

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

APLICACIÓN DE LA MEDIDA DE NOX PARA EL
CONTROL DE MOTORES DIESEL
SOBREALIMENTADOS

TESIS DOCTORAL
Presentada por
Pedro Cabrera López
Dirigida por:
Dr. D. Carlos Guardiola García

Valencia, 1 de Julio de 2013

TESIS DOCTORAL

APLICACIÓN DE LA MEDIDA DE NOX PARA EL CONTROL DE MOTORES DIESEL SOBREALIMENTADOS

Realizada por: D. Pedro Cabrera López
Dirigida por: Dr. D. Carlos Guardiola García

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González
Secretario: Dr. D. Jaime Alberto Broatch Jacobi
Vocales: Dr. D. Octavio Armas Vergel
Dr. D. Andrés Melgar Bachiller
Dr. D. Francisco Vera García

Valencia, 1 de Julio de 2013

Resumen. Los motores de combustión interna están inmersos en una constante evolución tecnológica con el fin de mejorar sus prestaciones y satisfacer además las cada vez más restrictivas normas anticontaminantes. En el caso de los motores diesel esto concierne especialmente a las emisiones de NO_x y partículas. Los sistemas destinados a reducir estas emisiones (inyección directa *common-rail*, sobrealimentación con geometría variable, recirculación de gases de escape, trampas de partículas, catalizadores, etc.) requieren de una cada vez más sofisticada gestión electrónica.

En años recientes están disponibles en el mercado sensores capaces de medir las emisiones contaminantes del motor durante su operación, lo que permite reformular el sistema tradicional de control del motor, históricamente basado en el uso de variables intermedias como el gasto de aire. La presente Tesis Doctoral explora el potencial de estrategias de control del motor basadas en la medida proporcionada por un sensor de concentración de NO_x en el escape. En ella, tal medida es aplicada a la regulación del sistema de recirculación de gases de escape y, de forma más novedosa, al control coordinado de la inyección y de la renovación de la carga del motor. Además, la capacidad de identificar modelos que predigan el comportamiento del motor permite la aplicación de técnicas de control predictivo basadas en modelos.

La consecución de estos objetivos se basa en los siguientes elementos:

- Puesta a punto de una instalación experimental compuesta por un sistema de adquisición de señales en tiempo real que permita la adquisición de las señales de los sensores de serie del motor y la instalación de nuevos sensores adicionales al motor, tanto convencionales como experimentales, así como la programación y ejecución de lógicas de control en tiempo real. El desarrollo de tal sistema de prototipado presenta una especial dificultad y es el primer paso para obtener los resultados que pretende esta Tesis.
- Obtención de modelos matemáticos capaces de predecir el comportamiento del motor, que permiten conocer el sistema y desarrollar algoritmos de control. Tales modelos permiten además realizar una selección de los emparejamientos entre sensores y actuadores, así como compensar el efecto que tengan las actuaciones sobre el par motor.
- Realización del control en bucle cerrado de los NO_x medidos basándose en los modelos obtenidos y los sensores dispuestos en el motor. Se comparan distintas estrategias de control, incluyendo la evaluación de sistemas de control conjunto del bucle de aire y de la inyección.

La Tesis Doctoral demuestra la posibilidad de emplear la medida de NO_x para el control de los motores diesel sobrealimentados.

Resum. Els motors de combustió interna estan immersos en una constant evolució tecnològica amb el fi de millorar les seues prestacions i satisfer les cada vegada més restrictives normes mediambientals. En el cas dels motors diesel això afecta especialment a les emissions de NO_x i partícules. Els sistemes destinats a reduir aquestes emissions (injecció directa *common-rail*, sobrealimentació amb geometria variable, recirculació dels gasos d'escapament, trampes de partícules, catalitzadors, etc.) requereixen d'una cada vegada més sofisticada gestió electrònica.

En anys recents estan disponibles en el mercat sensors capaços de mesurar les emissions contaminants del motor durant la seua operació, el que permet reformular el sistema tradicional de control del motor, històricament fonamentat en el ús de variables intermèdies com ara el gasto d'aire. La present Tesi Doctoral explora el potencial de estratègies de control del motor basades en la mesura proporcionada per un sensor de concentració de NO_x en el escapament. En ella, tal mesura és aplicada a la regulació del sistema de recirculació de gasos de escapament i, de forma més innovadora, al control conjunt de l'injecció i de la renovació de la carga del motor. A més a més, la capacitat d'identificar models capaços de predir el comportament del motor permet la aplicació de tècniques de control predictiu basades en models.

La consecució dels objectius de la Tesi es basen en els següents elements:

- Preparació d'una instal·lació experimental composta per un sistema d'adquisició de senyals en temps real que permeti l'adquisició de les senyals dels sensors de sèrie del motor i la instal·lació de nous sensors addicionals al motor, tant convencionals com experimentals, així com la programació i l'execució de lògiques de control en temps real. El desenvolupament de tal sistema presenta una especial dificultat i és el primer pas per a obtenir els resultats del present treball.
- Obtenció de models matemàtics capaços de predir el comportament del motor, que permeten conèixer el sistema i desenvolupar algoritmes de control. Els models permeten a més a més realitzar una selecció dels pars sensor-actuador, i compensar el efecte de les diferents actuacions en el par motor.
- Realització del control en bucle tancat dels NO_x mesurats basant-se en els models obtinguts i els sensors disposats al motor. Es comparen distintes estratègies de control, incloent l'avaluació de sistemes de control conjunt del bucle de aire i de l'injecció.

La Tesi Doctoral demostra la possibilitat d'aplicar la mesura de NO_x per al control dels motors diesel sobrealimentats.

Abstract. Internal combustion engine is affected by a continuous technological evolution for improving its performance while satisfying the each time stricter environmental legislation. In the case of diesel engines this affects mostly NO_x and particulate matter emissions.

Systems for emission abatement (common-rail direct injection, variable geometry boosting system, exhaust gas recirculation, particulate matter trap, catalyzers, etc.) need a sophisticated electronic control. In recent years, on-board emissions sensors are available for the first time, and it allows reformulating the engine control system, which has been historically based on using intermediate variables, as the air mass flow. This Doctoral Thesis explores the potential of engine control concepts based on the measurement of the raw NO_x concentration, applied to the exhaust gas recirculation control and, in a more innovate approach, to the coordinated control of the injection and the exhaust gas recirculation. Furthermore, the capacity of identifying models able to predict the behavior of the engine allows the application of model predictive control techniques. For achieving these objectives, the following elements are combined:

- An experimental set-up including a real time system for software prototyping, ECU bypass and data acquisition. This set-up is used for integrating the measurement from innovate sensors, programming the different control algorithms and validate them through experimental tests.
- The identification of control oriented models, able to predict the behavior of the different relevant variables when modifying the engine actuators. These models allow selecting input-output pairing, developing model based control algorithms, and compensating the effect of different control actions on the engine torque.
- The experimental evaluation on closed-loop NO_x emission control based on the available models and sensor set. Different approaches are compared, ranging from PID control of the exhaust gas recirculation, to model-based predictive control of the fuel and air paths.

The Doctoral Thesis demonstrates the feasibility of using the NO_x measurement for the control of turbocharged diesel engines.

*A mis Padres,
a mi Familia.*

Agradecimientos

Es difícil expresar a las personas que me han acompañado durante estos años y que han hecho posible que el presente documento se torne una realidad el agradecimiento que les debo.

Quiero dedicar un especial agradecimiento a mi tutor y director Carlos Guardiola, su infinita dedicación, su afán impulsor, su inagotable energía y su supremo talento han hecho que durante todos estos años de gran trabajo y esfuerzo este camino haya podido encontrar su meta. Además me siento orgulloso y muy agradecido de haber podido encontrar en Carlos un gran apoyo, y haber podido contar con él en los momentos difíciles tanto académicos como personales, para mi ha sido de vital importancia. Gracias Carlos.

Quiero dedicar un profundo agradecimiento a todas las personas que componen el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. A la Dirección por concederme el honor de trabajar en este grupo de excelencia y reconocimiento y apoyar el presente trabajo. A todas y cada una de las personas que componen la Secretaría del Departamento, su esfuerzo y trabajo ha sido imprescindible. A los profesores y técnicos con los que he compartido todos estos años, que me han ayudado y de los que he aprendido durante todos estos años.

Me gustaría dar las gracias a los profesores y compañeros, amigos durante todos estos años, que me han ayudado, apoyado, que han intervenido en el presente trabajo de una manera u otra: Benjamín Pla y David Blanco. También a Darío Cutillas por sus grandes aportaciones.

A los profesores José Galindo, José Ramón, José Manuel, Vicente, Andrés, Hector, Jaime, Francisco.

Un especial agradecimiento a los compañeros, proyectandos y doctorandos del entorno diario que me han acompañado y de los cuales me llevo especial recuerdo y amistad. Compañeros Alberto, Pau, Verónica, Jaime, Miguel Andrés, Oscar, Olivier, Pablo, Roberto, Pedro, Miguel Ángel y un etcétera de personas que han hecho mucho más fácil el trabajo diario.

A Raúl, a Alí por tantas cosas que me ha enseñado, a Toni por todos estos años de compañerismo en las salas de ensayo y por el fuerte componente experimental que me ha aportado y que lleva intrínseco el presente trabajo. A Figo por su gran soporte. Gracias a todos los técnicos de laboratorio.

Gracias a mis amigos de antes, de ahora y de siempre.

A mi familia, en especial a mis padres, no puedo materializar con palabras lo que siento por ellos. A mi hermana. A mis primos y tíos los que están y los que se fueron. A mis abuelos, los que ya no están y de los que tengo un muy bonito recuerdo.

A todas y cada una de las personas que han pasado o se han quedado en mi vida, que me han dado cariño y apoyo.

A todos vosotros, muchas gracias.

Valencia, a 24 de Junio de 2013

Índice general

1. Planteamiento de la tesis	1
1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio	1
1.2. Antecedentes y planteamiento	6
1.3. Objetivos	9
1.4. Metodología	10
Referencias	13
2. Control electrónico de los motores diesel	17
2.1. Introducción	18
2.2. Las emisiones contaminantes y su control	20
2.2.1. La evolución del marco normativo	20
2.2.2. El avance tecnológico como respuesta	24
2.2.3. El control de las emisiones de NO _x	27
2.2.3.1. Efecto de la inyección sobre las emisiones con-	
taminantes en motores diesel sobrealimentados	29
2.2.3.2. Efecto del EGR sobre las emisiones contami-	
nantes en motores diesel sobrealimentados . . .	32
2.3. Control de motores diesel sobrealimentados	33
2.3.1. Sensores para el control de motores diesel sobrealimen-	
tados	34
2.3.2. Principales bucles de control	38
2.3.3. Estrategias de control alternativas	42
2.3.3.1. Nuevos sensores y prototipos	43

2.3.4.	Controladores PID y alternativas	46
2.3.4.1.	Alternativas al control tradicional: control basado en modelos	48
2.4.	Modelos para el control del motor y su identificación	52
	Referencias	56
3.	Desarrollo de la instalación experimental	69
3.1.	Introducción	69
3.2.	Descripción de la instalación experimental	70
3.2.1.	Descripción del motor sujeto a estudio	70
3.2.1.1.	Control de los sistemas de renovación de la carga	72
3.2.1.2.	Control de la inyección	74
3.2.2.	Descripción de la sala de ensayos	75
3.2.3.	Plataforma de adquisición y control	76
3.2.3.1.	Principales componentes	76
3.2.3.2.	Descripción de la operación del sistema conjunto	89
3.3.	Definición de los ensayos realizados	91
3.3.1.	Clasificación de los ensayos realizados	91
3.3.2.	Definición de las condiciones de ensayo	92
3.3.3.	Ensayos de referencia	95
3.3.4.	Ensayos para la evaluación de lógicas de control	95
	Referencias	98
4.	Identificación de modelos para el control del motor	101
4.1.	Introducción	101
4.2.	Estudio del sistema	102
4.2.1.	Definición de variables y de sistema	102
4.2.2.	Estudio entrada-salida del sistema	104
4.2.2.1.	Ganancia del sistema	105
4.2.2.2.	Dinámica del sistema	116
4.3.	Identificación de modelos para control	120

4.3.1. Identificación de modelos lineales locales	125
4.3.2. Identificación de modelos con linealización de la entrada	127
4.4. Conclusiones y síntesis de alternativas de control	132
4.A. Mapas en el punto A respecto a diferentes variables intermedias	133
4.B. Mapas en diferentes puntos de operación	133
Referencias	137
5. Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x	139
5.1. Introducción	139
5.1.1. Comportamiento del control de serie basado en \dot{m}_a	141
5.2. Control PID de las emisiones de NO _x	147
5.2.1. Control directo de los NO _x	148
5.2.2. Control mediante estrategias en cascada	156
5.2.2.1. Control de NO _x en cascada empleando el gasto de aire	158
5.2.2.2. Control de NO _x en cascada empleando la concentración de O ₂ en la admisión	160
5.3. Control predictivo MPC de las emisiones de NO _x	161
5.4. Conclusiones	172
Referencias	173
6. Control conjunto del bucle de aire y de la inyección	175
6.1. Introducción	175
6.2. Compensación de alteraciones en la producción de NO _x haciendo uso de la inyección	177
6.3. Control de NO _x actuando conjuntamente sobre el aire y la inyección	187
6.4. Compensación del par mediante la modificación de la duración de la inyección	198
6.5. Síntesis y validación	200
Referencias	206

7. Conclusiones y trabajos futuros	209
7.1. Principales aportaciones y conclusiones	209
7.1.1. Aportaciones relacionadas con aspectos metodológicos .	210
7.1.2. Contribución del control de NO _x en bucle cerrado utilizando el bucle de aire	213
7.1.3. Contribución del control coordinado del bucle de aire y la inyección	214
7.2. Trabajos futuros	216
 Índice Bibliográfico	 220

Tabla de símbolos

λ_{exh}	-	lambda del escape
m_a	mg/cc	aire fresco aspirado por cilindro
\dot{m}_a	kg/h	gasto de aire aspirado
Δm_a	kg/h	error del gasto de aire aspirado
\dot{m}_a^{ref}	kg/h	referencia de gasto de aire aspirado
\dot{m}_{air}	kg/h	gasto de aire aspirado medido por la sala de ensayos
M_e	Nm	par medido por la sala de ensayos
\dot{m}_{egr}	kg/h	gasto másico de EGR
m_f	mg/cc	combustible inyectado (estimado) por cilindro y ciclo
\dot{m}_{fuel}	kg/h	gasto de combustible medido por la sala de ensayos
n	rpm	régimen de giro
NO_x	ppm	concentración de NO_x en el escape
O_{2in}	%	concentración de oxígeno en la admisión
Op	%	opacidad de los gases de escape medida por el opacímetro de la sala de ensayos
p_2	bar	presión de admisión
p_{rail}	bar	presión de raíl
SOI	CAD	avance de la inyección
T_w	°C	temperatura del líquido refrigerante del motor
u_{egr}	% PWM	acción de control proveniente del controlador implementado en la ECU sobre la válvula EGR
$u_{egr,0}$	% PWM	valor nominal de la acción de control proveniente del controlador implementado en la ECU sobre la válvula EGR
u_{mf}	mg/cc	combustible a inyectar por cilindro y ciclo
u_{prail}	bar	referencia de la presión de raíl
Δu_{prail}	bar	valor linealizado de la presión de raíl
u_{soi}	CAD	inicio de la inyección
Δu_{soi}	CAD	valor linealizado del inicio de la inyección
u_{tmi}	us	tiempo de inyección
Δu_{tmi}	us	valor linealizado del tiempo de inyección
x_{egr}	%	medida de posición de la válvula EGR: 0% válvula cerrada; 100% válvula abierta

$x_{egr,0}$	%	valor nominal de posición de la válvula EGR
x_{egr}^{ref}	%	referencia de posición de la válvula EGR: 0% válvula cerrada; 100% válvula abierta
Δx_{egr}^{ref}	%	valor linealizado de la referencia de posición de la válvula EGR
x_{wg}^{ref}	%	referencia de posición de la válvula WG: 0% válvula cerrada; 100% válvula abierta

Capítulo 1

Planteamiento de la tesis

Contenido

1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio	1
1.2. Antecedentes y planteamiento	6
1.3. Objetivos	9
1.4. Metodología	10
Referencias	13

1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio

Los motores de combustión interna alternativos se han utilizado durante más de un siglo en el sector de la automoción. Tanto el motor de encendido provocado inventado por Nicolaus A. Otto, en el que la chispa de una bujía enciende una mezcla previa de aire y combustible, como el motor de encendido por compresión inventado por Rudolf Diesel, en el que la combustión se produce al inyectar el combustible en la cámara de combustión donde previamente se ha comprimido aire a alta presión y temperatura, gozan de una amplia implantación comercial y siguen vigentes.

El motor diesel desde su concepción ha demostrado obtener mayores niveles de rendimiento que el motor de encendido provocado debido a la posibilidad que tiene este tipo de motor de trabajar con altas relaciones de compresión y, en consecuencia, alcanzar un rendimiento térmico teórico mayor; este dato, reflejado en el consumo específico de combustible, ha hecho que esta máquina se

haya generalizado en los vehículos de transporte de mercancías y, especialmente en el caso europeo, suponga una amplia cuota en los vehículos de turismo. En concreto, de acuerdo con Campestrini y Mock [1], las ventas de turismos equipados con motores diesel se han mantenido estables alrededor del 50 % del total en la EU-27 a lo largo de la última década, y hay que remontarse a 2001 para que la cuota de mercado sea inferior al 40 %; por su parte más del 95 % de los vehículos comerciales ligeros cuentan con motorización diesel.

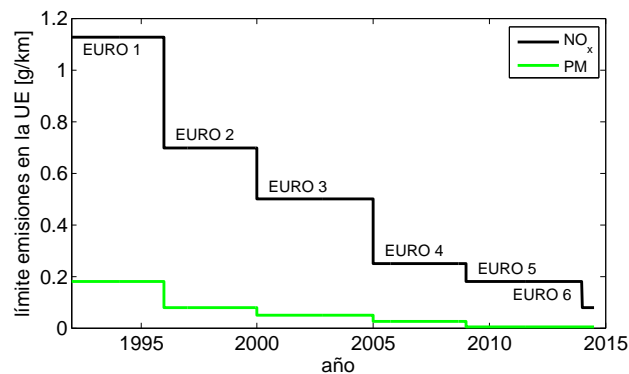


Figura 1.1. Evolución de los límites regulados de emisiones para los vehículos diesel de turismo.

Frente a la ventaja competitiva que supone su menor consumo, los motores diesel presentan dificultades en lo relativo a la satisfacción de los niveles regulados de emisiones de partículas y óxidos de nitrógeno, NO_x. El marco normativo cada vez más estricto, cuya evolución temporal muestra la figura 1.1, ha propiciado el desarrollo tecnológico del motor diesel. Según recoge Pla [2], la implementación de diferentes tecnologías a lo largo de las dos últimas décadas ha permitido aumentar la presión media indicada en el entorno de un 75 % reduciendo el nivel de emisiones un orden de magnitud. Actualmente los motores diesel son máquinas que, especialmente en el sector de la automoción, presentan una elevada potencia específica, bajo consumo y bajos niveles de emisiones contaminantes. Para llevar al motor diesel a estos niveles de exigencias tanto en prestaciones como en emisiones se han tenido que incorporar en el funcionamiento del mismo nuevas y sofisticadas tecnologías. La Figura 1.2 muestra, para el periodo 1996-2008, las principales tecnologías implantadas en lo relativo a la renovación de la carga, el sistema de inyección y los sistemas de post-tratamiento.

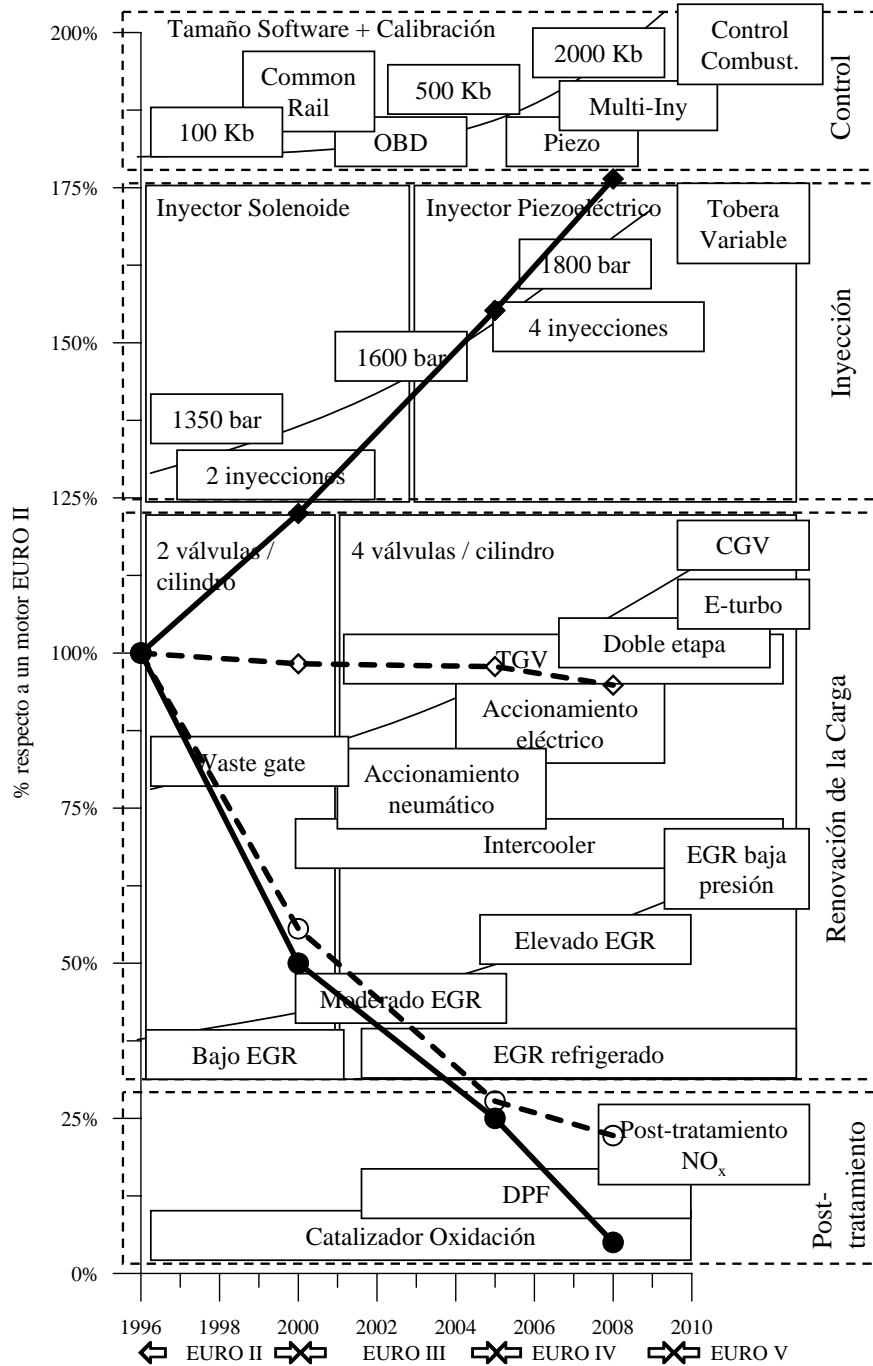


Figura 1.2. Evolución de las principales prestaciones de los motores HSDI respecto a valores de 1996 y tecnologías asociadas a la evolución tecnológica del motor (adaptado de [2]). ♦: presión media efectiva. Consumo específico (diamantes), emisiones de NO_x (círculos blancos) y partículas emisiones de partículas (círculos negros) se han normalizado con el valor de 1996.

Aunque los sistemas de post-tratamientos para el control de NO_x , ya sean trampas de NO_x (LNT) o catalizadores selectivos de reducción (SCR) basados en la inyección de urea en el escape empiezan a ser una realidad, la tecnología clave para el control de NO_x en la última década ha sido la recirculación de gases de escape (EGR) [2,3]. Por otra parte, el aumento en el nivel de prestaciones se basa en la extensión de forma generalizada de la sobrealimentación por turbina de escape [4]. El sistema de EGR interactúa de forma significativa con el sistema de sobrealimentación lo que implica un aumento de la complejidad, tanto en su diseño como su gestión. Además, todos estos sistemas presentan una sofisticación creciente: destacan los sistemas de EGR tanto en alta como en baja presión y combinaciones de los mismos [2], sistemas de sobrealimentación con regulación de geometría variable o *waste-gate* y combinaciones de turbogrupos, como pueden ser sistemas secuenciales en serie y/o paralelo [4]. Estos sistemas se hacen aún más complejos de gestionar pues para el correcto funcionamiento de los mismos se deben introducir nuevos actuadores materializados en nuevas electroválvulas, y estando sujetos además a un acoplamiento fluidodinámico entre los dos sistemas [2, 5–7].

Por otro lado, el sistema de inyección también ha experimentado una evolución notable, principalmente dominado por la tendencia a realizar inyecciones cada vez a mayor presión (en la actualidad más allá de 2000 bar mediante sistemas *common-rail*, que permiten altas presiones de inyección independientemente del régimen de giro), con orificios de inyección pequeños de geometría optimizada y un control preciso de la tasa de inyección; este tipo de sistemas permite la realización de múltiples inyecciones por cilindro y ciclo y la implementación de estrategias avanzadas de combustión (inyección piloto para el control del ruido, post-inyecciones para el control de las partículas y el control térmico del sistema de post-tratamiento, etc.). De esta forma, el control del sistema de inyección presenta particularidades enraizadas en la necesidad de una sincronización perfecta con la posición del cigüeñal.

La implementación de estas tecnologías que, además de presentar dificultades intrínsecas en su control, están fuertemente interrelacionadas, se ha hecho posible gracias a la generalización de los sistemas de control electrónicos. Dichos sistemas se han extendido en las aplicaciones de automoción y hoy en día constituyen uno de los elementos claves del motor. Su capacidad para explorar todos los grados de libertad del sistema dota al sistema de una gran flexibilidad, pero complica de forma extrema su definición y calibración.

El elemento principal del sistema de control electrónico es la ECU (*engine control unit*), un ordenador especializado que controla y supervisa el motor. La necesidad de disponer de una información fidedigna del comportamiento de

los diferentes subsistemas del motor, así como su normativo diagnóstico [8,9], da lugar a la incorporación de un gran número de sensores que dan información del estado del motor en cada instante. La ECU recibe la información proporcionada por estos sensores, a partir de la cual, y en base a estrategias programadas en ella, calcula y envía a los actuadores las actuaciones precisas para el eficiente funcionamiento de los sistemas del motor. A pesar de los avances tecnológicos de los últimos años, la estructura principal del sistema de control electrónico se ha mantenido inalterable. Esta se fundamenta en el uso de varios bucles de control independientes para el sistema de EGR, para la sobrealimentación y la inyección [10]. Los avances principales se han materializado en una mayor complejidad de los bucles de control, y en el aumento del número de sistemas a controlar y supervisar. Sin embargo, es posible que esta estructura no sea factible en un futuro cercano [11].

Debe considerarse que el sistema de control del motor tiene una importancia crucial en las emisiones contaminantes del motor, pues tanto la estructura del control como su calibración determinan las actuaciones realizadas sobre el motor. Además, se deben contemplar los fenómenos de dispersión en la fabricación de un mismo motor y de deriva debida al envejecimiento de los elementos del mismo: no existen dos motores que se comporten de forma idéntica, y el mismo motor presenta una evolución a lo largo de su vida. El sistema de control del motor es capaz de añadir robustez y corregir en parte esta dispersión en el comportamiento. Esto pasa por soluciones que requieren la incorporación de nuevos sensores y estrategias de control en bucle cerrado. Específicamente, ya existe el control en bucle cerrado en diversos sistemas del motor como puede ser el gasto de aire, la presión de sobrealimentación o la posición de diferentes actuadores.

Todo ello lleva a la conclusión de que resulta muy interesante el estudio de nuevas estrategias de control incorporadas a los actuales motores diesel para gestionar las emisiones contaminantes. Esto determina la motivación de la presente Tesis la cual se centra concretamente en el control de las emisiones de NO_x utilizando estrategias de control implementadas sobre el sistema de renovación de la carga y del sistema de inyección. Es de esperar por tanto, que el uso de nuevas estrategias de control sobre ambos sistemas que son *inputs* clave en la producción de NO_x y partículas tenga repercusión sobre dichas emisiones.

1.2. Antecedentes y planteamiento

El motor diesel sobrealimentado es una máquina compleja en la que los diferentes subsistemas se encuentran fuertemente interrelacionados. La figura 1.3 muestra un esquema simplificado de cómo los diferentes subsistemas del motor interactúan entre sí [12], así como los principales controladores en bucle cerrado.

A pesar de la fuerte dependencia entre los diferentes subsistemas, el sistema de control actual del motor diesel se basa en la posibilidad, hasta cierto grado, de controlar éste a través de una serie de bucles de control completamente desacoplados (definidos a través de una selección de pares de variables medidas y controladas), así como acciones en bucle abierto aplicadas directamente sobre los actuadores. La descripción del sistema de control realizada hace casi 15 años por Guzzella y Amstutz sigue siendo válida, y los retos planteados por Powers y Nicasri [13] hace más de una década siguen en gran medida vigentes. Sí que es cierto que la comunidad científica ha sido muy activa en la propuesta de alternativas, especialmente en lo relativo a la integración de sistemas y la generación automatizada de calibraciones [11], pero en la mayoría de los casos la permeabilidad de la industria a estos avances ha sido limitada. Ello ha provocado que la creciente incorporación de sistemas que deben ser gestionados mediante algoritmos de control se traduzca en un aumento en las tradicionales tablas almacenadas en la ECU, y que la mayoría del control del motor mantenga una gestión del motor general en bucle abierto.

Los principales bucles de control de los motores diesel sobrealimentados actuales son:

Renovación de la carga. Intervienen principalmente dos dispositivos: la válvula EGR, si es un sistema tradicional de EGR de alta presión, y el sistema de sobrealimentación que típicamente en aplicaciones diesel consta de un turbocompresor regulado mediante *waste-gate* (WG) o turbina de geometría variable (TGV). Por un lado, el porcentaje de apertura de la EGR viene asociado a la demanda de gasto de aire impuesto para cumplir los requerimientos del punto de operación y contaminantes siendo obtenida la medida de gasto de aire \dot{m}_a por el caudalímetro del motor. Por otro lado, para obtener la consigna de presión de admisión p_2 se utiliza la regulación del turbogrupo en sus diversas configuraciones. Existe un acoplamiento importante entre ambos bucles cuando se utiliza el tradicionalmente usado sistema de EGR en alta presión y de ello se desprenden multitud de trabajos para su control conjunto [14–17], basados algunos de ellos en el uso de control basado en modelos. No obstante,

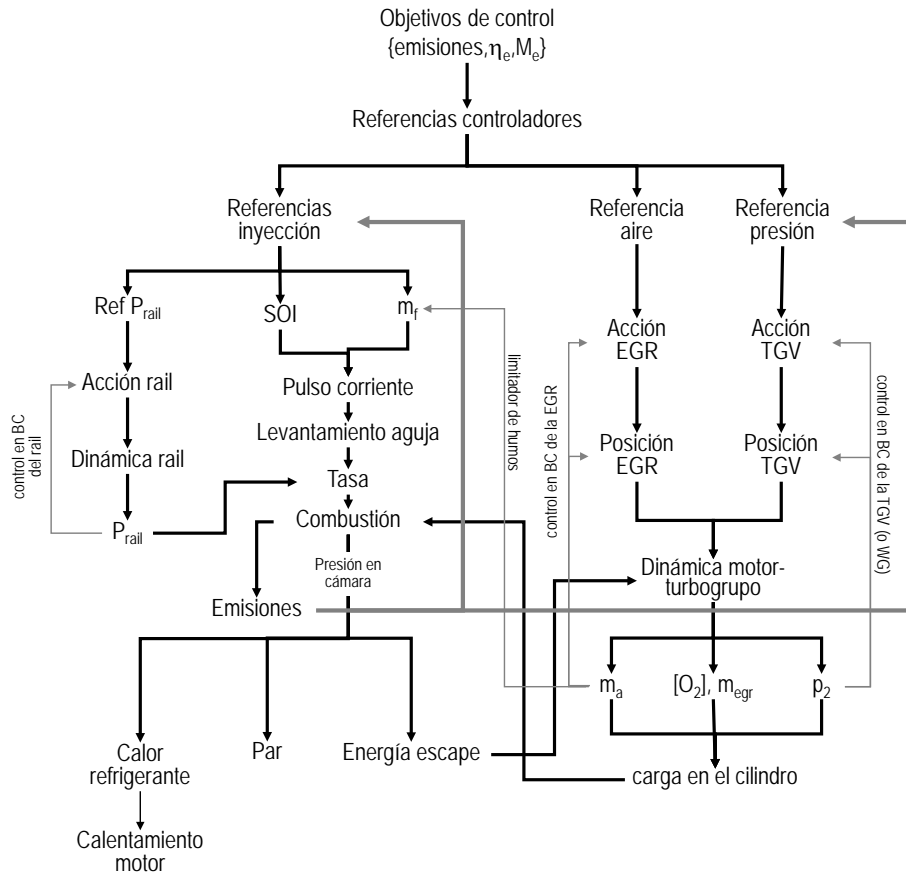


Figura 1.3. Principales relaciones físicas y bucles de control en un motor diesel common-rail. Las líneas negras representan las relaciones físicas, las grises finas los principales controles en bucle cerrado, y las grises anchas los bucles estudiados en la presente Tesis Doctoral.

con el fin de desacoplar los dos bucles de control, es habitual restringir las zonas de operación de cada uno de los controladores. De esta forma solamente se realiza EGR a bajo grado de carga y régimen de giro, zona en la que la turbina es regulada en bucle abierto. Por otro lado suelen ser habituales bucles de más bajo nivel para el control de posición de las propias válvulas. Éstas en numerosos casos son electro-neumáticas y para evitar problemas debidos a la histéresis deben ser controladas en posición generándose bucles en cascada que utilizan sensores de posición incorporados en el propio actuador.

Sistema de inyección. Con la introducción de los sistemas *common-rail* se tienen mayores parámetros que se deben controlar. En la actualidad se controla en bucle cerrado la presión del raíl. Para ello se dispone de una válvula de descarga que retorna parte del combustible para obtener la consigna de presión demandada. Dicha presión es medida mediante un sensor de presión en el propio raíl. Además se dispone de control por tiempo de inyección, sin embargo no existe un control sobre el gasto de combustible inyectado y éste es estimado a partir de la presión y el tiempo de inyección. Se trata, por lo tanto, de un control en bucle abierto que está tabulado previamente.

Limitador de humos. Los dos sistemas de control anteriores no interactúan entre sí en la mayoría de los casos. Únicamente durante los transitorios, momento en el que existe una falta de aire, el bucle de aire puede afectar al de combustible mediante el sistema de limitación de humos. Se trata de una limitación impuesta sobre la cantidad de combustible inyectado a partir del gasto de aire aspirado proporcionado por la medida del caudalímetro limitando la riqueza durante la combustión para que no se produzca excesiva emisión de humos.

Es decir, aunque existen bucles de control actualmente en los motores diesel, estos se encuentran desacoplados. De esta forma las ECU actuales, dependiendo principalmente del punto de operación del motor y de estados del mismo (temperaturas del refrigerante y del aire aspirado, presión atmosférica, etc.) obtienen valores de referencia de los diferentes parámetros del motor a controlar. Estas tablas son rellenadas mediante un proceso de calibración del motor [18, 19] llevado a cabo en la producción del mismo por el fabricante. Un claro ejemplo respecto al control de las emisiones de NO_x es la calibración de los mapas que intervienen en la generación de la referencia de gasto de aire, que es controlada mediante una actuación sobre la válvula EGR. Se puede desprender de aquí como conclusión que por un lado estos mapas determinan de manera experimental y en bucle abierto las emisiones del motor, esto por tanto

será válido para condiciones estacionarias y en el momento de la calibración del motor, pero no permiten asegurar que este nivel de emisiones se cumpla en las diferentes condiciones de uso, especialmente en fenómenos fuertemente transitorios, ni para toda la serie de fabricación, ni a lo largo de la vida del motor, cuando su comportamiento varíe por ensuciamiento o desajustes en tolerancias de sus elementos, o directamente por defectos en los mismos.

En este sentido, es esperanzadora la aparición de sondas que permiten una medida directa de las emisiones contaminantes en el escape. Ya existen en el mercado sondas de NO_x [20, 21], y recientemente se han comercializado sensores de partículas [22]. Además, la respuesta de las sondas de contaminantes existentes está siendo cada vez más rápida, con menos retraso y mejor dinámica, lo cual mejora su uso como herramienta de control. Además de permitir un diagnóstico avanzado del sistema, o una mejora del control de los sistemas de post-tratamiento [23, 24], este tipo de sensores puede alterar de forma sustancial la forma en que se controlen los motores del futuro, pues sería posible realizar un *control en bucle cerrado sobre las emisiones contaminantes*.

Es precisamente en este ámbito en el que se enmarca la presente tesis doctoral, que busca explorar el potencial de los sensores de NO_x para el control del motor, así como analizar la posibilidad de *controlar de forma conjunta tanto el bucle de aire como la inyección* con el fin de limitar la producción de este contaminante.

Por otro lado, aunque los sistemas de control comerciales se basan casi exclusivamente en estructuras de control PID con planificación de la ganancia, la presente tesis doctoral también explorará la posibilidad de implementar técnicas de *control predictivo basado en modelos* (MPC) [14, 25, 26]. Dichas técnicas requieren de un modelo matemático y se basan en la posibilidad de predecir y optimizar la respuesta del sistema.

1.3. Objetivos

El objetivo de la presente investigación consiste en explorar el potencial de un sistema de control del motor basado en la medida proporcionada por un sensor de concentración de NO_x en el escape. Se contempla además la posibilidad de controlar de forma conjunta la inyección y el bucle de aire, así como la aplicación de métodos de control MPC.

Para la consecución de este objetivo global, se plantean una serie de objetivos parciales:

- Puesta a punto de una instalación experimental compuesta por un sistema de adquisición de señales en tiempo real que permita la adquisición de las señales de los sensores de serie del motor y la instalación de nuevos sensores adicionales al motor, tanto convencionales como experimentales, así como la programación y ejecución de lógicas de control en tiempo real. El desarrollo de tal sistema de prototipado presenta una especial dificultad y es el primer paso para obtener los resultados que pretende esta tesis.
- Obtención de modelos matemáticos del motor mediante ensayos de identificación del mismo que permitirán conocer el sistema y desarrollar controladores MPC. Los ensayos serán programados en el sistema de adquisición mediante algoritmos de registro de variables medidas programando filtros si fuera necesario, y el envío de señales a los actuadores utilizados. Estos modelos permitirán además realizar una selección de los emparejamientos entre sensores y actuadores, así como compensar el efecto que tengan las actuaciones sobre el par motor.
- Realizar el control en bucle cerrado de los NO_x medidos basándose en los modelos obtenidos y los sensores dispuestos en el motor. Se compararán distintas estrategias de control tanto basadas en PID como en MPC, las cuales serán programadas en el sistema de adquisición en tiempo real. Se utilizarán distintos actuadores del motor realizando, además, un control conjunto del bucle de aire y de la inyección y se compensarán fallos o alteraciones producidas en los actuadores presentes en el sistema de renovación de la carga.

1.4. Metodología

El planteamiento metodológico de la presente Tesis Doctoral se esquematiza en la Figura 1.4, que ordena las principales tareas necesarias para la consecución de los objetivos de la investigación. El desarrollo seguido tiene un componente iterativo, pues los algoritmos de control deben ser evaluados y comparados con el fin de proponer mejoras. En general, la estructura del presente documento se corresponde con las principales tareas:

- **Revisión bibliográfica.** Necesaria para centrar el trabajo de investigación en el marco actual de la ciencia, y conocer materiales y métodos utilizados en la investigación en el terreno abordado. La revisión bibliográfica realizada cubre aspectos relativos a:

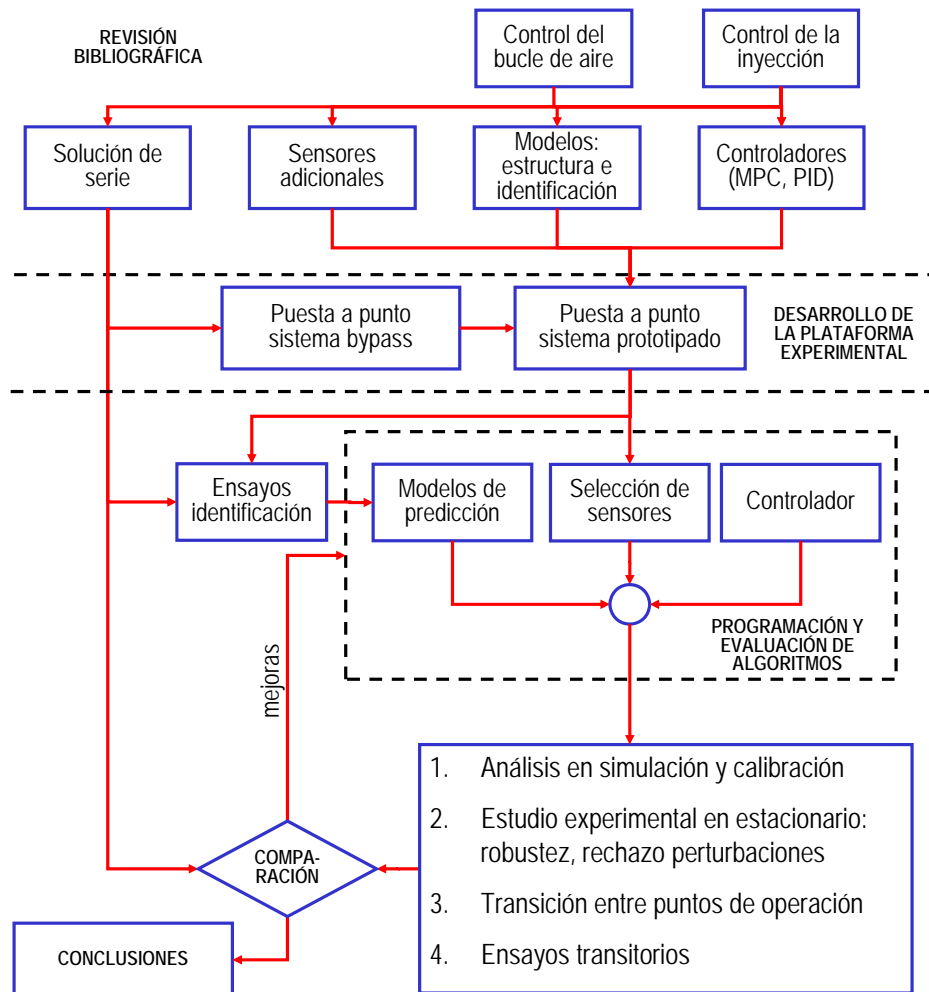


Figura 1.4. Metodología del estudio.

- Control actual en motores diesel sobrealimentados y sus principales bucles de control, tanto del aire como de la inyección, y las alternativas propuestas por la comunidad científica.
- Sensores para el control de motores diesel, tanto aquellos disponibles en los motores de serie, como los nuevos sensores experimentales.
- Métodos de control, tanto aquellos basados en sistemas PID, como técnicas de control basadas en modelos.
- Alternativas para el modelado matemático de las emisiones del motor y de otras variables intermedias (gasto de aire, presión de sobrealimentación, etc.).

Los aspectos concernientes a la revisión bibliográfica aparecen en el Capítulo 2.

- **Materiales y métodos.** El desarrollo de la tesis doctoral precisa de la puesta a punto de una serie de instalaciones y técnicas experimentales, que incluyen aspectos como:
 - El propio motor de estudio y la sala de ensayos en la que se instalará.
 - El sistema de *bypass* que permitirá actuar externamente sobre variables correspondiente con actuadores del motor de serie mediante la ECU del motor.
 - La sensorización del sistema, que incluye la instalación y caracterización de nuevos sensores en el motor interesantes para el estudio, comportamiento y control del mismo.
 - Un sistema de prototipado de funciones de control en tiempo real, que permitirá realizar la adquisición de las señales de los sensores seleccionados y calcular las acciones de control a partir de estrategias de control previamente programadas. Las acciones de control calculadas se aplicarán sobre el motor a través de las haciendo uso externo del sistema de *bypass* previamente mencionado.

Todo ello se presentará en el Capítulo 3, donde además también se describen aspectos relacionados con el diseño de experimentos.

Por otra parte, dado que muchas de los controladores se basan en la aplicación de técnicas MPC, el ajuste de modelos se convierte en una de las herramientas clave para la presente Tesis Doctoral. Así, en el Capítulo 4, se presentan los trabajos relativos a la consecución de modelos que describen el comportamiento del motor y de los sensores utilizados.

Por su parte, el cuerpo principal de la tesis doctoral presenta una estructura iterativa, en la que se prueban diferentes conceptos de control. Dichos algoritmos se estructuran en dos grandes grupos:

- **Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x mediante el EGR.** En el Capítulo 5 se complementa el control habitual del sistema de EGR (basado en la medida del gasto de aire) con un control en bucle cerrado sobre las emisiones de NO_x. Serán de aplicación diversas técnicas de control, tanto basadas en PID como en MPC, y se combinarán diferentes variables en cascada con el fin de mejorar la respuesta dinámica del sistema. Será necesaria la realización de ensayos experimentales ajustar del controlador y validar el concepto de control. Dichos ensayos se encontrarán enfocados al rechazo a perturbaciones, seguimiento de una referencia dada de la variable controlada, y transitorios de punto de operación. La respuesta del motor se comparará con la de la solución de serie¹.
- **Control del motor conjunto del sistema de renovación de la carga y de la inyección.** En el Capítulo 6 se redefine por completo el control actual de los motores, realizando un acoplamiento entre el control de la inyección y el control del bucle de aire. La idea es aprovechar la inyección, que presenta una respuesta dinámica mucho más rápida que el EGR o la sobrealimentación, para corregir las desviaciones en el control de los NO_x. Dado el efecto de los parámetros de inyección sobre las prestaciones del motor, será preciso compensar las actuaciones adaptando la cantidad de combustible de forma consecuyente.

Finalmente, el Capítulo 7 contiene una síntesis de las conclusiones obtenidas así como de las aportaciones más relevantes del presente trabajo y los trabajos futuros que podrían derivarse de él.

Referencias

- [1] Campestrini M y Mock P. *European Vehicle Market Statistics*. The International Council on Clean Transportation, 2011. (citado en p. 2)
- [2] Pla B. *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2009. (citado en pp. 2, 3, 4, 24, 26, 32, 38, 39, 40, 72 y 74)

¹Corresponde al mismo motor de origen ensayado con la solución del fabricante, es decir, con la estrategia de control que actualmente lleva el motor

- [3] Luján JM. “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.
(citado en p. 4)
- [4] Varnier O. *Trends and limits of two-stage boosting systems for automotive diesel engines*. Universitat Politècnica de València. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2012.
(citado en pp. 4, 24 y 25)
- [5] Ammann M, Fekete N, Guzzella L y Glattfelder A. “Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation”. *SAE paper 2003-01-0357*, 2003.
(citado en pp. 4, 140 y 141)
- [6] Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL. “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. part D*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999.
(citado en pp. 4 y 25)
- [7] Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG, Vaughan ND, Horrocks RW y Bird GL. “Dynamic behaviour of a high speed direct injection diesel engine”. *SAE paper 1999-01-0829*, 1999.
(citado en p. 4)
- [8] “System requirements for 2004 and subsequent model-year passenger cars, light-duty trucks, and medium-duty”. *Title 13, California Code Regulations, Section 1968.2, Malfunction and Diagnostic*, 2003.
(citado en p. 5)
- [9] “Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC. L 350/1”. *Official Journal of the European Communities*, 1998.
(citado en pp. 5 y 21)
- [10] Guzzella L y Amstutz A. “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998.
(citado en pp. 5, 24, 25, 27, 32, 34, 39, 72 y 141)
- [11] Payri F, Luján JM, Guardiola C y Pla B. “A challenging future for the IC engine: new technologies and the control role”. *Oil & Gas Science and Technol.*, 2013.
(citado en pp. 5, 6 y 24)
- [12] Guardiola C. *Detección y Compensación de Irregularidades de Inyección a Través de la Medida del Régimen Instantáneo del Turbogruppo*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2005.
(citado en p. 6)
- [13] Powers FP y Nicastrì PR. “Automotive vehicle control challenges in the 21st century”. *Control Eng. Practice*, Vol. 8, pp. 605–618, 2000.
(citado en p. 6)
- [14] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
(citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [15] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou AG y Jankovic M. “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine”. *Control Systems Magazine, IEEE*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000.
(citado en pp. 6, 25, 38, 40 y 140)
- [16] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV y Moraal PE. “Coordinated EGR-VGT control for Diesel engines: an experimental comparison”. *SAE paper 2000-01-0266*, 2000.
(citado en pp. 6, 38 y 142)
- [17] Shirakawa T, Itoyama H y Miwa H. “Study of strategy for model-based cooperative control of EGR and VGT in a Diesel engine”. *JSAE Rev.*, Vol. 22, pp. 3–8, 2001.
(citado en pp. 6 y 38)

-
- [18] Montgomery DT y Reitz RD. "Optimization of heavy-duty Diesel engine operating parameters using a response surface method". *SAE paper 2000-01-1962*, 2000.
(citado en p. 8)
- [19] Capobianco M. "Optimum control of an automotive direct injection Diesel engine for low exhaust emissions". *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.*, Vol. 215, pp. 1225–1236, 2001.
(citado en p. 8)
- [20] Kato N, Nakagaki K e Ina N. "Thick Film ZrO₂ NO_x Sensor". *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996.
(citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- [21] Moos R. "A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics". *Int. J. Appl. Ceram. Technol. 2 (2005) 401-413.*, pp. 401–413, 2005.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [22] Nelson CS. "Particulate matter sensor". *US patent 8225648*, 2011.
(citado en pp. 9 y 46)
- [23] Riegel J, Neumann H y Wiedenmann HM. "Exhaust gas sensors for automotive emission control". *Solid State Ionics*, Vol. 152-153, pp. 783–800, 2002.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [24] Chi J. y DaCosta H. "Modeling and Control of a Urea-SCR Aftertreatment System". *SAE paper 2005-01-0966*, 2005.
(citado en p. 9)
- [25] Camacho EF y Bordons C. "Model Predictive Control". *Springer*, 1998.
(citado en pp. 9, 48, 49 y 164)
- [26] del Re L., Ortner P. y Alberer D. "Chances and challenges in automotive predictive control". *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 1–22, 2010.
(citado en p. 9)

Capítulo 2

Control electrónico de los motores diesel sobrealimentados modernos

Contenido

2.1. Introducción	18
2.2. Las emisiones contaminantes y su control	20
2.2.1. La evolución del marco normativo	20
2.2.2. El avance tecnológico como respuesta	24
2.2.3. El control de las emisiones de NO _x	27
2.2.3.1. Efecto de la inyección sobre las emisiones contaminantes en motores diesel sobrealimentados	29
2.2.3.2. Efecto del EGR sobre las emisiones contaminantes en motores diesel sobrealimentados	32
2.3. Control de motores diesel sobrealimentados	33
2.3.1. Sensores para el control de motores diesel sobrealimentados	34
2.3.2. Principales bucles de control	38
2.3.3. Estrategias de control alternativas	42
2.3.3.1. Nuevos sensores y prototipos	43
2.3.4. Controladores PID y alternativas	46
2.3.4.1. Alternativas al control tradicional: control basado en modelos	48
2.4. Modelos para el control del motor y su identificación	52
Referencias	56

2.1. Introducción

La complejidad de los sistemas de control de los motores de combustión interna alternativos de automoción ha aumentado de forma continuada en los últimos años. Así, desde las primeras implementaciones de sistemas de control electrónico, estos han visto incrementadas sus funcionalidades, que abarcan tanto la gestión del motor, como su monitorización y diagnóstico. A modo de ejemplo, la Figura 2.1 muestra el aumento en el tamaño del código de control para una determinada serie de motores (adaptado de [1]).

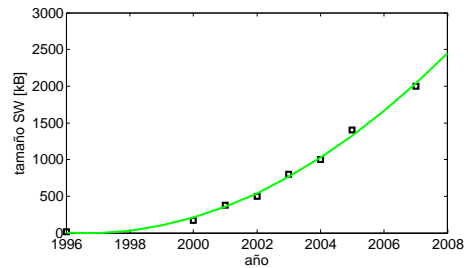


Figura 2.1. Evolución del tamaño del SW de control en automoción.

Son muchos los factores que explican esta tendencia, y es posible destacar entre ellos:

- Normativa anticontaminante más estricta, con inclusión en la normativa de sistemas de diagnóstico a bordo (OBD) que precisan la monitorización del funcionamiento del motor. Aunque la normativa no fuerza necesariamente el empleo de sistemas de control electrónico, resulta imposible satisfacer ésta sin un grado significativo de control electrónico.
- Como respuesta a las normativas, así como a las crecientes prestaciones exigidas por los usuarios, las plantas motrices han aumentado en su complejidad. Cada vez los motores cuentan con un mayor número de subsistemas que interactúan entre sí, como es el caso de los sistemas de post-tratamiento, de sobrealimentación, de recirculación de gases de escape, etc. Muchas de las tecnologías desarrolladas en años recientes requieren sistemas de control de gran precisión para su implementación. En algunos de los casos esto se debe a la gran sensibilidad del proceso, mientras que en otros es preciso satisfacer la transición entre diferentes modos de operación (por ejemplo en la regeneración de sistemas de post-tratamiento).

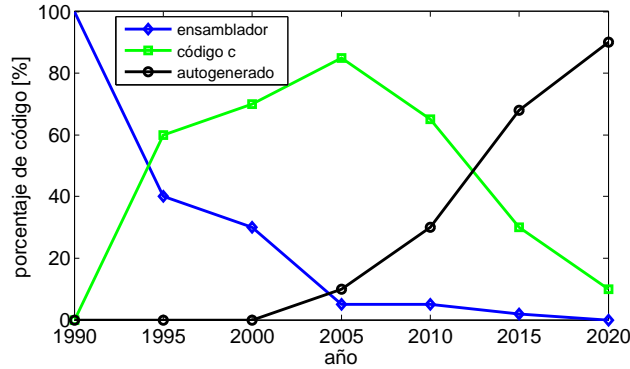


Figura 2.2. Evolución del origen del código empleado en los SW de control en automoción.

- Los sistemas de control electrónico son una solución coste-efectiva que dotan al sistema de una gran flexibilidad, de forma que es posible optimizar el funcionamiento del motor en cada punto de operación según diferentes criterios.

Es precisamente este último aspecto el que conlleva el aumento del tamaño del software de control presentando problemas para su concepción y, de forma muy significativa, para su calibración.

Con el fin de reducir el tiempo de desarrollo y la reutilización del código, en la última década han habido importantes avances en lo relativo a la estandarización en la generación del código de control. En este sentido, tal como muestra la Figura 2.2 [2], los lenguajes de alto nivel y la generación automática de código está reemplazando de forma gradual a los lenguajes de bajo nivel y la compilación de código *ad-hoc*. Por otra parte, la aplicación de técnicas basadas en modelos en todos los niveles de desarrollo de las lógicas de control está sirviendo para reducir los tiempos de desarrollo. Técnicas como *software-in-the-loop* (SIL), *model-in-the-loop* (MIL), *rapid-controller prototyping* (RCP) y *hardware-in-the-loop* (HIL), permiten diferentes aproximaciones para el desarrollo y validación de componentes de *hardware* y *software* [3,4].

Es quizás la calibración el cuello de botella en el proceso de desarrollo de nuevos códigos de control: los sistemas de control electrónicos presentan varios cientos de miles de grados de libertad. Además es posible operar el sistema según diversos modos de acuerdo con factores como la temperatura de funcionamiento, la marcha engranada (o el ralentí), la necesidad de regenerar algún

sistema de post-tratamiento, etc. La calibración basada en modelos [5], aún en sus primeras etapas de desarrollo, permitiría reducir la carga experimental en el proceso de calibración.

En este marco, el presente Capítulo revisa la estructura del sistema de control de los motores diesel sobrealimentados modernos. Dado que su arquitectura actual surge como respuesta a la evolución tecnológica, y ésta se encuentra fuertemente motivada por las normativas medioambientales, el apartado 2.2 presenta una revisión de los principales retos impuestos a los motores de automoción, las tecnologías desarrolladas para satisfacerlos, y el efecto del control sobre los mismos. Esto permite derivar de forma natural la sección 2.3, que revisa la estructura de control comúnmente extendida en los motores diesel de automoción, así como las alternativas propuestas en la bibliografía.

2.2. Las emisiones contaminantes y su control

2.2.1. La evolución del marco normativo

La preocupación extendida acerca de las emisiones contaminantes de los vehículos surge con el comienzo de la segunda mitad del siglo XX, tras la 2^a Guerra Mundial. De hecho, las primeras normas que regularon las emisiones contaminantes producidas por los vehículos aparecieron en EEUU, dándose a conocer por el estado de California en 1947, y dada la preocupación del gobierno de la época por dichas emisiones, se crearon los Distritos de Control de Polución Ambiental (APCD), de esta manera se conseguía hacer frente a este problema. Nótese, que los reglamentos de aquella época no contemplaban ninguna regulación acerca de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), ya que aún no estaban convenientemente documentados los efectos nocivos de los mismos.

Poco antes, en 1946, Zeldovich asentó y describió las bases del mecanismo de la formación de las moléculas de NO [6]. Estos estudios dieron a conocer la dependencia de las emisiones de NO_x con la temperatura de combustión y la relación oxígeno-combustible. En 1952 se comprendió el mecanismo que relaciona las emisiones de NO_x con la formación del *smog* fotoquímico en la atmósfera [7]. A partir de este momento, se comenzaron a desarrollar vertiginosamente estudios sobre la formación y comportamiento de los NO_x , con el establecimiento en 1957 del mecanismo de Zeldovich extendido [8], el cual se considera hoy en día un modelo válido para explicar la parte principal de la formación de óxidos de nitrógeno en los motores diesel [9].

Por otro lado, en esta época también se mejoraron los sistemas de medición de NO_x llegando a sistemas de detección usando técnicas de quimioluminiscencia a finales de los años 60 [10]. Desarrollada la base científica de la formación de los NO_x , constatado su efecto nocivo y solucionada la problemática de su medida, en 1970 aparecen las primeras normativas que regulan las emisiones de NO_x ; dichas normativas llegaron de la mano de la Agencia para la Protección del Medioambiente (EPA) en los EEUU.

Paralelamente, en el continente europeo, en el año 1957 comenzó una preocupación extendida a los gobiernos de los países que lo conforman, pues se evidenció que más del 25 % de los contaminantes vertidos a la atmósfera se debían al uso de los automóviles. Posteriormente, ya en 1970, fue la comisión económica para Europa de las Naciones Unidas y la Comunidad Económica Europea quienes establecieron la primera regulación europea que contemplaba emisiones de vehículos a motor [11], este reglamento determina y regula los límites para los HC y el CO emitido por los vehículos movidos por motor diesel y motor Otto en un ciclo normalizado. Estas normas definen un ciclo conocido como EC15, el cual simula una conducción urbana. Posteriormente, en 1977 se regulan los NO_x y los HC para en 1988, introducir los límites en emisiones de partículas (PM) formadas por los motores diesel.

Una vez se conforma la Unión Europea, se realiza un gran salto relacionado con las emisiones contaminantes de los vehículos creando normas que van creciendo en complejidad y que son cada vez más restrictivas. Se conforma la normativa EURO I, que define un ciclo de homologación, y ésta se amplía para valorar el funcionamiento del vehículo en un ciclo extraurbano, dando lugar al *New European Driving Cycle* (NEDC). A partir de este momento, se van realizando modificaciones de la normativa europea de anticontaminación con cada vez niveles más restrictivos, hasta llegar a las regulaciones vigentes [12–14].

La preocupación no ha dejado de disminuir debido al impacto de las emisiones sobre la salud y que, a pesar de más de 40 años de normativa, los niveles atmosféricos de contaminantes siguen por encima de los umbrales considerados como seguros para la salud. Por ejemplo, la Figura 2.3 muestra el efecto de las partículas menores a $2.5 \mu\text{m}$ sobre la esperanza de vida en los países de la UE [15], así como el nivel atmosférico de NO_x en la misma área, según datos de la Agencia Ambiental Europea. De esta forma, es comprensible el esfuerzo exigido a los fabricantes en la normativa (aunque los vehículos automóviles no son los únicos elementos contaminantes). La evolución de las normativas de las principales regiones del mundo imponen un agresivo ritmo de reducción en los umbrales, tal y como mostró la Figura 1.1 para la UE.

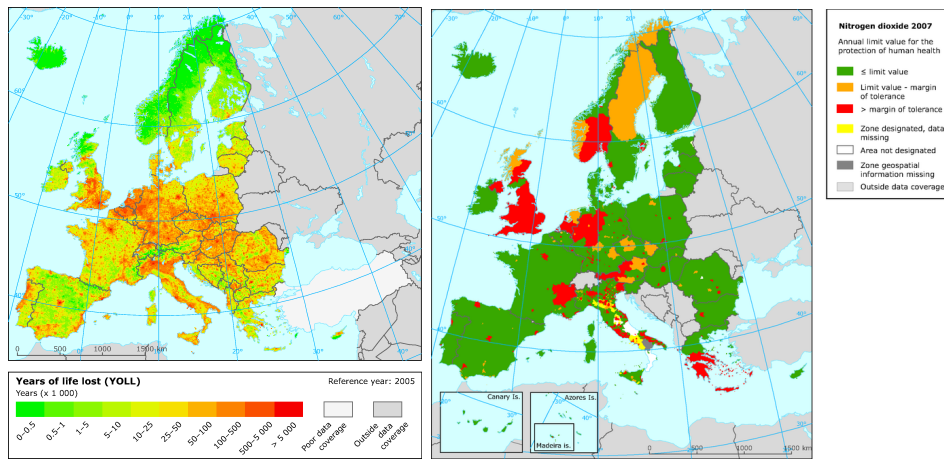


Figura 2.3. Estimación de los años de vida perdidos debido a las emisiones de partículas (izquierda), y regiones en las que se supera el límite de concentración de NO_2 nocivo para la salud (derecha).

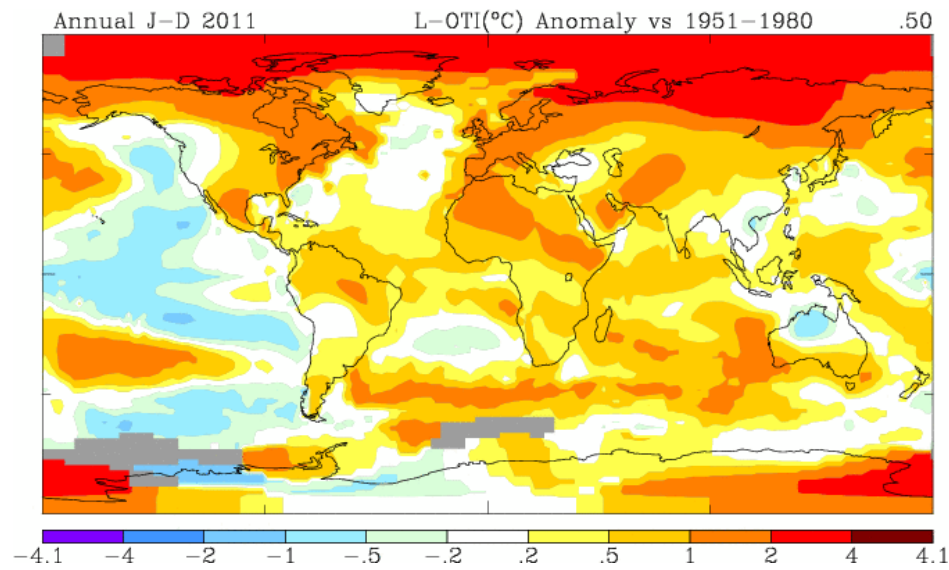


Figura 2.4. Calentamiento medio de la superficie de la Tierra en 2011 en comparación con la media del periodo 1951-1980 (fuente: NASA Goddard Institute for Space Studies).

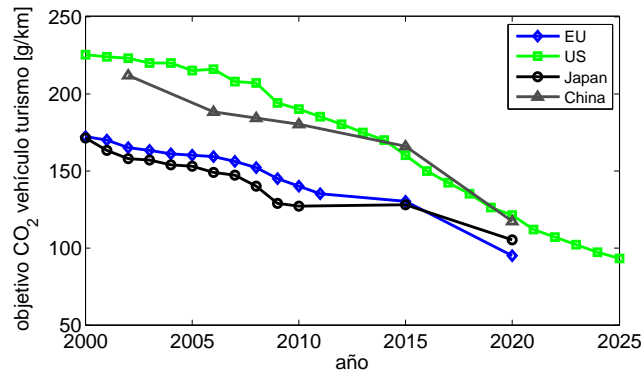


Figura 2.5. Niveles medios de emisiones de CO_2 permitidas para los vehículos comercializados en diferentes regiones. Las series incluyen datos históricos, valores regulados y predicciones.

Adicionalmente, en años más recientes se ha constatado el fenómeno del cambio climático, y se han despejado dudas relativas al efecto sobre éste de las emisiones de CO_2 de origen antropogénico [16]. Como muestra la Figura 2.4, una de las consecuencias de ello es el calentamiento de la superficie de la Tierra que en media fue de $0.51^\circ C$ en 2011 en comparación con la media del periodo 1951-1980 [17].

Como consecuencia, la mayoría de los países industrializados se comprometieron en 1997, según el tratado de Kioto, a tomar las medidas oportunas para que las emisiones de CO_2 mundiales a finales de 2012 sean un 5% menores a las obtenidas durante 1990 [18]. Teniendo en cuenta que el 25% de las emisiones de CO_2 debido a la actividad humana son producidas por los vehículos a motor [19], queda demostrada la importancia de la eficiencia en los sistemas de transporte sobre el cumplimiento del protocolo de Kioto y, por ende, sobre el problema del calentamiento global. Los objetivos a largo plazo de la reducción de gases de efecto invernadero (que incluyen el CO_2) son del 50% del nivel de 1990 para 2050. Esto supone recortes drásticos en muchos países desarrollados, con objetivos en el entorno del 80% a 95% [20]. En el ámbito de la automoción, esto se ha plasmado en el establecimiento de límites a nivel de flota como los mostrados en la Figura 2.5 (adaptado de [21]).

Finalmente, es bien conocido que los ciclos de homologación y certificación en las diferentes regiones no son completamente representativos de la conducción en condiciones reales [22,23]. Esto ha llevado a que en algunos casos las estrategias de reducción de emisiones (y por extensión, de consumo) se esta-

blezcan de forma específica para funcionar correctamente durante este tipo de ensayos. Como indican Mock *et al.* [24], es posible que los valores homologados y reales de emisiones no estén bien correlados. El uso de nuevos ciclos armonizados basados en registros reales [25], o la evaluación en condiciones de operación más cercanas a las condiciones reales (sea mediante la programación de un ciclo registrado previamente, o mediante equipos portátiles de medida [22, 26]), pueden suponer nuevos retos para la gestión del sistema, y harán los límites actuales mucho más restrictivos.

2.2.2. El avance tecnológico como respuesta

Todas estas normas restrictivas unidas a la demanda de los consumidores, ha provocado una evolución espectacular de los motores diesel durante la última década. Los motores diesel actuales tienen una potencia específica superior y un menor consumo específico debido a las nuevas tecnologías como la incorporación de la sobrealimentación con turbina de geometría variable [27]. Así también, las emisiones de NO_x y de partículas de dichos motores se han visto reducidas en gran manera. Debido a que un motor de encendido por compresión ha demostrado una elevada eficiencia frente a otras tecnologías [28] se han concentrado los mayores esfuerzos del sector en mejorar los tradicionales puntos débiles de este motor: las emisiones contaminantes y las prestaciones, en contraposición a los avances en cuanto a rendimiento de estos motores [29].

Una representación temporal de los principales avances se mostró en la Figura 1.2 [30]. A continuación se revisan algunas de las tecnologías claves en los motores diesel actuales, mientras que el lector interesado puede encontrar una revisión tecnológica de los últimos avances que se encuentran en etapa de investigación y aún no han sido plenamente implantados en [31], así como excelentes revisiones sobre nuevos conceptos de combustión en [32] y sobre los últimos avances en sistemas de sobrealimentación en [33].

Sistema de inyección. A partir de 1991 con la aparición del uso de la inyección directa para la combustión en un motor diesel sobrealimentado de pequeña cilindrada [34], las innovaciones en esta materia han tenido un crecimiento exponencial, las presiones de inyección han ido aumentando con el fin de obtener menores humos y mayores prestaciones [35, 36], los inyectores han sido mejorados para adecuarse a esas presiones de funcionamiento, así como para poder generar múltiples chorros en una misma inyección a través de más orificios y cada vez de menor tamaño. Por otro lado, la gestión y control de la inyección se ha hecho cada vez más sofisticada pasando de una inyección

a varias inyecciones por ciclo, justificándose esto por una mejor combustión, menor ruido emitido debido a presiones en cámara más controladas y menores emisiones contaminantes [35]. Más inyecciones por ciclo requiere inyectores más rápidos capaces de abrirse y cerrarse en microsegundos dando lugar en la actualidad a tecnologías piezoeléctricas para tal cometido [37]. Completando la mejora y aporte en materia de flexibilidad en los sistemas de inyección, en la actualidad queda implantado el sistema *common-rail* nacido en 1997 [38], quedando patentes las mejoras de su uso en vehículos diesel [39]. Este sistema otorga tal flexibilidad debido a que permite una gran libertad a la hora de regular y gestionar la inyección brindando la posibilidad de seleccionar cuándo se produce una inyección (según ángulo de cigüeñal), cuánto dura (según tiempo de inyección), a cuánta presión se inyecta y junto con el tiempo, estimar la cantidad de combustible inyectada. Además, este conjunto de operaciones puede ser definido para diversas inyecciones por ciclo. En relación con la reducción de las emisiones de NO_x , se estandariza el retraso de la inyección principal respecto al punto muerto superior (al menos en la zona en la que se certifican las emisiones contaminantes). De esta forma se obtienen menores temperaturas de combustión dando lugar, como consecuencia de esto, a menores emisiones de esta molécula aumentando por otro lado de manera contraproducente las partículas emitidas por el motor y empeorando el rendimiento [36, 40, 41].

