

APORTACIONES AL MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE PLANTAS DE POTENCIA: APLICACIÓN A MOTORES DIÉSEL LENTOS DE 2 TIEMPOS



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TERMICOS DE SEVILLA

Tesis doctoral de Daniel Palomo Guerrero

Director: Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

Co-director: José Antonio Becerra Villanueva

MAYO, 2017

Contenido

1	MOTIVACIÓN	1
1.1	MARCO	1
1.2	OBJETIVOS	2
2	ESTADO ACTUAL DE LAS TECNOLOGÍAS DE DIAGNOSIS DE MOTORES DIÉSEL DE 2 TIEMPOS	5
2.1	TÉCNICAS DE DIAGNOSIS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE 2 TIEMPOS	5
2.2	TECNOLOGÍAS PARA LA OBTENCIÓN DEL PAR MOTOR	19
2.2.1	MEDICIÓN DEL PAR MOTOR	20
2.2.2	ELEMENTOS DESTINADOS A LA MEDICIÓN DE PAR EN EQUIPOS SOMETIDOS A ROTACIÓN	21
2.2.3	EQUIPOS DESTINADOS A LA TRANSMISIÓN DE LA SEÑAL DE PAR EN ELEMENTOS SOMETIDOS A ROTACIÓN	25
2.3	MODELOS NO LINEALES DE SISTEMAS SOMETIDOS A DINÁMICAS TORSIONALES	29
2.4	REDES NEURONALES ARTIFICIALES Y DIAGNOSIS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	32
2.4.1	BASE TEÓRICA DE LAS RNA	33
2.4.2	LAS REDES NEURONALES ARTIFICIALES EN EL ÁMBITO DE LA DIAGNOSIS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.	39
3	ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE SEÑALES	42
3.1	SEÑAL DE PAR INSTANTÁNEO	42
3.1.1	ADQUISICIÓN DE LA SEÑAL DE PAR INSTANTÁNEO	42
3.1.2	CALIBRACIÓN DE LA SEÑAL DE PAR INSTANTÁNEO	43
3.1.3	ANÁLISIS DE LA SEÑAL DE PAR INSTANTÁNEO CALIBRADA	46
3.1.4	FILTRADO DE LOS REGISTROS DE PAR INSTANTÁNEO	50
3.2	SEÑAL DE PRESIÓN EN CÁMARA	52
3.2.1	REFERENCIACIÓN DE LA SEÑAL DE PRESIÓN EN CÁMARA	53
3.2.2	FILTRADO DE LOS REGISTROS DE PRESIÓN EN CÁMARA	54
4	MODELADO DEL SISTEMA	55
4.1	MODELO A TORSIÓN	55
4.1.1	DESCRIPCIÓN DEL MODELO	55
4.1.2	NO LINEALIDADES	59
4.1.3	DESARROLLO EN SERIES DE FOURIER	59

4.2	EXCITACIÓN DEL SISTEMA	62
4.2.1	PAR DEBIDO AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	62
4.2.2	PAR DE INERCIA	65
4.2.3	MODELO DE PAR FRICCIÓN	66
4.3	RESOLUCIÓN DEL MODELO NO LINEAL	69
4.4	IDENTIFICACIÓN DEL SISTEMA	73
4.4.1	METODOLOGÍA PARA LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS	73
4.4.2	ANÁLISIS DE LAS DESVIACIONES ENTRE VALORES INICIALES Y AJUSTADOS	74
4.5	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	77
4.5.1	DESCRIPCIÓN DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	78
4.5.2	MODULACIÓN DE LAS CURVAS DE PRESIÓN EN CÁMARA	81
4.5.3	RESULTADOS	82
5	APLICACIONES	87
5.1	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA MEDIA INDICADA A TRAVÉS DE REDES NEURONALES ARTIFICIALES	87
5.1.1	IMPORTANCIA DEL EQUILIBRADO ENTRE CILINDROS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO	87
5.1.2	CONFECCIÓN DE UNA RNA PARA LA ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA MEDIA INDICADA POR CILINDRO	89
5.1.3	SELECCIÓN DE DATOS: GENERACIÓN DE PATRONES DE APRENDIZAJE	91
5.1.4	ELECCIÓN DE LA ARQUITECTURA Y LOS PARÁMETROS DE LA RNA.	93
5.1.5	ELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA RED	94
5.1.6	PRESTACIONES DE LA RNA CONFIGURADA	102
5.1.7	CONSIDERACIONES SOBRE LA PRESENCIA DE RUIDO EN LA SEÑAL DE PAR	108
6	CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS	114
6.1	MODELADO DE LA DINÁMICA A TORSIÓN DEL SISTEMA	114
6.2	MEDICIÓN DEL PAR INSTANTÁNEO	116
6.3	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA MEDIA INDICADA MEDIANTE REDES NEURONALES ARTIFICIALES	117
6.4	DESARROLLOS FUTUROS	118
7	REFERENCIAS	119

8.1 ANEXO 1: INSTALACIÓN DE EQUIPOS DESTINADOS A LA ADQUISICIÓN DE SEÑALES	126
8.1.1 INSTALACIÓN DE EQUIPOS PARA LA MEDICIÓN DEL PAR INSTANTÁNEO	127
8.1.2 ADQUISICIÓN DE LA SEÑAL DE PRESIÓN EN CÁMARA	129
8.1.3 ADQUISICIÓN DE DATOS	129
8.2 ANEXO 2: DATOS DE PRESTACIONES NOMINALES DEL MOTOR	133
8.3 ANEXO 3: SALIDAS DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	134

Listado de figuras

Figura 2-1 Distribución de probabilidad de los fallos en motores marinos [23]	6
Figura 2-2 Relación entre la probabilidad de fallo y su dedicación en términos de mantenimiento	6
Figura 2-3 Sensor de proximidad en combinación con una rueda dentada	10
Figura 2-4 Montaje del sistema de medición de la velocidad instantánea	11
Figura 2-5 Comparativa entre señales para la identificación de eventos	16
Figura 2-6 Tensiones en eje sometido a torsión pura	20
Figura 2-7 Puente de Wheatstone	21
Figura 2-8 Configuraciones de galgas extensiométricas integradas en puente de Wheatstone	22
Figura 2-9 Fundamento de la fibra de Bragg para medir deformaciones [48]	23
Figura 2-10 Efecto de la temperatura sobre los sensores de deformación analizados [49]	25
Figura 2-11 Medición de par directamente sobre el eje	26
Figura 2-12 Transductor de tipo anillos deslizantes	27
Figura 2-13 Esquema de transmisión de datos por telemetría	27
Figura 2-14 Transductor por telemetría de tipo disco	28
Figura 2-15 Transductor por telemetría de tipo en línea	29
Figura 2-16 Neurona	33
Figura 2-17 Utilidad del subconjunto de validación	39
Figura 3-1 Circuito de puente completo utilizado para la medida de par instantáneo	42
Figura 3-2 Elementos que aportan modificación de la señal de par	44
Figura 3-3 Calibración del par instantáneo	46
Figura 3-4 Señal de par calibrada en base angular	47
Figura 3-5 Señal de par calibrada en el dominio de la frecuencia	47
Figura 3-6 Evolución de los módulos de los armónicos con la potencia	48
Figura 3-7 Módulos de los armónicos cuando se elimina la carga eléctrica	49
Figura 3-8 Detalle de la evolución del módulo del armónico 24 con la carga	49
Figura 3-9 Filtrado de los registros a través de la potencia mecánica (a) y detalle de zona (b)	51
Figura 3-10 Filtrado de los registros a través de la potencia eléctrica	52
Figura 3-11 Presión de barrido para los instantes de toma de mediciones	53
Figura 3-12 Curvas de presión en cámara promediadas	54
Figura 4-1 Modelo de masas concentradas de 16 grados de libertad	55
Figura 4-2 Esquema correspondiente a los grados de libertad asociados a los cilindros	58

Figura 4-3 Matriz de comportamiento torsional del sistema.....	61
Figura 4-4 Curva de presión en cámara para las potencias consideradas	63
Figura 4-5 Par de combustión para las potencias consideradas.....	64
Figura 4-6 Desarrollo en Series de Fourier del par de combustión para las potencias consideradas.....	64
Figura 4-7 Par de inercia en base angular	65
Figura 4-8 Desarrollo en Series de Fourier del par de inercia.....	66
Figura 4-9 Par de fricción en base angular	69
Figura 4-10 Desarrollo en Series de Fourier del par defricción	69
Figura 4-11 Proceso iterativo adoptado para solventar las no linealidades del sistema	70
Figura 4-12 Distorsión angular del sistema a 14 MW.....	71
Figura 4-13 Distorsión de par del sistema a 14 MW	71
Figura 4-14 Errores porcentuales entre la iteración i y la iteración $i+1$ para todas las cargas	72
Figura 4-15 Proceso de optimización para la obtención del conjunto de parámetros del sistema	73
Figura 4-16 Comparativa entre la curva de par medida y la obtenida mediante el modelo ajustado	76
Figura 4-17 Comparativa de los módulos de los armónicos medidos y obtenidos mediante el modelo ajustado	77
Figura 4-18 Curvas de presión superpuestas para todas las cargas y cilindros	79
Figura 4-19 Detalle del grado de combustión (GDC) para el análisis de sensibilidad para 14 MW.	80
Figura 4-20 Curvas de presión para el análisis de sensibilidad del cilindro 2 a 14 MW de potencia nominal	81
Figura 4-21 Potencia media indicada de todos los cilindros durante el análisis de sensibilidad del cilindro 2 a 14 MW ..	82
Figura 4-22 Tendencia del armónico 0.....	83
Figura 4-23 Tendencia del coeficiente A del armónico 5.....	84
Figura 4-24 Tendencia del coeficiente B del armónico 5.....	84
Figura 4-25 Tendencia de los coeficientes A armónicos del 1 al 10	85
Figura 4-26 Tendencia de los coeficientes B armónicos del 1 al 10	85
Figura 4-27 Variación del parámetro de sensibilidad de cada armónico.....	86
Figura 5-1 Proceso general de configuración de la RNA	90
Figura 5-2 Potencias barridas en la generación de los patrones	92
Figura 5-3 Tendencia del armónico 0.....	92
Figura 5-4 Arquitectura de RNA la multicapa	94
Figura 5-5 Sensibilidad de la RNA seleccionada el reparto de patrones.....	99
Figura 5-6 Regresión del conjunto de test para regularización Bayesiana	101
Figura 5-7 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro	103
Figura 5-8 WMI y errores relativos para 8 MW.....	104
Figura 5-9 WMI y errores relativos para 10 MW.....	104

Figura 5-10 WMI y errores relativos para 12 MW.....	105
Figura 5-11 WMI y errores relativos para 14 MW.....	105
Figura 5-12 Conjunto de entradas (a) y salidas (b) donde uno de los cilindros sufre déficit (azul) o exceso (rojo) de potencia respecto de aquellos que funcionan en condiciones nominales (negro) a 14 MW.....	106
Figura 5-13 Curva de par instantáneo con y sin ruido adicional a potencia nominal.....	108
Figura 5-14 Representación del ruido del 1,5% en el dominio de la frecuencia a añadir a todos los patrones.....	109
Figura 5-15 Efecto del ruido del 1,5% sobre los diferentes armónicos a potencia nominal	110
Figura 5-16 Salidas de la RNA para ruido nulo, del 1,5% y el 3% y diferentes armónicos	111
Figura 5-17 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos bajos sin ruido	112
Figura 5-18 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos con ruido del 1,5%	112
Figura 5-19 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos con ruido del 3%	113
Figura 8-1 Equipos destinados a la adquisición de datos destinados a la confección del modelo.....	126
Figura 8-2 Esquema unifilar del equipo encargado de la transmisión de la señal de la galga	127
Figura 8-3 Detalle del montaje de la galga extensiométrica y el equipo de telemetría.....	128
Figura 8-4 Detalle del montaje de equipo de medición de presión en cámara tipo adaptador Thompson [83].....	129
Figura 8-5 Sensor de proximidad para señal de trigger	130
Figura 8-6 Sensor de proximidad instalado sobre el volante de inercia	131
Figura 8-7 Montaje del sistema de adquisición de datos	132
Figura 8-8 Prestaciones nominales del motor	133
Figura 8-9 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 8 MW de potencia nominal. Coef. A.....	134
Figura 8-10 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 8 MW de potencia nominal. Coef. A.....	135
Figura 8-11 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 8 MW de potencia nominal. Coef. B.....	136
Figura 8-12 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 8 MW de potencia nominal. Coef. B.....	137
Figura 8-13 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 10 MW de potencia nominal. Coef. A.....	138
Figura 8-14 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 10 MW de potencia nominal. Coef. A.....	139
Figura 8-15 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 10 MW de potencia nominal. Coef. B.....	140
Figura 8-16 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 10 MW de potencia nominal. Coef. B.....	141
Figura 8-17 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 12 MW de potencia nominal. Coef. A.....	142
Figura 8-18 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 12 MW de potencia nominal. Coef. A.....	143
Figura 8-19 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 12 MW de potencia nominal. Coef. B.....	144
Figura 8-20 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 12 MW de potencia nominal. Coef. B.....	145
Figura 8-21 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 14 MW de potencia nominal. Coef. A.....	146

Figura 8-22 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 14 MW de potencia nominal. Coef. A 147

Figura 8-23 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 14 MW de potencia nominal. Coef. B 148

Figura 8-24 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 14 MW de potencia nominal. Coef. B 149

Listado de tablas

Tabla 2-1 Funciones de activación más comunes en las RNA multicapa	34
Tabla 3-1 Obtención del rendimiento del alternador a varias cargas.....	45
Tabla 4-1 Parámetros del modelo de masas concentradas.....	57
Tabla 4-2 Parámetros del modelo de masas concentradas y variación relativa respecto de los datos del fabricante.	75
Tabla 5-1 Sensibilidad de la RNA seleccionada con el número de armónicos incluidos	96
Tabla 5-2 Sensibilidad de la RNA seleccionada con el número de neuronas de la capa oculta	98
Tabla 5-3 Combinaciones para el reparto de datos en términos de fracción del total	99
Tabla 5-4 Diferencias entre métodos de entrenamiento.....	100
Tabla 5-5 Valores seleccionados para la RNA	101
Tabla 5-6 Matriz de confusión para el proceso de clasificación de la RNA	107

1 MOTIVACIÓN

1.1 Marco

Los motores diésel de 2 tiempos de baja velocidad se utilizan fundamentalmente para la generación de potencia, habitualmente en islas, y para la propulsión de grandes buques. En este caso suponen la solución más frecuente, aunque los motores alimentados con gas están aumentando rápidamente la cuota de mercado en este sector [1]. El rendimiento de estos motores diésel evaluado como potencia disponible en el eje frente a potencia del combustible consumido es típicamente mayor del 50%, siendo superado aquel sólo por los ciclos combinados de potencias superiores a los 100-150 MW [2].

Además de su elevado rendimiento en condiciones nominales, estos motores presentan baja sensibilidad a los cambios de las condiciones atmosféricas, reducida penalización del rendimiento a cargas parciales, utilizan combustibles pesados de muy bajo coste e incluso pueden utilizar directamente aceites vegetales puros como combustible, reduciendo así drásticamente la huella de carbono [3].

Sin embargo estos motores presentan dos puntos débiles si se comparan con otros tipos de plantas de potencia o propulsivas:

- Los niveles de emisiones contaminantes, fundamentalmente NO_x y partículas, son elevados.
- No están desarrolladas herramientas para el mantenimiento predictivo, basándose el mantenimiento en acciones correctivas o preventivas. Por otro lado, la implementación de un sistema de mantenimiento preventivo no evita la aparición de averías graves de catastróficas consecuencias [4], [5] y [6]]. Está constatado que la no disponibilidad de un sistema de mantenimiento predictivo incrementa el coste de explotación [7].

Las debilidades asociadas a la disponibilidad de los grupos y a los costes de explotación han dado lugar al desarrollo de una elevada actividad investigadora orientada al establecimiento de técnicas para la diagnosis de este tipo de motor que se pueden organizar en tres grandes bloques:

1. Las dedicadas a la identificación de anomalías en el motor a partir del análisis de las oscilaciones de la velocidad instantánea del cigüeñal [8] y [9]. Esta línea de investigación ha presentado tradicionalmente mucha actividad, en parte por

el fácil acceso al volante de inercia en estos motores y por tanto a la medida de los pulsos con un captador, frecuentemente de tipo inductivo, aunque hoy se pueden utilizar técnicas laser más sofisticadas pero de coste, comparado con el “pick up”, muy elevado [10]. Esta técnica se utiliza con resultados satisfactorios para la identificación de anomalías de la combustión en el caso de motores de reducido número de cilindros – de 4 a 6 para motores de 4T - y cuando la anomalía es severa, por ejemplo una situación de “misfiring”.

Con mayor éxito la técnica se ha utilizado, en este caso sólo a través de la simulación, para la detección de grietas en el cigüeñal de un motor de 18 cilindros en V a 60° [11]. Este trabajo ha identificado claramente una línea de investigación prometedora para la detección de grietas de baja amplitud en cigüeñales.

2. Las orientadas a la detección prematura de anomalías en los diferentes subsistemas del motor tales como los intercambiadores de calor del aire de carga, el sistema de inyección, el proceso de combustión o las fugas a través de los cilindros [12]. Los resultados mostrados por los investigadores en sus publicaciones reflejan capacidad de identificación de desviaciones, aunque lo mostrado en los trabajos no permite suponer que el método opera de forma satisfactoria en cualquier condición operativa.
3. Las dirigidas a la identificación de anomalías de naturaleza fundamentalmente mecánica. Estas técnicas permiten la identificación prematura de anomalías de elementos tales como cojinetes, aros, cilindros, inyectoras, válvulas, rodamientos/álabes de turbos. Se basa en la medida de vibraciones y en una sofisticada herramienta para el tratamiento de la señal. La técnica está actualmente en servicio, presentando una elevada tasa de éxito [13] y [14]. Sin embargo esta metodología no obtiene información directa del proceso de combustión lo que limita su eficacia en este aspecto.

1.2 Objetivos

La revisión precedente ha dejado de manifiesto que se han desarrollado con éxito técnicas de diferente naturaleza que permiten la identificación de anomalías en motores diésel o de gas. A excepción del expositivo 3 de la sección 1.1, los resultados positivos mostrados en la literatura técnica distan mucho de ser determinantes, esto es, se presentan casos singulares de éxito pero no se concluye con una herramienta

robusta de la que se conozca la bondad de su alcance y, en definitiva, las limitaciones de sus capacidades.

