportamiento estable de T_{adm} y T_{esc} , lo cual implica que sus evoluciones son repetitivas conforme a las sucesivas repeticiones de los puntos de funcionamiento del ciclo urbano. Su duración se extiende hasta los puntos del ciclo extraurbano de mayor carga. La T_{motor} sigue aumentando, pero la pendiente de crecimiento es menor que en la fase anterior.
- **Fase Alta Carga:** Esta fase se desarrolla durante el ciclo extraurbano, donde el motor trabaja en puntos de mayor grado de carga. Las T_{adm} y T_{esc} mantienen el comportamiento estable como la fase anterior pero con mayores temperaturas debido al mayor grado de carga del motor. Por otra parte, el motor alcanza su temperatura de funcionamiento ($T_{motor} \approx 85^{\circ}\text{C}$), regulada por el termostato del circuito de refrigeración. En el momento que se abre el termostato se puede considerar que el motor ha alcanzado su punto de funcionamiento y el fin del proceso de calentamiento.

Caso 20°C

Las evoluciones de T_{adm} , T_{motor} y T_{esc} para los ensayos a 20°C quedan representadas en la figura 5.3. En las tres evoluciones podemos observar las fases definidas anteriormente. En primer lugar, la fase de calentamiento inicial, se extiende únicamente durante los primeros segundos (~ 130 s), incluso antes de finalizar la primera repetición del ciclo urbano. La fase estable, por tanto, se extiende más de la mitad del ciclo hasta los 800 s, momento en el que se inicia la fase de alta carga y se alcanzan mayores temperaturas de funcionamiento.

Observando la evolución de T_{adm} se aprecian dos fenómenos: Por un lado la mayor influencia del sistema de HPEGR sobre T_{adm} y por otro la continuidad de la secuenciación de los sistemas HPEGR y LPEGR en los ensayos HP 800s y HP 600s.

Respecto a la mayor influencia del sistema de HPEGR sobre T_{adm} se observa lo siguiente: Durante el ciclo urbano, en el ensayo LP se mantiene una temperatura media de admisión de 27°C que se pueden considerar constantes, mientras que en el ensayo HP tenemos una temperatura media de 45°C con altos picos de temperatura de hasta 60°C. Así pues, se observan 20°C de diferencia entre ambos sistemas que en puntos de pico a pico máximo puede llegar hasta los 35°C. Esta diferencia es mucho mayor en el ciclo extra urbano, donde el sistema HPEGR trabaja con temperaturas casi constantes de 70°C (con picos de 80°C)². Por contra, en los sistemas de LPEGR, si bien T_{adm} es siempre creciente, nunca supera los 50°C.

La continuidad de la secuenciación de los sistemas HPEGR y LPEGR en los ensayos HP 800s y HP 600s, se constata que en dichos ensayos se comportan como HP cuando funcionan con el sistema HPEGR (como es lógico y esperable) y como LP cuando usa el sistema LPEGR (a continuación se verá el caso en los que este hecho no ocurre).

Respecto a la T_{motor} , es apreciable que el proceso de calentamiento es más rápido con el sistema HP. A pesar de que la temperatura de inicio del ciclo LP es 5°C superior, la pendiente de la evolución de T_{motor} de este ensayo es menor y resulta en una apertura del termostato más tardía que en el caso HP. Para los ensayos HP 800s y HP 600s es difícil ver el efecto de continuidad en la secuenciación de los sistemas HPEGR y LPEGR dadas las pequeñas diferencias y acumulación de las trazas.

La evolución de la T_{esc} es idéntica en todos los ensayos realizados, excepto algunos puntos de funcionamiento en la fase de alta carga del ensayo HP. Esto es debido fundamentalmente a la mayor T_{adm} del sistema HPEGR en dichos puntos de trabajo. Sin embargo, cabe destacar de la evolución de T_{esc} a la salida de la turbina que mantiene un valor medio en torno a los 150°C durante todo el ciclo urbano, mientras que durante el ciclo extraurbano se trabaja con T_{esc} cercana o superior a los 200°C.

²La estrategia de apertura del termostato motor implica la activación de la refrigeración del gasto de HPEGR, lo cual permite regular temperatura del gasto de HPEGR y por tanto la T_{adm} .

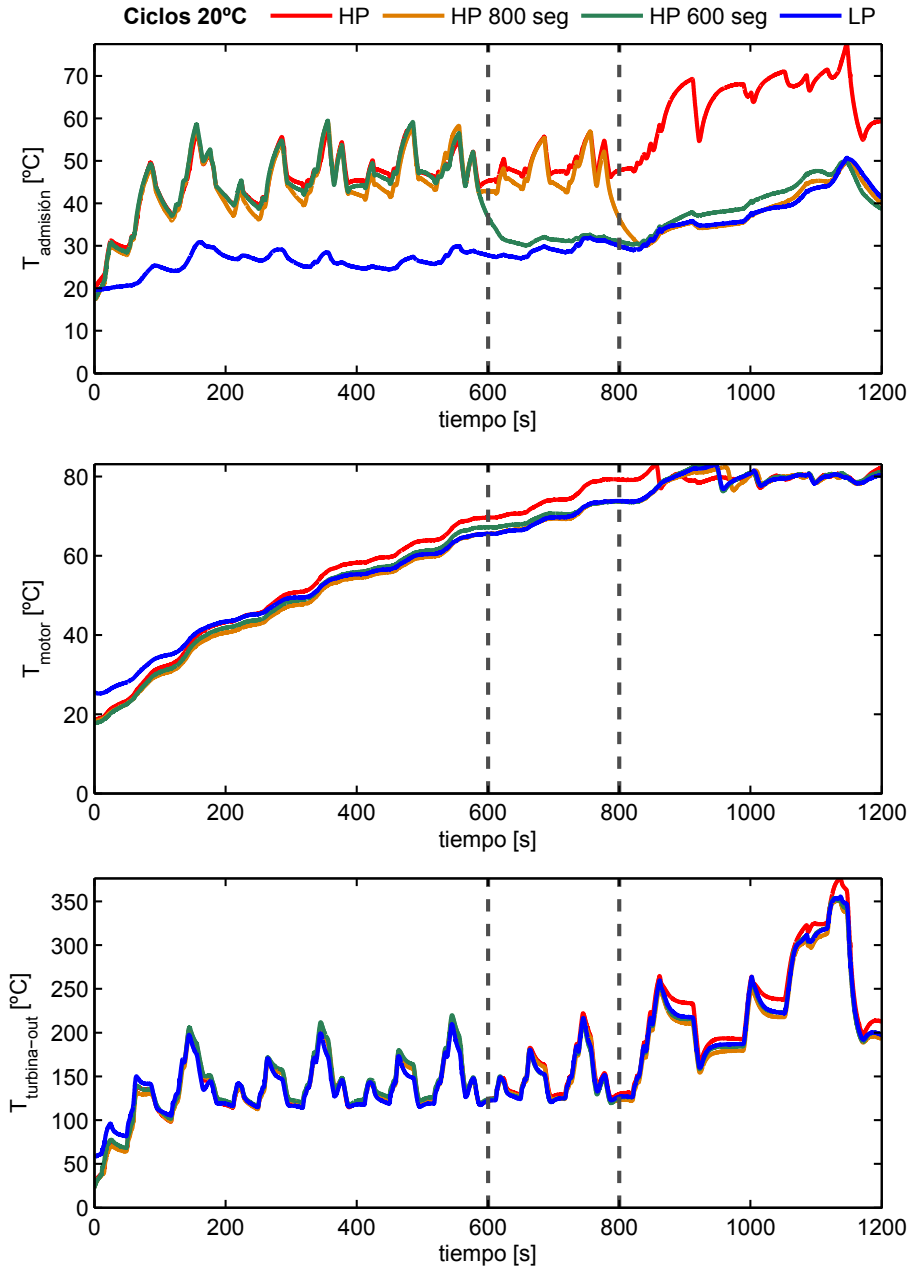


Figura 5.3: Evolución de T_{adm} , T_{motor} y T_{esc} durante un ciclo de homologación con temperatura de referencia de 20°C.

Caso 0°C

Para el caso de 0°C cabe destacar el efecto de la estrategia de no-EGR durante los primeros 100 s del ciclo, lo cual hace que la fase de calentamiento inicial se extienda algo más en el tiempo que en el caso de 20°C.

Respecto a la evolución de la T_{adm} se observa que la duración de la fase de calentamiento inicial en los ensayos con sistema HPEGR es más corta que con el sistema LPEGR. Mientras que con el sistema HPEGR la fase estable se alcanza al final de la primera repetición del ciclo urbano, el sistema LPEGR no la alcanza hasta prácticamente el final de la segunda repetición del ciclo urbano. Esto es debido a que el gasto de LPEGR debe atravesar y calentar WCAC³.

Además, se observa, como ya se ha comentado, que las temperaturas de trabajo son en general menores que en el caso de 20°C. En la fase estable del ciclo, las T_{adm} medias son entorno a 35°C para los sistemas HPEGR y 17°C para los LPEGR. En la fase de alta carga se observa que, a pesar del crecimiento constante de la T_{adm} , los niveles de temperatura están por debajo del caso 20°C. Finalmente destacar de nuevo la continuidad de la secuenciación del ensayos HP 800s y HP 600s.

En este caso sí que es apreciable la distinta evolución de la T_{motor} en los ensayos HP y LP. Se observa un claro efecto de los sistemas de EGR en el proceso de calentamiento motor. También se observa claramente la continuidad de la secuenciación de T_{motor} para los ensayos HP 800s y HP 600s. El cambio de usar el sistema HPEGR al usar el LPEGR, conlleva la ralentización del calentamiento motor en ambos ensayos y la temperatura óptima de funcionamiento del motor.

La evolución de T_{esc} en el caso de 0°C es prácticamente idéntica al caso de 20°C. Si bien se puede observar que la traza de la evolución de la T_{esc} con el sistema de LPEGR es inferior a la del sistema HPEGR. Sin embargo, el efecto más característico es que ya no se aprecian las diferencias de T_{esc} entre HPEGR y LPEGR durante la fase de alta carga, debido a las menores T_{adm} del sistema HPEGR en dicha fase.