Sistema de renovación de la carga. En lo relativo al bucle de aire de los motores diesel, la evolución ha sido tanto cualitativa como cuantitativa. En 1996 se introduce el primer motor diesel con 4 válvulas por cilindro [34]. Debido al aumento del número de válvulas, se mejora el rendimiento volumétrico del motor además de poder realizar un diseño que permite incrementar la turbulencia en el cilindro, favoreciendo procesos de combustión más rápidos y homogéneos, produciendo así una emisión menor de humos [42]; en este aspecto, durante un tiempo se extendieron actuadores que permitían controlar el nivel de turbulencia en la cámara mediante válvulas de *swirl*. En cuanto a la sobrealimentación, ubicada en los motores diesel de automoción, los sistemas han pasado de conformarse utilizando turbina de geometría fija al uso extendidos de geometrías variables, ya sea mediante *waste-gate* (WG) o mediante turbina de geometría variable (TGV), que permiten controlar de forma activa la presión de sobrealimentación [43, 44]. Actualmente se están obteniendo avances en cuanto a turbocompresores más modernos que incluyen actuadores eléctricos, electro-mecánicos, así como sistemas de doble etapa secuencial y diferentes configuraciones serie-paralelo, que aumentan con gran complejidad la gestión eléctrica y electrónica de los mismos [33]. Aún en fase de desarrollo se encuentran los compresores de geometría variable, los cuales modifican,

para aún aportar una mayor flexibilidad, la geometría de los álabes también del estator del compresor [45, 46].

Por otro lado, y como parte importantísima del sistema de renovación de la carga, se añade la recirculación de los gases de escape (EGR) con claro enfoque a reducir las emisiones de NO_x [47]. Los sistemas de EGR permiten controlar la composición (es decir, la concentración de oxígeno) de la carga en el cilindro. El origen del uso de los sistemas EGR tiene lugar en los años 60 para reducir la detonación en motores de encendido provocado o de ciclo Otto [48], pero es en esa misma época cuando se da a conocer la relación entre los NO_x y el *smog* fotoquímico, creando una preocupación acerca de estas emisiones. A partir de este momento se generan numerosos estudios sobre los NO_x emitidos por los motores diesel y la posibilidad de reducirlos utilizando para ello sistemas EGR incorporados como parte de la renovación de la carga. Décadas después, ya en los años 90 se implantó la técnica EGR en los motores diesel como un estándar para reducir estos contaminantes [42]. En la actualidad están en desarrollo sistemas de EGR de baja presión [30, 49], que permiten mayores niveles de EGR, mezclas más homogéneas [9] y menores temperaturas de la carga, lo que aumenta el potencial relativo al control de NO_x .

Sistema de post-tratamiento. Se ha avanzado en materia de sistemas de post-tratamiento, desarrollando alternativas a la reducción de partículas emitidas, como los filtros o trampas de partículas extendiéndose su uso en gran parte de los automóviles diesel por su gran eficiencia [50, 51]. Dichas trampas, unidas a los catalizadores de oxidación para HC y CO, pueden calificarse como tecnologías con un alto grado de avance y madurez.

Sin embargo, este no es el caso de los sistemas de post-tratamiento de emisiones de NO_x , que aún no están implantados de forma consistente en las grandes series de producción [52]. Las principales tecnologías en este campo son las trampas de NO_x (LNT) y los catalizadores selectivos de reducción (SCR). Ambas tecnologías están en una etapa de implantación progresiva [53], y se esperan avances significativos en lo relativo a su diseño y, especialmente, el empaquetamiento del conjunto del sistema de escape (por ejemplo, trampas de partículas con función SCR).

Como se avanzó en el apartado 2.1, el funcionamiento de los sistemas de sobrealimentación, EGR, inyección y post-tratamiento están íntimamente li-

gados al desarrollo del sistema de control electrónico: es imposible imaginar el motor moderno con los anteriores sistemas de regulación mecánica [36, 54]. El tamaño de software implementado en las Unidades de Control del Motor (ECU) y la calibración de los sistemas de control han crecido espectacularmente desde 1996, alcanzando tamaños de varios MBytes en la actualidad, lo cual es síntoma de la complejidad de la gestión de un motor diesel sobrealimentado actual. Además, la lista de sistemas controlados (actuadores) y de sensores empleados para el control de motores ha crecido de forma significativa. En el apartado 2.3 se hará una revisión general de las principales estrategias de control y de los sensores empleados.

2.2.3. El control de las emisiones de NO_x

Los estudios experimentales y teóricos sobre los fundamentos de combustión han mostrado cuatro mecanismos principales para la formación de NO [28, 55–57]; la Tabla 2.1, adaptada de [9], resume estos mecanismos. El NO generado durante la combustión se oxida posteriormente a NO_2 , por lo que este tipo de contaminante se suele nombrar con el genérico NO_x . En los motores diesel estándar la parte más significativa de la formación de NO_x está asociada al mecanismo térmico (mecanismo extendido de Zeldovich), y el resto de mecanismos tienen una importancia mucho menor.

Cuadro 2.1. Mecanismos de formación de NO.

NO térmico (Zeldovich)	$\text{N}_2 + \text{O} \leftrightarrow \text{NO} + \text{N}$ $\text{N} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO} + \text{O}$ $\text{N} + \text{OH} \leftrightarrow \text{NO} + \text{H}$ (mecanismo extendido)
NO 'prompt' (Fenimore)	$\text{CH} + \text{N}_2 \leftrightarrow \text{HCN} + \text{N}$ $\text{HCN} \rightarrow \text{CN} \rightarrow \text{NCO} \rightarrow \text{NH} \rightarrow \text{N} \rightarrow \text{NO}$
"via N_2O " NO (main reactions)	$\text{N}_2 + \text{O} + \text{M} \rightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{M}$ $\text{N}_2\text{O} + \text{O} \rightarrow 2 \text{NO}$ $\text{N}_2\text{O} + \text{O} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}_2$
NO del combustible	bajo N en combustible diesel

En la actualidad existen varias alternativas para el control de las emisiones de NO_x :

- Disminución de la formación de NO_x mediante la modificación de la combustión. Esto se puede hacer principalmente de dos formas diferentes:

- Retraso de la combustión (controlado mediante el proceso de inyección), de forma que se disminuya la temperatura alcanzada durante la combustión.
 - Modificación de la temperatura de la combustión mediante el uso de sustancias inertes que disminuyan la concentración local de oxígeno y la temperatura adiabática de llama. Aunque existen estudios que emplean inyección de agua o emulsiones agua-gasoil, la forma comúnmente extendida de hacer esto es el empleo de la recirculación de gases de escape.
- Post-tratamiento de los gases de escape, mediante las tecnologías LNT o SCR.

Los citados sistemas de post-tratamiento están en la actualidad en desarrollo o en sus primeras fases de implantación [53], durante más de una década la solución más extendida ha sido una combinación activa de la recirculación de gases de escape y del retraso de la inyección. Debe considerarse que las tres opciones enumeradas anteriormente impactan el consumo, aunque de formas diferentes: el retraso de la inyección produce una caída directa del rendimiento, como también lo hace, en menor medida, el EGR [58]; por su parte los sistemas de post-tratamiento consumen agentes oxidantes como el amoníaco proveniente de urea en el caso del SCR, o HC y CO producido en combustiones ricas en el caso de los sistemas LNT [59]. Tanto la urea como el consumo extra debido a la regeneración del LNT deben considerarse para la evaluación del sistema global. Además, en el caso de la urea debe limitarse su consumo global para permitir que se rellene el depósito de la misma únicamente en operaciones de mantenimiento del vehículo (para vehículos de turismo).

Esto supone que, aún en el caso de un escenario en el que los sistemas de post-tratamiento se encuentren completamente desarrollados, aún pueda ser preciso un compromiso entre la generación de NO_x en la fuente y su eliminación por post-tratamiento [60]. En este marco, la presente Tesis Doctoral propone métodos para el control activo de las emisiones de NO_x cercanos al origen de su formación en el motor. Dada la relevancia que tendrá en el desarrollo del trabajo, se resumen a continuación el efecto de la recirculación de gases de escape y de los parámetros de inyección sobre las emisiones y prestaciones del motor.

2.2.3.1. Efecto de la inyección sobre las emisiones contaminantes en motores diesel sobrealimentados

La variación de los parámetros de inyección en los motores diesel de inyección directa permite la modificación efectiva de la combustión, y por tanto de las emisiones y sus prestaciones. Como ya se ha introducido, el sistema de inyección ha sufrido una gran evolución en las últimas décadas hasta el actual sistema de inyección por *common-rail* masivamente extendido hoy en día.

La clave del éxito de este sistema pasa por proveer al diseñador de una gran flexibilidad a la hora del ajuste o calibración de dicho sistema de tal modo que, puede proporcionar una alta presión, entorno a 1800 bar en la actualidad [39, 61], a cualquier régimen de giro del motor. Esto hace posible que la presión deseada pueda estar disponible desde bajo regímenes en contraposición a otros sistemas de inyección como el de bomba rotativa o más moderno inyector-bomba. Esta característica permite una mejora importante en prestaciones y contaminantes, concretamente con las emisiones de humo o partículas. Adicionalmente, el sistema *common-rail* permite realizar múltiples inyecciones en un mismo ciclo definiendo la cantidad inyectada en cada una de ellas, pudiéndose definir una ley de inyección con tasa variable de combustible inyectado a lo largo de un ciclo. En conclusión se crea una gran flexibilidad en la secuencia de entrega de combustible en la cámara de combustión. Por tanto, conjugando distintas estrategias es posible obtener una respuesta muy interesante en cuanto a contaminantes, ruido, prestaciones y consumo se refiere [62]. Como variables independientes en el sistema de inyección, además de la secuencia de inyección dada en función del ángulo girado de cigüeñal por las múltiples inyecciones (inyecciones piloto, principal y post-inyecciones), destacan la presión de inyección y el inicio de la inyección o SOI (del inglés *start of injection*), esto sucede porque estos dos parámetros influyen de nuevo sobre la tasa de inyección. Se puede asumir que una mayor presión de inyección hace aumentar la tasa de inyección y que si se pretende mantener la cantidad inyectada durante una inyección en concreto, se deberá acortar el tiempo de levantamiento de la aguja del inyector. En relación al chorro inyectado se observa que un incremento de la presión de inyección proporciona mayor penetración del chorro en la cámara de combustión, propiciando una mejor mezcla entre éste y el aire disponible en la cámara de combustión, es decir consigue mejorar la tasa de mezcla y por lo tanto, la tasa de combustión. Estos fenómenos impactan sobre las emisiones de maneras distintas. En relación a los humos producidos o emisiones de partículas, queda claro que altas presiones de inyección permiten una mejor mezcla aire-combustible, lo cual reduce drásticamente la posibilidad de combustiones incompletas y las partículas en el escape, sin embargo, com-

bustiones más rápidas provocan mayores temperaturas y mayores presiones en cámara que provocan incrementos de las emisiones de NO_x . En relación a las prestaciones, la variación del consumo específico dependerá de cuál sea el efecto sobre el centrado de la combustión: si la situación de partida era de una combustión retrasada, aumentar la presión de inyección permitirá disminuir el consumo específico; en caso contrario, debe considerarse que se superponen los efectos de una liberación de calor más rápida y de una variación del centro de gravedad de ésta; por otra parte, debe considerarse también que un aumento de la presión de inyección supone un mayor consumo de la bomba de inyección, lo que puede impactar negativamente en las prestaciones según el punto de operación considerado incluso aunque un aumento de la presión pueda mejorar el centrado de la combustión. El inicio de inyección, SOI, permite actuar de forma mucho más directa sobre el centrado de la combustión, afectando de forma determinante al rendimiento y a la formación de contaminantes.

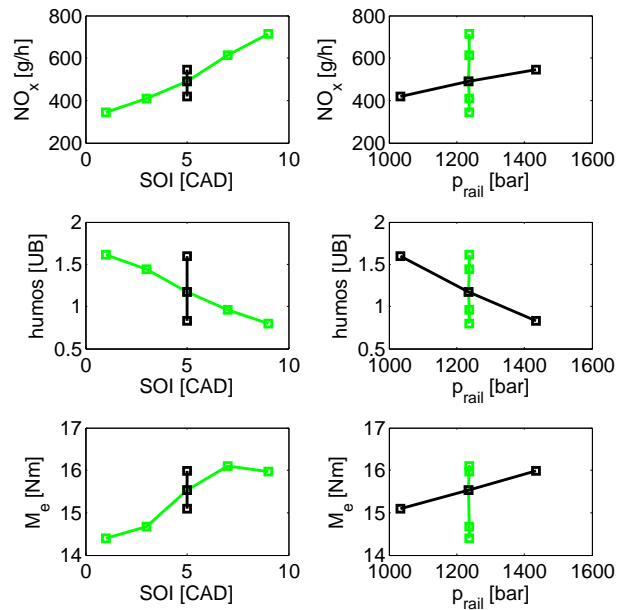


Figura 2.6. Ejemplo del efecto de la presión de inyección y el avance de la inyección sobre las emisiones de NO_x y humos, así como el par. Ensayos realizados en un motor monocilíndrico a 2000 y 25 mg/cc.

La Figura 2.6 muestra un ejemplo de lo ocurrido en diversos ensayos para un motor diesel sobrealimentado con inyección por *common-rail* al variar el punto y la presión de inyección. La gráfica muestra distintos ensayos alrededor de un punto determinado (a 2000 rpm y con combustible inyectado y gasto de aire constante), los ensayos correspondientes a la misma presión de inyección se han unido con una línea, así como aquellos que comparten el mismo avance de inyección. Véase el *trade-off* entre humos y NO_x , así como la tendencia del consumo específico medido.

En relación a la reducción de emisiones de NO_x , la tendencia actual es realizar la combustión ligeramente retrasada respecto al punto muerto superior, al comienzo de la carrera de expansión del cilindro; de esta manera se ve reducida la temperatura de llama en la cámara, así como la presión dentro de la misma. La Figura 2.7 muestra un ejemplo de la presión en cámara en un motor actual en un punto a carga parcial; en ella se aprecia perfectamente el retraso en la combustión. Este descentrado de la combustión impacta lógicamente sobre el rendimiento del motor, pero permite, junto con el EGR, mantener una baja producción de NO_x .

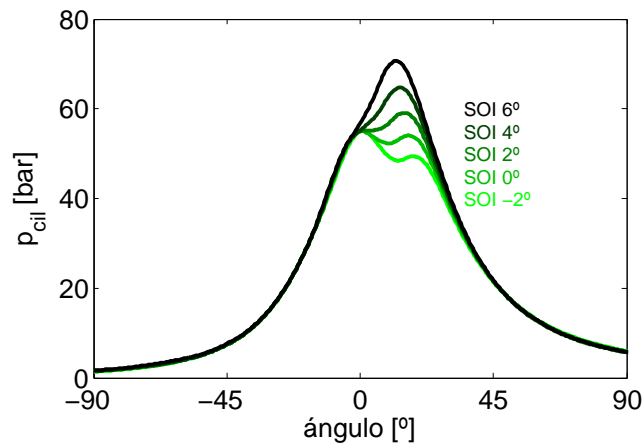


Figura 2.7. Ejemplo de presión en cámara en un motor diesel de automoción a 1000 rpm y 20 mg/cc de combustible inyectado, donde se ha variado el SOI desde 6 CAD hasta -2 CAD. El valor nominal corresponde a 0 CAD.

2.2.3.2. Efecto del EGR sobre las emisiones contaminantes en motores diesel sobrealimentados

Las emisiones contaminantes se ven fuertemente afectadas por el uso de la recirculación de gases de escape. El uso del EGR para la reducción de NO_x se justifica porque el aumento de tasa de EGR conlleva una disminución de temperatura de llama durante la combustión, paralela a la reducción en la concentración de oxígeno disponible en la cámara [63]. Estos efectos tienen como consecuencia una significativa reducción en la formación de emisiones de NO_x al reducirse las condiciones propicias para su formación [6]. Dichos efectos, manteniéndose todos los demás parámetros en el motor constantes, suponen una disminución en la velocidad de la combustión, por lo que también suponen una disminución en el rendimiento del motor.

En relación a las emisiones de partículas, la tasa de EGR resulta limitada por éstas. La recirculación de gases de escape y sus efectos positivos sobre las emisiones de NO_x dan lugar por el hecho de combinarse los efectos de reducción de temperatura de llama y de concentración de oxígeno a una mala o incompleta combustión que se manifiesta en un crecimiento de la emisión de partículas [35, 36], debiendo por tanto tener en cuenta para la tasa de EGR finalmente dada el compromiso o *trade-off* entre formación de NO_x y partículas [51, 64].

En la Figura 2.8 se puede observar un ejemplo del usual comportamiento de un motor diesel en relación a la formación de NO_x y partículas. Obsérvese el impacto de tasas altas de EGR (emisiones menores de NO_x) sobre el consumo específico. Debido a que disminuir las emisiones de NO_x mediante el aumento del EGR es en general provechoso en términos de consumo respecto a actuar sobre el sistema de inyección, los motores actuales se caracterizan por elevadas tasas de EGR. Esto está llevando al límite el sistema de EGR de lazo corto o de alta presión, por lo que están en desarrollo sistemas de EGR de lazo largo o baja presión [30, 49, 65].

Como se ha explicado previamente, el aumento de la tasa de EGR da lugar a una disminución de la concentración de oxígeno en la cámara de combustión y, como consecuencia, la posible falta de la oxidación completa del combustible generando más emisiones de partículas. A medida que aumenta la tasa de EGR, se observa un máximo de opacidad de los gases de escape, a partir del cual, si se continúa elevando la tasa de EGR se produce un descenso de la opacidad para unas mismas condiciones [66]. A partir de un valor crítico de EGR dependiendo en cada caso de las condiciones de operación, la combustión deja de ser eminentemente por difusión, y pasa a régimen premezclado. Es en estas condiciones en las que se alcanzan modos de combustión de baja tempe-

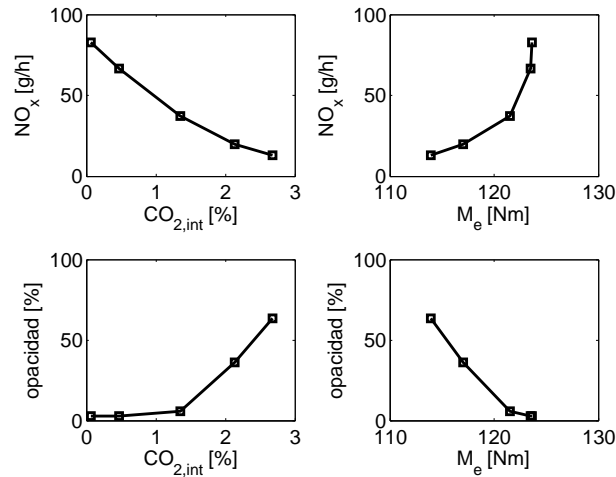


Figura 2.8. Ejemplo de comportamiento del compromiso entre NO_x , opacidad (correlacionada con la emisión de partículas) y par en un punto de operación de un motor diesel en el que se ha variado la tasa de EGR (medida a través de la concentración de CO_2 en el colector de admisión) 1000 rpm y 20 mg/cc de combustible inyectado.

ratura; dichos modos se caracterizan por niveles muy reducidos de emisiones y, en algunos casos, muy altos rendimientos [32]. Sin embargo este tipo de operación aún no está implementado en los motores de serie debido a su difícil controlabilidad [32, 67]. Queda fuera del ámbito de este trabajo estos modos avanzados de combustión, que requieren aproximaciones específicas para su control [67, 68], por lo que se considerará en lo sucesivo que el motor funciona en un modo de combustión diesel convencional.

2.3. Control de motores diesel sobrealimentados

La mayoría de los sistemas descritos en los apartados anteriores son controlados electrónicamente. En los últimos años ha empezado a desarrollarse literatura tanto de carácter tecnológico [69, 70] como científico [71] que realiza una revisión general de los principios de control que se emplean en los motores comerciales. No obstante, el sistema de control suele estar sujeto a una protección del más alto nivel por parte de los fabricantes de automóviles, por lo que no existen manuales de usuario ni documentación técnica accesibles al público general que realicen una descripción profunda del sistema de control.

No obstante es posible, en base a las publicaciones existentes, realizar una síntesis de lo que son las soluciones más habituales en el control de motores diesel sobrealimentados. Dichas soluciones no han variado sustancialmente en la última década [36], aunque algunos detalles de la implementación sí han evolucionado.

Para describir las estrategias de control actuales primeramente se cree necesario nombrar los bucles de control que usualmente se implementan en la ECU del motor. Un bucle de control hace referencia al conjunto de los siguientes elementos:

- La variable de actuación, o actuador del sistema, que corresponde al dispositivo electro-mecánico controlado sobre la que puede actuar el sistema (por ejemplo, la tensión de alimentación de una válvula).
- La variable controlada, que es la que se pretende controlar. Si el controlador obtiene información acerca de la variable controlada se dirá que el control se realiza en bucle cerrado, mientras que, si la variable controlada no aporta información al controlador se dirá que el control se realiza en bucle abierto. Si el controlador está adecuadamente ajustado, la variable controlada satisfará el valor deseado para el control; este valor deseado recibe el nombre de referencia de control.
- El controlador, que es el elemento principal del bucle de control, y que es el encargado de determinar la actuación en base a las entradas al mismo. En las ECU comerciales la tipología de controlador implementada en la mayoría de los casos suele ser PID con planificación de la ganancia, como se describirá en la sección 2.3.3. Estos controladores se caracterizan por ser robustos y sencillos de implementar necesitando a su vez bajos recursos a nivel computacional.

La terna controlador, variable de actuación y variable controlada define el bucle de control. Aunque existen infinidad de variantes, y la comunidad científica es prolífica en la generación de nuevas alternativas, en general el control de los motores diesel sobrealimentados responde a los principios presentados a continuación.

2.3.1. Sensores para el control de motores diesel sobrealimentados

Los bucles de control vienen limitados en gran medida por lo que se puede medir. Paralelamente al desarrollo de los diferentes subsistemas del motor, el

motor diesel ha visto crecer el número de sensores instalados de forma habitual. Conviene realizar una vista previa de los componentes electro-mecánicos que conforman un motor diesel *common-rail* actual por lo que se describirán a continuación los sensores habituales en los motores modernos, de acuerdo con la vista general dada por William [72].

- Sensor de revoluciones del cigüeñal. La posición del pistón de un cilindro es decisiva para el momento de inyección correcto. Un sensor en el cigüeñal aporta información sobre la posición de los pistones de todos los cilindros. Esta magnitud de entrada se calcula en la unidad de control a partir de la señal del sensor inductivo de revoluciones del cigüeñal. A partir de la información de este sensor se puede definir el inicio de la inyección, SOI, separaciones de las inyecciones por ciclo, etc.
- Sensor de revoluciones del árbol de levas. El árbol de levas gira a la mitad de la velocidad del cigüeñal, su posición determina si un pistón que se mueve hacia el PMS se encuentra en la carrera de compresión con encendido sucesivo o en el tiempo de escape. Esta información no puede obtenerse durante el proceso de arranque a partir de la posición del cigüeñal. Por el contrario, durante la marcha la información generada por el sensor del cigüeñal es suficiente para determinar la posición del motor. La determinación de la posición del árbol de levas con el sensor de revoluciones se basa en el efecto *Hall*. Sobre el árbol de levas existe un diente de material ferromagnético que gira junto con el árbol de levas. Cuando este diente se aproxima al sensor de revoluciones del árbol de levas su campo magnético orienta los electrones de este sensor perpendicularmente a la dirección del paso de la corriente, se genera así una señal de tensión (tensión *Hall*) que informa a la ECU de que el cilindro se encuentra en este momento en la carrera de compresión.
- Sensor de posición del pedal. Este sensor es necesario para conocer la demanda de prestaciones por parte del usuario. El sensor puede encontrarse directamente en el pedal o integrado en la mariposa de los MEP, dicho sensor es usualmente resistivo o potenciométrico. Además, la señal que deriva de este sensor suele encontrarse duplicada por seguridad, ya que de lo contrario, un error en este sensor proporcionaría la lectura de una señal errónea por parte de la ECU comprometiendo la seguridad de los ocupantes. Provee a la ECU la demanda de prestaciones por parte del conductor calculándose a partir de esta información el gasto de combustible demandado.

- Sensor de posición de electroválvulas. Los motores diesel actuales cuentan con sensores adicionales integrados en los actuadores que regulan posiciones de válvulas, dichos actuadores pueden ser por ejemplo la válvula EGR y la válvula *waste-gate* (WG) o TGV en su caso. Estos sensores son utilizados por la ECU para determinar la posición exacta de la válvula en cuestión, y por tanto, poder realizar un control muy preciso de la misma. Estos sensores suelen ser resistivos integrando una resistencia variable con la posición de un cursor solidario al movimiento de la válvula, o bien, para discernir la posición, pueden emitir una señal con frecuencia variable.
- Sensores de temperatura. Se encuentran sensores de temperatura dispuestos en diversas ubicaciones: en el circuito del líquido refrigerante, para poder determinar la temperatura del motor a partir de la temperatura del líquido refrigerante; en el conducto de admisión para medir la temperatura del aire aspirado; en el cárter del motor para medir la temperatura del aceite (según modelos); en el retorno del combustible para medir la temperatura del combustible (según modelos); en el escape para conocer la temperatura con que llegan los gases a la turbina y su protección. Estos sensores están compuestos por una resistencia eléctrica cuyo valor en ohmios depende de la temperatura, suelen ser de tipo PT-100 o NTC (del inglés *negative temperature coefficient*). La resistencia forma parte de un circuito divisor de tensión que es alimentado con una tensión determinada y, por tanto, la tensión dada por el sensor es proporcional a la temperatura medida. La información de temperatura la utiliza la ECU para seleccionar estrategias de actuación distintas sobre el motor según temperaturas, para estimar otras variables y corregir variables medidas y para la protección del motor.
- Medidor de caudal másico de aire \dot{m}_a . Se requiere la medida de masa de aire aspirada por el motor para calcular la EGR necesaria según el bucle de control de la EGR ya descrito y para el limitador de humos, para ello se dispone de un sensor en el conducto de admisión justo después del filtro de aire. Este sensor registra el flujo másico de aire que circula por su interior. La medición del sensor no debe estar afectada por pulsos, reflujos, recirculación de los gases de escape, ni por la temperatura del aire aspirado. Debido a esto son necesarios determinados ajustes y compensaciones para obtener una medida próxima a la real, justificándose de esta manera, la inclusión de otros sensores adicionales como puede ser el sensor de medida de temperatura del aire aspirado.

- Sensor de presión de sobrealimentación. Este sensor se encuentra unido neumáticamente al conducto de admisión midiendo la presión absoluta del mismo. El sensor está dividido en una célula de presión con dos elementos sensores y un recinto para el circuito evaluador. Los elementos sensores y el circuito evaluador se encuentran sobre un substrato cerámico común. Un elemento sensor consta de una membrana de capa gruesa en forma de campana, que encierra un volumen de referencia con una presión interior determinada. Según cual sea la magnitud de la presión de sobrealimentación se deforma diferentemente la membrana. Sobre la membrana hay dispuestas resistencias piezorresistivas cuya conductividad varía cuando se les aplica una fuerza provocando en ellas una deformación. Estas resistencias están conectadas en puente de tal forma que una desviación de la membrana conduce a una variación de la adaptación del puente. La tensión del puente es por tanto, una medida de la presión de sobrealimentación. El circuito evaluador tiene la misión de amplificar la tensión del puente, de compensar influencias y de linealizar la curva característica de presión. La señal de salida del circuito evaluador se lleva a la unidad de control. Con ayuda de una curva característica programada, se realiza al cálculo de la presión de sobrealimentación a partir de la tensión medida y es utilizada principalmente por el bucle de control dedicado a la sobrealimentación del motor.
- Sensor de concentración de oxígeno. Este sensor se suele utilizar dispuesto en el escape tanto en MEC como en MEP para conocer la relación aire-combustible y poder ajustar la inyección a los requerimientos de dosado de los diversos sistemas de post-tratamiento o para regular la cantidad de gases recirculados en nuevos bucles de control [54].
- Sensores utilizados en sistemas de post-tratamiento. Actualmente, es muy común disponer próximo al escape de un motor diesel un filtro de partículas. Este dispositivo evita en un alto porcentaje, entorno al 95 %, las emisiones de partículas debidas a la combustión de estos motores [73]. Para conocer el estado de colmatación de este dispositivo así como monitorizar su regeneración se deben disponer diversos sensores tanto de presión como de temperatura a la entrada y a la salida del mismo. La información dada por estos sensores es relevante para el proceso de regeneración que se debe dar cada cierto tiempo en este dispositivo.

Se puede observar que se hace imprescindible medir variables como las previamente mencionadas para la adecuada gestión de los actuadores dispuestos en un motor diesel sobrealimentado. Además, esto será decisivo para la definición de bucles alternativos de control. En el apartado siguiente se describen

las principales estrategias de control en los motores modernos, mientras que el apartado 2.3.3 se revisa algunas de las alternativas propuestas en la literatura. Evidentemente muchas de ellas estarán ligadas a la disponibilidad de nuevos sensores, como los que se compilan en la sección 2.3.3.1.

2.3.2. Principales bucles de control

El esquema en la Figura 1.3 mostró las principales relaciones causa-efecto y los bucles de control principales de los motores diesel. Como ya se comentó, dicho control se implementa según dos grupos principalmente desacoplados: el control de la renovación de la carga, y el control de la inyección.

Renovación de la carga. Como se ha descrito anteriormente, el sistema de EGR acomete el propósito de reducir las emisiones de NO_x impuestas por las normas cada vez más restrictivas. Como el sistema de EGR en su configuración convencional de alta presión [30] y el sistema de sobrealimentación, que típicamente en aplicaciones diesel consta de un turbocompresor regulado mediante *waste-gate* o TGV, son difíciles de controlar simultáneamente, se definen estrategias de control separadas. Pla en [30] ya hace hincapié en este tópico que se extiende a los sistemas de EGR en alta presión y muestra las ventajas sobre el control que tendría un sistema de EGR con morfología de baja presión, solucionando el problema de control asociado al acoplamiento dado entre el sistema de EGR y la sobrealimentación.

El control de la apertura de la válvula de EGR se realiza mediante implementaciones PID y *gain scheduled*. Disponiendo de la información del caudalímetro se pretende para cada punto de operación alcanzar la consigna de aire aspirado dada para conseguir los *targets* de emisiones. Por otro lado, existen bucles de más bajo nivel para el control de posición de las propias válvulas. Éstas en numerosos casos son electro-neumáticas y para evitar problemas debidos a la histéresis deben ser controladas en posición generándose bucles en cascada que utilizan sensores de posición incorporados en el propio actuador [74]. Un punto importante a destacar y que enlaza con uno de los objetivos del presente trabajo, tiene relación con el problema que plantea la manipulación de estos dispositivos que afectan a la renovación de la carga en motores diesel sobrealimentados equipados con turbocompresores *waste-gate* o TGV [44, 75–77]. La configuración extendida de EGR es la configuración en alta presión [30, 78], se recircula parte de los gases de escape sitios en el colector de escape del motor antes de la entrada a la turbina, dicha porción de gases circulan con un caudal másico dado \dot{m}_{egr} condicionado por el punto de opera-

ción así como por la diferencia de presiones entre el colector de escape y el de admisión y la apertura de la válvula EGR. Esta masa recirculada afecta a la masa de aire aspirado para ese punto de operación pues, en este caso, la masa de gases aspirados por el motor se encuentra determinada por el punto de operación siendo ésta constante en régimen estacionario resultando de la suma de \dot{m}_{egr} recirculada y de la masa de aire atmosférico aspirada \dot{m}_a . Obsérvese que debido a este fenómeno, la masa de aire atmosférico aspirado dependerá de la masa de EGR recirculada [30, 36]. Como una conclusión la válvula de EGR controla un parámetro importante de la renovación de la carga que es el gasto de aire \dot{m}_a .

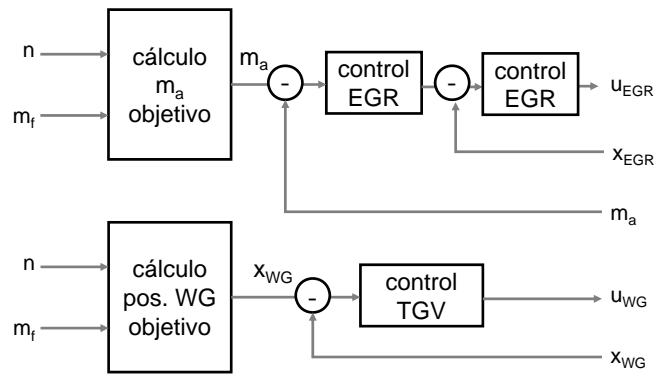


Figura 2.9. Bucles de control durante el funcionamiento con EGR.

Para el control del turbogrupo se puede emplear un sistema waste-gate o TGV a nivel de la turbina para su regulación [27], cuya función es controlar la presión en la admisión, p_2 , [79]. Esta regulación se realiza mediante un control de tipo PID de la presión de admisión. Para una configuración de EGR en alta presión se tiene que la variación de posiciones de *waste-gate* o TGV, según corresponda, afecta a la contrapresión de escape, esto produce que se modifiquen las condiciones que repercuten sobre la \dot{m}_{egr} y por ende, a la \dot{m}_a afectándose ambos bucles de control entre sí en este sentido. Por otra parte, en la configuración de EGR en alta presión, dado que la extracción de gases recirculados se realiza previamente a la entrada de la turbina, cuando se varía la posición de la válvula EGR se modifican las condiciones de los gases en este punto, provocando que una posición dada de la misma resulte en un impacto sobre el sistema de control de p_2 . Así se afectan ambos bucles de control en este otro sentido. Se concluye por tanto, que dadas las variables \dot{m}_a , \dot{m}_{egr} y p_2 , sus valores son dependientes tanto de la posición de la válvula EGR como

de la posición del *waste-gate* o TGV, quedando patente el fuerte acoplamiento entre los dos dispositivos, haciendo complejo el control de estas variables [44].

Esto justifica que en la actualidad sea la solución normal trabajar aplicando un control en bucle cerrado al gasto de aire aspirado en la zona de EGR mientras que la sobrealimentación se controla en bucle abierto proporcionando valores empíricos a la regulación de la turbina; dicho modo de control se muestra en la Figura 2.9. Fuera de la zona de EGR (es decir a medias y altas cargas o medias y altas revoluciones), y dado que la EGR se encuentra cerrada, el control de la presión de admisión se realiza en bucle cerrado, tal y como muestra la Figura 2.10. En contraposición, y como ventaja de la configuración de EGR en baja presión, se logra el desacoplo de estos dispositivos [30, 44, 65, 79] facilitando las estrategias de control simultánea de ambos.

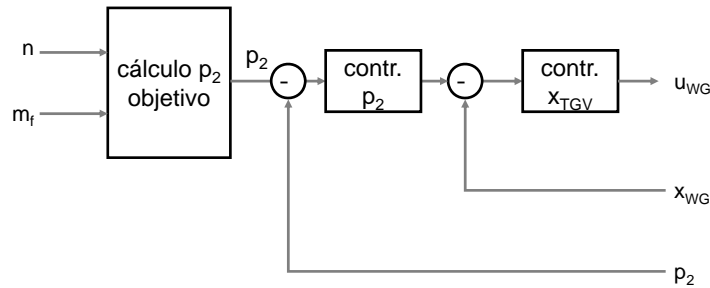


Figura 2.10. Bucle de control de la presión de sobrealimentación.

Inyección-combustión. El sistema de inyección ampliamente extendido en la actualidad es el sistema *common-rail*. Este sistema proporciona una gran flexibilidad de inyección y por tanto, abre las puertas a estrategias de control más complejas que deben controlar los distintos parámetros asociados al mismo. Tal y como esquematiza la Figura 2.11, la estrategia de control llevada a cabo en los sistemas *common-rail* combina un control PID de la presión de inyección en bucle cerrado y una serie de actuaciones en bucle abierto que determinan el avance y la duración de la inyección en cada uno de los múltiples pulsos de inyección.

La única medida que realimenta este controlador es la medida de presión en el conducto común, disponiendo de un sensor de presión en el mismo. El actuador implicado en el control es una electro-válvula que para obtener la presión consigna demandada se abre y cierra evacuando parte del combustible del mismo y retornándolo de nuevo al depósito. Esta estrategia de control

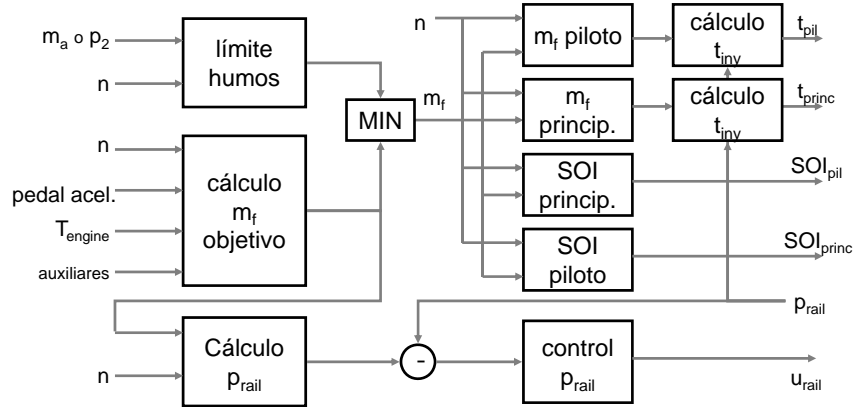


Figura 2.11. Bucles de control de la inyección.

obtiene un buen resultado en régimen estacionario; no obstante, durante transitorios en los que el régimen de la bomba de inyección varía su caudal hacia el conducto común, se obtienen dinámicas a las cuales resulta hacer frente más difícilmente con las implementaciones PID actuales. En relación al tiempo de inyección, que hace referencia al inyector como actuador en este caso, no se dispone de una estrategia de control en bucle cerrado debido a la dificultad de medir el gasto inyectado por los inyectores actuales. Es posible obtener una estimación en base a la cual la ECU obtiene el tiempo de inyección demandado al inyector; sin embargo, esta estimación se encuentra sujeta a dispersiones de los inyectores debidas a su fabricación, envejecimiento y mal funcionamiento del mismo [80]. Actualmente existen técnicas basadas en modelos de aprendizaje. Dichas técnicas consisten en adaptar la estimación en intervalos de tiempo definidos para asegurar un mayor conocimiento del comportamiento de los inyectores y aproximar la cantidad inyectada real al valor de consigna del mapa de entrega implementado en la ECU del motor.

La única influencia cruzada entre el control del bucle de aire y el control de la combustión en la mayoría de los motores sobrealimentados actuales es el conocido como *limitador de humos*, que se muestra en la esquina superior izquierda de la Figura 2.11. Dicha estrategia limita la cantidad de combustible inyectado a partir del gasto de aire aspirado (o la medida de la presión en el colector de admisión) con el fin de mantener por debajo de un determinado valor la riqueza durante la combustión para que no se produzca excesiva emisión de humos. Por otro lado, y en relación además al control de los diversos sistemas de post-tratamiento se puede disponer de una estrategia de control de

riqueza disponiendo de un sensor λ en el escape, teniendo información de esta manera para poder realizar una estrategia en bucle cerrado sobre la misma. Esto puede ser útil para la regeneración de diversos sistemas, o con el fin de corregir la deriva del inyector.

Como se ha visto los bucles de control actualmente se encuentran desacoplados especialmente cuando se trata de controlar las emisiones contaminantes. No obstante, es posible estudiar nuevas estrategias de control acoplado o bucles de control alternativos, en lo referente a la renovación de la carga [81] y a la inyección. A continuación, se introduce una revisión de las principales propuestas en este campo.

2.3.3. Estrategias de control alternativas

Existe una gran actividad en el desarrollo de nuevas estrategias de control para motores. En general, las nuevas estrategias de control responden a uno o a varios de los siguientes conceptos:

- El empleo de un actuador no convencional, que añade un grado de libertad al sistema (por ejemplo, las válvulas para la transición entre modos de un motor con sobrealimentación secuencial en paralelo [82]).
- El empleo de un sensor no convencional para cerrar el bucle de control de forma diferente, o simplemente la redefinición del bucle de forma no convencional en base a medidas de sensores presentes.
- El empleo de un controlador alternativo, de forma que sustituyen el sistema clásico PID con planificación de la ganancia por un controlador más sofisticado. Este es el caso, por ejemplo, de los sistemas de control predictivos basados en modelos.

En lo que respecta al control de las emisiones de NO_x mediante la actuación de la válvula EGR se estudian estrategias para obtener las consignas de NO_x de manera más eficiente. Evidentemente durante transitorios de motor la mejora puede quedar más patente, por ejemplo [54] estudia cómo se puede utilizar una estrategia de control en bucle cerrado de la EGR midiendo el oxígeno en el escape del motor en lugar del gasto de aire de la admisión, ya que, la concentración de oxígeno en el escape proporciona una mejor aproximación dinámica a la respuesta de los NO_x emitidos. Por otro lado, se puede realizar un control en bucle cerrado de la riqueza la cual impacta directamente en las emisiones y las prestaciones [83]. Se puede estudiar también y controlar la combustión en motores diesel ciclo a ciclo como propone [84]. La investigación de nuevos

modelos para el control de las emisiones de NO_x [85] y los trabajos sobre la estimación de NO_x que pueden proporcionar soluciones para el desarrollo de estrategias de control de los mismos [9] hace posible plantearse el control tanto en bucle abierto como en bucle cerrado si se cumple la capacidad de medir NO_x emitidos en el escape, siempre y cuando esta medida provea un tiempo y dinámica adecuada para compensar retrasos de las acciones de control. En esta materia existen trabajos recientes muy interesantes como [86]. En relación al comportamiento del sistema de inyección y las dinámicas del mismo ocurridas durante los transitorios a los que se ve sometido éste se puede referenciar [87] en cuyo estudio se pretende compensar dichas dinámicas mediante el uso de una estrategia de control basada en la medida de un sensor λ .

En publicaciones recientes, algunos autores [83, 88–90] proponen la interacción directa entre el bucle de aire y el de combustión. La idea subyacente en estos trabajos, coincidente con la línea desarrollada en la presente Tesis Doctoral, consiste en aprovechar la mayor velocidad del sistema de inyección, que tiene una respuesta casi instantánea (un ciclo de retraso), para corregir las desviaciones en el control del bucle de aire, especialmente durante el transitorio.

2.3.3.1. Nuevos sensores para el control de motores diesel

Las nuevas tendencias en control y las mejoras propuestas requieren el acceso a variables del motor que anteriormente no eran medidas. Algunas alternativas de sensorización que se encuentran en preserie de producción son las siguientes:

Sensor de concentración de NO_x en el escape. En los últimos años la evolución de los sistemas de post-tratamiento debido a la necesidad de innovaciones en este campo han sido revolucionarias [91]. Particularmente, en lo que se refiere a las emisiones de NO_x las cuales deben ser reducidas entorno al 20 % con la normativa Euro 5 respecto a la anterior normativa Euro 4, y al nada despreciable 50 % con la futura Euro 6 [13, 14]. Los sistemas de postratamiento actuales que otorgan la posibilidad de mitigar las emisiones de NO_x y en los que específicamente se están realizando intensas labores de investigación, son los conocidos catalizadores de reducción selectiva (SCR) [92]. Para la obtención de información y diagnosis de este dispositivo, una vez instalado en el motor, debe medirse el valor de concentración de NO_x [92]. Para ello, se precisan sensores de NO_x dispuestos antes y después del SCR. Por tanto, la tecnología usada por los sensores de NO_x ha necesitado de grandes avances, concretamente, se han dado

grandes pasos en la tecnología ZrO_2 de medida de NO_x [93]. Estos sensores son fabricados usando láminas o membranas de material cerámico, éste suele ser el dióxido de circonio (ZrO_2) que es un material permeable al oxígeno cuando trabaja a altas temperaturas. Si a esto se le añaden dos electrodos de platino se crea la pila electroquímica de estado sólido de *Nernst*. Diversos de estos elementos son dispuestos entre varias cavidades, en una de ellas se encuentra alojado un gas de referencia y en otra el gas a medir en cuestión, una bomba electroquímica mueve el oxígeno disociado de la molécula de NO_x hasta alcanzar la presión parcial de la cavidad de referencia. La corriente consumida por la bomba es proporcional a la concentración de NO_x del gas a medir [94]. Estos sensores se fabrican actualmente combinando diversas técnicas y usando la tecnología de dióxido de circonio [95,96]. Además, son capaces de proporcionar también la relación aire-combustible necesaria para los sistemas de post-tratamiento [94].

Para caracterizar el comportamiento de un sensor de NO_x se realizan una serie de ensayos estáticos utilizando distintas concentraciones de NO_x conocidas que lleve un gas usado para el ensayo. Por otro lado, se realizan una serie de ensayos sometiendo el sensor a un gas con rápido cambio de concentración. Por ejemplo, un tipo de ensayo dinámico sería realizar escalones de concentración conocida, lo cual implica disponer de un banco de ensayos con un accionamiento (electroválvulas) con un mínimo retardo para poder determinar el retardo puro del sensor así como su respuesta dinámica [94].

Disponiendo de la medida de un sensor de NO_x en el escape se hace posible el control en bucle cerrado de las emisiones de esta clase, trabajo que se abordará específicamente en la presente Tesis Doctoral.

Sensor de concentración de O_2 . El sensor de concentración de oxígeno se emplea habitualmente en los motores de encendido provocado. Dicho sensor se encuentra a la salida del colector de escape justo antes del catalizador y se utiliza para controlar la relación de aire y de combustible con la que trabaja el motor. Dicha relación es conocida como dosado, o por la inversa de ésta, λ . El principio de funcionamiento de este sensor es el de una célula galvánica de concentración de oxígeno con un electrolito sólido. El electrolito sólido está formado por un compuesto cerámico de dióxido de circonio (ZrO_2) estabilizado con óxido de ytrio. Dicha estructura es impenetrable por los gases de escape, la capa cerámica esta cerrada por un extremo, por el otro extremo está en contacto con la atmósfera como gas de referencia, ambos extremos del cuerpo cerámico están provistos en su parte interna de electrodos que poseen una fina capa de platino permeable a los gases, un tubo cerrado por un

extremo y ranurado por los laterales que protege al cuerpo cerámico de golpes y cambios bruscos de temperatura. El cuerpo cerámico es permeable a los iones de O_2 a partir de una temperatura de aproximadamente $350^\circ C$, teniendo en cuenta que la temperatura de trabajo es de $600^\circ C$, estos sensores deben calentarse eléctricamente cuando los gases de escape aún no han alcanzado esta temperatura para su correcto funcionamiento.

La concentración de O_2 en los gases de escape en relación con el aire de referencia produce una diferencia de potencial entre ambas superficies, esta tensión para una mezcla rica es de 800 a 1000 mV y para una mezcla pobre, la tensión estaría en valores de 100 mV. Para poder caracterizar el sensor, se realizan una serie de ensayos tanto estacionarios como dinámicos con concentraciones distintas de oxígeno, usando para ello banco de ensayos fuera del motor. Posteriormente, se realizan ensayos del sensor ya instalado en el motor.

Este sensor está colocado en el escape y se puede utilizar para estrategias de control alternativas como las que se han descrito previamente para el control de la inyección como es en [87] o en [54]. No obstante, el uso que se estudia en la presente Tesis Doctoral es su aplicación para el control del EGR: dado que el fin último del EGR es modificar la concentración de oxígeno en la admisión, implantar un sensor de oxígeno en el colector podría ser una medida ideal.

Sensor de gasto de EGR. Con el fin de mejorar la precisión en el control del sistema de EGR, es posible el diseño de un caudalímetro capaz de determinar el gasto de EGR \dot{m}_{egr} , el cual se puede disponer en el conducto de EGR de alta presión [97]. Este sensor se instala en dicho conducto aguas abajo del enfriador del gas recirculado, y es capaz de medir el gasto másico de gas recirculado cuando se comanda la válvula de EGR. Así, es posible determinar la \dot{m}_{egr} utilizando este sensor y de forma instantánea, ya que, en un motor de serie carente de este sensor la \dot{m}_{egr} se estima utilizando la \dot{m}_a dada por el caudalímetro, siendo este valor estimado no preciso especialmente en transitorios, en los que existe una clara termofluidodinámica asociada al proceso de renovación de la carga [98]. El sensor basa su funcionamiento en la técnica de anemometría de película caliente, y por tanto, dispone de una lámina conductora que se calienta aportando una corriente eléctrica externa. Esta lámina debido a su variación de temperatura experimenta una variación en su propia resistencia al paso de la corriente. Si se hace circular un caudal de gas alrededor de ella, el gas por efecto convectivo modificará la temperatura de la misma, siendo proporcional esta variación al gasto másico de gas que circule. La lámina modificará su resistencia por efecto de la temperatura.

También se ha trabajado en la presente Tesis Doctoral con un sensor de este tipo, que será implantado en el conducto de EGR.

Sensor de partículas. Desde final de 2012 existen en el mercado sensores resistivos para la determinación de la concentración partículas [99, 100]. Junto con los sensores de NO_x , estos sensores pueden permitir cerrar el bucle de control sobre las emisiones finales, pues hacen posible la medida directa de éstas [86]. En el momento de definición de la presente Tesis Doctoral no se tuvo acceso a un prototipo de estas características, y se decidió simular su comportamiento mediante el uso de un opacímetro. Este equipo permite la medida de humos de gases de escape basándose en la opacidad o transparencia a la luz de una muestra de gases tomadas del escape del motor. El sensor dispone de un haz de luz que atraviesa la muestra de gases tomados en cada instante. La relación entre la intensidad lumínica que alcanza un sensor receptor de luz y la emitida es proporcional a la transparencia que tiene la muestra de gases

2.3.4. Controladores PID y alternativas

Los controladores PID son los más extendidos a nivel industrial; el lector interesado encontrará en [101] una amplia información acerca de este tipo de controladores, estructura y configuraciones, ámbitos de uso, ajuste de parámetros, etc. La mayor parte de las estructuras de control programadas en las ECUs de los motores actuales están basadas en el algoritmo PID.

De forma sucinta, el controlador PID aplica una acción de control que es la suma de una acción proporcional (P), integral (I) y derivativa (D) aplicada al error medido e entre la variable controlada y la referencia de control:

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.1)$$

Los bloques referidos como controladores en las Figuras 2.10, 2.9 y 2.11 corresponden en general a este tipo de controlador, aunque en el caso de los motores de automoción presentan una algunas particularidades: se trata de sistemas discretos, las acciones de control están limitadas, y se emplean esquemas anti *wind-up* [101] para evitar la integración cuando satura la acción de control. Además, los valores de las constantes k_p , k_i y k_d , así como las limitaciones sobre la acción de control, varían en función del punto de operación. Esto último es lo que se conoce como planificación de la ganancia. Por otra parte, la acción de control suele estar prealimentada con el valor de referencia con el fin de alcanzar de forma más rápida el valor objetivo. La Figura 2.12

muestra un esquema de un controlador de este tipo. Por lo general las variables elegidas para planificar ganancias, límites y demás suelen ser el régimen de giro y el combustible inyectado, aunque son posibles otras posibilidades (par deseado, error de control, etc.).

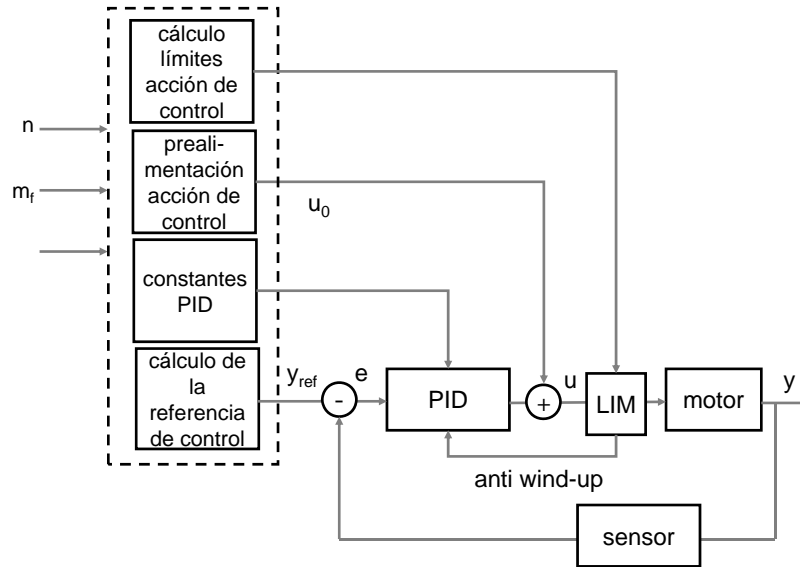


Figura 2.12. Representación esquemática de un control por PID aplicado en automoción.

El controlador PID como corazón de una estructura de control inicialmente debe ajustarse de manera empírica. Se destaca [102] donde se describe el proceso a seguir para tal ajuste empírico adaptando las constantes k_p , k_i y k_d que se muestran en el algoritmo típico de un controlador PID. A medida que evolucionan los estudios en el área de control la dirección tomada a principio de los años 80 apuesta por el control adaptativo representada esta tendencia inicialmente por la sintonización automática del controlador, por ejemplo en los trabajos [103–105]; sin embargo, las aplicaciones de control adaptativo a los motores de combustión son escasas, pues el fabricante debe asegurar que el motor no presente una deriva temporal que lo sitúe fuera de los valores especificados por la norma. También, otra vía utilizada en el control de motores se encuentra basada en técnicas *fuzzy* [106]. Las alternativas en control de motores parece que van enfocadas al control *fuzzy* y control predictivo [107]. Volviendo al control basado en algoritmos PID existen multitud de trabajos en los que se obtienen resultados de control de los dispositivos del sistema

de la renovación de la carga, normalmente enfocados a mejorar las emisiones realizando un control mejorado y conjunto de la válvula EGR y TGV o WG según el caso. En este campo los trabajos de [79] reflejan una clara iniciativa de mejora con algoritmos basados en PID o más concretamente una simplificación del mismo como es el control utilizando planificación de la ganancia. También es posible ver más resultados de control con PID en [108] y [109] o planificación de la ganancia en [54] donde se hace un control de la válvula EGR basado en la medida que aporta un sensor λ instalado en el escape.

En relación con el control de los sistemas de inyección la presión de inyección en los modernos sistemas *common-rail* se regula utilizando un controlador PID que intenta asegurar el valor de consigna de presión que provee el mapa de la ECU asociado a este sistema en función del punto de operación del motor. Sin embargo, el control tradicional con PID no asegura un ajuste preciso a la consigna debido a las fuertes no linealidades del sistema y a las perturbaciones a las que se ve sometidas el mismo. Es por ello que en este caso, también existen tendencias de mejora en el control utilizando algoritmos basados en PID pero mejorando el mismo con *fuzzy-logic* como se demuestra en [110].

2.3.4.1. Alternativas al control tradicional: control basado en modelos

El control basado en modelos es, sin ninguna duda, uno de los grandes ámbitos en desarrollo en los últimos años. Lo que se pretende es conseguir vencer los obstáculos que supone el controlar un sistema que de partida es fuertemente no lineal. No obstante es posible predecir de forma adecuada el comportamiento del motor mediante modelos, y dicha predicción puede ser empleada para mejorar el control [111,112].

Dicho de otro modo, el control de motores se puede mejorar con controladores basados en modelos matemáticos, los cuales pueden ser adaptativos o no dependiendo de la complejidad que se le quiera otorgar al algoritmo de control. Con esta idea nace la teoría de los algoritmos de control basado en modelos o *model predictive control* (MPC). El término predictivo va asociado a este tipo de algoritmos de control, pues por el hecho de resultar basados en modelos dinámicos del sistema se le otorga la capacidad de predecir el comportamiento del mismo en un horizonte llamado de predicción.

A la hora de hablar de control basado en modelos, conviene diferenciar entre el MPC propiamente dicho, y el uso de modelos en control con el fin de monitorizar el estado del sistema y reconstruir magnitudes físicas no medidas. En este último punto existen infinidad de aplicaciones, siendo una reciente el

uso de observadores o modelos sencillos para reconstruir el valor de la concentración de oxígeno en el colector de admisión en base a medidas de presión y gasto de aire. En este aspecto, el uso de modelos de valores medios (MVEM del inglés *mean value engine model*) se ha extendido de forma generalizada.

Por su parte el MPC requiere modelos simples, pues necesita realizar simulaciones a una velocidad varias veces superior al tiempo real con el fin de calcular la acción de control que produce la respuesta óptima del sistema. En el apartado 2.4 se hace una revisión de diferentes alternativas para el modelado de sistemas.

Definición. Existe amplia literatura acerca de este tipo de controladores, algunas referencias destacadas son [111, 113, 114]. Este tipo de controladores se utilizan a nivel industrial [115] y admiten la definición de un algoritmo discreto en tiempo que resulta del cálculo de un óptimo para una función de coste que debe ser normalmente minimizada. Además dicha función de coste debe adoptar coeficientes que tienen en cuenta pesos sobre los cambios en las acciones de control, constituyendo así un algoritmo que podrá interactuar con el sistema a controlar de una manera más o menos intensa a través de los pesos de las acciones de control. Así mismo, pueden existir restricciones en el cálculo de la función de coste. Dichas restricciones suelen expresarse como una función que se tiene en cuenta al resolver el algoritmo de optimización y van asociadas a límites o saturaciones por ejemplo en las acciones de control, esto es especialmente útil pues finalmente el controlador va a actuar sobre un proceso real que va a tener una serie de actuadores, normalmente electro-mecánicos, que tienen especificados límites máximos y mínimos de actuación.

El algoritmo MPC calcula en cada instante una solución óptima del problema de control asociado, dicha solución es un conjunto de valores de la acción o acciones de control que son solución para cada instante futuro a lo largo de un horizonte de control, H_c , definido, de tal forma que, el algoritmo obtendrá para un instante o iteración k :

$$U(k) = u(k), u(k + 1), \dots, u(k + H_c - 1) \quad (2.2)$$

las cuales serán aplicadas al sistema a controlar a partir del instante k . De estas sólo la primera se aplica y en cada iteración el proceso se repite (lo que se conoce como horizonte móvil).

La función de coste a minimizar lleva implícito el comportamiento del sistema a controlar debido a que se utiliza un modelo dinámico del sistema que se ha identificado previamente, por ello, se puede estimar el comportamiento del

sistema según la calidad del modelo obtenido y lo fiel que resulte al comportamiento real del sistema. La salida del modelo que será la variable controlada será por tanto, una variable predicha o estimada del sistema. Esta función se minimiza en cada iteración a lo largo de un horizonte de predicción H_p .

$$\mathbf{J}(k) = \sum_{i=n_w}^{H_p+n_w} [\tilde{\mathbf{y}}(k+i|k) - \mathbf{r}(k+i|k)]^T * \mathbf{Q} * [\tilde{\mathbf{y}}(k+i|k)] + \sum_{i=0}^{H_c-1} [\Delta \mathbf{u}^T(k+i|k) * \mathbf{R} * \Delta \mathbf{u}(k+i|k)] \quad (2.3)$$

donde $\tilde{\mathbf{y}}(k+i|k)$ es la predicción de las variables de salida del sistema tenidas en cuenta y cuya obtención estará asociada al modelo del sistema, $\mathbf{r}(k+i|k)$ es la trayectoria o referencia deseada, y $\Delta \mathbf{u}(k+i|k)$ es la variación en las acciones de control; el horizonte de predicción (desde n_w a $n_w + H_p$ iteraciones), el horizonte de control quedará definido por H_c (que coincide con el número de acciones de control computadas) y las matrices de coste o pesos (\mathbf{Q} y \mathbf{R}) que se incluyen como parámetros ajustables del controlador. Las acciones de control $\mathbf{u}(k+i|k)$ y sus correspondientes rangos de variación $\Delta \mathbf{u}(k+i|k)$, deben ser mantenidos dentro de un rango permisivo. De este modo, el control queda reducido a la resolución de un problema de optimización con restricciones.

El controlador es capaz de calcular y actuar en sistemas MIMO y, además, el ajuste de sus parámetros de control aplicados a un motor pueden ser simples e intuitivos, permitiendo al mismo tiempo tener una adecuada consideración de la saturación de los actuadores. Estos son factores ventajosos para su implementación en la práctica como se puede ver en [112].

Existen trabajos en los que se utiliza un controlador MPC aplicado a la reducción de emisiones en motores diesel sobrealimentados tanto sobre la renovación de la carga controlando la producción de NO_x [116,117] o incluyendo conjuntamente emisiones de NO_x , opacidad y prestaciones materializadas en el par demandado [118]. En relación a estudios detallados en los que se aplican los controladores MPC también se puede tener en cuenta [119] donde además se deja patente el cada vez más complejo proceso de calibración que se da en la actualidad en los motores diesel y lo que supondría el poder realizar un control en bucle cerrado de las variables controladas. Existen aplicaciones de estrategias MPC aplicadas al control de la velocidad a ralentí del motor [120], al control del sistema de renovación de la carga [121,122], enfocadas al control de la riqueza para el uso de trampas de NO_x [123]; para el control de nuevos modos de combustión [68].

Para el caso más simple: un modelo lineal y entradas y salidas sin restricciones, el MPC puede resolverse analíticamente, resultando en un sistema de

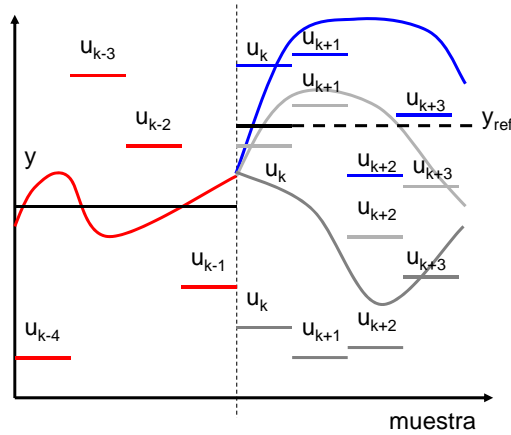


Figura 2.13. Cálculo de la salida estimada y las acciones de control por un algoritmo MPC.

filtros implementables. Cuando se añaden restricciones al sistema o el modelo se complica resulta necesario el uso de *solvers* numéricos que, en base a una solución inicial, buscan aproximaciones numéricas a la solución óptima. La forma de actuar se ilustra en la Figura 2.13, donde el sistema simula varias combinaciones de las variables de control con el fin de evaluar cuál de ellas produce la respuesta óptima del sistema. Esto restringe de forma significativa el tiempo de muestreo y el valor de los horizontes de predicción y, especialmente, de control.

MPC no lineal (NMPC). NMPC, es una variante del MPC la cual se caracteriza por el uso de modelos no lineales. El NMPC requiere forzosamente la solución iterativa de un problema de control óptimo aplicado para un horizonte de predicción dado. Si bien estos problemas son convexos ¹ en los algoritmos MPC lineales, en el MPC no lineal no tiene por qué serlo forzosamente. Esto plantea una serie de complejidades adicionales al MPC lineal en lo que se refiere a la teoría de la estabilidad de algoritmos NMPC y la necesidad del cálculo de una solución numérica [124]. Dicha solución en los problemas de control óptimo NMPC suele basarse en métodos directos de control óptimo, *multiple shooting*. Los algoritmos NMPC se basan en el hecho de que los

¹problema de minimización en programación no lineal. Si además el conjunto de restricciones es convexo, entonces se puede utilizar el método general de optimización convexa

problemas de control óptimo consecutivos son similares entre sí, esto permite inicializar el procedimiento de Newton eficientemente a posteriori partiendo de una conjetura desplazada de la solución óptima calculada previamente. Este hecho hace que el ahorro de recursos computacionales sea considerable. Posteriormente se utilizan algoritmos de ruta que son utilizados para no repetir los sucesivos problemas de optimización y así obtener una única iteración hacia la solución del problema no lineal antes de proceder a la siguiente. Mientras que las aplicaciones NMPC en el pasado se han utilizado sobre todo en las industrias químicas donde los procesos a controlar son lentos, y por tanto se requieren bucles de control a su vez lentos, se consiguen costes computacionales más bajos por el uso de algoritmos más eficientes siendo el *hardware* más rápido de esta manera. Las aplicaciones NMPC se van estudiando cada vez más en la industria del automóvil, trabajos como [125] o [126] certifican este hecho.

2.4. Modelos para el control del motor y su identificación

Es necesario conocer el comportamiento de un sistema para poder controlarlo, particularmente los controladores MPC deben ser provisionados de un modelo dinámico del sistema, y precisamente aquí está la ventaja que tienen estos algoritmos. Un modelo del sistema permitirá predecir o estimar el comportamiento futuro del mismo y así poder actuar de forma óptima con las consecuentes ventajas que ello conlleva. En este apartado se va a proceder a describir un estado del arte de los distintos tipos de modelos que están siendo utilizados para el control de motores diesel en este campo de investigación.

La obtención de un buen modelo del sistema dependerá siempre de diversos factores como son, por ejemplo, la disponibilidad de las variables o datos del sistema, de si estas variables están correctamente elegidas otorgando la máxima información acerca del comportamiento del sistema y de la disponibilidad de recursos computacionales.

En [127] se puede encontrar una revisión de los diferentes conceptos de modelado. En relación a modelos utilizados para el control de motores se cree importante destacar dos tipos:

- Modelos de Valores Medios *Mean Value Engine Models* (MVEM). Estos modelos describen el comportamiento de los distintos subsistemas del motor, especialmente utilizados para el modelado del sistema de renovación de la carga, desde el punto de vista del espacio continuo mediante

ecuaciones diferenciales que intentan ser de grados u órdenes asumibles para no complicar excesivamente el modelo y que pueda ser entendible físicamente. Las ecuaciones normalmente empleadas son las descritas, por ejemplo en [128]. Suelen ser usados para describir los procesos fluido-dinámicos que ocurren en el motor, normalmente de llenado y vaciado así como de los distintos sistemas periféricos del motor como puede ser el turbocompresor, válvula EGR, refrigerante, comportamiento del gas en los colectores de admisión y escape, etc. Las variables que se suelen utilizar en este tipo de modelos son variables de estado, ejemplo de ellas son temperaturas, presiones, regímenes de giro, variables geométricas y dinámicas de sensores y actuadores de estos sistemas. Existe una amplia bibliografía al respecto que incluye también referencias académicas [71].

- Modelos empíricos. Este tipo de modelos parten de datos extraídos experimentalmente mediante ensayos previamente diseñados para poder extraer la información que se pretende. Una vez obtenidos los datos correspondientes se procede a ajustar mediante la elección de distintos métodos a una forma o estructura genérica, por ejemplo modelos de regresión lineal, *splines* o de redes neuronales [129]. Por otro lado, existen tipos de algoritmos llamados de identificación que ajustan modelos también genéricos útiles para el comportamiento dinámico del sistema modelado como son los modelos en espacio de estados también llamados de representación interna, ya que muestran variables internas o de estado del sistema en comparación con modelos de forma polinómica que relacionan variables de entrada y salida del sistema. Estos modelos pueden ser resueltos o ajustados mediante técnicas de identificación cuando se somete al sistema a ensayos estimulando dinámicamente sus entradas [130]. Estos modelos son ampliamente utilizados a nivel industrial sobre todo en aplicaciones de control y en la implementación de la ECU de los motores donde los valores de los mapas que actúan en bucle abierto sobre los distintos actuadores del sistema son obtenidos mediante procesos de calibración experimental del motor. Serán especialmente interesantes en el presente trabajo para poder realizar un control en bucle cerrado del motor cuando se utilizan algoritmos MPC. Una evolución de estos modelos serían los modelos adaptativos que pretenden paliar el problema más importante que tienen que es la extrapolación, ya que, sufren de un comportamiento muchas veces inadecuado cuando el sistema físico ha cambiado o cuando se pretenden utilizar en otros puntos entorno a los cuales no se han identificado. En contraposición gozan de una simplificación basada en una aproximación al sistema físico que los

hace fácilmente manejables en aplicaciones con recursos computacionales contenidos.

Entre los modelos empíricos entrada-salida, se puede hacer una clasificación atendiendo a su linealidad. Por su importancia en el presente trabajo, se destacan tres formas distintas de modelos dinámicos: modelos lineales, modelos Hammerstein y modelos Wiener. Los dos últimos conceptos se pueden combinar en los conocidos como modelos Hammerstein-Wiener.

Tanto los modelos Hammerstein como los Wiener suponen formas simplificadas de considerar la no linealidad del sistema sin abandonar la simplicidad general de los modelos lineales. Los modelos no lineales de forma genérica quedan fuera del ámbito tratado en la presente Tesis Doctoral.

Los modelos lineales empleados aquí corresponden a una representación de un modelo lineal discretizado en tiempo con ruido de medida Gaussiano y ruido de proceso definidos por un error:

$$\begin{aligned}x_{k+1} &= Ax_k + Bu_k + Ke_k \\y_k &= Cx_k + Du_k + e_k\end{aligned}\tag{2.4}$$

donde u_k denota la entrada del sistema, y_k la salida medida del sistema y que en caso de control será considerada como la variable controlada, y el error e_k que es un ruido blanco de media cero y distribución Gaussiana con $E(e_k e_k^T) = Q_e$ el cual afecta de manera distinta a los estados del sistema y a la salida realizando dicha distinción la matriz K . Esta opción es normalmente utilizada por los algoritmos de identificación en espacio de estados PEM (del inglés *Prediction Error Method*).

Los modelos Hammerstein son modelos con dinámica lineal $H(z)$ pero que disponen de una transformación estática f no lineal de la entrada del mismo [131]:

$$\begin{aligned}x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_k) \\y_k &= Cx_k + Du_k\end{aligned}\tag{2.5}$$

cuyo esquema de bloques se muestra en la Figura 2.14.

Los modelos Wiener son modelos con dinámica lineal $H(z)$ pero que disponen de una transformación estática f no lineal de la salida del mismo [132,133]:

$$\begin{aligned}x_{k+1} &= Ax_k + Bu_k \\y_{lin,k} &= Cx_k + Du_k \\y_k &= f(y_{lin,k})\end{aligned}\tag{2.6}$$

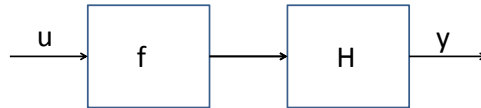


Figura 2.14. Esquema de un modelo Hammerstein compuesto por una función de transformación no lineal aplicada a la entrada de un modelo lineal.

cuyo esquema de bloques se muestra en la Figura 2.15.

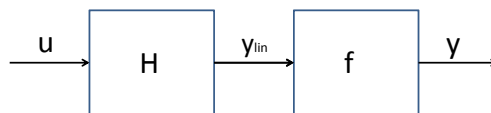


Figura 2.15. Esquema de un modelo Wiener compuesto por un modelo lineal y una función de transformación no lineal aplicada a la salida de dicho modelo.