La consecuencia práctica de esta situación es que actualmente, en buques y en plantas de potencia diésel o de gas, la diagnosis de la combustión se realiza mediante la medida directa de la presión en cámara. Si bien esta medida es imprescindible, resulta lenta y no suele incorporarse a las bases de datos en tiempo real cada vez más comunes, lo que reduce su utilidad como herramienta de diagnóstico. Por otro lado, no existe ninguna técnica implementada para la detección de grietas en cigüeñales que no requiera la extracción del componente, con los consecuentes costos asociados. Es oportuno comentar que si bien el cigüeñal no es el elemento que presenta mayor índice de averías, sí es el que en caso de rotura repercute un mayor coste [15] y [16].

El proyecto de tesis doctoral que se propone se focaliza en motores diésel lentos 2T con los cilindros dispuestos en línea, típicamente entre 5 y 12, utilizados para la generación de potencia y la propulsión naval.

Como se ha expuesto en la sección 1, la velocidad instantánea se ha utilizado como herramienta no intrusiva para la diagnosis. Esta medida presenta varias desventajas, siendo la principal el post-procesado que requiere para pasar de pulso a velocidad y a ángulo instantáneo. Este proceso puede introducir alteraciones de la forma de la señal de velocidad que induzcan errores severos en el diagnóstico [17]. Otras debilidades de esta magnitud se derivan de la elevada precisión requerida del mecanizado de la rueda de pulsos y de la elevada frecuencia de muestreo necesaria para tener una estimación adecuada de la velocidad (del orden del MHz) [8].

Puesto que es deseable que las técnicas de diagnosis y supervisión se apoyen en dispositivos de carácter no intrusivo, se contempla el uso de la medida de par instantáneo como una de las magnitudes a incorporar en la herramienta de diagnosis. La medida de par hay que considerarla como alternativa a la medida de velocidad instantánea presentando las siguientes ventajas:

- La medida es directa y no requiere procesado posterior a la adquisición
- La respuesta es completamente lineal con la carga
- Proporciona el par absoluto
- En motores lentos la relación señal/ruido es elevada

La medida de par en ejes se ha realizado históricamente con galgas extensiométricas y la transmisión de la señal y la alimentación con anillos

rozantes. Si bien la medida de deformación con galga extensiométrica es una técnica consolidada y robusta con respuesta lineal, la transmisión por anillos presenta una relación señal/ruido baja, está sometida a desgaste y no se puede contemplar como aplicación permanente. Actualmente es factible la alimentación de las galgas y la transmisión de la señal por telemetría, de forma que se eliminan los anillos generadores de ruido [18].

En base a lo anterior, los objetivos de la tesis se estructuran en:

- Analizar la potencialidad de la medida de par instantáneo como herramienta para la diagnosis.
- Determinar la estructura que deben tener los modelos de la dinámica a torsión del sistema motor-alternador para que representen de forma útil para la diagnosis la dinámica a torsión del sistema. Estos modelos deben contemplar la naturaleza no lineal de los mismos e incorporar el efecto de las pérdidas mecánicas instantáneas [19] y [20].
- Determinar la capacidad de los modelos de la dinámica a torsión para la detección de anomalías asociadas a la combustión. La eficacia de los modelos para reproducir la dinámica del sistema debe ser evaluada a partir de la medida experimental [21] y [22].
- Explorar la viabilidad de una herramienta para el diagnóstico de la combustión basada en los modelos de la dinámica a torsión. Se contempla utilizar como recurso, técnicas de inteligencia artificial tales como las redes neuronales artificiales (RNA) [11].

2 ESTADO ACTUAL DE LAS TECNOLOGÍAS DE DIAGNOSIS DE MOTORES DIÉSEL DE 2 TIEMPOS

2.1 Técnicas de diagnóstico en motores de combustión interna de 2 tiempos

A pesar de que los motores diésel son considerados como sistemas de producción de potencia mecánica fiables y robustos, la naturaleza impulsiva de la transmisión de carga desde el gas hasta el mecanismo pistón-biela-cigüeñal unido a las elevadas presiones y temperatura de trabajo, hacen que presenten niveles de disponibilidad bajos, entre 90%-95%, al compararlos con otras soluciones para la producción de potencia como son las turbinas de gas o las turbinas de vapor. Por otro lado, el elevado rendimientos como motor térmico a plena carga y a carga parcial, superior al 50% para los motores lentos de dos tiempos, y el hecho de utilizar el combustible de menor coste hace que se utilicen fundamentalmente para la generación de potencia en zonas aisladas como islas y para la propulsión naval. En estas aplicaciones, la interrupción del suministro de potencia de un grupo puede tener repercusiones catastróficas para el usuario. Con el objetivo de aumentar la disponibilidad y reducir los costes asociados a paradas no previstas como consecuencia de fallos inesperados, se recurre a la monitorización de la unidad de potencia.

Para abordar la monitorización el primer paso es determinar los elementos susceptibles de ser sometidos a diagnóstico, bien por ser especialmente sensibles al fallo o bien por considerarse críticos en el funcionamiento del sistema. En este sentido, en la revisión efectuada en [23], se muestra la -frecuencia de fallos asociados a los diferentes elementos que componen el motor (Figura 2-1)

De dicha revisión de fallos puede deducirse que con diferencia, el sistema de inyección de combustible es la fuente más común de fallos en estos motores. Además, junto con la bomba de combustible, la válvula de escape, los cilindros y el sistema de escape agrupan el 80% aproximadamente del total de fallos registrados.

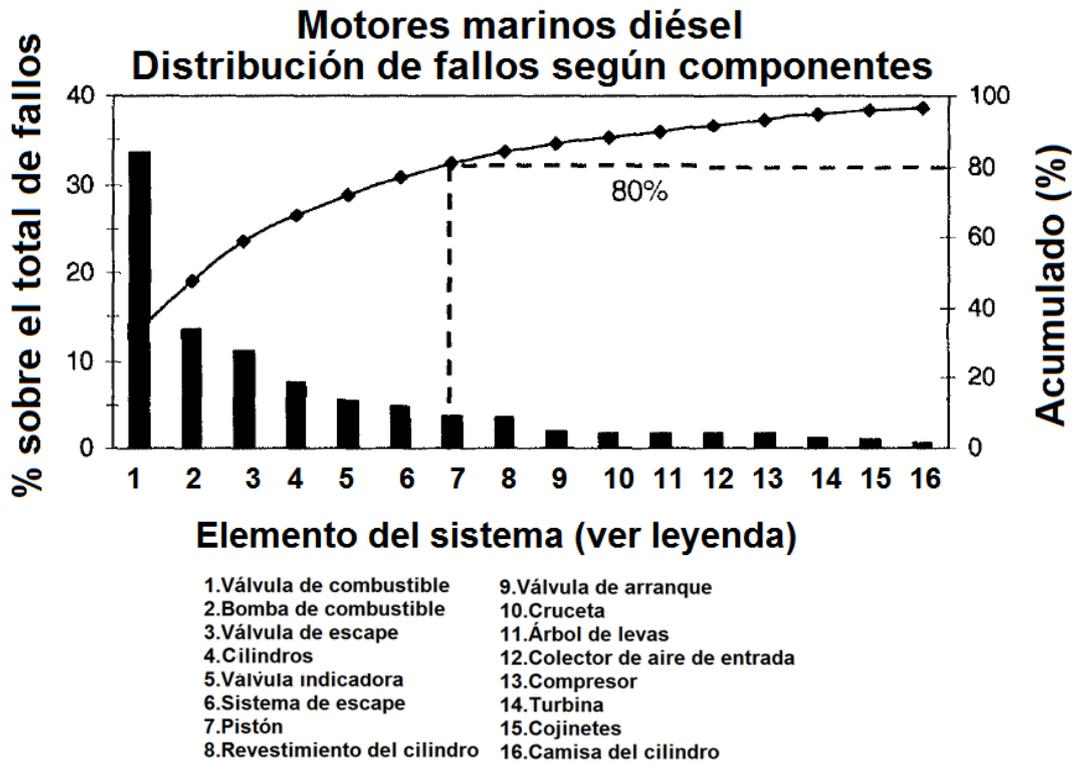


Figura 2-1 Distribución de probabilidad de los fallos en motores marinos [23]

Por otro lado, de la Figura 2-2 se deduce que estos fallos más comunes no son fruto de falta de atención desde el punto de vista de las labores de mantenimiento. En ella se presenta el ratio de fallos frente al ratio de mantenimiento preventivo (PM en la figura anterior).

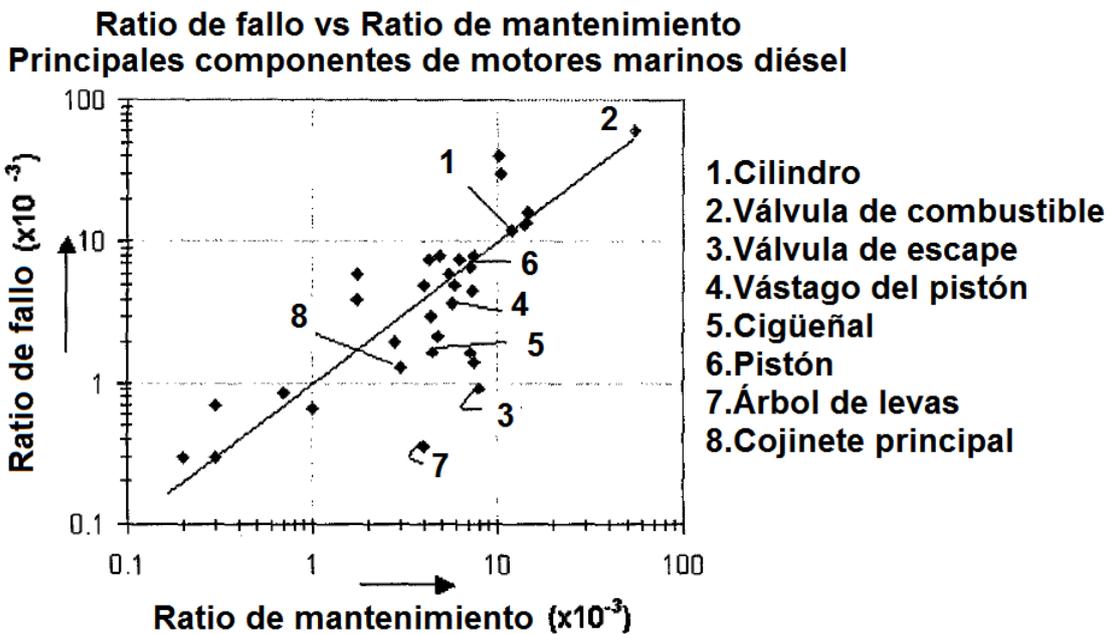


Figura 2-2 Relación entre la probabilidad de fallo y su dedicación en términos de mantenimiento

Otra conclusión extraída de la figura anterior es que existen elementos tales como el árbol de levas o las válvulas de escape que se someten a labores de mantenimiento con más frecuencia de la que les correspondería en base a la frecuencia de sus fallos.

Con la monitorización de los diferentes sistemas y las técnicas de diagnóstico adecuadas puede llegarse a un punto de equilibrio en el que no se efectúen labores de mantenimiento innecesarias en base a la degradación de los diferentes elementos pero con la confianza de detectar posibles fallos de forma prematura, disminuyendo los costes de mantenimiento y aumentando la disponibilidad.

Existen multitud de parámetros a monitorizar con el objetivo de controlar el estado de los elementos a los que se asocian. Por este motivo, es necesario establecer prioridades en función de la importancia del sistema a monitorizar y sobre todo, tener muy clara la relación causa efecto de los parámetros leídos. Entre ellos se encuentran las medidas de presión, temperatura, ruido, vibraciones, desgaste o degradación. Un criterio de clasificación de los mismos es el que se toma en [24]:

- Diagnóstico en base a las prestaciones del motor
 - Potencia
 - Consumo
 - Emisiones contaminantes
- Diagnóstico en base a parámetros del motor
 - Presión en cámara
 - Dinámica del cigüeñal
 - Velocidad de giro
 - Par instantáneo
 - Vibraciones
 - Temperatura de los gases de escape
 - Ruido
 - Desgaste de superficies
 - Degradación y contaminación del lubricante
- Diagnóstico en base al análisis de sub-sistemas del motor
 - Cadena cinemática

- Admisión
- Escape
- Sobrealimentación
- Refrigeración
- Electrónica
- Lubricación

Esta sección se va a centrar en las técnicas de diagnóstico encaminadas al análisis del estado interno del motor.

Medición de la presión en cámara

La presión en cámara es uno de los indicadores más representativos del estado del motor puesto que recoge no sólo la evolución del proceso de combustión dentro del cilindro, sino también su interacción con el movimiento del pistón y con el sistema de inyección. Si a ello se añade que estos sistemas asociados a la combustión representan las fuentes más comunes de fallo (Figura 2-1) y por tanto requieren especial atención en términos de labores de mantenimiento (Figura 2-2), el conocimiento de la presión instantánea en la cámara de combustión resulta un método determinante dentro de la diagnosis de los motores de combustión interna.

La alteración del proceso normal de combustión puede deberse a varios factores, entre ellos, fallos en la inyección (cantidad inyectada, ángulo de inyección, etc.), lo cual se refleja en variaciones de los parámetros característicos que definen la curva de presión:

Por este motivo, su conocimiento puede ofrecer información valiosa acerca de variables involucradas en el correcto funcionamiento del motor, como pueden ser:

- Cantidad de combustible inyectado
- Adelanto / Atraso de la inyección
- Fugas de gas o de calor
- Combustión incompleta
- Presión de barrido
- Presión máxima.
- Desarrollo de los procesos de compresión y expansión

- Presión media indicada
- Incremento de presión por ángulo de giro
- Presión mínima (presión de barrido en el caso considerado)

Por otro lado, una vez medida la presión en cámara, puede efectuarse una comparativa en términos de diagrama de presión –volumen entre cilindros que permita detectar fallos en alguno de ellos.

No obstante lo anterior, la obtención de la curva de presión en cámara lleva consigo una serie de inconvenientes que se detallan en la sección 3.2 y por tanto, la tendencia actual es recurrir a otro tipo de mediciones experimentales de las cuales pueda extraerse información sobre el desarrollo de la combustión, como son la velocidad angular instantánea del cigüeñal y el par instantáneo que se explicarán más adelante. Algunas aplicaciones de la medida de presión en cámara se presentan a continuación

- El trabajo de T. Borkowski y otros [25] donde se describe el proceso experimental para la medición de la presión en cámara de un motor marino. El objetivo es determinar la presión media indicada y así desarrollar estudios de diagnosis del motor.
- En el documento realizado por G. Kökkülünk y otros, [26] se utiliza esta medida como parámetro representativo de la degradación de un motor marino. Los parámetros determinados para el análisis son, la variación de la presión de compresión, el tiempo de inyección, la presión de inyección, la temperatura del aire de barrido y la presión de aire de barrido.
- El trabajo desarrollado por C. V. Durán y otros [27] permite obtener una herramienta para corregir la inyección y por tanto, regular las emisiones de NOx en un motor diésel marino a través de la medición de la presión en cámara pero también de la presión en línea de inyección.
- D.T. Hountalas y otros [28] efectúan mediciones de presión en cámara para la determinación de las prestaciones de un motor marino diésel y estudiar así sus variaciones cuando se producen cambios en la carga del mismo.

Medida de parámetros cinemáticos del cigüeñal

Como alternativa a la medición directa de los parámetros de combustión en el interior del cilindro, se han desarrollado diferentes líneas de trabajo menos intrusivas que la medición de presión en cámara. En este epígrafe se han incluido las

mediciones de velocidad instantánea y de par instantáneo del cigüeñal. Pese a que la información contenida en ambas señales es similar hay una diferencia importante entre ambas: el par instantáneo permite obtener el valor de la potencia a lo largo de un ciclo, lo cual no es posible a través de la medición de velocidad instantánea. Como contrapartida, la medición experimental de la velocidad angular instantánea suele presentar menos problemas de montaje. No obstante, en algunos casos como en [29] se efectúan ambas mediciones con el fin de extraer toda la información posible desde el punto de vista de vibraciones torsionales. En ese trabajo, la medida experimental permitió evaluar de las propiedades de un amortiguador de vibraciones torsionales.

Medición de la velocidad angular instantánea del cigüeñal

La importancia de este método reside no en la medición del régimen de giro *per-sé* sino de las variaciones de velocidad que éste sufre a lo largo de un ciclo del motor. Las aceleraciones y deceleraciones contempladas son consecuencia de las diferentes fuentes de excitación que actúan sobre el cigüeñal, pudiéndose determinar irregularidades de operación o alteraciones por ciclo en los cilindros que las herramientas disponibles en las plantas de potencia son ineficaces para su identificación.

Entre las tecnologías actuales, destacan aquellas basadas en los sensores de proximidad (de reluctancia variable, efecto Hall y de corriente Eddy) combinados con bandas perforadas o bien, ruedas dentadas según la aplicación. Se muestra esquemáticamente en la Figura 2-3.

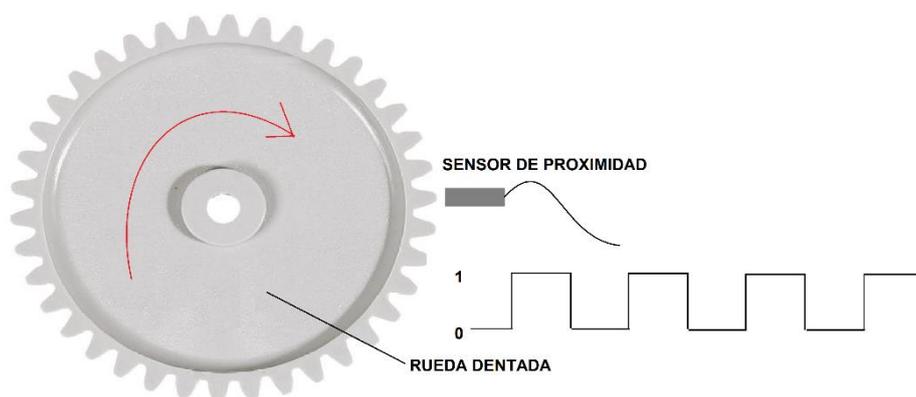


Figura 2-3 Sensor de proximidad en combinación con una rueda dentada

Cuando el sensor de proximidad detecta el diente, cambia el estado de su señal de salida de 0 a 1. Una vez el diente ha pasado por completo, vuelve al estado 0. Para traducir esta señal cuadrada a una magnitud de velocidad angular es necesario

conocer el paso entre dientes y el tiempo transcurrido entre los flancos de subida y bajada de la señal. Teniendo en cuenta este último detalle, la confección de la rueda dentada resulta determinante, tanto más cuanto más precisión sea requerida. Por ello es importante elegir adecuadamente un equipo con tolerancias acorde con las prestaciones esperadas.