³El sistema WCAC regula para que el gasto que lo atraviesa no salga a temperaturas superiores de 35°C, apartado 3.2.1

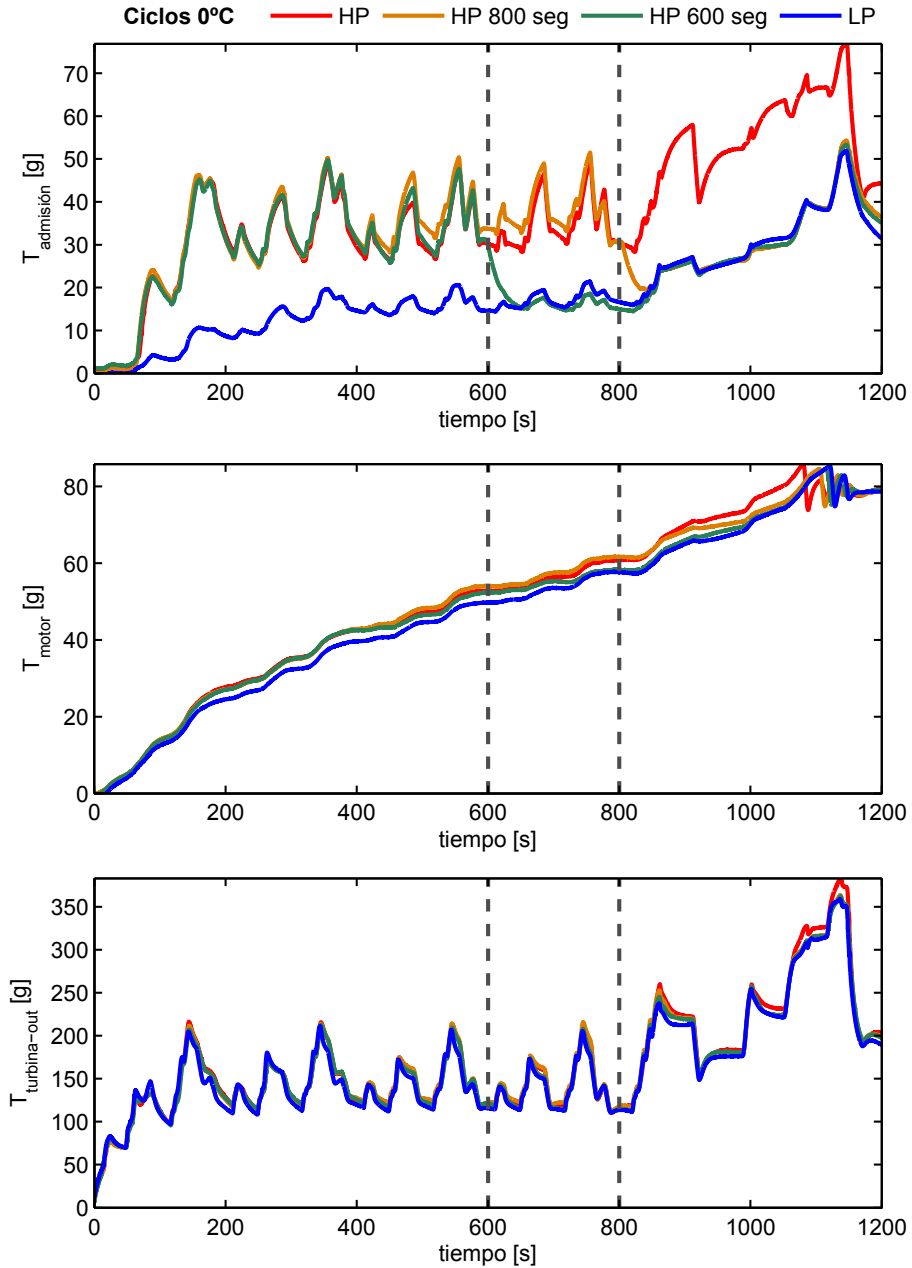


Figura 5.4: Trade-off de la evolución de i_{NO_x} respecto i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} en ciclo de homologación con temperatura de referencia de 0°C.

Caso -7°C

Mientras que para los casos de 20°C y 0°C las evoluciones se pueden considerar análogas, con las diferencias propias de las distintas temperaturas de ensayo, el caso -7°C ⁴ se diferencia de las anteriores debido a la extrema baja temperatura a la que transcurre el ciclo. En primer lugar, condicionada para la estrategia de EGR, la fase inicial se alarga hasta la segunda repetición del ciclo urbano, lo cual afectará al proceso de calentamiento del motor. Además, el calentamiento del WCAC también afecta considerablemente a la evolución de los distintos ensayos haciendo perder la continuidad durante la secuenciación de los sistemas EGR (características de los casos anteriores), afectando a la evolución de las temperaturas.

En primer lugar, una observación general de la evolución de la T_{adm} permite comprobar la distinta evolución de T_{adm} para cada uno de los ensayos. El efecto de la estrategia de EGR y del calentamiento del WCAC son los máximos responsables (en general de todo el sistema de admisión aguas arriba del WCAC, incluso el circuito de LPEGR). Durante la fase de calentamiento inicial, la larga permanencia en el rango de T_{motor} entre 5–20°C, donde las tasas de EGR son pequeñas y poco precisas, conlleva un calentamiento desigual en todos los ensayos que afecta a la T_{adm} (nótese la menor T_{adm} del ensayo HP justo en ese rango de T_{motor}). Para el ensayo LP, la permanencia de 30s más que los otros ensayos en dicho rango, implica una evolución más lenta de la T_{adm} . Además, la T_{adm} se ve afectada por el WCAC, que a una temperatura inicial de -7°C, provoca que la fase de calentamiento inicial del ciclo LP se extienda más allá de los 400s.

Los ensayos HP 800s y HP 400s, a diferencia de los casos anteriores, cuando cambian a trabajar con el sistema de LPEGR, no siguen la evolución del ensayo LP. Esto es debido al distinto grado de calentamiento del WCAC. El uso continuo del sistema LPEGR del ensayo LP ha favorecido el calentamiento del WCAC por el mayor gasto trasegado y a mayor temperatura. En el momento de cambio del sistema de EGR en los ensayos HP 800s y HP 400s, el WCAC aun está suficientemente frío como para reducir T_{adm} severamente. Este efecto, para los ensayos HP 800s y HP 400s, se extiende incluso a la fase de alta carga.

El proceso de calentamiento del motor también se ve ralentizado. Se alcanza la T_{motor} operativa prácticamente al final del ciclo de homologación en todos los ensayos. A pesar de que las diferencias en la evolución T_{motor} entre ellos son pequeñas, es apreciable, para los ensayos HP 800s y HP 400s, el cambio de tendencia de T_{motor} con el cambio de sistema de EGR. De forma que, la menor T_{adm} debida al cambio al LPEGR, conlleva la ralentización del calentamiento motor y alcanzar la temperatura de funcionamiento más tardíamente, incluso, que en el ensayo LP.

Si bien en los casos anteriores la T_{esc} no se veía afectada por el proceso de calentamiento, en los ensayos a -7°C sí se aprecian. Los bajos valores de T_{adm} reflejan menores T_{esc} : Así pues, la T_{esc} en el ensayo LP, es inferior a los otros ensayos durante la fase inicial. A partir de los 400s, es la T_{esc} del ensayo HP 400s la que se queda por debajo, justo cuando comienza a trabajar el sistema de LPEGR. Finalmente la evolución T_{esc} en el ensayo HP 800s, durante la fase de alta carga, en la que trabaja con LPEGR, es más fría que la evolución del ensayo LP.

⁴Hay que tener en cuenta que para este caso se han llevado a cabo los ensayos HP, HP 800s, HP 400s y LP.

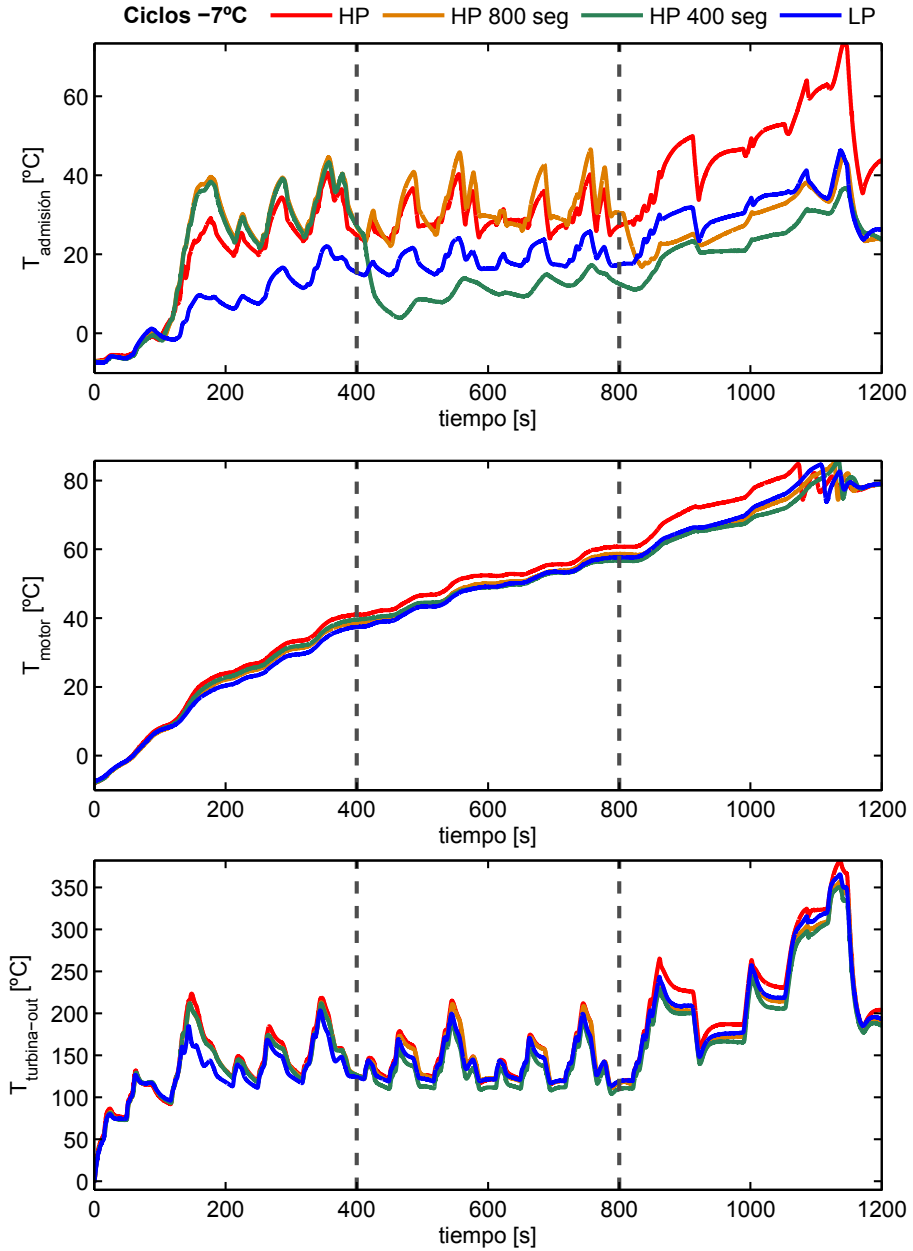


Figura 5.5: Trade-off de la evolución de i_{NO_x} respecto i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} en ciclo de homologación con temperatura de referencia de -7°C .