Identificación de modelos. La identificación consiste en obtener modelos dinámicos a partir de los datos extraídos de un sistema utilizando una vía experimental [130, 134]. Existen dos subconjuntos como métodos de identificación el *greybox* y el *blackbox*. En el primero la estructura del modelo queda determinada pero también debido a que se da un grado parcial de conocimiento del sistema únicamente se deben determinar unos pocos parámetros. En el segundo caso, se utilizan modelos más generales. Este último caso es el que se encuentra más cercano al presente trabajo. Un ejemplo de ello son los modelos lineales con forma polinomial AR, ARX, MA, ARMAX y los modelos en espacio de estados o representación interna.

En cuanto a la identificación de modelos en representación interna o espacio de estados se destacan dos métodos o algoritmos:

- Algoritmos de identificación de subespacios. Los cuales basándose en datos de entrada-salida obtiene un modelo en espacio de estados. Estos son algoritmos algebraicos y se puede obtener un detalle de ellos en [90, 135, 136].
- Identificación basada en el método de la predicción del error (PEM). A diferencia del método de los subespacios, este es un método iterativo

basado en optimización numérica. PEM suele ser usado comercialmente como una herramienta de identificación que integra Matlab [75, 137] o el *toolkit* de LabVIEW 2010 *System and Identification Toolkit* [138] distribuido por National Instruments que incorpora funciones de identificación de modelos en representación de espacio de estados y en función de transferencia. El método comienza iterando con un modelo inicial dados los parámetros instantánea inicial y estados iniciales y a partir de este momento ajusta las matrices del modelo utilizando un método de optimización numérica que minimiza el error entre la salida del modelo y la salida medida. Este problema es no convexo y debido a esto no existe garantías de que el método converja a una solución óptima. Previamente debe ser elegido el orden del modelo de estimación. Esta operación es delicada y condiciona el proceso de identificación, pues la elección de un modelo de orden elevado puede no mejorar la aproximación al sistema real y generar elevados costes computacionales para su resolución. Sin embargo modelos de bajo orden pueden no ser suficientes para obtener una buena aproximación.

En los Capítulos 3 y 4 se describirán aspectos relativos al empleo de estos algoritmos, a la generación de datos para la identificación de modelos y para su validación.

Referencias

- [1] Dauron A. “Model-Based Powertrain Control: Many Uses, No Abuse”. *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62 n° 4, pp. 427–435, 2007. (citado en p. 18)
- [2] Xie H, Stobart R, Tunestal P, Eriksson L, Huangand Y y Leteinturier P. “Future Engine Control Enabling Environment Friendly Vehicle”. *SAE paper 2011-01-0697*, 2011. (citado en p. 19)
- [3] Butts K. y Jaikamal V. “Model-Based Verification and Validation of Electronic Engine Controls”. *SAE paper 2012-01-0961*, 2012. (citado en p. 19)
- [4] Potter MA. “The Road to Math: The General Motors Approach to an Efficient Diesel Engine Technology Development”. In *Thiesel Conference*, 2012. (citado en p. 19)
- [5] Vitale G, Siebenbrunner P, Hülser H, Bachler J y Pfahl U. “OBD Algorithms: Model-based Development and Calibration”. *SAE Paper 2007-01-4222*, 2007. (citado en p. 20)
- [6] Zeldovich YB. “The oxidation of nitrogen in combustion explosions”. *Acta Psychicochimica USSR*, Vol. 21, pp. 577–628, 1946. (citado en pp. 20 y 32)
- [7] Haagen-Smit AJ. “Chemistry and physiology of Los Angeles smog”. *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 44, pp. 1342, 1952. (citado en p. 20)
- [8] Fenimore CP y Jones GW. “Nitric oxide decomposition at 2200-2400K”. *The Journal of Physical Chemistry*, Vol. 61, pp. 654, 1957. (citado en p. 20)

- [9] Arrègle J., López J.J., Guardiola C. y Monin C. “On board NO_x prediction in diesel engines: A physical approach”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 25–36, 2010. (citado en pp. 20, 26, 27, 43, 70 y 93)
- [10] Clyne MAA, Thrush BA y Wayne RP. “Kinetics of the chemiluminescent reaction between nitric oxide and ozone”. *Transactions of the Faraday Society*, Vol. 44, pp. 1342, 1964. (citado en p. 21)
- [11] “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”. *Official Journal of the European Communities*, 1970. (citado en p. 21)
- [12] “Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC. L 350/1”. *Official Journal of the European Communities*, 1998. (citado en pp. 5 y 21)
- [13] “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”. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2007. (citado en pp. 21 y 43)
- [14] “Reglamento (UE) n ° 566/2011 de la Comisión, de 8 de junio de 2011 , por el que se modifican el Reglamento (CE) n ° 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo”. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2011. (citado en pp. 21 y 43)
- [15] Adams M y Lükewille A. *The European Environment State and Outlook 2010: Air pollution*. European Environment Agency. Publications Office of the European Union, 2010. (citado en p. 21)
- [16] IPCC. *The Science of Climate Change*. Joint national science academies’ statement, 2001. (citado en p. 23)
- [17] Hansen J., Ruedy R., Sato M. y Lo K. “Global surface temperature change”. *Reviews of Geophysics*, Vol. 48 n° 4, 2010. (citado en p. 23)
- [18] Viguiera LL, Babikera MH y Reillya JM. “The costs of the Kyoto Protocol in the European Union”. *Energy Policy, ELSEVIER*, 2002. (citado en p. 23)
- [19] Abrell J. “Regulating CO₂ emissions of transportation in Europe: A CGE-analysis using market-based instruments”. *Transportation Research Part D: Transport and Environment. ELSEVIER*, 2010. (citado en p. 23)
- [20] EC. *A Roadmap for moving to a competitive low carbon economy in 2050*. Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions, 2011. (citado en p. 23)
- [21] Mock P. “European CO₂ Emission Performance Standards for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles”. Technical report, The International Council on Clean Transportation, 2012. (citado en p. 23)
- [22] Rubino L, Bonnel P, Hummel R, Krasenbrink A, Manfredi U y De Santi G. “On-road Emissions and Fuel Economy of Light Duty Vehicles using PEMS: Chase-Testing Experimente”. *SAE Paper 2008-01-1824*, 2008. (citado en pp. 23 y 24)

- [23] Galindo J., Climent H., Guardiola C., Tiseira A. y Portalier J. "Assessment of a sequentially turbocharged diesel engine on real-life driving cycles". *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 49 n° 1-3, pp. 214–234, 2009. (citado en pp. 23 y 74)
- [24] Mock P, German J, Bandivadekar A y Riemersma I. *Discrepancies between type-approval and real-world fuel consumption and CO₂ values in 2001-2011 European passenger cars*. The International Council on Clean Transportation, 2012. (citado en p. 24)
- [25] ECE. *Proposal to develop a new global technical regulation on worldwide harmonized light vehicle test procedures*. United Nations. Economic commission for Europe. Inland Transport Committee. World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations. Executive Committee (AC.3) of the 1998 Global Agreement, ece/trans/wp.29/ac.3/26 edition, 2009. (citado en p. 24)
- [26] Daham B, Li H, Andrews GE, Ropkins K, Tate JE y Bell MC. "Comparison of Real World Emissions in Urban Driving for Euro 1-4 Vehicles Using a PEMS". *SAE Paper 2009-01-0941*, 2009. (citado en p. 24)
- [27] Cheong J, Cho S y Kim C. "Effect of Variable Geometry Turbocharger on HSDI Diesel Engine". *Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress*, 2000. (citado en pp. 24 y 39)
- [28] Heywood JB. "Internal combustion engine fundamentals". *McGraw-Hill, Inc.*, 1988. (citado en pp. 24 y 27)
- [29] Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL. "Reduction of Steady State NO_x Levels from an Automotive Diesel Engine using Optimised VGT/EGR Schedules." In *In: SAE Congress, March 1999, Detroit, USA.*, 1999. (citado en p. 24)
- [30] Pla B. *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2009. (citado en pp. 2, 3, 4, 24, 26, 32, 38, 39, 40, 72 y 74)
- [31] Payri F, Luján JM, Guardiola C y Pla B. "A challenging future for the IC engine: new technologies and the control role". *Oil & Gas Science and Technol.*, 2013. (citado en pp. 5, 6 y 24)
- [32] Lu X, Han D y Huang Z. "Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37 n° 6, pp. 741–783, 2011. (citado en pp. 24 y 33)
- [33] Varnier O. *Trends and limits of two-stage boosting systems for automotive diesel engines*. Universitat Politècnica de València. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2012. (citado en pp. 4, 24 y 25)
- [34] Georgi B, Hunkert S, Liang J y Willmann M. "Realizing Future Trends in Diesel Engine Development". *SAE paper 972686*, 1997. (citado en pp. 24 y 25)
- [35] Molina SA. "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, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003. (citado en pp. 24, 25, 32, 93 y 177)
- [36] Guzzella L y Amstutz A. "Control of Diesel engines". *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998. (citado en pp. 5, 24, 25, 27, 32, 34, 39, 72 y 141)

- [37] Satkoski CA, Ruikar NS, Biggs SD y Shaver GM. "Cycle-to-cycle estimation and control of multiple pulse profiles for a piezoelectric fuel injector". In *American Control Conference (ACC)*, 2011, pp. 965–972, 29 2011-july 1 2011. (citado en p. 25)
- [38] Flaig U, Polach W y Ziegler G. "Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects". *SAE paper 1999-01-0191*, 1999. (citado en p. 25)
- [39] Stumpp G y Ricco M. "Common-rail-an attractive fuel injection system for passenger car DI-Diesel engines". *SAEPaper*, Vol. no. 960870, 1996. (citado en pp. 25 y 29)
- [40] Maiboom A, Tauzia X y Hétet JF. "Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NOx PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine". *Applied Thermal Engineering, Elsevier*, 2009. (citado en pp. 25 y 147)
- [41] Li C y Ren L. "Technologies of emissions control for NOx and PM on diesel engine". In *Electric Information and Control Engineering (ICEICE)*, 2011 International Conference on, pp. 5423–5427, april 2011. (citado en p. 25)
- [42] Baert RSG, Beckman DE y Veen A. "Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets". *SAE paper 1999-01-0837*, 1999. (citado en pp. 25 y 26)
- [43] Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL. "Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics". *Proc. Instn. Mech. Engrs. part D*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999. (citado en pp. 4 y 25)
- [44] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou AG y Jankovic M. "EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine". *Control Systems Magazine, IEEE*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000. (citado en pp. 6, 25, 38, 40 y 140)
- [45] Steve A. "Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines". *SAE paper 2004-01-1359*, 2004. (citado en p. 26)
- [46] Kolmanovsky I, Stefanopoulou AG y Powell BK. "Improving Turbocharged Diesel Engine Operation with Turbo Power Assist System". *IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 454–459, 1999. (citado en p. 26)
- [47] Newhall HK. "Control of Nitrogen Oxides By Exhaust Recirculation, a Preliminary Theoretical Study". *SAE paper 670495*, 1967. (citado en p. 26)
- [48] Miller AE y Sullis S. "Recycling Exhaust Gas for Suppressing of Knock in I.C.E.". *Proceedings of the American Petroleum Institution*, 1953. (citado en p. 26)
- [49] Luján JM, Guardiola C, Pla B y Cabrera P. "Considerations on the low pressure EGR system control in turbocharged diesel engines". *International Journal of engine Research*, 2013. (citado en pp. 26, 32, 81, 106, 109, 116, 152 y 160)
- [50] Yamamoto K, Fujikake F y Matsui K. "A new technique for non-catalytic after-treatment system of diesel particulates". *Thermal Issues in Emerging Technologies*, 2010. (citado en p. 26)
- [51] Johnson TV. "Diesel Emission Control Technology - 2003 in Review". *SAE*, 2004. (citado en pp. 26 y 32)
- [52] Bremm S, Pfeifer M, Leyrer J, Mueller W, Kurze S, Paule M, Keppeler B y Vent G. "Bluetec Emission Control System for the US Tier 2 Bin 5 Legislation". *SAE paper 2008-01-1184*, 2008. (citado en p. 26)

- [53] Johnson TV. “Vehicular Emissions in Review”. *SAE Int. J. Engines*, Vol. 5 n^o 2, pp. 2012-01-0368, 2012. (citado en pp. 26 y 28)
- [54] Amstutz A y del Re LR. “EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines”. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, Vol. 3, pp. 39-48, 1995. (citado en pp. 27, 37, 42, 45, 48 y 140)
- [55] Hill SC y DL Smoot. “Modelling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 26, pp. 417-458, 2000. (citado en p. 27)
- [56] Lavoie GA, Heywood JB y Keck JC. “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines”. *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, pp. 313-326, 1970. (citado en p. 27)
- [57] Turns SR. “An introduction to combustion. In: Concepts and applications”. 1996. (citado en p. 27)
- [58] Lapuerta M, Hernández JJ y Gimenez F. “Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NO_x emissions”. *Proc Inst Mech Engrs Part D*, Vol. 214, pp. 85-93, 2000. (citado en p. 28)
- [59] Nakagawa S., Hori T. y Nagano M. “A New Feedback Control of a Lean NO_x Trap Catalyst”. *SAE paper 2004-01-0527*, 2004. (citado en p. 28)
- [60] Roberts C. “The Pursuit of High Efficiency Engines-SwRI Programs”. *Emissions 2011 Conference, Ann Arbor, MI*, 2011. (citado en p. 28)
- [61] Brucker E. “Common rail injection systems for high speed Diesel engines”. *Proc. Int. Conf. on Common Rail, Zurich*, 1997. (citado en p. 29)
- [62] Bunes O y Einang PM. “Comparing the performance of the common rail fuel injection system with the traditional injection system using computer aided modelling and simulation”. *International Conference on Marine Science and Technology for Environmental Sustainability, Newcastle*, September 2000. (citado en p. 29)
- [63] Kaneko Y, Kobayashi H y Komagome R (Mitsubishi Motors Corporation). “The Effects of Exhaust Gas Recirculation and Residual Gas on Engine Emissions and Fuel Economy”. *SAE International*, 1975. (citado en p. 32)
- [64] Grothaus Michael G, Magdi KK, Partha P, Fanick ER y Bannon Donald R. “A synergistic approach for the removal of NO_x and PM from diesel engine exhaust”. *IEEE*, 1999. (citado en p. 32)
- [65] Luján JM, Pla B, Moroz S y Bourgoïn G. “Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008. (citado en pp. 32 y 40)
- [66] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. “Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*, Vol. 212, pp. 479-500, 1998. (citado en p. 32)
- [67] Chiang CJ y Stefanopoulou AG. “Stability analysis in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines with high dilution”. *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 15, pp. 209-219, 2007. (citado en p. 33)
- [68] Tunestal P y Lewander M. “Model predictive control of partially premixed combustion”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 171-181, 2010. (citado en pp. 33 y 50)

- [69] van Basshuysen R y Schaefer F. *Internal combustion engine handbook - basics, components, systems and perspectives*. SAE International, 2004. (citado en p. 33)
- [70] Reif K y Dietsche K-H. *Bosch Automotive Handbook - 8th Edition*. Robert Bosch GmbH - SAE International, 2011. (citado en p. 33)
- [71] Guzzella L y Onder CH. "Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems". *SpringerVerlag, Berlin*, 2004. (citado en pp. 33 y 53)
- [72] Fleming WJ. "Overview of Automotive Sensors". *IEEE Sensors Journal, Vol. 1, No. 4, December*, 2001. (citado en pp. 35, 72 y 140)
- [73] Hohl Y, Amstutz A, Onder C, Guzzella L y Mayer A. "Retrofit Kit to Reduce NOX and PM Emissions from Diesel Engines using a Low-Pressure EGR and a DPF-System with FBC and Throttling for Active Regeneration without Production of Secondary Emissions". *SAE paper 2008-01-0330*, 2008. (citado en p. 37)
- [74] Payri F, Luján JM, Guardiola C y Lapuente GS. "Experimental evaluation of the impact of VGT control malfunction on pollutant emissions". *Proceedings of the E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, 2-4 Octubre, Institute Francais du Petrole, Rueil-Malmaison, France*, 2006. (citado en p. 38)
- [75] García-Ortiz JV. "Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control". *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004. (citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [76] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV y Moraal PE. "Coordinated EGR-VGT control for Diesel engines: an experimental comparison". *SAE paper 2000-01-0266*, 2000. (citado en pp. 6, 38 y 142)
- [77] Shirakawa T, Itoyama H y Miwa H. "Study of strategy for model-based cooperative control of EGR and VGT in a Diesel engine". *JSAE Rev., Vol. 22, pp. 3-8*, 2001. (citado en pp. 6 y 38)
- [78] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. "The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions". *International Journal of Engine Research, Vol. 1, pp. 107-126*, 1999. (citado en p. 38)
- [79] Stefanopoulou AG, Kolmanovsky I y Freudenberg JS. "Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions". *IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 8, pp. 733-745*, 1999. (citado en pp. 39, 40, 48 y 140)
- [80] Macián V, Luján JM, Guardiola C y Perles A. "A comparison of different methods for fuel delivery unevenness detection in Diesel engines". (citado en p. 41)
- [81] Adolph D, Schnorbus T, Körfer T y Hild O. "Complex Air Path Management Systems and Necessary Controller Structures for Future High Dynamic Requirements". *SAE paper 2009-01-1616*, 2009. (citado en p. 42)
- [82] Galindo J, Climent H, Guardiola C y Domenech J. "Strategies for improving the mode transition in a sequential parallel turbocharged automotive diesel engine". *International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 2, pp. 141-149*, 2009. (citado en pp. 42, 71, 73 y 176)
- [83] Alfieri E, Amstutz A y Guzzella L. "Gain-scheduled model-based feedback control of the air/fuel ratio in diesel engines". *Control Engineering Practice, Vol. 17 n° 12, pp. 1417-1425*, 2009. (citado en pp. 42 y 43)

- [84] Steffen T., Stobart R. y Yang Z. “Challenges and Potential of Intra-Cycle Combustion Control for Direct Injection Diesel Engines”. *SAE paper 2012-01-1158*, 2012.
(citado en p. 42)
- [85] Quérel C, Grondin O y Letellier C. “State of the Art and Analysis of Control Oriented NOx Models”. *SAE paper 2012-01-0723*, 2012.
(citado en p. 43)
- [86] Tschanzn F, Amstutz A, Onder CH y Guzzella L. “Feedback control of particulate matter and nitrogen oxide emissions in diesel engines”. *Control Engineering Practice*, 2012.
(citado en pp. 43 y 46)
- [87] Moraal PE. “Adaptive Compensation of Fuel Dynamics in an SI Engine using a Switching EGO Sensor”. *Proceedings of the 34th Conference on Decision and Control. New Orleans, LA. IEEE*, 1995.
(citado en pp. 43, 45 y 72)
- [88] Hillion M., Chauvin J. y Petit N. “Control of highly diluted combustion in Diesel engines”. *Control Engineering Practice*, Vol. 19 n° 11, pp. 1274 – 1286, 2011.
(citado en p. 43)
- [89] Karlsson M, Ekholm K, Strandh P, Johansson R y Tunestal P. “LQG control for minimization of emissions in a diesel engine”. In *CCA*, pp. 245–250, 2008.
(citado en p. 43)
- [90] Henningsson M. *Data-Rich Multivariable Control of Heavy-Duty Engines*. Lund University Faculty of Engineering, LTH. Department of Automatic Control, 2012.
(citado en pp. 43 y 55)
- [91] Willems F y Cloudt R. “Experimental demonstration of a new model-based SCR control strategy for cleaner heavy-duty diesel engines”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2011.
(citado en p. 43)
- [92] Nieuwstadt MV y Upadhyay D. “Diagnosis of a urea SCR catalytic system”. *US Patent 6925796*, 2005.
(citado en p. 43)
- [93] Kato N, Nakagaki K e Ina N. “Thick Film ZrO2 NOx Sensor”. *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996.
(citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- [94] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011.
(citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- [95] Moos R. “A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics”. *Int. J. Appl. Ceram. Technol.* 2 (2005) 401-413., pp. 401–413, 2005.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [96] Riegel J, Neumann H y Wiedenmann HM. “Exhaust gas sensors for automotive emission control”. *Solid State Ionics*, Vol. 152-153, pp. 783–800, 2002.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [97] Group Kolbenschmidt Pierburg. “Exhaust gas mass flow sensor”. Technical report, Pierburg.
(citado en p. 45)
- [98] Chauvin J, Corde G y Petit N. “Transient control of a Diesel engine airpath”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, 2007.
(citado en p. 45)
- [99] Nelson CS. “Particulate matter sensor”. *US patent 8225648*, 2011.
(citado en pp. 9 y 46)

- [100] Steppan J, Henderson B, Johnson K, Khan MY, Diller T, Hall M, Lourdhusamy A, Allmendinger K y Matthews R. "Comparison of an On-Board, Real-Time Electronic PM Sensor with Laboratory Instruments Using a 2009 Heavy-Duty Diesel Vehicle". *SAE Paper 2011-01-0627*, 2011. (citado en p. 46)
- [101] Astrom K y Hagglund T. *PID Controller: Theory, Design and Tuning*. 1994. (citado en pp. 46, 142 y 163)
- [102] Ziegler G y Nichols NB. "Optimum setting for automatic controllers". *Trans. ASME, vol. 64, pp. 759-768, 1942*, 1942. (citado en pp. 47 y 142)
- [103] Wellstead PE, Proger D y Zuker P. "Pole assignment self-tuning regulator". *Int. J. Control*, Vol. Vol. 30(1), 1979. (citado en p. 47)
- [104] Wellstead PE, Proger D y Zuker P. "Self-tuning controller based on pole-zero placement". *IEE Proc. Control theory appl.*, Vol. Vol. 126(8), pp. pp. 781-787, 1972. (citado en p. 47)
- [105] Astrom KJ y Wittenmark B. "Self-tuning controllers based on pole-zero placement". *IEE Proc. Control theory appl.*, Vol. Vol. 127(3), pp. pp. 120-130, 1980. (citado en p. 47)
- [106] Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG y Vaughan ND. "Fuzzy logic control of Diesel engine turcharging on exhaust gas recirculation". *CONTROL 2000 UKACC International Conference on Control University of Cambridge, Mini-Symposium on Engine Control Systems organised by UKACC member organisations (IEE, IMechE, InstMC)*, 2000. (citado en p. 47)
- [107] Espinosa JV, Ewalle J y Wertz V. "Fuzzy logic, identification and predictive control". *Springer-Verlag*, 2004. (citado en p. 47)
- [108] Wahlström J, Eriksson L y Nielsen L. "EGR-VGT control and tuning for pumping work minimization and emission control". *Control Systems Technology, IEEE Transactions on Technology, 18:4*, pp. pp. 993-1003, 2010. (citado en pp. 48 y 160)
- [109] Wang YY, Haskara I y Yaniv O. "Quantitative feedback design of air and boost pressure control system for turbocharged diesel engines". *Control Engineering Practice, 19:6*, pp. pp. 626-637, 2011. (citado en p. 48)
- [110] Su H, Hao G, Li P y Luo X. "Feed Forward Fuzzy PID Controller for Common-Rail Pressure Control of Diesel Engine". In *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2010 International Conference on*, volume 2, pp. 264 -267, march 2010. (citado en p. 48)
- [111] Camacho EF y Bordons C. "Model Predictive Control". *Springer*, 1998. (citado en pp. 9, 48, 49 y 164)
- [112] del Re L, Glielmo L, Guardiola C y Kolmanovsky I. *Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications*. 2010. (citado en pp. 48 y 50)
- [113] Löfberg J. *Minimax approaches to robust model predictive control*. Tesis Doctoral, Department of Electrical Engineering Linköping University, SE-581 83 Linköping, Sweden, 2003. (citado en pp. 49 y 165)
- [114] Rossiter JA. "Model-Based Predictive Control". *CRC Press*, 2003. (citado en p. 49)
- [115] Maciejowski JM. *Predictive Control with Constraints*. Pearson Education Limited, Harlow, England, 2002. (citado en p. 49)

- [116] Ruckert J, Richert F, Abel D, Herrmann O, Pfeifer A, Schlober A y Pischinger S. "A model based attempt to control boost pressure and EGR-rate for a heavy duty engine". *AT:Automatisierungstechnik*, 53, 79-86 German, Vol. 53, pp. 79–86, 2005. (citado en p. 50)
- [117] Stewart G y Borrelli F. "A model predictive control frame work for industrial turbo-diesel engine control". In *47th IEEE conference on decision and control*. Cancun, pp. pp.5704–5711, 2008. (citado en p. 50)
- [118] Karlsson M, Ekholm K, Strandh P, Johansson R y Tunestal P. "Multiple-input multiple-output model predictive control of a diesel engine". *Proceedings of the 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, Munich*, pp. 131–136, 2010. (citado en p. 50)
- [119] Deng J, Xue Y, Stobart R y Maass B. "Fuel path control of a diesel engine at the operating point of the low load and medium speed". In *Chinese control and decision conference (CCDC) Chinese*, pp. pp. 747–751, 2011. (citado en p. 50)
- [120] di Cairano S, Yanakiev D, Bemporad A, Kolmanovsky I y Hrovat D. "Model predictive powertrain control: An application to idle speed regulation". *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 183–194, 2010. (citado en p. 50)
- [121] Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV. "A comparisson of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007. (citado en pp. 50, 122 y 197)
- [122] Langthaler P y Del Re LR. "Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine". *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007. (citado en pp. 50, 113, 141 y 160)
- [123] Hsieh M, Canova M y Wang J. "Model Predictive Control Approach for AFR Control during Lean NO_x Trap Regeneration". *SAE Int. J. Engines*, Vol. 2 n° 1, pp. 149–157, 2009. (citado en p. 50)
- [124] Diehl M, Findeisen R y Allgöwer F. *A Stabilizing Real-Time Implementation of Non-linear Model Predictive Control*, capítulo 2, pp. 25–52. (citado en p. 51)
- [125] Lee T y Filipi Z. "Nonlinear Model Predictive Control of Advanced Engines Using Discretized Nonlinear Control Oriented Models". *SAE paper 2010-01-2216*, 2010. (citado en p. 52)
- [126] Alamir M, Murilo A, Amari R, Tona P, Fürhapter R y Ortner P. "On the use of parameterized NMPC in real-time automotive control". *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 139–149, 2010. (citado en p. 52)
- [127] Guardiola C, Gil A, Pla B y Piqueras P. "Representation limits of mean value engine models". *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 418, pp. 185–206, 2012. (citado en pp. 52 y 106)
- [128] Eriksson L, Wahlström J y Klein M. "Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification". In *Automotive Model Predictive Control : Models, Methods and Applications*, pp. 59–79. Springer Verlag, 2009. (citado en p. 53)
- [129] Hastie T, Tibshirani R y Friedman J. *The Elements of Statistical Learning*. Springer, New York, 2009. (citado en p. 53)
- [130] Johansson R. *System Modeling and Identification*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA, 1993. (citado en pp. 53 y 55)

-
- [131] Narendra K y Gallman P. “An iterative method for the identification of nonlinear systems using a Hammerstein model”. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, Vol. 11 n° 3, pp. 546 – 550, jul 1966. (citado en p. 54)
- [132] Billings S. “Identification of nonlinear systems-a survey”. *Control Theory and Applications, IEE Proceedings D*, Vol. 127:6, pp. pp. 272–285, 1980. (citado en p. 55)
- [133] Aguirre LA, Coelho MCS y Correa MV. “On the interpretation and practice of dynamical differences between Hammerstein and Wiener models”. *Control Theory and Applications, IEE Proceedings -*, Vol. 152 n° 4, pp. 349 – 356, july 2005. (citado en p. 55)
- [134] Ljung L. *System Identification: Theory for the User*. PrenticeHall, Upper Saddle River, NJ, USA., 1999. (citado en pp. 55 y 123)
- [135] Zhao Y y Westwick D. “Closed-loop system identification using subspace-based methods”. In *Electrical and Computer Engineering, 2003. IEEE CCECE 2003. Canadian Conference on*, volume 3, pp. 1727 – 1730 vol.3, may 2003. (citado en p. 55)
- [136] Katayama T. *Subspace Methods for System Identification*. Springer, London, UK., 2005. (citado en p. 55)
- [137] Mathworks. “Matlab R2010”. 2010. (citado en p. 55)
- [138] Instruments National. 2010. (citado en p. 56)

Capítulo 3

Desarrollo de la instalación experimental

Contenido

3.1. Introducción	69
3.2. Descripción de la instalación experimental	70
3.2.1. Descripción del motor sujeto a estudio	70
3.2.1.1. Control de los sistemas de renovación de la carga	72
3.2.1.2. Control de la inyección	74
3.2.2. Descripción de la sala de ensayos	75
3.2.3. Plataforma de adquisición y control	76
3.2.3.1. Principales componentes	76
3.2.3.2. Descripción de la operación del sistema conjunto	89
3.3. Definición de los ensayos realizados	91
3.3.1. Clasificación de los ensayos realizados	91
3.3.2. Definición de las condiciones de ensayo	92
3.3.3. Ensayos de referencia	95
3.3.4. Ensayos para la evaluación de lógicas de control	95
Referencias	98

3.1. Introducción

La Tesis Doctoral que se plantea requiere un trabajo eminentemente experimental. Aunque existen propuestas para el modelado físico de las emisiones de NO_x , lo cierto es que la sensibilidad del sistema a pequeñas variaciones en los parámetros de entrada se magnifica. De esta forma, según Arrègle et al. [1], variaciones de $\pm 1\%$ en cada uno de los parámetros de entrada a un modelo termodinámico para la predicción de las emisiones de NO_x , se traduce en errores del orden $\pm 33\%$ en la predicción de este contaminante. De esta forma, y aunque se aplicarán modelos de predicción mediante ajustes locales, se ha preferido centrar la parte principal del trabajo en la evaluación experimental de los métodos de control propuestos. Esto supone la necesidad de desarrollar y poner a punto un sistema de prototipado de lógicas de control.

A continuación, se describirán en los apartados sucesivos los materiales y métodos necesarios para poder llevar a cabo dicha evaluación. Esto es, por una parte se detallarán las herramientas y equipos utilizados, y por otra parte, los ensayos necesarios para la consecución de los objetivos marcados. Con la intención de estructurar el presente capítulo de la manera más clara posible, se ha elegido describir en primer lugar el motor objeto de ensayo y el sistema de control y prototipado. Así se describe inicialmente el motor, y como bloques principales del mismo en el sistema de renovación de la carga y el sistema de inyección. Posteriormente, en una segunda parte, se describe la sala de ensayos, de la que se detallan los dispositivos y sensores que se han debido instalar para realizar los ensayos pertinentes. En tercer lugar, y como punto a destacar, se muestran y describen las herramientas de prototipado así como el software necesario e implementado punto clave e innovador en la presente tesis. Finalmente, se dedica el último apartado a la descripción de los ensayos necesarios para obtener de este modo la información deseada para el progreso del presente trabajo.

3.2. Descripción de la instalación experimental

3.2.1. Descripción del motor sujeto a estudio

El motor seleccionado para el presente trabajo es un motor diesel de inyección directa sobrealimentado cuyas principales características se resumen en la tabla 3.1.

Se trata de un motor diesel de 4 cilindros, 2.2 litros de cilindrada y 4 válvulas por cilindro equipado con sistema de inyección directa por conducto

Cuadro 3.1. *Características del motor.*

Carrera (S)	96 mm
Diámetro (D)	85 mm
S/D	1.129
Numero de cilindros (z)	4
Cilindrada	2179 cm ³
Sobrealimentación	Secuencial paralela
Válvulas por cilindro	4
Potencia máxima	125 kW@4000 rpm
Relación de compresión	17:1
Nivel de certificación	EURO IV

común *common-rail*, con inyectores que permiten hasta 5 inyecciones por cilindro y ciclo. El suministrador del sistema de inyección es Robert Bosch, y los inyectores son de tipo solenoide. El motor cuenta con un sistema de sobrealimentación biturbo en paralelo [2], el cual permite mejorar las prestaciones con respecto al uso de un sistema equipado con un solo turbogrupo, debido a la poca inercia de los turbogrupos empleados, y a la posibilidad de aumentar el par a bajas revoluciones (debido a la menor tendencia al bombeo de un compresor de reducido tamaño [3]). Además de varias válvulas para la transición entre los modos de operación [3], el sistema cuenta con un sistema de regulación *waste-gate* que permite regular la presión de sobrealimentación.

En cuanto al control de emisiones anticontaminantes, el motor equipa un sistema de EGR de alta presión para controlar las emisiones de NO_x y un sistema de postratamiento dispuesto en el escape formado por un catalizador de oxidación con objeto de reducir emisiones de CO y un filtro de partículas para reducir humos.

La unidad de control, ECU, equipa un puerto ETK normalizado para poder acceder externamente a la información de los parámetros de la misma. Dicho acceso puede ser en tiempo real, lo que permite implementar funciones de *bypass*. De esta forma, se hace posible la actuación externa sobre distintos parámetros y configuraciones del motor como son la posición de la válvula EGR, la posición del *waste-gate* de la turbina, los parámetros de inyección, etc. Es posible también, el acceso a variables intermedias calculadas a través de las distintas cartografías de la ECU, así como la modificación parcial o total de las mismas. Además, se puede obtener la información que aportan los diferentes sensores que equipa el motor de serie y que se comunican con ECU, tales como, la presión de sobrealimentación, p_2 , el gasto de aire admitido,

\dot{m}_a , el régimen de giro del motor n , el gasto de combustible estimado \dot{m}_f , la concentración de oxígeno en el escape, etc.

Además, este motor se ha equipado con una serie de sensores adicionales con los que no cuenta de serie, como son un sensor de gasto de EGR, \dot{m}_{egr} , instalado en el conducto de EGR, dos sensores lineales de concentración de O_2 de diferentes fabricantes [4,5] tipo lambda de los que habitualmente se encuentran instalados para el control de sistemas de post-tratamiento [6–8]. Ambos sensores se instalaron en el colector de admisión, con el objetivo de estudiar la capacidad del empleo de la medida de la concentración de oxígeno en vez del clásico control basado en el gasto de aire. Como novedad importante y sustancial para este trabajo de investigación se instala un sensor de concentración de emisiones de NO_x en el escape [9], el cual proporciona una información precisa y con un tiempo de respuesta relativamente rápido [10] de la concentración de NO_x producidos por el motor durante su funcionamiento, además, de forma secundaria, la sonda es capaz de proveer del valor de λ también.

3.2.1.1. Control de los sistemas de renovación de la carga

El motor equipa un sistema de EGR de alta presión que como describe permite extraer una parte del gasto de gases en el colector de escape del motor durante su funcionamiento, conducirlos a través del conducto de EGR, enfriarlos utilizando un intercambiador que utiliza el propio refrigerante del motor y mezclarlos con el aire aspirado en el colector de admisión. La válvula de EGR actúa abriendo o cerrando en diferentes grados deseados controlando el gasto del gas recirculado y, determinando así, su caudal másico \dot{m}_{egr} para las condiciones de funcionamiento dadas. Dado que la medida de \dot{m}_{egr} presenta dificultades, la determinación indirecta del gasto de aire recirculado se realiza a través de la medida de aire fresco \dot{m}_a , que se controla en bucle errado. Este método, tal y como describe Pla [11], ha sido el método habitual para el control de las emisiones de NO_x en los motores diesel de automoción durante la última década, y basa el control en el empleo de un sensor de gasto de aire dispuesto en la admisión [6, 12].

La ECU envía una señal de potencia de tipo PWM (del inglés *pulse width modulation*) que energiza el actuador de la válvula lo que desplaza la válvula. La posición de la válvula se determina por un valor en % que varía desde 0, totalmente abierta, hasta 100 %, siendo este último valor el correspondiente a una posición de válvula totalmente cerrada. Dado que estas válvulas están sujetas a un fenómeno de histéresis considerable, la ECU realiza un control en bucle cerrado sobre su posición x_{egr} , lo que resulta en un control en cascada

($u_{egr}-x_{egr}-\dot{m}_a$). Este control en cascada se articula mediante dos controladores PID con planificación de la ganancia.

En lo referente al sistema de sobrealimentación del motor, el motor cuenta con un sistema biturbo de funcionamiento secuencial paralelo. El esquema de este sistema se puede observar en la Figura 3.1 y una imagen del mismo en la Figura 3.2 en la cual se puede observar las válvulas adicionales dispuestas para su control [2].

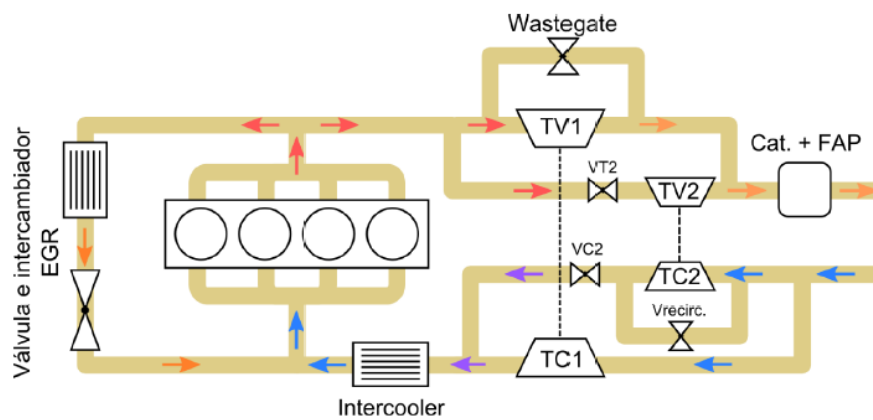


Figura 3.1. Esquema del motor objeto de estudio.

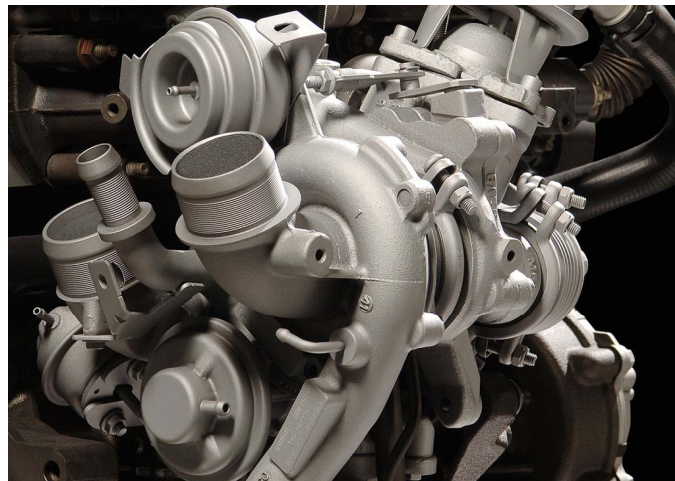


Figura 3.2. Imagen del sistema biturbo del motor objeto de estudio.

La transición entre los modos de operación del motor presenta ciertas complicaciones, debido a la necesidad de sincronizar la actuación de las válvulas y a la posibilidad de implementar estrategias de inyección no convencionales [3]. Dado que el presente trabajo se centra en el control del sistema de EGR, el motor funcionará siempre en la zona de actuación del turbo primario, es decir, se funcionará en modo monoturbo [13]; de esta forma no se considerará el acoplamiento entre el control del sistema de EGR y la transición entre modos de operación. La ventaja básica de esto último es que se simplifica el sistema, pero sin perder la capacidad de control sobre la presión de sobrealimentación p_2 debido a que el turbo regulable mediante *waste-gate* es el primero denominado T1 en la Figura 3.1. Por ello, se podrá tratar el motor como si incorporase únicamente sistema de sobrealimentación compuesto por un turbocompresor con regulación por válvula de *waste-gate*. Para regular la presión de admisión p_2 en los puntos de funcionamiento acotados, la ECU dispone de un PID que mediante la información del sensor de presión p_2 dispuesto en la admisión es capaz mediante una señal PWM energizar el actuador de la válvula de *waste-gate* y regular la presión de admisión según una consigna dada. Nuevamente, y con el fin de solventar problemas de histéresis en la turbina [14], el motor dispone de un sistema de control en cascada ($u_{wg}-x_{wg}-p_2$) con sus controladores de tipo PID.

Con el fin de evitar interferencias y acoplamientos entre el control del sistema de EGR y de la sobrealimentación [11, 15], el control de serie no actúa a la vez los dos controladores en bucle cerrado sobre p_2 y \dot{m}_a . En vez de ello, en la zona en la que se realiza EGR, el motor únicamente controla la posición del *waste-gate* en bucle cerrado, no así la presión.

3.2.1.2. Control de la inyección

El sistema de inyección directa de alta presión *common-rail* permite regular la presión de inyección en cada instante, el punto de inyección en grados de cigüeñal, cuántas inyecciones se realizan por ciclo y cuál es el gasto de combustible inyectado. La ECU dispone de diversas variables que permiten configurar la inyección deseada. Dado que es posible realizar hasta 5 inyecciones por cilindro y ciclo, en control de la inyección viene determinado por la presión de inyección y 5 pares de valores de inicio y duración. La duración y la presión determinan indirectamente la cantidad de combustible inyectado en cada inyección (aunque puede haber efectos significativos de interferencia entre las diferentes inyecciones, o debidos a pulsaciones en la presión de inyección [16]).

Los grados de libertad del sistema son por lo tanto enormes. Con el fin de reducir este número de grados de libertad, y dado que en la mayoría de los

casos el motor opera únicamente con una inyección principal y una pequeña inyección piloto para el control del ruido [17, 18], se contempla en el presente trabajo únicamente la modificación de los parámetros de la inyección principal. De esta forma es posible actuar sobre:

- La referencia de la presión de inyección, que es controlada en bucle cerrado para que alcance su valor de referencia, gracias a la información obtenida por un sensor de presión en el raíl. La presión que alcanza el *common-raíl*, se regula a través de la válvula PCV (del inglés *Pressure Control Valve*) que se encuentra instalada en la bomba de inyección; dicha válvula recircula la cantidad de combustible necesaria para mantener la presión deseada en el conducto común enviando dicha cantidad de combustible de nuevo al depósito. Además, es posible adaptar la presión que da la bomba cambiando la configuración de la misma activando los émbolos necesarios. Internamente la ECU lleva implementado un controlador PID que realiza la función de ajustar la presión medida a la presión deseada.
- El inicio de la inyección principal SOI (del inglés *Start of Injection*), el cual viene definido en grados de ángulo de cigüeñal girado tomando como referencia cero el punto muerto superior PMS. La variable de la ECU que contempla el valor de ángulo en grados para el cual se da el inicio de la inyección en el ciclo se denomina para el presente trabajo SOI, determinando en qué instante se da la inyección principal utilizando la información que proporciona el codificador angular instalado en el cigüeñal.
- La duración de la inyección principal t_{mi} , o la cantidad total de combustible inyectada m_f . Ambas variables se encuentran estrechamente relacionadas, pues dada una presión de raíl, una duración determinada comporta una cantidad de combustible inyectado. Es decir, tanto t_{mi} como m_f hacen referencia al mismo grado de libertad.

En general todos estos valores se encuentran tabulados en el control de serie del motor, y se adapta su valor a las condiciones de operación del motor.

3.2.2. Descripción de la sala de ensayos

El motor descrito se encuentra instalado en una de las salas de ensayos con las que cuenta el Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos de la

Universidad Politécnica de Valencia. Dicha sala está acondicionada y aislada para poder mantener las condiciones de seguridad pertinentes dividiéndose en dos zonas principales físicamente separadas, el área donde se encuentra instalado el motor por un lado, y el área donde el personal técnico administra y gestiona el funcionamiento de todos los sistemas de la sala incluido el motor. En lo referente al área donde se encuentra instalado el motor se dispone de un banco donde el motor queda fijado y estacionado, encontrándose conectado solidariamente a su eje un sistema de frenado dinamométrico asíncrono fabricado por SHENCK modelo PEGASUS LI250 capaz de disipar una potencia de 250 kW. Este sistema permite someter al motor a diferentes grados de carga y regímenes de giro. Esto permite realizar transitorios entre pares de valores régimen de giro-carga de una forma controlada mediante la lectura automatizada de ficheros, los cuales proveen o dictan al sistema la información acerca de los valores que tomarían variables tales como el régimen de giro, el pedal o el par demandado, de esta forma se hace posible la programación y la realización automática de ciclos y modelos de conducción. Para cumplir los requisitos del motor en su nuevo alojamiento se dispone de un sistema de refrigeración adaptado agua-agua que sustituye al sistema de refrigeración de serie del motor y un equipo de admisión con filtro de aire y medidor de caudal aspirado adicional. Se cuenta con un analizador de gases de escape Horiba MEXA y un Opacímetro AVL 439 con el fin de poder medir la opacidad de los gases de escape del motor. La adquisición de las medidas proporcionadas por estos dos sistemas se encuentra centralizada en un ordenador de la sala el cual a su vez dispone del control y adquisición de variables generales de la sala. Dicho ordenador incorpora el software SAMARUC basado en LabVIEW que permite la adquisición de las variables que parametrizan la sala.

3.2.3. Plataforma de adquisición y control

En relación con la plataforma pensada para poder realizar la adquisición y control del motor se elige un sistema que pone a disposición del usuario la adquisición y registro de señales analógicas y digitales así como el envío de señales hacia el exterior. Este sistema funciona en tiempo real con el objetivo de que sea un sistema determinista y se puedan fijar tiempos de ejecución. Se consigue con esto que los datos registrados por el sistema sean válidos y fiables para la identificación de modelos necesarios para el posterior control del sistema utilizando esta misma plataforma.

En los próximos apartados se describirán cada uno de los componentes de la plataforma según el flujo de la información, así como el funcionamiento global del sistema.

3.2.3.1. Principales componentes

El esquema general se presenta en la Figura 3.3, y se compone de los siguientes componentes principales:

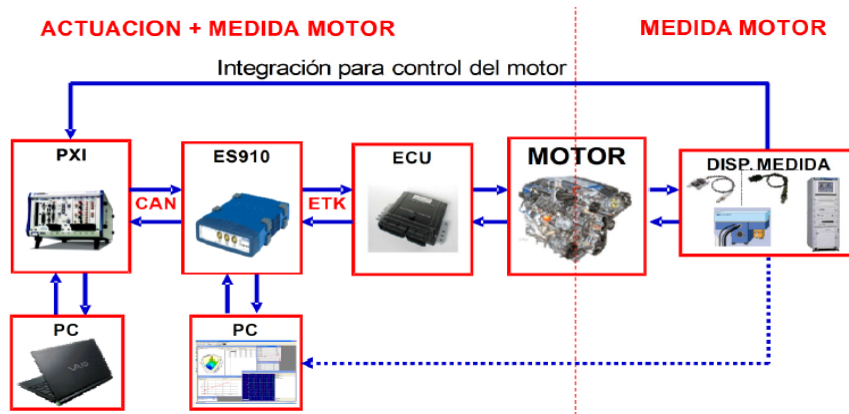


Figura 3.3. Esquema resumen de la plataforma de adquisición y control utilizada incluyendo el sistema de prototipado rápido.

- El sistema original de control, con la ECU, que integra los sensores de serie, las variables estimadas y calculadas por la ECU (canales virtuales) y los actuadores del sistema.
- Los sensores experimentales adicionalmente instalados en el motor.
- La medida de los dispositivos sensores de la sala (como el opacímetro o la medida de par).
- El sistema de *bypass*, basado en un sistema ETAS ES910, capaz de comunicarse con la ECU en tiempo real mediante el puerto ETK, acceder a los valores registrados por ella y sobre-escribir sobre ciertas direcciones de memoria las acciones de control calculadas externamente.
- El sistema de prototipado de lógicas de control, basado en un PXI de National Instruments y programado en LabView RT, capaz de integrar diferentes sensores y de comunicarse con el sistema de *bypass* mediante un protocolo CAN.

En la tabla 3.2 se resumen las principales variables medidas y las actuaciones posibles sobre el sistema. Debe notarse que las cantidades expresadas en

mg/cc pueden convertirse a gastos en kg/h (y viceversa) simplemente considerando el régimen de giro del motor. En el presente documento se han alternado según el propósito del gráfico. Por lo general la ECU emplea de forma interna los valores en mg/cc.

Cuadro 3.2. Entradas y salidas del sistema.

Variables medidas (serie)		
aire fresco aspirado por cilindro	m_a	mg/cc
aire fresco aspirado	\dot{m}_a	kg/h
presión de admisión	p_2	bar
régimen de giro	n	rpm
posición de la válvula EGR	x_{egr}	%
posición del <i>waste-gate</i>	x_{wg}	%
presión del raíl	p_{rail}	bar
lambda del escape	λ_{exh}	-
avance de la inyección	SOI	CAD
combustible inyectado (estimado)	m_f	mg/cc
Variables medidas (sensores experimentales)		
concentración de oxígeno en la admisión	O_{2in}	%
gasto de EGR	\dot{m}_{egr}	kg/h
concentración de NO_x en el escape	NO_x	ppm
Variables medidas (sensores sala)		
par	M_e	Nm
gasto de aire aspirado	\dot{m}_{air}	kg/h
gasto de combustible (balanza)	\dot{m}_{fuel}	kg/h
opacidad de los gases de escape	Op	%
Actuadores		
referencia de posición EGR	u_{egr}	%
referencia de posición WG	u_{wg}	%
referencia de la presión raíl	u_{prail}	bar
inicio de la inyección principal	u_{soi}	CAD
inicio de la inyección principal	u_{tmi}	us
combustible a inyectar	u_{m_f}	mg/cc

Sensores de serie en motor. Siguiendo el orden del flujo de la información en la plataforma utilizada, se comienza tratando los sensores de los que se dispone de serie en el motor, a su vez se utilizan para registrar los valores medidos por la plataforma utilizada. Estos sensores resultan precisos para la operación del motor, por tanto, cualquier desconexión de ellos con respecto al cableado correspondiente implicaría un fallo en la ECU del motor y un posterior mal funcionamiento del mismo e incluso una parada total del motor.

- Sensor de gasto de aire aspirado (variable asociada: \dot{m}_a y m_a). El sensor de gasto de aire aspirado se encuentra incorporado en la admisión del motor, a la salida del filtro de aire y antes de la entrada al turbogrupo, dicho sensor proporciona un valor correspondiente al gasto de aire en kg/h que aspira el motor, y que es clave para conocer las condiciones de la renovación de la carga del motor; internamente este valor se transforma en mg/cc, pero dado un régimen de giro la transformación entre mg/cc y kg/h es directa. Este sensor se comunica exclusivamente con la ECU e informa del valor en cada instante para tomar decisiones sobre el motor.
- Sensor de presión en la admisión (variable asociada: p_2). Este sensor se encuentra instalado en la admisión del motor entre la salida del *intercooler* y el colector de admisión. Envía a la ECU el valor de presión que se da en este punto en mbar, siendo este valor indispensable para el control de del sistema de sobrealimentación.
- Sensor de posición y régimen de giro del motor (variables asociadas: SOI, n). Este sensor se encuentra instalado en el bloque del motor adjunto al cigüeñal del motor. Dicho sensor da la información de la posición del cigüeñal a la ECU y por tanto, es posible conocer cuando un pistón en concreto se encuentra en su punto muerto superior. El sensor permite calcular el régimen de giro así como realizar la sincronización de la inyección. Con el fin de diferenciar los puntos muertos superiores de compresión y escape, hay un sensor secundario situado en el árbol de levas.
- Sensor de posición de la válvula EGR (variable asociada: x_{egr}). Se encuentra instalado en el mecanismo de actuación de la válvula EGR y provee la información a la ECU de la posición en la que se encuentra dicha válvula. Es necesario para el control de posición de la misma a través de la ECU.
- Sensor de posición de la válvula de *waste-gate* (variable asociada: x_{wg}). La posición del *waste-gate* de este turbo permite evitar los efectos de

histéresis en el control del sistema de sobrealimentación. El sensor incorporado en el sistema de actuación de la válvula de *waste-gate* es necesario para el control de posición de la misma a través de la ECU.

- Sensor de presión del raíl (variable asociada: p_{rail}). Este sensor se encuentra instalado en el conducto común o raíl del sistema *common-rail* que incorpora como uno de los sistemas de inyección este motor. Informa del valor de presión en bar a la que se encuentra el combustible confinado en este conducto al ser comprimido por la bomba de inyección.
- Sensor lambda del escape (variable asociada: λ_{exh}). Este sensor se encuentra instalado en el escape del motor después del turbogrupo. Se trata de un sensor de concentración de oxígeno que informa a la ECU de la relación aire-combustible de la que disponen los gases de escape y de esta forma poder compensar la deriva de los inyectores.

ECU del motor. La ECU es el dispositivo de control del motor, se basa en un microcontrolador incluyendo etapas de potencia para suministrar energía a los actuadores y acondicionadores de señal y dispositivos de adquisición para las señales que le suministran los sensores disponibles. Los actuadores integrados en el motor basan su actuación en tablas empíricas y bucles de control incorporados en la ECU que se proveen de la información de los distintos sensores del motor. La ECU en cuestión es similar a la ECU utilizada para el motor de serie que se vende al consumidor, pero difiere en la característica importante de que puede ser programada desde el exterior además de tener accesos a los registros incorporados en la misma. La ECU se conoce como ECU de desarrollo, este término hace posible la comunicación con la misma y el acceso a los mapas y registros de la misma.

La ECU utilizada es suministrada por el fabricante expresamente para estas labores y es de la marca Robert Bosch, de la familia EDC16CP. Para lograr la comunicación con la misma, la ECU dispone de un protocolo de comunicación y un módulo ETAS-ETK_P7 embebido en la misma que permite el acceso a los diferentes registros de la ECU durante el funcionamiento de la misma. Este módulo a su vez dispone del puerto ETK como interfaz externo para la comunicación con los dispositivos que lograrán el envío y recepción de señales hacia y desde los distintos registros. La interfaz ETK permite transferencias de hasta 100 Mbits/s a distancias de hasta 30 m y es soportada por los dispositivos hardware y software de la compañía de prototipado y dispositivos para desarrollo de automoción ETAS. Esto permitirá, como se verá más adelante, la comunicación con los sensores y actuadores de serie del motor sin la necesidad del desarrollo de unidades de control experimentales para el motor.

Existen además algunas variables que la ECU estima y calcula a partir de otras variables físicas medidas por los sensores incorporados o que son el resultado de las estrategias de control. El sistema de *bypass* permite acceder a ellas e incluirlas también en la adquisición. Entre estas variables las más relevantes son el gasto de combustible inyectado y el tiempo de inyección. El primer valor lo tiene disponible la ECU estimándolo a partir del pedal demandado y viene dado en mg/cc, esto es, miligramos por cilindro y ciclo. El tiempo de inyección es el tiempo que permanece abierto el inyector y se estima a partir del gasto de combustible deseado y la presión del raíl disponible. Dicho valor se da en us.

Integración de sensores prototipo en el motor. Como sensores adicionales a los que dispone el motor de serie y que dan información del estado del mismo a la ECU, se instala una serie de sensores adicionales. Algunos de estos sensores son experimentales, o prototipos, y en el momento de la investigación no han sido comercializados en grandes series. En otros casos se trata de sensores disponibles en el mercado pero que no suelen implantarse o emplearse de forma habitual en el motor de serie. Los sensores que se han empleado en el presente trabajo son:

- Sensor de concentración de oxígeno en la admisión (variable asociada: O_{2in}). En este caso se han instalado dos tipos diferentes de sensores de concentración de oxígeno en la admisión del motor. Se encuentran en el colector de admisión del motor proporcionando la medida de concentración de oxígeno que se da en este lugar del motor. Hay que notar que estos sensores no los incorpora el motor de serie. En la actualidad se estudia la posibilidad de equipar motores diesel con un sensor de estas características para poder medir de forma directa el porcentaje de oxígeno del gas aspirado por los cilindros y ser capaces de tomar decisiones de control en base a dicha información [19]. Uno de los sensores de concentración de oxígeno es un sensor de fabricación en serie de tipo λ [7] de la compañía Robert Bosch modelo LSU 4.9 [4] utilizado frecuentemente en los motores de automoción de serie. El sensor se encuentra conectado a un dispositivo acondicionador y amplificador de la señal ETAS Lambda Meter [20], el cual permite configurar la relación de cada parámetro eléctrico que proporciona el sensor con la concentración de oxígeno, además se puede configurar un filtro paso bajo implementado en el mismo dispositivo. Este dispositivo permite la lectura externa de la señal de oxígeno mediante una salida analógica incorporada. El otro de los sensores utilizados para medir la concentración de oxígeno

en la admisión es un sensor λ lineal prototipo [5]. A diferencia del sensor LSU, el prototipo está preparado para trabajar con altas presiones parciales de oxígeno y puede emplearse por lo tanto en el colector de admisión con altos valores de presión [19]. El sensor va acompañado de la electrónica necesaria para el correcto funcionamiento del mismo y el control de encendido comunicándose con el exterior mediante protocolo de comunicación CAN.

- Sensor de EGR (variable asociada \dot{m}_{egr}). Se trata de un caudalímetro prototipo dispuesto en el conducto de EGR para la medida directa del gasto másico de recirculación de gases de escape. Nótese que, como se ha descrito en anteriormente, el motor de serie no dispone de la medida de gasto de EGR si no que la estima a partir de la medida gasto de aire aspirado disponible gracias al sensor dispuesto en la admisión. Este sensor experimental es capaz de soportar y medir caudal másico de un gas que se encuentra a altas temperaturas y del cual no se conoce previamente su composición exacta o su naturaleza. El sensor dispone de una electrónica asociada que acondiciona la señal y lo controla permitiendo la comunicación externa por protocolo CAN.
- Sensor de concentración de NO_x en el escape [9, 21] (variable asociada: NO_x). En el momento del inicio de la investigación, se trataba de una serie inicial de producción de un sensor de concentración de NO_x en el escape. En la actualidad el sensor está bastante extendido pues muchos motores en su etapa final de desarrollo lo emplearán para el control del sistema SCR [22, 23]. En el presente trabajo el sensor se ha instalado antes del sistema de post-tratamiento y permite medir la concentración de óxidos de nitrógeno de los gases de escape. El sensor proporciona además una medida redundante de λ_{exh} . El fabricante de este sensor prototipo es Siemens VDO [24], y dicho sensor se comunica con el exterior haciendo uso del protocolo CAN. La instalación del presente sensor es innovadora y proporciona la información entorno a la que gira el núcleo del presente trabajo de investigación. En la Figura 3.4 se observa la calibración estática del sensor frente a los valores que da el Horiba MEXA como referencia.

Añadidos los sensores experimentales al motor el esquema del motor quedaría como muestra la Figura 3.5.

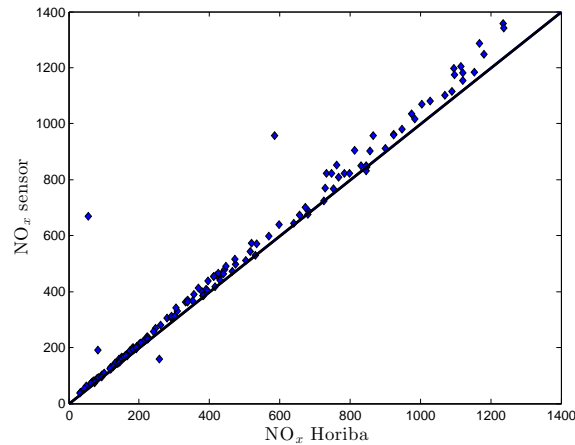


Figura 3.4. Comparación de la calibración del sensor de NO_x frente al Horiba ME-XA.

Medida de dispositivos sensores de la sala. Los sensores instalados en la sala y que se incorporan a la medición en la plataforma de adquisición y control se describen a continuación:

- Sensor de par (variable asociada: M_e). La medida de par se realiza a través de un torquímetro incorporado en el freno dinámico. Se trata de un sensor de la marca GIF, modelo F1. Este sensor se acondiciona a través de la electrónica del freno dinámico de la sala ubicada en el armario exterior el cual provee una salida analógica externa proporcional a la magnitud física en Nm.
- Caudalímetro *Sensyflow* en la admisión (variable asociada: \dot{m}_{air}). Instalado después del filtro de aire de admisión y antes del propio caudalímetro del motor. Este sensor envía una señal analógica proporcional al gasto de aire aspirado por el motor la cual se convierte a magnitud física expresada en kg/h y que es comparable con la que proporciona el caudalímetro de serie del motor a la ECU. Es una señal redundante sobre la medida de la ECU \dot{m}_a
- Gasto másico de combustible (variable asociada: \dot{m}_f). Para la medida del gasto de combustible real instantáneo se utiliza una balanza gravimétrica el cual independiza de la densidad del combustible la medida que otorga,

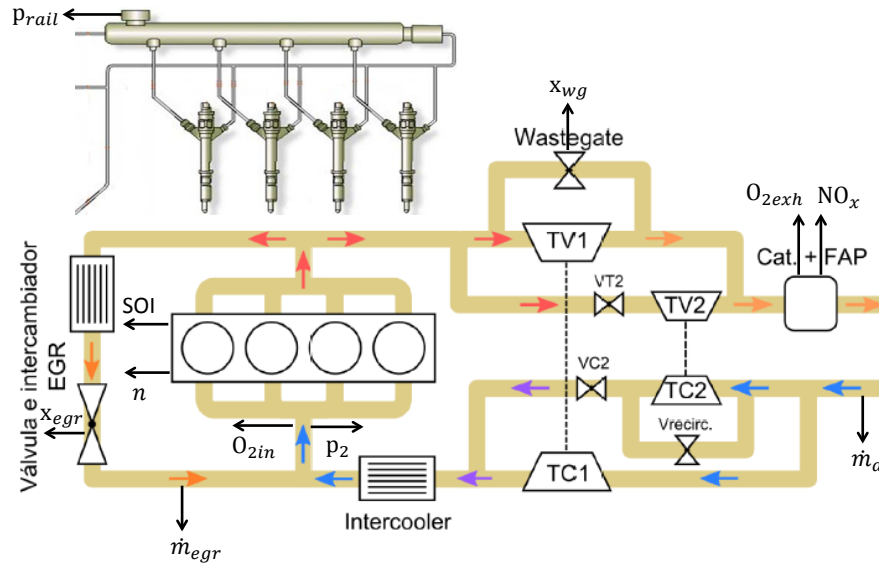


Figura 3.5. Esquema del motor con los sensores experimentales instalados.

de forma que es capaz de compensar el efecto asociado a la variación de la densidad del combustible con la temperatura.

- Opacidad de los gases de escape (variable asociada: Op). La sala dispone de un opacímetro AVL 439 de flujo parcial el cual determina la opacidad que tiene los gases de escape del motor mediante la medida de la atenuación de la luz visible en una muestra parcial del gasto de escape.

Sistema de *bypass* y comunicación con la ECU. El acceso a la ECU del motor se realiza a través del protocolo ETK. Dicha comunicación permite distintas cosas: recibir y leer los datos de las variables leídas por la ECU de sus sensores de serie, enviar y escribir los datos desde el exterior a los actuadores de serie del motor utilizando la propia ECU y acceder, modificar e intercambiar datos y cartografías de la ECU. Para ello, se dispone de un dispositivo hardware de la compañía ETAS modelo ES910 [25] como el que se muestra en la Figura 3.6. dicho sistema permite las operaciones de lectura-escritura sobre la ECU además del intercambio de información en mapas y cartografías. Las

interfaces que utiliza dicho dispositivo son CAN y ETHERNET para comunicación con dispositivos externos y ETK y XETK para la comunicación con la ECU. La principal ventaja y novedad de este dispositivo es que permite mediante el software INTECRIO realizar externamente la modificación directa de las variables de la ECU obviando los valores que aguas arriba se proporcionen a dichas variables mediante los cálculos internos de la propia ECU de serie.



Figura 3.6. Imagen del dispositivo para prototipado rápido de la compañía ETAS modelo ES910.

Este dispositivo se pone en funcionamiento haciendo uso de un ordenador exclusivo para el mismo disponible en la sala que se conecta a través de ETHERNET y el cual incorpora dos software de la compañía ETAS que permite el acceso a la ECU:

- INCA. Este software que hace uso del dispositivo ETAS ES910 se utiliza para el monitorizado de la ECU en general, permite visualizar variables, adquirir y registrar las variables seleccionadas en el mismo ordenador donde se encuentra instalado. Mediante actuaciones del usuario, es posible modificar la calibración de la ECU, es decir, la modificación manual de las variables incluidas en los mapas, visualizar los datos registrados utilizando, exportar los datos registrados, analizar las calibraciones y cambiar cartografías así como programar la ECU con software distinto del de serie.
- INTECRIO. Este software permite incluir un programa genérico en el dispositivo ETAS ES910 capaz de acceder para lectura y escritura a posiciones de memoria de la ECU, así como intercambiar información a través del puerto CAN. De esta forma las variables internas de la ECU o los valores registrados en los sensores de serie del motor pueden ser enviados al sistema de prototipado, y los cálculos del mismo pueden ser inyectados en la ECU para modificar el comportamiento de los actuadores.

Sistema de prototipado de lógicas de control. Se trata de un sistema PXI en tiempo real de National Instruments puesto en funcionamiento para este trabajo de investigación [26]. Es el núcleo de la plataforma de adquisición y control pues es en él mismo donde se van a registrar las variables leídas por los sensores de la sala utilizados, los sensores experimentales instalados y los sensores de serie leídos por la ECU del motor (transferidos estos últimos a través del ES910). En la Figura 3.7 se puede observar este dispositivo. Los principales módulos que forman el equipo son:

- Chasis PXIE-1078, con 9 ranuras para conexión de tarjetas.
- Placa base: PXIE-8133 Real-Time National Instruments (Intel Core i7-820QM 1.73 MHz; 4 GB RAM DDR3; 250 GB de disco duro; 2 puertos 10/100/1000BASE-TX (Gigabit) Ethernet, 4 Hi-Speed USB, Express-Card/34, GPIB, serie).
- Tarjeta PXI-8513/2 CAN de hasta 1Mbps, que permite la comunicación con el ES910 y los sensores que soportan CAN.
- Varias tarjetas de adquisición y actuación analógica y digital (PXI-6115, PXI-6713, PXI-6602, PXIE-6356, PXIE-6124), que permiten la integración de los diferentes sensores experimentales y de la sala.

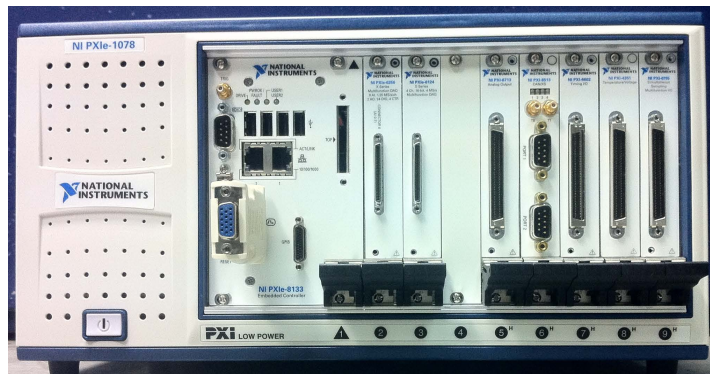


Figura 3.7. Imagen del sistema de tiempo real PXI de la compañía National Instruments utilizado.

Además, en este sistema se programarán las distintas estrategias de control que formarán parte del trabajo principal de la presente tesis doctoral. A partir de sus resultados, el dispositivo enviará las distintas acciones de control a los

actuadores del motor utilizando la ECU y el sistema de prototipado rápido ETAS ES910.

El sistema dispone de unas tarjetas que permiten la adquisición de señales tanto analógicas como digitales. Dentro de la adquisición digital debe considerarse específicamente la adquisición por puerto CAN disponible del dispositivo. Las entradas analógicas son conectadas y encargadas a los distintos sensores con conexión analógica mencionados y la conexión CAN se utiliza por un lado para la lectura de los sensores con protocolo CAN y por otro lado para la recepción de los valores de las variables de lectura de la ECU mediante el dispositivo ES910 e INTECRIO. La recepción de las señales es procesada por el PXI en tiempo real utilizando software LabVIEW de la misma compañía National Instruments. El envío de las señales procesadas hacia el exterior es viable gracias a la disponibilidad del puerto CAN incorporado en dicho PXI, el cual se comunica con el ETAS ES910 y actúa a su vez sobre las variables de la ECU seleccionadas e implementadas en el software INTECRIO asociado.

Implementación y descripción del SW de control. La programación del PXI es fundamental para la realización de los ensayos llevados a cabo en este trabajo, la implementación se realiza en NI-LabVIEW 2010. Este entorno de programación es visual y es posible a través de él configurar y controlar cada uno de los módulos de hardware del PXI de modo para gestionar la adquisición de medidas de los canales analógicos y la comunicación CAN con los distintos dispositivos, incluyendo la comunicación con el ES910 para el control de la ECU.

Para poder identificar el sistema o enviar una determinada referencia a una o más variables de la ECU se utiliza el esquema mostrado en la Figura 3.8.

En dicha figura se puede observar el bloque de configuración de la lectura de los datos por CAN y de los datos que llegan por vía analógica al PXI. con el fin de realizar ensayos predefinidos, existirá una definición de un perfil o señal(es) a enviar y una inicialización del proceso de guardado de los datos leídos. Una vez realizado este paso previo se comienza a iterar funciones cada cierto tiempo ¹, comenzando por las funciones de lectura CAN y analógica las cuales registran los valores que llegan al PXI por estas vías. Posteriormente los valores se acondicionan, es decir, se filtran si es necesario, se convierten a magnitud física y se adecúan y se guardan en un fichero en el disco duro del PXI. Simultáneamente, en cada iteración pueden suceder dos cosas dependiendo del objetivo de la implementación, o bien se envían los valores de

¹En general los periodos de muestreo, como se detallará más adelante, han sido de entre 10 y 20 ms, valor cercano a las implementaciones actuales en ECUs comerciales.