El montaje final del conjunto responde al mostrado en la Figura 2-4, donde en este caso, es una banda perforada y no una rueda dentada. Es importante, además de lo ya comentado, que las tolerancias de la distancia relativa entre el sensor de proximidad y la banda perforada se cumplan al detalle.



Figura 2-4 Montaje del sistema de medición de la velocidad instantánea

En comparación con sistemas destinados a la medición de otros parámetros, como puede ser el par instantáneo, su montaje, mantenimiento y reemplazamiento del sensor es mucho más sencillo y económico. No obstante, como se ha comentado, hay información que no se puede obtener de esta metodología (la potencia media). A ello hay que añadir la necesidad de un sistema de adquisición de datos que sea capaz de ofrecer una frecuencia de muestreo acorde con las exigencias del sistema de diagnóstico, la cual puede dispararse si el régimen de giro del motor aumenta. En comparación, puede requerirse velocidades de adquisición superiores al MHz, mientras que para el caso del par instantáneo puede ser suficiente con valores de 1kHz (dependiendo de la aplicación). El motivo es la gran precisión con la que el sistema tiene que detectar los flancos de bajada y subida.

Algunos trabajos basados en esta metodología son los siguientes:

- El efectuado por F. Tagliatela y otros [30], donde la medición de la velocidad instantánea permite definir un modelo basado en RNA que relaciona ésta con

el proceso de combustión y su calidad. En este caso, aplicado a un motor de automoción de encendido por chispa.

- En el ámbito de motores marinos, Yibin Guo y otros, [31] sintonizan un controlador de velocidad del eje de un motor de 4,5 MW y 9 cilindros con la finalidad de limitar las vibraciones torsionales en el mismo. Esto permite una operación estable del sistema, aumentando su horizonte de vida.
- El trabajo de M. Dereszewski y otros, descrito en [32], donde la medida de velocidad instantánea en un motor marino durante un trayecto del carguero se simulaban fallos de tipo misfire en diferentes cilindros, pero no de forma simultánea.
- La investigación de Z. Li y otros [33] también basa en la medición de la velocidad angular instantánea su metodología para la detección de fallos de un motor marino de 6 cilindros. En este caso, pone gran atención en el tratamiento posterior de la señal para extraer de ella toda la información disponible.
- M. Desbazeille y otros efectúan en [34] la medición de velocidad angular instantánea de un motor diésel V-20 de 4 MW y 1500 rpm nominales. Mediante este parámetro, desarrolla las curvas de presión en cámara, algo que posteriormente utiliza como fuente de excitación para evaluar los modos de vibración que pueden afectar al cigüeñal.

Medición del par instantáneo

Existe una diferencia importante entre los estudios desarrollados en el ámbito de la diagnosis de motores de combustión interna basados en la medición del par instantáneo respecto de los que toman como referencia la velocidad angular del cigüeñal.

El elevado coste de los equipos destinados a la medición de par instantáneo sobre el de los destinados a la medición de velocidad instantánea, unido a su mayor dificultad de montaje pueden ser los motivos de esta circunstancia. En el caso concreto de los motores marinos, hay que añadir la escasa oferta comercial de equipos destinados a la medida de par instantáneos que reúnen las condiciones necesarias para ser instalados en este ámbito. De hecho es complicado encontrar referencias actuales de medida directa de par instantáneo en motores de combustión interna alternativos.

Líneas de trabajo como la de Mikael Thor y otros [35] y [36]. En el primero de los documentos estima la fracción de masa quemada en cada ciclo del motor mediante la información extraída de la señal de par instantáneo. En el segundo, se lleva a cabo la determinación de las fases de la combustión siguiendo esta metodología de medición de par como alternativa a la medición directa de la presión en cámara. A raíz de esta relación entre ambos parámetros, se llevan a cabo dos métodos de control de la combustión; uno cilindro a cilindro y otro a través de un valor promediado para todos ellos. Este trabajo resalta la capacidad de la señal de par instantáneo para reproducir las diferentes fases de la combustión.

También los desarrollos de H. Aulin y otros siguen una dinámica parecida ya que en [37] mediante la lectura de par instantáneo se reproducen las curvas de presión en cámara.

A pesar de esta preferencia por la medición de la velocidad instantánea frente al par instantáneo, éste ofrece ventajas sobre la medición de velocidad instantánea como es la información obtenida de la potencia mecánica a la que opera el sistema y que además, no es necesario transformar la señal obtenida para poder analizarla (en el caso de la medición de velocidad angular es señal de pulsos cuadrados). Además, esta metodología es robusta, repetitiva y de un extenso horizonte de vida. Por estos motivos, se ha decidido efectuar la medición de par instantáneo en el presente trabajo.

La información inferida de esta metodología se desarrolla ampliamente en la sección 3.1

Análisis del fluido lubricante

La finalidad principal del sistema de lubricación de un motor de combustión es la de reducir la fricción entre superficies de los diferentes elementos que lo componen aunque no obstante, también puede tener otras utilidades como la protección del motor frente a agentes agresivos o la evacuación de calor. En concreto, en los grandes motores de dos tiempos como los utilizados en las aplicaciones marinas o de generación de potencia, suele emplearse combustibles de baja calidad y por tanto, con mayores contenidos en azufre en muchos casos, lo cual obliga a disponer de un lubricante de elevado carácter alcalino que neutralice los ácidos resultantes del proceso de combustión.

Dado lo anterior, el análisis del lubricante debe efectuarse en base a dos vertientes:

- Determinación del nivel de degradación del lubricante: indica el grado de deterioro de las propiedades que se le presuponen. Depende del estado de

mantenimiento del motor, la calidad del propio lubricante, severidad del servicio, tiempo de uso, etc. Esta degradación queda caracterizada a través de diferentes propiedades:

- Viscosidad
 - Punto de inflamación
 - pH del aceite
 - Presencia de insoluble
 - Capacidad detergente y dispersante
 - Constante dieléctrica
- Determinación de la presencia de contaminantes en el seno del lubricante: lo cual puede suponer un indicador de anomalía de funcionamiento de algún componente del motor:
 - Partículas metálicas u óxidos metálicos, provenientes de del desgaste de superficies metálicas y/o la oxidación de las mismas
 - Partículas atmosféricas, derivadas de un filtrado ineficiente en el proceso de admisión y posibles grietas en conductos que pueden transferirlo a zonas en contacto con el lubricante.
 - Combustible y productos de la combustión fruto del paso de los gases de combustión al cárter.
 - Agua derivada de la condensación del vapor de agua generado en la combustión o bien del propio sistema de refrigeración.
 - Restos de partículas procedentes de residuos generados durante su fabricación o durante las labores de mantenimiento.

La presencia de contaminantes en el sistema de lubricación puede ser entonces indicativo de dos aspectos; que existe anomalía en alguno de los componentes del motor y que el lubricante podría no cumplir su función principal si ese contaminante modifica sus prestaciones.

Tradicionalmente, en el ámbito de los motores marinos las metodologías empleadas se han basado como en otros ámbitos, en revisiones periódicas de los lubricantes. En muchos casos el transcurso de tiempo entre ellas no es suficiente para una detección prematura de fallos y la disminución de los períodos no es posible. Por este motivo, la tendencia es determinar procedimientos que permitan una monitorización *on line*

mediante sensores que sustituyan además la presencia humana en zonas puntuales de condiciones extremas o de difícil acceso. Con ello podrían disminuirse los tiempos de muestreo de lubricantes y por tanto, detectar anomalías de funcionamiento en fases más tempranas. Además, hay que tener en cuenta que las técnicas de análisis en suelen efectuarse en laboratorios especializados para su correcta aplicación y que dada la logística de los motores marinos instalados en barcos, es complicado adaptar el análisis de muestras en laboratorios con su actividad.

- En esta línea se desarrolla el trabajo de A. Villar y otros [38] donde se efectúa un análisis de la selección de las variables adecuadas para una óptima implementación de un sensor destinado a la determinación del contenido de insolubles en el aceite destinado al sistema de lubricación de la cruceta de un motor marino. Los resultados quedan lejos de alcanzar a los obtenidos en laboratorio pero mejora las técnicas in situ disponibles, por lo que puede considerarse en el presente como una metodología útil en la diagnosis mediante análisis del lubricante.
- Un enfoque parecido presentan L. Ben Mohammadi y otros en [39], donde se desarrolla una metodología de análisis en continuo del aceite de un motor diésel marino mediante un sensor de infrarrojos. No se efectúa la comparativa con resultados de análisis de laboratorio, se presenta como una alternativa a ellos para detectar la necesidad de mantenimiento del aceite lubricante.

Mediciones basadas en emisiones acústicas

El sonido es una onda de presión generada por la vibración de un elemento y por tanto, una magnitud escalar. Esto condiciona la naturaleza de los equipos destinados a su medición puesto que no es necesario disponerlos de un modo relativo concreto respecto de la fuente.

Las ventajas de esta metodología son las siguientes:

- Alta sensibilidad
- No es afectada por el ruido ambiente
- Es una técnica no direccional
- Sensible a la detección inmediata de fallos o anomalías en la operación del equipo monitorizado
- Proporciona parámetros de tendencia

- Posibilidad de monitorización en tiempo real

Como inconvenientes:

- Requiere sensores complejos y muy específicos
- Necesidad de post-procesado de la señal
- Sensible a otras fuentes de ultrasonidos
- Insensible a fallos menores como pequeños desequilibrados
- Señal más débil que métodos afines como la medición de vibraciones.
- Fuerte atenuación en relación a la distancia respecto de la fuente del sonido.

Comparada con otras técnicas como la medición de vibraciones, aporta algunas ventajas, tal como puede observarse en la Figura 2-5, procedente del trabajo realizado por M. El-Ghamry y otros [40] donde se establece una comparativa entre las prestaciones presentadas por la señal procedente de las emisiones acústicas con respecto a la obtenida a través de la medición de vibraciones. Aparece también la señal de presión y se especifica en su correspondiente instante de tiempo el evento que tiene lugar. Se puede determinar que en este caso concreto, la señal procedente de la medición de emisiones acústicas separa de manera más clara los diferentes eventos que tienen lugar con respecto a las vibraciones, las cuales diluyen este efecto.

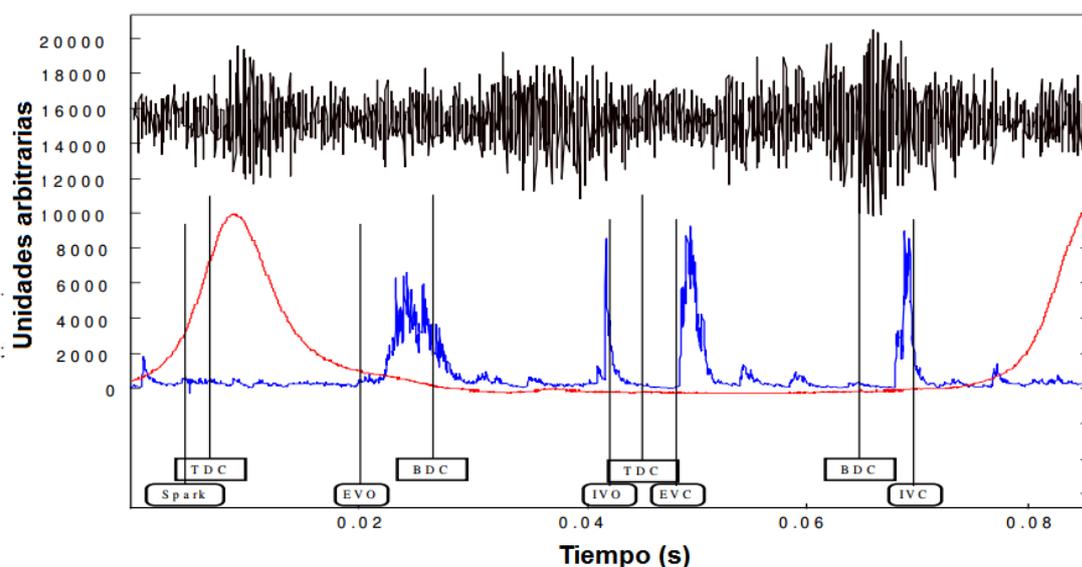


Figura 2-5 Comparativa entre señales para la identificación de eventos

En relación a la sensibilidad con que esta técnica responde frente a fallos menores o graves, pueden establecerse dos enfoques:

- Detección de cambios bruscos en la señal, fruto de cambios abruptos en el funcionamiento del motor
- Seguimiento de los valores considerados como funcionamiento normal para identificar separación paulatina respecto de una referencia establecida.

En el caso de los motores diésel, el efecto del fallo detectado sobre el nivel de ruido es diferente según su naturaleza y el punto donde se mide, por lo que es de vital importancia efectuar un análisis previo de ubicaciones de los equipos y los patrones de ruido.

Si bien no es posible a priori determinar los sistemas a los que se puede aplicar esta metodología, sí hay experiencias de éxito cuando se ha aplicado a los que se indican:

- Sistema de escape
- Sistema de admisión
- Elementos mecánicos externos
- Cojinetes
- Pistones
- Balancines
- Taqués y empujadores
- Sistema de inyección
- Proceso de combustión
- Otros accesorios, como alternador, compresor, bomba de refrigerante, etc.

En motores diésel, la tendencia de esta metodología es aprovechar sus potenciales mejoras para llegar a un nivel de detalle cada vez más alto en la detección de fallos, como es el caso del trabajo presentado por G. Chiatti y otros [41] en el que se analiza la relación entre el proceso de combustión del motor y las emisiones acústicas recogidas a través de un equipo dispuesto a tal fin. Los resultados permiten plantear la posibilidad de incorporar este tipo de mediciones a la unidad central del motor con fines de control de combustión y diagnosis en general. En el caso de W. Wu y otros [42], los esfuerzos se centran en la separación de las diferentes fuentes que provocan las emisiones acústicas, con el fin de obtener una herramienta robusta que diferencie

el origen de las emisiones recogidas por los diferentes sensores, aumentando la capacidad de diagnóstico cuando se monitoriza cada cilindro por separado.

Temperatura de los gases de escape

La temperatura de los gases de escape está relacionada con el proceso de combustión en cámara por lo que si un régimen de giro y carga se detecta un aumento de la misma, cabe pensar que exista algún tipo de anomalía. En muchos casos esto se asocia a desajustes en el ángulo de cierre y apertura de válvulas, fruto de un problema subyacente. Si además el sistema está sobrealimentado, también puede ofrecer información acerca de dicho sistema.

Tradicionalmente, la medición de temperatura de gases de escape se ha realizado mediante tres procedimientos diferentes:

- Medición de la temperatura instantánea
- Medición de la temperatura media por ciclo
 - Medición de la temperatura superficial del colector de escape

De las tres opciones anteriores, la más interesante desde el punto de vista de una diagnosis *on-line* es la medida de la temperatura instantánea. Uno de los problemas a la hora de abordar esta metodología es la respuesta dinámica de los sensores. Dado que la medida de la temperatura se efectúa mediante termopares, es de vital importancia conocer si el tiempo de respuesta característico permite una evolución de la lectura acorde con la velocidad de cambio de la temperatura.

Precisamente, en esta línea se desarrolla uno de los trabajos más recientes de la literatura especializada. Es el desarrollado por Z. Korczewski para un motor marino sobrealimentado. En la primera parte [43] estudia la potencialidad de una técnica de diagnosis basada en la disposición de termopares en los conductos de unión entre los cilindros y el colector de escape en condiciones estacionarias. Esta última puntualización no resuelve la problemática asociada a la velocidad de respuesta de los sensores de temperatura. No obstante, en la segunda parte del estudio [44] se efectúan los experimentos correspondientes en condiciones no estacionarias. Lo que se deriva de este análisis es que con la corrección de la inercia térmica de los termopares se puede conseguir reproducir la dinámica del sistema.

Medición de vibraciones

El análisis de vibraciones representa una metodología implantada con éxito en la diagnosis de máquinas rotativas. En el ámbito de los motores de combustión interna alternativos, la naturaleza pulsante del proceso de combustión hace este análisis más complejo. La vibración es una magnitud vectorial y por tanto, la ubicación del sensor condiciona la señal obtenida. A ello hay que añadir la presencia simultánea de otras excitaciones fruto de los diversos sistemas que conforman el motor, como puede ser la cadena cinemática o la inyección. Todo ello hace de la monitorización de vibraciones una metodología poco frecuente en el ámbito de los motores alternativos.

En cuanto a referencias de cierta actualidad, cabe destacar el trabajo de Q. Ji y otros [45] en el que se describe la metodología de monitorización de la bomba de impulsión de lubricante de un motor marino mediante acelerómetros capacitivos. La caracterización de las vibraciones de este sistema es la base para el desarrollo de mejoras desde el punto de vista de la amortiguación de las mismas.

Por otro lado, A. Alhouli y otros [46] extraen información acerca del estado de un motor diésel a diversas cargas mediante la instalación de acelerómetros en las inmediaciones de los cilindros. Los experimentos se efectúan a diferentes cargas e incluso, se simulan fallos mediante modificaciones en el motor tales como modificación del espacio entre una de las levas y su taqué. La metodología propuesta es eficaz en la detección de la anomalía.

2.2 Tecnologías para la obtención del par motor

El desarrollo del modelo que se presenta en el capítulo 4 requiere entre otras señales, del par mecánico instantáneo en el eje. En esta sección, se describen algunas de las tecnologías disponibles para la obtención de esta magnitud. Las prestaciones esperadas en este campo son cada vez más exigentes y ello conlleva el desarrollo continuo de sensores y equipos.

No obstante, a pesar de la gran oferta de productos que se puede encontrar por parte de los fabricantes, el nexo común entre ellos es la utilización de galgas extensiométricas como elemento de medición de la deformación producida por el esfuerzo torsor. Asimismo, una vez medida dicha deformación es necesario transmitir la señal. En esta sección se describen ambas técnicas; medición y transmisión.