5.2.2 Evolución de las emisiones contaminantes durante el Ciclo de Homologación.

Para comprender la optimización de las emisiones y el consumo de combustible en la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR se va a analizar su evolución durante el ciclo de homologación NEDC. El análisis que se plantea trata de mostrar cómo afecta el esfuerzo por reducir los NO_x mediante EGR al resto de las emisiones (HC y CO) y el consumo de combustible y cómo se distribuye ese esfuerzo a lo largo de todo el ciclo de homologación. Es importante tener presente cómo transcurre el ciclo y cómo evoluciona el estado del motor para la comprensión de la información analizada. De la descripción realizada en el capítulo 3 sobre NEDC se resume en dos características que van a marcar la evolución de las emisiones:

- Por un lado, respecto al grado de carga del motor, en el ciclo urbano los puntos de trabajo del motor son de bajo grado de carga mientras que en el final, en el ciclo extraurbano, son de mayor grado de carga. Conforme a lo definido en el capítulo 2, la aportación de emisiones de NO_x será mucho mayor durante el ciclo extraurbano.
- Por otra parte, respecto a las condiciones de trabajo de motor, durante la fase de calentamiento inicial, las temperaturas de funcionamiento son mucho menores que las del funcionamiento nominal, más aún en los casos de $0^\circ C$ y $-7^\circ C$, con lo que afecta directamente a los procesos de mezcla y de combustión y a las emisiones [5]. Como ya se ha comentado, además se verán fuertemente afectadas por las estrategias de EGR en función de la T_{motor} .

Para desarrollar el análisis, se define para cada especie (NO_x , HC , CO y $fuel$) la variable $X(j)$ que representa el valor acumulado de dicha especie hasta el instante j . Además se define el término Fracción de Emisión, $i_{emision}$, para cada una de las especies X en el instante j , $i_X(j)$, como el cociente entre $X(j)$ y el acumulado total al final del ciclo, X_{total} . Así pues, para las especies analizadas las definiciones quedan como:

$$i_{NO_x}(j) = \frac{NO_x(j)}{NO_{x\ total}} ; i_{HC}(j) = \frac{HC(j)}{HC_{total}} ; i_{CO}(j) = \frac{CO(j)}{CO_{total}} ; i_{fuel}(j) = \frac{fuel(j)}{fuel_{total}}$$

En las figuras 5.6, 5.7 y 5.8 se ha representado el *trade-off* para cada ensayo de las evoluciones de i_{NO_x} frente a los i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} , durante el ciclo de homologación. Dentro del gráfico se han indicado distintos instantes de tiempo correspondientes con el final de cada repetición en el ciclo urbano. La pendiente de la diagonal de cada gráfico, representa una tasa de EGR que mantiene un crecimiento proporcional de i_{NO_x} respecto a las otras especies. Es decir, cuando la pendiente de la evolución es mayor que la de la diagonal, la tasa de EGR realizada consigue que el crecimiento de i_{NO_x} sea más lento que el crecimiento de la especie comparada. Por contra, cuando la pendiente es

menor, la tasa de EGR realizada consigue que el crecimiento de i_{NO_x} sea más rápido. Conforme a este criterio, y equivalentemente a la evolución del calentamiento del motor, se pueden observar en cada una de las gráficas tres fases:

- **Fase Inicial:** La primera fase corresponde a los primeros segundos del ciclo, desde el arranque del motor hasta que se estabilizan las aportaciones de las emisiones, lo cual suele ocurrir antes de finalizar el primer subciclo urbano (200 seg aproximadamente). Es una zona de corta duración donde existen variaciones en la pendiente de las evoluciones de los $i_{emision}$ y además difieren considerablemente de la pendiente de la diagonal.
- **Fase Estable:** La segunda fase, la más amplia, transcurre desde el fin de la fase inicial hasta que se alcanzan los puntos de mayor carga del ciclo extraurbano. Es una zona de estabilidad en la evolución de los $i_{emision}$ cuya pendiente es prácticamente paralela a la diagonal de la gráfica.
- **Fase de Alta Carga:** La tercera y última zona, corresponde a la parte final del ciclo durante la cual el motor alcanza los puntos de mayor grado de carga. En esta zona se produce otro cambio en la pendiente de las evoluciones que difiere de la diagonal.

Al igual que en la evolución del calentamiento motor, no todas las fases están claramente determinadas, ni su duración es la misma. Sin embargo esta definición ayuda a localizar y analizar los procesos que están teniendo lugar. Recuérdese de nuevo la importancia de la calibración del motor, ya que el fabricante elige unas u otras estrategias para optimizar el comportamiento del mismo y limitar las emisiones para cumplir la normativa. De esta forma, priorizará unas estrategias a otras para cada instante del ciclo de homologación con su propio criterio.

Caso 20°C

La evolución de los ensayos del caso de 20°C queda representada en la figura 5.6. Tanto en la evolución del i_{HC} como en la del i_{CO} las zonas de evolución son fácilmente diferenciables, mientras que en el caso de i_{fuel} es menos apreciable.

Parte del origen de las emisiones de HC y CO se encuentran en la ralentización de los procesos de mezcla y combustión por uso de EGR y por la baja temperatura de funcionamiento del motor. Es por lo que i_{HC} e i_{CO} tienen evoluciones similares.

En la evolución de i_{HC} de los ensayos HP y LP se aprecia cierta igualdad entre ambas. En primer lugar se observa que la pendiente de las evoluciones tras el arranque es muy pronunciada. Esta tendencia representa cómo el esfuerzo realizado para reducir i_{NO_x} en los primeros instantes, donde además la combustión está dificultada por

las condiciones frías de funcionamiento, provoca un rápido crecimiento de i_{HC} . En esta fase inicial es donde se produce la acumulación más rápida de i_{HC} para ambos ensayos. Sin embargo, el valor de i_{HC} del ensayo de LP es mayor que en HP ($\approx 15\%$), para valores de i_{NO_x} son parecidos.

Tras la fase inicial, las fases estables de HP y LP se extienden hasta ya comenzado el ciclo extraurbano de forma paralela a la diagonal. En esta zona, tomando como referencia el desarrollo temporal, se observa que, si bien el crecimiento de i_{HC} es similar en ambos ensayos, el crecimiento del i_{NO_x} en el ensayo de HP sufre un retraso respecto a LP. Para el ensayo de HP, al final del ciclo urbano (800 seg) se ha acumulado un 50% de las emisiones de NO_x , o lo que es lo mismo, el 50% de las emisiones de NO_x se acumulan únicamente durante el ciclo extraurbano.

La fase de alta carga es fácilmente observable por el cambio de pendiente en ambas evoluciones. Esta fase coincide aproximadamente con el momento en el que se alcanza la T_{motor} óptima de funcionamiento, lo cual se traduce en la menor emisión de HC y por lo tanto en un crecimiento más lento de i_{HC} .

Para ambos ensayos de combinación, HP 800s y HP 600s, se producen dos fenómenos que reflejan la distribución del esfuerzo entre emitir HC y NO_x . En primer lugar por su proximidad a la diagonal y en segundo lugar por la uniforme distribución temporal de las emisiones acumuladas (cada 200seg se acumula un 15% de las emisiones totales de cada una de las especies)

La evolución de i_{CO} sigue la misma descripción que i_{HC} en todos los ensayos excepto en LP. Si bien en la fase inicial de HP y LP se produce en rápido crecimiento de i_{CO} , durante la fase estable la pendiente del ensayo LP es menor que la diagonal, lo cual implica una aproximación a lo largo de dicha fase a la diagonal y, finalmente, en la fase de alta carga se mantiene próxima a la dirección de la misma. Este fenómeno del sistema LPEGR se transmite en menor grado a los ensayos HP 800s y HP 600s.

En cuanto a la evolución i_{NO_x}/i_{fuel} , destaca la evolución del ensayo de HP por una parte y las de LP, HP 800s y HP 600s por otra. El ensayo de HP se caracteriza por transcurrir durante todo el ciclo sobre la diagonal, lo que representa un reparto proporcionado entre i_{NO_x} y i_{fuel} durante todo el ciclo. Los ensayos LP, HP 800s y HP 600s muestran una pendiente menor que la diagonal durante el ciclo urbano y pendiente mayor que la diagonal en el ciclo extraurbano. Este fenómeno representa la influencia del sistema LPEGR en el consumo de combustible durante la fase de alta carga. Este comportamiento puede estar condicionado por optimización de la calibración para el sistema HPEGR.