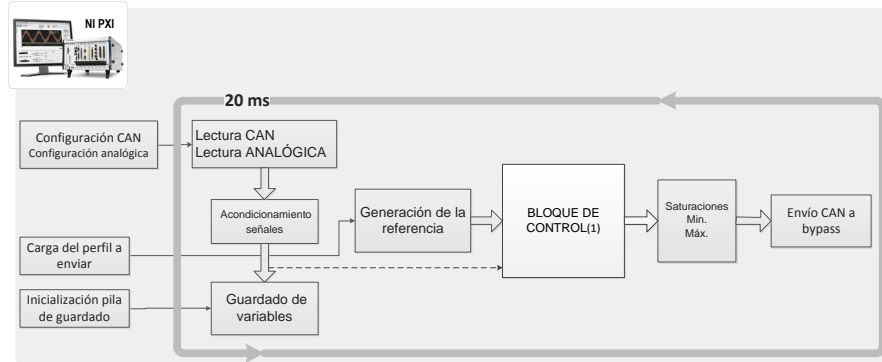


Figura 3.8. Esquema de una implementación general para poder leer y registrar datos en tiempo real de las variables de entrada y enviar valores a su vez a la ECU correspondientes al perfil cargado o, en su caso (1) las acciones de control calculadas por una estrategia de control implementada.

las variables deseadas a la ECU del motor que corresponderían con el perfil cargado mediante la escritura en el puerto CAN del PXI y de ahí al sistema de *bypass* (este tipo de ensayo es muy útil para la identificación del sistema), o bien se implementa un controlador que calculará las acciones de control pertinentes para alcanzar la referencia dada en cada iteración por el perfil cargado. Este controlador en el caso de que corresponda con una estructura en bucle cerrado deberá tomar la lectura de la variable controlada.

Actuadores. De la misma forma que se da la posibilidad de recibir la información en el PXI, la información procesada se envía a la ECU determinando así acciones de control sobre el motor. Estas acciones de control, distinguidas con el símbolo u , indican los valores que se han empleado en el presente trabajo son las siguientes:

- u_{egr} : se envía desde el PXI como consigna de posición de la válvula EGR. Se ha elegido emplear el *bypass* sobre la consigna de posición en vez de sobre el valor de la acción de control con el fin de aprovechar el controlador PID de bajo nivel y corregir la posible histéresis de la válvula.
- u_{wg} : se envía desde el PXI como consigna de posición del *waste-gate*. Como en el caso anterior, el uso de la referencia de posición permite aprovechar la corrección de la histéresis a través del controlador de bajo nivel.

- u_{prail} : se envía desde el PXI como valor de presión del *common – rail* deseada, de forma que el controlador de la ECU realiza el control de bajo nivel.
- u_{soi} : se envía desde el PXI como valor del inicio de la inyección deseado.
- u_{tmi} : se envía desde el PXI como valor del tiempo de inyección deseado para la inyección principal.
- u_{mf} : se envía desde el PXI como valor del gasto de combustible deseado².

Nótese que u_{soi} , u_{tmi} y u_{mf} corresponden a valores impuestos por la ECU, y ambos actuarán de forma casi inmediata (si se descuenta el tiempo durante la transferencia de la señal, que es del orden de 20 ms, y un retraso máximo correspondiente a un ciclo) y con un error que puede considerarse despreciable al tratarse de señales eléctricas sincronizadas con el cigüeñal (excepto en el caso de u_{mf} , cuya precisión no se puede asegurar debido a que la ECU estima la duración de la inyección a través de un valor tabulado, lo que está sujeto a errores). Por su parte u_{egr} , u_{wg} y u_{prail} corresponden a valores de referencia; esto significa que el controlador de bajo nivel variará las acciones PWM para satisfacerlas, pero están sujetas a la dinámica en bucle cerrado del sistema.

3.2.3.2. Descripción de la operación del sistema conjunto

Habiendo descrito en la sección anterior los distintos componentes de los que dispone la plataforma de adquisición y control, se pretende ahora dar una visión global de dicha plataforma y su funcionamiento. El esquema resumen se mostró en la Figura 3.3.

El objeto de la plataforma de adquisición y control es adquirir y registrar los valores de las variables interesantes, ya sean sensores o variables calculadas por la ECU, y poder actuar sobre las variables de actuación y que determinan directamente los valores enviados a los actuadores del motor. Para ello el procedimiento es el siguiente: la ECU obtiene la información a través de los sensores integrados de serie en el motor y envía los valores de los que dispone en los registros correspondientes a las variables de actuación a los actuadores. En esta etapa es donde entra en juego la programación del dispositivo ES910 utilizando INTECRIO, pues mediante INTECRIO se definen las variables que se van a leer de la ECU y que van a ser enviadas al exterior, esto es, al puerto

²Nótese que no es posible imponer simultáneamente u_{mf} y u_{tmi} , pues la terna $\{tmi, p_{rail}, mf\}$ presenta dos grados de libertad.

CAN del ES910, así como las variables sobre las que se va a actuar leyendo el valor asociado del puerto CAN del dispositivo enviado desde el exterior y cambiando el valor de la variable en cuestión de la ECU por este valor leído. El proceso de escritura de un valor leído desde el exterior a través del puerto CAN y aplicado a una variable en concreto de la ECU se denomina *bypass* de la variable de la ECU, pues lo que sucede es que se obvia el valor que emite la ECU para esta variable calculado en base a la cartografía implementada en la misma y se sustituye éste por el valor asociado desde el exterior. La definición de estas variables se realiza en el entorno INTECRIO configurando la línea ETK (comunicación ECU-ES910), así como la línea CAN (comunicación PXI-ES910), para las cuales se han de definir los mensajes apropiados y asociar las señales que se envían o reciben en los mismos. Esta definición y asociación se realiza utilizando INTECRIO el cual se comunica con la ECU mediante el ES910 y permite ver, configurar y asociar las variables de la ECU de interés. Se genera un software con estas características y se compila generando un fichero *a2l* que es el que posteriormente cargado en INCA referenciará las direcciones de las variables en la memoria de la ECU.

Una vez realizado lo anterior, ya en INCA se configura el dispositivo ES910, y se carga la calibración o software de la ECU y el fichero *a2l* generado por INTECRIO en el paso previo. Posteriormente, se crea un experimento de INCA el cual define las variables que serán visualizadas y capturadas.

Una vez se ejecuta el software en INCA se puede activar o desactivar el *bypass* de las variables que el ES910 leerá por CAN. Visualizándose el valor de cada una de ellas y el de las correspondientes de la ECU, cuando se active el *bypass* desde INCA el valor de la variable recibida por CAN quedara escrito en la variable asociada previamente mediante INTECRIO.

De esta forma, las variables enviadas al bus CAN del ES910 serán enviadas al sistema PXI mediante el cable CAN utilizado entre ambos dispositivos siendo capaz el PXI de leer estas variables por CAN, y los valores que el PXI envíe por CAN se enviarán al ES910, siendo escritas en las variables de la ECU asociadas siempre y cuando se encuentre activo el *bypass* desde INCA. Por otro lado, se conectan al PXI los sensores con las conexiones y protocolo correspondiente cada uno de los sensores experimentales y de la sala utilizados, ya utilicen protocolo CAN, los cuales serán conectados al propio bus CAN del PXI, o analógicos, los cuales se conectarán a las entradas analógicas del mismo.

La programación del PXI consiste en implementar un código en LabVIEW en un ordenador externo conectado al mismo mediante ETHERNET y que posteriormente será enviado al PXI para ejecutarlo en el mismo en tiempo

real. Dicho programa contemplará un bloque de entradas definidas como el conjunto de las variables adquiridas desde la ECU y los valores de los sensores experimentales y dispositivos de la sala. Estos valores serán registrados por el PXI en tiempo real y servirán algunas como entradas para el software de control que se implemente en los diferentes ensayos propuestos. Otro bloque consistirá en el acondicionamiento y/o conversión de los valores del bloque anterior a magnitud física, así como tratamiento de la señal de los mismos como puede ser el filtrado de ruido. Por último, se debe definir un bloque que contendrá la funcionalidad que se desee implementar y como resultado las variables que se desean enviar a la ECU para la ejecución de los actuadores correspondientes del motor.

Programado el PXI y el dispositivo ES910, además de definidas las interacciones entre los distintos elementos del sistema incluyendo sensores experimentales y de la sala, la plataforma queda configurada y dispuesta para la realización de ensayos de prototipado rápido de funciones sobre el motor.

3.3. Definición de los ensayos realizados

Esta sección se dedica a la descripción de la tipología y metodología de cada uno de los ensayos que se han realizado en el presente trabajo de investigación. De esta manera, se justificará la elección de cada uno de ellos y las condiciones para la realización de los mismos.

3.3.1. Clasificación de los ensayos realizados

Los ensayos realizados se pueden clasificar de diversas maneras, en este apartado se han elegido dos tipos de clasificaciones, pues se ha creído interesante mostrar ambas en relación con la tipología y metodología llevada a cabo en el proceso experimental. Atendiendo a su propósito se pueden clasificar como:

- Ensayos de caracterización. Son ensayos utilizados para la caracterización del motor o el subsistema elegido, conociendo su respuesta en los puntos de operación elegidos y disponer así de una base de datos para la comprensión del comportamiento del sistema y la posterior identificación del mismo, plasmando finalmente el resultado de estos ensayos en la obtención y ajuste de modelos presentados en el Capítulo 4.

- Ensayos para el desarrollo de estrategias. Su objetivo es realizar una primera aproximación al problema. Tal ensayo, no siempre exhaustivo ni realizado con las mejores condiciones en cuanto a instrumentación y número de pruebas, permite comprobar mediante una evidencia empírica que el problema que se afronta, es decir, el control de las emisiones de NO_x mediante la renovación de la carga y el sistema de inyección, es posible. Estos ensayos se requieren siempre para comprobar cada nueva implementación y ajustes de control, además de la correcta lectura de los sensores y de la modificación de los actuadores pertinente llevada a cabo.
- Ensayos de validación. Son aquellos presentados en los correspondientes capítulos de resultados experimentales y que tiene por objeto arrojar el estudio principal del presente trabajo y que en general serán realizados posteriormente a una simulación del programa implementado viéndose la misma en el Capítulo 4.

Otra clasificación va en relación con la información que pretende desprender el ensayo en sí, dicha clasificación hace referencia a las características del ensayo, clasificándose éstos en:

- Ensayos estacionarios. Son ensayos realizados en un punto de operación del motor determinado, manteniendo invariable para este mismo punto el valor del conjunto (n, M_e) o, de forma más cómoda para evitar interferencias con el regulador de la sala, (n, m_f) . Durante este ensayo (o entre varias series de ensayos) podrán variar condiciones ambientales sujetas a la meteorología, y variables del motor con respecto a sus valores nominales por requerimiento del propio ensayo. Estos ensayos serán usados para la caracterización estática llevada a cabo en el Capítulo 4 y para los ensayos de referencia y control de cambio de referencia y perturbaciones estudiados en los capítulos 5 y 6.
- Ensayos en transitorio. El ensayo durante un transitorio es aquel ensayo que implica uno o más cambios de punto de funcionamiento del motor variando los valores del conjunto (n, M_e) . Estos ensayos se llevan a cabo para determinar el comportamiento del motor durante transitorios y su correspondencia utilizando las estrategias de control realizadas.

3.3.2. Definición de las condiciones de ensayo

Se deben definir unos puntos de operación del motor en los cuales se llevan a cabo los ensayos, dichos puntos de operación deben ser característicos

de la operación del motor y cubrir un rango razonable de su funcionamiento. Como se ha explicado en el apartado anterior, los ensayos estacionarios quedan definidos por los puntos de operación tomados para la realización de los mismos. Los puntos de funcionamiento a tratar serán los descritos en la tabla 3.3 quedando determinados por el régimen de giro y el par motor generado o bien por el gasto de combustible (nominal) asociado.

Cuadro 3.3. Puntos de operación.

Código	n [rpm]	M_e [Nm]	m_f [mg/cc]
A	1550	60	15
B	1550	120	25
C	2250	60	15
D	2250	120	21

Así mismo, el resto de variables a tener en cuenta para cada punto de operación que se utilizarán como *inputs* del sistema así como el resultado sobre los NO_x medidos se muestra en el cuadro tabla 3.4. El valor de referencia de los NO_x está sujeto a variaciones significativas, asociadas a la temperatura y humedad ambiente, así como al efecto de otras perturbaciones [1].

Cuadro 3.4. Valores nominales en los puntos de operación definidos.

código	x_{egr}	SOI [CAD]	p_{rail} [bar]	t_{mi} [us]	NO_x [ppm]
A	82	-2.11	660	430	140
B	90	-1.78	800	540	232
C	82	-1.87	845	410	120
D	100	-1.19	1045	465	330

En la Figura 3.9 se muestran cada uno de los puntos de operación dentro de la curva régimen-par máximo, esto es, la curva de par extraída de los ensayos a plena carga del motor objeto de ensayos. Puede apreciarse claramente cómo todos los puntos elegidos están dentro de la zona en la que el motor realiza EGR.

Los ensayos seguirán las siguientes premisas:

- Los ensayos se realizan en la medida de lo posible con condiciones ambientales constantes. Eso es especialmente crítico si lo que se pretende es estudiar los NO_x producidos [27].

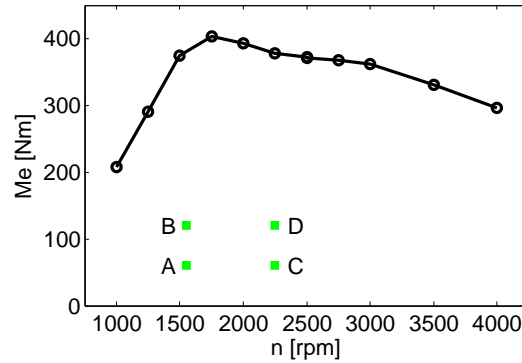


Figura 3.9. Curva de par a plena carga extraída de ensayos realizados en banco motor y los puntos de operación dentro de la zona a carga parcial.

- Los ensayos, excepto aquellos realizados en frío, se ejecutan con el motor estabilizado a la temperatura nominal del refrigerante a 95 °C.
- Se tendrá acceso en todos los ensayos a las variables del motor de estudio necesarias para llevar a cabo el presente trabajo. Los valores procedentes de los sensores de serie, experimentales y de la sala elegidos serán registrados con un intervalo determinista y en tiempo real sin pérdida de información con el paso del tiempo y durante el ensayo. Además, los valores serán registrados por igual en cada iteración de lectura tomando siempre el valor más reciente o último valor para cada intervalo de tiempo entre cada una de las iteraciones realizadas sin que ello incurra en desfases de tiempo entre lecturas de una o más variables.
- Se realizan ensayos alterando simultáneamente una o más variables definidas como variables de entrada a excepción de los ensayos de referencia.
- El ensayo de referencia determinará los valores de las variables de estudio que serán denominados como valores nominales o de serie en el punto de operación.
- El punto de operación o funcionamiento estará incluido en la zona de carga parcial mostrada en la Figura 3.9, y se tendrá en cuenta en las variables de entrada y de salida los límites determinados por dicho punto de operación en el rango a utilizar respecto a su valor nominal. Siendo por una parte utilizado como limitante, además de los valores de saturación de los actuadores, un criterio de seguridad y funcionamiento adecuado

del motor el cual deje el correspondiente margen de seguridad. Por otro lado, se aplicarán criterios extraídos de las conclusiones referentes al comportamiento de las variables de salida respecto de las variables de entrada y de la información que aporten tratados en el Capítulo 4.

- Los ensayos se realizarán siempre después de haber mantenido un tiempo necesario de estabilización y finalizarán de la misma manera.

3.3.3. Ensayos de referencia

Los ensayos de referencia son los realizados para determinar el comportamiento del motor y los valores de las variables según los valores de serie del motor para el punto de operación dado. Se utilizarán para obtener información sobre el comportamiento nominal del motor y para la comparación con los ensayos de control. En este último caso, podrá ser alterada una o más variables de entrada respecto a su valor nominal para poder llevar a cabo esa comparación según sea el objetivo del estudio para ese caso determinado. Por otro lado, existirán ensayos transitorios de referencia que implicarán un cambio de punto de operación, incluyéndose en este conjunto los ensayos que no modifiquen los valores nominales de ninguna de las variables de entrada. Se incluye aquí también el último bloque más complejo de estudio realizado para un ciclo de homologación NEDC, que se muestra en la Figura 3.10.

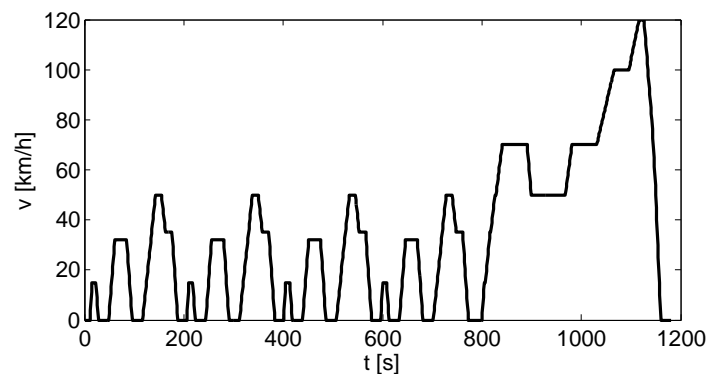


Figura 3.10. Ciclo europeo de homologación NEDC.

3.3.4. Ensayos para la evaluación de lógicas de control

Ensayo de seguimiento de una referencia dada. Uno de los tipos de ensayos a realizar una vez se haya estudiado e implementado la primera estructura de control son los ensayos de control con seguimiento de una referencia. Estos ensayos consisten en, manteniendo el motor en un punto de operación, enviar una referencia variable con el tiempo al controlador y observar qué ocurre con la variable controlada. Las referencias utilizadas en los distintos ensayos son escalones varían desde un valor nominal hasta un valor mínimo y con el transcurso del tiempo irá incrementándose hasta un valor máximo hasta volver de nuevo al valor nominal. Cada valor de la referencia se mantendrá el suficiente tiempo para estabilizar la variable controlada. La Figura 3.11 muestra un ejemplo.

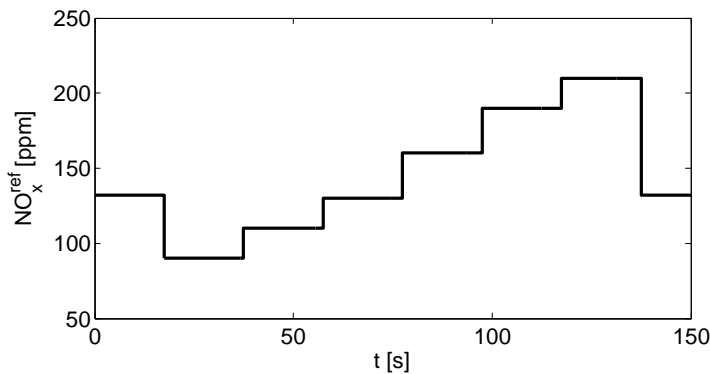


Figura 3.11. Ejemplo de la referencia dada al controlador para los ensayos de control con seguimiento de referencia.

Además en estos ensayos se observará el comportamiento de otras variables de estudio así como las acciones de control enviadas por el controlador. Estos ensayos son clave para observar la capacidad del controlador en acometer su objetivo. Será importante tener el opacímetro de la sala conectado y midiendo, así como la medida de par disponible. Por otro lado, para los ensayos que requieran de la medida de gasto de combustible se deberá tener la balanza de la sala activa y midiendo correctamente, todo ello para todos los tipos de ensayo.

Ensayos de rechazo de perturbaciones Al igual que con los ensayos de control con seguimiento de una referencia, es importante comprobar si la

estructura de control es capaz de salvar o minimizar determinadas perturbaciones inducidas al sistema con respecto al motor de serie, esto es llevado a cabo realizando ensayos de control de rechazo de perturbaciones en los cuales se envía una perturbación con la forma que muestra la Figura 3.12 a una de las variables entradas del sistema y manteniendo la referencia del control en el valor nominal de la variable controlada se observa la capacidad del controlador para mantener el valor de referencia de la variable controlada.

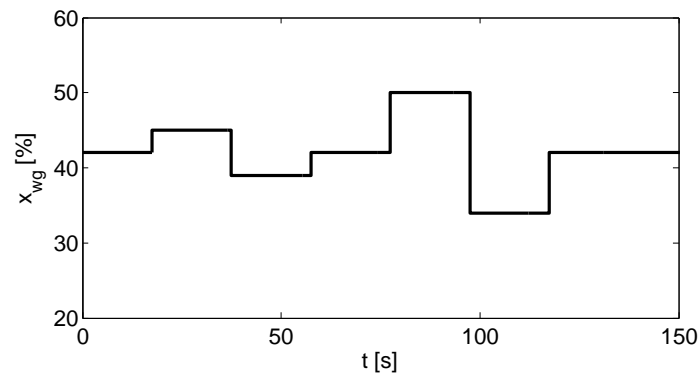


Figura 3.12. Ejemplo de la perturbación enviada al sistema.

Ensayos durante transitorios de carga En los ensayos de control durante transitorios se trata de realizar automáticamente dos transiciones entre dos puntos de operación de los previamente definidos, una de ascenso en par y otra de descenso en par. Los ensayos transitorios que se han realizado consisten en el cambio de punto de operación del punto A al punto B, una vez estabilizado el motor en el punto de operación B finaliza el ensayo volviendo al punto A y manteniendo un tiempo de estabilización, tal y como se muestra en la Figura 3.13. Se tratará en este caso de mantener la variable controlada en su valor de referencia, el cual será el valor nominal de la variable en el punto de operación, de tal forma que el controlador efectuará la corrección adecuada durante el transitorio.

Ensayos durante ciclo NEDC Como anexo al trabajo de investigación se realizan ciclos NEDC utilizados para la homologación de los automóviles. Para realizar estos ensayos se ha precisado de la incorporación en el software SHENCK del freno dinamométrico de un fichero equivalente al ciclo NEDC en

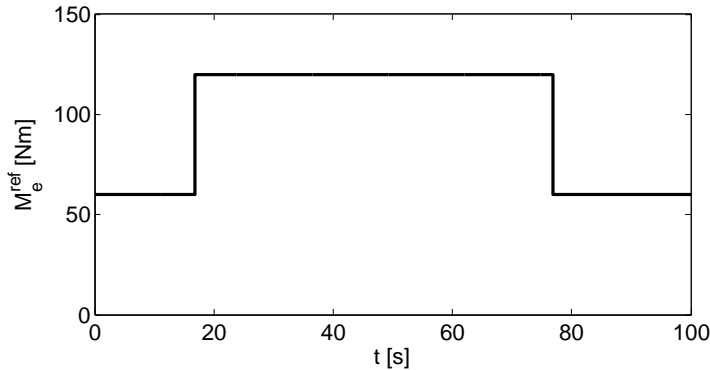


Figura 3.13. Ejemplo del cambio de punto de funcionamiento en los ensayos transitorios.

el cual se comanda el pedal y el régimen de giro, de tal forma que de manera automática se ejecuta el ciclo completo en banco motor. El ciclo ha tenido la característica de pedal y régimen adaptados al motor sujeto a ensayo que se muestra en la Figura 3.14. Aunque esto no asegura el valor de par (no se dispone del sistema de control de la sala necesario para simular la carretera), sí permite aproximar el comportamiento del sistema de control durante el transitorio.

Referencias

- [1] Arrègle J., López J.J., Guardiola C. y Monin C. “On board NO_x prediction in diesel engines: A physical approach”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 25–36, 2010. (citado en pp. 20, 26, 27, 43, 70 y 93)
- [2] Galindo J, Climent H, Guardiola C y Tiseira A. “Assessment of a sequentially turbocharged diesel engine on real-life driving cycles”. *International Journal of Vehicle Design Volume 49, Number 1-3 / Pages: 214 - 234.*, 2009. (citado en pp. 70 y 73)
- [3] Galindo J, Climent H, Guardiola C y Domenech J. “Strategies for improving the mode transition in a sequential parallel turbocharged automotive diesel engine”. *International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 2, pp. 141-149*, 2009. (citado en pp. 42, 71, 73 y 176)
- [4] Bosch Robert. “Technical Product Information Planar Wide Band Lambda Sensor LSU4.9”. 2005. (citado en pp. 72 y 81)
- [5] NTK. “NTK Oxygen Sensor Technical Documentation”. (citado en pp. 72 y 81)
- [6] Guzzella L y Amstutz A. “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998. (citado en pp. 5, 24, 25, 27, 32, 34, 39, 72 y 141)

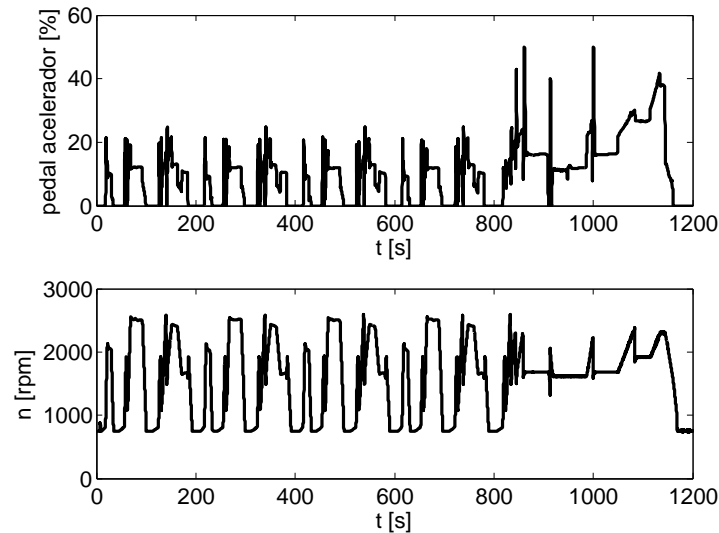


Figura 3.14. Ciclo NEDC adaptado para el motor sujeto a ensayo, se muestra el pedal utilizado y el régimen de giro en cada instante.

- [7] Bozek JW, Evans R, Tyree CD y Zerata KL. "Operating characteristics of zirconia galvanic cells (lambda sensors) in automotive closed loop emission control system". *SAE paper 920289*, 1992. (citado en pp. 72 y 81)
- [8] Moraal PE. "Adaptive Compensation of Fuel Dynamics in an SI Engine using a Switching EGO Sensor". *Proceedings of the 34th Conference on Decision and Control. New Orleans, LA. IEEE*, 1995. (citado en pp. 43, 45 y 72)
- [9] Kato N, Nakagaki K e Ina N. "Thick Film ZrO₂ NO_x Sensor". *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996. (citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- [10] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. "An on-engine method for dynamic characterisation of NO_x concentration sensors". *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35 n° 3, pp. 470–476, 2011. (citado en pp. 72 y 116)
- [11] Pla B. *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2009. (citado en pp. 2, 3, 4, 24, 26, 32, 38, 39, 40, 72 y 74)
- [12] Fleming WJ. "Overview of Automotive Sensors". *IEEE Sensors Journal*, Vol. 1, No. 4, December, 2001. (citado en pp. 35, 72 y 140)
- [13] Galindo J., Climent H., Guardiola C., Tiseira A. y Portalier J. "Assessment of a sequentially turbocharged diesel engine on real-life driving cycles". *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 49 n° 1-3, pp. 214–234, 2009. (citado en pp. 23 y 74)
- [14] Galindo J., Climent H., Guardiola C. y Doménech J. "Modeling the vacuum circuit of a pneumatic valve system". *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, Vol. 131 n° 3, pp. 1–11, 2009. (citado en p. 74)

- [15] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
(citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [16] Payri F, Luján JM, Guardiola C y Rizzoni G. “Injection diagnosis through common-rail pressure measurement”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220 n° 3, pp. 347–357, 2006.
(citado en p. 74)
- [17] Payri F, Torregrosa AJ, Broatch A y Monelletta L. “Assessment of diesel combustion noise overall level in transient operation”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10 n° 6, pp. 761–769, 2009.
(citado en p. 74)
- [18] Payri F, Broatch A, Salavert JM y Martín J. “Investigation of Diesel combustion using multiple injection strategies for idling after cold start of passenger-car engines”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34 n° 7, pp. 857–865, 2010.
(citado en p. 74)
- [19] Luján JM, Guardiola C, Pla B y Cabrera P. “Considerations on the low pressure EGR system control in turbocharged diesel engines”. *International Journal of Engine Research*, 2013.
(citado en pp. 26, 32, 81, 106, 109, 116, 152 y 160)
- [20] ETAS. “ETAS Technical Documentation ES600 Lambda Measurement Module”.
(citado en p. 81)
- [21] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodríguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011.
(citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- [22] Moos R. “A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics”. *Int. J. Appl. Ceram. Technol. 2 (2005) 401-413.*, pp. 401–413, 2005.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [23] Riegel J, Neumann H y Wiedenmann HM. “Exhaust gas sensors for automotive emission control”. *Solid State Ionics*, Vol. 152-153, pp. 783–800, 2002.
(citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [24] VDO. “VDO. Sensor de NOx inteligente. Hojas técnicas”. (citado en pp. 82 y 118)
- [25] ETAS. “ETAS ES910 Prototyping and Interface Module Technical Documentation”.
(citado en p. 84)
- [26] Instruments National. “National Instruments PXI. Technical Documentation PXI Real Time Platform for Control and Measurement”.
(citado en p. 85)
- [27] Molina SA. “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, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003.
(citado en pp. 24, 25, 32, 93 y 177)

Capítulo 4

Identificación de modelos para el control del motor

Contenido

4.1. Introducción	101
4.2. Estudio del sistema	102
4.2.1. Definición de variables y de sistema	102
4.2.2. Estudio entrada-salida del sistema	104
4.2.2.1. Ganancia del sistema	105
4.2.2.2. Dinámica del sistema	116
4.3. Identificación de modelos para control	120
4.3.1. Identificación de modelos lineales locales	125
4.3.2. Identificación de modelos con linealización de la entrada	127
4.4. Conclusiones y síntesis de alternativas de control	132
4.A. Mapas en el punto A respecto a diferentes variables intermedias	133
4.B. Mapas en diferentes puntos de operación	133
Referencias	137

4.1. Introducción

El presente Capítulo aborda el estudio del estudio básico del motor y la posibilidad de representar su comportamiento mediante el uso de modelos

matemáticos sencillos. La capacidad de predecir el comportamiento del sistema mediante modelos, lo que suele conocerse como modelado de sistemas, permite la aplicación de herramientas avanzadas para el desarrollo de controladores y, de una forma más ambiciosa, el uso de los métodos de control predictivos basados en modelos MPC descritos en el apartado 2.3.4.1. Por otra parte, resulta imprescindible un conocimiento del sistema a controlar con el fin de permitir el correcto diseño de las alternativas para su control.

De esta forma este Capítulo analiza el motor objeto de estudio, desde una perspectiva *entrada-salida* con el fin de seleccionar los actuadores más convenientes y las variables intermedias más significativas. Esto se hace en base a su ganancia, su respuesta dinámica y su linealidad, así como otras consideraciones. La ganancia puede determinarse en régimen permanente por el incremento de la respuesta del sistema respecto a un incremento de un estímulo ejercido sobre el mismo, y permite determinar la autoridad de control de un determinado actuador. Por otra parte la respuesta dinámica (o, simplemente, la dinámica) está asociada a los transitorios producidos en el sistema por un estímulo inducido sobre el mismo antes de alcanzar el régimen permanente. Sin embargo, en algunos casos se puede observar que tanto la ganancia como la dinámica varían según el punto entorno al cual se lleve a cabo su estudio; cuando esto sucede se dice que el sistema es no lineal lo cual, condicionará todo el proceso de modelado del mismo.

Posteriormente, el Capítulo trata el modelado *entrada-salida* del motor mediante la aplicación de técnicas de identificación, con el objetivo de obtener modelos dinámicos de sistemas que aproximan el comportamiento del mismo en el tiempo. Debido a que en los capítulos posteriores se pretende implementar controles MPC, que requieren modelos sencillos, se intentará mantener la estructura del modelo lo menos compleja posible. Para ello se estudiará la posibilidad de linealizar el comportamiento del sistema en zonas, o la implementación de transformaciones matemáticas que linealicen el sistema, lo que permite efectuar una corrección de la ganancia del sistema, lo que aumenta el rango de validez del modelo lineal.

4.2. Estudio del sistema

4.2.1. Definición de variables y de sistema

En la Tabla 3.2 del Capítulo 3 se definieron las principales actuaciones y medidas realizadas sobre el motor. Este listado de variables permite establecer

subconjuntos de las mismas que definan la operación del motor. Estas variables son elegidas siguiendo un criterio razonable como es el grado de aporte de información acerca de la operación sistema. Se definen como variables de entrada aquellas que son manipulables desde el sistema de prototipado siendo *inputs* del sistema motor y por tanto, la aplicación de un cambio en ellas genera un estímulo sobre el sistema que provoca un cambio de estado del mismo. En estas variables es posible realizar *bypass* utilizando el sistema descrito en el apartado 3.2.3 o mediante el control de la sala de ensayo. Las variables de salida serán aquellas que son medidas por los sensores dispuestos en el motor o estimadas por la ECU y en las cuales se observa una evolución temporal debido al cambio de estado del sistema por efectuar una estimulación del mismo. El subconjunto de variables seleccionado quedaría como muestra la Tabla 4.1.

Todas las variables mostradas en la Tabla 4.1 se registran de forma sistemática mediante el sistema de adquisición y prototipado, y a partir del estudio de las mismas se va a proceder a extraer conclusiones del comportamiento del sistema desde el punto de vista de su ganancia y su dinámica. El sistema a estudiar queda definido al efectuar la elección de las variables de entrada o variables manipuladas del mismo y sus variables de salida o de respuesta.

Cuadro 4.1. Variables del sistema.

Entrada	Salida
posición EGR x_{egr}^{ref}	gasto de aire \dot{m}_a
posición waste-gate x_{wg}^{ref}	presión de admisión p_2
inicio de la inyección u_{soi}	lambda del escape λ_{exh}
presión del raíl u_{prail}	oxígeno en la admisión O_{2in}
tiempo de inyección u_{tmi}	gasto de EGR \dot{m}_{egr}
régimen de giro n	concentración de NO_x
gasto de combustible $u_{\dot{m}_f}$	par M_e
temperatura del refrigerante T_w	gasto de aire (sala) \dot{m}_{air}
	gasto de combustible (sala) \dot{m}_f
	opacidad de gases de escape Op

Las variables de entrada serán variables, como se ha descrito, susceptibles de estímulo del sistema. Si se compara este estímulo con las variables de respuesta se podrá conocer el efecto sobre éstas. El rango de las variables de entrada viene limitado por la existencia de saturaciones (válvula completamente cerrada o abierta), límites asociados a la resistencia mecánica y seguridad del sistema, la estabilidad de la combustión, o niveles de emisiones excesivos. Además una determinada variable de actuación puede experimentar pérdi-

da en su autoridad de control: fuera de un determinado intervalo de valores adoptados por la variable de actuación, la variable de respuesta asociada no presenta cambios significativos asociados a tal estímulo. Por todo ello, resulta preciso realizar un estudio preliminar entrada-salida del sistema.

4.2.2. Estudio entrada-salida del sistema

El estudio del sistema se realiza mediante experimentos diseñados a tal efecto. Por un lado se deberá proceder a ensayar el sistema con el objetivo de conocer su ganancia, de otro lado, se realizarán ensayos con el objetivo de conocer la dinámica del mismo y así poder determinar la naturaleza del modelo lineal que lo aproximará. De este modo, el estudio entrada-salida del sistema consistirá de dos partes, obtención de la ganancia del sistema y de su dinámica.

En la Tabla 4.1 no se ha incluido el efecto de la temperatura de funcionamiento del motor. Aunque está bien documentado que la temperatura de funcionamiento afecta al motor, y por lo tanto de forma directa a las emisiones de NO_x , el tiempo característico de las variaciones de temperatura es del orden de unos pocos minutos. Este tiempo característico es varios órdenes de magnitud mayor que el asociado a otras entradas del sistema y, como se demostrará en los próximos capítulos, al tiempo característico de los controladores implementados. Por ello se ha decidido no considerar los transitorios térmicos en la caracterización del sistema (lo que además supone una ventaja desde el punto de vista de la ejecución de los ensayos, al ser menor su duración).

El lector debe considerar por lo tanto que tanto la ganancia como la respuesta dinámica determinada en las siguientes secciones considera que el motor ha sido convenientemente estabilizado previamente, y que a lo largo del ensayo no se considera la estabilización térmica del motor. Aunque esto puede modificar los resultados obtenidos esto se hace por dos motivos:

- Tal y como muestra la Figura 4.1, la diferencia obtenida en general si se considera la estabilización térmica del sistema no diverge excesivamente del valor obtenido si se permite la estabilización del motor.
- La respuesta térmica es lenta y, si el controlador funciona adecuadamente y tiene una función integral, puede ser cancelada completamente mediante ésta. Es por lo tanto la respuesta rápida del sistema la que debe ser considerada para el diseño adecuado del controlador.

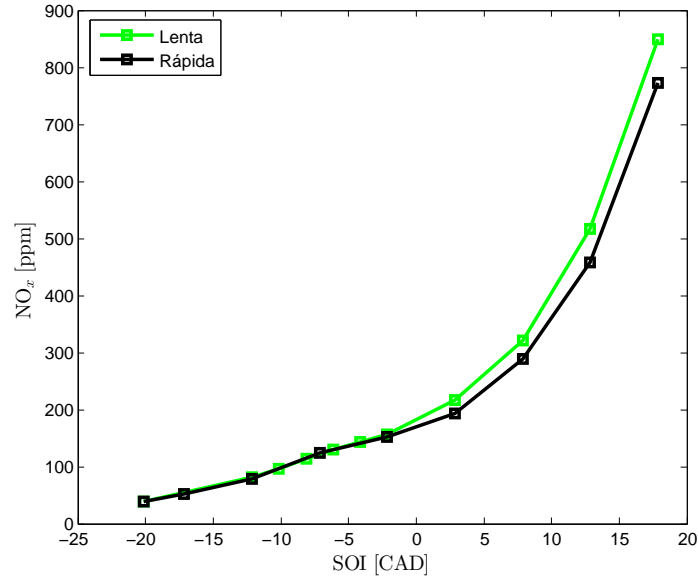


Figura 4.1. Figura que muestra la diferencia del efecto de la temperatura sobre los NO_x medidos entre un transitorio rápido y uno lento.

De esta forma, los modelos que se identifiquen en este Capítulo pretenden ser adecuados para el control del sistema, pero no son válidos para derivar una calibración del mismo, pues en este último caso debe considerarse también el efecto de la temperatura de funcionamiento.

4.2.2.1. Ganancia del sistema

La ganancia del sistema se define como el efecto de la entrada u sobre el régimen permanente de la salida y . Tal valor puede ser determinado mediante:

$$G = \frac{y(t_\infty) - y(t_0)}{u(t_\infty) - u(t_0)} \quad (4.1)$$

donde $y(t_\infty)$ es el valor de la variable de respuesta o salida del sistema en régimen permanente cuando se ha aplicado sobre el mismo un estímulo en una de sus entradas u alcanzando este estímulo un valor $u(t_\infty)$ en régimen permanente partiendo de un punto inicial (t_0). Si el sistema es no lineal, el

valor de la ganancia dependerá de las condiciones iniciales, por lo que $G = G(x, u, \dots)$, donde x puede hacer referencia a variables de estado del sistema.

Como se ha dicho, para conocer la ganancia del sistema se deben realizar ensayos sobre el sistema motor que van a consistir en la variación de las variables de entrada siguiendo las siguientes premisas:

- Se estimulará inicialmente una única variable mientras el resto de las entradas permanecen constantes.
- Los puntos de operación se definen con la pareja de valores (n, M_e) o, alternativamente, (n, \dot{m}_f) . En la sección 3.3.2 se definieron las condiciones de ensayo consideradas a lo largo de la presente Tesis Doctoral, así como algunos aspectos generales considerados en la ejecución de los ensayos. En todos los casos el punto de operación del motor está incluido en la zona de carga parcial y se tendrá en cuenta en las variables de entrada los límites determinados por dicho punto de operación.

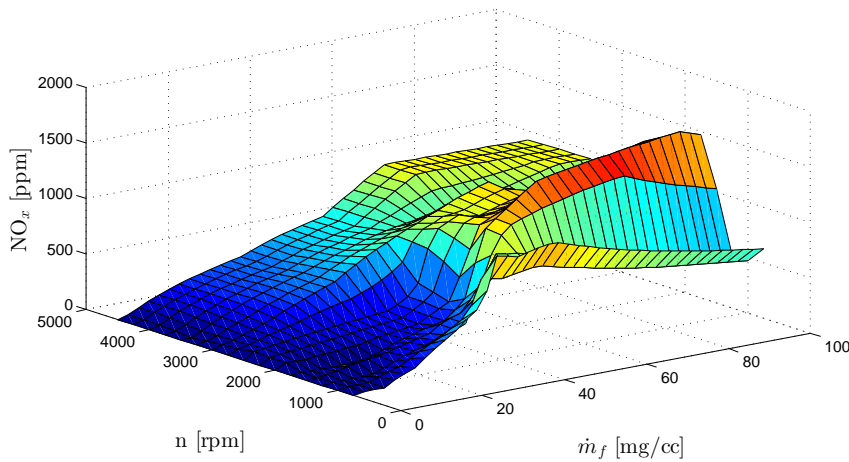


Figura 4.2. Emisiones de NO_x medidas por el sensor instalado en el escape del motor de ensayo según distintos puntos de operación representados por un ciclo NEDC.

Resulta imprescindible replicar los ensayos de caracterización en varios puntos de operación, pues es asumible que el motor presenta un comportamiento no lineal. Por ejemplo, la Figura 4.2 muestra el valor de los NO_x en el mapa de operación del motor, y es evidente que $NO_x = f(n, m_f, \dots)$. Por otra parte, es bien conocida la existencia de no linealidades en la respuesta

del bucle de aire del motor [1, 2]. La variación de las emisiones de NO_x con el punto de operación está fuertemente condicionada por la calibración del motor, pues $\text{SOI}_0 = \text{SOI}_0(n, m_f, \dots)$, $p_{\text{rail},0}^{\text{ref}} = p_{\text{rail},0}^{\text{ref}}(n, m_f, \dots)$, etc. De esta forma, el estudio se centrará en la variación respecto al valor nominal:

$$\left. \frac{\partial \text{NO}_x}{\partial u_i} \right|_{(n, m_f) = \text{cte}} = \text{modelos locales} \quad (4.2)$$

Al poner en funcionamiento el motor se pueden registrar por el sistema de adquisición y control los valores de serie que obtienen las variables del motor para cada uno de los puntos de operación dados. Se denominarán valores nominales de las variables a los valores de serie que toman dichas variables registradas y que serán constantes para cada punto de operación. Estos valores se mostraron en la Tabla 3.4.

En la realización de los ensayos dedicados al régimen permanente, se definen límites que generan un rango de seguridad para cada una de las variables de entrada a considerar. Se tendrán en cuenta las limitaciones de las variables de entrada y de salida, aportando información acerca de las saturaciones de los actuadores y/o sensores, límites de seguridad para el punto de operación dado para no comprometer la integridad del motor, de las saturaciones en la respuesta de las variables de salida debidas al punto de operación dado y con todo ello, se podrán determinar rangos para las variables de entrada fuera de los cuales no se verán afectadas significativamente las variables de salida para el caso de estudio. Las zonas de trabajo se muestran en la Tabla 4.2. Estos rangos se pueden modificar durante el ensayo si se aprecian inestabilidades o valores fuera de rango de alguna de las variables monitorizadas.

Cuadro 4.2. Variables input y rangos de utilización (punto A: 1550 rpm, 60 Nm).

Variable	Rango
x_{wg}^{ref}	desde 100 % a totalmente cerrado 0 %
x_{egr}^{ref}	desde 65 % a totalmente cerrado 0 %
SOI	desde valores de retraso de -20° hasta valores de adelanto de 15°
p_{rail}	desde 300 bar a 1100 bar
tmi	desde 350 us a 600 us

Las limitaciones en el rango resumidas en la Tabla 4.2 consideran:

- x_{wg}^{ref} : el límite del rango viene determinado por bajadas excesivas de la presión de sobrealimentación que activen el limitador de humos; en general, para los puntos estudiados, esto sólo sucede con el WG cerca de su apertura máxima.
- x_{egr}^{ref} : la experiencia en ensayos previos demuestra que para este punto de operación del motor, valores fuera del rango elegido de la válvula EGR no permite trasegar más gasto de EGR para valores de apertura mayores de un 65 %.
- SOI: se limita superiormente el valor de SOI máximo debido a una limitación elegida de la presión en cámara, inferiormente el SOI queda limitado debido a la inestabilidad en la combustión y exceso de opacidad que sucede para valores de retraso excesivos.
- p_{rail} : se limita la presión de raíl inferiormente por cuestiones de inestabilidad en la combustión, exceso de humos y decrecimiento del par. Superiormente por un hecho de compromiso de seguridad con respecto a la presión en cámara y a la bomba de inyección.
- tmi: el rango elegido se limita inferiormente y superiormente por una variación considerable del punto de operación del motor elegido, ya que el tiempo de inyección y el gasto de combustible inyectado son directamente proporcionales.

En el caso de todas las variables utilizadas se cree que el rango utilizado es lo suficientemente amplio para dar una información global del sistema y más que suficiente para la obtención de modelos del mismo y el estudio de su comportamiento.

Todos los ensayos tienen en común el mismo tiempo de estabilización elegido (20 segundos), que permite asegurar la estabilización del sistema desde el punto de vista fluidodinámico, con la consideración sobre los transitorios térmicos realizada al comienzo de este apartado. El procedimiento del ensayo es común para todas las entradas, y se comienza el ensayo desde valores nominales, para a continuación posicionar la actuación en el primer valor del rango y tomar sucesivamente valores comprendidos en el rango de utilización hasta alcanzar el valor extremo final del rango; el ensayo finaliza nuevamente en el valor nominal de la variable. La Figura 4.3 muestra los valores de las variables de entrada descritas.

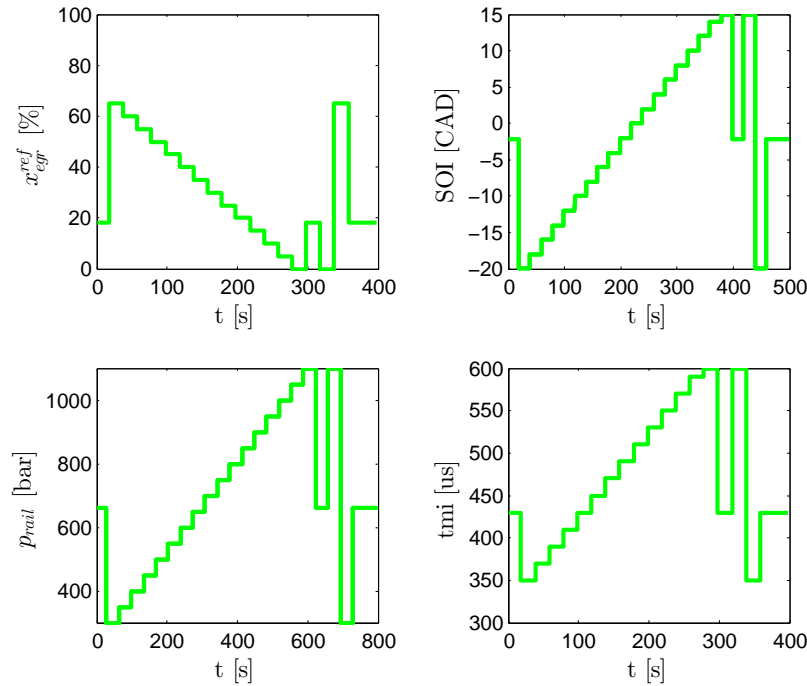


Figura 4.3. Valores de las variables de entrada tomados para cada ensayo.

Estudio de los resultados obtenidos. Las Figuras 4.4 a 4.6 muestran el efecto de las variaciones sobre diferentes entradas sobre las salidas del motor. En ellas se ha mostrado la variación en el valor alcanzado en la salida frente a modificaciones en la entrada; los resultados son bastante dispares en función del punto de operación y el valor considerado.

Estudiando dichas figuras es posible extraer conclusiones relativas a la autoridad de control, la existencia de saturaciones y la ganancia del sistema (correspondiente a la variación de la salida respecto a la entrada, es decir, la pendiente de la curva mostrada). En el caso de las emisiones de NO_x , resulta evidente que todas las acciones de control, a excepción de la posición del *waste-gate*, presentan una fuerte influencia sobre el valor final. Además, el efecto de x_{wg} está sujeto a inversiones de signo, debido a que la tasa de EGR puede ser modificada al alza o a la baja en función del punto de operación, tal y como demuestran Luján *et al.* [2]. Teniendo en cuenta el bajo impacto de la posición del *waste-gate* para los puntos de operación tratados, así como las dificultades

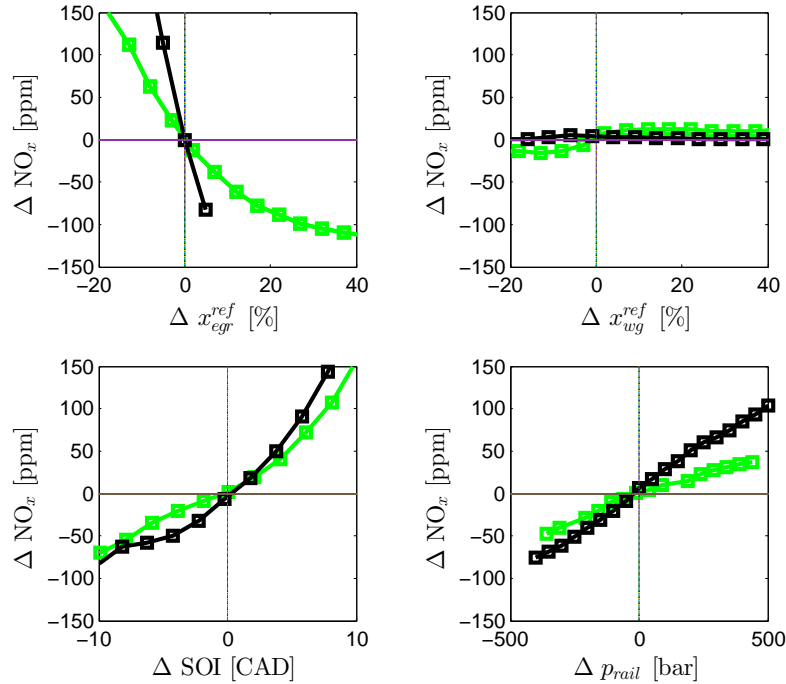


Figura 4.4. Valores incrementales de la concentración de NO_x para el punto de operación A (—) y B (—) para diferentes valores de las variables de entrada consideradas.

asociadas a las inversiones de signo, se decide descartarla como variable de control del sistema en lo sucesivo.

Tanto el avance de la inyección como la acción sobre la posición de la válvula de EGR permiten una variación significativa de las emisiones de NO_x . Sin embargo, ambas demuestran ser sumamente no lineales, pues la respuesta es diferente en el caso del punto A y del punto B y, además, para un determinado punto de funcionamiento la ganancia (pendiente de la curva) varía significativamente según el valor adoptado por la variable de control. esto implica, como se verá más adelante, que el uso directo de modelos lineales sólo es posible en un entorno muy cercano al punto para el que se ha desarrollado.

La ventaja de controlar las emisiones de NO_x mediante el aumento de la tasa de EGR respecto a retrasar la inyección queda patente en la Figura 4.5, donde puede apreciarse el impacto que tiene retrasar la inyección sobre el par

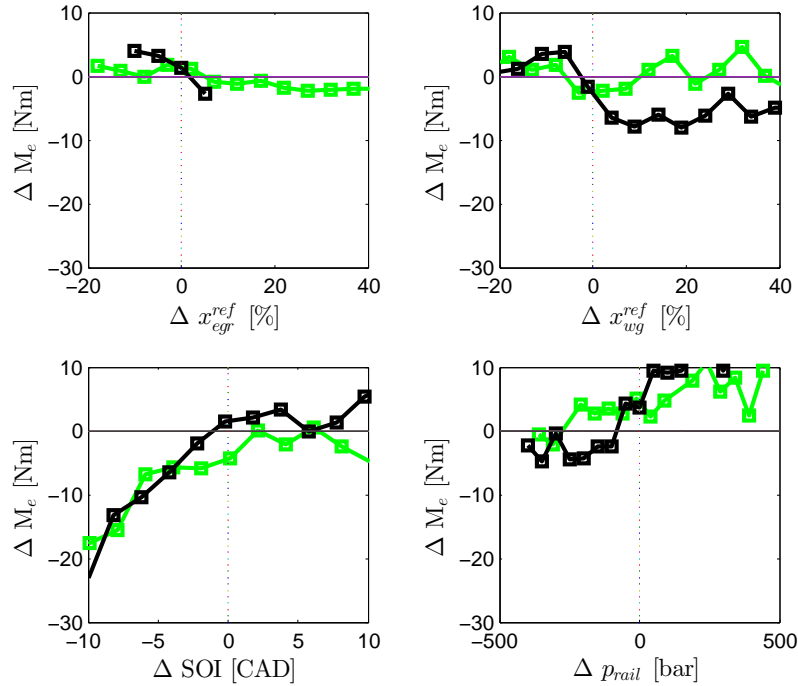


Figura 4.5. Valores incrementales del par para el punto de operación A (—) y B (—) para diferentes valores de las variables de entrada consideradas.

motor. No obstante, un ligero adelanto (entre 5 y 7 CAD respecto al valor nominal), sí permite mejorar ligeramente el rendimiento del motor. Esto se debe a que, como se explicó en el apartado 2.2.3, la combustión se encuentra retrasada respecto a su óptimo termodinámico. La selección del avance de inyección y de la tasa de EGR se realiza de forma que ambas tengan costes similares (misma disminución de par para disminuciones similares de NO_x ¹). Por su parte la presión de inyección afecta de una forma mucho más lineal a las emisiones de NO_x . En este caso el sistema es relativamente lineal en cada uno de los puntos de funcionamiento, pero no así si se comparan los puntos entre sí (diferentes pendientes). Su autoridad es menor y además, en caso de

¹Debe tenerse en cuenta que en las figuras anteriores se muestra la concentración de NO_x , y no las emisiones en el escape, que son proporcionales a la concentración multiplicada por el gasto; al aumentar la tasa de EGR también disminuye el gasto de aire. Esto no invalida las conclusiones alcanzadas, pero al comparar el efecto del SOI y el del EGR, por ejemplo para calibrar el motor, sí que debe considerarse este extremo.

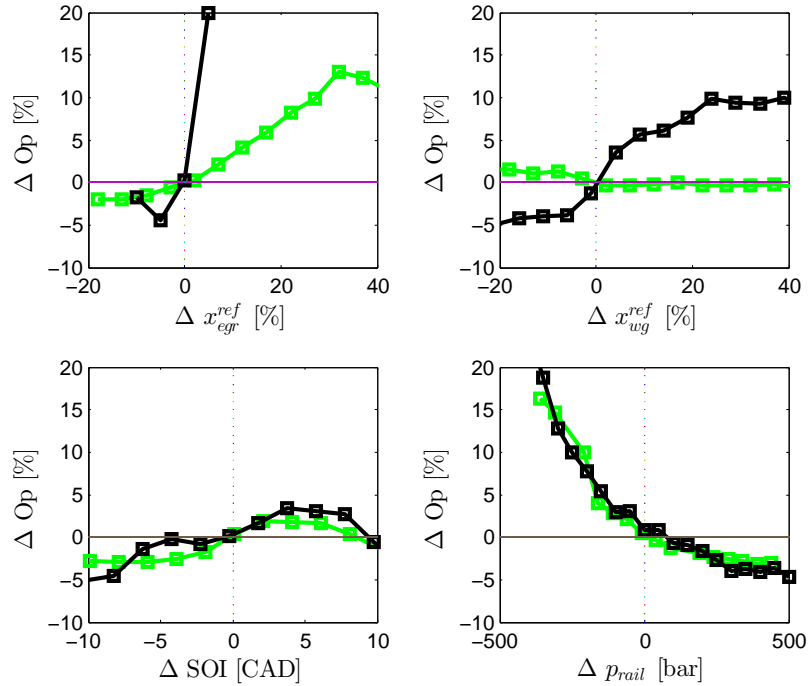


Figura 4.6. Valores incrementales de la opacidad para el punto de operación A (—) y B (—) para diferentes valores de las variables de entrada consideradas.

recurrir a disminuciones significativas de la presión, el motor puede incurrir en severos valores de opacidad.

Respecto al par medido se puede concluir que las variables que más afectan al mismo es el SOI y p_{rail} lo cual indica que el uso de estas variables afectará claramente el par del motor lo cual deberá ser tenido en cuenta a la hora de controlar la medida de NO_x con estas variables de entrada. Por otra parte, no debe ser despreciado la gestión de la EGR y su repercusión sobre el par, pues éste uso deberá ser restringido dado que grados de EGR excesivamente altos afectan negativamente el par, siendo su uso especialmente crítico y remarcado en el caso del punto de operación B, en cuyo caso se observa un defecto de par con un alto grado de sensibilidad respecto a x_{egr}^{ref} . esto se debe a que, al ser el punto de operación B un punto de mayor carga, las presiones en los colectores son mayores; pequeñas diferencias en la sección efectiva de la válvula de EGR implica variaciones significativas del gasto de EGR, lo

que impacta al par. esto complica la controlabilidad del sistema y permite extraer criterios para limitar el rango de las entradas del sistema estudiadas por defecto en el par.

Otro aspecto que permite estudiar los ensayos de caracterización realizados es relativo al empleo de variables medias para el control de las emisiones. Las figuras anteriores han demostrado una relación no lineal y dependiente del punto de funcionamiento entre x_{egr}^{ref} y NO_x , y además se ha visto que en algunas ocasiones pequeñas variaciones de la posición de la válvula suponen cambios drásticos en el nivel de emisiones y prestaciones. Paralelamente, hasta muy recientemente las emisiones de NO_x no han podido ser determinadas mediante sensores robustos y baratos (y aun ahora el precio del sensor es muy alto); la solución habitual, tal y como se describió en el Capítulo 2 se basa en el control mediante una variable intermedia. De forma habitual esta variable ha sido el gasto de aire \dot{m}_a , pero en el caso del motor estudiado se ha dispuesto además un sensor de concentración de oxígeno en la admisión y un sensor de gasto de EGR.

La Figura 4.7 muestran el efecto de la variación de la posición de la válvula de EGR pero considerando dichas variables intermedias. Aunque dichas variables no solucionan los problemas de no linealidad del sistema, sí que muestran una gran correlación con las emisiones de NO_x , de forma que el control de la variable intermedia permite controlar el nivel de emisiones de forma indirecta. Para la selección de una u otra variable deberá atenderse a consideraciones relativas a coste, dificultad de implantación o, como se estudiará más adelante, respuesta dinámica. Gasto de aire y gasto de EGR parecen demostrar una mayor linealidad que concentración de oxígeno, que además está sujeta a problemas relativos a la no homogeneidad del flujo en el colector de admisión [3] o a la necesidad de compensar el efecto de la presión sobre la medida de la concentración de oxígeno [4].

Debe notarse que el uso de estas variables intermedias para cerrar el bucle de control no permite garantizar el valor final de las emisiones de NO_x , sino simplemente mejorar la precisión y controlabilidad del sistema de EGR. Cualquier variable no controlada, como temperatura, humedad, variaciones en el bucle de aire por envejecimiento o dispersión de fabricación, etc. impactarían los NO_x producidos.

Mapas cartográficos del motor. de acuerdo con lo visto hasta el momento, el sistema presenta no linealidades cuando el valor de la tasa de EGR o del avance de inyección se modifica respecto al nominal. Resulta interesante ver este efecto en forma de mapas bidimensionales, en los que un eje corres-

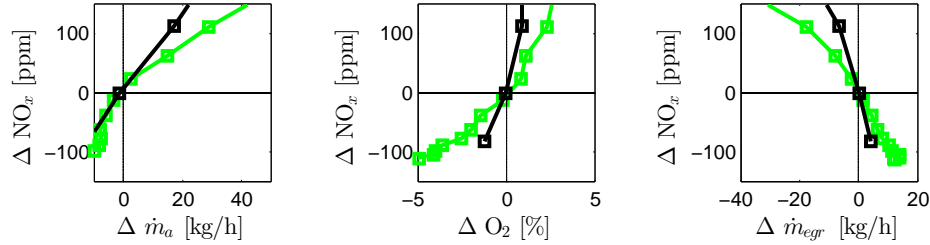


Figura 4.7. Valores incrementales de las emisiones de NO_x para los puntos de operación A (—) y B (—) para diferentes valores de las variables intermedias consideradas.

ponde al valor del avance de la inyección ($\text{SOI} < 0$ implica inyectar después del punto muerto superior) y el otro eje corresponde a una variable intermedia. Los mapas se obtienen variando la posición de la válvula de EGR x_{egr}^{ref} y el avance de inyección SOI en todo el rango de actuación y ensayando todas las posibilidades.

La Figura 4.8 muestra los resultados para el punto de operación A si se considera el gasto de aire como variable intermedia, mientras que en el Anexo 4.A se muestran los mapas considerando otras variables intermedias. En ellos las cruces muestran los puntos medidos, y el círculo corresponde al valor nominal. La figura muestra con bastante evidencia la existencia de efectos no lineales en variar de las variables, y que el efecto cruzado entre el avance de la inyección y la tasa de EGR es especialmente determinante en el caso de los humos. Por otra parte, la figura también muestra que ante variaciones en el gasto de aire (y por lo tanto en la tasa de EGR), es posible mantener las emisiones de NO_x constantes dentro de un rango determinado por la actuación del SOI ; para ello debe seguirse la isolínea adecuada. Esto es lo que se efectuará en el Capítulo 6.

La comparación con el punto de operación B, mostrado en la Figura 4.9, muestra que aunque los principios generales son válidos, los efectos y varían significativamente entre los diferentes puntos de operación. Por ejemplo, el punto de operación B permite avances mayores de con el fin de optimizar el rendimiento del motor, pero los NO_x presentan una sensibilidad mucho mayor.

4.2.2.2. Dinámica del sistema

Para conocer el comportamiento dinámico del sistema respecto a las variables de entrada se realizan ensayos en los que se estimula el sistema con variaciones en escalón de las diferentes variables de entrada. El objetivo de es-

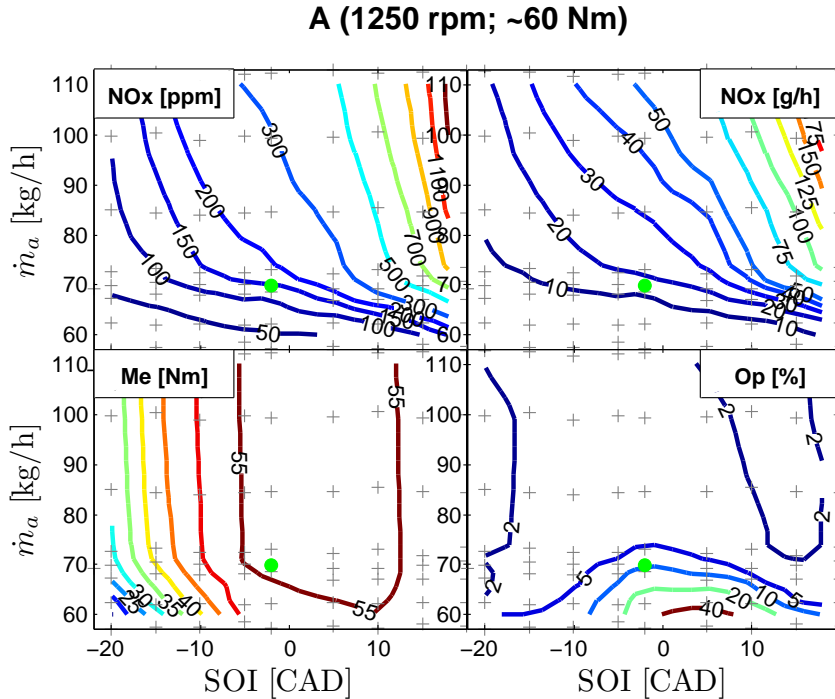


Figura 4.8. Variables de salida respecto al cruce de la variable intermedia gasto de aire contra el SOI en el punto de operación A.

te estudio es determinar velocidad de respuesta del sistema y efectos asociados a no linealidades como comportamiento de inversión de ganancia o de fase no mínima [2, 5].

Las Figuras de 4.10 a 4.13 muestran los resultados de estos estudios para el punto de operación A y B respectivamente. cada una de las columnas corresponde a un escalón en una de las entradas (x_{egr}^{ref} , SOI y p_{rail} respectivamente) y se muestra el efecto sobre las tres variables intermedias seleccionadas del bucle de aire, y sobre NO_x , par y opacidad. En general, las respuestas mostradas en las Figuras 4.10, 4.11, 4.12 y 4.13 muestran el comportamiento característico de un sistema de EGR de alta presión, y pueden apreciarse efectos no lineales e inversiones de signo entre el caso A y el B en lo relativo a la presión de sobrealimentación al variar la posición de la válvula de EGR asociado al acoplamiento fluidodinámico existente entre el sistema de EGR de alta presión y el turbogruppo [2].

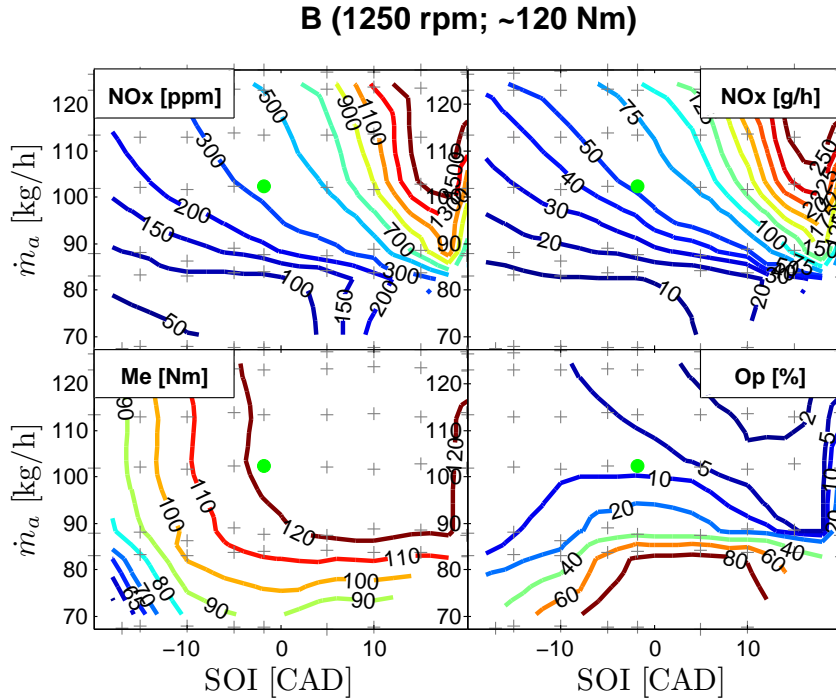


Figura 4.9. Variables de salida respecto al cruce de la variable intermedia gasto de aire contra el SOI en el punto de operación B.

En línea con lo mostrado en el apartado anterior, se puede constatar fácilmente que la ganancia del sistema varía fuertemente con el punto de operación. Así, por ejemplo, el mismo escalón en SOI produce un aumento cercano a 400 ppm en el punto A y de 700 ppm en el B; igualmente ocurriría si se compararan escalones partiendo de distintos valores de la variable de entrada siendo estos de la misma magnitud como se ha comprobado en el estudio estático del sistema. No obstante, el propósito del ensayo es el estudio de la velocidad de respuesta del sistema.

La Tabla 4.3 muestra los parámetros característicos de las respuestas dinámicas de las diferentes variables ante estímulos de escalón. La tabla incluye tanto valores de retraso puro δ , que considera el tiempo transcurrido desde la aplicación de la entrada hasta que empieza a variar la salida, como el tiempo de respuesta τ , que considera el tiempo característico de respuesta asumiendo que corresponde a un sistema de primer orden. Debe considerarse que la respuesta en las salidas y las variables intermedias están condicionadas tanto por la dinámica del sistema como por la dinámica del propio captador [6].

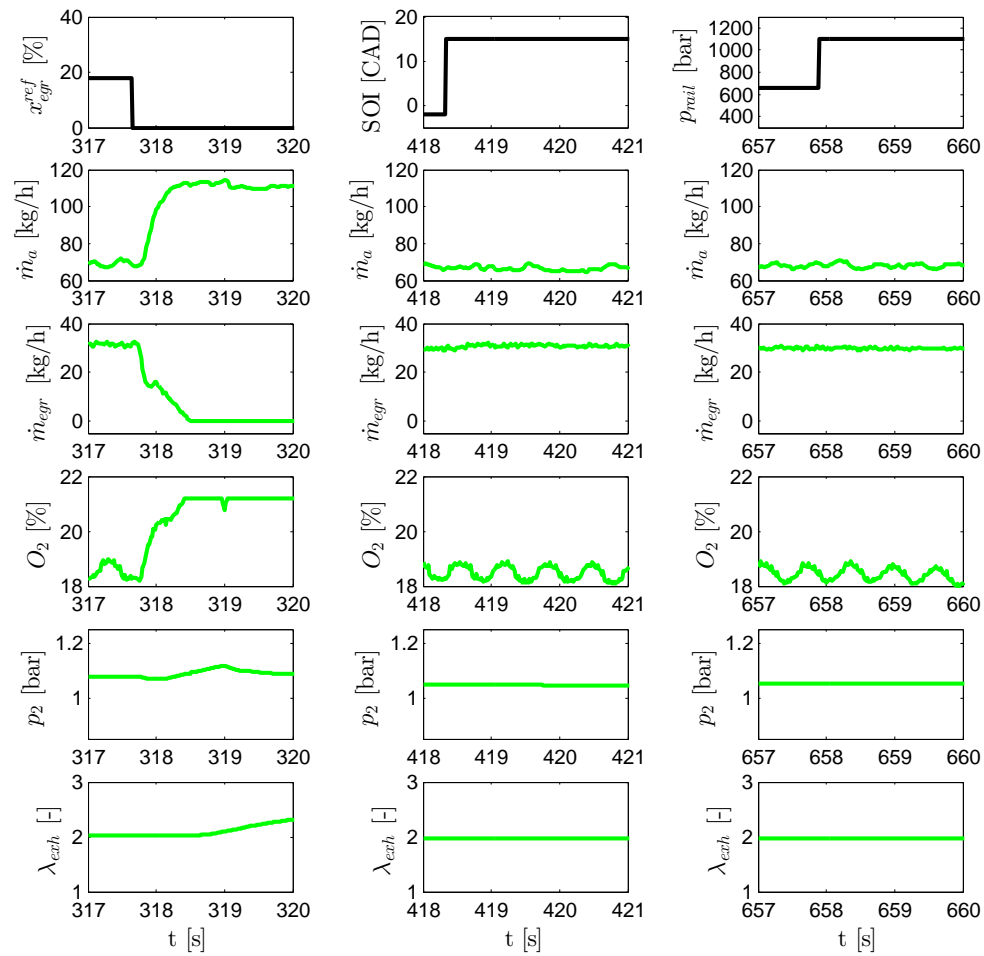


Figura 4.10. Efecto de un estímulo en escalón en el punto de operación A.