2.2.1 Medición del par motor

La obtención de los valores del par instantáneo está basada en la relación entre esfuerzo cortante y normal que existe en un eje cuando éste es sometido a torsión pura [47]. En este caso, las tensiones principales forman un ángulo de 45° respecto del eje del motor, siendo las tensiones tangenciales nulas. Esquemáticamente, puede representarse como en la Figura 2-6, donde:

- M_{eje} es el esfuerzo torsor que está aplicado en el eje
- σ_θ es la tensión normal en función del ángulo formado con el eje
- τ_θ es la tensión tangencial en función del ángulo formado con el eje
- σ_{max} es la tensión normal máxima la cual tiene lugar a un ángulo de 45° respecto del eje que coincide con tensión tangencial nula

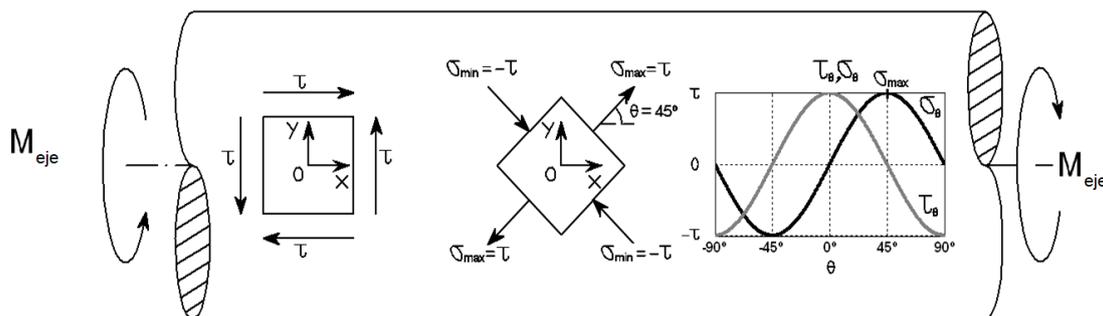


Figura 2-6 Tensiones en eje sometido a torsión pura

La medición de M_{eje} se efectúa de manera indirecta a través de la deformación superficial provocada mediante la disposición de un sensor destinado a tal fin. El par mecánico puede inferirse de la lectura extraída por este elemento a través de la relación siguiente:

$$\varepsilon_g = \frac{M_{eje}}{\pi R_{eje} G} \quad \text{Ec. 2-1}$$

Siendo:

- ε_g la deformación relativa-en la superficie del eje
- M_{eje} el par mecánico en el eje
- R_{eje} el radio del eje

- G módulo de cizallamiento

2.2.2 Elementos destinados a la medición de par en equipos sometidos a rotación

Aunque, como se ha comentado anteriormente, el sensor más extendido para la medición de par es la galga extensiométrica, se va a describir también la fibra de Bragg como alternativa.

Galga extensiométrica

El fundamento de su medida es la variación que la deformación sufrida por el elemento sobre el que se dispone provoca en la resistencia eléctrica del sensor. Mediante su integración en un puente de Wheatstone (Figura 2-7) se puede cuantificar esa variación de resistencia eléctrica y por tanto, la deformación sufrida.

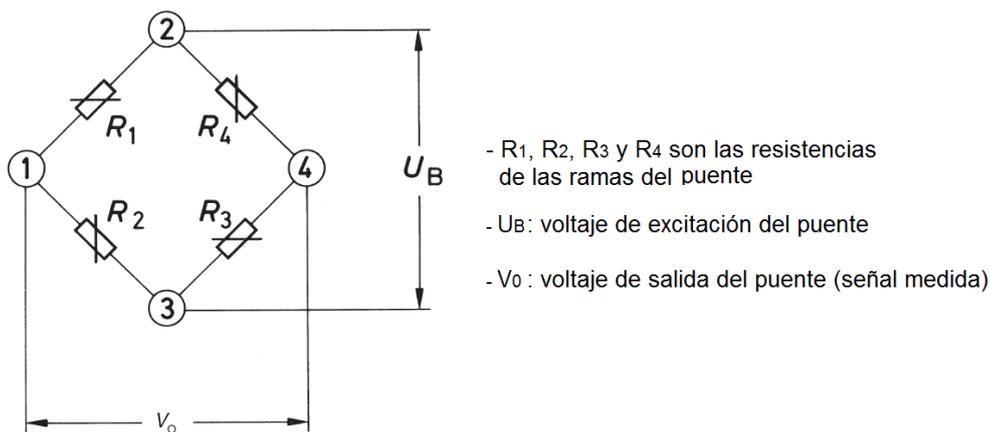


Figura 2-7 Puente de Wheatstone

La ecuación que establece la relación entre el voltaje de excitación y el de salida es:

$$V_o/U_B = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \quad \text{Ec. 2-2}$$

Cuando una de esas resistencias se sustituye por una galga extensiométrica, la variación de la anterior relación V_o/U_B puede medirse en caso de ser el circuito sometido a deformación.

Existen diferentes integraciones de galgas extensiométricas en circuitos basados en puente de Wheatstone (Figura 2-8) que pueden ser empleadas en función de la finalidad para la que están diseñadas.

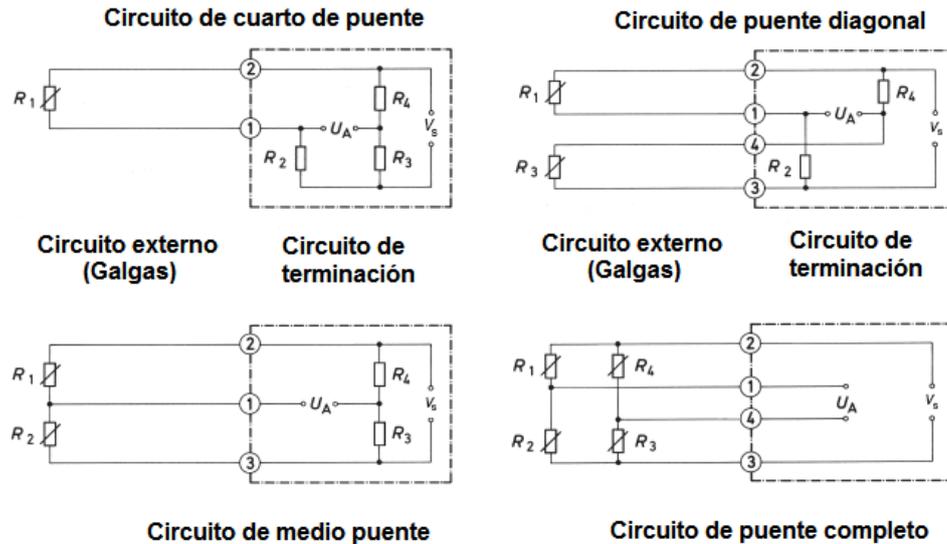


Figura 2-8 Configuraciones de galgas extensiométricas integradas en puente de Wheatstone

En el caso de mediciones de deformación en ejes sometidos a torsión, la presencia de otros esfuerzos de tipo axil y flector se recomienda la instalación de circuitos de puente completo puesto que permite eliminar de la medición los mencionados esfuerzos cuando se desea medir el par. Asimismo, dicha configuración reduce en gran medida el efecto de la temperatura sobre la señal de salida del sistema (auto-compensación térmica). Estos aspectos se detallan en la sección 3.1.1.

Mallas de fibra de Bragg

Esta tecnología está basada en un principio diferente al de las galgas extensiométricas tradicionales descrito anteriormente. La malla de fibra de Bragg es una microestructura de una longitud del orden de milímetros. Si ésta es integrada en el núcleo de un cable de fibra de vidrio, actúa a modo de espejo que refleja ciertas longitudes de onda del haz de luz que viaja a lo largo de la fibra y el resto, la atraviesa. El centro de esta banda de longitudes de onda reflejadas se conoce como la longitud de onda de Bragg. Bajo tensión, tiene lugar un cambio en la longitud de onda de Bragg, que puede ser detectada y registrada. La Figura 2-9 ilustra lo descrito.

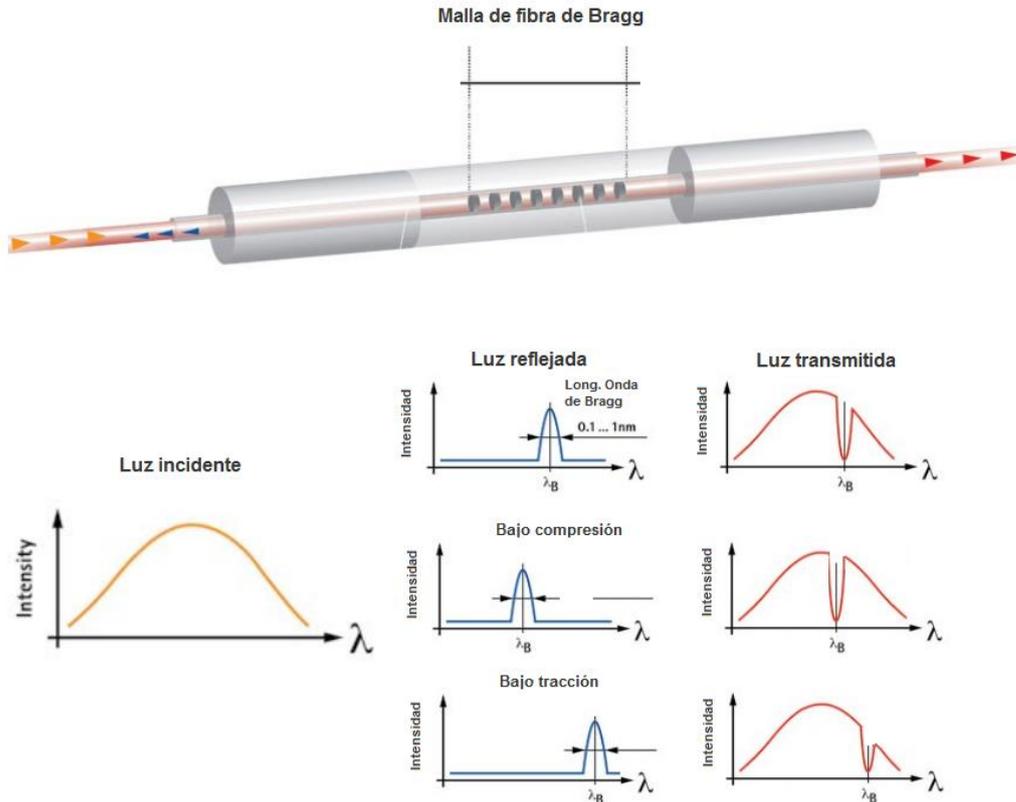


Figura 2-9 Fundamento de la fibra de Bragg para medir deformaciones [48]

En este caso, la relación existente entre el principio físico de la malla de fibra de Bragg y la deformación que pretende medirse es la que se muestra en la Ec. 2-3.

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda_B} = k_\lambda \cdot \varepsilon \quad \text{Ec. 2-3}$$

Donde:

- λ_B es la longitud de onda de Bragg en ausencia de deformación de la malla.
- $\Delta\lambda$ es la variación de longitud de onda en el caso en que existe deformación de la malla respecto de la longitud de Bragg en ausencia de ella
- K_λ es el factor de la malla
- ε es la deformación a medir

Además de su utilidad como elemento para la medición de deformaciones, hay que tener en cuenta que puede confeccionarse como sensor de temperatura, presión o aceleración.

Comparativa entre las mallas de fibra de Bragg y las galgas extensiométricas

Como ventajas de las mallas de fibra de Bragg sobre las tradicionales galgas extensiométricas, pueden citarse las siguientes según [48]:

- Proporcionan estabilidad de la señal a largo plazo y durabilidad del sistema
- La distancia y la longitud del cable no tienen prácticamente ningún impacto en la exactitud de la medición; sólo experimentan una atenuación mínima de la señal
- Capacidad de conexión de diversos de diferentes tipos a una única fibra óptica. Esto, unido a que las fibras ópticas son mucho más delgadas y ligeras que los conductores de cobre, por lo que los cables de conexión son mucho más ligeros.
- Su inmunidad a las interferencias electromagnéticas y de radiofrecuencia
- Son fáciles de pegar a superficies y materiales, soldar con puntos a estructuras o componentes, sujetar o fundir en hormigón a medida que se vierte.
- Su pequeño tamaño y peso también los hacen particularmente versátiles para ubicaciones con espacio limitado y aplicaciones de incrustación, como en estructuras compuestas.
- Son adecuados para su uso en ambientes hostiles; ofrecen alta resistencia a la degradación debido al agua y humedad, sal, temperaturas extremas y alta presión (hasta 400 bar).
- Son seguros para su uso en atmósferas potencialmente explosivas y áreas de alto voltaje.
- Su referencia, la longitud de onda de Bragg es un parámetro absoluto, por lo que su calibración no depende de calibradores externos.

No obstante, hay que tener en cuenta que al comportarse como sensores destinados a la medición de deformaciones y/o de temperatura (además de los mencionados) significa que es sensible a la temperatura. Como puede verse en la Figura 2-10, la sensibilidad de la malla de Bragg es mayor que en el caso de las galgas extensiométricas.

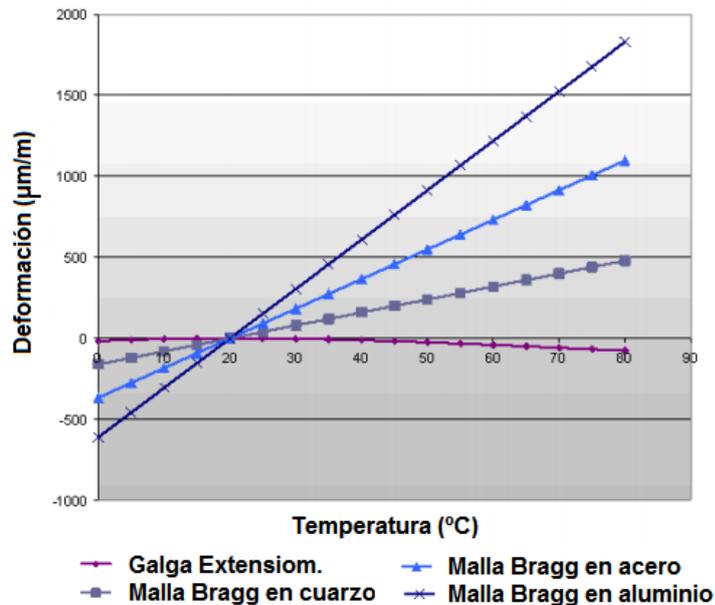


Figura 2-10 Efecto de la temperatura sobre los sensores de deformación analizados [49]

Esto puede suponer un inconveniente a la hora de efectuar mediciones de alta precisión.

En la actualidad, cuando se desean efectuar mediciones con un nivel de exactitud aceptable de par en ejes rotativos, se recurre a la disposición de varias mallas de manera simultánea para efectuar la compensación del efecto de la temperatura. En el caso de H. Yu y otros [50] se aplica a un rodamiento en el que se disponen dos mallas de fibra de Bragg con el objetivo de compensar los efectos de temperatura. También es la solución adoptada por Y. Wang en [51], pero en este caso, para un eje sometido a rotación en un banco de ensayos. Por otro lado, y también para un eje mecánico girando en banco de ensayos, [52] dispone no 2, sino 4 mallas de Bragg.

2.2.3 Equipos destinados a la transmisión de la señal de par en elementos sometidos a rotación

Un criterio de clasificación de estos equipos es el mecanismo mediante el cual se transfieren las señales [53]. En este sentido, hay que tener en cuenta que la galga extensiométrica debe ser alimentada mediante una tensión del orden de voltios. La señal devuelta por a galga es del orden de milivoltios y tiene que ser amplificada.

a) Equipos dispuestos en brazo de palanca

La medición de par no se efectúa sobre el eje directamente, sino sobre un brazo de palanca externo al mismo a través del cual se transmite el par que se desea obtener. Éste se mide mediante un transductor de fuerza dispuesto en el

extremo de dicha palanca. Debido a los diferentes elementos que lo componen, requiere que las operaciones mecánicas de montaje se ejecuten con precisión y que se tengan en cuenta posibles efectos causantes de error como por ejemplo, la dilatación de la palanca por efecto de la temperatura. Por ello, en la práctica, suele utilizarse cuando no se exige una medida precisa de pares dinámicos, sino más bien valores promediados como es el caso de la medición de potencia efectuada en bancos de ensayos a través de frenos dinamométricos. Por otro lado, no permite disponer de la evolución del par instantáneo en el ciclo, lo que hace que se descarten para la aplicación objeto de estudio.

b) Equipos dispuestos sobre el eje

Efectúan la medición del par mecánico dispuestos directamente sobre el tren rotatorio (Figura 2-11), por lo que sufren la deformación fruto de esta torsión.

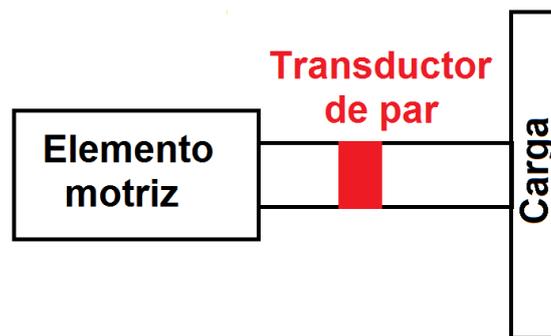


Figura 2-11 Medición de par directamente sobre el eje

Los equipos destinados a la medición de par pertenecientes a esta configuración difieren unos de otros no sólo en su confección física, sino también en la forma en que transmiten la señal en base a este último aspecto, se diferencian dos subconjuntos:

- Transferencia mediante contacto

A este grupo pertenecen los transductores de anillos deslizantes compuestos por una serie de anillos que giran con el eje y sus correspondientes escobillas las cuales siempre están en contacto con ellos. Responden a la configuración mostrada en la Figura 2-12.

Esta variante suele tener dos desventajas desde el punto de vista de aplicabilidad. Por un lado, que la velocidad máxima está limitada a unas 4000 rpm. Por otro, que la fricción continua entre anillos y escobillas

provoca desgaste en los mismos, requiriendo un mantenimiento frecuente que merma mucho su capacidad como instrumentación a largo plazo. Por estos motivos, a los que hay que añadir otras dos circunstancias propias del caso a estudiar:

- No se puede garantizar la ausencia de impurezas que puedan adherirse a ambos componentes (dificultando su interconexión)
- Existen desplazamientos axiales durante la operación del motor que pueden provocar la no coherencia entre las escobillas y los correspondientes anillos

se llega a la conclusión de que este tipo de montaje queda descartado para aplicación objeto de estudio.



Figura 2-12 Transductor de tipo anillos deslizantes

○ Transferencia sin contacto (Telemetrías)

En este caso, no existe contacto alguno entre los equipos estáticos y los que están sometidos a giro junto con el eje de rotación. Tanto la transmisión de la tensión de alimentación como la señal de salida de la galga se efectúan por inducción, tal como se muestra en la Figura 2-13

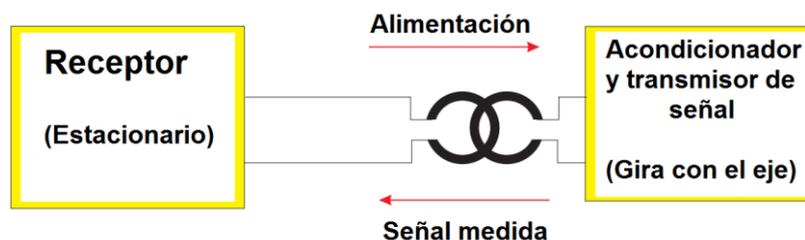


Figura 2-13 Esquema de transmisión de datos por telemetría

Dentro de este sistema de transferencia de la señal pueden encontrarse multitud de configuraciones en relación al montaje del cuerpo del sensor de

disco: donde la transferencia de la señal se realiza mediante la inducción entre un disco que rodea al eje y un elemento estático que cuenta con un espacio para albergar dicho disco (Figura 2-14). Al igual que en el caso comentado de transmisión por anillos deslizantes, en este caso, la tolerancia entre ambos flancos del elemento estático no es suficiente para asegurar que los desplazamientos axiales del eje del motor durante su operación queden en el espacio previsto.