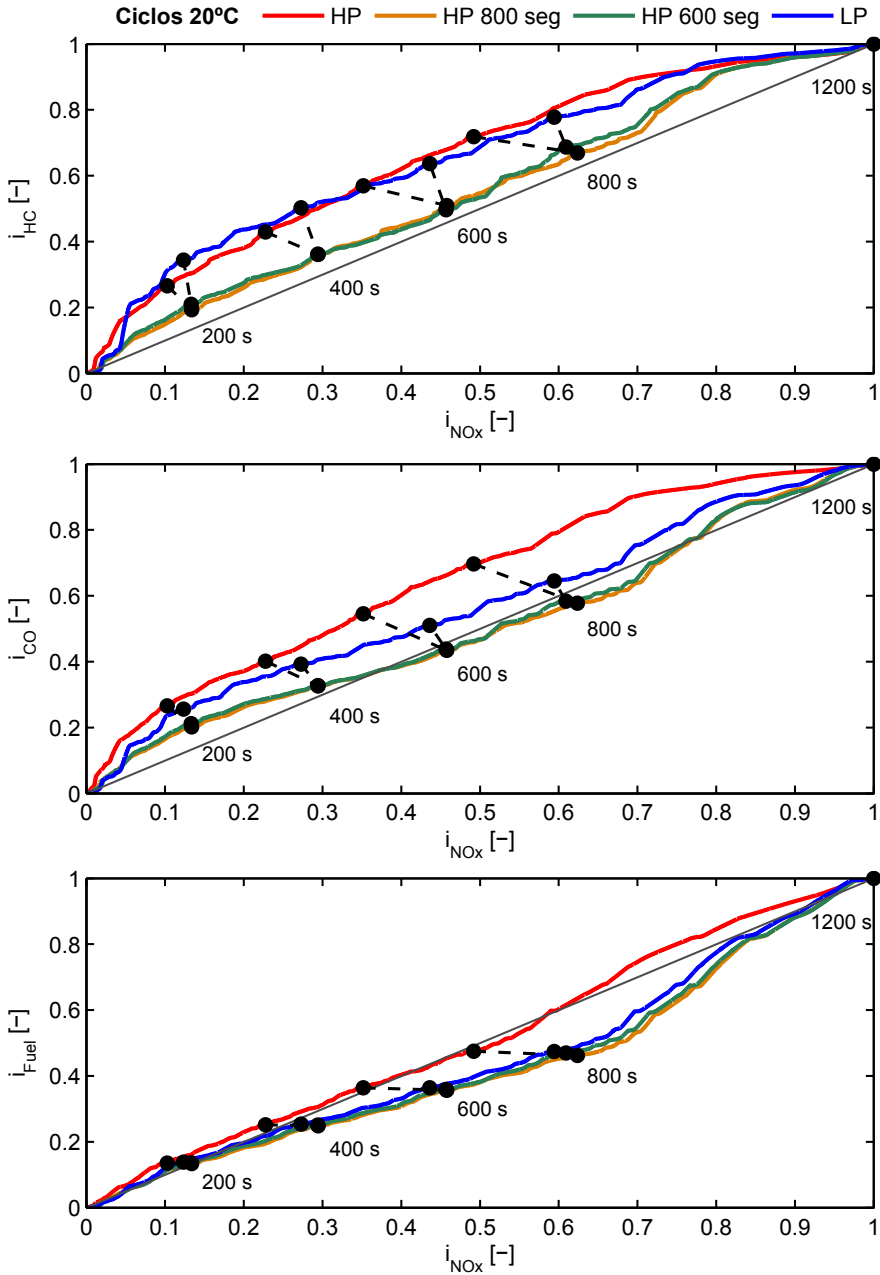


Figura 5.6: Trade-off de la evolución de i_{NOx} respecto i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} en ciclo de homologación con temperatura de referencia de 20°C.

Caso 0°C

La evolución de los $i_{emission}$ en el caso de 0°C es comparable a la del caso de 20°C, aunque está claramente influenciado por la temperatura de trabajo de motor y las estrategias de gestión del EGR. Las evoluciones de todas las especies para este caso están representadas en la figura 5.7. En ellas se aprecian las tres fases descritas. En este caso todos los ensayos siguen una tendencia parecida, aunque existen diferencias entre los ensayos HP y LP, que afectarán la evolución de los ensayos de combinación HP 800s y HP 600s.

La fase inicial en el caso de 0°C es la más característica. Para estas condiciones, debido a la calibración de baja o nula tasa de EGR, la fase inicial se alarga hasta casi el final de la segunda repetición del ciclo urbano. La baja tasa de EGR durante el calentamiento inicial es la que produce un rápido incremento de i_{NO_x} que causa entre el 20 % y el 25 % de todas las emisiones de NO_x en todos los ensayos. A continuación, cuando se incrementa la tasa de EGR que controla el crecimiento de i_{NO_x} , se produce un brusco incremento de los $i_{emission}$ hasta alcanzar la fase estable de crecimiento paralelo a la diagonal. Las evoluciones de i_{HC} e i_{CO} del ensayo de LP son las más afectadas en esta fase inicial, en la que se producen hasta el 35 % de las emisiones de NO_x , más del 50 % de las emisiones de CO y hasta un 60 % de las emisiones de HC .

En las fases de comportamiento estable y de alta carga, las evoluciones son similares a las descritas en el caso de 20°C, sin embargo su posicionamiento con respecto a la diagonal de la gráfica está claramente condicionada por la evolución en la fase inicial. Durante la fase estable, aunque las evoluciones de todos los ensayos transcurren de forma paralela a la diagonal, en el ensayo HP se observa un retraso. Lo cual vuelve a reflejar la mayor aportación de NO_x durante la fase de alta carga. El uso de LPEGR permite quitar peso a la fracción acumulada durante la fase de alta carga.

En la evolución de i_{fuel} , el periodo de baja tasa de EGR en la fase inicial, provoca una separación de la diagonal de todas las evoluciones. A partir de ahí, se comporta de forma muy estable durante el resto del ciclo, no hay cambios bruscos de pendiente en ninguno de los ensayos. Todos los ensayos tienen una evolución similar, excepto en el ensayo HP que recupera el comportamiento mostrado en el caso 20°C al final del ciclo.

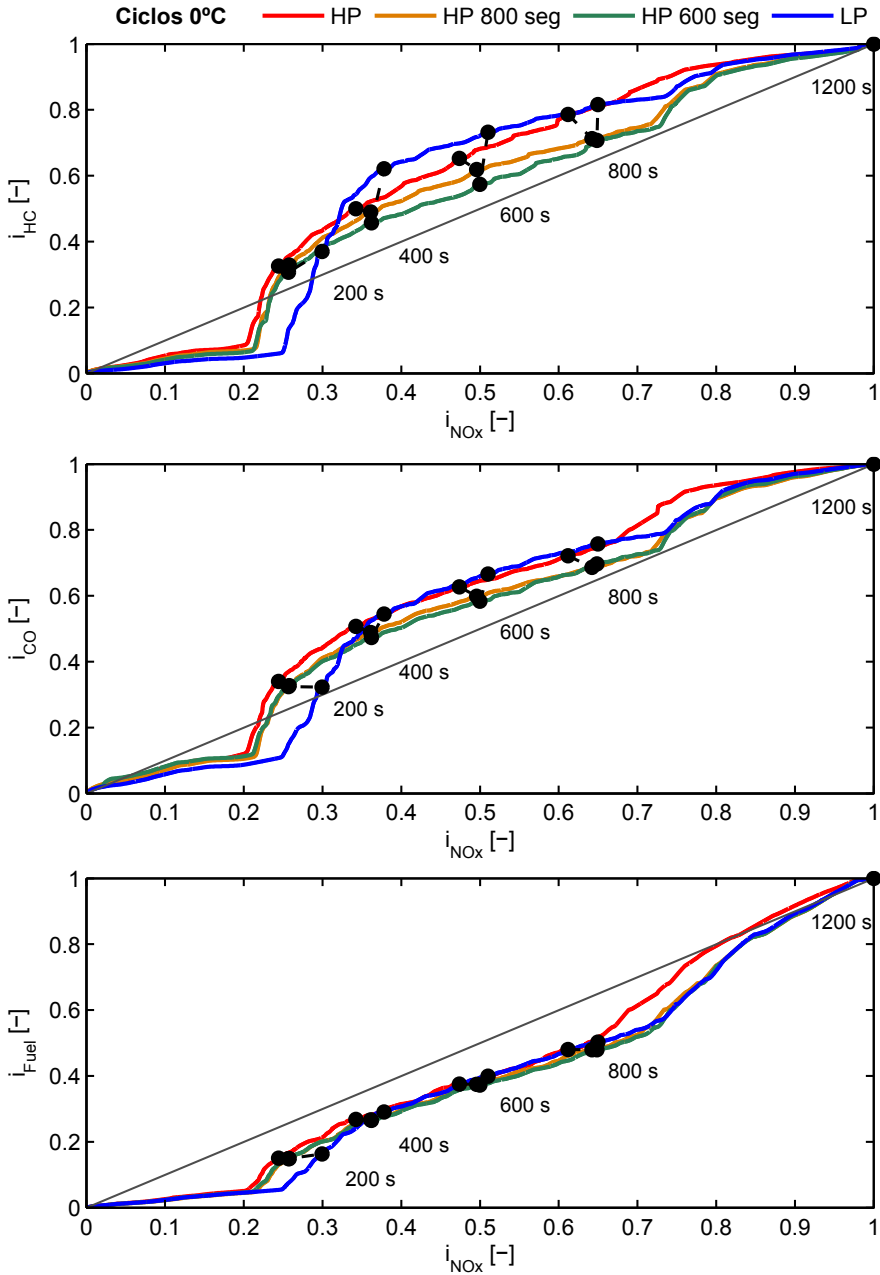


Figura 5.7: Trade-off de la evolución de i_{NOx} respecto i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} en ciclo de homologación con temperatura de referencia de 0°C.

Caso -7°C

A diferencia de los casos anteriores, se observa disparidad entre las evoluciones de los distintos ensayos. Del mismo modo que en la evolución del calentamiento motor para el caso -7°C , el comportamiento de los $i_{emision}$ se ve fuertemente condicionado por la evolución del calentamiento motor y por la estrategia de EGR. Esta disparidad en las evoluciones es la que provoca, también, la disparidad en los acumulados totales.

En la fase inicial, en primer lugar, destaca la importante aportación de NO_x durante la fase sin estrategia de EGR. Para LP, HP 800s y HP 400s, antes de terminar la primera repetición del ciclo urbano ya se han alcanzado el 40% de las emisiones de NO_x . En segundo lugar, tras la activación de la estrategia de EGR, se produce un súbito crecimiento tanto de i_{HC} como i_{CO} . En LP, HP 800s y HP 400s se alcanzan el 75% de las emisiones de CO . La estabilización de los ensayos se extiende durante la segunda repetición. Sin embargo, para el ensayo HP dicha estabilización se produce antes.

En la fase estable, a diferencia de los casos anteriores, las evoluciones de los ensayos están más distanciadas. Para el ensayo HP la evolución de las emisiones sufre un retraso importante con respecto a los otros ensayos. Sin embargo, en este caso, representa un reparto más homogéneo a lo largo del ciclo. Esta estabilidad también queda patente por su mayor paralelismo y cercanía a la diagonal que los otros ensayos. La evolución de los ensayos LP, HP 800s y HP 400s viene condicionada por el efecto del sistema LPEGR en la evolución del calentamiento en cada uno de los ensayos. Las evoluciones de i_{HC} para los tres ensayos, aunque son paralelas a la diagonal, transcurren en posiciones diferentes, condicionadas por la evolución a alta carga. La evolución de i_{CO} , tras el fuerte incremento en la fase inicial, evoluciona estable incluso durante la fase de alta carga donde ya no se acumula más CO .