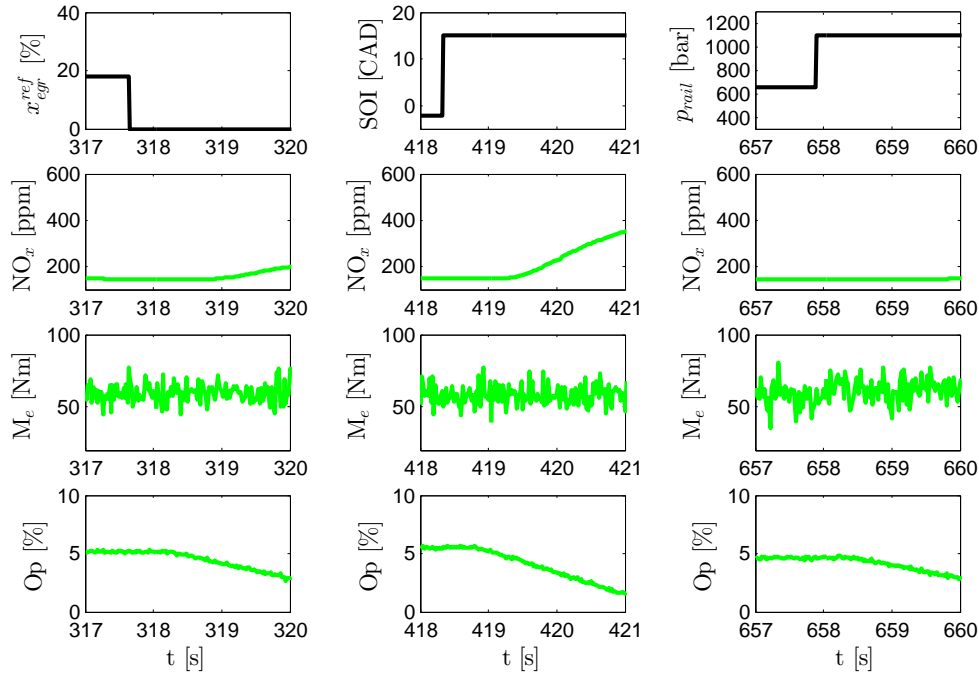


Figura 4.11. Efecto de un estímulo en escalón en el punto de operación A.

Excepto por pequeñas variaciones asociadas a la modificación de la energía disponible en la turbina, las actuaciones sobre los parámetros de inyección no afectan a las variables intermedias del bucle de aire, por lo que los tiempos característicos sólo se han calculado para éstas en el caso de escalones en la posición de la válvula de EGR. Claramente las variables intermedias, que corresponden a medidas realizadas en la admisión, presentan una respuesta mucho más rápida que las asociadas al escape. Esto es debido a varios factores, entre los que se debe destacar, por un lado, el hecho de que los sensores de escape se encuentran ubicados en un punto muy posterior en la línea del motor (y en el caso de la medida de opacidad la medida no se hace en el mismo conducto de escape sino que el sistema extrae una muestra que analiza en el opacímetro); por otra parte ninguno de los sensores de escape presenta un tiempo de respuesta especialmente rápido. En el caso de los sensores de NO_x , cerámicos con una doble cavidad, el tiempo característico es de varias décimas de segundo [7, 8]. Esto puede comprometer la controlabilidad del sistema si se emplea esta variable para la realimentación, aspecto que se considera en los Capítulos 5 y 6 y que puede solucionarse parcialmente mediante el empleo

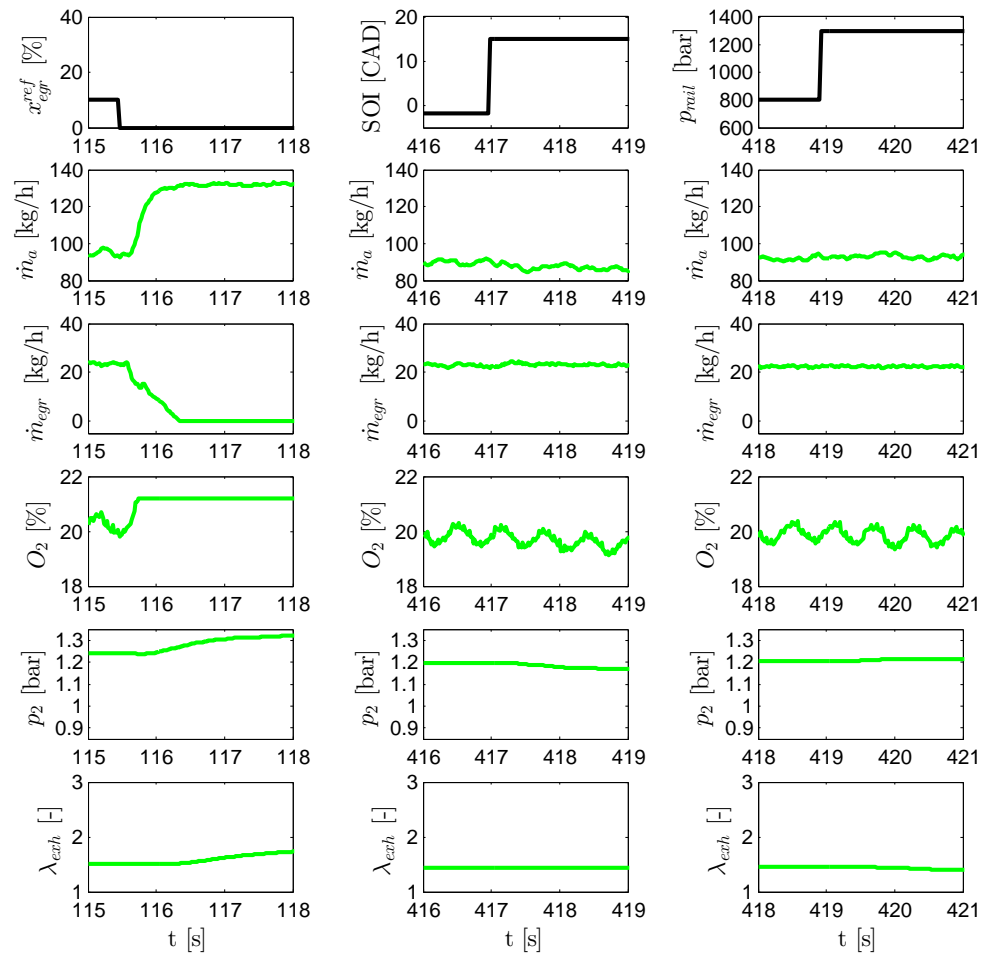


Figura 4.12. Efecto de un estímulo en escalón en el punto de operación B.

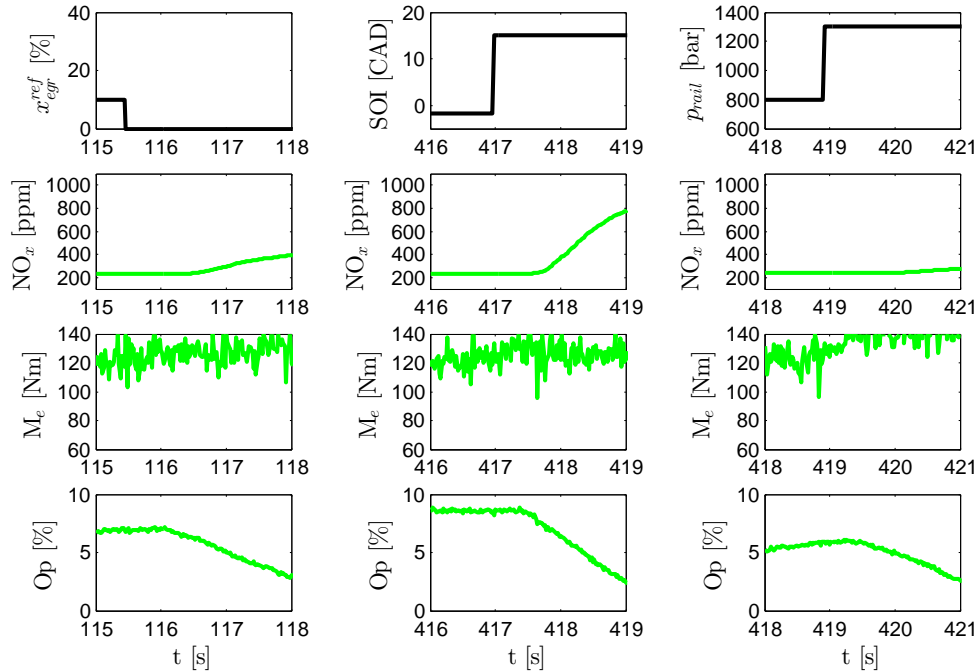


Figura 4.13. Efecto de un estímulo en escalón en el punto de operación B.

de soluciones en cascada con alguna variable intermedia, así como el uso de observadores con el fin de reconstruir el valor de la señal [9,10]. Para ello debe caracterizarse convenientemente la dinámica del sensor (siguiendo por ejemplo el método propuesto en [11]), y emplear un observador (por ejemplo un filtro de Kalman [9,12]) para inferir una estimación de los NO_x producidos pero sin estar sujeto a la dinámica del sensor. Esto abre las puertas a la posibilidad de controlar el motor en base a los NO_x estimados, obviando de esta manera, la dinámica que conlleva el sensor y que desfavorece la controlabilidad del sistema aumentando la complejidad de un control en bucle cerrado sobre los NO_x .

4.3. Identificación de modelos para control

Los modelos dinámicos son necesarios para el control cuando se hace uso de una estructura MPC. En efecto, como se ha descrito en el Capítulo 2, los controladores MPC emplean un modelo para predecir la respuesta del sistema

Cuadro 4.3. Parámetros dinámicos del punto A (1550 rpm, 60 Nm) mostrados en el bloque superior y para el punto B (1550 rpm, 120 Nm) mostrados en el bloque inferior.

	x_{egr}^{ref}		SOI		p_{rail}	
	δ	τ	δ	τ	δ	τ
\dot{m}_a	0.2	1.1	-	-	-	-
\dot{m}_{egr}	0.1	1.3	-	-	-	-
O_2	0.15	1.2	-	-	-	-
p_2	0.5	1.6	-	-	-	-
λ_{exh}	1.3	2.2	-	-	-	-
NO_x	1.3	2.2	0.5	2	0.7	1.9
M_e	-	-	-	-	-	-
Op	0.8	1.7	0.5	1.8	0.7	2
\dot{m}_a	0.1	1.2	-	-	-	-
\dot{m}_{egr}	0.1	1.3	-	-	-	-
O_2	0.1	1.2	-	-	-	-
p_2	0.4	1.6	-	-	-	-
λ_{exh}	1.1	2.5	-	-	-	-
NO_x	1.1	2.5	0.4	2.4	0.7	2.1
M_e	-	-	-	-	-	-
Op	1	1.7	0.4	1.9	0.7	1.8

y de esta forma poder calcular cuál es la mejor combinación de acciones de control. Del apartado anterior se desprende que el comportamiento del sistema está fuertemente condicionado por el punto de operación, pero también por el valor que toman las acciones de control, en especial la posición de la válvula de EGR.

A pesar de la no linealidad del motor, se insiste en la necesidad del empleo de estructuras lineales o similares a las lineales pues las estrategias de control propuestas están basadas en algoritmos de control lineales. El uso de modelos no lineales presenta problemas inherentes a su identificación, pues no existen herramientas genéricas para ello, y aplicación, pues tampoco puede garantizarse la disponibilidad de *solvers* no lineales que puedan manejarlos para realizar MPC con los requerimientos de tiempo de cálculo precisos para tareas de control motor. La restricción asociada a la implementación utilizada de MPC abre sin embargo las puertas a dos formas de actuación:

1. Definir una serie de modelos lineales válidos en el entorno de un valor determinado de $\{n, m_f, x_{egr}\}$, de forma que, representado en espacio de estados el sistema resultaría:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bu_{k-d} \\ NO_{x,k} &= Cx_k + Du_{k-d} \end{aligned} \Bigg|_{(n, m_f, x_{egr})} \quad (4.3)$$

donde las matrices A , B , C y D varían en función de (n, m_f, x_{egr}) . Las entradas del sistema u se retrasan una cierta cantidad de muestras d con el fin de considerar los retrasos intrínsecos detectados.

2. Recurrir a modelos Hammerstein-Wiener que contendrán, como se ha detallado en el capítulo de revisión bibliográfica, la no linealidad respecto a las variables de entrada. De este modo existirá un sólo modelo para toda la zona de trabajo de las variables de entrada y por tanto, condicionado al punto de operación. De esta forma:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_{k-d}) \\ NO_{x,k} &= g(Cx_k + Du_{k-d}) \end{aligned} \Bigg|_{(n, m_f)} \quad (4.4)$$

donde los diferentes parámetros del sistema sólo dependen de n y m_f , y las funciones f y g permiten linealizar el sistema en un rango más amplio. Esta opción permite considerar la variación de la ganancia del sistema conforme se explora el rango del actuador, lo que se demostró importante a partir de lo ilustrado en la Figura 4.4

En general, los modelos estudiados en el marco de la presente Tesis Doctoral serán representados con su forma en espacio de estados, pues el algoritmo MPC empleado, basado en QP, está diseñado para funcionar con este tipo de modelos. En algunos casos, alguna de las entradas al modelo se pueden considerar como una perturbación medible [13, 14], de tal forma que, la matriz B que afectaría a cada una de las entradas del modelo puede desglosarse en una matriz de entradas manipulables más una matriz de perturbaciones (B_d), la cual afectará directamente a la entrada tomada como perturbación. Esta forma de proceder será detallada más adelante.

El proceso de identificación permite ajustar los diferentes parámetros de un modelo. Se dice que la identificación es válida y, por tanto se da por finalizada, cuando la respuesta del modelo obtenido se corresponde con la respuesta del sistema real arrojando unos niveles de error inferiores a la precisión requerida. Los pasos que componen el proceso completo son:

- Definición de la estructura del modelo a obtener.
- Definición del algoritmo de identificación a utilizar.
- En su caso, linealización del sistema no lineal entorno a puntos de funcionamiento. Definición de puntos de funcionamiento.
- Diseño de experimentos, que implica la elección del tipo de ensayo de identificación a realizar.
- Realización del plan experimental.
- Procesado de los datos del mismo. Filtrado y eliminación de tendencias si fuera necesario.
- Obtención del modelo utilizando el algoritmo de identificación elegido y los datos procesados de los ensayos de identificación.
- Examinar el modelo obtenido y compararlo con el sistema real en un proceso de validación del modelo. Si el proceso de validación desprende un resultado inadecuado se itera de nuevo a partir del punto anterior; si no, el modelo se considera válido y se finaliza el proceso de identificación.

Las herramientas de identificación, revisadas en el Capítulo 2, son específicas para el tipo de modelo seleccionado. En el presente trabajo se ha combinado la identificación directa en espacio de estados mediante el método PEM, con métodos de identificación de paramétrica y la conversión posterior del modelo a su representación interna [15, 16].

Ensayos para la identificación. Uno de los puntos fundamentales que se deben tener en cuenta en el diseño del ensayo de identificación es el tipo de señal de entrada aplicada al sistema la cual debe tener una serie de propiedades para poder ser utilizada. Por un lado, debe excitar lo suficiente al sistema como para poder obtener la mayor información de él mediante su respuesta. En teoría una señal de ruido blanco sería ideal puesto que tiene armónicos en todas las frecuencias, el inconveniente es que es muy difícil de generar. Una alternativa adecuada para la identificación del sistema es la pseudoaleatoria (PRBS, del inglés *pseudo-random binary signal* [17]). Dicha señal debe tener en cuenta que sea excitante del sistema en amplitud y en duración mínima del periodo de la señal. Por otro lado, la señal debe mantener el rango correspondiente a la zona considerada durante el proceso de linealización, el rango de la señal pseudoaleatoria quedará definido por su valor máximo u_{max} , su valor mínimo

u_{min} y su valor nominal u_{nom} ; éste último podrá encontrarse centrado entre u_{max} y u_{min} o no dependiendo de la linealidad considerada. En general, las entradas consideradas al motor repercuten con fuertes no linealidades sobre las variables de salida medidas como se ha visto, es por ello que, se deben realizar las señaladas conversiones no lineales una vez obtenidos los datos del ensayo de identificación para poder obtener un modelo lineal adecuado. La Figura 4.14 muestra un ejemplo general de un señal aplicada al motor para la identificación.

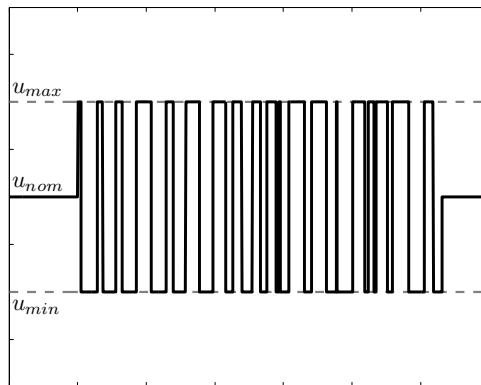


Figura 4.14. Señal pseudoaleatoria con los valores máximo, mínimo y nominal definidos.

Si el modelo debe ser válido para un rango más amplio, la excitación del sistema mediante una PRBS puede no ser suficiente. Con el fin de ajustar las conversiones no lineales del modelo Hammerstein debe evaluarse la ganancia en régimen estacionario del sistema. Para ello puede hacerse uso de ensayos similares a los mostrados en el apartado anterior (Figura 4.3) o los que permitieron trazar los mapas como el de la Figura 4.8. Una vez convertidas las variables a controlar se aplica el algoritmo de identificación correspondiente el cual servirá para obtener un modelo lineal. A la hora de realizar el control sobre el motor habrá que tener en cuenta que el controlador calculará la acción de control lineal correspondiente al modelo dado, por tanto, habrá que convertirla utilizando una conversión inversa a la utilizada en la linealización para el modelado, dicha conversión consistirá en un modelo Wiener aplicado a la salida del sistema, dicho modelo coincidirá con la función inversa del modelo Hammerstein aplicado. De esta manera se obtendrá la variable física adecuada que podrá actuar sobre el motor una vez se adicione a este valor de incremento el valor nominal de la variable de entrada que se había elegido.

Cuadro 4.4. Ensayos de identificación.

Tipo de ensayo	inputs	outputs	aplicado en
1	x_{egr}	NO_x	sección 5.3
2	x_{egr}, u_{soi}	NO_x, \dot{m}_a	sección 6.2
3	$\dot{m}_a, u_{soi}, u_{prail}$	NO_x	sección 6.2
4	$x_{egr}, u_{soi}, x_{prail}$	NO_x	sección 6.3
5	u_{soi}, u_{tmi}	NO_x, M_e	sección 6.4

Los modelos generados son de aplicación para los diferentes controladores mostrados en los Capítulos 5 y 6, y según el propósito del modelo se han realizado ensayos diferentes. a modo de referencia rápida la Tabla 4.4 resume los principales modelos desarrollados, indicando las entradas que excitan el sistema, las salidas consideradas, y dónde se an aplicado. En todos los casos se ha considerado un tiempo de muestreo de 20 ms, y se han realizado ensayos para la identificación de la parte no lineal y de tipo PRBS para identificación de la dinámica. En los apartados siguientes se muestran algunos resultados, aunque por economía de espacio estos se reducen a algunos casos significativos.

4.3.1. Identificación de modelos lineales locales

La identificación de modelos lineales en el entorno de un punto de operación supone una primera posibilidad sencilla para modelar el sistema, pues los procedimientos de identificación están bien definidos. Desafortunadamente la no linealidad del sistema aconseja, incluso en este caso, considerar que el efecto de variaciones positivas y negativas del actuador no son iguales. Para ello debe establecerse un tamaño de escalón negativo y otro positivo que tengan efecto similar, lo que permitirá definir el ensayo de acuerdo con la Figura 4.14.

Según la sugieren Ortner y del Re [18], debe considerarse que el sistema depende fuertemente de la posición de la válvula de EGR, variable que debe sumarse al régimen de giro n y cantidad de combustible inyectada m_f para establecer las zonas de operación. La Tabla 4.5 muestra un ejemplo de la división en regiones en función de la posición de la válvula de EGR. Los rangos se solapan de forma deliberada, para asegurar una transición suave entre modelos.

El proceso de identificación se aplica en cada uno de los zonas de operación, definiendo una serie de *politopos* en el espacio $\{n, m_f, x_{egr}\}$, y unas zonas de transición entre ellos. A modo de ejemplo, la Figura 4.15 muestra el resultado del proceso de identificación en un ensayo de tipo 2 (según la clasificación de la

		$x_{egr,1}$	$x_{egr,2}$	$x_{egr,3}$
$x_{egr,max}$	[%]	100	100	85
$x_{egr,nominal}$	[%]	100	90	75
$x_{egr,min}$	[%]	90	80	65
SOI_{max}	[CAD]	5.4	5.4	5.4
$SOI_{nominal}$	[CAD]	-2.1	-2.1	-2.1
SOI_{min}	[CAD]	-17.2	-17.2	-17.2

Cuadro 4.5. Valores de los puntos de funcionamiento para la obtención de modelos lineales por zonas.

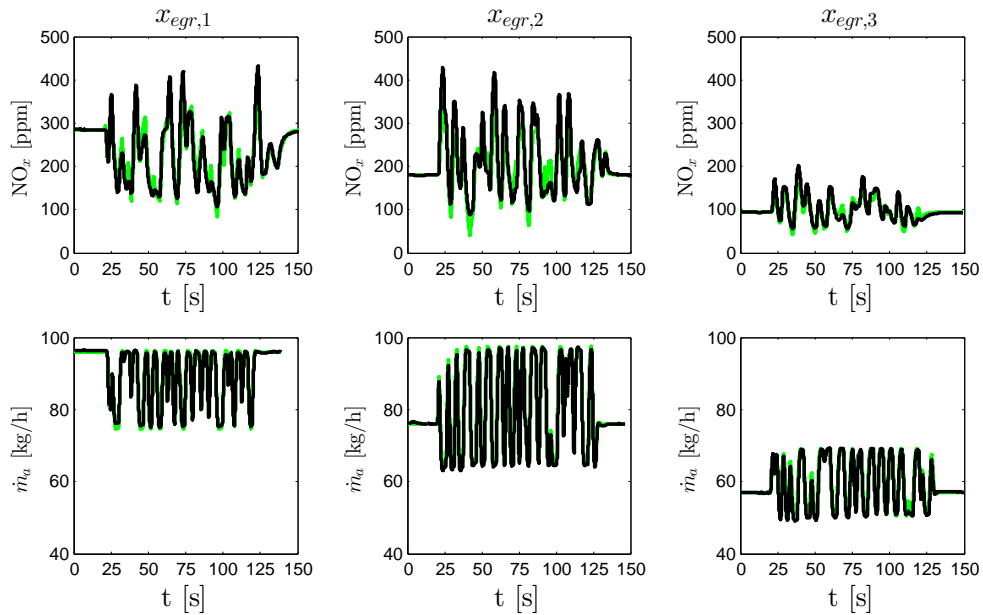


Figura 4.15. Validación de modelos lineales locales a las zonas de x_{egr} descritas frente a un estímulo de una señal prbs. Modelado: (—), medido: (—).

Tabla 4.4), donde se identifica la concentración de NO_x y el gasto de aire ante actuaciones sobre x_{egr}^{ref} y u_{soi} . Los resultados muestran un comportamiento adecuado de los modelos, aunque en algún caso (figura central, arriba), la linealización de la entrada es deficiente.

Los resultados del controlador MPC que se muestran en la sección 5.3 corresponden a esta estrategia de modelado. El principal inconveniente que tiene esta forma de actuar está relacionado con la existencia de un gran número de modelos, cada uno de los cuales precisa la implementación de un MPC independiente, y la dificultad de asegurar una transición suave entre estos controladores.

4.3.2. Identificación de modelos con linealización de la entrada

El modelo de tipo Hammerstein hace uso de una función no lineal que permite convertir los valores del sistema real no lineal en valores equivalentes que podrían ser manejados por un sistema lineal. de esta forma, en régimen permanente o estacionario se obtendría una equivalencia independiente del tiempo de los valores tomados por el sistema real y un sistema lineal equivalente. Esto permite independizar la identificación de la función de linealización de la del modelo dinámico.

Por otra parte, la parte central del modelo es completamente lineal, por lo que los sistemas MPC lineales son de aplicación. Sin embargo, el índice de coste que minimizan estos se verá distorsionado por las funciones de linealización, de forma que la optimalidad del control (respecto al índice original) se pierde. Esto no debe suponer problemas mayores para el usuario, pues el valor de referencia y la estabilidad sí que deben transmitirse convenientemente. Simplemente debe considerarse que resulta preciso deshacer la transformación realizada, y que los límites sobre entradas y salidas deben satisfacer estas transformaciones.

A continuación se muestran algunos ejemplos de los modelos obtenidos en el marco de la investigación, tanto para NO_x como para par efectivo. Estos modelos son los empleados para desarrollar los controladores MPC del Capítulo 6. El proceso de identificación debe repetirse en cada uno de los puntos de operación en los que se ha dividido el funcionamiento del motor, aunque por economía de espacio se muestran únicamente los resultados en el punto de operación A (1250 rpm, 60 Nm).

Modelado de las emisiones de NO_x . El ajuste de los modelos de NO_x mediante esta estrategia de modelado requiere la identificación de funciones

de linealización en el entorno de un punto dado; estas conversiones se pueden identificar a través de ensayos de tipo escalera. En la Figura 4.17 se representa un ejemplo de la función f que compensa la no linealidad del sistema de manera aproximada en el punto de operación A, tomado como cero el valor nominal de cada una de las variables de entrada para el punto de operación del motor.

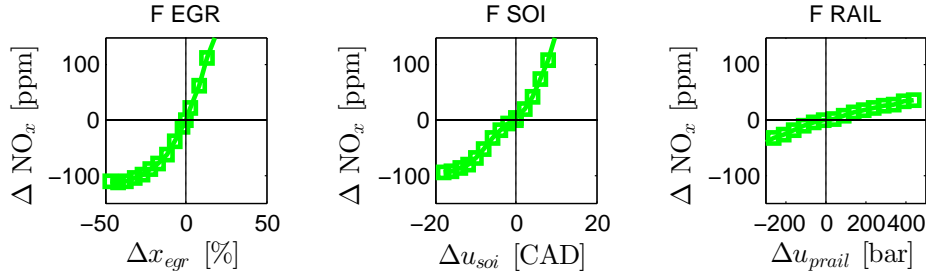


Figura 4.16. Función no lineal Hammerstein utilizada que indica la no linealidad de la salida del sistema con respecto a la entrada, respecto a x_{egr} (izquierda), respecto a u_{soi} (centro) y respecto a u_{prail} (derecha).

Por otra parte, es posible identificar la respuesta del sistema mediante el algoritmo PEM y obtener la siguiente identificación del sistema:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_{k-d}) \\ NO_{x,k} &= Cx_k + Df(u_{k-d}) \end{aligned} \quad (4.5)$$

donde:

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0,992913 & 0 & 0 \\ 0 & 0,996301 & 0 \\ 0 & 0 & 0,996211 \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ C &= \begin{bmatrix} 0,007115 & 0,003746 & 0,003775 \end{bmatrix}; \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \\ u_{k-d} &= \begin{bmatrix} x_{egr,k-55}^{ref} & u_{soi,k-20} & u_{prail,k-35} \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (4.6)$$

Los valores mostrados corresponden a un modelo de tipo 4 según la Tabla 4.4 para el punto de operación A, este modelo opera con las funciones mostradas en la Figura 4.17 lo que permite compensar adecuadamente la ganancia del sistema, tal y como muestra la Figura 4.17. Comparando los resultados medidos y registrados por el sistema de adquisición se puede concluir

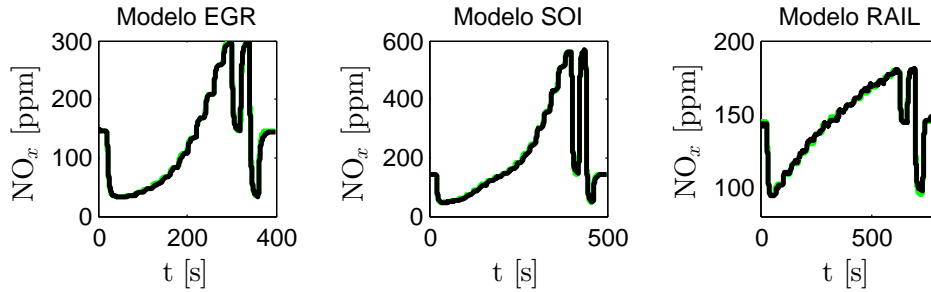


Figura 4.17. Valores del modelo comparados con los valores experimentales para NO_x frente a x_{egr} (izquierda), u_{soi} (centro) y u_{prail} (derecha).

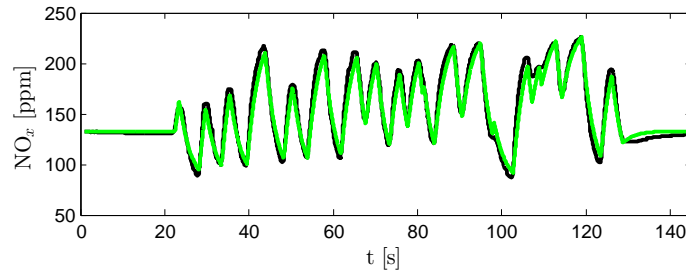


Figura 4.18. Validación del modelo de NO_x frente a entradas *prbs*.

que el modelo funciona adecuadamente en un rango muy amplio de actuación de las variables de entrada.

Igualmente es posible validar el modelo de tipo 4 sometiendo sus entradas a una señal *prbs* obteniendo los resultados que se muestran en la Figura 4.18

Modelado de las emisiones de NO_x con perturbaciones medibles.

El modelo anterior se puede modificar en caso de que el conjunto de variables de entrada se divida en entradas manipulables y perturbaciones medibles. Reescribir el modelo de este modo permite operar el MPC en paralelo con otro controlador (por ejemplo el controlador de serie del motor). Por ejemplo, es posible considerar que el MPC empleará como entradas u_{soi} y u_{prail} , mientras que el motor sigue operando sobre la válvula de EGR. Dado que la medida del gasto de aire es una medida intermedia que permite evaluar el comportamiento del sistema de EGR, el sistema puede escribirse como:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_{k-d_1}) + B_d \dot{m}_{a,k-d_2} \\ NO_{x,k} &= Cx_k + Bf(u_{k-d_1}) + D_d \dot{m}_{a,k-d_2} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Donde las matrices que conforman la definición del modelo son las siguientes :

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0,986 & 0 & 0 \\ 0 & 0,996301 & 0 \\ 0 & 0 & 0,996211 \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ B_d &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad C = [0,007115 \quad 0,003746 \quad 0,003775]; \quad D = [0 \quad 0 \quad 0]; \\ u_{k-d_1} &= [u_{soi,k-20} \quad u_{prail,k-35}]^T; \quad d_2 = 45 \end{aligned} \quad (4.8)$$

Puede comprobarse que los valores identificados para u_{soi} y u_{prail} son idénticos a los del modelo (4.5).

Modelos de par. Finalmente, también se emplearán modelos para la compensación con el fin de evitar variaciones significativas del mismo al modificar el avance de la inyección. Aunque en teoría podría ser posible ajustar un modelo MIMO para el cálculo conjunto del par y de la concentración de NO_x , el efecto sobre cada una de estas salidas es diferente por lo que no es posible encontrar una única función de linealización que permita tal modelo. De esta forma debe construirse un modelo independiente que considere funciones de linealización respecto al par, que serán diferentes a las mostradas en la Figura 4.17. Por otra parte, se constató en el apartado 4.2.2 que el efecto de variar el avance de inyección es mucho mayor que el de la variación de la presión de inyección o la tasa de EGR.

De esta forma se seleccionan en el tipo de modelo 5 (según Tabla 4.4) como variables de entrada el avance de inyección y la duración de la inyección, por considerarse las variables más significativas para controlar el par producido por el motor. Como en la estructura de control que se desarrollará en la sección 6.4 el avance se fija externamente, desde el punto de vista formal este se considera como una perturbación , de forma que el modelo resulta:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + B u_{tmi,k-d_2} + B_d f(u_{soi,k-d_1}) \\ M_{ek} &= Cx_k + D f(u_{k-d}) \end{aligned} \quad (4.9)$$

donde las matrices que conforman la definición del modelo son las siguientes :

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} 0,962684 & 0 \\ 0 & 0,813512 \end{bmatrix}; & B &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; & B_d &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 C &= \begin{bmatrix} 0,041534 & 0,049853 \end{bmatrix}; & D &= \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix}; \\
 d_1 &= 3; d_2 = 5
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

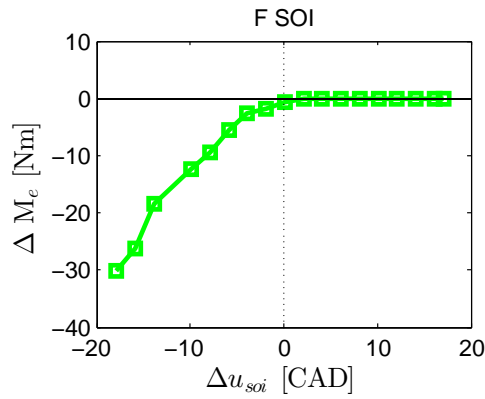


Figura 4.19. Función no lineal Hammerstein utilizada para compensar la no linealidad de la salida del sistema con respecto a la entrada, respecto a u_{soi} .

La función f de linealización del modelo respecto a u_{soi} se puede observar en la figura 4.19. Debe notarse que es preciso seleccionar una función monótona, por lo que la función sólo considera la parte creciente hasta el máximo relativo de par según los mapas como el de la Figura 4.8. Más allá la función presenta una pequeña pendiente positiva. Esto debe ser considerado a la hora de implementar el MPC, pues el punto del valor máximo del par debe ser impuesto como límite para la acción del avance de inyección, de forma que el controlador no explore la zona de avances excesivamente adelantado. Con respecto a la duración de la inyección u_{tmi} , su efecto es casi lineal por lo que no es precisa la transformación no lineal, de forma que $f(u_{tmi}) = u_{tmi}$. Los resultados del modelado se pueden observar en la Figura 4.20. En dicha figura se puede observar en la gráfica izquierda la respuesta del modelo y el par para el caso del SOI y en la parte derecha los resultados para el caso del modelo de tiempo de inyección. Nótese la aproximación del modelo a la variable medida a pesar del ruido que tiene la misma.

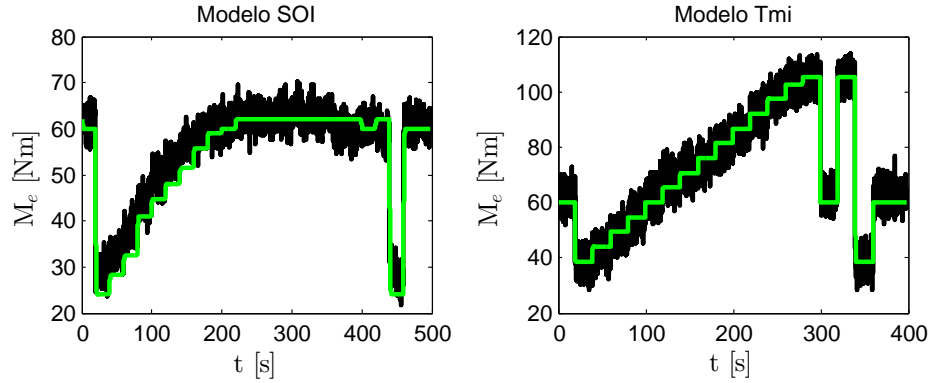


Figura 4.20. Valores del modelo comparados con los valores experimentales para M_e frente a u_{soi} y u_{tmi} .

4.4. Conclusiones y síntesis de alternativas de control

El presente Capítulo permite extraer conclusiones relativas a la posibilidad de establecer alternativas al sistema de control actual. Esto servirá para articular los Capítulos siguientes, en los que se estudiarán las diferentes alternativas.

En primer lugar, se ha constatado el efecto de la recirculación de gases de escape sobre las emisiones de NO_x . La posibilidad de la medida directa de estas mediante un sensor de NO_x instalado en el escape permite reformular el sistema de control con el fin de controlar directamente las emisiones de NO_x . Esta posibilidad es implementable, pero el estudio de la dinámica del captador permite adelantar problemas relacionados con la lenta respuesta del mismo. En este aspecto, el uso de variables intermedias en estructuras en cascada puede ser útil para la mejora del control de los NO_x . Para ello, se pueden plantear opciones en cascada que implementan una estructura de bajo nivel en bucle cerrado con una variable más rápida. De esta forma, una estructura de alto nivel efectuará el control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x actuando sobre la variable intermedia, que como se ha demostrado afecta de manera más lineal a dicha variable de salida. En base a lo visto en el presente Capítulo, es posible implementar estructuras en cascada mediante el gasto de aire \dot{m}_a , la concentración de O_2 en el colector de admisión, o el gasto de EGR \dot{m}_{egr} . Por otra parte es posible desarrollar modelos precisos para la predicción de las emisiones de NO_x en el entorno del punto de operación; esto permite

explorar la aplicación de técnicas de control predictivo que sustituyan a los clásicos controladores PID y que permitan derivar directamente el controlador a partir de especificaciones sobre sus prestaciones. Todo esto se tratará en el Capítulo 5.

Por otra parte, se ha constatado que otras variables de actuación tienen una autoridad significativa en lo relativo a las emisiones de NO_x . De esta forma, es posible controlar las emisiones de NO_x , además de a través de la posición de la válvula de EGR, con el SOI y en menor medida con la presión de inyección (el *waste-gate* ha demostrado tener un efecto muy inferior sobre los NO_x). Esto permite pensar en la posibilidad de establecer sistemas de control alternativos que consideren los parámetros de inyección y no únicamente la recirculación de gases de escape. Esto además podría aprovechar la dinámica mucho más rápida del control de la inyección frente al bucle de aire. En concreto es posible concebir un sistema de control que corrija los *settings* de inyección para compensar los efectos dinámicos del bucle de aire o, de forma mucho más directa, un controlador que actúe de forma coordinada sobre el bucle de aire y la inyección. Nuevamente, los modelos desarrollados en el presente Capítulo permiten la implementación directa de estructuras MPC, pues las linealizaciones presentadas permiten implementar controladores lineales capaces de operar en los tiempos requeridos. Todos estos aspectos serán considerados y discutidos en el Capítulo 6.

4.A. Mapas en el punto A respecto a diferentes variables intermedias

Los mapas como los mostrados en las Figuras 4.8 y 4.9 pueden representarse con resultados similares en función de otras variables intermedias, como son el gasto de EGR o la concentración de oxígeno en el colector de admisión. Los mapas superiores de la Figura 4.21 corresponden a considerar como variable intermedia el gasto de EGR \dot{m}_{egr} , y los inferiores a considerar la concentración de oxígeno en la admisión O_2 . Ambos mapas se representan para el punto de operación A y no muestran diferencias significativas con lo expuesto en la figura 4.8.

4.B. Mapas en diferentes puntos de operación

Se muestran a continuación los mapas en los puntos de operación C y D, que complementan la información mostrada en los mapas de las Figuras 4.8 y 4.9

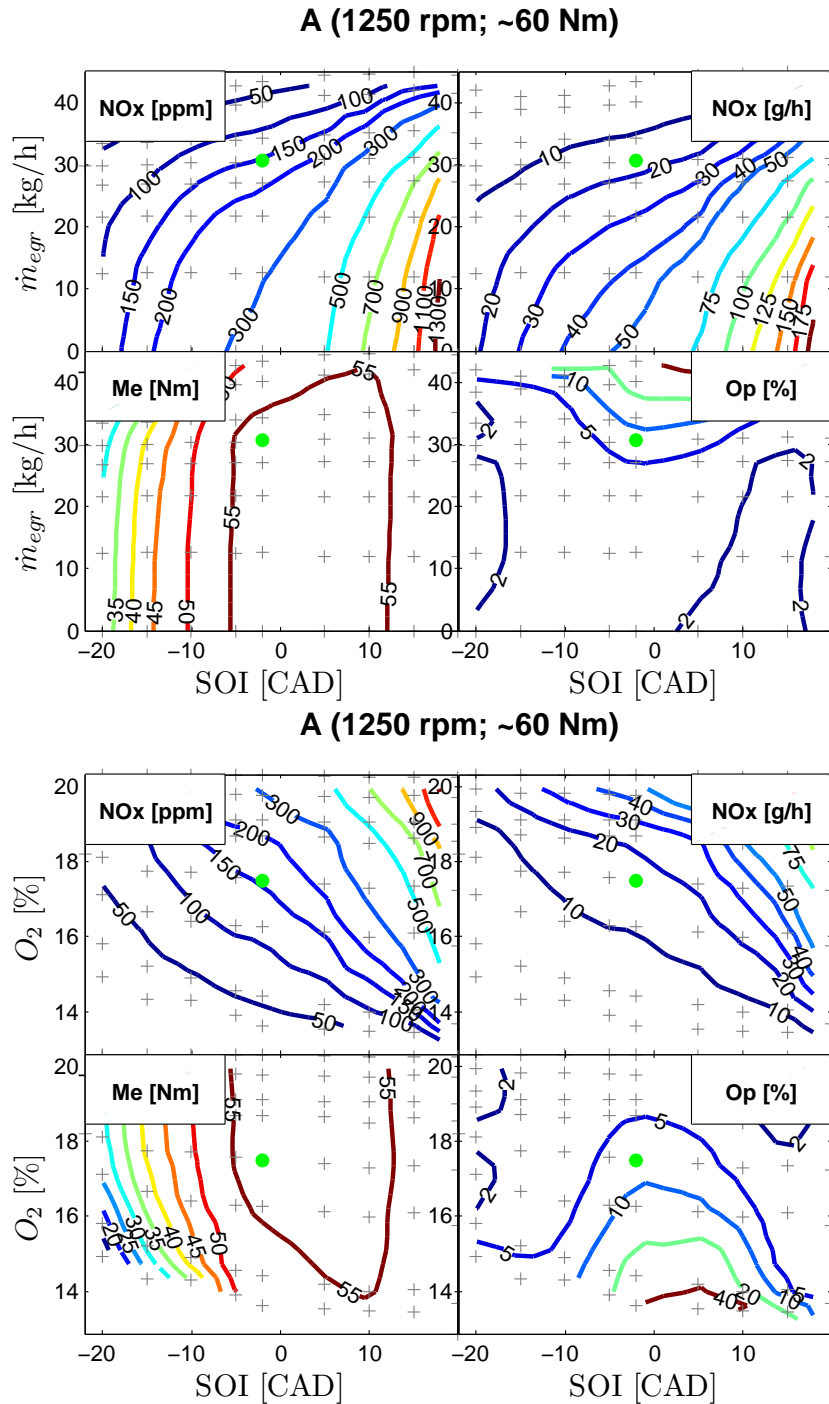


Figura 4.21. Variables de salida considerando como variable intermedia el gasto de EGR (arriba) o la concentración de oxígeno en la admisión (abajo).

para los puntos de operación A y B. Los mapas superiores de la Figura 4.22 corresponden al punto de operación C y los inferiores al punto de operación D.

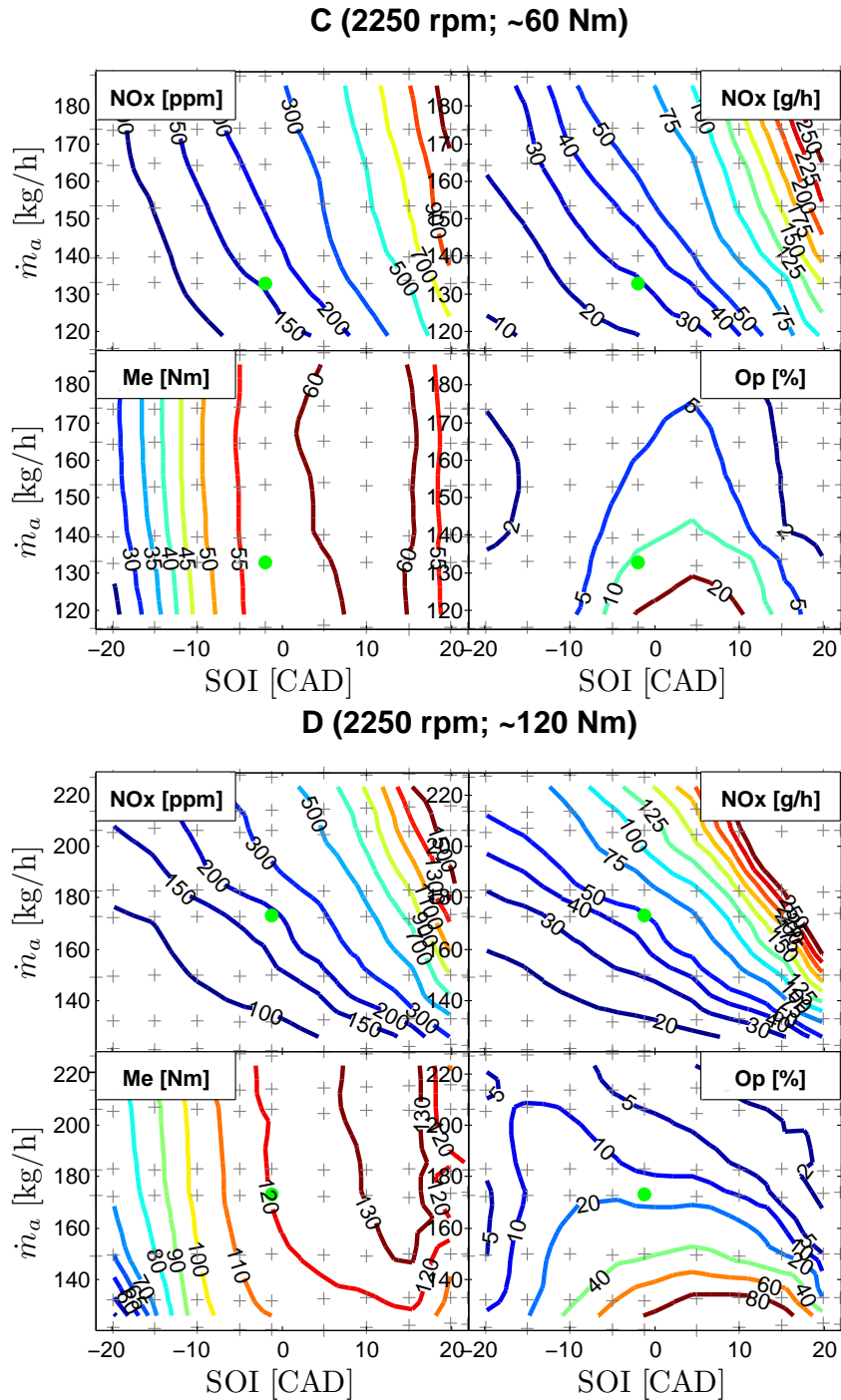


Figura 4.22. Variables de salida considerando como variable intermedia el gasto de aire en el punto de operación C (arriba) y D (abajo).

Referencias

- [1] Guardiola C, Gil A, Pla B y Piqueras P. “Representation limits of mean value engine models”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 418, pp. 185–206, 2012. (citado en pp. 52 y 106)
- [2] Luján JM, Guardiola C, Pla B y Cabrera P. “Considerations on the low pressure EGR system control in turbocharged diesel engines”. *International Journal of engine Research*, 2013. (citado en pp. 26, 32, 81, 106, 109, 116, 152 y 160)
- [3] Luján JM, Galindo J, Serrano JR y Pla B. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Meas. Sci. Technol.*, Vol. 19, pp. 065401, 2008. (citado en pp. 113 y 160)
- [4] Langthaler P y Del Re LR. “Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007. (citado en pp. 50, 113, 141 y 160)
- [5] Wahlström J y Eriksson L. “Performance gains with EGR-flow inversion for handling non-linear dynamic effects in EGR VGT CI engines”. *Fifth IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, pp. 531–538, 2007. (citado en p. 116)
- [6] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35 n° 3, pp. 470–476, 2011. (citado en pp. 72 y 116)
- [7] VDO. “VDO. Sensor de NOx inteligente. Hojas técnicas”. (citado en pp. 82 y 118)
- [8] Kato N, Nakagaki K e Ina N. “Thick Film ZrO2 NOx Sensor”. *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996. (citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- [9] Guardiola C, Pla B, Blanco-Rodriguez D, Mazer A y Hayat O. “A bias correction method for fast fuel-to-air estimation in diesel engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2013. (citado en pp. 118, 120 y 197)
- [10] Desantes JM, Luján JM, Guardiola C y Blanco-Rodriguez D. “Development of NOx fast estimate using NOx sensor”. *EAEC 2011*, 2011. (citado en pp. 118, 177 y 184)
- [11] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011. (citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- [12] Kalman RE. “A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems”. *Transactions of the ASME–Journal of Basic Engineering*, Vol. 82 n° Series D, pp. 35–45, 1960. (citado en p. 120)
- [13] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004. (citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [14] Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV. “A comparisson of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007. (citado en pp. 50, 122 y 197)

-
- [15] Zhu Y y Backx T. *Identification of multivariable industrial process, for simulation, diagnosis and control*. Springer-verlag, ISBN 3-540-19835-0, 1993. (citado en p. 123)
- [16] Ljung L. *System Identification: Theory for the User*. PrenticeHall, Upper Saddle River, NJ, USA., 1999. (citado en pp. 55 y 123)
- [17] Bardell P.H., McAnney W.H. y Savir J. *Built-in test for VLSI: pseudorandom techniques*. Wiley-Interscience publication. Wiley, 1987. (citado en p. 123)
- [18] Ortner P y del Re L. "Predictive control of a diesel engine air path". *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 15(3), pp. 449–456, 2007. (citado en pp. 125, 140 y 170)

Capítulo 5

Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x

Contenido

5.1. Introducción	139
5.1.1. Comportamiento del control de serie basado en \dot{m}_a	141
5.2. Control PID de las emisiones de NO_x	147
5.2.1. Control directo de los NO_x	148
5.2.2. Control mediante estrategias en cascada	156
5.2.2.1. Control de NO_x en cascada empleando el gasto de aire	158
5.2.2.2. Control de NO_x en cascada empleando la concentración de O_2 en la admisión	160
5.3. Control predictivo MPC de las emisiones de NO_x	161
5.4. Conclusiones	172
Referencias	173

5.1. Introducción

En este Capítulo se aborda la posibilidad de realizar un control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x o, de forma más explícita, modificar el control del sistema de EGR para que la cantidad de gas recirculado se varíe en función de una medida de NO_x y no en función de la medida del gasto de aire, como suele ser normal en los motores diesel actuales.

La implementación de un determinado método de control requiere en mayor o menor grado de sensores implantados en el motor para obtener los valores medidos de las variables a controlar [1, 2]. Alternativamente, pueden ser utilizados para estimar el valor de otras variables que no son medibles mediante el empleo de observadores (ya sea porque no se tiene acceso a ellas o porque económicamente no sería rentable hacerlo debido al correspondiente encarecimiento del producto que supondría este hecho). Hasta el reciente desarrollo de los sensores de NO_x [3–5], no ha sido posible realizar el control directamente sobre la variable que se desea controlar: el nivel de emisiones de NO_x .

Este Capítulo pretende mostrar cómo es posible realizar un control de las emisiones de NO_x sirviéndose para ello de la medida del sensor instalado en el escape. La idea es el control de las emisiones propias del motor, sin considerar el efecto del sistema de postratamiento, por lo que el sensor se ubica a la entrada del catalizador de oxidación. Frente a los métodos tradicionales de control del sistema de renovación de la carga, donde se controla el gasto de aire, la presión, o algún parámetro de carácter fluidodinámico, en este caso se realiza un control explícito de la variable regulada lo que, *a priori*, presenta ventajas para el control de la dispersión entre unidades o la deriva del motor a lo largo de su vida útil.

En este Capítulo se presentan exclusivamente alternativas que incluyen el control del sistema de renovación de la carga, mientras que en el Capítulo 6 se añade al sistema de control la posibilidad de actuar sobre las propiedades del sistema de inyección. Por simplicidad, se ha decidido excluir deliberadamente el control del sistema de sobrealimentación, pues existe ya una amplia bibliografía que cubre el control coordinado del sistema de EGR y el sistema de sobrealimentación (ver por ejemplo [6–11]).

A lo largo del Capítulo se exploran y discuten algunas alternativas al control habitual del sistema de EGR. Para ello, la iniciativa parte de realizar una medida directa de la concentración de NO_x en el escape, y se proponen variantes del sistema de control con un aumento progresivo de complejidad a medida que avanza la investigación del presente trabajo. La aproximación realizada es eminentemente experimental, de forma que cada uno de los algoritmos propuestos es evaluado mediante el uso de la plataforma de prototipado presentada en el Capítulo 3. Con el fin de permitir la comparación directa de los resultados obtenidos con los diferentes controladores implementados, se ha decidido realizar un procedimiento de ensayo sistemático, como fue presentado en el apartado 3.3.2. Esto permitirá, mediante la comparación directa de los resultados de los ensayos, derivar conclusiones sobre las ventajas e inconvenientes del uso de un método de control u otro. Los ensayos realizados incluyen

ensayos de *seguimiento de referencia*, en los que se prueba la habilidad del controlador para seguir la referencia de control dada y el efecto que esto tiene sobre otras variables; ensayos de *rechazo de perturbaciones*, que permiten evaluar la habilidad del controlador para mantener la variable controlada a pesar de la existencia de variaciones en otros sistemas; y ensayos en *transitorio*, que tienen como objeto principal evaluar la velocidad de respuesta del sistema de control.

La estructura del Capítulo está condicionada por las variantes propuestas para la estructura de control. Inicialmente, en el apartado 5.1.1, se evalúan las principales características del sistema de control actual, de forma que éste sirva de punto de referencia para comparar las diferentes alternativas propuestas. En el apartado 5.2 se presenta un algoritmo básico que aprovecha la medida de los NO_x en el escape. Con el fin de mejorar la dinámica del controlador, en el apartado 5.2.2 se presenta la posibilidad de emplear algunas variables intermedias en implementaciones en cascada. Finalmente, en el apartado 5.3 se propone el empleo de control basado en MPC, tal y como se presentó en la sección 2.3.4.1, con el fin de mejorar la respuesta del sistema.

5.1.1. Comportamiento del control de serie basado en \dot{m}_a

El sistema tradicional de control se explicó con detalle en el apartado 2.3. Concretamente, se mostró que la base del control actual es la realimentación obtenida a través de la medida de un caudalímetro que determina el gasto de aire fresco aspirado por el motor; en la bibliografía existen diferentes variantes de este control básico [7, 12, 13], o propuestas como el empleo de la presión en el colector de escape, la medida de la concentración de oxígeno en el escape o en la admisión [14]. En general, todas las variantes tradicionales de control del sistema de EGR suponen controladores basados en la medida de variables intermedias que explotan, con mayor o menor fortuna, la relación entre dicha variable intermedia y la formación de NO_x , que se mostró en el apartado 4.2.2.

La Figura 5.1 muestra el controlador que implementa originalmente el motor. Particularmente, en el caso del gasto de aire aspirado \dot{m}_a , el control se realiza actuando sobre la consigna de posición de la válvula EGR a través de una señal x_{egr}^{ref} que tiene su origen en un controlador de tipo PID. Este controlador recibe la información del caudalímetro instalado en el conducto de admisión y la compara con la consigna de \dot{m}_a dada por el mapa o tabla correspondiente de la ECU \dot{m}_a^{ref} , actuando sobre la válvula EGR para asegurar el valor consigna. Existe un controlador de bajo nivel que asegura que la posición final de la válvula coincide con x_{egr}^{ref} .

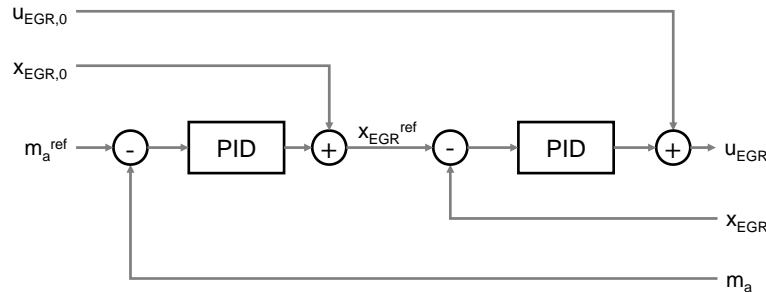


Figura 5.1. Bucle de control en el motor de serie.

El valor \dot{m}_a^{ref} depende de la calibración del motor, almacenada en general en tablas o mapas en la ECU del motor. El objetivo de dicho valor de referencia de gasto de aire es mantener las prestaciones del motor para el punto de funcionamiento dado y satisfacer las emisiones de NO_x requeridas según las normativas contaminantes [15]. Se trata por lo tanto de un valor condicionado por una estructura en bucle abierto y sin ningún tipo de realimentación de la información de los NO_x producidos para el instante actual.

Por su parte, el controlador empleado es un controlador PID que, como se presentó en el apartado 2.3.4, es robusto y de implementación sencilla. Normalmente se ajusta de manera empírica [16], como por ejemplo, utilizando el método de Ziegler-Nichols [17].

Para ilustrar la capacidad del controlador de gasto de aire aspirado implementado en la ECU del motor de serie, se realizan distintos ensayos utilizando esta estructura de control. En primer lugar se realizan ensayos de cambio del valor de \dot{m}_a^{ref} y, en segundo lugar, se realizan ensayos aplicando cambios a modo de perturbación sobre otras variables del motor para observar la robustez del controlador en materia de rechazo a perturbaciones, de esta manera se sigue el patrón de ensayos expuesto en la introducción del presente Capítulo.

Para llevar a cabo estos ensayos se implementa el esquema que se definió en la Figura 3.8; este programa envía y registra en iteraciones de 20 ms la referencia de control elegida salvando a su vez las variables de lectura. En este caso, se envía la referencia de gasto de aire \dot{m}_a^{ref} a la ECU haciendo uso conjunto del sistema de *bypass*, es el propio controlador de la ECU el que realiza el control del sistema.

Durante la ejecución del ensayo de seguimiento de referencia se envía una referencia de tipo escalera similar a la definida en el Capítulo 3 la cual partiendo del valor nominal correspondiente al punto de funcionamiento, y a medida que transcurre un tiempo de estabilización adecuado se va modificando dicho valor. De esta forma, se puede estudiar el comportamiento de \dot{m}_a , el valor que toma la posición de la válvula EGR¹ x_{egr}^{ref} , y el resto de variables tenidas en cuenta durante el ensayo. Los resultados de este ensayo se muestran en la Figura 5.2.

En el ensayo relativo a la comprobación del rechazo a perturbaciones se realiza una actuación sobre alguno de los actuadores no considerados por el controlador. Aunque se han realizado ensayos variando la presión de inyección y el avance de inyección, únicamente se muestra el resultado del ensayo relativo a actuaciones sobre la posición del *waste-gate* x_{wg}^{ref} , a modo de simular una perturbación de esta tipología. En la Figura 5.3 se muestran los resultados al respecto. Es interesante este estudio porque el tipo mostrado de perturbación es común durante la operación normal del motor principalmente debido a varios factores:

- Durante los transitorios de carga la ECU actúa sobre la turbina con el fin de mejorar la respuesta en lo relativo a la presión de sobrealimentación impactando de esta manera sobre el par. Esto hace que la turbina no esté funcionando siempre en su punto nominal.
- Existen fenómenos de histéresis significativos en la regulación de la turbina o *waste-gate* (esto mismo ocurre con la morfología TGV), de forma que no es posible asegurar que la turbina actúe según su comportamiento nominal. Aunque el control de posición de la regulación de la turbina reduce el fenómeno de histéresis, no lo evita pues la posición de los álabes del estator (en el caso de una regulación por sistema TGV) o posición de WG aún está sujeta a cierta variación.
- Existe una significativa dispersión de fabricación, además el sistema está sujeto a envejecimiento, lo que afecta al comportamiento y rendimiento del turbogrupo. Esto impacta sobre la relación entre las presiones en los colectores de admisión y escape, lo que tiene un efecto similar a una ligera modificación de la posición del *waste-gate*.

¹Como nota aclaratoria para el lector conviene señalar que los valores de posición que se registran y se representan en las figuras en relación a la posición de la válvula EGR son siempre valores de consigna de la misma, ya que se entiende que el controlador de posición de la válvula consigue adecuadamente la posición demandada. Esto se verifica con los valores de consigna de aire obtenidos por el controlador de alto nivel de la ECU

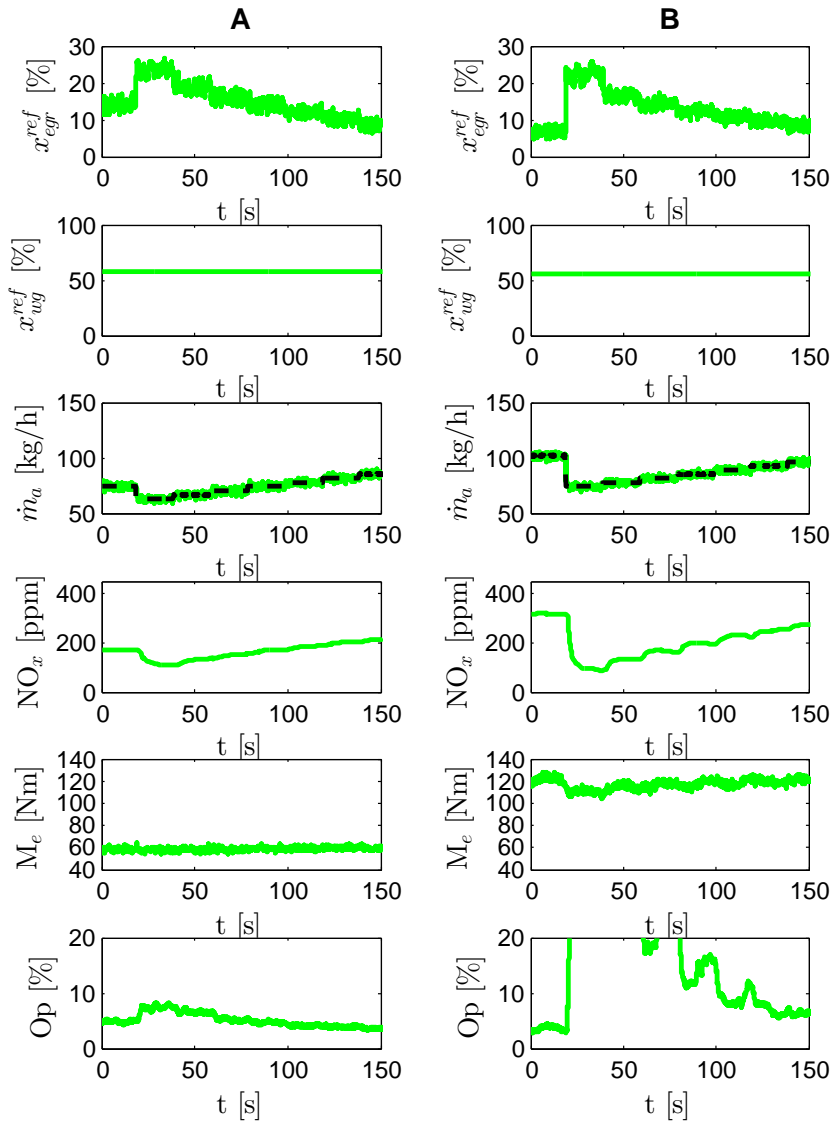


Figura 5.2. Resultados del ensayo de seguimiento de una referencia de gasto de aire \dot{m}_a^{ref} con el controlador de serie y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). ---: Referencia de control enviada a la ECU \dot{m}_a^{ref} .

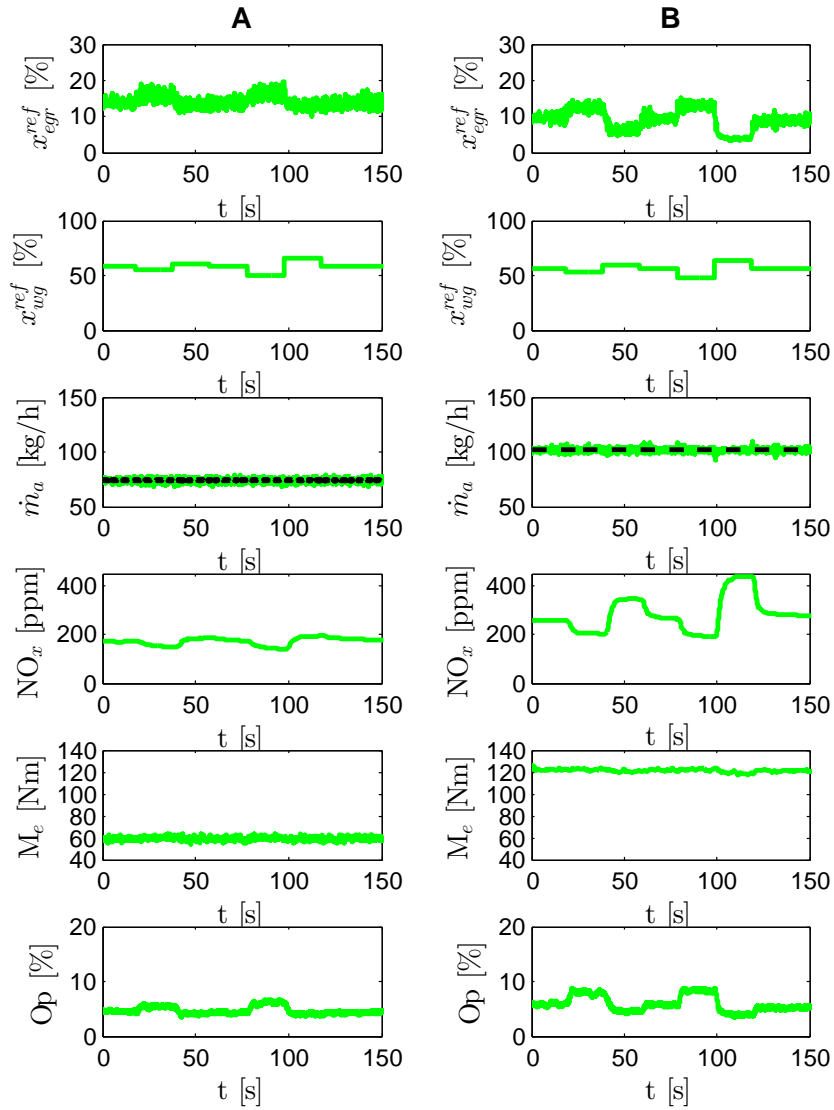


Figura 5.3. Rechazo a una perturbación en la posición del WG x_{wg}^{ref} por el controlador de serie y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). - - -: Referencia de control enviada a la ECU \dot{m}_a^{ref} .

La Figura 5.2 muestra, de arriba a abajo, los valores adoptados por las posiciones de las válvulas (EGR y WG), el gasto de aire medido, la concentración de NO_x en el colector de escape, el par y la opacidad. Puede apreciarse que el controlador es capaz de garantizar que \dot{m}_a alcanza el valor deseado de \dot{m}_a^{ref} (en los casos mostrados no se alcanza una saturación en la acción de control).

Evidentemente, al variar la referencia de control también se ven afectadas las emisiones contaminantes. El valor concreto de los ensayos mostrados no es significativo, pues corresponde a una variación arbitraria de los valores dados a \dot{m}_a^{ref} , pero sí que debe remarcarse que las emisiones de NO_x se ven modificadas significativamente.

Los resultados se muestran teniendo en cuenta los dos puntos de operación: A (1250 rpm, 60 Nm) y B (1250 rpm, 120 Nm). Las variaciones son mucho más sensibles en B como muestran los resultados. Se debe tener en cuenta que este punto es un punto de operación muy sensible a cambios en la concentración de oxígeno en la admisión, ya que, se corresponde con un dosado relativo mayor que el punto A y este hecho conlleva que durante el ensayo se den deficiencias correspondientes al gasto de aire aspirado y no se lleve a cabo una correcta combustión. Esto último se manifiesta como un decrecimiento importante del par efectivo M_e y un aumento excesivo de los valores de opacidad Op , durante los intervalos del ensayo donde se efectúa un uso abusivo de la tasa de EGR.

El resultado del ensayo mostrado en la Figura 5.3 permite evaluar la robustez del presente controlador ante variaciones en el funcionamiento del sistema de sobrealimentación. Para facilitar la interpretación, se ha decidido mantener el formato empleado en la Figura 5.2. En este caso se ha demandado una referencia de control \dot{m}_a^{ref} constante e igual a su valor nominal, mientras que se ha variado la posición de la *waste-gate*.

Se puede observar que, al variar x_{wg}^{ref} , el controlador es capaz de compensar la variación que se produciría en el gasto de aire como consecuencia de ésta mediante la acción sobre la posición de la válvula de EGR x_{egr}^{ref} . Esto sucede de manera adecuada en los dos puntos de operación mostrados, A y B.

El controlador de serie presenta una propiedad muy importante: al garantizar el gasto de aire el valor del par M_e éste puede satisfacerse con muy pequeña variación incluso en el caso de las perturbaciones de gran tamaño mostradas en la Figura 5.3. Por su parte la emisión de humos, aunque presenta una pequeña variación, no aumenta de forma crítica, pues el gasto de aire (y de esta forma el dosado relativo global) está garantizado. Las variaciones están asociadas al efecto de la alteración de la presión de sobrealimentación y de la concentración de oxígeno en la carga del cilindro (no mostrado); de esta forma, se observa que la opacidad aumenta cuando la válvula EGR abre

respecto al valor nominal, mientras que desciende su valor cuando la válvula tiende a cerrarse acorde a [18].

Sin embargo, aunque el controlador garantiza el gasto de aire, no es capaz de mantener adecuadamente constantes las salidas del sistema. En concreto el nivel de emisiones de NO_x , variable objetivo última de interés a controlar por el sistema de EGR, la cual ve variado su valor de forma muy significativa. Nuevamente es en el caso del punto B, en el que al estar el motor en una situación de mayor demanda de carga el efecto del sistema de sobrealimentación es más notable, lo que repercute de una manera crítica sobre los NO_x .

5.2. Control PID de las emisiones de NO_x

Como se ha estudiado en el apartado anterior, es posible controlar los valores de gasto de aire aspirado \dot{m}_a , actuando sobre la posición de la válvula EGR, lo cual es bien sabido al conocer la existencia de la implementación de un PID con tal objetivo en la ECU del motor. Este controlador se encuentra activo en el rango de funcionamiento del motor donde existe estrategia de EGR. De esta manera, es posible obtener los valores deseados de \dot{m}_a , pues el objetivo es mantener las prestaciones de diseño del motor para este rango de funcionamiento mientras se mantienen las emisiones de NO_x dentro de los límites de homologación.