Figura 2-14 Transductor por telemetría de tipo disco

- En línea: donde el transductor de par queda instalado como parte integrante del propio eje. Esta solución puede adoptarse si la configuración del conjunto motor-alternador lo permite, por ejemplo, en bancos de ensayos donde hay que efectuar el acoplamiento entre ambos. En este caso, el sistema no permite modificaciones en su concepción y además, no existe en el mercado equipos diseñados para los valores de par característicos del mismo y por tanto, queda descartado para su instalación. En la Figura 2-15 se muestran una variante de estos equipos de medición de par pensados para grandes dimensiones.



Figura 2-15 Transductor por telemetría de tipo en línea

- De conexión directa al sensor: es un tipo de telemetría en la cual sus componentes no forman parte de un conjunto compacto. Esto permite ubicar cada uno de ellos en los puntos donde la distribución física del sistema lo permita. Como contrapartida, estos equipos no llevan incorporado el sensor propiamente dicho (en este caso la galga extensiométrica) por lo que adicionalmente, es necesario elegirlo e instalarlo de forma adecuada y coherente con el caso. Esta última tipología es la elegida para la medición del par instantáneo, tal como se describe en el Anexo 1.

2.3 Modelos no lineales de sistemas sometidos a dinámicas torsionales

Es común encontrar en la bibliografía especializada trabajos en los que se analiza la vibración torsional de máquinas cuyos ejes están sometidos a rotación.

En concreto, para el caso de motores de combustión interna alternativos, se han desarrollado diferentes modelos de masas concentradas precisamente para describir la dinámica a torsión de cigüeñales. La discrepancia entre los diferentes trabajos recogidos en bibliografía relativamente reciente reside fundamentalmente en el modelado del cigüeñal como un elemento rígido o flexible dependiendo del caso.

- La línea de trabajo de las publicaciones efectuadas por Ostman y Toivonen [22], [54], [55], [56] y [57] están enfocadas al control de vibraciones asociado al desequilibrado entre cilindros durante la operación de un motor de combustión interna de 6 MW de potencia nominal y 6 cilindros, a un régimen de giro

nominal de 450 rpm. En todas estas referencias, se simplifica el modelado de la dinámica del cigüeñal mediante un modelo de dos masas concentradas. Ello se justifica bajo la consideración de que un cigüeñal rígido es apropiado para el estudio de las frecuencias más bajas de esta dinámica. La flexibilidad del sistema queda concentrada en el acople entre el motor y el generador eléctrico. No obstante, en [58], estos mismos autores desarrollan un estudio centrado en un motor de 3,5 MW, 7 cilindros y 750 rpm, y se tiene en cuenta la presencia de frecuencias más altas por lo que en este caso, se define un modelo completo de masas concentradas para su análisis.

- De manera similar, el estudio realizado por D. Lee y otros [29], simplifica la física del cigüeñal de un motor de tipo marino de dos tiempos con un modelo de dos masas concentradas que como en el caso anterior representan el motor y el generador ambos unidos mediante un amortiguador torsional. No obstante, dicho modelo es utilizado para simplificar los cálculos que llevan a la determinación de los valores adecuados de las propiedades de dicho amortiguador. Una vez definido éste, el análisis de la dinámica torsional se realiza mediante un modelo de masas concentradas que recoge todos los grados de libertad asociados al sistema.
- También en el ámbito de los motores diésel marinos, M. Wang y otros [59] se centran en el estudio del acoplamiento elástico entre motor y alternador. A diferencia de casos anteriores, ahora el modelo de masas queda reducido a 4 grados de libertad; motor, alternador y el acoplamiento dividido en dos mitades. El objetivo es comparar la dinámica torsional modelada con los valores experimentales. De los resultados se deduce que en condiciones de cierta suavidad en cuanto a las condiciones de no linealidad del sistema, la aproximación del modelo puede resultar práctica desde el punto de vista de coste computacional. No obstante, si existe una fuerte no linealidad o bien se desea estudiar detalladamente la dinámica, esta aproximación puede generar errores importantes.
- En el trabajo de Yibin Guo y otros [31] se lleva a cabo una comparativa entre los resultados obtenidos para el diseño de un sistema de control de vibraciones torsionales y velocidad en un motor diésel de 4,5 MW y 9 cilindros cuya aplicación es la impulsión de una embarcación. Por un lado, se define un modelo de masas concentradas que considera un cigüeñal rígido; por otro, un

modelo que incorpora la flexibilidad del mismo. Ambos ofrecen resultados diferentes en términos de dinámica del cigüeñal.

- Finalmente, también en el ámbito de grandes motores (aunque no marino en este caso) se desarrolla el trabajo de M. Desbazeille [34] para un motor diésel V-20 de 4 MW y 1500 rpm nominales. A través de la medida de velocidad instantánea del cigüeñal, busca la reproducción de las curvas de presión en cámara. Dicho trabajo resalta explícitamente la necesidad de considerar la no linealidad que supone para el sistema la flexibilidad del cigüeñal.

Con esta revisión bibliográfica se pone de manifiesto la necesidad de considerar el sistema cigüeñal-acoplamiento-amortiguador-eje-alternador (hélice) como un elemento flexible para una correcta descripción de su comportamiento dinámico a torsión. Para el sistema que se analiza en este trabajo, un motor lento de 2 tiempos y 10 cilindros donde, como se verá en la sección 4.1.2, esta flexibilidad es una de las fuentes de no linealidad que obliga a resolver el proceso de modelado de manera iterativa.

Por otro lado, las incertidumbres asociadas a los valores de los parámetros del sistema facilitados por los fabricantes o incluso, cambios de los mismos por la degradación del sistema, obliga a efectuar un análisis mediante la identificación de los parámetros del sistema para el correcto desarrollo de estos modelos. En la sección 4.4. se lleva a cabo este procedimiento, muy común en diversos ámbitos de la ingeniería y en concreto, el caso de los motores de combustión interna. De hecho, de las referencias citadas anteriormente, donde Ostman y Toivonen exponen sus trabajos relacionados con un motor de combustión interna de 6 MW de potencia nominal y 6 cilindros se puede comprobar cómo en paralelo, efectúan un análisis para la identificación de los parámetros que definen su modelo de masas concentradas en [22] y [56]. No obstante, y como se matizó, tales modelos cuentan únicamente con dos masas que corresponden con el motor y el alternador respectivamente. Es decir, se reduce a dos únicos grados de libertad, por lo que la identificación de parámetros se limita exclusivamente a los que aparecen en dicho modelo. En el caso analizado en este documento, la identificación de parámetros se efectúa incluyendo todos los grados de libertad del modelo de masas concentradas que además, considera el cigüeñal como un elemento flexible, tal como se ha comentado.

Dentro del campo de la diagnosis de motores marinos, D. Watzenig y otros [60] efectúan una identificación de parámetros para la determinación de valores más precisos de la relación de compresión de los cilindros y la estimación del efecto de blow-by dentro de los mismos como elementos de pérdida efectiva de potencia.

2.4 Redes neuronales artificiales y diagnosis de motores de combustión interna

En esta sección se detallan las características que resultan de mayor interés para el trabajo desarrollado en el ámbito de las RNA. Dada la envergadura que esta herramienta ha tomado con el paso de los años, el objetivo no es una revisión exhaustiva de la misma, sino ofrecer una base teórica para la toma de decisiones en la confección de una RNA que se detallará en el capítulo 5 y que permitirá la estimación de la potencia media indicada (WMI) por cilindro. En la sección 5.1.1 se justificará el uso de la WMI como herramienta indicadora del funcionamiento equilibrado del motor. Asimismo, en este apartado se incluye también una panorámica sobre las RNA en el ámbito de la diagnosis de los motores de combustión interna alternativos.

El motivo por el que se ha decidido utilizar la RNA como herramienta es que la confección del modelo dinámico que se va a desarrollar en el capítulo 4 proporciona una estructura de entrada-salida unidireccional. Es decir, permite obtener unas salidas concretas (los coeficientes del desarrollo en series de Fourier de la curva de par instantáneo como se verá) en base a unas entradas (las curvas de presión en cámara). Sin embargo este modelo no permite resolver el problema inverso, entendido como la obtención de la excitación a partir de la respuesta. La RNA, convenientemente configurada, permite resolver esta situación. Asimismo, el modelo una vez validado, se podrá utilizar como sustituto de las medidas experimentales. De esta forma, se dispone de una herramienta que permite reproducir la respuesta del motor y por tanto, entrenar la RNA con los datos requeridos.

Lo anteriormente comentado resulta un valor añadido con respecto a otras metodologías de optimización de problemas no lineales que se han analizado previamente. A diferencia de la herramienta basada en RNA, estas metodologías no siguen una estructura de problema inverso, dado que se ejecuta el modelo validado en cada iteración del proceso de optimización hasta llegar al óptimo. Además, se requiere repetir el procedimiento para cada una de las cargas nominales del motor (4 cargas en total: 8MW, 10MW, 12 MW y 14MW). Esto significa un coste de computación alto e inasumible para una herramienta de diagnóstico en tiempo real. A ello hay que añadir peores prestaciones en los resultados finales que en el caso de las RNA.

2.4.1 Base teórica de las RNA

2.4.1.1 Elementos involucrados en la confección de una red neuronal artificial

En este apartado, se describen de forma somera los componentes básicos de una RNA así como otros elementos asociados a ella proporcionando un apoyo teórico para la posterior confección de la RNA aplicada al caso objeto de estudio.

La unidad básica de una RNA (la neurona) se muestra en la Figura 2-16.

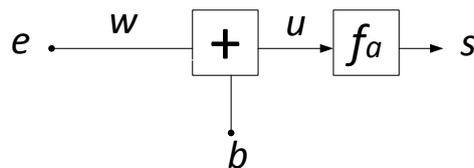


Figura 2-16 Neurona

En la mencionada neurona encontramos:

- e : valor de la entrada. En el caso de la Figura 2-16 es una única entrada de una componente.
- w : peso asociado a la conexión sináptica entre el elemento de procesado (neurona) y la entrada. En configuraciones más complejas también existen estas conexiones (y por tanto los pesos asociados) entre diferentes neuronas.
- b : bias, es un valor que se añade y que no depende de la entrada
- u : valor intermedio, fruto de afectar a la entrada del peso y el valor de bias ($u=e \cdot w+b$)
- f_a : la función de activación. Determina el grado de activación de la neurona
- s : valor de salida, el cual calcula la RNA ($s=f_a(e \cdot w+b)$)

El número de entradas (e) y de salidas (s) depende del problema a modelar y condiciona el número de conexiones entre neuronas y por tanto, la cantidad de pesos (w) a definir y actualizar durante la etapa de entrenamiento de la RNA.

Por otro lado, la tipología de funciones de activación es amplio y su elección depende del problema. Entre otros aspectos, es importante conocer si el proceso de aprendizaje requerirá que dicha función sea derivable. La Tabla 2-1 muestra algunas de las más comunes. Cada una de ellas busca objetivos diferentes aunque a grandes

rasgos pueden encontrarse funciones que determinan grados de activación binarios (0 ó -1 indica neurona desactivada y 1 neurona activada) discretos o en continuo.

Escalón positivo		Sigmoide logarítmica	
Escalón simétrico		Sigmoide tangente hiperbólica	
Lineal		Base radial	
Lineal saturada		Competitiva	
Lineal saturada simétrica		Lineal positiva	

Tabla 2-1 Funciones de activación más comunes en las RNA multicapa

En el caso de la identificación de patrones, es usual utilizar la función de base radial (RNA de base radial). Por el contrario, para aproximación de funciones, suele emplearse la función sigmoide en la capa oculta y la lineal en la de salida. Este último caso se aplica en el análisis desarrollado en este documento y se desarrollará en el capítulo 5.

Una vez definida la unidad básica de la RNA, existen elementos adicionales que se detallan a continuación y cuya combinación define el tipo de RNA y su comportamiento, lo cual debe ser congruente con la física del problema a resolver si se desea obtener resultados favorables. Entre ellos:

- El tipo de conexión entre neuronas
 - Hacia delante (*feed-forward*): la neurona de una capa cualquiera recibe información de las neuronas de la capa anterior y envía su información a una capa posterior

- Hacia detrás: las salidas de las neuronas de una capa determinada pueden ser las entradas de las neuronas pertenecientes a una capa posterior o anterior.
- Lateral: la RNA cuenta con alguna capa en la cual sus neuronas se interconectan.
- Recurrentes: dentro de una RNA, se crean bucles de conexiones entre neuronas, de manera que la información puede viajar hacia delante (*feed-forward*) o hacia atrás (*feed-backward*).
- Entrenamiento
 - Tipologías
 - No supervisado: el proceso de entrenamiento no es guiado y por tanto, esta RNA es auto-organizativa.
 - Supervisado: durante el proceso de entrenamiento, la salida de la RNA se compara con aquella salida que debería haber generado (objetivo). A su vez el aprendizaje dentro de esta categoría puede ser estocástico, por corrección de error o por refuerzo.

En este caso, el desarrollo del modelo dinámico a torsión del sistema en el capítulo 4, permite obtener parejas de entrada- salida, las cuales serán empleadas como parejas de entrada-objetivo de la RNA, por lo que se considera como método más adecuado el entrenamiento supervisado

- Criterio de generalización
 - Parada anticipada: son aquellos criterios en los que la parada del aprendizaje de la RNA se efectúa antes de que el error cometido por la red al reproducir con sus salidas los objetivos buscados sea el mínimo. Con ello, se busca evitar la pérdida de generalización en sus salidas, tal como se presenta en [61]. En la sección 2.4.1.2 se describe con más detalle esta peculiaridad de las RNA. El algoritmo de Levenberg-Marquardt, aplicable a RNA multicapa tipo feedforward tiene en cuenta este criterio.
 - Regularización; se introduce un término de penalización dentro de la función objetivo que marca la evolución del entrenamiento.

Esta penalización está relacionada con la complejidad que a RNA va tomando a medida que avanza el entrenamiento. Este concepto fue introducido por [62]. A este criterio responde la Regularización Bayesiana.

Ambos métodos serán sometidos a comparativa en el desarrollo del capítulo 5.

- Información contenida en los datos
 - Estáticas: la salida de la RNA se calcula directamente de la entrada mediante conexiones hacia delante. Son aplicables en casos de problemas estacionarios
 - Dinámicas: la salida no sólo depende la entrada actual, sino también de entradas anteriores e incluso de las propias salidas de la RNA.
- Número de capas de neuronas
 - Monocapa: las neuronas de entradas quedan directamente conectadas con las de salida y por tanto no existe ninguna capa adicional. Se emplean generalmente en procesos de auto-asociación como es el caso de la regeneración de informaciones de entrada que se presentan a la RNA incompletas o distorsionadas.
 - Multicapa: es una RNA en la cual existe al menos una capa oculta. Dicha capa dota a la RNA de una capacidad para la representación de problemas no lineales con la que no cuenta el perceptrón simple. Combinada adecuadamente con ciertas funciones de activación, puede convertirse en un excelente aproximador de funciones, tal como indica la referencia [63].

Algunas referencias ofrecen pautas para la selección de los parámetros de la RNA en función de la finalidad para la que se desea utilizar la RNA (reconocimiento o reconstrucción de patrones, predicción de valores, aproximación de funciones, optimización, etc.). Entre ellas, una clasificación muy práctica desde el punto de vista de su aplicabilidad es la presentada en [64] que agrupa los diferentes tipos de problemas en cuatro conjuntos principales:

- Aproximación de funciones
- Reconocimiento de patrones
- Clasificación de patrones

- Predicción

Una vez asociado el caso en uno de los conjuntos anteriores, esta misma referencia ofrece nociones de selección de los parámetros que configuran la RNA.

En el caso concreto del número de capas ocultas y de neuronas en esta capa, [65], pg. 52 expone que si bien el número de capas ocultas puede tener repercusiones importantes en la generalización de los resultados ofrecidos por la RNA, el número de neuronas en esta capa no resulta determinante en la capacidad de la misma. [66], pg. 104 por su parte, explica que hay que minimizar este número por el excesivo coste de computación y de generalización.

No obstante lo anterior, lo que se desprende de las diferentes referencias consultadas es que la mejor manera de configurar una RNA es por prueba y error como la propia referencia [65] puntualiza en diferentes secciones (pg 17 y pg 52).

2.4.1.2 Selección de datos: generación de patrones de aprendizaje

Es indiscutible que la capacidad de una RNA para resolver los problemas que se le presenten una vez ajustada estará muy vinculada al conjunto de patrones que se le proporciona durante el aprendizaje. Un patrón no es más que una pareja formada por una señal de entrada a la RNA y un objetivo a cumplir por dicha RNA una vez procesada esa señal de entrada. Si el método de aprendizaje fuese no supervisado, el patrón consistiría sólo en los datos de entrada. La RNA basará la robustez de su respuesta final en base a lo que ha aprendido. Por este motivo, el conjunto de entradas/objetivos tomado como referencia debe guardar unas características determinadas:

- Ser significativo: Para ello, debe haber un número suficiente de patrones de manera que la RNA sea capaz de adaptar sus pesos (ver Figura 2-16) de manera eficaz. No debe olvidarse por otro lado, que en muchas ocasiones la generación de patrones conlleva un coste computacional y temporal alto, de ahí la especificación de un número “suficiente”.
- Ser representativo: Debe barrerse todo el rango de situaciones de operación posibles que se pretende que la RNA resuelva una vez entrenada. Las RNA no son herramientas pensadas para la extrapolación. Además, debe guardarse un cierto equilibrio entre los ejemplos presentados; descompensaciones en número de unos patrones frente a otros puede ocasionar una pérdida de generalización de la RNA que le reste prestaciones de aplicación.

Es difícil conocer con exactitud si un conjunto de patrones es lo suficientemente significativo y representativo. Además en muchos casos, la experimentación y las medidas obtenidas a través de ella pueden no cumplir con unos mínimos en este sentido. En el caso analizado en este trabajo, se juega con un factor favorable; la disponibilidad de un modelo desarrollado y validado (capítulo 4) que proporcionará los patrones que se estimen oportunos dentro del marco mencionado.