Como se ha dicho, durante la fase de alta carga, para LP, HP 800s y HP 400s, la acumulación de CO es casi nula. Sin embargo, se produce un importante incremento de i_{HC} . Esto es debido a las bajas T_{adm} durante esta fase para los tres ensayos. Por otra parte, el ensayo HP mantiene su evolución estable paralela a la diagonal.

La evolución de i_{fuel} es muy estable en todas las fases. Sin embargo, el periodo de baja tasa de EGR en la fase inicial, provoca un distanciamiento importante sobre los ensayos. Para el ensayo HP, la estabilidad descrita anteriormente, queda reflejada en la mayor proximidad a la diagonal.

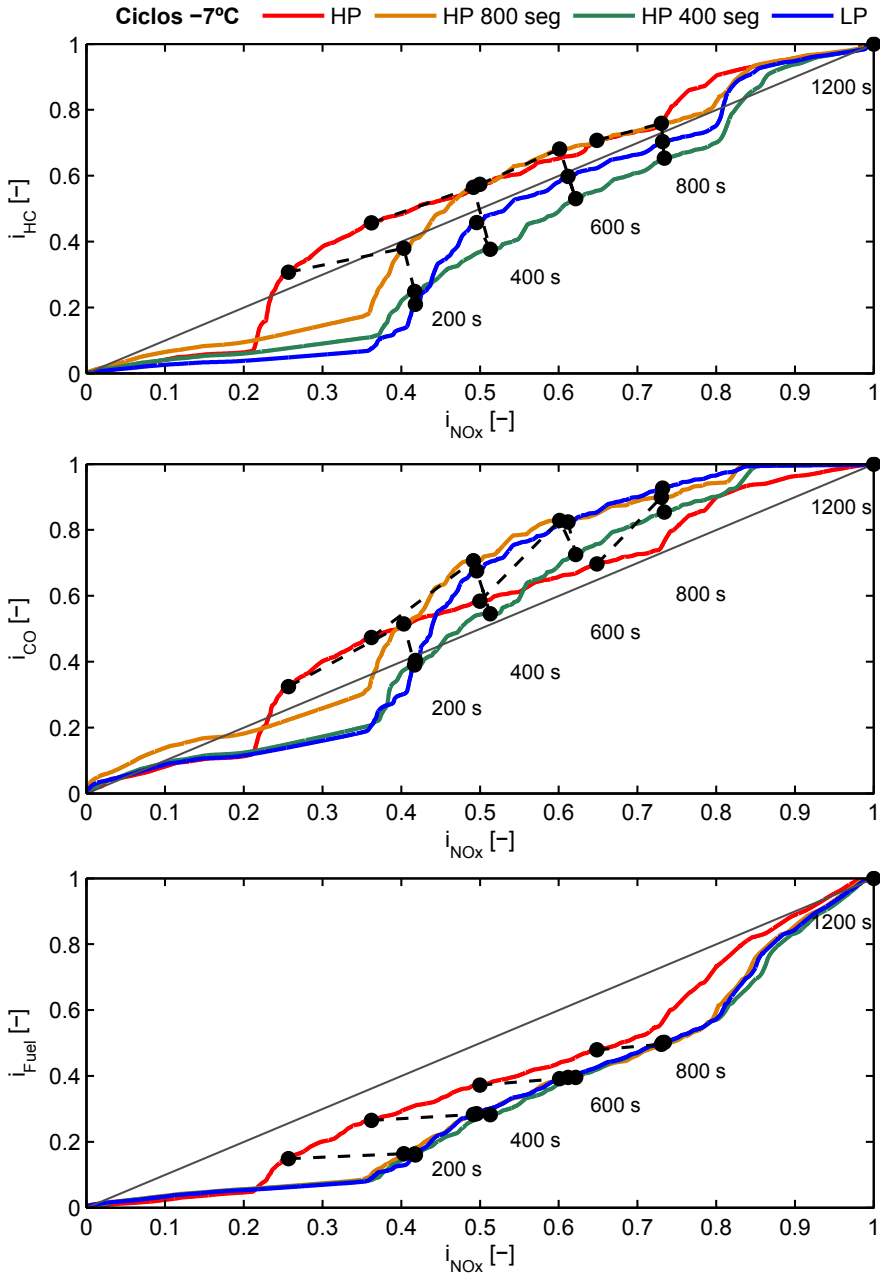


Figura 5.8: Trade-off de la evolución de i_{NOx} respecto i_{HC} , i_{CO} e i_{fuel} en ciclo de homologación con temperatura de referencia de $-7^{\circ}C$.

5.3 Resumen de la combinación secuencial de los sistemas de HPEGR y LPEGR.

Del análisis realizado se observa fundamentalmente el potencial de la técnica de combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR para limitar las emisiones contaminantes del motor durante un ciclo de homologación:

1. El sistema HPEGR tiene su principal limitación en la baja capacidad de reducir las emisiones de NO_x durante el ciclo extraurbano y fundamentalmente en puntos de alto grado de carga.
2. El sistema LPEGR, a pesar de su efectividad en las emisiones de NO_x , afecta directamente a las emisiones de HC y CO . Este hecho es especialmente grave durante el inicio del ciclo de homologación.
3. La combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR propuesta optimiza de forma general las emisiones acumuladas a lo largo del ciclo.
4. La combinación secuencial de los sistemas HPEGR y LPEGR permite un reparto $i_{NO_x} i_{emision}$ más proporcionado a lo largo de todo el ciclo de homologación que cada uno de los sistemas individualmente.
5. Se propone la optimización individual de HPEGR y LPEGR en el uso de la técnica de combinación secuencial de cara a optimizar las emisiones acumuladas a lo largo del ciclo y mejorar el reparto $i_{NO_x} i_{emision}$ a lo largo de todo el ciclo.

Bibliografía

- [1] “Global technical regulation No. 15: Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure”. En: *UNECE* (2014).
- [2] J.M. Desantes, J.M. Luján, B. Plá y J.A. Soler. “On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines”. En: *International Journal of Engine Research* (2012).
- [3] JB Heywood. “Internal combustion engine fundamentals”. En: *McGraw-Hill, Inc.* (1988).
- [4] AJ Torregrosa, P Olmeda, J Martin y B Degraeuwe. “Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine”. En: *Experimental Thermal and Fluid Science* 30.7 (2006), págs. 633-641.
- [5] A. Broatch, J.M. Luján, JR Serrano y B. Plá. “A procedure to reduce pollutant gases from Diesel combustion during European MVEG-A cycle by using electrical intake air-heaters”. En: *Fuel* 87 (2008), págs. 2760-2778.
- [6] Matthieu Chanfreau, Bertrand Gessier, Alain Farkh y Pierre Yves Geels. “The need for an Electrical Water Valve in a THERmal Management Intelligent System (THEMIS)”. En: *SAE Paper* 2003-01-0274 (2003).
- [7] W. Krause y K. Spies. “Dynamic control of the coolant temperature for a reduction of fuel consumption and hydrocarbon emissions,” en: *SAE Pa* 960271 (1996).
- [8] C. Scott Sluder, John M. E. Storey, Samuel A. Lewis y Linda A. Lewis. “Low Temperature Urea Decomposition and SCR Performance”. En: *SAE Technical Paper* 2005-01-1858 (2005).
- [9] Michael Zammit et al. “Future Automotive Aftertreatment Solutions: The 150 C Challenge Workshop Report”. En: *US Drive Report, Southfield, MI* (2013).

Capítulo 6

Estimación de gasto de EGR de Baja Presión mediante Balance Energético

Índice

6.1	Introducción	110
6.2	Metodología para la estimación de LPEGR.	111
6.2.1	Planteamiento teórico del método de estimación de gasto de LPEGR.	111
6.2.2	Instrumentación del sistema de LPEGR.	112
6.2.3	Metodología hipótesis rendimiento volumétrico constante.	113
6.3	Validación del método de Balance Energético para la estimación de gasto de LPEGR.	114
6.3.1	Medida de temperatura a la entrada del compresor.	114
6.3.2	Resultados de estimación de gasto de LPEGR.	115
	Bibliografía	117

6.1 Introducción

Desde el punto de vista de gestión del EGR es importante realizar una correcta estimación del gasto de EGR (\dot{m}_{egr}) que se está realizando en cada instante y su efecto en el resto de componentes del motor, tal y como se ha revisado en el capítulo 2.

El sistema de gestión del EGR actual, basado en la hipótesis de rendimiento volumétrico del motor constante, no permite estimar con certeza cuanto \dot{m}_{egr} se está realizando en cada instante. Además, cualquier cambio que se produjera en el rendimiento volumétrico del motor afectaría a la tasa de EGR. Por tanto, una mejor gestión de la tasa de EGR en el motor garantiza un mejor comportamiento respecto a las emisiones de NO_x , el consumo de combustible y de la potencia entregada.

En el caso de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR la problemática de gestión del EGR aumenta. Con el sistema actual de gestión, aunque se podría estimar la tasa de EGR total con la que trabaja el motor, es imposible conocer la aportación de cada uno de los sistemas de EGR. Como se describe en el apartado 2.3.3, en el trabajo de [1] se describe un sistema de control que permite realizar un mejor reparto entre ambos sistemas, pero sigue basándose en la hipótesis de rendimiento volumétrico constante. En los trabajos de [2] y [3] los sistemas de control propuestos están basados en un modelo 0-dimensional de motor que estima el \dot{m}_{egr} por cada uno de los sistemas HPEGR y LPEGR y corrigen las actuaciones del sistema de control al reparto deseado.

En este apartado se plantea la técnica de estimación del gasto de LPEGR basada en el principio del balance energético en la unión del conducto de aire fresco y el conducto de LPEGR. Además, se incluye estimación por rendimiento volumétrico (η_v) para comparar ambas metodologías.

En el desarrollo de este capítulo se expone, en primer lugar, la metodología utilizada, tanto el planteamiento teórico y las hipótesis supuestas, así como la descripción de la instalación. A continuación se realiza la validación experimental en diversas configuraciones del motor.

6.2 Metodología para la estimación de LPEGR.

La técnica propuesta se basa en aplicar la primera y la segunda ley de la termodinámica al volumen de control ($\forall C$) definido en la unión del sistema de LPEGR con el conducto de aire fresco antes de la entrada del compresor. El objetivo es, conocidas por una parte las temperaturas de los gastos de aire, LPEGR y de entrada al compresor y por otra parte el gasto de aire, estimar el gasto de LPEGR. A continuación se describe tanto el desarrollo teórico como la instalación de sensores para validar esta técnica.