Por tanto, y debido a que no existe en el motor de serie una medida real de emisiones de NO_x , el control directo del gasto de aire que realiza el controlador de la ECU es una solución indirecta o en bucle abierto desde el punto de vista de control sobre las emisiones de NO_x producidas por el motor. Esto último, es un problema cuando lo que se desea es mantener de una manera significativamente aproximada las emisiones de NO_x respecto a una referencia dada durante todas las condiciones de funcionamiento y vida del motor. Esto se constató en el ensayo mostrado en la Figura 5.3 en la que se demuestra que el concepto de control actual, aunque es capaz de garantizar el nivel de par, no garantiza el valor de las emisiones de NO_x .

A partir de la disponibilidad de un sensor de NO_x que se presenta en este trabajo surge como alternativa directa emplear el valor obtenido a través del mismo para el control del sistema de EGR. Así pues, en este apartado se estudia la posibilidad de realizar un control directo utilizando una estrategia PID, lo que se abordará en la sección 5.2.1, así como el empleo de soluciones en cascada que se sirvan de alguna variable intermedia que resulte útil para el control, lo que se muestra en el apartado 5.2.2.

5.2.1. Control directo de los NO_x

En este apartado se pretende demostrar cómo gracias al uso del sensor de NO_x , prototipo instalado en el escape del motor, es posible realizar un control en bucle cerrado actuando sobre la válvula EGR. En un primer paso se implementa un controlador PID en el sistema de prototipado descrito en el Capítulo 3, mientras que en el apartado 5.3 se abordará el uso de controladores predictivos como alternativa de mejora.

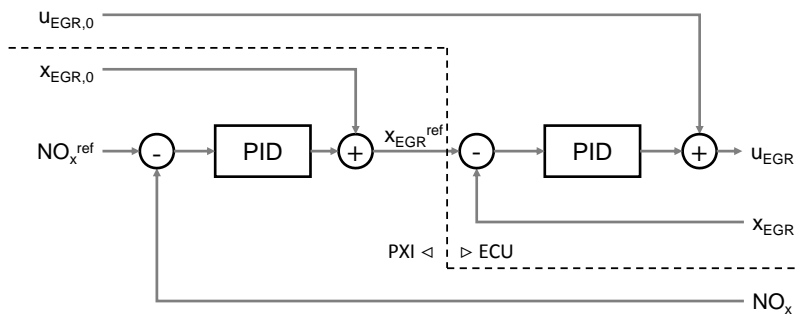


Figura 5.4. Bucle de control para el control de NO_x .

La Figura 5.4 muestra la estructura del sistema de control programado, el cual obtiene por un lado la medida del sensor de NO_x y actúa sobre la válvula EGR, acometiendo el seguimiento de una referencia de NO_x impuesta y enviada al controlador implementado. El sistema aprovecha el controlador de bajo nivel de la ECU para asegurar la posición de la válvula de EGR, de forma que el sistema de *bypass* modifica el valor de referencia de posición de ésta x_{egr}^{ref} en la ECU.

En este caso se ha decidido implementar el controlador en bucle cerrado sobre la concentración de NO_x en ppm como variable controlada. Otra opción sería el control sobre el nivel de emisiones en g/h. Dado que:

$$\dot{m}_{NO_x} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) [NO_x] \frac{M_{NO_x}}{M_a} \quad (5.1)$$

el controlador basado en las emisiones expresadas en g/h tendrá un comportamiento comprendido entre el comportamiento del controlador sobre la concentración y el controlador basado en el gasto de aire. Conocido el comportamiento estático de dos de los controladores (ppm de NO_x , g/h de NO_x y

\dot{m}_a) es posible inferir el comportamiento del tercero. El estudio dinámico no es tan sencillo y sí requiere la implementación del bucle de control.

Tras la sintonización de los parámetros de los controladores realizada por los ensayos para el desarrollo de estrategias mencionados en el Capítulo 3, los cuales se muestran en la Tabla 5.1, es posible evaluar el funcionamiento del controlador a través de ensayos de seguimiento de referencia y de tipo rechazo de perturbaciones para los puntos de operación A y B, que se muestran en las Figuras 5.5 y 5.6. Las condiciones de los ensayos, particularmente el segundo, son comparables con las mostradas para el controlador de serie en las Figuras 5.2 y 5.3, de forma que es posible la comparación entre los resultados.

Cuadro 5.1. Parámetros de ajuste experimental de los PID.

	PID A	PID B
k_p	0.1	0.035
k_i	0.05	0.05
k_d	0	0

Se demuestra que el nuevo controlador cumple satisfactoriamente su cometido obteniendo de manera correcta los valores de referencia dados, actuando para ello con los valores de la variable x_{egr}^{ref} tal y como se muestra en la Figura 5.5. Este resultado demuestra la posibilidad de controlar en bucle cerrado el nivel de emisiones de NO_x para un punto de funcionamiento dado, utilizando para ello la medida del sensor de NO_x instalado como prototipo en el escape del motor ensayado. Como en el caso del controlador de serie (Figura 5.2) esto impacta también sobre la opacidad, produciéndose un incremento de humos a medida que la válvula EGR se encuentra más abierta.

En relación con el par, que se encuentra mostrado en la Figura 5.5 para ambos puntos de operación, no se encuentra ningún detalle a destacar salvo que se mantiene constante para el punto de operación A con un ruido no despreciable debido a la medida. Sin embargo para el punto de operación B, más sensible a la apertura de la válvula EGR, sí se observa cierta tendencia leve en el par proporcional al grado de cierre de la válvula EGR. Esta respuesta es coherente con lo que se constató para el ensayo de referencia mostrado en la Figura 5.2.

Las diferencias entre el concepto de control de serie y el nuevo controlador son evidentes cuando se analizan los resultados del ensayo de rechazo de perturbaciones (Figuras 5.3 y 5.6 respectivamente).

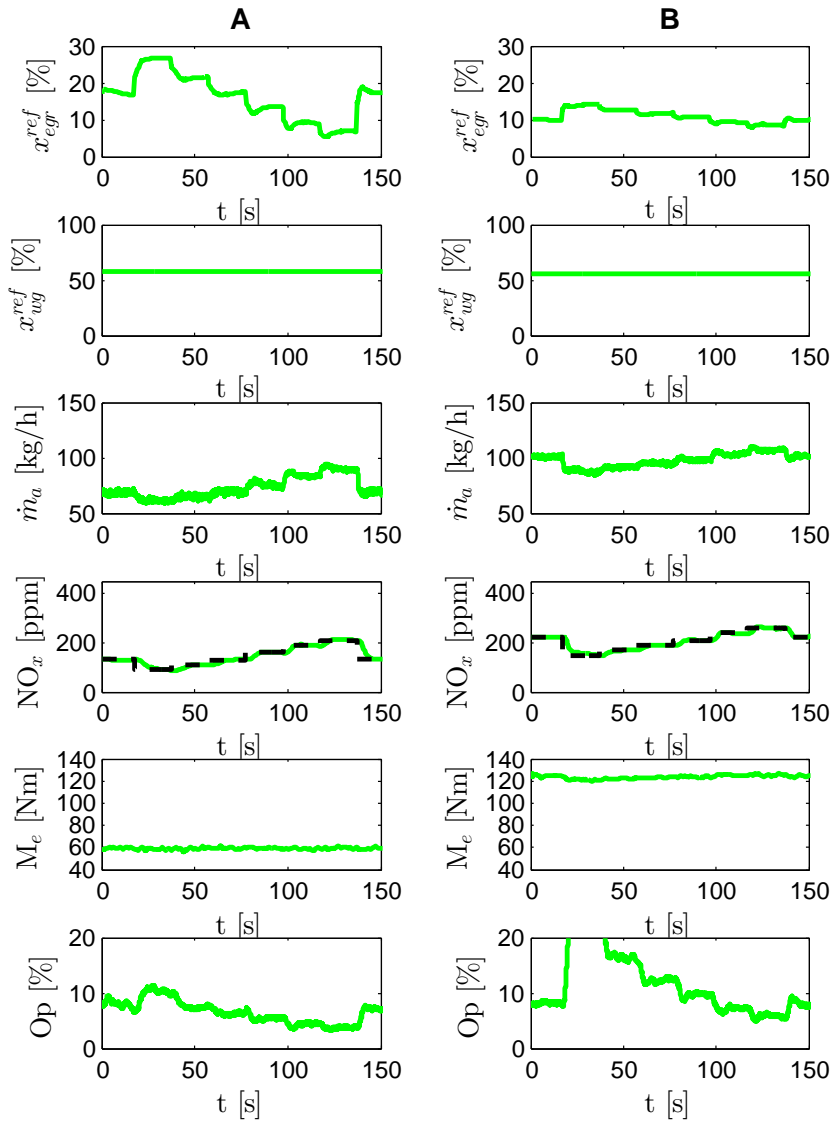


Figura 5.5. Resultados del ensayo de seguimiento de una referencia con el sistema de control de NO_x basado en PID y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). - - -: Referencia de control NO_x^{ref} .

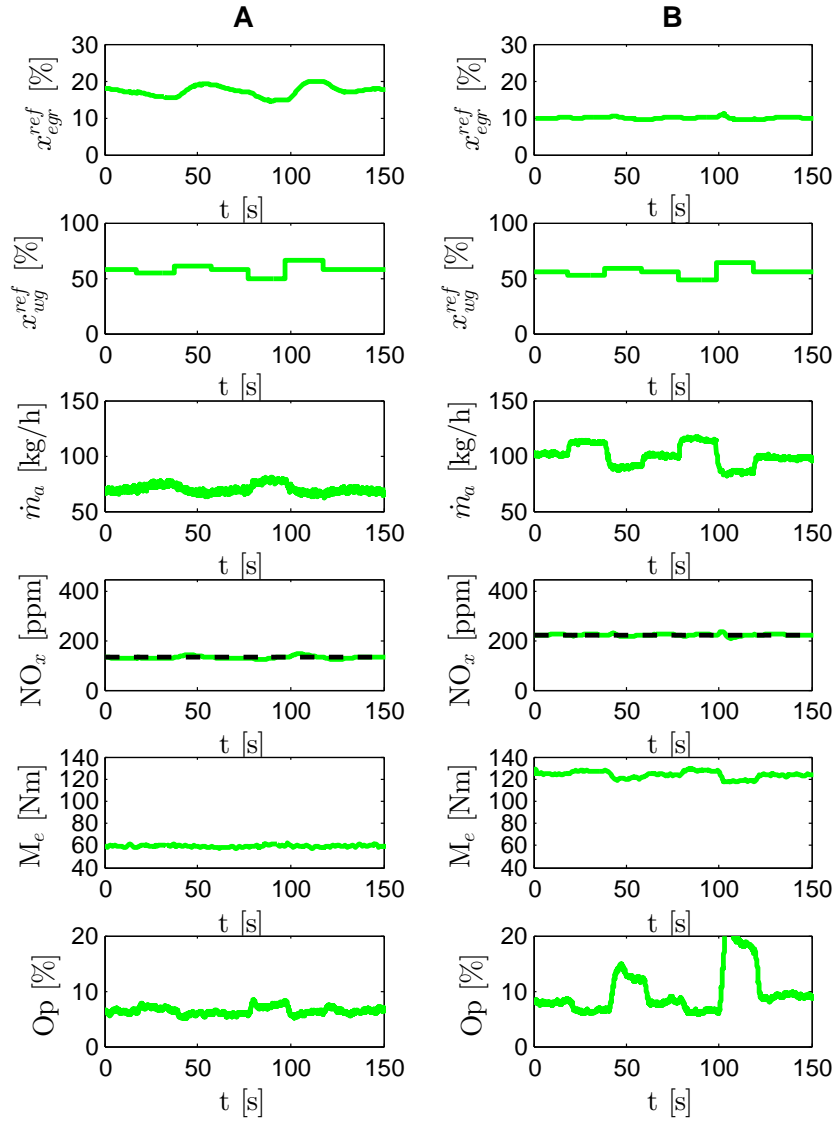


Figura 5.6. Rechazo a una perturbación en la posición del WG x_{wg}^{ref} por el sistema de control de NO_x basado en PID y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). - - -: Referencia de control NO_x^{ref} .

A la vista de los resultados obtenidos y mostrados en la Figura 5.6, el controlador implementado es capaz de compensar las variaciones inducidas por la perturbación en *waste-gate* mediante el uso de x_{egr}^{ref} de manera muy satisfactoria, manteniendo los valores de NO_x entorno al valor nominal para cada caso. No obstante, así como el controlador original no presenta ninguna variación significativa en el par M_e , el nuevo controlador sí demuestra cierta alteración del par motor al mantener la concentración de NO_x en el escape.

De forma muy evidente en el punto de operación B, la variación del gasto de aire asociado a una mayor presión de sobrealimentación (no mostrada en la figura), proporciona un efecto positivo sobre el par y las emisiones de humos. De esta forma, en el caso B, para posiciones más cerradas del *waste-gate* se produce un aumento significativo del gasto de aire, lo que se traduce en un mayor par y menor nivel de opacidad. Lo contrario ocurre al abrirse el *waste-gate*.

Para el punto de operación A la respuesta es mucho más sutil y, además, de signo contrario. Tal y como muestran Luján *et al.* [19] la respuesta del acoplamiento entre el sistema de sobrealimentación y el sistema de EGR depende del punto de funcionamiento: el punto A, al ser de menor carga y una apertura nominal mayor de la válvula de EGR, puede presentar una variación opuesta de \dot{m}_a frente a actuaciones sobre el sistema de sobrealimentación. En este caso al cerrar ligeramente el *waste-gate*, se produce un aumento de la tasa de EGR (a pesar de que el controlador cierra un poco la válvula de EGR para contrarrestar dicho efecto), esto produce un ligero aumento de la opacidad, aunque el par no se ve muy alterado.

De esta forma, la respuesta del controlador puede variar de forma significativa según el acoplamiento EGR-sobrealimentación (ya sea por regulación TGV o WG). Como ya se comentó al principio del Capítulo, existe una amplia bibliografía al respecto, que aborda el empleo de sistemas de control coordinados, lo que queda fuera del ámbito de esta Tesis Doctoral.

Otros ensayos en los que se ha actuado sobre otras variables que afectan las emisiones de NO_x , como es el avance de la inyección o la presión en el raíl, muestran que el controlador propuesto es capaz de compensar adecuadamente el efecto de diferentes perturbaciones sobre las emisiones de NO_x . No obstante, dado el efecto sobre la opacidad y el par, resulta preciso limitar el nivel de la compensación y, además, implementar estrategias que corrijan el par producido. Este último aspecto se tratará de forma específica en el Capítulo 6.

Prestaciones del controlador durante transitorios Con el fin de finalizar la evaluación del comportamiento del controlador, es imprescindible validar su actuación durante los transitorios (especialmente de carga) del motor.

Para analizar esto, se realizan ensayos durante transitorios utilizando el motor con la configuración de serie y se comparan éstos con una solución en bucle cerrado sobre los NO_x . En concreto, se realiza un transitorio de carga entre los puntos de funcionamiento A y B de tal forma que, partiendo del punto A y después de un tiempo de estabilización suficiente se somete al motor a un aumento de carga instantáneo manteniendo el régimen de giro constante, alcanzando de esta manera el punto de operación B. Por último, en el tramo final del ensayo se retorna al punto A de nuevo, y se da por terminado el ensayo después de un tiempo adecuado de estabilización del sistema. Esta tipología de ensayo se describió en el Capítulo 3. Como los parámetros del controlador varían de forma significativa entre el punto A y el B, se implementa un programa en el sistema de prototipado con un *switch* de forma que estos parámetros varían instantáneamente al cambiar la referencia de A a B y viceversa. Esto es equivalente a un sistema de planificación de la ganancia como el implementado por el controlador de serie.

La Figura 5.7 muestra el resultado de este ensayo para el controlador de serie sobre el gasto de aire y para el control directo sobre la concentración de NO_x en el escape. Se han ampliado en esta figura las secciones correspondientes al transitorio de A a B y de B a A. La referencia del controlador de serie es \dot{m}_a^{ref} (no mostrada) siendo la variable controlada \dot{m}_a mientras que la del nuevo controlador se realiza sobre los NO_x . Esto supone cierta dificultad técnica para conseguir que los ensayos sean equivalentes, pues la relación entre \dot{m}_a y las emisiones de NO_x varía de forma significativa en virtud de parámetros no controlados como la humedad ambiental, la presión atmosférica, etc.

Debe considerarse además que la respuesta dinámica del controlador depende de manera muy importante de los parámetros k_p , k_i , k_d , así como de los valores en bucle abierto de las diferentes actuaciones, y no es posible mostrar el efecto de la respuesta de todas las posibilidades. En este caso se ha preferido hacer una calibración manual del controlador 5.2, y trabajar por comparación entre la mejor opción obtenida para cada uno de los controladores. Nótese que se han recalibrado los valores de los parámetros de los PID persiguiendo la obtención de un buen transitorio durante el control de NO_x .

Se cree necesario describir el mecanismo de intercambio de controladores durante el transitorio, el cual se basa en un sencillo algoritmo que aplica la acción de control calculada por uno u otro controlador (definido por la diferencia entre sus parámetros de ajuste) en función del estado del sistema

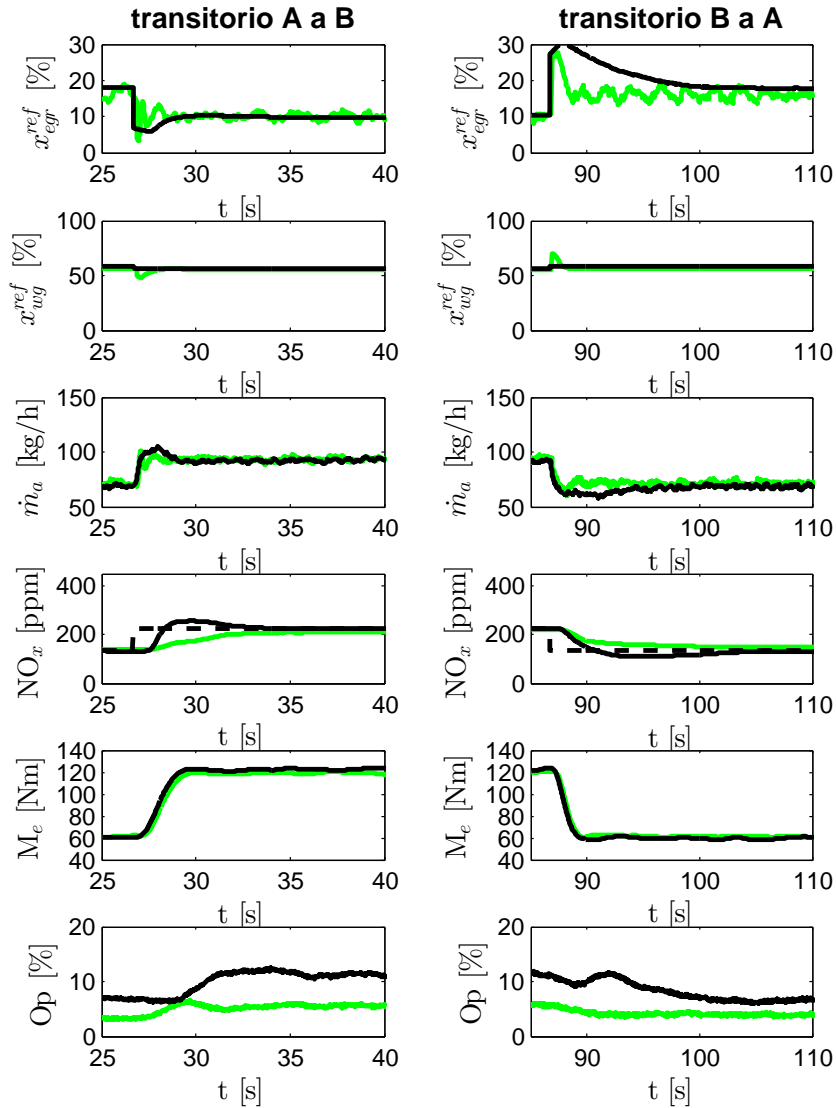


Figura 5.7. Transitorio entre los puntos A-B-A comparando el motor de serie (—) con el control sobre NO_x empleando un PID (—); ampliación de la zona del transitorio A-B (izquierda) y B-A (derecha). Se muestra también la referencia del controlador de NO_x (- - -).

Cuadro 5.2. Parámetros de ajuste experimental de los PID adaptados a un transitorio.

	PID A	PID B
k_p	0.05	0.015
k_i	0.05	0.05
k_d	0	0

determinado por el par demandado al motor. Se definen y generan de esta forma dos zonas en función del par demandado durante el transitorio, estas dos zonas comprendidas entre el par demandado en A (M_{eA}) y el par demandado en B (M_{eB}) son: la zona de actuación del PID calibrado para A limitada por la condición $M_e < (M_{e,A} + M_{e,B})/2$ y una segunda zona donde actúa el PID calibrado para B, activada por la condición $M_e > (M_{e,A} + M_{e,B})/2$. El lector debe considerar además, que existen muchas dimensiones debidas a los diferentes ajustes del controlador que no son posibles representar en estos gráficos. La implementación final debe consistir por lo tanto en la definición de una serie de *politopos* y, en caso de que la estabilidad se vea comprometida, una determinada función de histéresis que evite soluciones oscilantes entre dos controladores.

En cualquier caso, los ensayos mostrados en la Figura 5.7 sí permiten una comparación general del comportamiento de los dos controladores. Aunque ambos controladores son capaces de garantizar un transitorio de forma adecuada, el controlador basado en la medida de NO_x presenta menores prestaciones dinámicas. Esto se debe a que el sensor de NO_x es sensiblemente más lento que el caudalímetro. El lector interesado encontrará en [20] una caracterización del sensor empleado en este trabajo, donde se muestra que el tiempo de respuesta y el retraso pueden ser del orden de 1 segundo o superior.

El controlador de serie es capaz de esta forma, garantizar el valor requerido de gasto de aire en un tiempo muy breve (aunque esto no garantiza el valor de los NO_x), mientras que el control sobre los NO_x produce sobreoscilaciones (*overshoot* en inglés) importantes. Si se prima en otro caso la suavidad de cambio con respecto a los NO_x medidos durante el transitorio, se producirá una menor efectividad de este controlador a la hora de seguir la referencia dada.

Se puede concluir por tanto que el control de los NO_x en bucle cerrado es posible, pero que las características dinámicas del controlador son inferiores a las del controlador de serie. Para solucionar este problema se proponen dos alternativas: la implementación de bucles de control en cascada, lo que se

aborda en el apartado siguiente; y el empleo de estrategias de control predictivo basado en modelos, lo que se verá en el apartado 5.3.

5.2.2. Control mediante estrategias en cascada

Una alternativa para mejorar la respuesta dinámica del controlador es la implementación de bucles de control en cascada, tomando como estructuras en cascada en este apartado aquellas que implican el uso de alguna de las variables intermedias definidas, utilizándose éstas como referencia del controlador de bajo nivel de dicha estructura, mientras que el controlador de alto nivel se utiliza para garantizar el valor en régimen estacionario (y por tanto el rechazo a perturbaciones con un carácter lento).

En el control de serie el controlador ya implementa un concepto en cascada como tal gasto de aire-posición con el fin de que el controlador de bajo nivel corrija de forma rápida los problemas de histéresis en el posicionamiento de la válvula y el efecto de la presión de sobrealimentación y de la contrapresión de escape sobre la misma.

En este caso se pretende interponer un bucle de control adicional entre el bucle basado en la medida de NO_x y el bucle de posición de la válvula de EGR. El bucle intermedio controla la variable intermedia elegida y con un efecto *input – output* más rápido del sistema, por tanto, este controlador debe ejecutarse de una manera más rápida que el externo. El controlador externo y más lento se dedica a controlar los NO_x medidos por el sensor y como acción de control se encuentra la referencia de la variable intermedia dada al bucle interno. Se proponen diversas tipologías en este punto basadas en los sensores disponibles para actuar como variable intermedia controlada:

- Control de NO_x en cascada utilizando el gasto de aire \dot{m}_a .
- Control de NO_x en cascada utilizando la concentración de O_2 en la admisión, O_{2in} .
- Control de NO_x en cascada utilizando el gasto de EGR \dot{m}_{egr} .

La Figura 5.8 muestra los esquemas de los tres algoritmos, con algunos detalles de la implementación final. Aunque implementado y evaluado durante la investigación el control en cascada utilizando como variable intermedia el gasto de EGR, no se ha realizado un análisis (ni se ha mostrado) esta estrategia por dos motivos principalmente: el sensor de gasto de EGR proporciona un ruido excesivo para tenerlo en cuenta directamente en el control debiendo

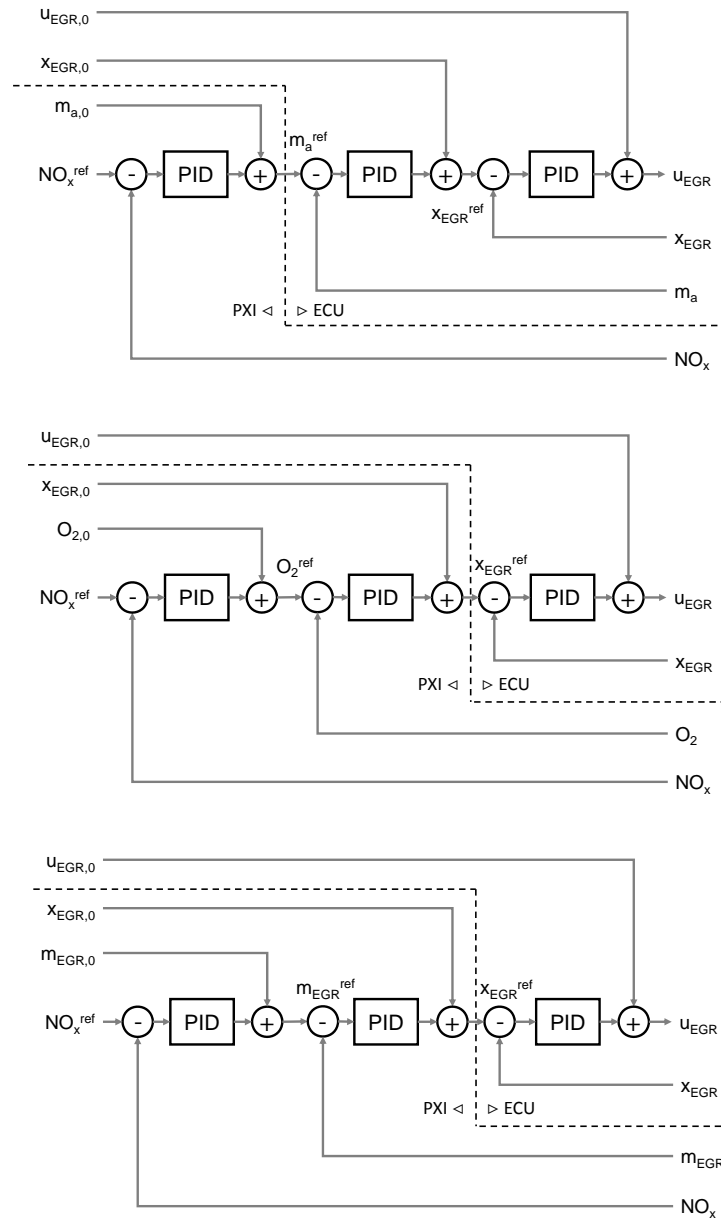


Figura 5.8. Diagrama resumen de la estructura de control basada en PID en cascada utilizando dos niveles, empleando en el intermedio gasto de aire (arriba), concentración de oxígeno (centro) o gasto de EGR (abajo). La figura indica en qué controladores se ha empleado la implementación original de la ECU del motor.

filtrar la señal que proviene del mismo para poder realizar un control con PID, esto añade dinámicas que complican su control y generan *overshoots* en las acciones de control y en la variable controlada restando la ventaja que precisamente se debe obtener con un control en cascada utilizando variables intermedias; por otro lado, el gasto de EGR reporta una dinámica similar y ganancia inversa con respecto al gasto de aire aspirado, tanto con respecto a la posición de la válvula EGR como de las emisiones de NO_x como se vio en el Capítulo 4 pudiéndose establecer una relación entre ambas estrategias de control.

La evaluación de estas estrategias se realizará exclusivamente a partir de los ensayos transitorios, ya que dicha estrategia hereda las características estáticas del controlador de alto nivel, por lo que el seguimiento de la referencia y el rechazo a las perturbaciones será similar al control directo sobre los NO_x .

5.2.2.1. Control de NO_x en cascada empleando el gasto de aire

La primera opción de control en cascada evaluada es el uso de un bucle intermedio basado en el gasto de aire. La idea es combinar las características dinámicas del sistema de serie basado en \dot{m}_a con las ventajas del sistema de control basado en el sensor de NO_x . El esquema superior de la Figura 5.8 muestra la ejecución de dicha opción si se actúa sobre un PID de bajo nivel ya implementado en la ECU como es el de control del gasto de aire aspirado.

Los ensayos de seguimiento de referencia (no mostrados), demuestran que los NO_x medidos en el escape del motor alcanzan y siguen perfectamente la referencia dada, esto es, el control en cascada mediante PID sobre el gasto de aire aspirado funciona satisfactoriamente. El controlador también hereda la capacidad del sistema para rechazar la perturbación de la posición de la *wastegate* x_{wg} sobre las emisiones de NO_x .

Es en los ensayos en transitorio donde las diferencias son más evidentes. La Figura 5.9 muestra un transitorio de tipo A-B-A en motor de serie y en motor controlado con el concepto de control en cascada NO_x - \dot{m}_a . Esta figura puede compararse con la Figura 5.7 para considerar las variaciones respecto al control directo sobre NO_x .

Los resultados demuestran cómo el controlador en cascada permite tener una respuesta dinámica similar al controlador original del motor basado en \dot{m}_a , de forma que es posible mantener un control adecuado de los NO_x evitando la sobreoscilación presente en el controlador directo sobre los NO_x (Figura 5.7).

El ajuste de los PID de alto nivel utilizados para la estructura en cascada se muestra en la tabla 5.3.

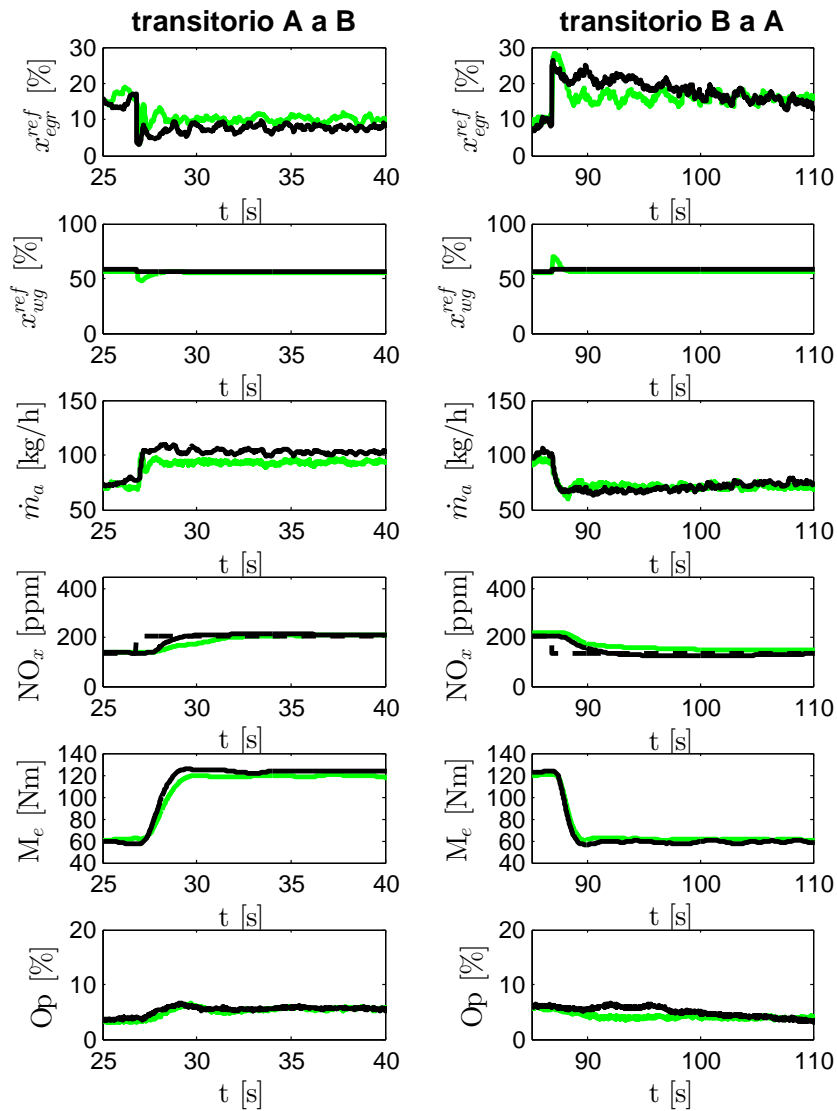


Figura 5.9. Transitorio entre los puntos A-B-A comparando el motor de serie (—) con el control utilizando una estructura en cascada con el gasto de aire de la ECU \dot{m}_a basada en PID (—). - - -: referencia de NO_x para el controlador en cascada.

Cuadro 5.3. Parámetros de ajuste experimental de los PID de alto nivel de la estructura en cascada NO_x - \dot{m}_a .

	PID A	PID B
k_p	0.1	0.2
k_i	0.05	0.05
k_d	0	0

5.2.2.2. Control de NO_x en cascada empleando la concentración de O_2 en la admisión

Una segunda posibilidad consiste en emplear información de la admisión con el fin de tener una realimentación directa sobre la composición de la renovación de la carga del motor. Para ello se propone la instalación de un sensor de concentración de oxígeno instalado en la admisión. El uso de esta variable para el control ha sido propuesto por varios autores, ya sea a través de la medida directa o de estimadores [14, 19, 21].

Como describen Luján *et al.* [19], la medida de la concentración de oxígeno presenta una problemática especial debido, entre otras cosas, a:

- En los sistemas de EGR de alta presión, como en el motor objeto de estudio, hay una alta dispersión cilindro a cilindro en la tasa de EGR, lo que puede implicar problemas en su medida en base a un único sensor en el colector de admisión. En [22] se presenta un método para determinar esta dispersión entre cilindros.
- El sensor es sensible a la presión parcial de oxígeno, más que a la concentración, por lo que resulta imprescindible corregir el valor de referencia con la medida de presión. Dado la pulsación de presión en el colector, esto supone cierta dificultad técnica (otra opción es realimentar la presión parcial en vez de la concentración).

El diagrama central de la Figura 5.8 muestra la forma de anidar los PID en esta alternativa. El bucle interno controla la variable primaria o intermedia considerada, en este caso la concentración de O_2 de la admisión medida por el sensor de oxígeno y con un efecto *input-output* más rápido del sistema. Este controlador de nivel inferior debe ejecutarse de una manera más rápida. El controlador de nivel superior y más lento se implementa para controlar los NO_x medidos por el sensor y para ello, enviará una acción de control

como referencia de O_2 al bucle de nivel inferior. Esta solución pretende ser comparada con las soluciones previas, esto es, control en cascada utilizando el gasto de aire como variable intermedia y control directo de la válvula EGR.

Como en el caso de la solución presentada en el apartado anterior, el controlador hereda las propiedades estáticas (seguimiento de referencia y rechazo a perturbaciones) del controlador de NO_x . Con el fin de estudiar la dinámica, se estudia el transitorio entre puntos de funcionamiento A y B con la solución de serie, que se muestra en la Figura 5.10.

También en este caso, como en el caso anterior, el sistema es capaz de realizar de forma conveniente la transición entre los puntos de operación, aunque en el caso de la transición B-A hay una pequeña sobreoscilación atribuible a una calibración deficiente del controlador.

Tanto esta alternativa como la anterior suponen una buena forma de mejorar la respuesta dinámica del controlador basado en NO_x . La implementación de una u otra deberá por lo tanto estar basada en cuestiones de disponibilidad, precio o problemas de implantación. La tabla 5.4 muestra para este caso, los ajustes que se han adoptado mediante procedimiento experimental de los parámetros de los controladores PID utilizado en esta estrategia; siendo el PID de alto nivel el definido por $\text{NO}_x\text{-O}_2$, y el PID de bajo nivel $\text{O}_2\text{-}x_{egr}$.

Cuadro 5.4. Parámetros de ajuste experimental de los PID de alto y bajo nivel de la estructura en cascada $\text{NO}_x\text{-O}_2, in$.

	PID alto nivel		PID bajo nivel	
	A	B	A	B
k_p	0.001	0.003	2	2
k_i	0.05	0.01	0.01	0.01
k_d	0	0	0	0

5.3. Control predictivo MPC de las emisiones de NO_x

Las estrategias de control basadas en controladores PID utilizadas hasta el momento cumplen con el objetivo de realizar un lazo cerrado de control sobre las emisiones de NO_x . Así mismo, haciendo uso de estructuras en cascada entran en juego lazos de control sobre otras variables utilizadas como intermedias dentro de la propia estructura en sí. Para estos lazos de control,

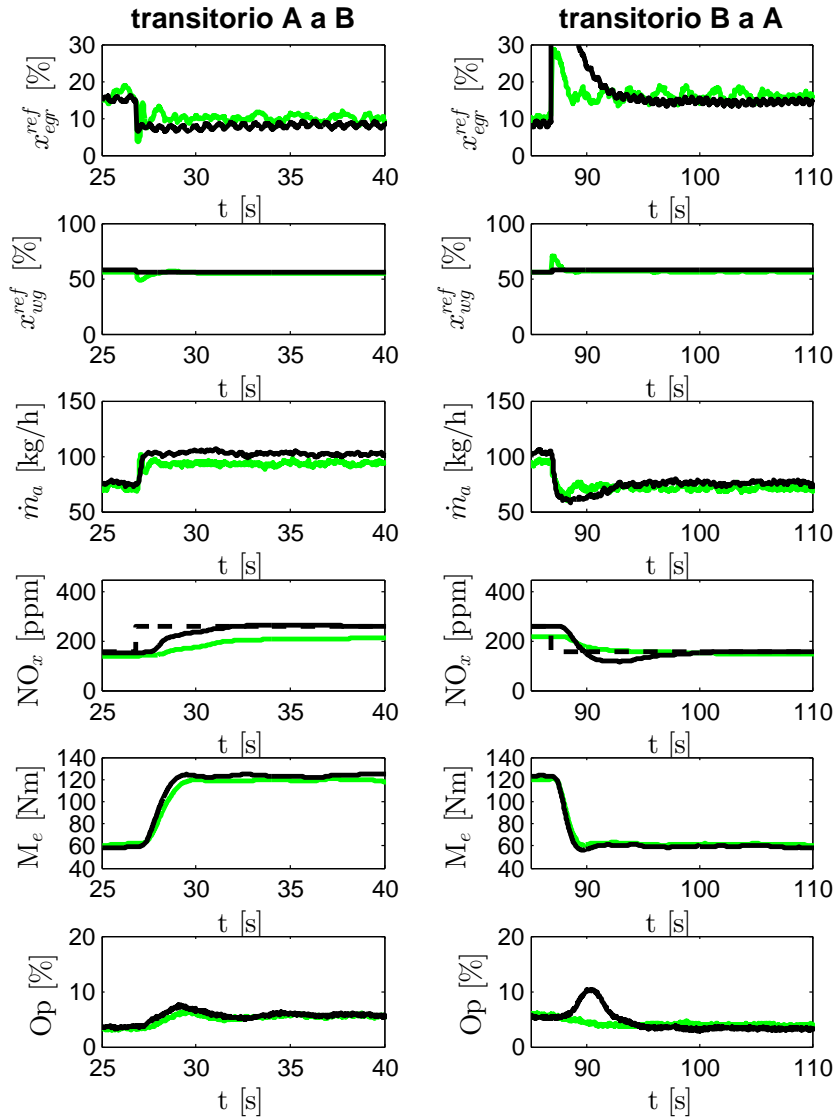


Figura 5.10. Transitorio entre los puntos A-B-A comparando el motor de serie (—) con el control utilizando una estructura en cascada con la concentración de oxígeno en el colector de admisión O_2 en basada en PID (—). - - -: referencia de NO_x para el controlador en cascada.

el valor que toma la acción de control se basa en los parámetros preajustados del PID en cada caso y en los valores que toma la variable medida y la referencia deseada. Las estructuras utilizadas hasta el momento cumplen con su cometido verificándose y discutiéndose ello en los apartados anteriores.

Queda claro por ello que, el controlador PID hace uso intensivo del valor que le proporciona el sensor asociado para actuar sobre el sistema sin disponer de ninguna otra información sobre el estado del mismo en cada momento [16]. Es por ello que debido a esta propiedad, el controlador PID no tiene ninguna otra información del sistema *per se* y esto provoca que sin entrar en estructuras más complejas de control se produzcan correcciones en la acción de control cuando el sistema ya no se encuentra en el estado deseado y en ningún caso el control se pueda anticipar a corregir el cambio de estado del sistema sin que este cambio ya se vea reflejado en la variable medida por el sensor del que hace uso. Desafortunadamente, las prestaciones dinámicas del sensor de NO_x resultan escasas para el control del sistema de EGR.

Una alternativa a ello es tomar variables intermedias que repercutan sobre la variable salida siendo éstas de acción más rápida. Utilizando estructuras en cascada se puede hacer uso de estas variables intermedias siempre y cuando se disponga de la medida de cada una de ellas mediante el uso de sensores. Cada bucle nuevo de control basado en PID implica en estos casos el uso de un nuevo sensor, por lo tanto sería discutible primero, si la variable se puede medir y segundo, si es rentable medirla. A medida que crecieran los bucles anidados en una estructura en cascada suponiendo que se pudieran medir todas las variables intermedias se tendría una mayor aproximación al estado del sistema.

Los bucles de control con PID suelen desembocar en fenómenos de sobreoscilación vistos en los distintos ensayos realizados si lo que se desea es alcanzar de una manera rápida la referencia, además este tipo de respuesta es habitual cuando se controla este tipo de sistemas. Dicho sistema tiene la característica de ser lento observando la entrada-salida utilizada mediante un controlador PID. Para mejorar la sobreoscilación producida se debe reajustar la ganancia del PID haciendo éste más lento en respuesta y haciendo por tanto, que el sistema alcance la referencia de manera más tardía debiendo optar por una solución de compromiso.

Para intentar mejorar la respuesta del sistema controlado, se propone la utilización de un controlador predictivo basado en modelos (MPC). En esta técnica de control se considera un modelo del sistema capaz de describir el comportamiento entrada-salida del mismo, de forma que es posible predecir cómo se comportará el sistema al aplicar una determinada acción de control.

MPC es una estrategia de control relativamente moderna [23] donde en cada iteración se resuelve un problema de control óptimo dado para el horizonte de predicción que se ha tenido en cuenta durante esa misma iteración. Este problema se resuelve en bucle abierto proveyendo al *solver* u optimizador de un modelo del sistema. La solución óptima es corregida con la medida del sensor si lo que se pretende es un control en bucle cerrado. Además el optimizador puede contemplar restricciones en las variables de cálculo de tal forma que calculará la solución óptima teniendo en cuenta las mismas; estas restricciones pueden ir asociadas a las propias saturaciones relacionadas con los actuadores del sistema, a las salidas del sistema o a estados internos.

Para el caso de estudio, el modelo describe la relación entre la referencia de posición de la válvula de EGR x_{egr}^{ref} y la concentración de NO_x . En el Capítulo 4 se estudió la posibilidad de tal modelo y se demostró que, dado un punto de operación (definido como régimen de giro y masa de combustible inyectada), así como un valor nominal de posición de la válvula de EGR $x_{egr,0}$, es posible linealizar el sistema y su comportamiento se adapta bastante bien al de un modelo lineal del tipo:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bu_{k-d} \\ \mathbf{NO}_x &= Cx_k \end{aligned} \quad (5.2)$$

quedando las matrices del modelo con los valores mostrados en el Capítulo 4 para el modelo del tipo $\text{NO}_x = f(n, \dot{m}_f, x_{egr,0})$. Donde, la salida del sistema NO_x corresponde al valor medido de las emisiones de NO_x , que es afectado por las variables de actuación u (en este caso Δx_{egr}^{ref}); los valores de los retrasos para la entrada del modelo se ha considerado de manera genérica en el modelo con d , el cual previamente se aplica a la entrada del modelo. Las matrices A , B y C contienen respectivamente la información relativa a la dinámica del sistema, el efecto de los actuadores sobre el sistema y la relación entre las variables representativas del sistema (o estados, x) y las salidas del sistema. En el Capítulo 4 se abordaron las cuestiones específicas a los ensayos y procedimientos necesarios para la identificación de las matrices A , B y C . Si se define el índice de coste como:

$$\mathbf{J}(\mathbf{k}) = \sum_{i=0}^{n_h} [\tilde{\mathbf{y}}(\mathbf{k}+i|\mathbf{k}) - \mathbf{r}(\mathbf{k}+i|\mathbf{k})]^T * \mathbf{Q} * [\tilde{\mathbf{y}}(\mathbf{k}+i|\mathbf{k})] + \sum_{i=0}^{n_c-1} [\Delta \mathbf{u}^T(\mathbf{k}+i|\mathbf{k}) * \mathbf{R} * \Delta \mathbf{u}(\mathbf{k}+i|\mathbf{k})] \quad (5.3)$$

siendo n_c el horizonte de control, n_h el horizonte de predicción y n_w el valor inicial de iteraciones a partir del cual se calcula la solución, la opción de control

óptima será la sucesión de acciones de control $\{x_{egr,k}, x_{egr,k+1}, \dots, x_{egr,k+n_c}\}$ que minimice la ecuación (5.3) respetando los límites impuestos a la acción de control x_{egr} , a la salida NO_x y a los estados internos del sistema. Nótese que n_w adoptará el valor del retraso menor con unidades en muestras de todas las acciones de control, esto debe ser enlazado por tanto con los retrasos calculados en para cada acción de control con respecto a la salida controlada y que han quedado descritos en el Capítulo 4. En cualquier caso por la particularidad del algoritmo implementado los retrasos de las variables de entrada al modelo que se provee deben ser tenidos en cuenta mediante una transformación a las matrices originales del modelo, obteniendo unas matrices finales que contemplan intrínsecamente los retrasos y las cuales forman el modelo final que se suministra al algoritmo MPC. La Figura 5.11 muestra el proceso de inclusión de los retrasos en forma de conversión de las matrices del modelo original.

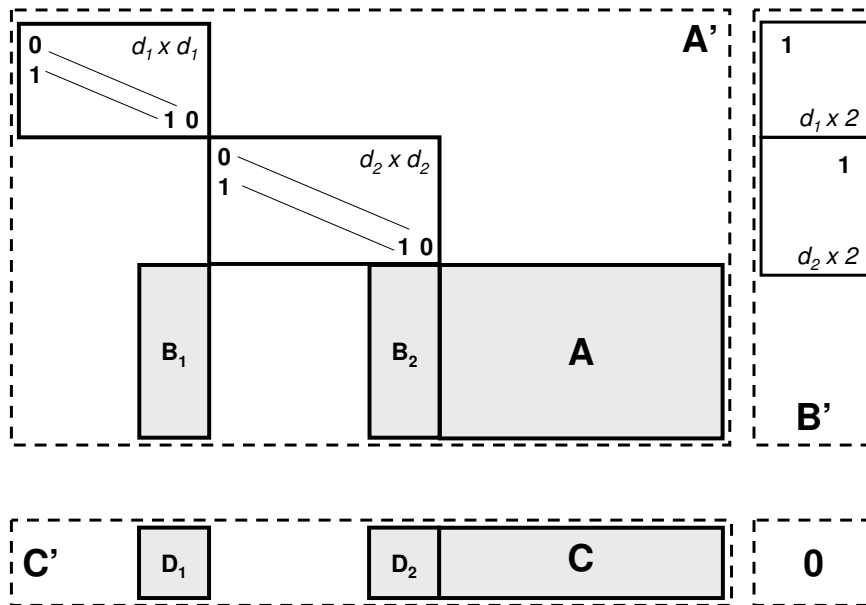


Figura 5.11. Esquema resumen ejemplo de la conversión de las matrices del modelo original en nuevas matrices que forman un modelo coherente con los retrasos d_1 y d_2 tenidos en cuenta para un modelo con dos entradas.

Con el modelo lineal propuesto el problema puede resolverse mediante programación cuadrática (QP) [24]. Con el equipo presentado en el Capítulo 3

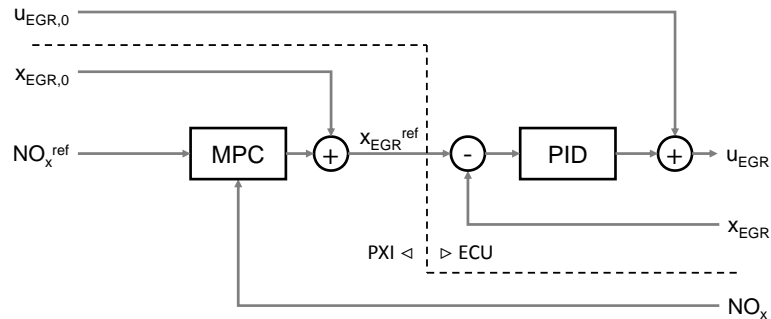


Figura 5.12. Diagrama resumen de la estructura de control con controlador MPC implementada en el sistema de prototipado.

es posible resolver este problema cada 20 ms, con horizonte de control $n_c = 5$ y horizonte de predicción $n_h = 300$. La elección del valor del horizonte de control viene condicionada por la potencia computacional, pues el número de operaciones crece potencialmente con dicho orden. Por su parte la elección del horizonte de predicción debe permitir que el sistema (en este caso los NO_x medidos) llegue a ser plenamente modificado por las acciones de control calculadas. Un esquema de la implementación final del sistema de control se representa en la Figura 5.12.

A diferencia del PID, el MPC se calibra mediante la modificación del índice de coste, concretamente de las variables α (peso sobre la salida controlada) y β (peso sobre la acción de control), de los horizontes de control y predicción, y de las expresiones matemáticas de las saturaciones, todo ello mostrado en la Tabla 5.5 y contenido en las matrices Q y R de 5.3. Tiene por lo tanto una expresión más natural de controlar su respuesta. No obstante esta no es su principal ventaja: ésta radica en el uso de un modelo de predicción, de forma que el controlador es capaz de prever la respuesta del sistema, y evitar por lo tanto las sobreoscilaciones.

Como en los casos anteriores, con el fin de validar las características del controlador se realizan ensayos tanto estáticos como dinámicos. Las Figuras 5.13 y 5.14 muestran la respuesta del sistema en los ensayos de seguimiento de referencia y de rechazo de una perturbación en la posición del *waste-gate* respectivamente. En este caso se ha utilizado un modelo lineal ajustado en el entorno del punto de referencia, y el controlador MPC se ha mantenido constante a lo largo de todo el ensayo.

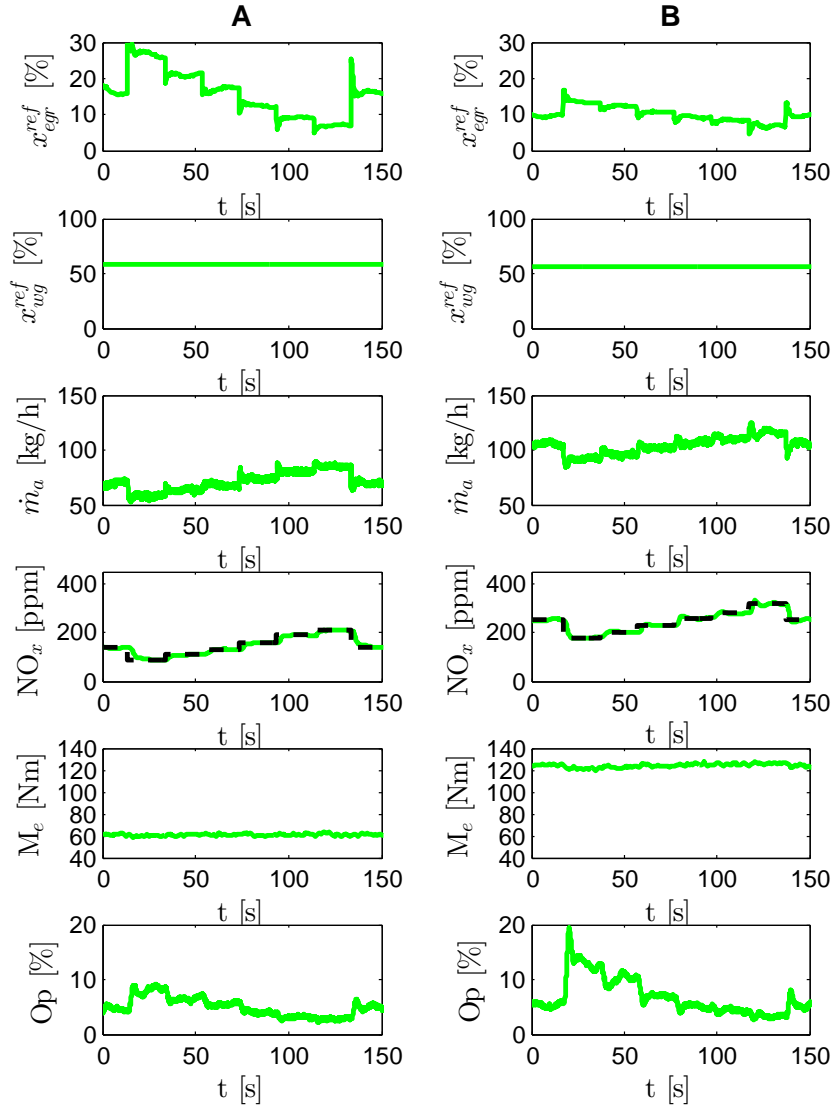


Figura 5.13. Resultados del ensayo de seguimiento de una referencia con el sistema de control de NO_x basado en MPC y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). - - -: Referencia de control NO_x^{ref} .

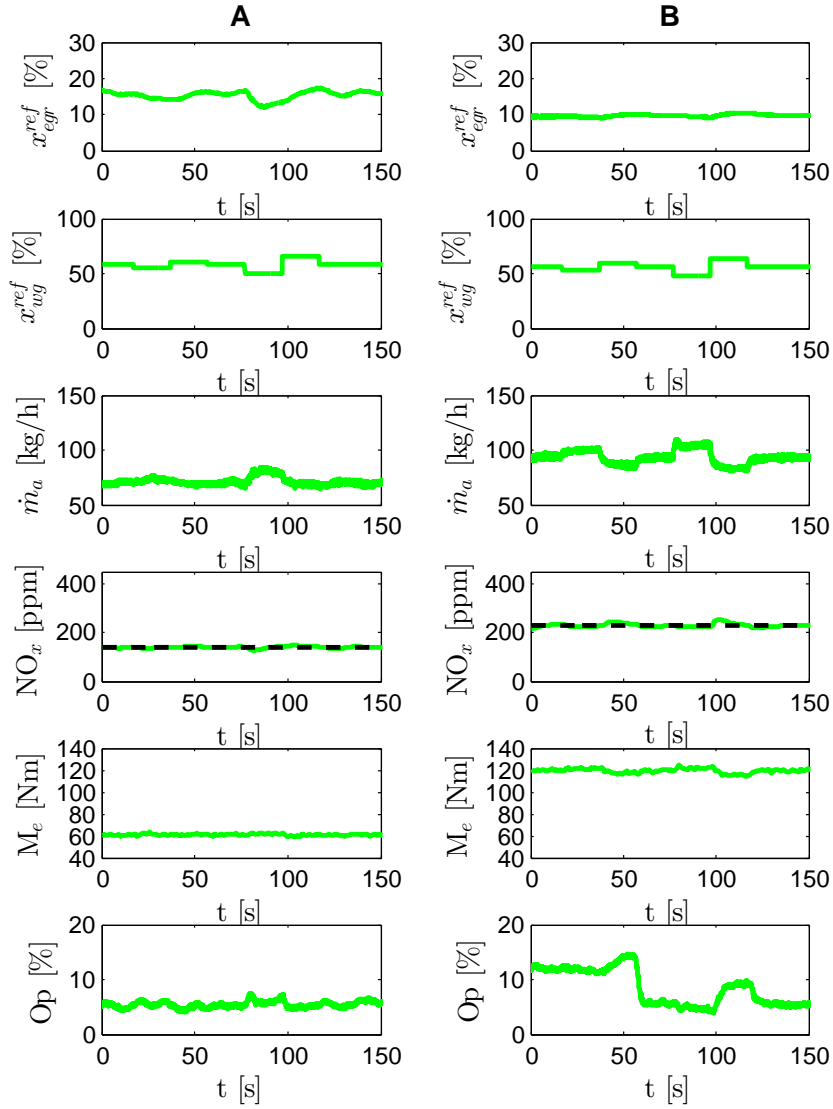


Figura 5.14. Rechazo a una perturbación en la posición del WG x_{wg}^{ref} por el sistema de control de NO_x basado en MPC y su efecto sobre algunas variables relevantes, en los puntos de operación A (izquierda) y B (derecha). - - -: Referencia de control NO_x^{ref} .

Cuadro 5.5. *Parámetros de ajuste experimental del MPC.*

	MPC A	MPC B
α	5	5
β	10	10
n_c	5	5
n_h	300	300
δx_{egr}^{ref}	[-15, 15]	[-10, 15]

Tal y como muestra la figura 5.13, el controlador es capaz de realizar un seguimiento de la referencia impuesta realmente bueno. Para el caso del punto de operación A (columna izquierda de la figura) se consigue una mejora respecto al control con PID significativa (comparar con la Figura 5.5), pues es capaz de eliminar por completo las sobreoscilaciones de NO_x en los escalones que provocaba el PID; combina por lo tanto la ausencia de sobreoscilación y error de posición así como un rápido alcance de la referencia. Esto se explica observando la forma de la acción de control sobre la válvula EGR es más rápida y estable comparándola con la acción producida por el PID en el caso homólogo.

Para el caso del punto de operación B (columna derecha) ocurre algo similar al punto A: se da una acción de control rápida y estable en general, obteniendo muy buenos resultados en el control de NO_x . No obstante, en este caso ocurren algunas sobreoscilaciones a medida que la válvula EGR se va cerrando, especialmente en el escalón final. Esto se debe principalmente a la fuerte no linealidad del sistema en el rango de cierre último de la válvula EGR para el punto de operación B, para esta zona específica se pueden conseguir similares e incluso mejores resultados haciendo uso de un PID, ya que, el modelo lineal no informa de este hecho e impide que el controlador MPC tenga en cuenta dicha no linealidad que es de un orden significativamente elevado para este último caso. Esto justifica la decisión en (5.2) de variar el modelo en función de la zona de operación considerando no únicamente el régimen de giro y el combustible inyectado, sino la posición de la válvula de EGR. Otra opción, que se explorará en el Capítulo 6, consiste en el empleo de modelos no lineales o cuasi-lineales (de tipo Hammerstein-Wiener).

En lo relativo al rechazo de perturbaciones, la Figura 5.14 muestra que el controlador es capaz de compensar las variaciones inducidas por la perturbación en WG mediante el uso de x_{egr} de manera muy satisfactoria tanto en el punto de operación A como en el B, manteniendo los valores de NO_x entorno

al valor nominal para cada caso. A pesar de que el controlador MPC es capaz de compensar estos efectos, como el modelo empleado en (5.2) no considera ninguna perturbación externa medible, sí existe cierto efecto sobre la salida media (es decir, los NO_x se ven alterados), aunque el integrador del controlador lo soluciona. Una mejora posible es emplear modelos que consideren las perturbaciones, de forma que pueda corregirse de forma más precisa su efecto; nuevamente esto también se abordará en el Capítulo 6.

Finalmente se presenta la validación del controlador MPC durante transitorios del motor. Al igual que en los casos anteriores se experimentará en transiciones de carga entre los puntos de operación A y B. Dado que no se puede asumir el mismo modelo de comportamiento para el punto A y el punto B, se opta por disponer de dos controladores MPC cada uno provisto con el modelo correspondiente a cada uno de los puntos de funcionamiento y los ajustes pertinentes tenidos en cuenta en cada uno de ellos de igual forma. Mediante un sistema implementado de cambio de controladores según el punto de operación se puede controlar el motor durante el transitorio. El equivalente por lo tanto al sistema de planificación de la ganancia empleado en el caso de los PID corresponde a almacenar diversos controladores MPC que son activados en función del estado actual del sistema [8], aunque también existe la posibilidad de emplear controladores MPC activados según una lógica *fuzzy* [25]. En el presente trabajo se ha optado por proveer de dos modelos distintos generando dos controladores MPC distintos con sus ajustes concretos de parámetros. Ambos se corresponden con las características de las estructuras ensayadas en el punto de operación A y B para seguimiento de la referencia o rechazo de perturbaciones de tal forma que, para obtener un transitorio acorde a los criterios del presente apartado se ha creído conveniente aumentar los pesos sobre las acciones de control según se ha convenido experimentalmente. Este concepto se ha implementado inmerso en una estructura programada que tiene un mecanismo de *switch* entre controladores en función del par demandado al motor para ejecutar el transitorio. Este mecanismo es equivalente al utilizado en el transitorio mostrado para la estructura de control con PID y no se cree necesario volverlo a mencionar.

En la Figura 5.15 se muestra el resultado de un ensayo aplicando la estructura de control mencionada a un transitorio de motor controlando los NO_x nominales para cada punto y comparándola con la solución de serie. La tipología del ensayo es exactamente la misma que en los casos mostrados para los otros controladores presentados en el Capítulo: se realiza un transitorio de carga entre los puntos de funcionamiento A y B de tal forma que, partiendo del punto A y después de un tiempo de estabilización se somete al motor a un aumento de par instantáneo manteniendo el régimen de giro para alcanzar

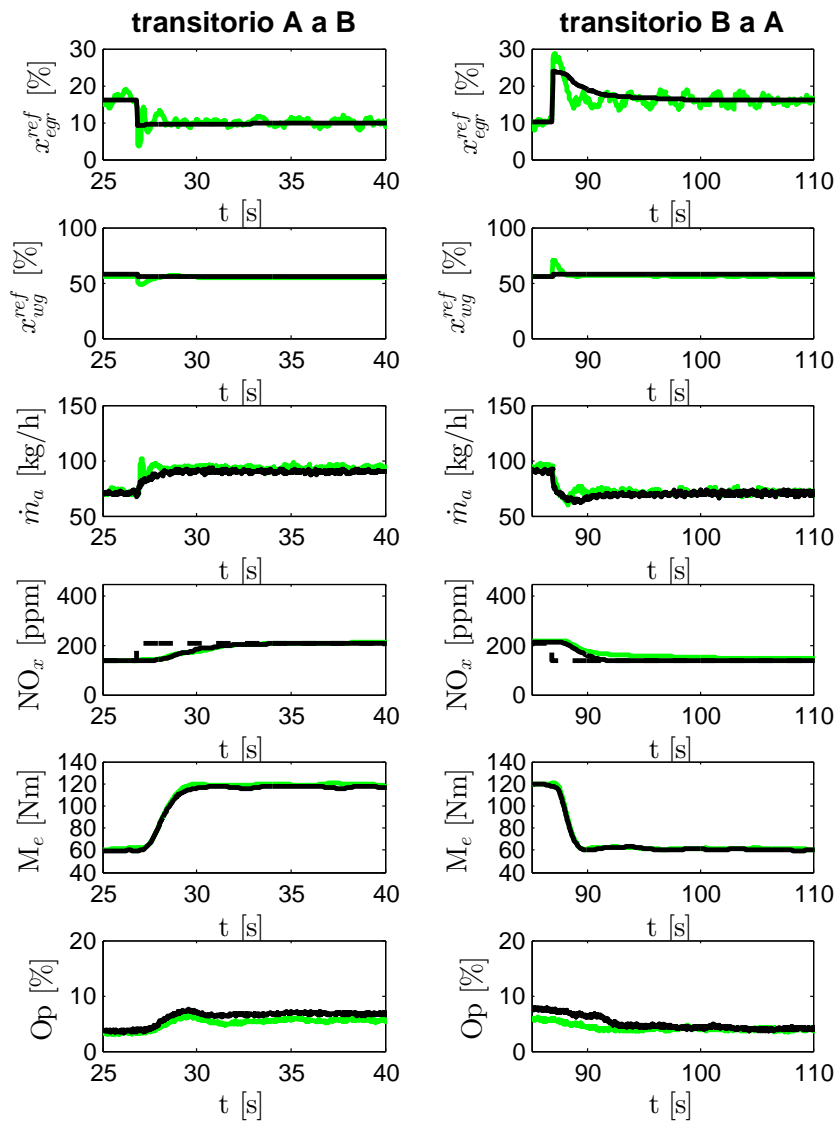


Figura 5.15. Transitorio entre los puntos A-B-A comparando el motor de serie con el control utilizando un controlador MPC y la referencia de NO_x nominal.

B; posteriormente se retorna al punto A de nuevo y se finaliza el ensayo en cuestión después de un tiempo pertinente de estabilización del sistema.

Es en este tipo de ensayo donde el controlador MPC revela toda su potencia: el sistema es capaz, a pesar de lo lento que resulta el sensor de NO_x , de obtener resultados dinámicos similares a los obtenidos por el motor de serie. Es decir, alcanza de forma rápida y sin sobreoscilación la referencia deseada. En relación al par, éste no se ve afectado con respecto a la solución de serie, por otro lado la opacidad es un poco mayor durante el ensayo con control únicamente achacable a la diferencia de condiciones ambientales en la realización entre un ensayo y otro.

5.4. Conclusiones

El presente Capítulo ha demostrado la posibilidad técnica de controlar en bucle cerrado las emisiones de NO_x . Esto supone un cambio significativo en la concepción del sistema de control. Como ventajas de este tipo de control se puede citar su capacidad para absorber las dispersiones de fabricación, el efecto de la variabilidad atmosférica o el envejecimiento del motor: el sistema de control garantiza que los NO_x emitidos son los de referencia.

El principal inconveniente está relacionado con que garantizar las emisiones de NO_x puede suponer una penalización en el rendimiento del motor (el par se ve disminuido a combustible constante en algunos casos). Esto es completamente lógico, pues ya la calibración inicial supone una solución de compromiso entre emisiones y consumo. En otros casos, cuando la emisión resulte menor que el valor de referencia, el controlador permite un aumento de rendimiento. Esto permite llevar el nivel de control hasta el límite legal, lo que puede resultar una ventaja competitiva. Sin embargo, resulta preciso establecer un sistema que sea capaz de compensar el efecto sobre el par modificando la cantidad de combustible inyectado. Esto se estudiará en el Capítulo siguiente.

Finalmente, el sensor de NO_x no presenta una dinámica especialmente rápida, por lo que hay algunos problemas asociados al control si se emplea directamente este sensor en una estructura PID. Con el fin de evitar el problema de sobreoscilación, se ha mostrado la posibilidad de implementar controladores en cascada, bien basados en el gasto de aire o en la concentración de oxígeno en la admisión, o de emplear técnicas de control predictivo basado en modelos. Ambas posibilidades permiten solucionar el problema a costa de aumentar el coste del sistema (por un aumento del número de sensores, o de la complejidad del cálculo asociado al control).

Referencias

- [1] Fleming WJ. “Overview of Automotive Sensors”. *IEEE Sensors Journal*, Vol. 1, No. 4, December, 2001. (citado en pp. 35, 72 y 140)
- [2] Amstutz A y del Re LR. “EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines”. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, Vol. 3, pp. 39–48, 1995. (citado en pp. 27, 37, 42, 45, 48 y 140)
- [3] Kato N, Nakagaki K e Ina N. “Thick Film ZrO₂ NO_x Sensor”. *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996. (citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- [4] Moos R. “A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics”. *Int. J. Appl. Ceram. Technol. 2 (2005) 401-413.*, pp. 401–413, 2005. (citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [5] Riegel J, Neumann H y Wiedenmann HM. “Exhaust gas sensors for automotive emission control”. *Solid State Ionics*, Vol. 152-153, pp. 783–800, 2002. (citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- [6] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou AG y Jankovic M. “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine”. *Control Systems Magazine, IEEE*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000. (citado en pp. 6, 25, 38, 40 y 140)
- [7] Ammann M, Fekete N, Guzzella L y Glattfelder A. “Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation”. *SAE paper 2003-01-0357*, 2003. (citado en pp. 4, 140 y 141)
- [8] Ortner P y del Re L. “Predictive control of a diesel engine air path”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 15(3), pp. 449–456, 2007. (citado en pp. 125, 140 y 170)
- [9] Stefanopoulou AG, Kolmanovsky I y Freudenberg JS. “Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 8, pp. 733–745, 1999. (citado en pp. 39, 40, 48 y 140)
- [10] Langthaler D. *Model predictive control of a diesel engine airpath*. Tesis Doctoral, Institute for Design and Control of Mechatronical Systems, Johannes Kepler Universität, Linz, Austria., 2007. (citado en pp. 140 y 178)
- [11] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004. (citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [12] Mital R, Li J, Huang SC, Stroia BJ, Yu RC y Howden KC. “Diesel exhaust emissions control for light duty vehicles”. In *presented at the SAEWorld Congr. Exhib., Detroit, MI, Mar. 2003, 2003-01-0041*, 2003. (citado en p. 141)
- [13] Guzzella L y Amstutz A. “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998. (citado en pp. 5, 24, 25, 27, 32, 34, 39, 72 y 141)
- [14] Langthaler P y Del Re LR. “Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007. (citado en pp. 50, 113, 141 y 160)
- [15] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV y Moraal PE. “Coordinated EGR-VGT control for Diesel engines: an experimental comparison”. *SAE paper 2000-01-0266*, 2000. (citado en pp. 6, 38 y 142)

- [16] Astrom K y Hagglund T. *PID Controller: Theory, Design and Tuning*. 1994.
(citado en pp. 46, 142 y 163)
- [17] Ziegler G y Nichols NB. “Optimum setting for automatic controllers”. *Trans. ASME, vol. 64, pp. 759-768, 1942*, 1942.
(citado en pp. 47 y 142)
- [18] Maiboom A, Tauzia X y Hétet JF. “Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NOx PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine”. *Applied Thermal Engineering, Elsevier*, 2009.
(citado en pp. 25 y 147)
- [19] Luján JM, Guardiola C, Pla B y Cabrera P. “Considerations on the low pressure EGR system control in turbocharged diesel engines”. *International Journal of engine Research*, 2013.
(citado en pp. 26, 32, 81, 106, 109, 116, 152 y 160)
- [20] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011.
(citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- [21] Wahlström J, Eriksson L y Nielsen L. “EGR-VGT control and tuning for pumping work minimization and emission control”. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on Technology, 18:4*, pp. pp. 993–1003, 2010.
(citado en pp. 48 y 160)
- [22] Luján JM, Galindo J, Serrano JR y Pla B. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Meas. Sci. Technol.*, Vol. 19, pp. 065401, 2008.
(citado en pp. 113 y 160)
- [23] Camacho EF y Bordons C. “Model Predictive Control”. *Springer*, 1998.
(citado en pp. 9, 48, 49 y 164)
- [24] Löfberg J. *Minimax approaches to robust model predictive control*. Tesis Doctoral, Department of Electrical Engineering Linköping University, SE-581 83 Linköping, Sweden, 2003.
(citado en pp. 49 y 165)
- [25] García-Nieto S., Salcedo J., Martínez M. y Laurí D. “Air management in a diesel engine using fuzzy control techniques”. *Inf. Sci.*, Vol. 179 n° 19, pp. 3392–3409, Septiembre 2009.
(citado en p. 170)

Capítulo 6

Control conjunto del bucle de aire y de la inyección

Contenido

6.1. Introducción	175
6.2. Compensación de alteraciones en la producción de NO _x haciendo uso de la inyección	177
6.3. Control de NO _x actuando conjuntamente sobre el aire y la inyección	187
6.4. Compensación del par mediante la modificación de la duración de la inyección	198
6.5. Síntesis y validación	200
Referencias	206

6.1. Introducción

El Capítulo anterior ha demostrado la posibilidad de controlar en bucle cerrado las emisiones de NO_x. En él se ha adaptado el sistema de control habitual en el motor con el fin de aprovechar la medida proporcionada por un sensor de concentración de NO_x en el escape para la gestión del sistema de EGR. Es decir, para realizar el control de las emisiones de NO_x se ha hecho uso exclusivo como acción de control de la referencia de posición de la válvula EGR. Aunque las capacidades de este concepto de control han quedado demostradas, también es cierto que esta forma de controlar está sujeta a

limitaciones: especialmente durante los transitorios se ha observado que la velocidad de respuesta del sistema en lo relativo a las emisiones de NO_x medidas en el escape es baja, esto es, el tiempo de respuesta es considerable al aplicar acciones sobre el EGR, tal y como se estudió en el Capítulo 4. Este suceso es especialmente patente cuando el motor presenta deficiencias en la presión de sobrealimentación, lo que sucede en los transitorios de carga debido al retraso inherente a la respuesta dinámica del turbogruppo [1–3].