Por otro lado, y tal como se comentó en la sección 2.4.1.1 existen diferentes criterios de parada del entrenamiento de la RNA cuyo objetivo es atender a la generalización de sus salidas. Dependiendo del criterio, el conjunto de patrones generados se divide en dos o tres subgrupos:

- Entrenamiento: este subconjunto se destina a la actualización de los pesos en cada iteración y en determinar el gradiente del algoritmo de optimización empleado
- Validación: es un indicador de cómo va evolucionando la RNA entre diferentes puntos del entrenamiento y su error es tenido en cuenta durante el mismo. Este subconjunto sólo tiene sentido en casos donde se elige la parada anticipada como criterio de finalización del entrenamiento; tras varias iteraciones en las que el error asociado al subconjunto de validación aumenta, el entrenamiento se para y se toman como parámetros de la red aquéllos que proporcionaron el mínimo error.
- Test: es un subconjunto que no se utiliza en ningún caso durante el entrenamiento y que permite una vez construida y entrenada la RNA evaluar sus prestaciones

La Figura 2-17 esquematiza la necesidad del subconjunto de validación y el cálculo de la función de error asociada a éste para efectuar la parada del entrenamiento en el momento en que empieza a perderse la generalización de la RNA.

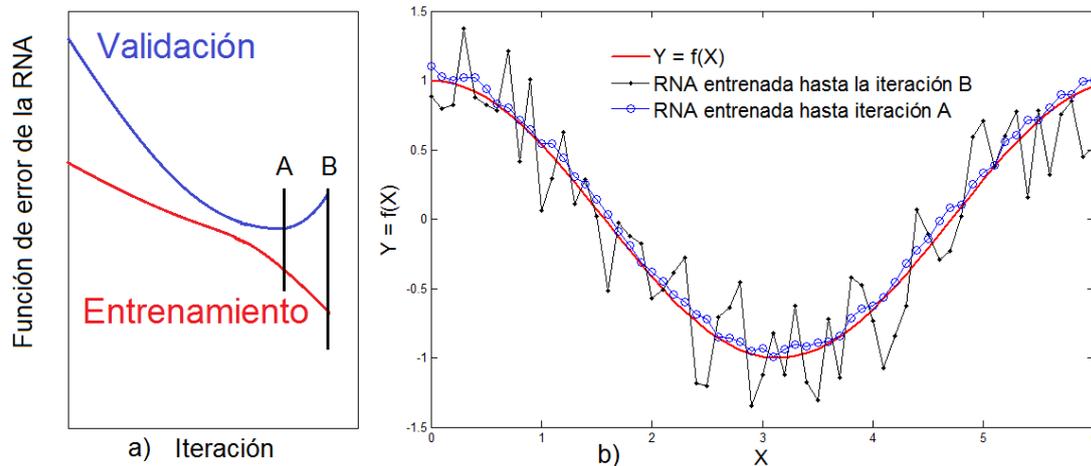


Figura 2-17 Utilidad del subconjunto de validación

En el capítulo 5 también se estudiará con detalle la influencia de la definición de estos parámetros en la definición y los resultados de la RNA configurada.

2.4.2 Las redes neuronales artificiales en el ámbito de la diagnosis de motores de combustión interna alternativos.

Como se ha expuesto en la sección 2.1, se tiende a buscar herramientas de diagnosis que ofrezcan una alternativa a la obtención de datos mediante métodos intrusivos, como la medida de presión en cámara o al conocimiento profundo del sistema para su posterior modelado (en caso de que sea posible su modelado).

En este sentido, las RNA responden a la necesidad planteada dado que tienen la habilidad de establecer relaciones entrada – salida, incluso de naturaleza no lineal, sin la necesidad de definir un modelo físico del sistema. Los requisitos para hacer de ella una herramienta robusta son la definición adecuada de la arquitectura y la selección de los datos para su aprendizaje.

Como referencias en la línea de investigación en la que se desarrolla el presente trabajo se pueden mencionar las siguientes:

- En [34] se desarrolla un tipo de diagnosis automatizada basada en el reconocimiento de patrones por parte de una RNA que toma como entrada la velocidad angular del cigüeñal de un motor diésel de 20 cilindros y 4 tiempos. La identificación de fallos propuesta consta de dos fases, ambas desarrolladas mediante RNA de tipo perceptrón multicapa; en la primera, se detecta que un fallo relacionado con el proceso de combustión ha tenido lugar y en la segunda, en qué cilindro ha ocurrido. Teniendo en cuenta que para motores como el

mostrado en esta referencia (20 cilindros y 4 tiempos) la fase de combustión entre cilindros puede estar en torno a los 36° , éste se puede asimilar a un motor de 10 cilindros y 2 tiempos (como el del presente trabajo). De este dato se extrae que la metodología seguida para la diagnosis del motor del presente trabajo es acertada y que ésta puede extenderse a otros motores de naturaleza diferente, haciéndola más versátil. Como elemento diferenciador con esta referencia, la metodología desarrollada no utiliza las variaciones en la velocidad angular por ciclo, sino el par instantáneo. Si bien existen ciertas similitudes en la naturaleza de la información que puede extraerse de ambas señales, en el caso del par instantáneo permite conocer la potencia media por ciclo que desarrolla el motor, dato de gran relevancia y que no es posible extraer mediante la velocidad instantánea.

- En el campo de la reconstrucción de la presión en cámara, F. Tagliatelata y otros [30], confeccionan una RNA que tomando como entradas la velocidad y la aceleración del cigüeñal de un motor monocilíndrico de encendido por chispa, permite obtener la presión de combustión de pico y el ángulo en el que tiene lugar. La finalidad es el control y en caso de necesidad la modificación del ángulo de inyección del combustible sin necesidad de recurrir a métodos intrusivos como es el caso de la medida de presión en cámara. De un modo muy similar, C. Bennett y otros [67] efectúan la misma relación pero para un motor de 3. Estudios como los dos mencionados dejan entrever la utilidad de la estimación de la presión en cámara frente a su medida directa, dado que representa un método intrusivo. Más se acentúa esa necesidad a medida que aumenta el número de cilindros puesto que en el caso de un motor de 10 cilindros, a la adversidad mencionada, hay que añadir que la obtención de simultánea de las curvas de los 10 cilindros supone un equipo de medición por cilindro, lo cual resulta poco viable.
- Otros motivos de fallo en motores de combustión como pueden ser la ausencia de combustión en la cámara (*misfire*) o bien gripados pistón-cilindro son fruto de análisis en diferentes trabajos; [68] y [69]. En ellos, se confeccionan 3 RNA con sendos fines: detección del fallo, localización del fallo y evaluación de la magnitud del fallo. Con respecto a estos enfoques, la ventaja de reproducir la WMI por cilindro es que una única RNA es capaz de determinar esos tres aspectos al mismo tiempo.

Con esta revisión bibliográfica en relación a la diagnosis de motores se pone de manifiesto que las RNA representan una herramienta aceptada y ampliamente utilizada con este fin y que por tanto, la línea de investigación del presente trabajo se desarrolla acorde con las necesidades que se presentan actualmente en este campo incorporando algunas mejoras respecto de otros trabajos.

Como se ha comentado al inicio de esta sección 2.4, el marco mostrado en relación a las RNA y en concreto, su aplicación a la diagnosis de motores diésel de 2 tiempos, establece la base conceptual sobre la que se desarrollará en el capítulo 5 la herramienta de estimación de la WMI basada en la metodología de RNA.

3 ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE SEÑALES

En este capítulo se detalla el proceso de obtención de las respectivas señales requeridas para la puesta a punto del modelo dinámico del cigüeñal y su posterior diagnóstico. El detalle de los equipos instalados se efectúa en el Anexo 1.

3.1 Señal de par instantáneo

3.1.1 Adquisición de la señal de par instantáneo

Pese a que el motor idealmente transmite par puro al alternador, existen deformaciones del eje en el tramo de unión con el alternador que pueden generar tracción-compresión de la fibra externa del eje donde está la galga así como flexiones y tensiones de origen térmico. Estos factores pueden alterar los valores medidos por la galga. Con el fin de evitar la contaminación debida a estas cargas parásitas, existen diversas configuraciones y en este caso, se ha dispuesto un circuito de puente completo comercial (Figura 3-1).

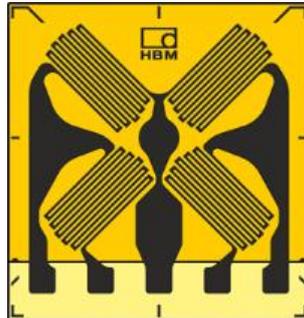


Figura 3-1 Circuito de puente completo utilizado para la medida de par instantáneo

Esta solución es equivalente, en lo que a la medida de la distorsión se refiere, a disponer cuatro galgas extensiométricas de cuarto de puente separadas 90° a lo largo de la longitud de la circunferencia del eje. De esta manera, se compensa en gran porcentaje el efecto térmico y anula la deformación producida por flexión, tracción o compresión [70]. Garantiza por tanto que sólo se midan las tensiones principales y que se evalúe correctamente el par en el eje. Si se instala adecuadamente, este sistema de medición ha demostrado ser preciso, fiable y repetitivo durante largos períodos de uso [71] y [72].

Otros datos relevantes de la galga seleccionada son:

- Resistencia: hace referencia a cada una de las resistencias mostradas en la Figura 2-7 y sus valores son $350\Omega \pm 0,30\%$

- Factor de la galga: es la relación (Ec. 2-1) entre la variación de resistencia de la galga y la deformación. En este caso su valor es $2,04 \pm 1,0\%$
- Sensibilidad transversal: define la sensibilidad de la galga ante deformaciones en la dirección transversal a la dirección en la que se pretende medir. Su valor es $0,3\%$
- Tensión máxima de alimentación (U_0 en la Figura 2-7): $12,5V$
- Ley de compensación por temperatura: el factor de la galga depende de la temperatura. No obstante, su efecto de distorsión del resultado de medida resulta relativamente pequeño por la configuración de puente completo adoptada. En cualquier caso, hay que tener en cuenta además que en la planta de potencia donde se ubica el motor, sufre pocas fluctuaciones. Por todo lo anterior, se considera que el efecto de la temperatura es despreciable.

3.1.2 Calibración de la señal de par instantáneo

Es el proceso clave sobre el que descansa la robustez del sistema. Mediante la Ec. 2-1 y el valor del factor de amplificación de la galga es posible calibrar su medida. No obstante, esta aplicación directa de la expresión ofrece resultados propensos a error debido a los siguientes condicionantes:

- Pequeñas diferencias entre resistencias eléctricas debidas a la longitud del cableado.
- La flexión del eje sobre el que se coloca la galga.
- La exactitud con la que se conoce el factor de la galga.
- La exactitud con que se conoce el módulo de cizalladura del eje.
- La variación del módulo de cizalladura en el diámetro del eje.
- Posibles errores de montaje.

A este listado, hay que añadir la influencia del equipo de medida del par mecánico instantáneo, una telemetría. Estos equipos, permiten la alimentación eléctrica de la galga y la posterior transferencia de su señal. Su instalación se detalla en el Anexo 1. No obstante, los elementos que los componen aportan diferentes ganancias a la señal de la galga y se muestran en la Figura 3-2.

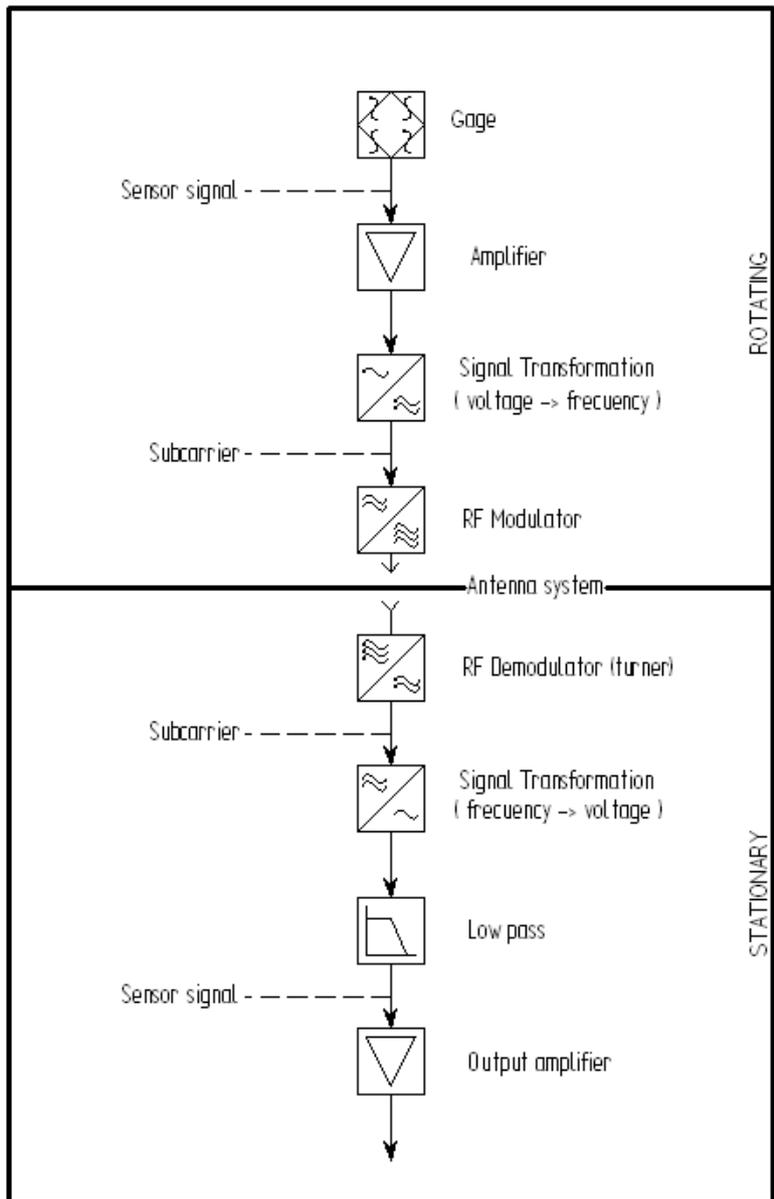


Figura 3-2 Elementos que aportan modificación de la señal de par

Todo esto obliga a realizar un proceso de calibrado de la señal desde el punto de vista mecánico. En cualquier caso, es importante resaltar la linealidad de la medida.

Efectuando un balance de potencia en el punto en el que se ha instalado la galga extensiométrica se obtiene la expresión dada por la Ec. 3-1. Hay que tener en cuenta que en dicho punto, el par medido contempla el par de reacción del alternador debido a la carga eléctrica, el par de fricción debido al rozamiento del cojinete del extremo libre del alternador y a la inercia del propio alternador así como el par debido a la ventilación del rotor.

$$W_G = W_A \cdot \frac{1}{\eta_A} + W_{OFB}$$

Ec. 3-1

Donde:

- W_G es la potencia mecánica deducida de la señal de la galga
- W_A es la potencia activa del alternador
- η_A es el rendimiento del alternador. Este valor se ha obtenido en las pruebas de recepción del alternador cuyos resultados se muestran en la Tabla 3-1 e incluyen las pérdidas en los rodamientos del alternador
- W_{OFB} es la potencia perdida por fricción en el cojinete de película de aceite.

Cos $\Phi = 0,8$				
Carga (%)	100	75	50	25
Potencia activa (kW)	16000,0	12000,0	8000,0	4000,0
Potencia absorbida (kW)	16377,5	12286,3	8219,1	4177,2
Eficiencia	97,7	97,7	97,3	95,8
Cos $\Phi = 1,0$				
Carga (%)	100	75	50	25
Potencia activa (kW)	20000,0	15000,0	10000,0	5000,0
Potencia absorbida (kW)	20333,1	15256,1	10201,5	5168,8
Eficiencia	98,2	98,2	97,9	96,7

Tabla 3-1 Obtención del rendimiento del alternador a varias cargas

Teniendo en cuenta lo anterior, si se representan en la misma figura la potencia activa del alternador dividida por el rendimiento y la potencia leída por la galga se obtiene la comparativa mostrada en la Figura 3-3..

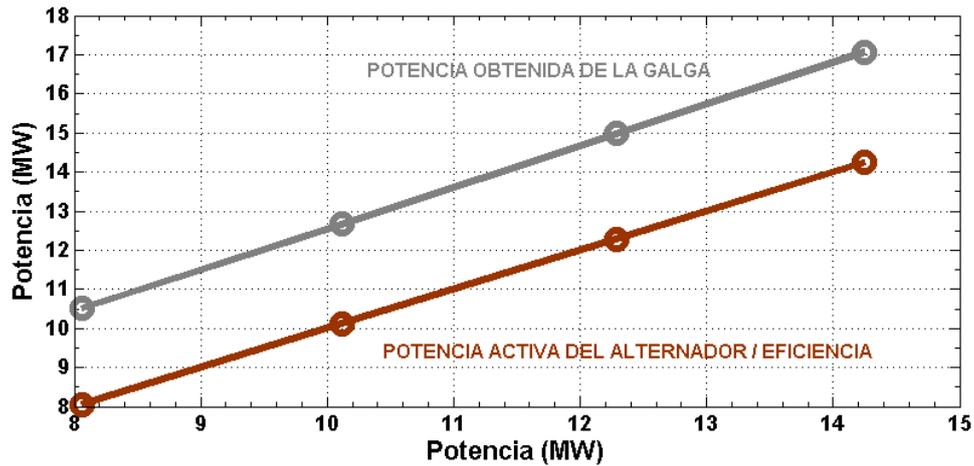


Figura 3-3 Calibración del par instantáneo

Se puede apreciar en la figura anterior la linealidad de ambas potencias. No obstante, es necesario efectuar una traslación y rotación que se puede expresar por la ecuación Ec. 3-2

$$M_{calibrado} = \alpha \cdot M_{galga} + \beta \quad \text{Ec. 3-2}$$

Siendo:

- $M_{calibrado}$ el par instantáneo una vez efectuada la calibración en kN
- M_{galga} el par instantáneo obtenido a través de la señal de la galga en kN
- α : 69,946
- β : -138.113 kN

3.1.3 Análisis de la señal de par instantáneo calibrada

La señal de par instantáneo una vez calibrada según el procedimiento descrito anteriormente, se muestra en la Figura 3-4 en base angular y en la Figura 3-5 en el dominio de la frecuencia para un rango de potencias que cubre toda la banda de operación, operando éste en condiciones estacionarias. Para establecer la referencia del ángulo instantáneo (eje de abscisas) se tiene en cuenta que un ciclo completo tiene lugar para un registro de 48000 puntos a la frecuencia de adquisición consignada. El ciclo completo (360°) se divide entre esos 48000 puntos. El registro de datos se detalla en el Anexo 1.