6.2.1 Planteamiento teórico del método de estimación de gasto de LPEGR.

En la figura 6.1 está representado el $\forall C$ de la unión del sistema de LPEGR con el conducto de aire fresco antes de la entrada del compresor. Los gastos de aire (\dot{m}_{aire}) y de LPEGR (\dot{m}_{lp}) se representan entrantes en el $\forall C$ mientras que el gasto del compresor (\dot{m}_{comp}) se representa saliente. Las temperaturas de los tres gastos, aire (T_{aire}), LPEGR (T_{lp}) y entrada al compresor (T_{comp}), son medidas justo antes de entrar al $\forall C$. Además, para reducir los errores de estimación por pérdidas de calor en $\forall C$ ha sido aislado para suponerlo adiabático.

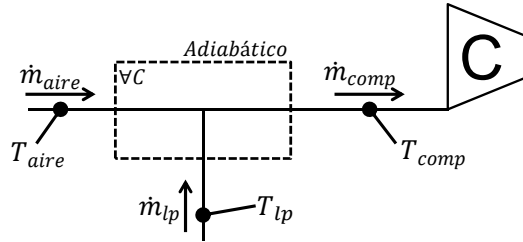


Figura 6.1: Definición del $\forall C$ en la unión entre el conducto de aire fresco y el LPEGR, en el cual se aplican la primera y segunda ley de la termodinámica para la estimación de gasto de LPEGR.

En el $\forall C$ definido se aplican la primera y la segunda ley de la termodinámica, según las ecuaciones de Balance de Masa y de Energía 2.3 y 2.3.

$$\frac{dm_{\forall C}}{dt} = \left. \frac{dm_i}{dt} \right|_{ent} - \left. \frac{dm_j}{dt} \right|_{sal} \quad (6.1)$$

$$\left. \frac{d(mu)}{dt} \right|_{\forall C} = \left(h + \frac{c^2}{2} + zg \right) \left. \frac{dm_i}{dt} \right|_{ent} - \left(h + \frac{c^2}{2} + zg \right) \left. \frac{dm_j}{dt} \right|_{sal} - (\dot{Q} + \dot{W})$$

En el balance de energía los términos debidos a la energía potencial y cinética se suponen despreciables respecto a la entalpía. Además, la entrega de potencia mecánica del sistema es nula y, por otra parte, al ser un volumen de control aislado el calor cedido puede suponerse nulo también. Por lo tanto dichas ecuaciones se pueden expresar como:

$$\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{lp} - \dot{m}_{comp} = 0 \quad (6.2)$$

$$\dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} T_{aire} + \dot{m}_{lp} C_{p_{escape}} T_{lp} - \dot{m}_{comp} C_{p_{mezcla}} T_{comp} = 0$$

Finalmente, suponiendo que $C_{p_{aire}}$, $C_{p_{escape}}$ y $C_{p_{mezcla}}$ son iguales, y operando entre ambas ecuaciones, se obtienen las siguientes relaciones para la caracterización de la tasa de LPEGR, la estimación de gasto y la temperatura teórica del gas de salida según el balance energético.

$$\dot{m}_{lp}^{be} = \dot{m}_{aire} \frac{T_{comp} - T_{aire}}{T_{lp} - T_{comp}} \quad (6.3)$$

$$egr_{lp}^{be} = \frac{T_{comp} - T_{aire}}{T_{lp} - T_{comp}} \quad (6.4)$$

$$T_{comp}^{be} = T_{aire} + egr_{lp} (T_{lp} - T_{aire}) \quad (6.5)$$

El cálculo de la tasa de EGR definido en este apartado es coherente con la definición de tasa de EGR dada en el capítulo 2 siempre y cuando se evalúe únicamente lo que aporta el sistema de LPEGR.

6.2.2 Instrumentación del sistema de LPEGR.

Conforme al planteamiento teórico que ha sido definido, se han establecido tres puntos de medida, tal y como se especifica en el apartado 3.2.1 de descripción de la instrumentación experimental en el motor, los cuales se representan para este caso concreto en la figura 6.2a. La instrumentación utilizada, ya descrita, son un sensor de \dot{m}_{aire} , termopares para la medida de temperatura y la medida de tasa de LPEGR mediante el equipo HORIBA.

Si bien la medida de temperatura del aire de entrada y del gas de LPEGR no tienen ninguna dificultad, la medida de la temperatura del gas a la entrada del compresor tiene un problema: la mezcla de ambos flujos. Al igual que con la medida de la tasa de LPEGR, la falta de homogeneidad transversal del flujo antes de entrar al compresor hace que la medida de temperatura esté enmascarada. Para evitarlo, se han colocado

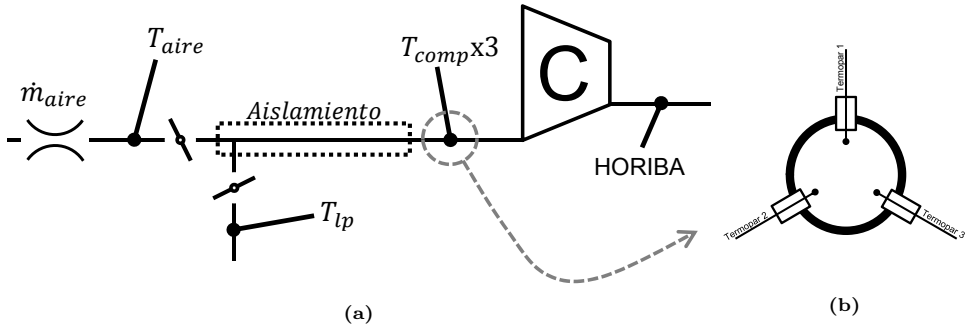


Figura 6.2: Instrumentación del Sistema de Unión LPEGR. Termopares a la entrada del compresor.

tres sensores uniformemente distribuidos justo a la entrada del compresor. La distribución de los sensores se especifica en la figura 6.2b. Para la medida de la tasa de LPEGR y del \dot{m}_{lp} real mediante HORIBA se toma la muestra del gas aguas abajo del compresor, para garantizar una mezcla homogénea.

6.2.3 Metodología hipótesis rendimiento volumétrico constante.

Tradicionalmente el control de la tasa de EGR se realiza bajo la hipótesis de rendimiento volumétrico constante. Esto quiere decir, que para un punto de funcionamiento (grado de carga/régimen motor) la apertura de la válvula de EGR es regulada para mantener un gasto de aire definido. Aunque desde luego intervienen otras variables en el control que pueden corregir la posición de la válvula, esta estrategia ha sido suficiente hasta hoy.

Partiendo del concepto de rendimiento volumétrico con las condiciones de gas en el colector de admisión del motor se plantea la ecuación 6.6:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{motor}^{real}}{\dot{m}_{motor}} \quad (6.6)$$

Donde el gasto \dot{m}_{motor} representa la capacidad de gasto másico trasegado por el motor en función del volumen desplazado del motor y de las condiciones del gas a la entrada del cilindro. Por otra parte \dot{m}_{motor}^{real} es el gasto másico real que trasega el motor en dichas condiciones de funcionamiento. Así pues, ambas variables se pueden definir como:

$$\dot{m}_{motor} = \rho_{adm} V_{motor} \frac{n}{2} = \frac{P_{adm}}{R_{aire} T_{adm}} V_{motor} \frac{n}{2}$$

$$\dot{m}_{motor}^{real} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{egr}$$

Operando con ambas ecuaciones se obtiene:

$$\dot{m}_{egr}^{\eta_v} = \eta_v \frac{P_{adm}}{R_{aire} T_{adm}} V_{motor} \frac{n}{2} - \dot{m}_{aire} \quad (6.7)$$

6.3 Validación del método de Balance Energético para la estimación de gasto de LPEGR.

6.3.1 Medida de temperatura a la entrada del compresor.

Como se plantea en el apartado de instrumentación de este capítulo (6.2.2), la medida con precisión de temperatura a la entrada del compresor está limitada por la heterogeneidad transversal del flujo del gas de mezcla. Mediante el uso de tres termopares distribuidos en la sección transversal de la entrada del compresor se calcula la temperatura media del gas de entrada al compresor (T_{comp}^m) que será utilizada para calcular la estimación \dot{m}_{lp}^{be} .

En la figura 6.3 se representa la evolución de las temperaturas para un barrido de tasas creciente de EGR en los distintos puntos de funcionamiento del motor definidos en 3.3.1. En ella se han representado las temperaturas medidas directamente por los termopares (T_{comp}^1 , T_{comp}^2 y T_{comp}^3), junto con la temperatura media de los tres (T_{comp}^m) y la temperatura calculada según la ecuación 6.5 (T_{comp}^{be}).

Se observa en las evoluciones de T_{comp}^1 , T_{comp}^2 y T_{comp}^3 la falta de homogeneidad del flujo por las diferentes medidas que hace cada uno de los termopares. Por otra parte, también se observa el efecto de la actuación de la válvula de estrangulamiento en condiciones de alta tasa de EGR, cuando las pendientes de dichas evoluciones sufren un cambio importante.

Comparando T_{comp}^m y T_{comp}^{be} se observa que las evoluciones son similares y que la diferencia en valor absoluto es pequeña en la mayoría de los casos (en torno al 4%). Sin embargo en determinadas condiciones esa diferencia si es importante (15%). Estas condiciones se dan en los puntos ensayados de bajo grado de carga y/o bajo régimen de giro cuando la tasa de EGR es pequeña o cuando es grande. Estos puntos de ensayo se caracterizan porque el gasto másico trasegado por el motor es bajo.

Así pues, para las tasas de EGR menores al 10%, cuando la diferencia de temperaturas entre el gas de entrada al compresor y las paredes de los tubos es mayor, se produce un calentamiento del gas entorno a 3°C. Además, con altas tasas de EGR, cuando está actuando la válvula de contrapresión, debido a la turbulencia generada, la heterogeneidad transversal se hace más acusada.