Por otra parte, es bien conocido el efecto de los *settings* de inyección sobre las emisiones de NO_x , tal y como se verificó en el Capítulo 4 para el motor objeto de estudio. Frente al control mediante el bucle de aire, la ventaja del control basado en la modificación de los parámetros de inyección, es que el tiempo de respuesta es mucho más rápido (de ciclo a ciclo en el caso del avance de la inyección, y ligeramente más en actuaciones sobre la presión del raíl). Resulta por lo tanto atractiva la idea de aprovechar esta mayor respuesta dinámica del sistema de inyección con el fin de mejorar las prestaciones del sistema de control.

El presente Capítulo explora esta posibilidad, esto es, el empleo del sistema de inyección para mejorar el control de las emisiones de NO_x . Se establecen dentro de este marco general dos líneas de trabajo prioritarias:

- El uso del sistema de inyección para corregir las desviaciones en el control del sistema de EGR y sobrealimentación, lo que permite mitigar el efecto asociado a los transitorios del motor.
- El control coordinado de los bucles de aire e inyección, a través de un único controlador.

Aunque claramente relacionadas, las dos aproximaciones parten de concepciones diferentes. En el primer caso se mantiene la estructura desacoplada en el control, y la diferencia entre el gasto de aire objetivo y el real es considerada como una perturbación a corregir, mientras que en el segundo caso el sistema de control decide de forma coordinada cuál es la mejor combinación entre las actuaciones sobre el sistema de EGR y el de inyección. Las secciones 6.2 y 6.3 se dedican respectivamente a cada una de estas aproximaciones.

Como se combinan sistemas de dinámicas muy diferentes, se ha decidido el empleo exclusivo de técnicas de control predictivo basado en modelos MPC, aunque es posible la extensión directa de muchas de las conclusiones a otros controladores (como los PID). Dado que el estudio de diferentes controladores y su calibración suponen un número no acotado de grados de libertad, se ha

decidido mantener en la medida de lo posible esta discusión fuera de la línea argumental de la presente Tesis Doctoral, por lo que no se mostrará una comparativa entre diferentes técnicas de control. No obstante, cuando las decisiones adoptadas se consideran relevantes, se aportan detalles sobre la implementación, lo que principalmente ocurre en el apartado 6.2.

6.2. Compensación de alteraciones en la producción de NO_x haciendo uso de la inyección

Este apartado se centra en la posibilidad de corregir las desviaciones en los valores de las emisiones de NO_x con el fin de corregir desviaciones en el control del bucle de aire. Esto puede tener especial aplicación durante los transitorios entre puntos de operación, momento en que el bucle de aire no es capaz de satisfacer las referencias de control y pueden existir desviaciones significativas en las emisiones (y prestaciones) del motor. En este caso se considera un control independiente del sistema de EGR, pero los *settings* de inyección son variados para considerar la diferencia entre el gasto de aire \dot{m}_a y la referencia de control \dot{m}_a^{ref} o, si se dispone de un sensor de NO_x , la diferencia entre dicha medida y su valor de referencia.

Cuando se habla aquí de *settings* de inyección, y con el fin de acotar los grados de libertad del sistema, se ha decidido limitar las actuaciones a decisiones sobre el avance de la inyección principal o inicio de la inyección u_{soi} y la presión de inyección u_{prail} . Ambos sistemas de actuación tienen un efecto bastante rápido sobre las emisiones: en el caso del avance de inyección, se puede considerar que tiene un efecto casi inmediato sobre las emisiones de NO_x [4,5], con un retraso del orden de un ciclo de motor; la presión de inyección debe regularse, pero el tiempo característicos de este sistema es del orden de décimas de segundo, lo que es mucho más rápido que el tiempo de respuesta característico del sistema de EGR y, especialmente, de sobrealimentación. Esto hace que las actuaciones sobre el sistema de inyección sean especialmente adecuadas para corregir las deficiencias dinámicas del sistema.

Como se describió en los Capítulos 2 y 4, en los motores diesel modernos el inicio de la inyección, SOI, se toma ligeramente retrasado con respecto al punto muerto superior debido a su influencia sobre las emisiones de NO_x [6]. Por tanto, valores retrasados de SOI implican menores valores de emisiones de NO_x debido a la menor temperatura en cámara obtenida; esto se hace a costa de disminuir el rendimiento del motor. La decisión de qué valor de avance y qué tasa de EGR se emplea corresponde al proceso de calibración, y

está fundamentada en la operación del motor en régimen estacionario. Cuando el motor no actúa en dichas condiciones, el nivel de emisiones no está por tanto garantizado. Basándose en este hecho se va a presentar una metodología de control en la que se modifica activamente el avance de inyección como acción de control añadida a la EGR para compensar variaciones de NO_x inducidas por esta última, o en general por el bucle de aire representado éste por la variable gasto de aire \dot{m}_a .

Aunque es posible implementar un concepto de control de este estilo únicamente considerando:

$$u_{soi} = u_{soi,0} + k(m_a - m_{a,0}) \quad (6.1)$$

se ha preferido emplear un controlador de tipo MPC que además tenga en cuenta la presión del raíl como *setting* de inyección. La base del mismo es un modelo de predicción de las emisiones de NO_x en espacio de estados del tipo:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bu_{k-d} + B_d \Delta m_{a,k-d} \\ y_k &= Cx_k \end{aligned} \quad (6.2)$$

donde la salida del sistema y corresponde al valor medido de las emisiones de NO_x , que es afectado por las variables de actuación $u = [\Delta u_{soi} \ \Delta u_{prail}]^T$ y una perturbación medible (el aire aspirado Δm_a); los valores de los retrasos para cada entrada del modelo y perturbación se han considerado de manera genérica en el modelo con d , y deberán ser adaptados a cada una de las entradas. Las matrices A , B , B_d y C contienen respectivamente la información relativa a la dinámica del sistema, el efecto de los actuadores sobre el sistema, el efecto de la perturbación sobre el sistema y la relación entre las variables representativas del sistema (o estados, x) y las salidas del sistema. En el Capítulo 4 se abordaron las cuestiones específicas a los ensayos y procedimientos necesarios para la identificación de las matrices A , B , B_d y C .

Tal y como se revisó en el apartado 2.3.4.1, el controlador MPC emplea el modelo de predicción para buscar la secuencia de acciones de control que minimiza el índice de coste. El controlador depende por lo tanto del modelo empleado. Debe considerarse que, dada la no linealidad del sistema, dichas matrices variarán significativamente entre puntos de operación, e incluso en función del valor que tomen las variables de actuación, de forma que, por ejemplo $A = A(n, m_f, x, u, m_a)$. Esto complica significativamente el proceso de identificación y la representatividad del modelo obtenido. En este punto pueden plantearse dos alternativas principales:

- Empleo de modelos lineales, definidos por zonas (como por ejemplo en [7] o [8]). En este caso se identifica un conjunto de modelos, cada uno de los cuales conduce a un controlador diferente. La transición entre estos controladores se produce en función de la zona de operación, que puede depender de diversas variables ($n, m_f, x, u, m_a \dots$). A mayor no linealidad del sistema, resulta preciso aumentar el número de zonas de operación y el número de controladores. Esto supone problemas de implementación y operativos.
- Empleo de modelos no lineales, que parametrizan de forma continua la variación del modelo con las condiciones operativas. Los principales problemas residen en que, por un lado, la identificación de modelos no lineales presenta retos significativos [9] y que, por otra parte, en este caso es preciso el uso de optimizadores no lineales para la minimización del índice de coste. La potencia de cálculo requerida para lo último no es despreciable.

El empleo de una solución intermedia, mediante la linealización de la entrada y la salida, permite en algunos casos extender la zona de operación de los modelos lineales:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_{k-d}) + B_d \Delta m_{a,k-d} \\ g(y_k) &= Cx_k \end{aligned} \tag{6.3}$$

Este tipo de modelos, conocidos como Hammerstein-Wiener, permiten emplear un optimizador lineal salvando en parte la no linealidad; la solución es tan sencilla como considerar $y' = g(y)$ y $u' = f(u)$. Sin embargo, debe considerarse que en tal caso el índice de coste no está optimizando la respuesta de y sino de $g(y)$; en cualquier caso, si las funciones g y f son monótonas y relativamente suaves esto no supone un inconveniente significativo. Será esta última la opción seleccionada en los resultados que se muestran en este apartado, pues permite alcanzar un compromiso entre sencillez y facilidad de sintonización.

Teniendo en cuenta cómo se ha descrito la función f en el Capítulo 4 cada entrada del modelo se encontrará afectada por una función f acorde a la conversión realizada. Este hecho deberá ser tenido en cuenta tanto en los pesos como en las restricciones de las acciones de control emitidas por el controlador el cual tenga en cuenta dicho modelo, pues tanto pesos como restricciones se aplicarán a los valores afectados, por tanto convertidos, por las funciones f respectivas.

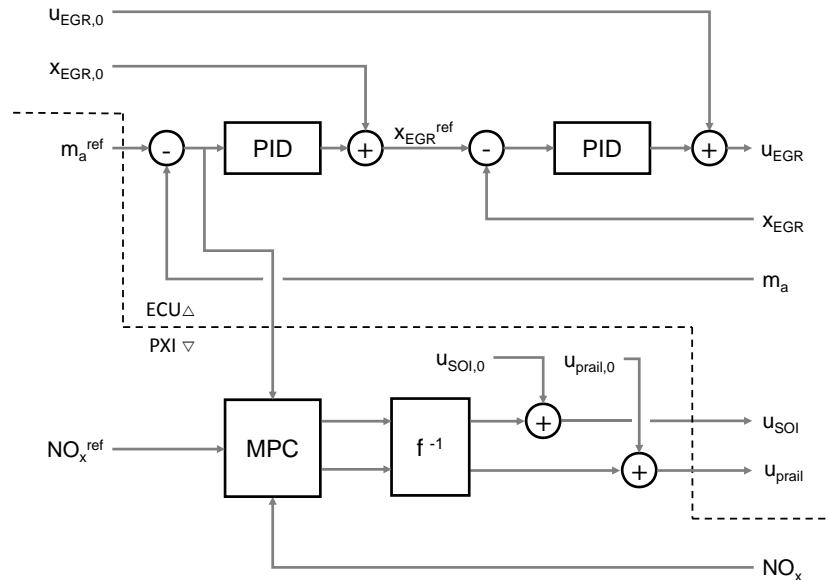


Figura 6.1. Esquema de la estructura de control basada en MPC para compensar alteraciones en los NO_x como consecuencia de una alteración en el bucle de aire.

La estructura de control propuesta es la que se muestra en la Figura 6.1. De acuerdo con lo descrito anteriormente, el sistema hace uso del gasto de aire como una perturbación medida por el controlador de tal forma que en este caso el controlador mediría la variación producida en el gasto de aire aspirado y compensaría los NO_x en consecuencia. Dicha estructura de control está diseñada para que la medida de gasto másico de aire \dot{m}_a obtenida por el caudalímetro se tome como una perturbación de entrada al sistema dentro de la estructura de control de tal forma que, el propio controlador tendrá en cuenta la medida de \dot{m}_a o mejor dicho Δm_a como una perturbación que altera el estado de equilibrio del sistema. Esta perturbación se impondrá externamente al bucle de control mediante el envío de transitorios en la posición de la válvula EGR implementándose los mismos en la plataforma de adquisición y control.

Tal y como se adelantó en la sección 2.3.4.1, el controlador MPC basado en QP empleado permite configurar varios parámetros, de entre los que se destacan:

- El horizonte de control, que indica cuántas acciones de control se calcularán. El problema asociado a un horizonte de control elevado es la existencia de sobreoscilaciones y el aumento del coste computacional del sistema. En este caso se ha seleccionado $n_c = 5$ muestras (con una frecuencia de 50 Hz).
- El horizonte de predicción, que indica el segmento calculado para el índice de coste. Dicho horizonte debe ser mayor que los retrasos entrada-salida del sistema. En este caso se ha seleccionado $n_h = 300$ muestras (con una frecuencia de 50 Hz).
- Los pesos asignados a cada una de las entradas y salidas en el índice de coste. En este caso, el peso asignado a la salida indica la importancia asignada a la satisfacción de la referencia de NO_x , mientras que los pesos asignados a u_{soi} y u_{prail} permiten balancear entre el uso intensivo del avance de la inyección o de la variación de la presión de inyección con el fin de alcanzar dicha referencia. Nótese que desde el punto de vista de los ajustes del controlador dichos pesos deben ser tenidos en cuenta sobre las acciones de control afectadas por f coherentemente con el modelo que se provee al controlador.
- Los límites impuestos a la variable controlada y a las acciones de control, que permite limitar el rango de actuación. Nuevamente, los límites o restricciones especificados al controlador deben ser coherentes con la transformación correspondiente f .

La Tabla 6.1 muestra los parámetros utilizados para el MPC de la estrategia de control evaluada. Se muestran los diferentes pesos sobre las acciones de control transformadas elegidos para realizar la combinación de las dos acciones de control de la manera en que se han decidido evaluar: la primera opción controla exclusivamente son u_{soi} , la segunda con u_{prail} , y la tercera combina ambas acciones de control. El peso sobre la salida se ha mantenido constante en todas las opciones.

La Figura 6.2 muestra el comportamiento del controlador propuesto para el punto de operación A (1550 rpm, 60 Nm). Se muestran en dicha figura la capacidad de rechazar una perturbación en el gasto de aire (variando para ello \dot{m}_a^{ref} de acuerdo con la Figura 6.1) para tres opciones de pesos que permiten balancear entre el uso de u_{prail} y u_{soi} (100 % de actuación sobre u_{prail} , 100 % de actuación sobre u_{soi} y una opción intermedia); también, como referencia para la comparación, se muestra el comportamiento nominal del motor ante esas variaciones. Este ensayo sería representativo de lo que puede ocurrir durante

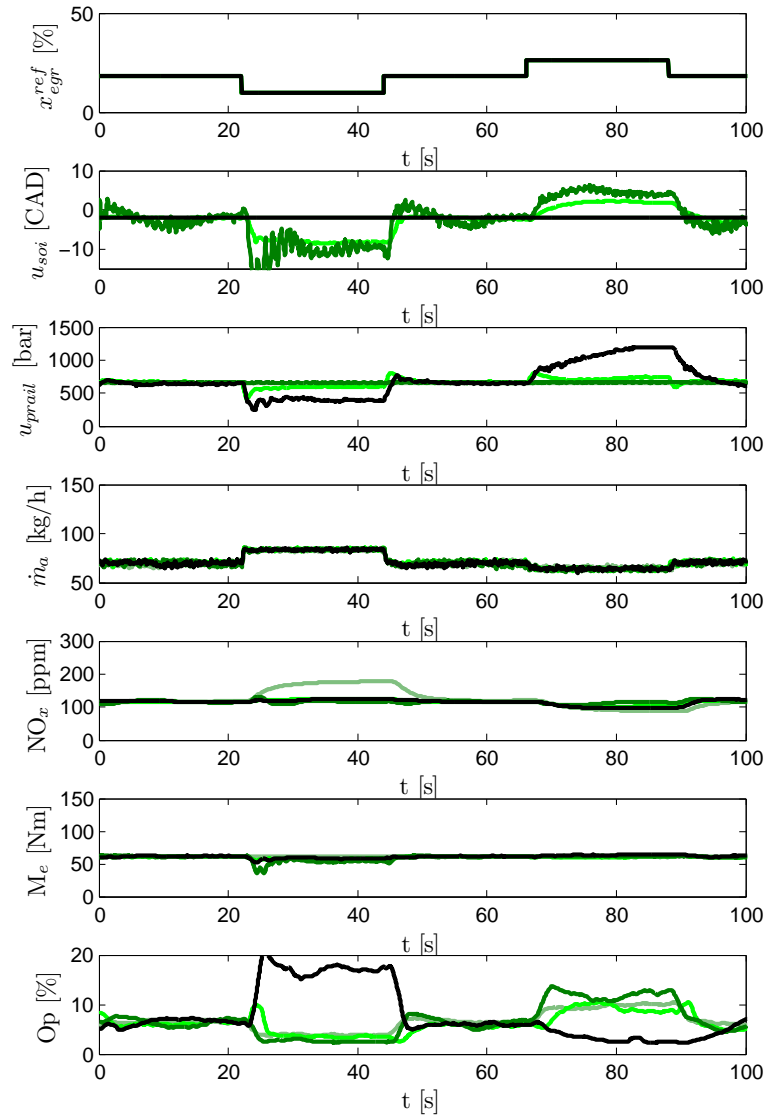


Figura 6.2. Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x medidas ante variaciones en el gasto de aire actuando sobre la presión del raíl y el SOI con distintos pesos. —: control original; —: control con u_{prail} ; —: control con u_{soi} ; —: control simultáneo con u_{soi} y u_{prail} .

Cuadro 6.1. Parámetros de ajuste del MPC para diferentes configuraciones.

	punto A	punto B
α	10	10
β_{soi}	[10, 1000000, 10]	[10, 1000000, 10]
β_{prail}	[1000000, 10, 10]	[1000000, 10, 10]
n_c	5	5
n_h	300	300
$\Delta u_{soi} \mapsto f(\Delta u_{soi})$	[-15, 10] \mapsto [-80, 110]	[-15, 10] \mapsto [-70, 150]
$\Delta u_{prail} \mapsto f(\Delta u_{prail})$	[-400, 400] \mapsto [-50, 30]	[-400, 400] \mapsto [-60, 40]

un transitorio, o en el caso de una descalibración del sensor de gasto de aire. Se puede apreciar claramente que la solución de control convencional sufre variaciones en las emisiones de NO_x , mientras que cualquiera de las propuestas es capaz de mantener la concentración de las mismas. Sin embargo, el uso intensivo del avance de inyección puede impactar de forma muy negativa el par producido (segmento entre $t = 25$ y $t = 45$ s del ensayo); esto nos indica sobre la necesidad de imponer límites a la modificación del avance de la inyección. Paralelamente, en el caso de la actuación mediante actuaciones exclusivas sobre u_{prail} también resulta preciso imponer límites pues el efecto sobre la opacidad es muy significativo para presiones de inyección muy bajas.

La opción de actuar conjuntamente sobre ambos parámetros (u_{prail} y u_{soi}) parece por tanto más adecuada, pues permite operar sin alcanzar fácilmente los límites de cada uno de los actuadores. Sin embargo, sigue apareciendo una ligera variación del par producido, por lo que resultará imprescindible la corrección del tiempo de inyección; esto se tratará específicamente en el apartado siguiente. Todo lo dicho en el caso del segmento entre $t = 25$ y $t = 45$ s, se invierte en el segmento en el que la tasa de EGR es mayor que la de referencia ($\dot{m}_a < \dot{m}_a^{ref}$). En esta zona puede obtenerse un aumento del par y una disminución de la opacidad actuando sobre u_{soi} y u_{prail} respectivamente. En cualquier caso, queda justificado que el uso de la presión del raíl permite mitigar la necesidad de grandes excursiones de SOI cuando se exige compensar una alteración importante de los NO_x .

Nótese que hasta este momento se han generado controladores basados en la realimentación directa de la medida del sensor de NO_x . En efecto, la identificación ha sido llevada a cabo utilizando como variables de salida la información que dan los sensores, particularmente, el sensor de NO_x . Es por ello que, debido a la dinámica que introduce el propio sensor de NO_x cada

modelo lineal cuyas salidas contemplen las emisiones de NO_x generados hasta ahora, llevan implícita la dinámica del propio sensor. Esto último complica el control del sistema produciendo inestabilidades cuando se intenta controlarlo de forma agresiva, provocando acciones de control excesivas en algunos casos.

Como idea se contempla por separado el estudio y modelado de la dinámica del propio sistema y separadamente la propia dinámica del sensor de NO_x . Aplicando el método presentado por Galindo *et al.* [4] es posible aislar la dinámica del sistema de la dinámica del sensor, obteniendo de esta forma, dos modelos distintos. Dicho de otra forma, se es capaz de modelar el sensor y de esta manera aislar su comportamiento del conjunto. Además, al obtener un modelo del sistema sin incluir el sensor, lo que se consigue es conocer, o mejor dicho, estimar las emisiones de NO_x reales, esto es, las producidas por el sistema.

El uso de un observador que emplee dicho modelo permite, en base a las actuaciones del sistema, determinar cuál es el valor estimado de las emisiones de NO_x que el sistema produce. Los detalles sobre la implementación de un observador de este tipo con un filtro de Kalman pueden consultarse en [5]. La Figura 6.3 representa la posibilidad de integrar tal observador en el sistema de control. Se ha indicado el valor de medida de NO_x en trazo discontinuo porque es posible implementar el sistema incluso sin tener una medida directa de la concentración en el escape. En tal caso, el sistema calcula el valor esperado de los NO_x en base al valor de la perturbación y de las acciones de control.

Con el fin de estudiar la posibilidad de operar el sistema sin un sensor de NO_x en el escape, se realiza un estudio similar al realizado controlando ahora los NO_x estimados por el observador que aporta esta estructura de control. Estos ensayos se realizan para distintos pesos sobre las acciones de control, de esta forma se puede conocer y estudiar en qué medida afecta el uso del u_{soi} y u_{prail} a las variables medidas. Los resultados se muestran en la Figura 6.4. En este caso se han especificado límites en la variación de u_{prail} , por lo que cuando el sistema debe actuar exclusivamente sobre esta variable de actuación, no es capaz de satisfacer el mantenimiento de la referencia. Debe destacarse que la actuación se hace en base al valor estimado de los NO_x , por lo que no es estrictamente precisa la realimentación directa de la medida (y no es preciso por lo tanto un sensor). Evidentemente, si no se instala un sensor no es posible asegurar que el error de posición del controlador sea nulo, aunque el controlador MPC mantiene buenas características dinámicas.

Como conclusión al estudio de la compensación de las emisiones de NO_x mediante el sistema de inyección, se puede decir que:

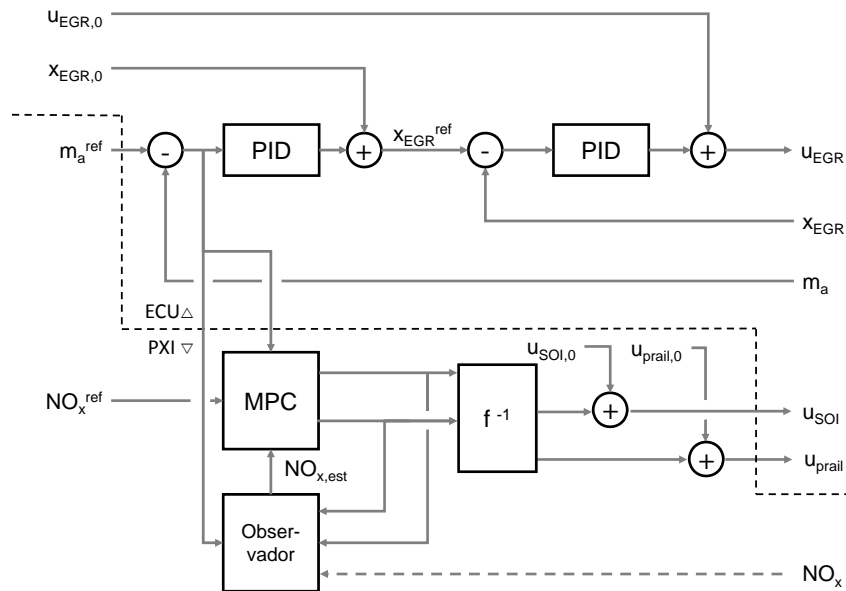


Figura 6.3. Esquema de la estructura de control basada en MPC para compensar alteraciones en los NO_x como consecuencia de una alteración en el bucle de aire con empleo de un observador para la determinación de las emisiones de NO_x .

- Se cumplen los objetivos de reducir las alteraciones en los valores de NO_x compensando éstas utilizando el SOI y la presión del raíl.
- Se ha logrado implementar un algoritmo MPC que incluye la estimación de los NO_x reales del sistema que cumple los objetivos siguiendo las referencias marcadas gracias a la obtención de un modelo lineal del sistema y un modelo del sensor.
- Se validan los modelos linealizados identificados observando que funcionan de manera satisfactoria al proveer al controlador de la información para predecir adecuadamente el comportamiento del sistema y controlarlo de una manera adecuada.
- Se observa que grandes excursiones en los valores de SOI con respecto a los valores nominales afectan negativamente al par del motor, provocando una pérdida de prestaciones del mismo para valores de SOI excesiva-

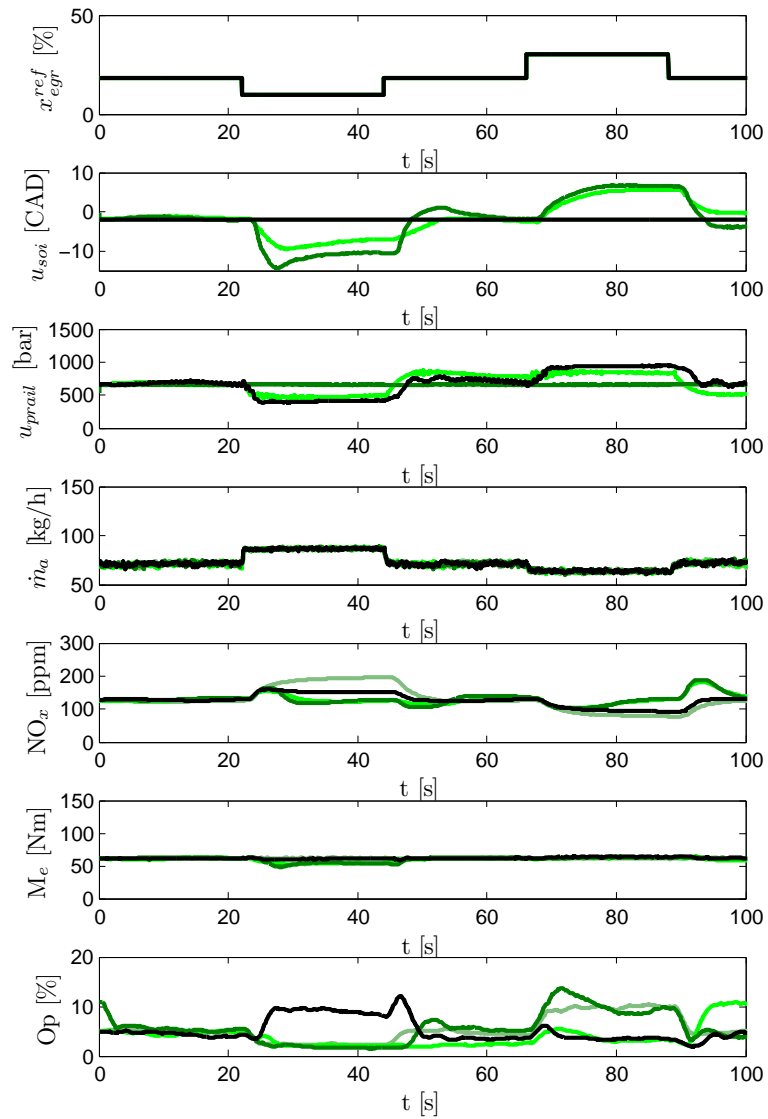


Figura 6.4. Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x estimadas ante variaciones en el gasto de aire actuando sobre la presión del raíl y el SOI con distintos pesos. —: control original; —: control con u_{prail} ; —: control con u_{soi} ; —: control simultáneo con u_{soi} y u_{prail} .

mente retrasados con respecto al punto muerto superior. Sin embargo, valores adelantados de SOI pueden otorgar ventajas en la disminución de la opacidad de los gases de escape y en la compensación de una posible reducción del par cuando los valores de aire no son los suficientes.

- Además, el uso intensivo de la presión del raíl implica deficiencias en el control de las emisiones de NO_x e impacta negativamente en la opacidad cuando ésta es demasiado baja.
- Por último, se concluye que el uso combinado del SOI y la presión del raíl es beneficioso al evitar grandes retrasos en SOI por compensación de ésta última, lo cual mejora los resultados expuestos.

6.3. Control de NO_x actuando conjuntamente sobre el aire y la inyección

El apartado anterior ha presentado una estrategia para corregir las desviaciones en el control del bucle de aire. Sin embargo, es posible extender la aproximación realizada en el Capítulo 5 y plantear un control directo de las emisiones de NO_x mediante un control coordinado de los sistemas de EGR y de inyección. En tal caso se pretende incluir un control conjunto del aire y de la inyección siendo ambos tenidos en cuenta como acciones de control. Por tanto, así como se realizaba un control utilizando la posición de la válvula EGR en el capítulo previo, este apartado considerará los distintos *settings* de inyección como variables de control adicionales. La Figura 6.5 muestra la estrategia de control utilizada para estos ensayos en los cuales se añade al control de los NO_x utilizando la válvula EGR el uso del SOI como acción de control. Las acciones de control irán variando según los pesos asignados a cada una de ellas. La implementación decidida únicamente aprovecha el controlador de bajo nivel de la posición de la válvula de EGR con el fin de mitigar los problemas asociados a la histéresis de la válvula. De la siguiente manera se tiene que:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + Bf(u_{k-d}) \\ g(y_k) &= Cx_k \end{aligned} \quad (6.4)$$

se ha utilizado un modelo para el presente controlador del tipo utilizado en el Capítulo 5. En este caso u_k son las entradas del modelo linealizadas Δx_{egr}^{ref} , Δu_{soi} y Δu_{prail} ; d representa de forma genérica los retrasos de cada una de las variables de entrada que han sido eliminados para el modelo. Posteriormente, como en el caso del Capítulo 5 los retrasos serán incluidos implícitamente en las

matrices del modelo que se suministra al controlador realizando la conversión vista en este mismo Capítulo previo.

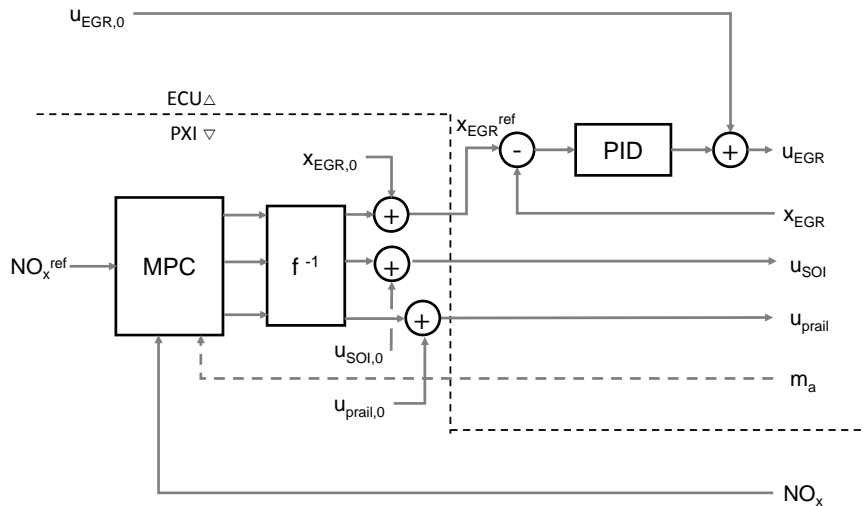


Figura 6.5. Esquema de la estructura de control basada en MPC para controlar en bucle cerrado los NO_x medidos por el sensor haciendo uso de la válvula EGR y de los settings de inyección.

De forma similar a lo realizado en el Capítulo 5 se han realizado ensayos para estudiar las prestaciones de este controlador. Básicamente esto se realizará a partir de ensayos de seguimiento de referencia y de transitorios de carga. Se han excluido de forma deliberada los ensayos de rechazo de perturbaciones, pues debido a las propiedades del controlador queda garantizada esta capacidad (no hay más que extender lo visto en el Capítulo 5).

Ensayos de seguimiento de referencia. Con el fin de analizar las propiedades del controlador, se han realizado ensayos en los que se demuestra su capacidad de satisfacer una referencia variable de emisiones de NO_x . Los grados de libertad del controlador son elevados e implican, entre otros parámetros, la selección de los pesos en el índice de coste.

La Tabla 6.2 muestra los parámetros utilizados para el MPC de la estrategia de control evaluada. Se muestran los diferentes pesos sobre las acciones de control transformadas elegidos para realizar dos combinación de las tres acciones de control. Las Figuras 6.6 y 6.7 muestran los resultados de estas dos configuraciones del controlador operando en los puntos de funcionamiento A y B.

Cuadro 6.2. Parámetros de ajuste experimental del MPC.

	punto A	punto B
α	10	10
β_{egr}	[2 ,2]	[2 ,2]
β_{soi}	[10, 10]	[10, 10]
β_{prail}	[1000000, 10]	[1000000, 10]
n_c	5	5
n_h	300	300
$\Delta x_{egr}^{ref} \mapsto f(\Delta x_{egr}^{ref})$	[-15, 15] \mapsto [-50, 85]	[-15, 10] \mapsto [-30, 175]
$\Delta u_{soi} \mapsto f(\Delta u_{soi})$	[-15, 10] \mapsto [-80, 110]	[-15, 10] \mapsto [-70, 150]
$\Delta u_{prail} \mapsto f(\Delta u_{prail})$	[-400, 400] \mapsto [-50, 30]	[-400, 400] \mapsto [-60, 40]

En el primer caso, mostrado en la Figura 6.6, el sistema controla exclusivamente con u_{soi} y x_{egr}^{ref} (para ello se ha puesto un peso muy alto a la actuación sobre u_{prail}). Debido a las mayores características dinámicas del primero, la actuación sobre el avance de la inyección se realiza en las fases iniciales del transitorio (en cada escalón individual de la referencia de NO_x), mientras que la actuación sobre x_{egr}^{ref} permite el control del sistema en condiciones estacionarias. Debe destacarse que es el propio controlador el que automáticamente proporciona esta solución al tener más coste asociado a la actuación sobre u_{soi} y considerar el modelo las limitaciones dinámicas de la actuación sobre x_{egr}^{ref} . Los resultados para el punto de operación A (izquierda) y B (derecha) son similares, aunque en el primer punto de operación sí que resulta evidente que la actuación sobre u_{soi} es excesiva en algún caso, significativamente al bajar la referencia de control bruscamente en el escalón final del ensayo. Esto es debido a que es imposible pasar instantáneamente de más de 200 ppm a la mitad actuando sobre la inyección (el tiempo característico de respuesta del sistema de EGR es algo mayor), lo que provoca valores muy retrasados de la inyección. Debería por lo tanto limitarse más estrictamente el valor mínimo (y máximo) de u_{soi} o, como se mostrará más adelante, implementar correcciones sobre la masa de combustible inyectada. En cuanto al comportamiento del control de

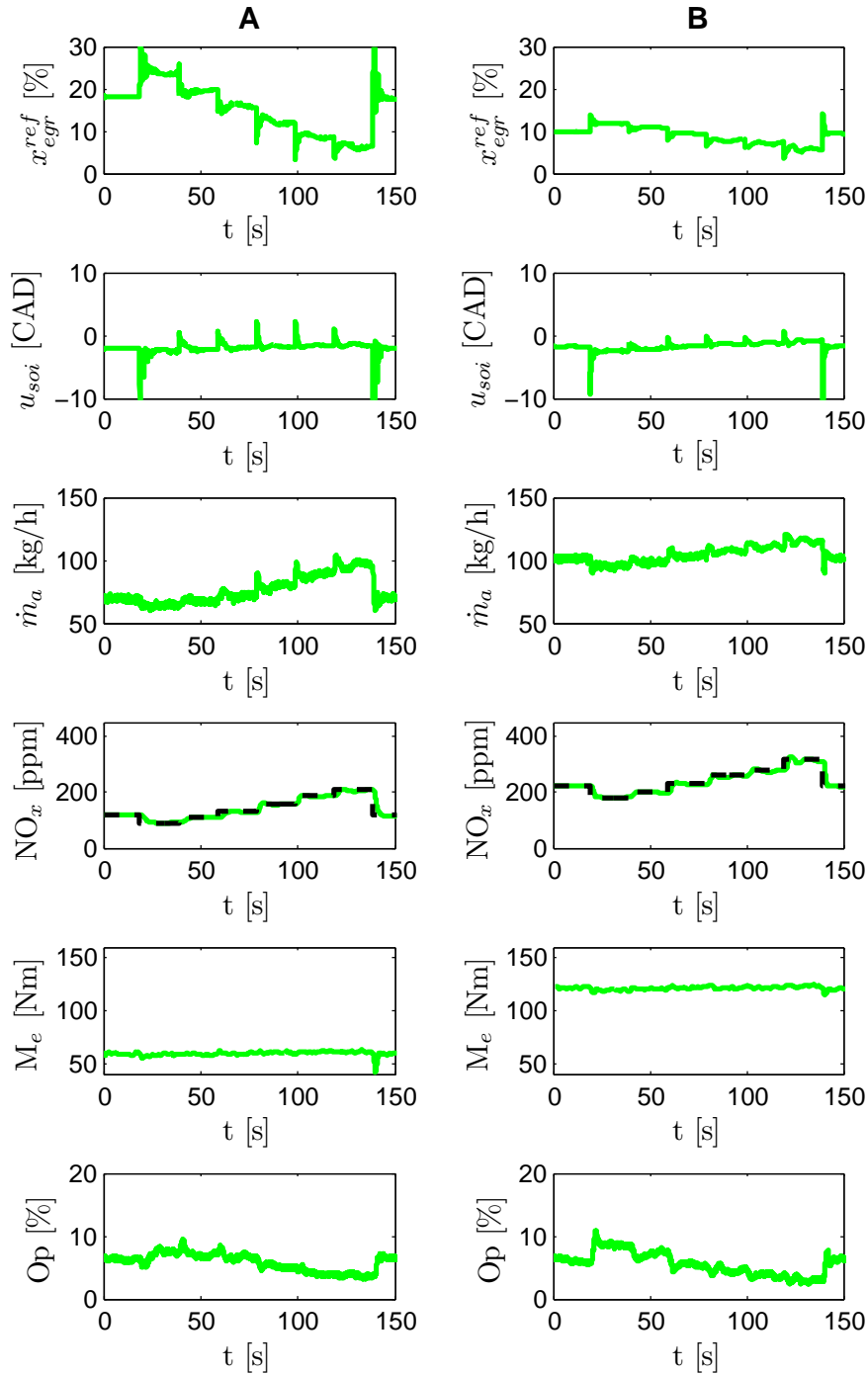


Figura 6.6. Seguimiento de una referencia de NO_x utilizando estructura MPC sobre x_{egr}^{ref} y u_{soi} , y la lectura en bucle cerrado del sensor de NO_x . ---: referencia de control NO_x^{ref} .

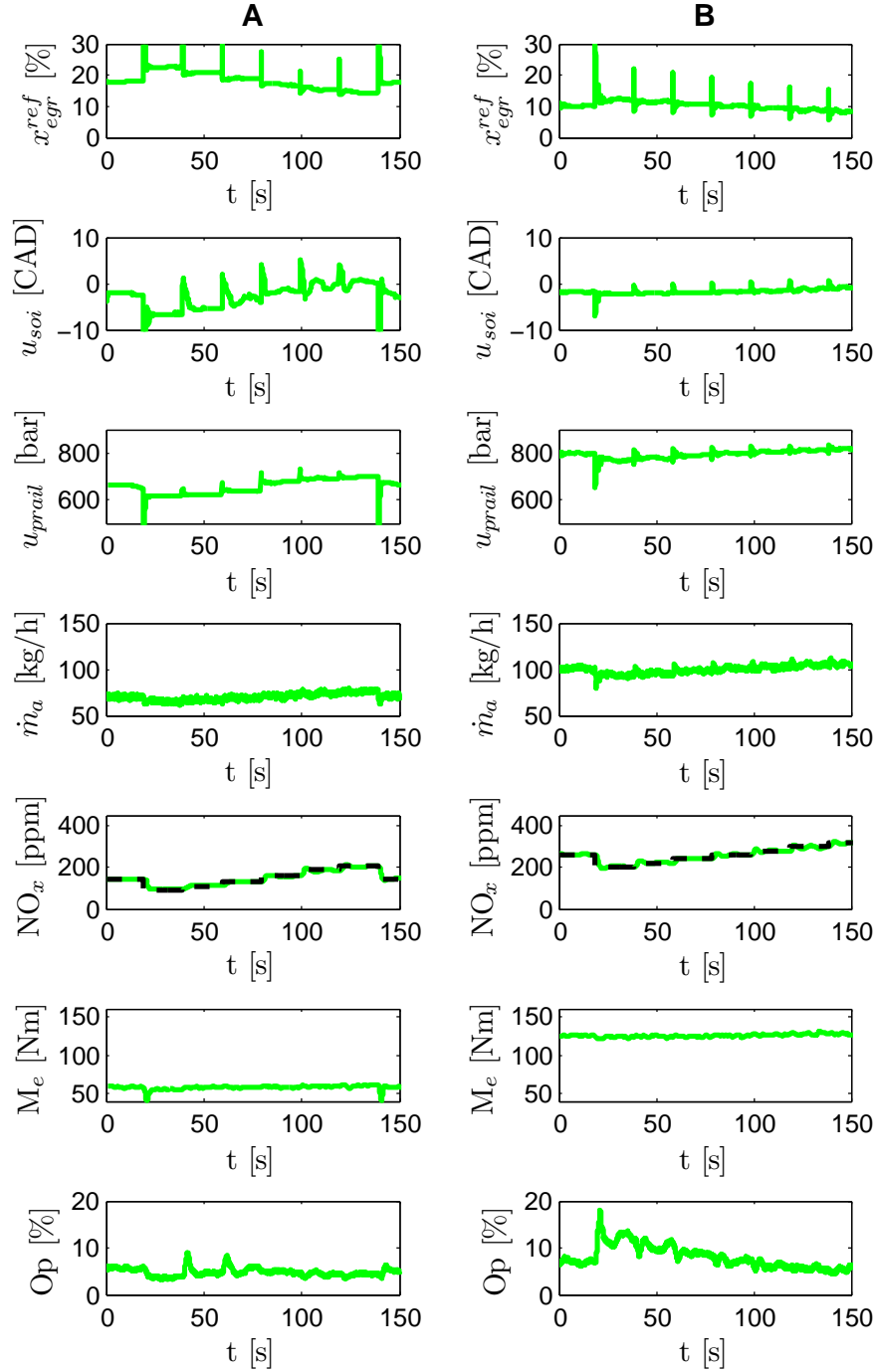


Figura 6.7. Seguimiento de una referencia de NO_x utilizando estructura MPC sobre x_{egr}^{ref} , u_{soi} y u_{praail} , y la lectura en bucle cerrado del sensor de NO_x . - - -: referencia de control NO_x^{ref} .

NO_x se puede decir que es realmente bueno, alcanzando la referencia de manera rápida y precisa, es por ello que, si lo que se desea es una mayor prestación del control se deberá someter al sistema a acciones de control más bruscas lo cual repercutirá en este caso en rangos de SOI más amplios repercutiendo entonces en el par producido.

En las gráficas inferiores de la Figura 6.6, se muestra la medida del opacímetro AVL 439, véase como la única zona de crecimiento de opacidad es la correspondiente a la zona del ensayo donde se abre más la válvula EGR para conseguir los NO_x menores que demanda la referencia del mismo. Para el resto del ensayo la opacidad no muestra valores dispares manteniéndose sin variaciones importantes, quizá con una tendencia a la baja debido a que la válvula EGR se va cerrando cada vez más por los requerimientos del ensayo. No se observa en este caso, como ocurría con el par, influencia directa entre el rango de SOI utilizado y la opacidad de los gases de escape.

En el caso mostrado en la Figura 6.7 se trata de ensayos para los puntos de operación A y B, representados respectivamente en las dos columnas de la figura. Esta vez, se controla una referencia de NO_x con los dos parámetros de la inyección mencionados SOI y presión del raíl, obsérvese cómo el controlador realiza un buen seguimiento de la referencia de NO_x dada incluso ante escalones de amplitud elevada. Debido a las elevadas variaciones de SOI por parte del controlador en aquellos cambios en la referencia de NO_x más elevados, como sucede al comienzo y fin del ensayo, se producen pérdidas puntuales de par de hasta 20 Nm en el punto de operación A. Obsérvese para ello la Figura 6.7. Sin embargo, se ha tenido en cuenta que esto ocurre sólo cuando se demanda un gran cambio en los NO_x , lo cual es excesivo y representa una prueba de que el controlador así como las acciones de control utilizadas son adecuadas para realizar un buen seguimiento de la referencia dada incluso en estas situaciones extremas.

Evaluación del sistema en transitorio. Como en el caso del sistema de control propuesto en el Capítulo 5, la evaluación del controlador incluye el estudio para gestionar adecuadamente cambios en el punto de operación del motor. Nuevamente el ensayo para el estudio es la transición a régimen constante entre los puntos de operación A y B, lo que supone un isorrégimen a 1550 rpm entre 60 y 120 Nm.

Paralelamente a lo discutido para en el apartado anterior, resulta posible controlar el sistema considerando el valor medido por el sensor, o realizando la realimentación mediante un observador. Esta segunda posibilidad se esquematiza en la Figura 6.8. en el caso del observador, este puede basarse en la medida

del sensor combinada con el modelo, o puede ser directamente un modelo, con lo que el controlador no será capaz de garantizar un error de posición nulo en el seguimiento de la referencia, aunque presenta innegables ventajas a nivel de coste del sistema.

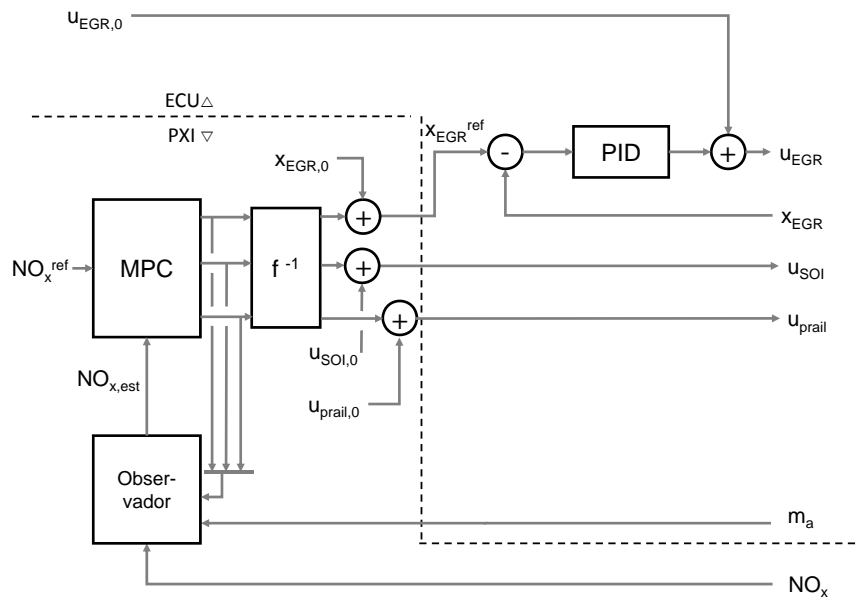


Figura 6.8. Esquema de la estructura de control basada en MPC para compensar alteraciones en los NO_x como consecuencia de una alteración en el bucle de aire.

Debido a que durante el ensayo el motor cambia de punto de operación, y los modelos no pueden extenderse entre los puntos A y B, la implementación en el sistema de prototipado realiza un cambio instantáneo de controlador, de forma que los ensayos muestran la transición de uno de los controladores (sintonizado para el punto de operación A) a un segundo (para el punto B), y viceversa. Nuevamente existen múltiples posibilidades en la calibración y se muestran los resultados para 4 situaciones características:

- Control de NO_x empleando exclusivamente la válvula de EGR. En el caso que se mostrará la solución es la proporcionada por el controlador de serie basado en PID y no mediante técnicas MPC, lo que permitirá evaluar el sistema propuesto frente a la situación de referencia.

- Control de NO_x mediante uso coordinado de la válvula de EGR y del avance de inyección.
- Control de NO_x mediante uso coordinado de la válvula de EGR y de la presión de inyección.
- Control de NO_x mediante uso coordinado de la válvula de EGR, del avance de inyección y de la presión de inyección.

Estas son en cierto modo equivalentes a las analizadas en el apartado anterior, pero ahora incluyen la coordinación del bucle de aire y de inyección, en vez de emplear sobre la inyección de forma subordinada al bucle de aire.

La Figura 6.9 muestra el resultado de estos cuatro ensayos para las transiciones de A a B y de B a A en el caso de la realimentación directa mediante el sensor (correspondiente al esquema de control mostrado en la Figura 6.5), y la Figura 6.10 muestra los ensayos equivalentes para el caso del observador planteado en la Figura 6.8. La intención de estos ensayos es seguir la referencia de emisiones de NO_x durante un transitorio de motor. Para estos ensayos se fija la referencia de NO_x al valor nominal del punto en el que opere el motor de los dos tratados en ese momento, de tal forma que el transitorio permite evaluar las prestaciones del controlador en los transitorios del motor.

El análisis de la Figura 6.9 demuestra que todas las opciones son capaces de controlar convenientemente el nivel de emisiones de NO_x si se realimenta con el sensor, pero son capaces de alcanzar la referencia de control más rápido si se añaden actuaciones sobre la inyección. Esto es especialmente evidente si se actúa sobre u_{soi} y en menor medida actuando sobre u_{prail} . Como en el apartado anterior, el uso coordinado de todos los grados de libertad parece la mejor opción, pues permite mitigar los efectos negativos asociados a grandes variaciones en cada uno de los parámetros por separado (por ejemplo la opacidad excesiva al disminuir u_{prail}).

Por su parte, la Figura 6.10 muestra el control del transitorio utilizando un control sobre el valor de NO_x estimado, correspondiente a una estructura de control de la Figura 6.8. En los ensayos en los que se actúa sobre u_{soi} , dado su efecto casi instantáneo sobre la estimación de NO_x , puede apreciarse que el controlador satisface inmediatamente la referencia de NO_x estimados. Por su parte, en el ensayo de serie no es posible este cambio tan rápido, pues la dinámica del bucle de aire domina el sistema. Cuando se emplea la presión de inyección hay una mejora dinámica, pero en ningún momento se alcanzan las prestaciones dinámicas de la corrección con u_{soi} . Como en el caso

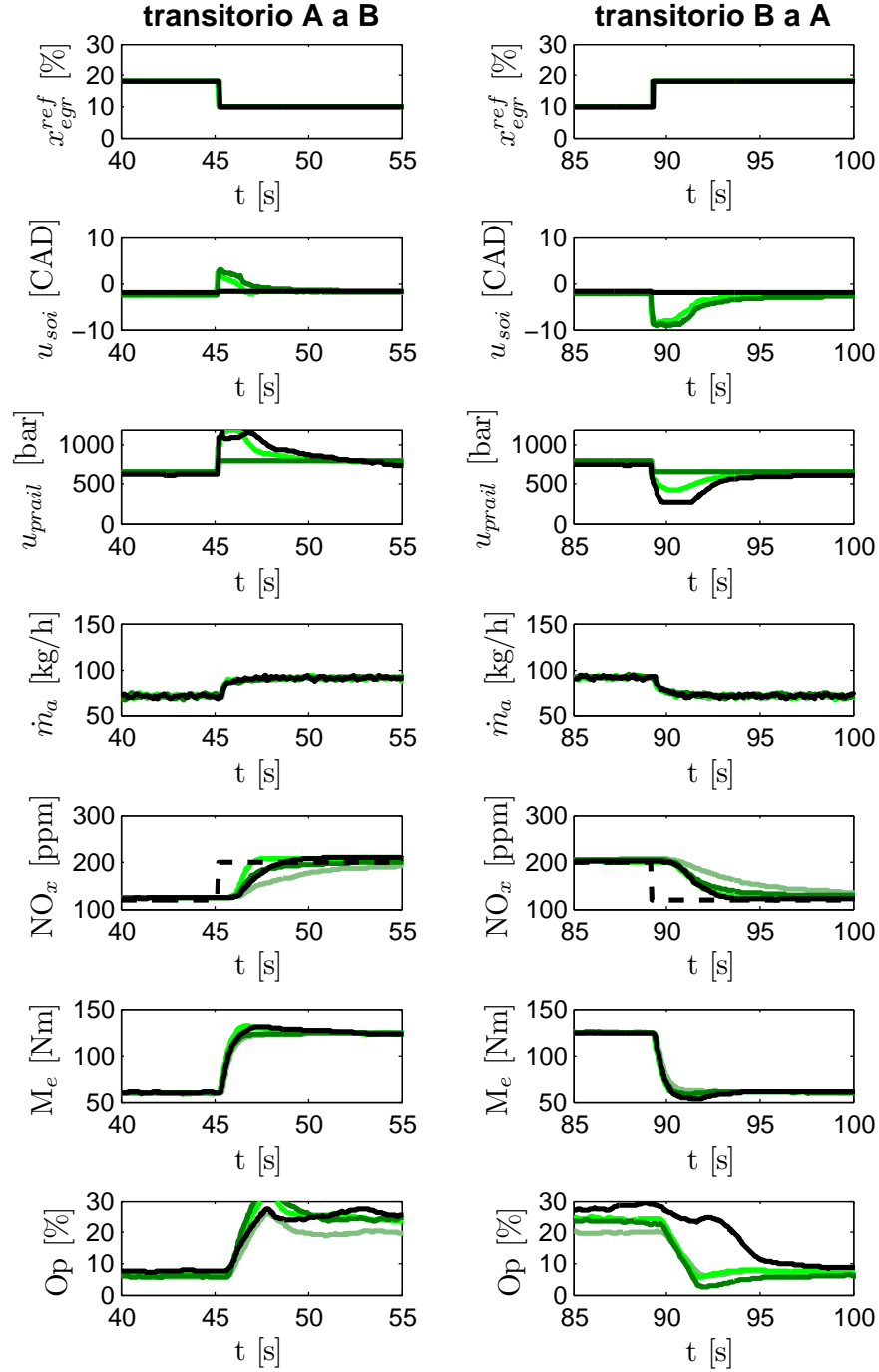


Figura 6.9. Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x medidas durante un transitorio de par (A-B-A) actuando sobre la presión del raíl y el SOI con distintos pesos. —: control original; —: control con u_{prail} ; —: control con u_{soi} ; —: control simultáneo con u_{soi} y u_{prail} .

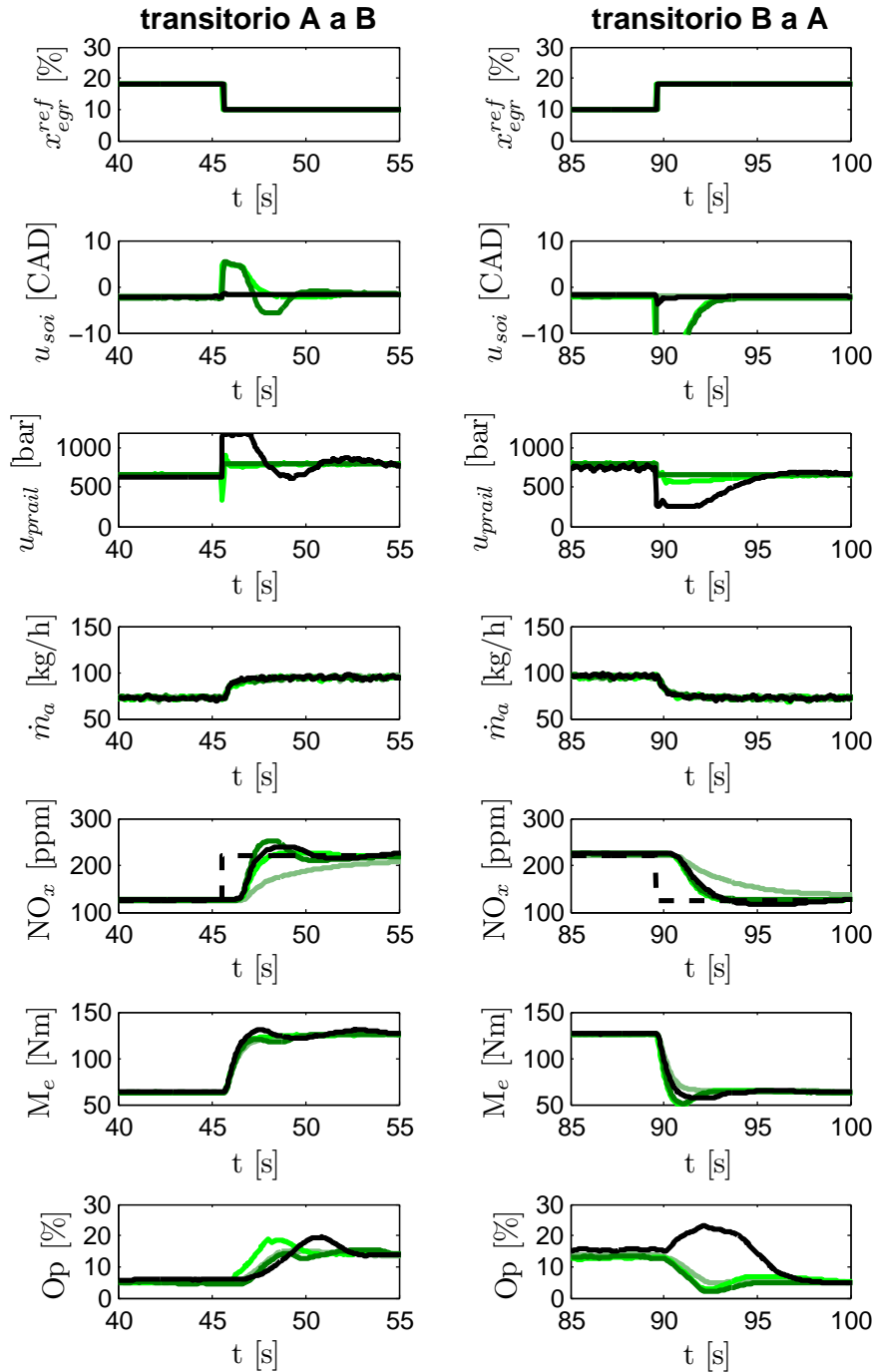


Figura 6.10. Control en bucle cerrado de las emisiones de NO_x estimadas durante un transitorio de par (A-B-A) actuando sobre la presión del raíl y el SOI con distintos pesos. —: control original; —: control con u_{prail} ; —: control con u_{soi} ; —: control simultáneo con u_{soi} y u_{prail} .

anterior, el rango válido de control para la presión de inyección se ve rápidamente alcanzado (pico de opacidad en escalones descendientes). En general el comportamiento de los controladores es adecuado, y nuevamente es el uso coordinado de todos los sistemas lo que parece tener un mayor potencial (pues combina adecuadamente la capacidad del SOI de actuar rápido con variaciones acotadas en varios parámetros para evitar avances o retrasos excesivos en la inyección).

Cuando se comparan los resultados de la Figura 6.10 en la que se realimenta con la estimación del estado con los de la Figura 6.9 en la que se realimenta con el sensor, puede apreciarse que las variaciones en el tiempo de las acciones de control son más rápidas: esto se debe a la capacidad del estimador de considerar el efecto inmediato de u_{soi} sobre los NO_x . Parece necesario por lo tanto la aplicación de técnicas de observación para obtener el máximo beneficio de sistemas de control que manejan variables con tiempos de respuesta tan diferentes y en las que el sensor es especialmente lento [10].

No obstante, en este caso el observador no ha sido convenientemente calibrado, lo que explica la sobreoscilación en los escalones ascendentes en la columna izquierda de la Figura 6.10: a pesar de que NO_{xest} encuentra rápidamente la referencia y lo hace sin sobreoscilación, la medida demuestra que en algún momento se ha sobrepasado la consigna. La explicación de esto puede residir en que el modelo ha sido desarrollado para puntos de operación estabilizados (A y B), y por lo tanto no considera convenientemente el efecto asociado a la variación en la cantidad de combustible inyectado. Esto puede solucionarse mediante modelos como los propuestos en [8, 11] que incluyen el combustible inyectado como una perturbación medible.

A modo de conclusión sobre la posibilidad del control conjunto se puede destacar que:

- Se cumplen los objetivos de seguir la referencia de NO_x marcada tanto en el caso del ensayo con control sobre los NO_x estimados como en el ensayo con control de NO_x medidos por el sensor tanto mediante el empleo de u_{soi} como en el caso de emplear u_{prail} , aunque en este último caso el seguimiento no es tan bueno como en el primero en el que los NO_x estimados quedan perfectamente controlados.
- Se han logrado implementar dos algoritmos MPC que incluyen la observación de los NO_x reales del sistema en cada punto de operación y que cumplen los objetivos siguiendo las referencias marcadas.
- Se validan los modelos lineales identificados observando que funcionan de manera satisfactoria durante un transitorio entre puntos de opera-

ción, los cuales al proveer al controlador de la información para predecir adecuadamente el comportamiento del sistema y controlarlo satisfacen los objetivos.

- Se implementa una estructura de control y se valida, la cual aporta la realización de una transición entre dos controladores lineales distintos, así como la automatización del procedimiento de cambio entre ellos.
- Se concluye que el uso combinado del SOI y la presión del raíl es beneficioso al evitar grandes retrasos en SOI por compensación de ésta última, así como variaciones excesivas en la presión de inyección, lo cual mejora los resultados expuestos en el apartado anterior.

6.4. Compensación del par mediante la modificación de la duración de la inyección

Un problema detectado en los resultados mostrados anteriormente es el efecto que presenta la actuación sobre el avance de inyección sobre el par producido. Esto ha sido evidente tanto en los resultados de la sección 6.2 sobre compensación de los NO_x como en los de control coordinado del apartado 6.3. Ejemplos ilustrativos de ello se pueden apreciar, por ejemplo, en las Figuras 6.2 y 6.6. Este efecto puede ser en cualquier sentido, aumentando el par o disminuyéndolo, en función de que la actuación resulte en avanzar o retrasar la inyección respectivamente (siempre que se trabaje en la zona de comportamiento monótono, es decir, que el punto de inyección de partida esté retrasado). Aunque resulta imprescindible implementar un límite en el rango de actuación de u_{soi} , cualquier variación de este valor tiene por fuerza un efecto sobre el par motor. Esto es cierto también para otras actuaciones, aunque, tal y como se estudió en el Capítulo 4 el efecto del resto de variables de actuación es menos significativo.

Con el fin de mitigar el efecto sensible sobre el par, es posible implementar una compensación mediante la modificación de la duración de la inyección en función del valor adoptado por u_{soi} (o más concretamente de la diferencia entre este valor y su valor nominal). Por ejemplo:

$$u_{tmi} = u_{tmi,0} + \Delta u_{tmi} = u_{tmi,0} + h(u_{soi}) \quad (6.5)$$

La función de compensación h debe calibrarse experimentalmente y, en primera aproximación y para pequeñas variaciones de u_{soi} , puede ser del tipo:

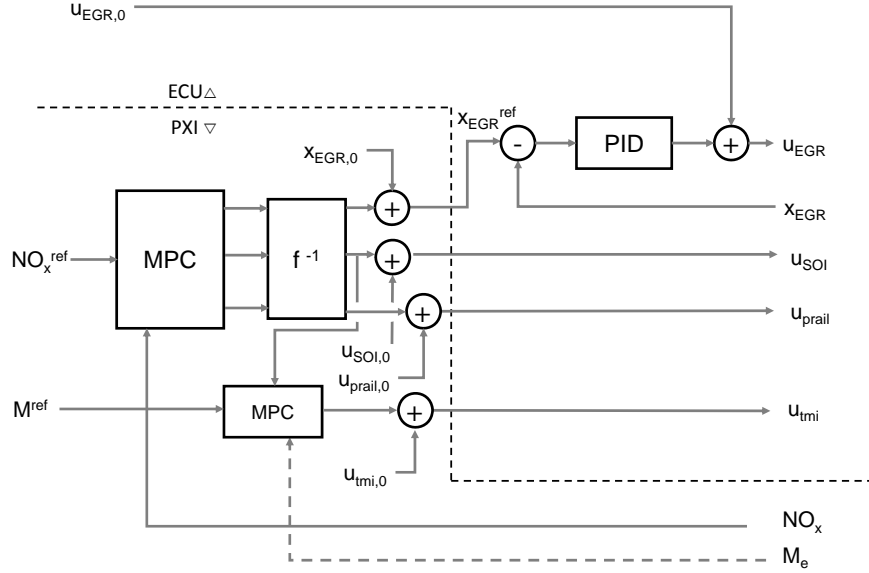


Figura 6.11. Esquema de la estructura de control basada en MPC para controlar en bucle cerrado los NO_x aplicando una compensación sobre el tiempo de inyección.

$$h(u_{soi}) = k \cdot (u_{soi} - u_{soi,0}) \quad (6.6)$$

con $k > 0$, de forma que al adelantar la inyección (valores mayores de u_{soi}) se produzca una disminución de la duración de la inyección. La experiencia demuestra, no obstante, que esta aproximación lineal no es válida para rangos grandes de variación de u_{soi} y, de acuerdo con la identificación mostrada en el Capítulo 4, debe realizarse una corrección como la mostrada en la Figura 4.19.

Dado que es posible establecer un modelo capaz de estimar el par del estilo:

$$\begin{aligned} x_{k+1} &= Ax_k + B\Delta u_{tmi,k-d_2} + B_d h(\Delta u_{soi,k-d_1}) \\ M_{ek} &= Cx_k \end{aligned} \quad (6.7)$$

es posible emplearlo para resolver el problema QP que proporciona el valor de Δu_{tmi} que mantiene el valor del par. Para este controlador el valor de u_{soi} actúa como una perturbación pues es calculado por el controlador primario.

Tal posibilidad se esquematiza en la Figura 6.11, donde se representan dos controladores MPC: el primario calcula el valor de u_{soi} con el objetivo de mantener controladas las emisiones de NO_x , y el secundario calcula la corrección sobre la cantidad de combustible inyectada. Por otra parte, no resulta posible integrar los dos controladores MPC lineales de la Figura 6.11, pues las funciones de linealización de u_{soi} para el par y para las emisiones de NO_x no son iguales (comparar Figuras 4.16 y 4.19). De esta forma no es posible encontrar un único modelo cuasi-lineal capaz de representar adecuadamente las dos salidas, por lo que no es posible implementar un QP que resuelva el problema de forma acoplada. Por supuesto, un método no lineal podría resolver esta limitación.

La Figura 6.12 muestra el detalle de cómo actúa el sistema de compensación en un escalón negativo de la referencia de NO_x . Tal opción de control permite mantener un valor de par casi constante, no viéndose éste afectado por los grandes retrasos de SOI inducidos. De esta forma se verifica que es posible controlar grandes variaciones de NO_x controlando las prestaciones del motor, comparando el control con compensación del par con el realizado según el esquema de la Figura 6.11. Aunque las evoluciones de las acciones de control no son directamente comparables por presentar pesos diferentes en el controlador MPC, sí que se puede apreciar cómo el sistema con compensación aumenta durante unos segundos la duración de la inyección con el fin de mantener el par de consigna. De hecho, es en el ensayo con compensación donde se realiza un mayor retraso de la inyección (y de forma más prolongada) y la compensación permite evitar cualquier efecto apreciable sobre el par motor.

Debe notarse que esta compensación, tal y como se ha implementado, es en bucle abierto. Esto significa que sus prestaciones están fuertemente ligadas a la calibración y la precisión en la identificación de la función de compensación h de la ecuación (6.5). Sería posible no obstante incluir una medida para la realimentación, por ejemplo a partir de un sensor de presión en cámara.