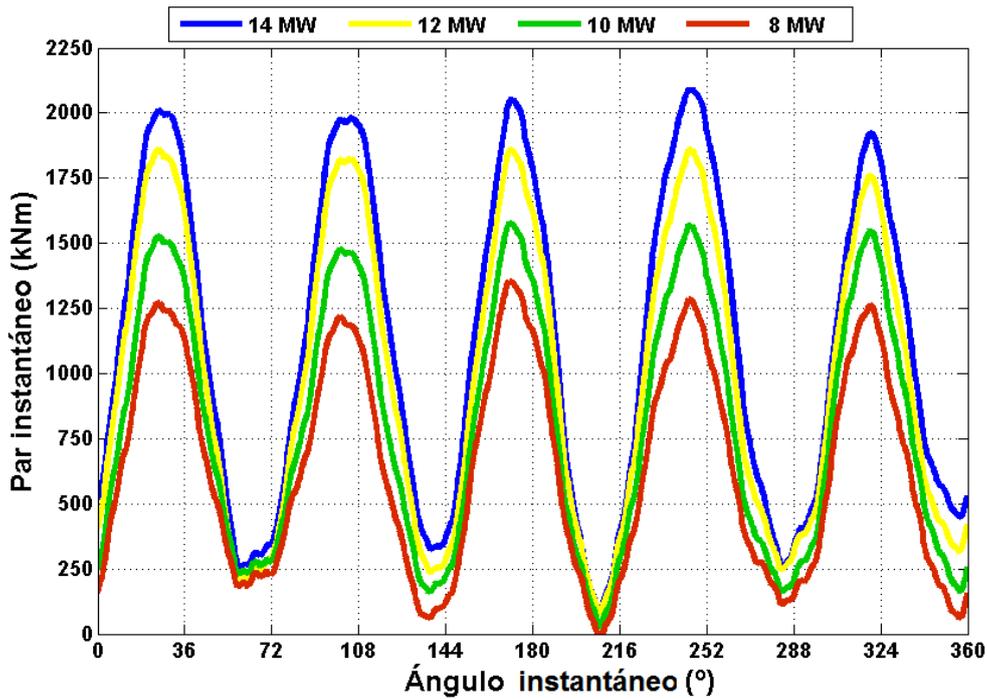


Figura 3-4 Señal de par calibrada en base angular

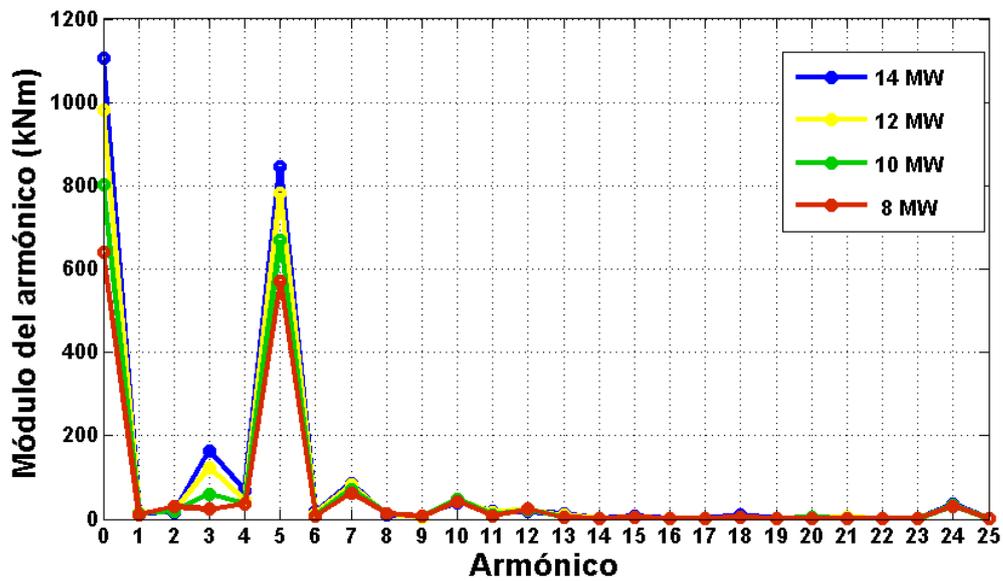


Figura 3-5 Señal de par calibrada en el dominio de la frecuencia

Las conclusiones que se pueden extraer de los resultados anteriores son los siguientes:

- El valor medio de la señal de par a lo largo de un ciclo completo (Figura 3-4) es proporcional a la carga del motor, siendo el armónico 0 el valor medio del par (Figura 3-5).

- Los máximos relativos de las señal de par tienen lugar para los mismos valores del ángulo del cigüeñal (Figura 3-4).
- La dinámica a torsión del motor queda caracterizada de manera adecuada con los armónicos del 0 al 10, puesto que del 11 en adelante, la amplitud de los módulos de estos armónicos es despreciable, a excepción del 24.
- Los armónicos principales son 3, 5, 7, 10 y 24 (Figura 3-5). En relación a esto:
 - El armónico 5 es el que cuenta con mayor módulo, por lo que es el armónico con más peso en la dinámica del sistema.
 - Los módulos de los armónicos 3, 4, 5, 6 y 7 mantienen una relación monótona creciente con la carga del motor, tal como se aprecia en la Figura 3-6.

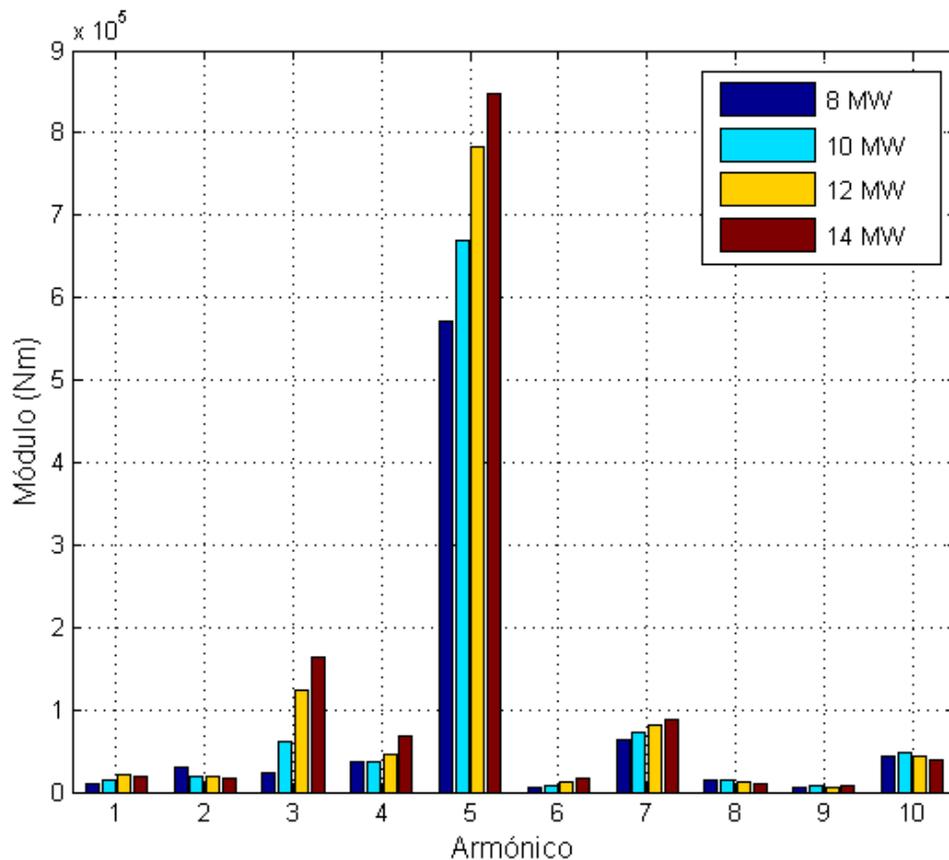


Figura 3-6 Evolución de los módulos de los armónicos con la potencia

- De acuerdo con la configuración del motor, de 10 cilindros en línea, cabe esperar que sea el 10 el armónico con un módulo mayor. No obstante, la dinámica del sistema provoca que sea el 5 como ya se ha comentado.

- El armónico 24 también manifiesta una amplitud importante aunque en este caso, no está relacionado con ningún evento del motor, tal como se verá en el capítulo siguiente. Para identificar su naturaleza se optó efectuar la adquisición de señales sin carga eléctrica en el alternador. Cuando dicha señal se descompone en armónicos, se observa que el efecto del armónico 24 se ha perdido (Figura 3-7).

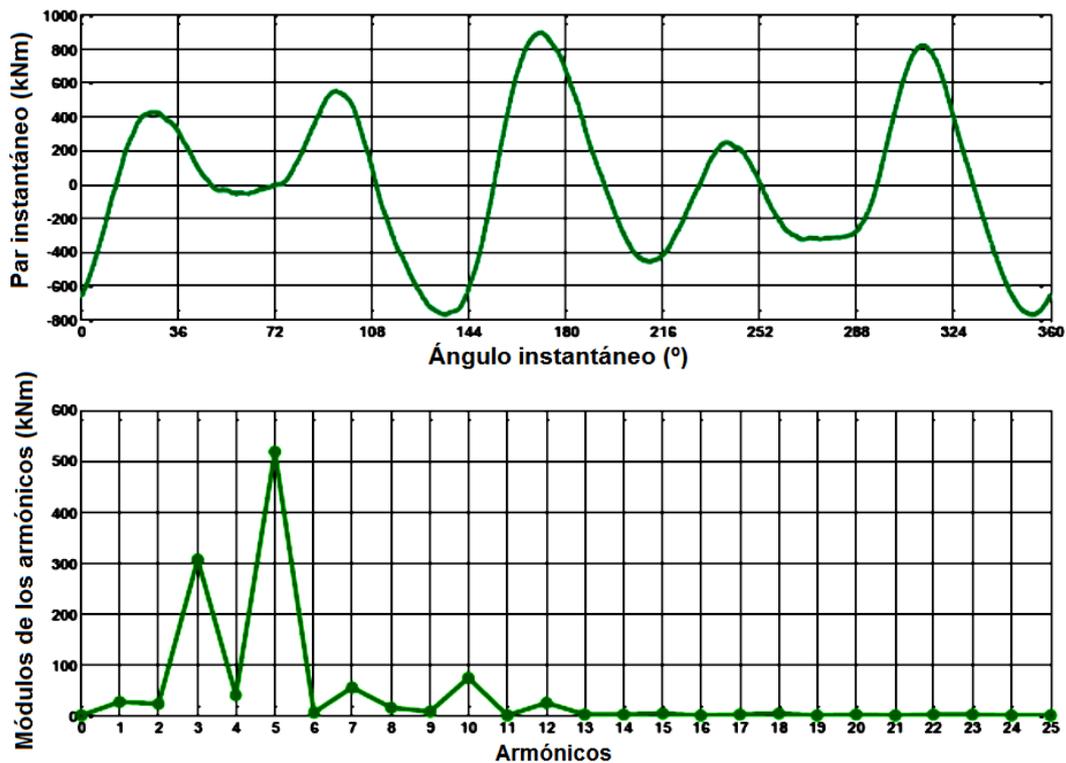


Figura 3-7 Módulos de los armónicos cuando se elimina la carga eléctrica

Además, su magnitud aumenta con el incremento de la carga eléctrica (Ver Figura 3-8), por lo que su origen podría estar asociado a la operación del alternador.

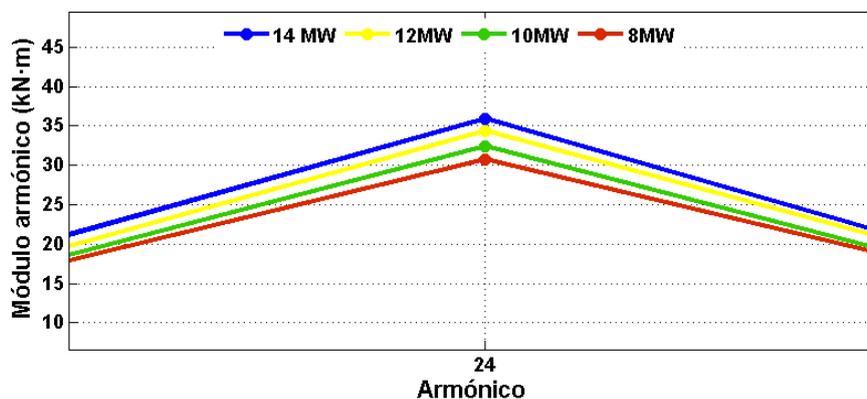


Figura 3-8 Detalle de la evolución del módulo del armónico 24 con la carga

En este tipo de máquinas existe una relación entre el número de pares de polos magnéticos (p_A), la frecuencia de la corriente (f_C en Hz) y la velocidad angular del alternador (ω_A en rpm) tal como muestra la Ec. 3-3

$$p = \frac{60 \cdot f_C}{\omega_A} \quad \text{Ec. 3-3}$$

Para $f_C = 50$ Hz y $\omega_A = 125$ rpm, se tiene $p_A = 24$ que es precisamente el número de pares de polos del alternador. Por tanto, se asocia el armónico 24 al paso de cada brazo del rotor por delante del estator, que genera un par de reacción observable. Este fenómeno está descrito en el ámbito de las máquinas eléctricas y se diseñan soluciones de tipo eléctrico para amortiguarlo. Por este motivo, dicho armónico puede asociarse al estado del alternador y cualquier cambio en su evolución puede considerarse una anomalía en el mismo.

3.1.4 Filtrado de los registros de par instantáneo

Los datos obtenidos en el conjunto de las adquisiciones realizadas deben ser sometidos a un filtrado de registros y a un promediado de las señales que pasan esa criba para obtener una única señal tipo de cada sensor que serán las empleadas en la confección del modelo.

El parámetro que se toma como criterio para el filtrado del resto de registros es la potencia mecánica en el cigüeñal, que es la que marca la potencia a la que se están efectuando las mediciones experimentales. Este dato se infiere de la lectura del armónico 0 del desarrollo en series de Fourier de la curva de par. Hay que tener en cuenta que el regulador de potencia mantiene su valor en una banda de $\pm 7\%$ sobre el de consigna, de ahí la necesidad de seleccionar un rango adecuado

Se ha tomado como referencia una banda de oscilación de potencia dentro del $\pm 0,5\%$ con respecto al valor promedio de todos los registros, muy por debajo de la oscilación del 7% mencionado del regulador de potencia. Una vez agrupadas todas las lecturas de la potencia, se desechan todas las que se salen de este rango.

Deben resaltarse asimismo, los siguientes aspectos:

- En total, se efectuaron 300 registros por carga (14 MW, 12 MW, 10 MW y 8MW), lo que suma un total de 1200.
- El cribado de registros se efectúa para cada carga por separado.

En cada toma de registros, se recoge la curva de presión en cámara de un cilindro concreto y la de par de manera simultánea. El proceso se repite para cada cilindro. Esto significa que las curvas de cada uno de los 10 cilindros registradas pertenecen a un ciclo de motor diferente y por tanto, hay asociadas 30 curvas de par por cilindro y grado de carga.

El filtrado llevado a cabo puede observarse en la Figura 3-9 a) junto con el zoom de una zona Figura 3-9 b) que permite observar con mayor claridad.

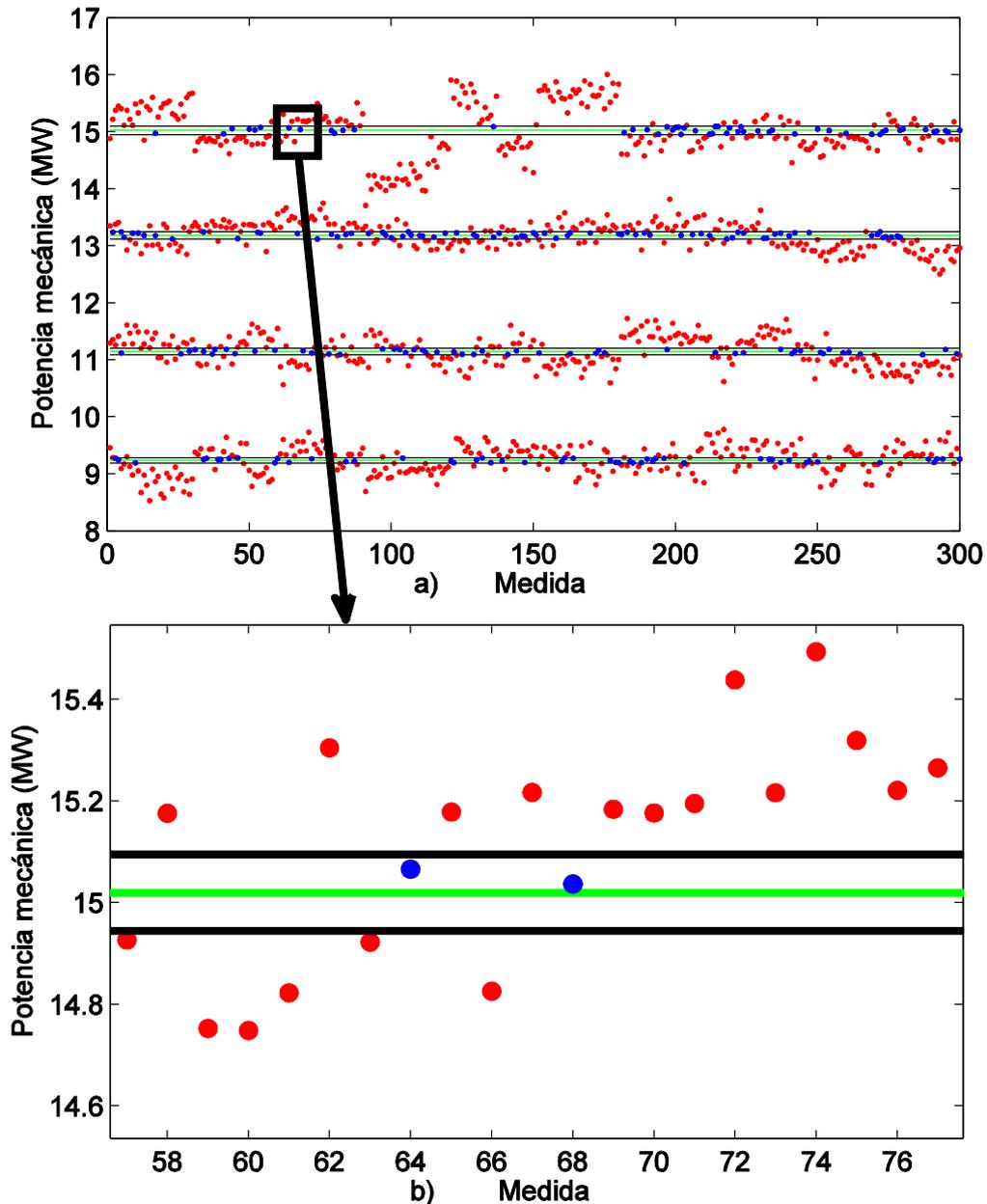


Figura 3-9 Filtrado de los registros a través de la potencia mecánica (a) y detalle de zona (b)

En líneas continuas de color verde se representan los valores de la media de los datos por carga. En color negro aparecen los límites marcados para $\pm 0,5\%$ del valor

promedio mencionado. En puntos de color azul se representan los registros que quedan dentro de la banda especificada y en puntos rojos los que quedan fuera de rango.