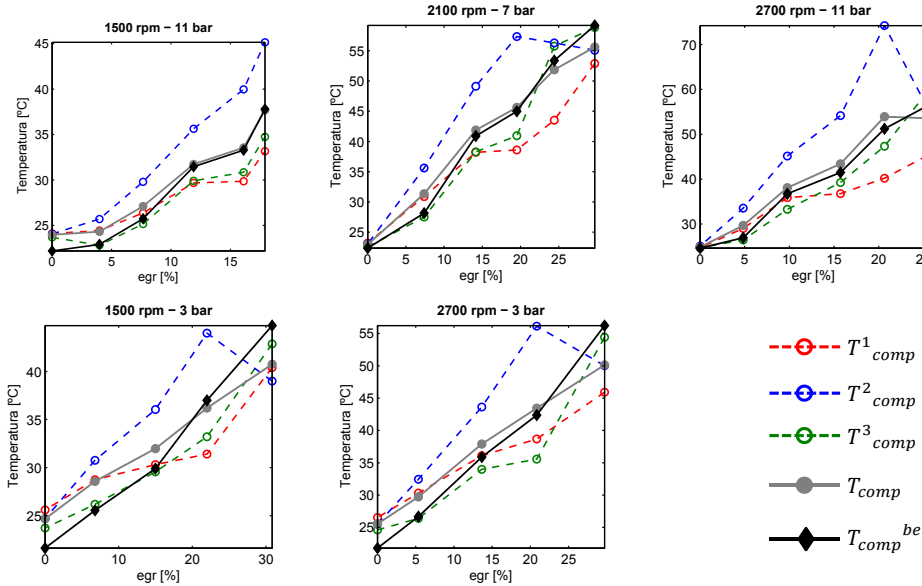


Figura 6.3: Evolución de las temperaturas a la entrada del compresor para distintas tasas de LPEGR. Por una parte se representa la evolución de las temperaturas medidas T_{comp}^1 , T_{comp}^2 y T_{comp}^3 . Por otro se compara la evolución de T_{comp}^m y T_{comp}^{be} .

6.3.2 Resultados de estimación de gasto de LPEGR.

En esta sección se analiza la capacidad de la metodología de balance energético para estimar el gasto de EGR. Además se va a comparar con un planteamiento básico de la metodología de rendimiento volumétrico suponiendo η_v constante en todo el rango ensayado del motor.

En la gráfica 6.4 se representa el \dot{m}_{lp}^{be} con las tres estrategias definidas anteriormente. Por una parte la calculada con la medida de HORIBA, que ofrece la medida real de \dot{m}_{lp} . De otra las estimaciones mediante balance energético y rendimiento volumétrico.

Como en la comparativa de T_{comp}^m y T_{comp}^{be} , la estimación de \dot{m}_{lp}^{be} se ajusta a la medida real aunque tiene limitaciones. Como en el apartado anterior son visibles los efectos de la transmisión de calor en los puntos de bajo gasto motor como 1500rpm-3bar o en 1500rpm-11bar y 2700rpm-3bar cuando las tasas de LPEGR son pequeñas.

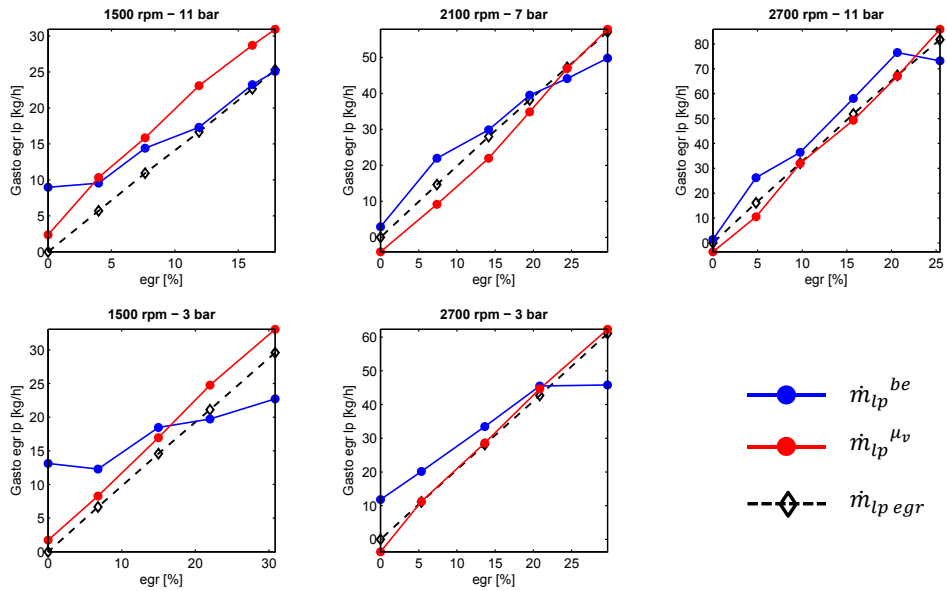


Figura 6.4: Comparativa de estimación de gasto de LPEGR mediante los métodos de balance energético y rendimiento volumétrico constante frente al gasto real medido mediante equipo de laboratorio.

Además, también se ven afectados los puntos de alta tasa de LPEGR cuando actúa la válvula de estrangulamiento de aire, debido a que provoca un error importante en la medida de la temperatura a la entrada del compresor.

Por otra parte, se observa que la estimación de $\dot{m}_{egr}^{\eta_v}$ se ajusta a la medida de \dot{m}_{ip} en prácticamente todos los puntos ensayados, a pesar de la suposición de η_v constante. El único punto donde la diferencia es grande es en 1500 rpm - 11 bar, debido a que el rendimiento volumétrico de dichos puntos están alejados del valor medio elegido para esta validación.

Tenga se en cuenta, la ventaja de esta metodología para sistemas LPEGR, ya que la mayor homogeneidad de la temperatura en el sistema de admisión anterior a los cilindros, permite una medida más exacta de T_{adm} .

Bibliografía

- [1] J. Shutty. “Control Strategy Optimization for Hybrid EGR Engines”. En: *SAE Technical Paper* (2009), págs. 01-1451.
- [2] J. Wang. “Air fraction estimation for multiple combustion mode diesel engines with dual-loop EGR systems”. En: *Control Engineering Practice* 16.12 (2008), págs. 1479-1486.
- [3] O. Grondin, P. Moulin y J. Chauvin. “Control of a turbocharged Diesel engine fitted with high pressure and low pressure exhaust gas recirculation systems”. En: *Decision and Control, 2009 held jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference. CDC/CCC 2009. Proceedings of the 48th IEEE Conference on*. IEEE. 2009, págs. 6582-6589.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

Índice

7.1	Introducción	120
7.2	Conclusiones combinación simultánea HPEGR y LPEGR	120
7.3	Conclusiones combinación secuencia HPEGR y LPEGR	121
7.4	Conclusiones metodología de estimación del gasto EGR mediante balance energético	122
7.5	Trabajos futuros	123

7.1 Introducción

En este capítulo se describen las conclusiones más importantes que se han obtenido en esta Tesis Doctoral. También se proponen los posibles trabajos futuros que continúen profundizando en la dirección de esta investigación.

En esta Tesis Doctoral, conforme a los objetivos planteados al inicio de este documento, se ha desarrollado el análisis sobre la viabilidad de la combinación de los sistemas de HPEGR y LPEGR. Se han validado las dos estrategias para llevar a cabo dicha combinación: la combinación simultánea y la combinación secuencial.

Mediante la revisión bibliográfica se ha mostrado el amplio campo de aplicación que tiene el EGR en los actuales y futuros motores Diésel, sobre todo para ser eficaces superando las normativas anticontaminación. Además se han mostrado nuevas aplicaciones donde el EGR no cumple una función anticontaminación sino como estrategia en su funcionamiento, como los MEP o motorizaciones con nuevos modos de combustión. También se ha mostrado la validez del sistema de combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR, observando el interés de los fabricantes por desarrollar tecnológicamente este planteamiento.

Desde el punto de vista de la caracterización del motor, utilizando la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR, se tiene que:

- Se ha evaluado la capacidad de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR, además de su capacidad para alcanzar altas tasas de EGR, teniendo en cuenta para ello el efecto en los distintos parámetros que caracterizan el proceso de renovación de la carga.
- Se ha analizado la capacidad de reducir las emisiones NO_x así como su efecto en el resto de emisiones como HC , CO o consumo de combustible.
- Se ha representado el comportamiento del motor desde el punto de vista del g_{ef} .

7.2 Conclusiones combinación simultánea HPEGR y LPEGR

En la actualidad la combinación simultánea no es una estrategia extendida en el campo de los MCIA. Sin embargo, dado que algunas motorizaciones ya incluyen de serie ambos sistemas, su planteamiento adquiere relevancia y sobretodo ofrece la posibilidad de su uso.

La combinación simultánea de ambos sistemas se ha llevado a cabo en el rango de funcionamiento de motor del ciclo de homologación NEDC. Se han analizado cinco puntos de funcionamiento distribuidos en dicho rango. Para validar la funcionalidad de la estrategia y el alcance de sus límites se ha llevado a cabo un barrido de combinaciones de HPEGR y LPEGR para cada uno de los puntos ensayados. Dicha validación se ha realizado desde los tres puntos de vista descritos anteriormente.

Respecto a la capacidad de alcanzar altas tasas de EGR, el barrido de combinaciones de HPEGR y LPEGR se ha llevado a cabo hasta los límites de funcionamiento del motor descritos en el apartado 3.3.1 (reducción de par motor, incremento de la opacidad e insuficiente $\Delta P_{esc-adm}$ para incrementar el gasto de EGR). Lo cual ha permitido observar mayores tasas de EGR con el sistema combinado que con cada uno de los sistemas de forma individual.

En el apartado 4.2 han sido analizadas las evoluciones de las variables características del proceso de renovación de la carga que se ven afectadas por el EGR y por su procedencia desde HPEGR y LPEGR. Se ha representado la evolución de la T_{adm} , relacionada con la tasa de HPEGR, que afecta al gasto trasegado por el motor y al O_2 disponible para la combustión. Se ha representado también el η_v del motor afectado por la tasa de EGR y el comportamiento del turbogruppo.

Del mismo modo ha sido representado el g_{ef} como variable característica del motor, cuya evolución refleja el deterioro del rendimiento del motor.

Por último se ha representado la evolución de las emisiones contaminantes NO_x , HC y CO y de la opacidad del gas de escape. En dicha representación se observa cómo las altas tasas de EGR obtenidas mediante la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR son efectivas en la reducción de NO_x con efectos negativos sobre el resto de las especies.

7.3 Conclusiones combinación secuencia HPEGR y LPEGR

Como se exponía en el apartado 2.3.3 los fabricantes empiezan a instalar en su motores comerciales ambos sistemas de EGR. Ello les permite llevar a cabo una estrategia de combinación secuencial de ambos sistemas.