6.5. Síntesis y validación

Debido a que el presente trabajo trata sobre las emisiones en motores diesel, no se debía dejar de considerar las normas de homologación de los vehículos y los ciclos asociados a las mismas. Aunque la validación intensiva de las técnicas de control presentadas en esta Tesis Doctoral exceden el ámbito del trabajo, sí que se quiere demostrar que el sistema es implementable y que, además de a los supuestos de seguimiento de referencia, rechazo de perturbaciones

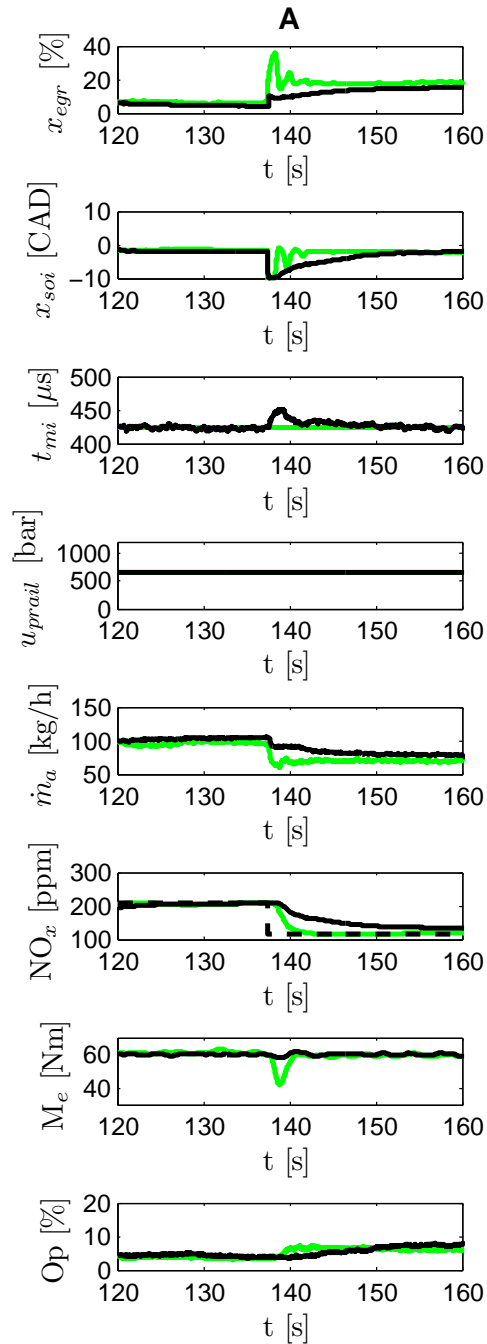


Figura 6.12. Evolución de diversas variables significativas al aplicar un escalón negativo en la referencia de NO_x con compensación de la duración de la inyección (—) y sin ella (—) en el punto de operación A. - - -: Referencia de control NO_x^{ref} .

y transitorios de carga, el controlador es capaz de operar adecuadamente en transitorio.

Las normas Euro indican cómo debe ser el procedimiento de ensayo de los vehículos para determinar si éstos cumplen las normas para salir al mercado. Estos procedimientos son los test de emisiones que definen ciclos de régimen/carga a los cuales debe ser sometido el vehículo para su análisis en cuanto a emisiones se refiere. Dentro de los procedimientos para los vehículos a motor se encuentran los referidos al caso particular de los vehículos de pasajeros o turismos. El ciclo de homologación, NEDC (del inglés *New European Driving Cycle*), se mostró en el Capítulo 3, donde también se describieron aspectos relativos a su implementación. En este apartado se presentan resultados obtenidos en este ciclo con el motor, tanto empleando la solución de serie como con una de las alternativas de control presentadas a lo largo del Capítulo. Como el objetivo es extender lo estudiado hasta ahora en transitorios a un ciclo de homologación y controlar las emisiones de NO_x durante el mismo se debe realizar un ensayo con el motor de serie utilizando este ciclo para obtener la información necesaria de las variables que se van a estudiar, a destacar los valores de NO_x que se alcanzan durante los distintos transitorios que componen el ciclo que posteriormente servirán de referencia para el controlador. En la Figura 6.13 se muestran los resultados del ciclo NEDC realizado en el motor de serie. Obsérvese los NO_x medidos por el sensor durante el ciclo, así como los valores que toman las variables de la ECU x_{egr} y SOI. Los picos máximos de NO_x ocurren durante transitorios de carga elevada en los cuales la EGR se cierra para obtener las prestaciones del motor demandadas.

Una vez realizado un ciclo mediante un ensayo de serie se obtienen los valores de NO_x , los cuales quedan determinados por el gasto de combustible inyectado estimado por la ECU y el régimen de giro del motor registrados a la misma vez con la intención de poder posteriormente generar una referencia de NO_x conociendo ambos parámetros. Aunque las emisiones de NO_x dependen localmente de varios factores, como el punto de operación, también son dependientes de la respuesta dinámica del bucle de aire o de la temperatura de operación, lo cual no hace *a priori* evidente la generación de una referencia de NO_x para aplicar las técnicas de control presentadas en el presente Capítulo.

Se ha preferido identificar una superficie de respuesta que, suponiendo un funcionamiento cuasi-estacionario, permita reproducir el valor de la concentración de NO_x en función del punto de operación [12]. Aunque la consideración puede resultar simplista, debe considerarse que en este caso únicamente se están generando las referencias de control. La Figura 4.2 del Capítulo 4 muestra estos valores, los cuales conforman una superficie que varía según el grado

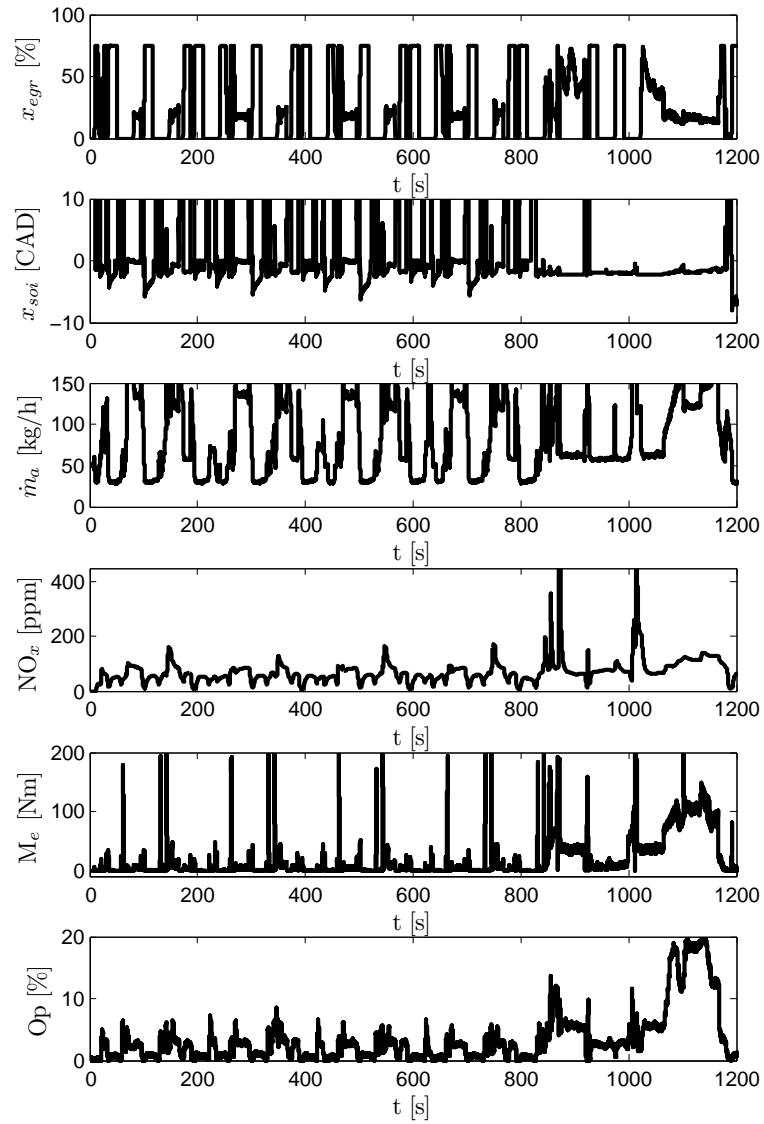


Figura 6.13. Ciclo MVEG en el motor de ensayo mostrando las variables más relevantes.

de carga y régimen durante el ciclo; además, esta superficie es muy similar a la obtenida por el motor en puntos estabilizados, lo que refuerza la hipótesis de comportamiento cuasi-estacionario (deben exceptuarse algunos transitorios debido a que el control cierra por completo la válvula de EGR, pero esto a menudo se compensa debido a transitorios térmicos). Estos valores de NO_x serán considerados como valores de referencia asociados al ciclo con el motor de serie.

Para la validación del concepto de control propuesto, se programa una estructura de control similar a la utilizada previamente. Para calcular las referencias a enviar al controlador se hace uso de los valores de referencia de NO_x extraídos del ciclo de serie, disminuidos en un 15 % con el fin de modificar el valor de NO_x respecto al de la calibración original. Esto se hace con el objetivo de realizar un control de NO_x durante el ciclo y ver diferencias con respecto a un ciclo con el motor de serie, lo que se hace es minorar por un factor menor que la unidad la referencia de NO_x extraída de la tabla y el resultado se envía al controlador observando así si se puede lograr un ciclo con menores emisiones de NO_x que el ciclo de serie.

Para realizar el control del motor durante el ciclo se utiliza la posición de la válvula EGR y el SOI como acciones de control; no obstante, por incompatibilidad con el sistema OBD del motor de serie, la mayoría de la autoridad de control se ha entregado a u_{soi} , de forma que la solución obtenida opera el sistema de EGR de forma muy similar al motor de serie. No obstante la solución corresponde al control conjunto, y es el controlador MPC el que está calculando en cada instante las acciones de control. La Figura 6.14 muestra los resultados de tal ensayo para los primera parte del ciclo.

Se puede apreciar en la figura que el sistema de control es capaz de seguir adecuadamente la referencia, por lo que puede afirmarse en primera instancia la aplicabilidad de la técnica al control del transitorio. Sin embargo, la calibración del sistema parece que no es adecuada, pues existen una serie de problemas que habría que resolver antes de su implantación. En la mayoría de los casos esto se debe a que la referencia de control, con una referencia del 85 % del equivalente cuasi-estacionario, resulta demasiado restrictiva. Esto supone que en algunos momentos, como en $t = 142$ s, se requiere un valor excesivamente bajo de las emisiones de NO_x , lo cual no es alcanzable y supone que el sistema abra la válvula de EGR y retrase la inyección al máximo. Esto lleva aparejado un aumento puntual de la opacidad y supone una situación no deseable.

Por otra parte, también la referencia de control durante las zonas a ralentí resulta muy baja, lo que supone que la inyección se retrase hasta el límite

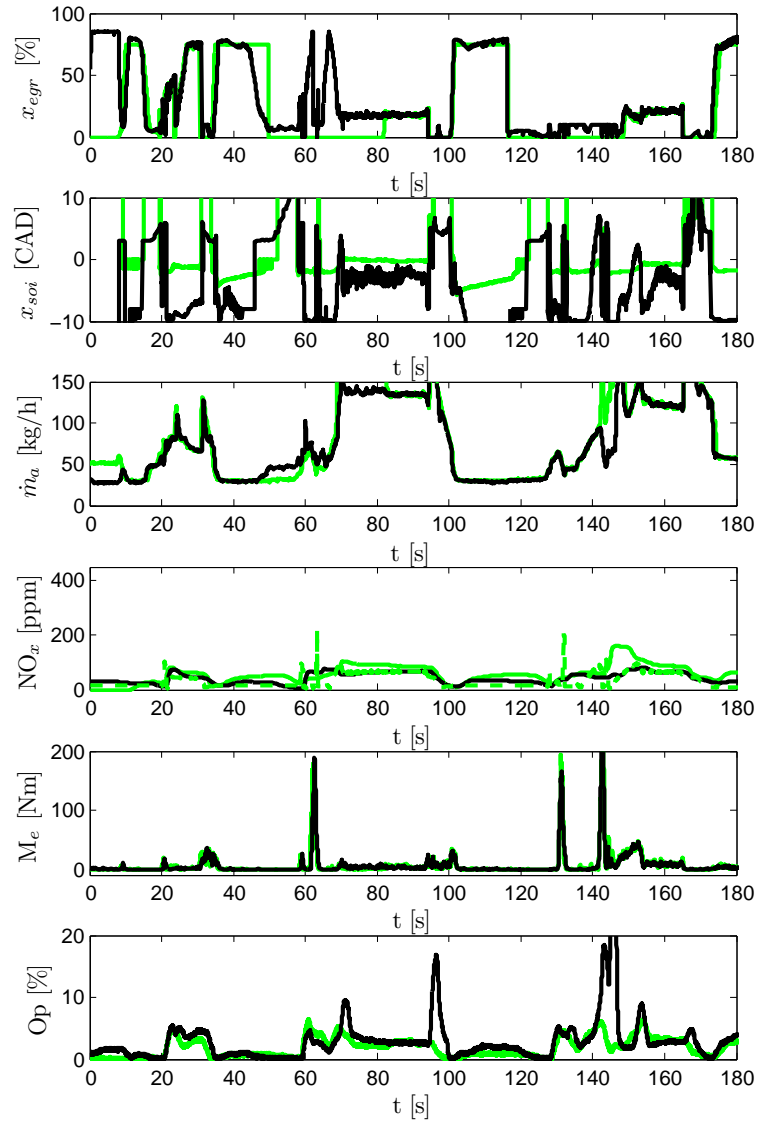


Figura 6.14. Comparación del comportamiento del control de serie (—) y el control coordinado mediante u_{egr} y u_{soi} (—) durante los primeros 180 s del ciclo NEDC. - - -: referencia de control NO_x^{ref} para el ensayo con control coordinado.

permitido por el controlador en estos fragmentos. En general esto ocurre a lo largo de todo el ciclo, por lo que los valores obtenidos en u_{soi} corresponden a inyecciones muy retrasadas.

En vista de esto, resulta evidente que el cambio del sistema de control requiere una recalibración completa del sistema, pues no es fácilmente transformable la referencia de control desde el sistema de control de serie al sistema de control actual. Sin embargo, sí que puede apreciarse que la respuesta del controlador es razonable y, significativamente, estable, y que el controlador es capaz de seguir la referencia la mayor parte del ciclo.

Referencias

- [1] Watson N y Janota MS. “Turbocharging the internal combustion engine”. *Macmillan Publishers*, 1982. (citado en p. 176)
- [2] Benajes J, Luján JM, Bermúdez V y Serrano JR. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 1: insight into the relevant physical phenomena”. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.*, Vol. 216, pp. 431–441, 2002. (citado en p. 176)
- [3] Galindo J, Climent H, Guardiola C y Domenech J. “Strategies for improving the mode transition in a sequential parallel turbocharged automotive diesel engine”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 2, pp. 141–149, 2009. (citado en pp. 42, 71, 73 y 176)
- [4] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG. “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011. (citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- [5] Desantes JM, Luján JM, Guardiola C y Blanco-Rodriguez D. “Development of NOx fast estimate using NOx sensor”. *EAECE 2011*, 2011. (citado en pp. 118, 177 y 184)
- [6] Molina SA. “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, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003. (citado en pp. 24, 25, 32, 93 y 177)
- [7] Langthaler D. *Model predictive control of a diesel engine airpath*. Tesis Doctoral, Institute for Design and Control of Mechatronical Systems, Johannes Kepler Universität, Linz, Austria., 2007. (citado en pp. 140 y 178)
- [8] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004. (citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- [9] Alberer, D Hjalmarsson H, y del Re L. *Identification for Automotive Systems*. 2012. (citado en p. 179)
- [10] Guardiola C, Pla B, Blanco-Rodriguez D, Mazer A y Hayat O. “A bias correction method for fast fuel-to-air estimation in diesel engines”. *Proceedings of the Institution*

- of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2013.
(citado en pp. 118, 120 y 197)
- [11] Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV. “A comparisson of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007.
(citado en pp. 50, 122 y 197)
- [12] Guardiola C, Pla B, Blanco-Rodriguez D y Cabrera P. “A learning algorithm concept for updating look-up tables for automotive applications”. *Mathematical and Computer Modelling, Elsevier*, 2011.
(citado en p. 202)

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

7.1. Principales aportaciones y conclusiones	209
7.1.1. Aportaciones relacionadas con aspectos metodológicos	210
7.1.2. Contribución del control de NO _x en bucle cerrado utilizando el bucle de aire	213
7.1.3. Contribución del control coordinado del bucle de aire y la inyección	214
7.2. Trabajos futuros	216

7.1. Principales aportaciones y conclusiones

Durante la presente Tesis Doctoral se ha realizado un estudio del control en los motores diesel actuales, concretamente de las posibilidades de emplear un sensor de medida de emisiones de NO_x en el escape y su aplicación para al control en bucle cerrado de los mismos por diferentes arquitecturas de control. Se ha profundizado en las mejoras que podría reportar distintas estrategias de control implementadas y se han comparado las mismas enfocando sus resultados siempre a la mejora en las emisiones de NO_x. Para poder alcanzar tales objetivos se han empleado las técnicas descritas en los Capítulos 3 y 4. En los siguientes apartados se resumen las aportaciones del presente trabajo, así como las conclusiones más relevantes. Su exposición ha sido ordenada según su temática, comenzando por las contribuciones asociadas a la metodología y procedimiento, para posteriormente abordar las conclusiones relacionadas con

las distintas soluciones de control propuestas y los resultados que han sido obtenidos.

Consideraciones relativas al sistema de control de serie. Como punto de base para el estudio de las alternativas al control de serie, también se realizó un estudio previo del controlador de serie del motor, del que se concluyó que el controlador de gasto de aire es capaz de seguir adecuadamente una referencia de \dot{m}_a lo cual no implica que asegure un alcance de los NO_x de referencia, pues estos están sujetos a diversos factores no controlados que afectan su valor. Se prescinde en el control de serie de una medida directa de los NO_x y por tanto el control se realiza en bucle abierto sobre los mismos, lo cual incurre en el problema de mantener los NO_x entorno a una referencia durante todas las condiciones y vida del motor. Esto causa que en el caso de perturbaciones en el bucle de aire (como pueden ser las sucedidas durante los transitorios de carga del motor) el controlador busca perfectamente la referencia de gasto de aire haciendo uso de variaciones en la posición de la válvula EGR motivando así la minimización de alteraciones sobre el par; sin embargo, no obtiene los mismos resultados sobre los NO_x los cuales sí se ven sustancialmente alterados cuando entra este tipo de perturbación en juego.

Esto justifica a partir de la disponibilidad de un sensor de NO_x las alternativas exploradas en la presente Tesis Doctoral.

7.1.1. Aportaciones relacionadas con aspectos metodológicos

El trabajo realizado ha tenido asociado una importante labor en lo relativo a puesta punto de equipos y procedimientos. Se destacan las siguientes conclusiones:

Técnicas para la adquisición y control de variables del motor en tiempo real. Ha sido clave para el desarrollo del presente trabajo la posibilidad de realizar la lectura y la escritura en tiempo real de multitud de variables de interés en el control de los motores diesel a través de la ECU del motor. Para ello, se ha dispuesto de una plataforma de adquisición y control que ha operado en tiempo real a velocidades significativamente altas y precisas con respecto a la respuesta de los distintos sistemas del motor utilizados así como de sus dinámicas. El desarrollo de dicha plataforma conjuntamente con un sistema de *bypass* de las variables de entrada de la ECU y la posibilidad de tener una ECU programable y accesible por puerto *ETK* ha sido la clave y pilar para posibilitar el desarrollo y ejecución de la investigación realizada.

No debe olvidarse en este caso remarcar el uso de conexiones complejas y la implementación de distintos *softwares* para la comunicación por bus CAN con la ECU del motor y los distintos sensores implantados, haciendo uso de plataformas específicas en el ámbito de la investigación de motores de automoción. Del entorno del usuario donde se han implementado las distintas estrategias de control, la plataforma ha basado su funcionamiento en un sistema PXI en tiempo real con una capacidad de ejecución de periodos de $20ms$ no teniendo pérdidas de muestreo de las señales adquiridas y conservando dicho periodo de muestreo durante los largos periodos de tiempo registrados. De este modo el desarrollo de esta herramienta ha provisto al investigador de la capacidad de ejecutar acciones sobre el motor en tiempo real sin perjudicar las restantes acciones de la ECU sobre el motor conservando los modos normales de funcionamiento, evitando modos de protección o fallo.

Disponibilidad de un sensor de NO_x en el escape. El otro pilar fundamental del presente trabajo ha sido disponer de la medida de NO_x en el escape del motor. El sensor de emisiones de NO_x ha posibilitado mediante la conexión externa por bus CAN a la plataforma de adquisición y control, la medida de las emisiones de NO_x que ha obtenido el motor, sin esta medida no habría sido posible conocer el comportamiento de las variables de entrada al motor o control utilizadas sobre estas emisiones, ajustar los modelos utilizados para el control del motor o controlar estas emisiones en bucle cerrado. Así mismo tampoco habría sido posible obtener una buena estimación de los NO_x por no ser posible el ajuste u obtención de modelos. El sensor aún con característica lenta tiene un comportamiento mucho más rápido que los sistemas de análisis de gases de escape usados en entornos de investigación lo cual ha sido una aportación significativa en la medida de los NO_x cuando se requieren tiempo de respuesta relativamente rápidos. En el momento del inicio de la investigación, el sensor era un prototipo cedido por un suministrador para la realización del trabajo; en la actualidad este tipo de sensores se encuentran disponibles en el mercado.

Disponibilidad de distintos sensores prototipo para la medida de variables intermedias. Además del sensor de NO_x se ha dispuesto e implantado en el motor otros sensores con carácter experimental, bien por tratarse de prototipos o por ser aplicados de forma innovadora. Estos sensores han sido un sensor de concentración de O_2 para la medida de oxígeno de la admisión y un sensor de medida de gasto de EGR instalado en el conducto de recirculación de gases de escape. Ambos sensores conectados por bus CAN al sistema de adquisición y control han provisto al investigador de la medida instantánea de

estas variables, las cuales han sido consideradas intermedias entre las actuaciones o entradas al motor y las variables de salida del mismo, principalmente la medida de NO_x . Estos sensores pueden emplearse como alternativa al sensor convencional de gasto de aire para el control del sistema de EGR o, como se ha mostrado en el presente trabajo, para implementar controladores en cascada sobre las emisiones de NO_x .

Implementación de algoritmos para la identificación y control del motor. Las distintas soluciones o estrategias evaluadas han debido ser debidamente implementadas o programadas en la plataforma de adquisición y control. Además, para alcanzar la obtención o ajuste de los distintos modelos se ha debido caracterizar el motor con distintos ensayos que han sido programados para tal objetivo. En consecuencia, los distintos programas o implementaciones desarrolladas forman bloques o pequeñas estructuras que han ido creciendo a medida que ha ido avanzando el presente trabajo convirtiéndose en programas cada vez más complejos y extensos que han ido logrando alcanzar los diferentes retos de control que han sido propuestos por cada alternativa de mejora evaluada en cada uno de los apartados de resultados de la presente Tesis Doctoral. En este sentido la comprensión y la funcionalidad del sistema *LabVIEW* ha sido condición necesaria para poder avanzar en la investigación del presente trabajo, así como un reto continuo para la realización de cada una de las estrategias de control utilizadas.

Identificación de modelos. Mediante ensayos se ha podido caracterizar tanto estáticamente como dinámicamente el motor como un sistema definido por las variables de entrada, salida e intermedias que se han considerado más interesantes para el control de las emisiones de NO_x . Se han obtenido mediante procedimientos de identificación basados en datos experimentales diferentes modelos que han sido de aplicación en las estructuras de control propuestas basadas en MPC y se ha logrado la obtención de estimadores de las emisiones de NO_x para poder realizar un control más rápido y real sobre dichas emisiones, pudiendo prescindir en este caso del propio sensor demostrando así una mejora económica de la implementación asociada. A continuación se destacan algunas de las soluciones obtenidas:

- Modelo de los NO_x respecto al bucle de aire.
- Modelo de los NO_x respecto a los *settings* de inyección incluyendo perturbaciones.

- Modelos cuasi-lineales Hammerstein-Wiener salvando la no linealidad del sistema respecto a las variables de entrada utilizadas.
- Estimadores basados en filtros de Kalman de los NO_x aplicando estos valores al control mediante MPC.
- Modelo para la compensación del par del motor durante el control utilizando los *settings* de inyección.

7.1.2. Contribución del control de NO_x en bucle cerrado utilizando el bucle de aire

El análisis de los resultados experimentales permite llegar a las siguientes conclusiones relacionadas con el control de los NO_x :

- Es posible controlar las emisiones de NO_x en bucle cerrado utilizando las variables del bucle de aire del motor. De esta forma se obtiene un seguimiento de referencia directo de los NO_x frente al indirecto y no preciso con la solución de serie, se obtiene un buen rechazo a perturbaciones mitigando la variabilidad de los NO_x en tal caso, cosa que no asegura ni obtiene el control de serie del motor, y se mejoran los NO_x producidos durante transitorios donde las variables de serie del motor al encontrarse calibradas estáticamente no logran un correcto seguimiento de una referencia de NO_x mientras que, el controlador trabaja adecuadamente en estos casos. Se logran con ello ventajas como la capacidad para absorber las dispersiones de fabricación, el efecto de la variabilidad atmosférica o el envejecimiento del motor, ya que, el sistema de control garantiza que los NO_x emitidos sean los de referencia, pero se manifiestan inconvenientes relacionados con la penalización en el rendimiento del motor, ya que la calibración inicial supone una solución de compromiso entre emisiones y consumo. Sin embargo, en otros casos, cuando las emisiones resulten menores que el valor de referencia, el controlador permite un aumento de rendimiento del sistema.
- El sensor de NO_x no presenta una dinámica especialmente rápida, por lo que hay algunos problemas asociados al control si se emplea directamente este sensor en una estructura PID. No obstante, es posible implementar distintas soluciones en cascada (gracias a la medida de variables intermedias) o MPC (gracias a los modelos obtenidos) que mejoran la dinámica del control con respecto al uso de un controlador PID directo sobre los NO_x .

- Se ha implementado una estructura de control y se ha validado, la cual aporta la realización de una transición entre dos controladores lineales distintos, así como la automatización del procedimiento de cambio entre ellos logrando el control durante transitorios de los NO_x , mejorando éstos de una manera muy satisfactoria especialmente en el caso del MPC.

7.1.3. Contribución del control coordinado del bucle de aire y la inyección

Además del control directo de las emisiones de NO_x mediante el sistema de EGR, en la presente Tesis doctoral se ha estudiado la posibilidad de actuar de forma coordinada sobre el bucle de aire y el de inyección. En la actualidad los motores diesel emplean bucles desacoplados pero el control conjunto presenta ciertas ventajas que se pueden aprovechar. en este aspecto se ha trabajado sobre:

- El uso del sistema de inyección para corregir las desviaciones en el control del sistema de EGR y sobrealimentación, lo que permite mitigar el efecto asociado a los transitorios del motor.
- El control coordinado de los bucles de aire e inyección, a través de un único controlador.

Dadas estas dos líneas de proceder se obtienen las siguientes conclusiones para la primera vertiente:

- Se cumplen los objetivos de reducir las alteraciones en los valores de NO_x compensando éstas utilizando el SOI y p_{rail} .
- Se logra implementar un algoritmo MPC que incluye la estimación de los NO_x reales del sistema que cumple los objetivos siguiendo las referencias marcadas gracias a la obtención de un modelo lineal del sistema y un modelo del sensor. Por otro lado, esta implementación podría prescindir del uso del sensor reduciendo en la economía del sistema final.
- Se validan los modelos linealizados identificados observando que funcionan de manera satisfactoria al proveer al controlador de la información para predecir adecuadamente el comportamiento del sistema y controlarlo de una manera adecuada.

- Se observa que grandes excursiones en los valores de SOI con respecto a los valores nominales afectan negativamente al par del motor, provocando una pérdida de prestaciones del mismo para valores de SOI excesivamente retrasados con respecto al punto muerto superior. Sin embargo, valores adelantados de SOI pueden otorgar ventajas en la disminución de la opacidad de los gases de escape y en la compensación de una posible reducción del par cuando los valores de aire no son los suficientes.
- Además, el uso intensivo de la presión del raíl implica deficiencias en el control de las emisiones de NO_x e impacta negativamente en la opacidad cuando ésta es demasiado baja.
- Por último, se concluye que el uso combinado del SOI y la presión del raíl es beneficioso al evitar grandes retrasos en SOI por compensación de ésta última, lo cual mejora los resultados expuestos.

En relación a la segunda línea de investigación o vertiente se resumen las siguientes conclusiones:

- Se cumplen los objetivos de seguir la referencia de NO_x marcada tanto en el caso del ensayo con control sobre los NO_x estimados como en el ensayo con control de NO_x medidos por el sensor tanto mediante el empleo del SOI como en el caso de emplear la presión del raíl, aunque en este último caso el seguimiento no es tan bueno como en el primero en el que los NO_x estimados quedan perfectamente controlados.
- Se han logrado implementar dos algoritmos MPC que incluyen la observación de los NO_x reales del sistema en cada punto de operación y que cumplen los objetivos siguiendo las referencias marcadas.
- Se validan los modelos lineales y Hammerstein-Wiener identificados observando que funcionan de manera satisfactoria durante un transitorio entre puntos de operación, los cuales al proveer al controlador de la información para predecir adecuadamente el comportamiento del sistema y controlarlo satisfacen los objetivos.
- Se ha implementado una estructura de control y se ha validado, la cual aporta la realización de una transición entre dos controladores lineales distintos, así como la automatización del procedimiento de cambio entre ellos.
- Se ha observado y obtenido que el uso combinado del SOI y la presión del raíl es beneficioso al evitar grandes retrasos en SOI por compensación de

ésta última, así como variaciones excesivas en la presión de inyección, lo cual mejora los resultados con respecto al uso de una de las dos variables o el uso no conjunto con el bucle de aire.

En cualquiera de los dos casos, se ha constatado que actuar sobre los *settings* de inyección puede derivar en deficiencias en el par cuando se hace un uso intensivo del rango del actuador, especialmente en el caso del avance de la inyección. Sin embargo se ha logrado implementar una estrategia que demuestra que es posible evitarlo mediante la actuación sobre el tiempo de inyección y en consecuencia sobre la masa de combustible inyectada en cada ciclo, compensando así los defectos de par que puedan ocurrir en durante un control conjunto sobre los NO_x . Evidentemente esto no permite recuperar la pérdida de rendimiento, pero es posible incluir límites a esta acción de forma programática en el MPC.

7.2. Trabajos futuros

A partir de los resultados obtenidos, y de acuerdo con las conclusiones planteadas en este trabajo, se abren nuevas vías de investigación de carácter científico y tecnológico relacionadas con el control de los motores diesel sobrealimentados. Incluso dentro del ámbito restringido de la presente Tesis Doctoral, resulta necesario un trabajo significativo para llevar a término en un motor de serie comercial alguna de las propuestas realizadas.

Conversión de la estructura de control desde el control de variables intermedias al control de variables de salida. La presente Tesis Doctoral se enmarca en una línea más ambiciosa en la que se busca reescribir el sistema de control de forma que se controlen las variables de salida (optimizar consumo satisfaciendo prestaciones, respuesta dinámica y límites de emisiones) en vez de las variables intermedias (gasto de aire, presión de sobrealimentación, etc.). Esta Tesis Doctoral sólo ha cubierto un aspecto muy parcial, pero el problema global está por resolver, e incluso por abordar.

Aunque el uso de modelos puede emplearse con cierta aproximación, es necesario concienciarse que para cambiar esta estructura de control se debe disponer de sensores que sean capaces de verificar el alcance de los objetivos de control. En este aspecto podría destacarse:

- *Inclusión de sensores de partículas en el escape.* Si bien en el presente trabajo se ha observado la opacidad medida por el opacímetro AVL 439

de la sala de ensayos no se ha acometido el control de la misma. Dado que, ya existen, y serán más accesibles en el futuro próximo sensores de partículas instalados en el escape del motor, sería posible explorar la posibilidad de realizar un control simultáneo de los NO_x y opacidad en bucle cerrado llegando a una solución óptima de compromiso o según el caso, discriminar uno en favor del otro según convenga. Un ejemplo de ello serían las distintas zonas de trabajo del motor donde puede existir una mayor sensibilidad a una de las dos variables controladas pudiendo asignar pesos diferentes dinámicamente a cada una de ellas según el punto de trabajo del motor.

- *Inclusión de un sensor de presión en cámara.* La instalación de un sensor de presión en cámara, disponible en el mercado actualmente, permitiría realizar un control directo del par del motor. Adicionalmente, sería posible aplicar restricciones sobre la presión máxima o desarrollar modelos más precisos de emisiones con una dinámica realmente rápida.

De esta forma, disponer de la terna $\{M_e, PM, NO_x\}$ permitiría verificar de forma directa si se satisfacen las restricciones del controlador, y controlarlas de forma activa llegado el caso. Se debe considerar que probablemente en un futuro próximo el coste de dichos sensores vaya disminuyendo, de forma que las alternativas sean viables desde el punto de vista económico. Por otra parte, los requerimientos OBD pueden forzar a que alguno de estos sensores sea requerido, por lo que puede ser aprovechado para incluirlo en tareas de control además de las de diagnóstico.

Generación de las referencias de control. Otro aspecto significativo por explorar es la generación de las referencias de control de alto nivel. Incluso en el caso en el que sea posible controlar el nivel de la terna $\{M_e, PM, NO_x\}$, debe especificarse el valor de partículas y NO_x límite en cada punto de operación. Esto supone un problema que resuelve el proceso de calibración, pero que supone un coste significativo. En el caso de disponer de modelos fiables capaces de predecir el comportamiento del motor en todo el campo de operación, sería posible resolver este procedimiento de calibración de forma automática. Esto permitiría el paso desde la concepción de calibración y control mostrada en la Figura 7.1 a un sistema como el mostrado en la Figura 7.2, en la que las referencias de control son obtenidas de forma automática mediante la solución de un problema de control óptimo.

El trabajo presentado en esta Tesis Doctoral inspira su concepto en la estructura de control de la Figura 7.2, y aunque permite ventajas relativas a

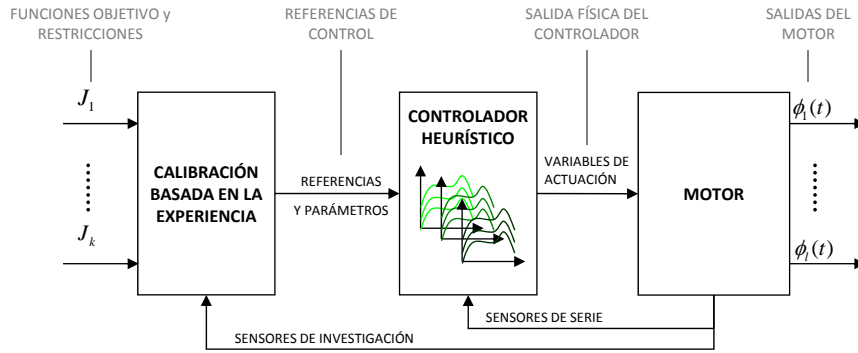


Figura 7.1. Estructura actual de control y calibración del motor.

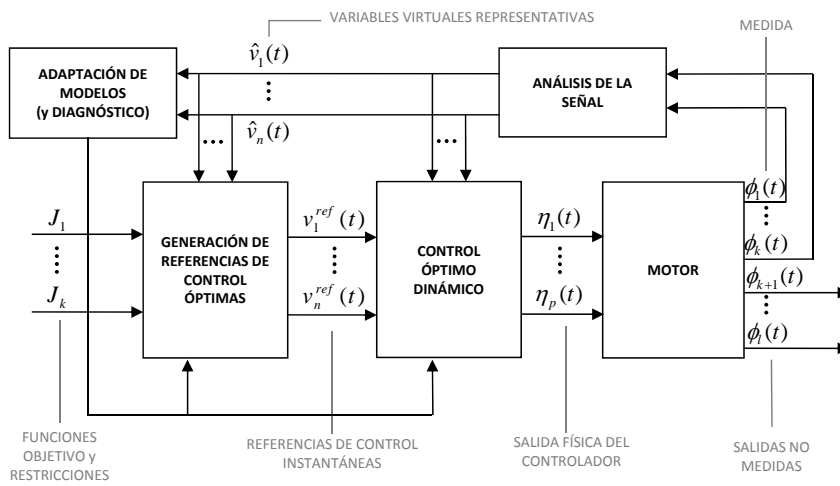


Figura 7.2. Alternativa de control óptimo con adaptación automática.

la robustez del sistema frente a variaciones en las perturbaciones, no deja de ser necesario un importante coste de calibración. La estructura de la Figura 7.2 supone resolver de forma automática la generación de las referencias de control de forma que estas no deriven de un proceso de calibración heurístico. Esto supone un objetivo ambicioso, y cuya viabilidad está por comprobar.

Extensión de la solución de control de NO_x mediante MPC a una zona más amplia de trabajo del motor. Aunque se ha realizado una validación preliminar en el ciclo NEDC, esta es insuficiente y resulta preciso verificar la validez de la implementación MPC a zonas más amplias del rango motor y un abanico más variado de casos de uso. Aunque en el límite el control es posible, preocupa especialmente que el sistema pueda calibrarse en con relativa facilidad y con un coste reducido: las investigaciones han demostrado que el controlador MPC es implementable y los resultados son adecuados, pero los resultados mostrados esconden un gran trabajo de desarrollo y sintonización del controlador. En este aspecto, queda desarrollar métodos automatizados para desarrollar por completo una estructura de control MPC para el motor, de forma que el propio sistema divida el rango en zonas de operación, ajuste modelos y genere automáticamente los controladores bajo los requerimientos de robustez y prestaciones impuestos. Esto abre una línea de investigación nueva que permitiría el uso intensivo de este tipo de controladores en el sector de la automoción.

También en este aspecto debe estudiarse la posibilidad de mejorar los modelos y los métodos de obtenerlos. El uso de modelos cuasi-lineales en el entorno de un punto predefinido de operación requiere un número muy elevado de ensayos para su ajuste (si se considera el número total de modelos requeridos para el campo motor). Modelos capaces de mejorar la predicción de los NO_x permitirían disminuir el número de zonas a considerar, aunque entonces habría que buscar *solvers* no lineales capaces de operar con ellos (además la solución en caso de problemas no convexos no está garantizada). Establecer métodos y procedimientos capaces de ajustar de forma precisa modelos no lineales presenta ya de por sí un reto.

Índice Bibliográfico

Índice alfabético de autores

—. “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”. *Official Journal of the European Communities*, 1970. (citado en p. 21)

—. “Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC. L 350/1”. *Official Journal of the European Communities*, 1998. (citado en pp. 5 y 21)

—. “System requirements for 2004 and subsequent model-year passenger cars, light-duty trucks, and medium-duty”. *Title 13, California Code Regulations, Section 1968.2, Malfunction and Diagnostic*, 2003. (citado en p. 5)

—. “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”. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2007. (citado en pp. 21 y 43)

—. “Reglamento (UE) n ° 566/2011 de la Comisión, de 8 de junio de 2011 , por el que se modifican el Reglamento (CE) n ° 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo”. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2011. (citado en pp. 21 y 43)

Abrell J. “Regulating CO2 emissions of transportation in Europe: A CGE-analysis using market-based instruments”. *Transportation Research Part D: Transport and Environment. ELSEVIER*, 2010. (citado en p. 23)

Adams M y Lükewille A. *The European Environment State and Outlook 2010: Air pollution*. European Environment Agency. Publications Office of the European Union, 2010. (citado en p. 21)

Adolph D, Schnorbus T, Körfer T y Hild O. “Complex Air Path Management Systems and Necessary Controller Structures for Future High Dynamic Requirements”. *SAE paper 2009-01-1616*, 2009. (citado en p. 42)

Aguirre LA, Coelho MCS y Correa MV. “On the interpretation and practice of dynamical differences between Hammerstein and Wiener models”. *Control Theory and Applications, IEE Proceedings -*, Vol. 152 n° 4, pp. 349 – 356, July 2005. (citado en p. 55)

- Alamir M, Murilo A, Amari R, Tona P, Fürhapter R y Ortner P.** “On the use of parameterized NMPC in real-time automotive control”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 139–149, 2010. (citado en p. 52)
- Alberer, D Hjalmarsson H, y del Re L.** *Identification for Automotive Systems*. 2012. (citado en p. 179)
- Alfieri E, Amstutz A y Guzzella L.** “Gain-scheduled model-based feedback control of the air/fuel ratio in diesel engines”. *Control Engineering Practice*, Vol. 17 n° 12, pp. 1417–1425, 2009. (citado en pp. 42 y 43)
- Ammann M, Fekete N, Guzzella L y Glattfelder A.** “Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation”. *SAE paper 2003-01-0357*, 2003. (citado en pp. 4, 140 y 141)
- Amstutz A y del Re LR.** “EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines”. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, Vol. 3, pp. 39–48, 1995. (citado en pp. 27, 37, 42, 45, 48 y 140)
- Arrègle J., López J.J., Guardiola C. y Monin C.** “On board NO_x prediction in diesel engines: A physical approach”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 25–36, 2010. (citado en pp. 20, 26, 27, 43, 70 y 93)
- Astrom K y Hagglund T.** *PID Controller: Theory, Design and Tuning*. 1994. (citado en pp. 46, 142 y 163)
- Astrom KJ y Wittenmark B.** “Self-tuning controllers based on pole-zero placement”. *IEE Proc. Control theory appl.*, Vol. Vol. 127(3), pp. pp. 120–130, 1980. (citado en p. 47)
- Baert RSG, Beckman DE y Veen A.** “Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets”. *SAE paper 1999-01-0837*, 1999. (citado en pp. 25 y 26)
- Bardell P.H., McAnney W.H. y Savir J.** *Built-in test for VLSI: pseudorandom techniques*. Wiley-Interscience publication. Wiley, 1987. (citado en p. 123)
- Benajes J, Luján JM, Bermúdez V y Serrano JR.** “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 1: insight into the relevant physical phenomena”. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.*, Vol. 216, pp. 431–441, 2002. (citado en p. 176)
- Billings S.** “Identification of nonlinear systems—a survey”. *Control Theory and Applications, IEE Proceedings D*, Vol. 127:6, pp. pp. 272–285, 1980. (citado en p. 55)
- Bosch Robert.** “Technical Product Information Planar Wide Band Lambda Sensor LSU4.9”. 2005. (citado en pp. 72 y 81)
- Bozek JW, Evans R, Tyree CD y Zerata KL.** “Operating characteristics of zirconia galvanic cells (lambda sensors) in automotive closed loop emission control system”. *SAE paper 920289*, 1992. (citado en pp. 72 y 81)
- Bremm S, Pfeifer M, Leyrer J, Mueller W, Kurze S, Paule M, Keppeler B y Vent G.** “Bluetec Emission Control System for the US Tier 2 Bin 5 Legislation”. *SAE paper 2008-01-1184*, 2008. (citado en p. 26)
- Brucker E.** “Common rail injection systems for high speed Diesel engines”. *Proc. Int. Conf. on Common Rail, Zurich*, 1997. (citado en p. 29)
- Bunes O y Einang PM.** “Comparing the performance of the common rail fuel injection system with the traditional injection system using computer aided modelling and simulation”. *International Conference on Marine Science and Technology for Environmental Sustainability, Newcastle*, September 2000. (citado en p. 29)

- Butts K. y Jaikamal V.** “Model-Based Verification and Validation of Electronic Engine Controls”. *SAE paper 2012-01-0961*, 2012. (citado en p. 19)
- Camacho EF y Bordons C.** “Model Predictive Control”. *Springer*, 1998. (citado en pp. 9, 48, 49 y 164)
- Campestrini M y Mock P.** *European Vehicle Market Statistics*. The International Council on Clean Transportation, 2011. (citado en p. 2)
- Capobianco M.** “Optimum control of an automotive direct injection Diesel engine for low exhaust emissions”. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D-J. Automob. Eng.*, Vol. 215, pp. 1225–1236, 2001. (citado en p. 8)
- Chauvin J, Corde G y Petit N.** “Transient control of a Diesel engine airpath”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, 2007. (citado en p. 45)
- Cheong J, Cho S y Kim C.** “Effect of Variable Geometry Turbocharger on HSDI Diesel Engine”. *Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress*, 2000. (citado en pp. 24 y 39)
- Chi J. y DaCosta H.** “Modeling and Control of a Urea-SCR Aftertreatment System”. *SAE paper 2005-01-0966*, 2005. (citado en p. 9)
- Chiang CJ y Stefanopoulou AG.** “Stability analysis in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines with high dilution”. *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 15, pp. 209–219, 2007. (citado en p. 33)
- Clyne MAA, Thrush BA y Wayne RP.** “Kinetics of the chemiluminescent reaction between nitric oxide and ozone”. *Transactions of the Faraday Society*, Vol. 44, pp. 1342, 1964. (citado en p. 21)
- Daham B, Li H, Andrews GE, Ropkins K, Tate JE y Bell MC.** “Comparison of Real World Emissions in Urban Driving for Euro 1-4 Vehicles Using a PEMS”. *SAE Paper 2009-01-0941*, 2009. (citado en p. 24)
- Dauron A.** “Model-Based Powertrain Control: Many Uses, No Abuse”. *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62 n° 4, pp. 427–435, 2007. (citado en p. 18)
- del Re L, Glielmo L, Guardiola C y Kolmanovsky I.** *Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications*. 2010. (citado en pp. 48 y 50)
- del Re L., Ortner P. y Alberer D.** “Chances and challenges in automotive predictive control”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 1–22, 2010. (citado en p. 9)
- Deng J, Xue Y, Stobart R y Maass B.** “Fuel path control of a diesel engine at the operating point of the low load and medium speed”. *In Chinese control and decision conference (CCDC) Chinese*, pp. pp. 747–751, 2011. (citado en p. 50)
- Desantes JM, Luján JM, Guardiola C y Blanco-Rodríguez D.** “Development of NOx fast estimate using NOx sensor”. *EAEC 2011*, 2011. (citado en pp. 118, 177 y 184)
- di Cairano S, Yanakiev D, Bemporad A, Kolmanovsky I y Hrovat D.** “Model predictive powertrain control: An application to idle speed regulation”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 183–194, 2010. (citado en p. 50)
- Diehl M, Findeisen R y Allgöwer F.** *A Stabilizing Real-Time Implementation of Non-linear Model Predictive Control*, capítulo 2, pp. 25–52. (citado en p. 51)
- EC.** *A Roadmap for moving to a competitive low carbon economy in 2050*. Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions, 2011. (citado en p. 23)

- ECE.** *Proposal to develop a new global technical regulation on worldwide harmonized light vehicle test procedures.* United Nations. Economic commission for Europe. Inland Transport Committee. World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations. Executive Committee (AC.3) of the 1998 Global Agreement, ece/trans/wp.29/ac.3/26 edition, 2009.
(citado en p. 24)
- Eriksson L, Wahlström J y Klein M.** “Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification”. In *Automotive Model Predictive Control : Models, Methods and Applications*, pp. 59–79. Springer Verlag, 2009.
(citado en p. 53)
- Espinosa JV, Ewalle J y Wertz V.** “Fuzzy logic, identification and predictive control”. Springer-Verlag, 2004.
(citado en p. 47)
- ETAS.** “ETAS ES910 Prototyping and Interface Module Technical Documentation”.
(citado en p. 84)
- ETAS.** “ETAS Technical Documentation ES600 Lambda Measurement Module”.
(citado en p. 81)
- Fenimore CP y Jones GW.** “Nitric oxide decomposition at 2200-2400K”. *The Journal of Physical Chemistry*, Vol. 61, pp. 654, 1957.
(citado en p. 20)
- Flaig U, Polach W y Ziegler G.** “Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects”. *SAE paper 1999-01-0191*, 1999.
(citado en p. 25)
- Fleming WJ.** “Overview of Automotive Sensors”. *IEEE Sensors Journal*, Vol. 1, No. 4, December, 2001.
(citado en pp. 35, 72 y 140)
- Galindo J, Climent H, Guardiola C y Domenech J.** “Strategies for improving the mode transition in a sequential parallel turbocharged automotive diesel engine”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 2, pp. 141-149, 2009.
(citado en pp. 42, 71, 73 y 176)
- Galindo J., Climent H., Guardiola C. y Doménech J.** “Modeling the vacuum circuit of a pneumatic valve system”. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, Vol. 131 n° 3, pp. 1–11, 2009.
(citado en p. 74)
- Galindo J, Climent H, Guardiola C y Tiseira A.** “Assessment of a sequentially turbocharged diesel engine on real-life driving cycles”. *International Journal of Vehicle Design Volume 49, Number 1-3 / Pages: 214 - 234.*, 2009.
(citado en pp. 70 y 73)
- Galindo J., Climent H., Guardiola C., Tiseira A. y Portalier J.** “Assessment of a sequentially turbocharged diesel engine on real-life driving cycles”. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 49 n° 1-3, pp. 214–234, 2009.
(citado en pp. 23 y 74)
- Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG.** “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, 2011.
(citado en pp. 44, 82, 118, 155, 177 y 184)
- Galindo J, Serrano JR, Guardiola C, Blanco-Rodriguez D y Cuadrado IG.** “An on-engine method for dynamic characterisation of NOx concentration sensors”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35 n° 3, pp. 470–476, 2011.
(citado en pp. 72 y 116)
- García-Ortiz JV.** “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
(citado en pp. 6, 9, 38, 55, 74, 122, 140, 178 y 197)
- García-Nieto S., Salcedo J., Martínez M. y Laurí D.** “Air management in a diesel engine using fuzzy control techniques”. *Inf. Sci.*, Vol. 179 n° 19, pp. 3392–3409, Septiembre 2009.
(citado en p. 170)

- Georgi B, Hunkert S, Liang J y Willmann M.** “Realizing Future Trends in Diesel Engine Development”. *SAE paper 972686*, 1997. (citado en pp. 24 y 25)
- Grothaus Michael G, Magdi KK, Partha P, Fanick ER y Bannon Donald R.** “A synergistic approach for the removal of NOx and PM from diesel engine exhaust”. *IEEE*, 1999. (citado en p. 32)
- Group Kolbenschmidt Pierburg.** “Exhaust gas mass flow sensor”. Technical report, Pierburg. (citado en p. 45)
- Guardiola C.** *Detección y Compensación de Irregularidades de Inyección a Través de la Medida del Régimen Instantáneo del Turbogruppo*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2005. (citado en p. 6)
- Guardiola C, Gil A, Pla B y Piqueras P.** “Representation limits of mean value engine models”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 418, pp. 185–206, 2012. (citado en pp. 52 y 106)
- Guardiola C, Pla B, Blanco-Rodriguez D y Cabrera P.** “A learning algorithm concept for updating look-up tables for automotive applications”. *Mathematical and Computer Modelling, Elsevier*, 2011. (citado en p. 202)
- Guardiola C, Pla B, Blanco-Rodriguez D, Mazer A y Hayat O.** “A bias correction method for fast fuel-to-air estimation in diesel engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2013. (citado en pp. 118, 120 y 197)
- Guzzella L y Amstutz A.** “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998. (citado en pp. 5, 24, 25, 27, 32, 34, 39, 72 y 141)
- Guzzella L y Onder CH.** “Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems”. *SpringerVerlag, Berlin*, 2004. (citado en pp. 33 y 53)
- Haagen-Smit AJ.** “Chemistry and physiology of Los Angeles smog”. *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 44, pp. 1342, 1952. (citado en p. 20)
- Hansen J., Ruedy R., Sato M. y Lo K.** “Global surface temperature change”. *Reviews of Geophysics*, Vol. 48 n° 4, 2010. (citado en p. 23)
- Hastie T, Tibshirani R y Friedman J.** *The Elements of Statistical Learning*. Springer, New York, 2009. (citado en p. 53)
- Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL.** “Reduction of Steady State NOx Levels from an Automotive Diesel Engine using Optimised VGT/EGR Schedules”. In *In: SAE Congress, March 1999, Detroit, USA.*, 1999. (citado en p. 24)
- Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL.** “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. part D*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999. (citado en pp. 4 y 25)
- Henningsson M.** *Data-Rich Multivariable Control of Heavy-Duty Engines*. Lund University Faculty of Engineering, LTH. Department of Automatic Control, 2012. (citado en pp. 43 y 55)
- Heywood JB.** “Internal combustion engine fundamentals”. *McGraw-Hill, Inc.*, 1988. (citado en pp. 24 y 27)
- Hill SC y DL Smoot.** “Modelling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 26, pp. 417–458, 2000. (citado en p. 27)

- Hillion M., Chauvin J. y Petit N.** “Control of highly diluted combustion in Diesel engines”. *Control Engineering Practice*, Vol. 19 n° 11, pp. 1274 – 1286, 2011.
(citado en p. 43)
- Hohl Y, Amstutz A, Onder C, Guzzella L y Mayer A.** “Retrofit Kit to Reduce NOX and PM Emissions from Diesel Engines using a Low-Pressure EGR and a DPF-System with FBC and Throttling for Active Regeneration without Production of Secondary Emissions”. *SAE paper 2008-01-0330*, 2008.
(citado en p. 37)
- Hsieh M, Canova M y Wang J.** “Model Predictive Control Approach for AFR Control during Lean NO_x Trap Regeneration”. *SAE Int. J. Engines*, Vol. 2 n° 1, pp. 149–157, 2009.
(citado en p. 50)
- Instruments National.** “National Instruments PXI. Technical Documentation PXI Real Time Platform for Control and Measurement”.
(citado en p. 85)
- Instruments National.** 2010.
(citado en p. 56)
- IPCC.** *The Science of Climate Change.* Joint national science academies’ statement, 2001.
(citado en p. 23)
- Johansson R.** *System Modeling and Identification.* Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA, 1993.
(citado en pp. 53 y 55)
- Johnson TV.** “Diesel Emission Control Technology - 2003 in Review”. *SAE*, 2004.
(citado en pp. 26 y 32)
- Johnson TV.** “Vehicular Emissions in Review”. *SAE Int. J. Engines*, Vol. 5 n° 2, pp. 2012–01–0368, 2012.
(citado en pp. 26 y 28)
- Kalman RE.** “A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems”. *Transactions of the ASME–Journal of Basic Engineering*, Vol. 82 n° Series D, pp. 35–45, 1960.
(citado en p. 120)
- Kaneko Y, Kobayashi H y Komagome R (Mitsubishi Motors Corporation).** “The Effects of Exhaust Gas Recirculation and Residual Gas on Engine Emissions and Fuel Economy”. *SAE International*, 1975.
(citado en p. 32)
- Karlsson M, Ekholm K, Strandh P, Johansson R y Tunestal P.** “LQG control for minimization of emissions in a diesel engine”. In *CCA*, pp. 245–250, 2008.
(citado en p. 43)
- Karlsson M, Ekholm K, Strandh P, Johansson R y Tunestal P.** “Multiple-input multiple-output model predictive control of a diesel engine”. *Proceedings of the 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, Munich*, pp. 131–136, 2010.
(citado en p. 50)
- Katayama T.** *Subspace Methods for System Identification.* Springer, London, UK., 2005.
(citado en p. 55)
- Kato N, Nakagaki K e Ina N.** “Thick Film ZrO₂ NO_x Sensor”. *SAE Paper 960334*, Vol. 960334, 1996.
(citado en pp. 9, 44, 72, 82, 118 y 140)
- Kolmanovsky I, Stefanopoulou AG y Powell BK.** “Improving Turbocharged Diesel Engine Operation with Turbo Power Assist System”. *IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 454–459, 1999.
(citado en p. 26)
- Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H.** “Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions”. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*, Vol. 212, pp. 479–500, 1998.
(citado en p. 32)

- Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H.** “The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 1, pp. 107–126, 1999. (citado en p. 38)
- Langthaler D.** *Model predictive control of a diesel engine airpath*. Tesis Doctoral, Institute for Design and Control of Mechatronical Systems, Johannes Kepler Universität, Linz, Austria., 2007. (citado en pp. 140 y 178)
- Langthaler P y Del Re LR.** “Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007. (citado en pp. 50, 113, 141 y 160)
- Lapuerta M, Hernández JJ y Gimenez F.** “Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NOx emissions”. *Proc Inst Mech Engrs Part D*, Vol. 214, pp. 85–93, 2000. (citado en p. 28)
- Lavoie GA, Heywood JB y Keck JC.** “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines”. *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, pp. 313–326, 1970. (citado en p. 27)
- Lee T y Filipi Z.** “Nonlinear Model Predictive Control of Advanced Engines Using Discretized Nonlinear Control Oriented Models”. *SAE paper 2010-01-2216*, 2010. (citado en p. 52)
- Löfberg J.** *Minimax approaches to robust model predictive control*. Tesis Doctoral, Department of Electrical Engineering Linköping University, SE-581 83 Linköping, Sweden, 2003. (citado en pp. 49 y 165)
- Li C y Ren L.** “Technologies of emissions control for NOx and PM on diesel engine”. In *Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on*, pp. 5423–5427, april 2011. (citado en p. 25)
- Ljung L.** *System Identification: Theory for the User*. PrenticeHall, Upper Saddle River, NJ, USA., 1999. (citado en pp. 55 y 123)
- Lu X, Han D y Huang Z.** “Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37 n° 6, pp. 741–783, 2011. (citado en pp. 24 y 33)
- Luján JM.** “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998. (citado en p. 4)
- Luján JM, Galindo J, Serrano JR y Pla B.** “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Meas. Sci. Technol.*, Vol. 19, pp. 065401, 2008. (citado en pp. 113 y 160)
- Luján JM, Guardiola C, Pla B y Cabrera P.** “Considerations on the low pressure EGR system control in turbocharged diesel engines”. *International Journal of engine Research*, 2013. (citado en pp. 26, 32, 81, 106, 109, 116, 152 y 160)
- Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV.** “A comparison of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007. (citado en pp. 50, 122 y 197)
- Luján JM, Pla B, Moroz S y Bourgoïn G.** “Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008. (citado en pp. 32 y 40)

- Macián V, Luján JM, Guardiola C y Perles A.** “A comparison of different methods for fuel delivery unevenness detection in Diesel engines”. (citado en p. 41)
- Maciejowski JM.** *Predictive Control with Constraints*. Pearson Education Limited, Harlow, England, 2002. (citado en p. 49)
- Maiboom A, Tautzia X y Hétet JF.** “Influence of EGR unequal distribution from cylinder to cylinder on NOx PM trade-off of a HSDI automotive Diesel engine”. *Applied Thermal Engineering, Elsevier*, 2009. (citado en pp. 25 y 147)
- Mathworks.** “Matlab R2010”. 2010. (citado en p. 55)
- Miller AE y Sullis S.** “Recycling Exhaust Gas for Suppressing of Knock in I.C.E.”. *Proceedings of the American Petroleum Institution*, 1953. (citado en p. 26)
- Mital R, Li J, Huang SC, Stroia BJ, Yu RC y Howden KC.** “Diesel exhaust emissions control for light duty vehicles”. In *presented at the SAEWorld Congr. Exhib., Detroit, MI, Mar. 2003, 2003-01-0041*, 2003. (citado en p. 141)
- Mock P.** “European CO₂ Emission Performance Standards for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles”. Technical report, The International Council on Clean Transportation, 2012. (citado en p. 23)
- Mock P, German J, Bandivadekar A y Riemersma I.** *Discrepancies between type-approval and real-world fuel consumption and CO₂ values in 2001-2011 European passenger cars*. The International Council on Clean Transportation, 2012. (citado en p. 24)
- Molina SA.** “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, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003. (citado en pp. 24, 25, 32, 93 y 177)
- Montgomery DT y Reitz RD.** “Optimization of heavy-duty Diesel engine operating parameters using a response surface method”. *SAE paper 2000-01-1962*, 2000. (citado en p. 8)
- Moos R.** “A brief overview on automotive exhaust gas sensors based on electroceramics”. *Int. J. Appl. Ceram. Technol. 2 (2005) 401-413.*, pp. 401–413, 2005. (citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- Moraal PE.** “Adaptive Compensation of Fuel Dynamics in an SI Engine using a Switching EGO Sensor”. *Proceedings of the 34th Conference on Decision and Control. New Orleans, LA. IEEE*, 1995. (citado en pp. 43, 45 y 72)
- Nakagawa S., Hori T. y Nagano M.** “A New Feedback Control of a Lean NO_x Trap Catalyst”. *SAE paper 2004-01-0527*, 2004. (citado en p. 28)
- Narendra K y Gallman P.** “An iterative method for the identification of nonlinear systems using a Hammerstein model”. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, Vol. 11 n° 3, pp. 546 – 550, jul 1966. (citado en p. 54)
- Nelson CS.** “Particulate matter sensor”. *US patent 8225648*, 2011. (citado en pp. 9 y 46)
- Newhall HK.** “Control of Nitrogen Oxides By Exhaust Recirculation, a Preliminary Theoretical Study”. *SAE paper 670495*, 1967. (citado en p. 26)
- Nieuwstadt MV y Upadhyay D.** “Diagnosis of a urea SCR catalytic system”. *US Patent 6925796*, 2005. (citado en p. 43)
- NTK.** “NTK Oxygen Sensor Technical Documentation”. (citado en pp. 72 y 81)

- Ortner P y del Re L.** “Predictive control of a diesel engine air path”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 15(3), pp. 449–456, 2007. (citado en pp. 125, 140 y 170)
- Payri F, Broatch A, Salavert JM y Martín J.** “Investigation of Diesel combustion using multiple injection strategies for idling after cold start of passenger-car engines”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34 n° 7, pp. 857–865, 2010. (citado en p. 74)
- Payri F, Luján JM, Guardiola C y Lapuente GS.** “Experimental evaluation of the impact of VGT control malfunction on pollutant emissions”. *Proceedings of the E-COSM - Rencontres Scientifiques de l’IFP, 2-4 Octobre, Institut Francais du Petrole, Rueil-Malmaison, France*, 2006. (citado en p. 38)
- Payri F, Luján JM, Guardiola C y Pla B.** “A challenging future for the IC engine: new technologies and the control role”. *Oil & Gas Science and Technol.*, 2013. (citado en pp. 5, 6 y 24)
- Payri F, Luján JM, Guardiola C y Rizzoni G.** “Injection diagnosis through common-rail pressure measurement”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220 n° 3, pp. 347–357, 2006. (citado en p. 74)
- Payri F, Torregrosa AJ, Broatch A y Monelletta L.** “Assessment of diesel combustion noise overall level in transient operation”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10 n° 6, pp. 761–769, 2009. (citado en p. 74)
- Pla B.** *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2009. (citado en pp. 2, 3, 4, 24, 26, 32, 38, 39, 40, 72 y 74)
- Potter MA.** “The Road to Math: The General Motors Approach to an Efficient Diesel Engine Technology Development”. In *Thiesel Conference*, 2012. (citado en p. 19)
- Powers FP y Nicastrì PR.** “Automotive vehicle control challenges in the 21st century”. *Control Eng. Practice*, Vol. 8, pp. 605–618, 2000. (citado en p. 6)
- Quérel C, Grondin O y Letellier C.** “State of the Art and Analysis of Control Oriented NOx Models”. *SAE paper 2012-01-0723*, 2012. (citado en p. 43)
- Reif K y Dietsche K-H.** *Bosch Automotive Handbook - 8th Edition*. Robert Bosch GmbH - SAE International, 2011. (citado en p. 33)
- Riegel J, Neumann H y Wiedenmann HM.** “Exhaust gas sensors for automotive emission control”. *Solid State Ionics*, Vol. 152-153, pp. 783–800, 2002. (citado en pp. 9, 44, 82 y 140)
- Roberts C.** “The Pursuit of High Efficiency Engines-SwRI Programs”. *Emissions 2011 Conference, Ann Arbor, MI*, 2011. (citado en p. 28)
- Rossiter JA.** “Model-Based Predictive Control”. *CRC Press*, 2003. (citado en p. 49)
- Rubino L, Bonnel P, Hummel R, Krasenbrink A, Manfredi U y De Santi G.** “On-road Emissions and Fuel Economy of Light Duty Vehicles using PEMS: Chase-Testing Experimente”. *SAE Paper 2008-01-1824*, 2008. (citado en pp. 23 y 24)
- Ruckert J, Richert F, Abel D, Herrmann O, Pfeifer A, Schlober A y Pischinger S.** “A model based attempt to control boost pressure and EGR-rate for a heavy duty engine”. *AT:Automatisierungstechnik, 53, 79-86 German*, Vol. 53, pp. 79–86, 2005. (citado en p. 50)
- Satkoski CA, Ruikar NS, Biggs SD y Shaver GM.** “Cycle-to-cycle estimation and control of multiple pulse profiles for a piezoelectric fuel injector”. In *American Control Conference (ACC), 2011*, pp. 965–972, 29 2011-july 1 2011. (citado en p. 25)

- Shirakawa T, Itoyama H y Miwa H.** “Study of strategy for model-based cooperative control of EGR and VGT in a Diesel engine”. *JSAE Rev.*, Vol. 22, pp. 3–8, 2001.
(citado en pp. 6 y 38)
- Stefanopoulou AG, Kolmanovsky I y Freudenberg JS.** “Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 8, pp. 733–745, 1999.
(citado en pp. 39, 40, 48 y 140)
- Steffen T., Stobart R. y Yang Z.** “Challenges and Potential of Intra-Cycle Combustion Control for Direct Injection Diesel Engines”. *SAE paper 2012-01-1158*, 2012.
(citado en p. 42)
- Steppan J, Henderson B, Johnson K, Khan MY, Diller T, Hall M, Lourdhusamy A, Allmendinger K y Matthews R.** “Comparison of an On-Board, Real-Time Electronic PM Sensor with Laboratory Instruments Using a 2009 Heavy-Duty Diesel Vehicle”. *SAE Paper 2011-01-0627*, 2011.
(citado en p. 46)
- Steve A.** “Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines”. *SAE paper 2004-01-1359*, 2004.
(citado en p. 26)
- Stewart G y Borrelli F.** “A model predictive control frame work for industrial turbodiesel engine control”. In *47th IEEE conference on decision and control. Cancun*, pp. pp.5704–5711, 2008.
(citado en p. 50)
- Stumpp G y Ricco M.** “Common-rail-an attractive fuel injection system for passenger car DI-Diesel engines”. *SAEPaper*, Vol. no. 960870, 1996.
(citado en pp. 25 y 29)
- Su H, Hao G, Li P y Luo X.** “Feed Forward Fuzzy PID Controller for Common-Rail Pressure Control of Diesel Engine”. In *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), 2010 International Conference on*, volume 2, pp. 264 –267, march 2010.
(citado en p. 48)
- Tschanzn F, Amstutz A, Onder CH y Guzzella L.** “Feedback control of particulate matter and nitrogen oxide emissions in diesel engines”. *Control Engineering Practice*, 2012.
(citado en pp. 43 y 46)
- Tunestal P y Lewander M.** “Model predictive control of partially premixed combustion”. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 402, pp. 171–181, 2010.
(citado en pp. 33 y 50)
- Turns SR.** “An introduction to combustion. In: Concepts and applications”. 1996.
(citado en p. 27)
- van Basshuysen R y Schaefer F.** *Internal combustion engine handbook - basics, components, systems and perspectives*. SAE International, 2004.
(citado en p. 33)
- van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV y Moraal PE.** “Coordinated EGR-VGT control for Diesel engines: an experimental comparison”. *SAE paper 2000-01-0266*, 2000.
(citado en pp. 6, 38 y 142)
- van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou AG y Jankovic M.** “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine”. *Control Systems Magazine, IEEE*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000.
(citado en pp. 6, 25, 38, 40 y 140)
- Varnier O.** *Trends and limits of two-stage boosting systems for automotive diesel engines*. Universitat Politècnica de València. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2012.
(citado en pp. 4, 24 y 25)
- VDO.** “VDO. Sensor de NOx inteligente. Hojas técnicas”.
(citado en pp. 82 y 118)

- Viguiera LL, Babikera MH y Reillya JM.** “The costs of the Kyoto Protocol in the European Union”. *Energy Policy, ELSEVIER*, 2002. (citado en p. 23)
- Vitale G, Siebenbrunner P, Hülser H, Bachler J y Pfahl U.** “OBD Algorithms: Model-based Development and Calibration”. *SAE Paper 2007-01-4222*, 2007. (citado en p. 20)
- Wahlström J y Eriksson L.** “Performance gains with EGR-flow inversion for handling non-linear dynamic effects in EGR VGT CI engines”. *Fifth IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, pp. 531–538, 2007. (citado en p. 116)
- Wahlström J, Eriksson L y Nielsen L.** “EGR-VGT control and tuning for pumping work minimization and emission control”. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on Technology, 18:4*, pp. pp. 993–1003, 2010. (citado en pp. 48 y 160)
- Wang YY, Haskara I y Yaniv O.** “Quantitative feedback design of air and boost pressure control system for turbocharged diesel engines”. *Control Engineering Practice, 19:6*, pp. pp. 626–637, 2011. (citado en p. 48)
- Watson N y Janota MS.** “Turbocharging the internal combustion engine”. *Macmillan Publishers*, 1982. (citado en p. 176)
- Wellstead PE, Proger D y Zuker P.** “Self-tuning controller based on pole-zero placement”. *IEE Proc. Control theory appl.*, Vol. Vol. 126(8), pp. pp. 781–787, 1972. (citado en p. 47)
- Wellstead PE, Proger D y Zuker P.** “Pole assignment self-tuning regulator”. *Int. J. Control*, Vol. Vol. 30(1), 1979. (citado en p. 47)
- Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG y Vaughan ND.** “Fuzzy logic control of Diesel engine turcharging on exhaust gas recirculation”. *CONTROL 2000 UKACC International Conference on Control University of Cambridge, Mini-Symposium on Engine Control Systems organised by UKACC member organisations (IEE, IMechE, InstMC)*, 2000. (citado en p. 47)
- Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG, Vaughan ND, Horrocks RW y Bird GL.** “Dynamic behaviour of a high speed direct injection diesel engine”. *SAE paper 1999-01-0829*, 1999. (citado en p. 4)
- Willems F y Cloudt R.** “Experimental demonstration of a new model-based SCR control strategy for cleaner heavy-duty diesel engines”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2011. (citado en p. 43)
- Xie H, Stobart R, Tunestal P, Eriksson L, Huangand Y y Leteinturier P.** “Future Engine Control Enabling Environment Friendly Vehicle”. *SAE paper 2011-01-0697*, 2011. (citado en p. 19)
- Yamamoto K, Fujikake F y Matsui K.** “A new technique for non-catalytic after-treatment system of diesel particulates”. *Thermal Issues in Emerging Technologies*, 2010. (citado en p. 26)
- Zeldovich YB.** “The oxidation of nitrogen in combustion explosions”. *Acta Pysichochimica USSR*, Vol. 21, pp. 577–628, 1946. (citado en pp. 20 y 32)
- Zhao Y y Westwick D.** “Closed-loop system identification using subspace-based methods”. In *Electrical and Computer Engineering, 2003. IEEE CCECE 2003. Canadian Conference on*, volume 3, pp. 1727 – 1730 vol.3, may 2003. (citado en p. 55)
- Zhu Y y Backx T.** *Identification of multivariable industrial process, for simulation, diagnosis and control*. Springer-verlag, ISBN 3-540-19835-0, 1993. (citado en p. 123)

Ziegler G y Nichols NB. "Optimum setting for automatic controllers". *Trans. ASME*, vol. 64, pp. 759-768, 1942, 1942. (citado en pp. 47 y 142)