En el capítulo 5 se ha realizado un planteamiento de combinación secuencial para analizar su comportamiento en un ciclo de homologación NEDC. En los ensayos de combinación, el cambio del sistema HPEGR al sistema LPEGR se ha producido a los 800s y a los 600s. Además, debido a los posibles cambios de normativas, recogidos en

2.1.3, se ha analizado el comportamiento de dicha combinación en ensayos de baja temperatura (0°C) y de extrema-baja temperatura (-7°C).

En primer lugar, para comprender las evoluciones de las emisiones del motor, se ha realizado un análisis el proceso de calentamiento del motor representado en las variables T_{adm} , T_{motor} y T_{esc} .

En segundo lugar se ha realizado un análisis de las emisiones desde el punto de vista de cómo el esfuerzo realizado por reducir NO_x a lo largo del ciclo, afecta a la evolución del resto de emisiones contaminantes y del consumo de combustible.

7.4 Conclusiones metodología de estimación del gasto EGR mediante balance energético

De forma complementaria al objetivo principal de esta Tesis Doctoral, se ha descrito una metodología para la estimación de \dot{m}_{lp} .

En dicha metodología, basada en el balance energético en la unión entre el gasto de LPEGR y el gasto de aire, se hace el planteamiento constructivo del sistema de medidas de temperaturas y el desarrollo teórico para la estimación de \dot{m}_{lp} .

Desde el punto de vista constructivo se plantea la dificultad de la medida de temperatura. Desde el punto de vista teórico se evalúa la validez de la metodología en el cálculo de \dot{m}_{lp}^{be} con la medida real de \dot{m}_{lp} y con la estimación $\dot{m}_{egr}^{\eta_v}$ basada en la hipótesis de η_v constante del motor.

7.5 Trabajos futuros

Finalmente, en base a los conceptos planteados a lo largo del documento y a los conclusiones expuestas, se plantean futuros trabajos que podrían derivarse de esta Tesis Doctoral:

- **Estudio de la respuesta en transitorio de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR.** Los sistemas HPEGR y LPEGR plantean dificultades a nivel individual frente a evoluciones de EGR en transitorio. Por una parte, el sistema HPEGR se ve limitado por su alto acoplamiento con el turbogrupo y por otra parte la longitud del sistema LPEGR implica retraso en la tasa de EGR.
- **Estudio del comportamiento de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR en alta carga.** El estudio de esta Tesis Doctoral se ha centrado en el rango de trabajo del motor de un ciclo de homologación NEDC, sin profundizar en los efectos a altos grados de carga en el motor.
- **Efectividad en la reducción de emisiones y en el consumo de combustible en futuros ciclos de homologación.** En los ciclos de homologación previstos para un futuro cercano se plantean tres dificultades que debe superar el EGR:
 - Ciclos de evolución dinámica que implican el funcionamiento del motor en condiciones de transitorio.
 - Las rápidas aceleraciones conllevan altos grados de carga.
 - Y, sobretodo, las condiciones de ensayo a baja temperatura.
- **Viabilidad de la combinación de los sistemas HPEGR y LPEGR en las nuevas tecnologías aplicadas a MCIA.** Los objetivos de bajo consumo y bajas emisiones impuestos a los MCIA está haciendo surgir nuevas estrategias y tecnologías aplicadas a los mismos: desde los nuevos modos de combustión a los sistemas post-tratamiento, pasando por el *downsizing*, en todos tiene aplicación el EGR.
- **Estrategias de control para la combinación del HPEGR y LPEGR.** El control de la tasa de EGR es fundamental para optimizar el funcionamiento del EGR. La combinación de HPEGR y LPEGR implica, además, controlar la participación de cada uno de los sistemas en la aportación de EGR.

Índice Bibliográfico

- A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines, 34*
- A procedure to reduce pollutant gases from Diesel combustion during European MVEG-A cycle by using electrical intake air-heaters, 87, 98*
- A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, 29*
- Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) - A new combustion process for internal combustion engines, 29*
- Advanced cooling systems for low pressure exhaust gas recirculation in a turbocharged Diesel passenger car engine, 36*
- Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Diesel Engines, 11, 25*
- Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Gasoline and Gas Engines, 28*
- Air fraction estimation for multiple combustion mode diesel engines with dual-loop EGR systems, 38, 110*
- An assessment of low temperature NO_x adsorbers for cold-start NO_x control on diesel engines, 26*
- An exhaust pressure control strategy for a diesel engine, 35, 71*
- Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados., 33, 34, 70*
- Appliance of high EGR rates with a short and long route EGR system on a heavy duty diesel engine, 37*
- Attempts to reduce NO_x exhaust emissions by using reformulated biodiesel, 29*
-
- Chemistry and physiology of Los Angeles smog, 10*
- Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: Performance and emissions (II), 30*
- Control of a turbocharged Diesel engine fitted with high pressure and low pressure exhaust gas recirculation systems, 38, 110*
- Control Strategy Optimization for Hybrid EGR Engines, 38, 110*

- Council Directive 70/220/EEC of March 20, 1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles*, 14
- Development of Control Logic and Optimization of Catalyst in DeNO_x System with Secondary Injection for Euro 6*, 23
- Development of New Concept Three-Way Catalyst for Automotive Lean-Burn Engines*, 25
- Diesel Particulate Emissions from Biofuels Derived from Spanish Vegetable Oils*, 29
- DIRECTIVA 2001/100/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 7 de diciembre de 2001 por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de medidas contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor*, 20
- Directiva 91/441/CEE del Consejo de 26 de junio de 1991 por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre medidas contra la contaminación atmosférica provocada por los gases de escape de los vehículos de motor*, 14
- Directiva 98/69/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de octubre de 1998 relativa a las medidas que deben adoptarse contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor y por la que se modifica la Directiva 70/220/CEE del Consejo.*, 20
- Dynamic control of the coolant temperature for a reduction of fuel consumption and hydrocarbon emissions.*, 87
- ECE/TRANS/WP.29/1064 World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations*, 19
- ECE/TRANS/WP.29/2009/131 Proposals to develop a new Global Technical Regulations and/or amendments to established Global Technical Regulations.*, 19
- Effect of EGR on autoignition, combustion, regulated emissions, and aldehydes in DI diesel engines.*, 22
- Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine*, 36
- Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions*, 34, 80
- EGR systems for diesel engines - the road ahead*, 37, 38
- EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine*, 33
- EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed diesel engine*, 50
- Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada*, 13

-
- Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine,* 22
- Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine,* 37
- Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine,* 87, 91
- Future Automotive Aftertreatment Solutions: The 150 C Challenge Workshop Report,* 87
- Global technical regulation No. 15: Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure,* 19, 86
- HCCI and CAI engines for the automotive industry,* 4, 28, 29
- High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines,* 11
- Impact of Biodiesel on NOx Emissions in a Common Rail Direct Injection Diesel Engine,* 30
- Influence of driving cycles on unit emissions from passenger cars,* 21
- Internal combustion engine fundamentals,* 87
- LNT-SCR dual-layer catalysts optimized for lean NOx reduction by H₂ and CO,* 26
- Low Temperature Urea Decomposition and SCR Performance,* 25, 87
- Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ration and temperature on soot particle formation,* 11
- Motores de combustión interna alternativos,* 3, 80
- New diesel emission control strategy to meet US tier 2 emissions regulations,* 37
- On the combination of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation loops for improved fuel economy and reduced emissions in high-speed direct-injection engines,* 3, 34, 36, 38, 59, 80, 86
- On the correlation between NOx emissions and the diesel premixed burn.,* 22
- On-road emissions of light-duty vehicles in Europe,* 21
- Potential for reducing emissions from road traffic and improving air quality,* 20
- Potential of using a nozzle at the compressor inlet of a high-speed direct-injection diesel engine,* 35
- Reaction Pathways in the Selective Catalytic Reduction Process with NO and NO₂ at Low Temperatures,* 24
- Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados.,* 32
-

- Reglamento (CE) No 443/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009 por el que se establecen normas de comportamiento en materia de emisiones de los turismos nuevos como parte del enfoque integrado de la Comunidad para reducir las emisiones de CO₂ de los vehículos ligeros.*, 15
- Reglamento (CE) No 692/2008 de la comisión de 18 de julio de 2008 por el que se aplica y modifica el Reglamento (CE) no 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos.*, 14
- Reglamento CE No 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos*, 14
- Renaul Powertrain Unit: M9R 1.6 dCi Diesel Engine*, 39
- Review of state of the art technologies of selective catalytic reduction of NO_x from diesel engine exhaust*, 24
- Science review of internal combustion engines*, 2
- Study of Geometrical Parameter Influence on Air/EGR Mixing*, 34
- Sulphur Poisoning and Regeneration of NO_x Trap Catalyst for Direct Injected Gasoline Engines*, 26
- Switching strategy between HP (high pressure)-and LPEGR (low pressure exhaust gas recirculation) systems for reduced fuel consumption and emissions*, 39, 59
- The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 1: Effects of Reducing Inlet Charge Oxygen*, 22
- The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide*, 22, 81
- The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 3: Effects of Water Vapour*, 22
- The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour*, 22
- The effect of EGR on the performance and pollutant emissions of heavy duty diesel engines using constant and variable AFR*, 78
- The effects of exhaust gas recirculation and residual gas on engine emissions and fuel economy.*, 30
- The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing the Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR*, 67
- The EURO 6 engines in the modular diesel engine system of Volkswagen*, 39
- The influence of EGR on heat release rate and NO formation in a DI diesel engine.*, 22
- The Low NO_x Truck Engine*, 30

- The need for an Electrical Water Valve in a THERmal Management Intelligent System (THEMIS), 87*
- The oxidation of nitrogen in combustion explosions, 10, 11*
- The TSI with 88kW - the expansion of the Volkswagen family of fuel-efficient gasoline engines, 48*
- The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU, 20*
- Transient Burned Gas Rate Control on VVA equipped Diesel Engines, 32*
- Turbocharging concepts for downsized DI gasoline engines, 28*
- U.S. Environmental Protection Agency: Control of Air Pollution From New Motor Vehicles: Tier 2 Motor Vehicle Emissions Standards and Gasoline Sulfur Control Requirements; Final Rule, 16*
- Variable geometry turbine modelling and control for turbocharged Diesel engine transient operation, 50*
- Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics, 35, 71*
- Volkswagen introducing new EA288 diesel engine, 39*
- Well-to-wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context, 2*
- Why Intake Charge Dilution Decrease Nitric Oxide Emission from Spark Ignition Engines, 30*
- World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP 29), 18*