Tras el proceso de filtrado, se efectúa el promediado de las curvas que han pasado la criba. Esas curvas de par (una por carga del motor) se muestran en la Figura 3-10. Las mostradas en azul, curva promediada, serán tomadas de aquí en adelante como las curvas de referencia para todos los análisis.

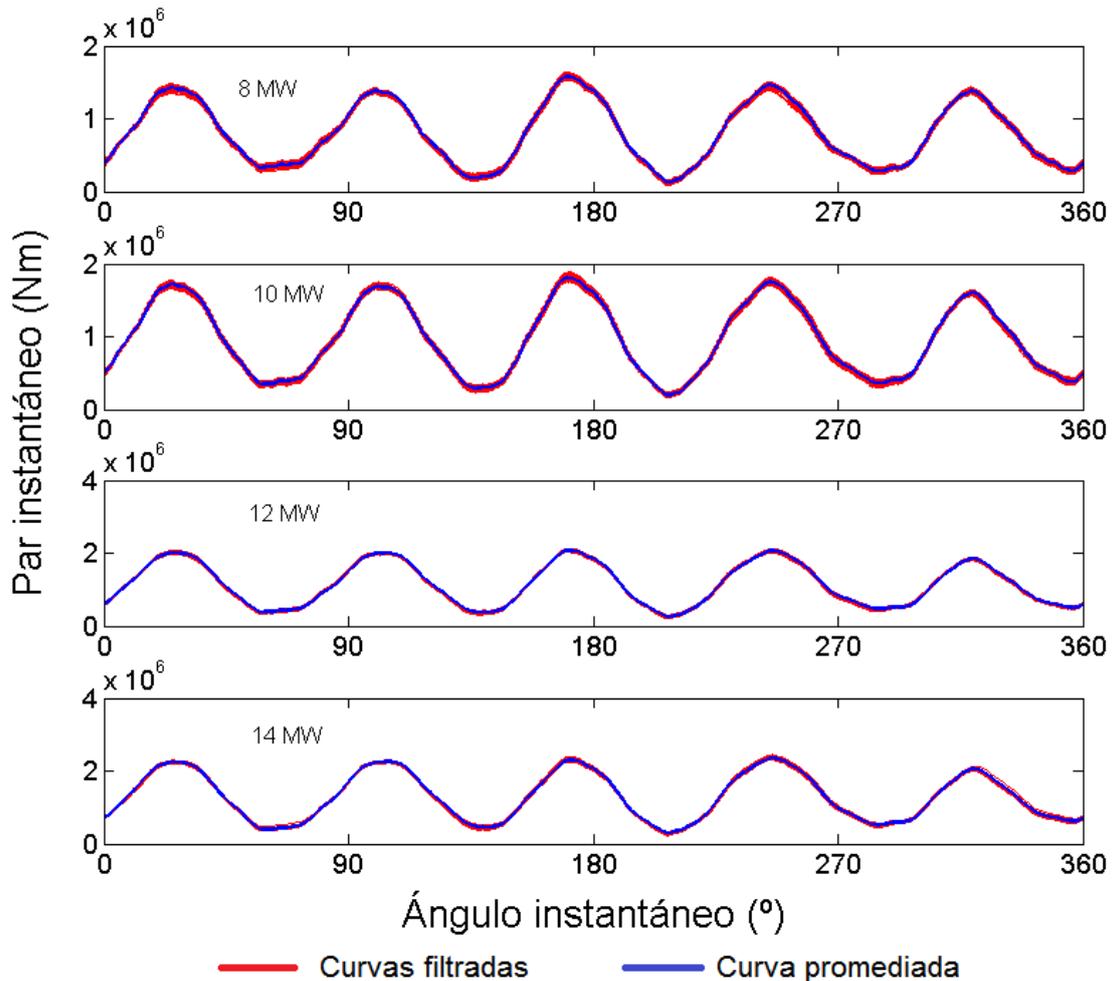


Figura 3-10 Filtrado de los registros a través de la potencia eléctrica

3.2 Señal de presión en cámara

La curva de presión en cámara es junto con la de par instantáneo, una de las señales requeridas para la metodología adoptada para la identificación de sistemas que desarrollará en la sección 4.4.

A continuación, se indican los procedimientos de adquisición y tratamiento de la señal de presión en cámara, tal como se ha detallado con la señal de par instantáneo.

3.2.1 Referenciación de la señal de presión en cámara

Otro de los problemas de la medición de presión en cámara a través de sensores piezoeléctricos es la falta de una magnitud absoluta que establezca una referencia de la presión.

Este contratiempo se solventa a través de la lectura de la presión de admisión (presión de barrido) proporcionada por los turbocompresores. Su medida se efectúa en el plenum de admisión del motor y su lectura procede del sistema SCADA de la planta. Dicha presión queda fijada para cada valor nominal de la potencia y es el mismo para todos los cilindros. Las lecturas de presión de barrido correspondientes a los instantes en que se efectuaron las mediciones de presión en cámara y par instantáneo se muestran en la Figura 3-11. Estos registros coinciden en el tiempo con las medidas de par instantáneo, con lo cual, si se compara con la Figura 3-9, puede observarse cierta similitud entre las fluctuaciones de ambos datos. Ello es debido, nuevamente, a la banda del 7% en la que se mueve el regulador de potencia durante la toma de datos.

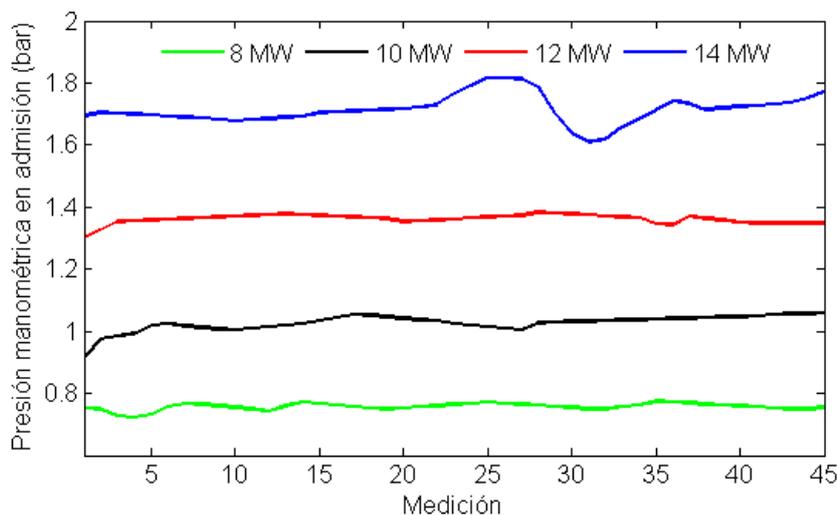


Figura 3-11 Presión de barrido para los instantes de toma de mediciones

Esta magnitud se promedia siguiendo el criterio expresado en la sección 3.1.4. Es decir, se toma como valor de referencia el valor promediado de aquellos registros que se consideraron tras efectuar el filtrado por potencia mecánica.

3.2.2 Filtrado de los registros de presión en cámara

Nuevamente, teniendo en cuenta que el filtrado general queda establecido a través de la potencia mecánica, no hay que establecer criterio adicional alguno.

Tras aplicar la ganancia del sensor de medida de la presión en cámara y establecer la referencia en términos absolutos mediante la presión de barrido, las curvas de presión tomadas como definitivas para el desarrollo del modelo dinámico son las que aparecen en la Figura 3-12.

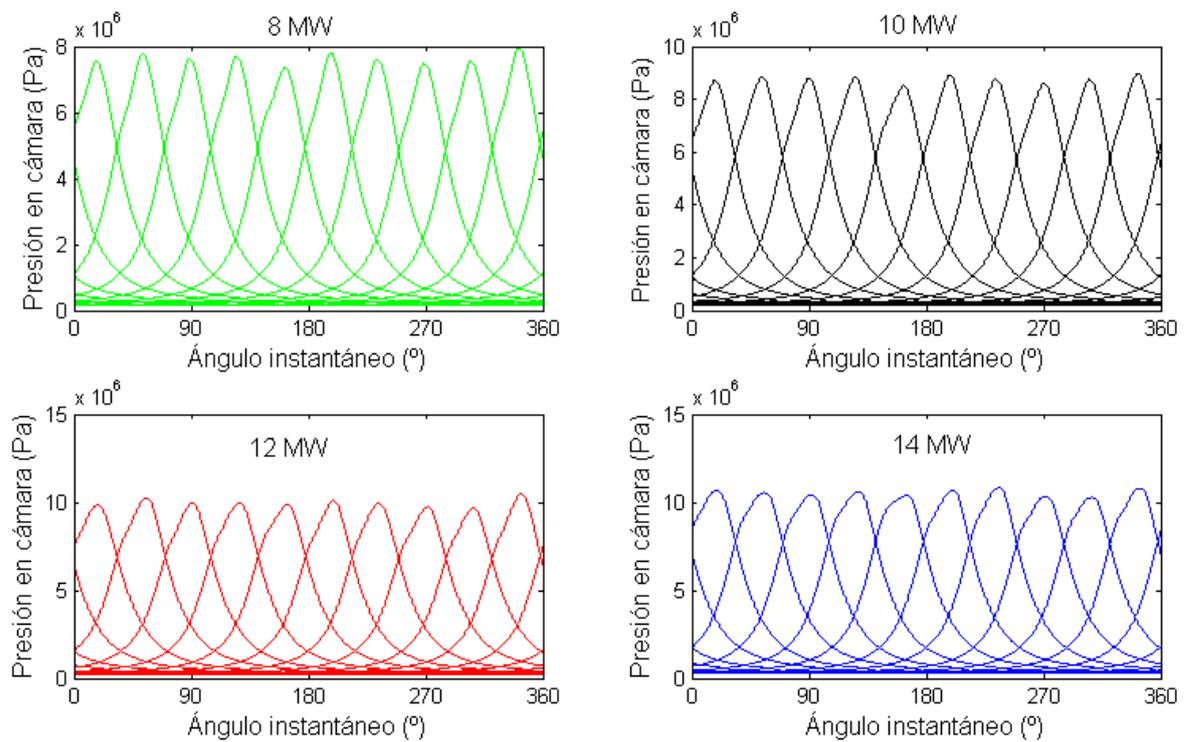


Figura 3-12 Curvas de presión en cámara promediadas

Donde:

- J_i es la inercia del grado de libertad i .
- K_i es la rigidez entre el grado de libertad i y el $i+1$,
- C_i es el amortiguamiento entre el grado de libertad i y el $i+1$
- CC_i es el amortiguamiento entre el grado de libertad i y la fundación

En este caso, el grado de libertad 16 corresponde con el alternador y por tanto, la medida de par instantáneo efectuada a través de la galga extensiométrica descrita en el capítulo 3, al igual que la medida de velocidad instantánea corresponden con el grado de libertad 15.

En la Tabla 4-1 se muestran los valores de dichos parámetros suministrados por el fabricante. No obstante, aspectos tales como irregularidades durante el montaje, cambios en las propiedades de los materiales o discrepancias geométricas entre la confección inicial del motor y la final en funcionamiento, provoca que los valores suministrados por el fabricante no correspondan con el sistema actual, haciendo necesaria una identificación de parámetros que permitan la concordancia entre los valores experimentales y los obtenidos a través del modelo. Más adelante, dentro de este mismo capítulo se lleva a cabo tal metodología.

G. D. L.	Item	K (N·m/rad)	J (kg·m ²)	C (N·m·s/rad)	CC (N·m·s/rad)
1	Amortiguador de vibraciones torsionales Parte 1	1,00e ⁴	8,50e ³	3,8e ⁵	0
2	Amortiguador de vibraciones torsionales Parte 2	1,00e ¹²	4,40e ³	0	0
3	Brida	1,30e ⁹	4,40e ²	0	0
4	Cilindro 1	1,20e ⁹	6,50e ³	50	3,50e ⁴
5	Cilindro 2	1,20e ⁹	6,80e ³	50	3,50e ⁴
6	Cilindro 3	1,20e ⁹	6,50e ³	50	3,50e ⁴
7	Cilindro 4	1,20e ⁹	6,60e ³	50	3,50e ⁴
8	Cilindro 5	1,30e ⁹	6,80e ³	50	3,50e ⁴
9	Distribución	1,40e ⁹	3,80e ³	50	3,50e ⁴
10	Cilindro 6	1,20e ⁹	6,80e ³	50	3,50e ⁴
11	Cilindro 7	1,20e ⁹	6,80e ³	50	3,50e ⁴

12	Cilindro 8	1,20e ⁹	6,50e ³	50	3,50e ⁴
13	Cilindro 9	1,20e ⁹	6,90e ³	50	3,50e ⁴
14	Cilindro 10	8,10e ⁸	6,50e ³	0	3,50e ⁴
15	Volante de inercia	6,60e ⁸	3,00e ³	0	2,06e ⁵
16	Alternador	6,60e ⁶	8,50e ⁵	1,40e ³	4,10e ⁴

Tabla 4-1 Parámetros del modelo de masas concentradas

Una vez establecidos los parámetros mostrados en la tabla anterior pueden plantearse las ecuaciones de equilibrio en términos de par en cada grado de libertad (Ec. 4-1).

$$J_i \ddot{\theta}_i + K_i (\theta_i - \theta_{i-1}) + K_{i+1} (\theta_i - \theta_{i+1}) + C_i (\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i-1}) + C_{i+1} (\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i+1}) + CC_i (\dot{\theta}_i) = M_{exc_i} \quad \text{Ec. 4-1}$$

Siendo, en cada grado de libertad i :

- $\ddot{\theta}_i$, la aceleración angular instantánea
- $\dot{\theta}_i$, la velocidad angular instantánea
- θ_i , el ángulo instantáneo

En cuanto a M_{exc_i} , es el par que excita el sistema y que concentra las diferentes fuentes de excitación que actúan sobre él según se detalla en la Ec. 4-2.

$$M_{exc_i} = M_{alt_i} + M_{comb_i} + M_{fric_i} + M_{reac_i} \quad \text{Ec. 4-2}$$

En dicha ecuación, se muestran los términos que se desglosan a continuación para cada grado de libertad i .

- M_{alt_i} : par debido a las fuerzas de inercia de los elementos alternativos (pistones, bulones, aros, vástago, cruceta).
- M_{comb_i} : par debido a la combustión en cámara y que representa la excitación principal del sistema.
- M_{fric_i} : par debido a la fricción.
- M_{reac_i} : par que recoge acciones derivadas de subsistemas mecánicos con cierto peso en la dinámica del sistema principal, como son la reacción del alternador sobre el eje del motor en el grado de libertad 16 y la excitación producida por distribución en el grado de libertad 9. En cualquier otro grado de libertad diferente, este par es nulo.

De manera similar a M_{reac} , tanto M_{comb} como M_{alt} , están asociados a grados de libertad concretos. En este caso a aquéllos que describen la dinámica de los cilindros del motor: 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13 y 14. Tales grados de libertad pueden representarse según la Figura 4-2 donde se muestra a modo esquemático, la configuración geométrica de un cilindro genérico del motor objeto de estudio.

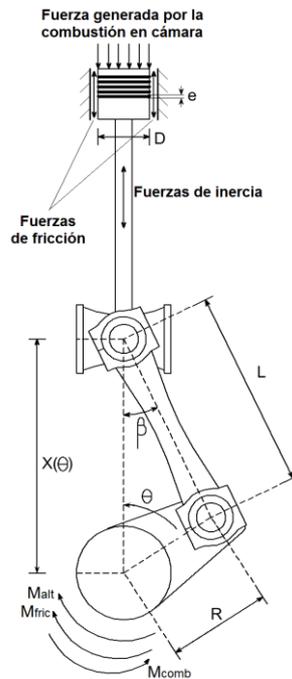


Figura 4-2 Esquema correspondiente a los grados de libertad asociados a los cilindros

Además de las fuerzas de excitación y sus pares asociados, en la figura anterior se muestran parámetros geométricos que serán necesarios para proporcionar expresiones matemáticas de esas excitaciones en epígrafes posteriores.

- D : Diámetro del pistón.
- L : Longitud de la biela.
- R : Media carrera del pistón (Carrera = $2R$).
- e : Grosor de los anillos.
- θ : Ángulo instantáneo del cigüeñal.
- β : Ángulo instantáneo entre la biela y la vertical.
- $X(\theta)$: Desplazamiento vertical instantáneo del cilindro.

4.1.2 No linealidades

Un punto fundamental en la correcta confección del modelado del sistema es su carácter no lineal. Pese a que los parámetros característicos de la dinámica del sistema K , J , C y CC son constantes y el término previo a la igualdad de la Ec. 4-1 es lineal, el término de la derecha engloba una serie de no linealidades cuyo origen se detalla a continuación:

- El par de inercia alternativo, que cambia con cada variación de ángulo girado por el cigüeñal. Teniendo en cuenta que además, la inercia de los pistones y las bielas son elevadas, provocan que el sistema no esté equilibrado durante el funcionamiento del motor.
- El par de fricción instantáneo provocado por el rozamiento de los pistones, las bielas y los cojinetes.
- La torsión del cigüeñal. En grandes motores como es el caso del motor objeto de estudio, la torsión sufrida se debe fundamentalmente al valor medio del par mecánico (valor del armónico 0) así como a la dinámica de la carga (valores de armónicos superiores al 0) dentro del ciclo del motor. Esta torsión del eje provoca que la medida de presión en cámara y el par de inercia no evolucionen con un ángulo instantáneo correspondiente a la asunción de una velocidad de giro constante del motor.

4.1.3 Desarrollo en Series de Fourier

Como se ha explicado en el epígrafe anterior, el término de la derecha de la Ec. 4-1 recoge los términos no lineales del sistema. Este tipo de estructura permite la resolución del sistema lineal definido por el lado izquierdo de la Ec. 4-1 mediante el desarrollo en Series de Fourier para la mencionada ecuación.

Para cada grado de libertad i , el ángulo instantáneo θ y sus derivadas quedan:

$$\theta_i = \sum_{j=1}^n [A_{ij} \sin(k_j \omega t) + B_{ij} \cos(k_j \omega t)], i = 1:m \quad \text{Ec. 4-3}$$

$$\dot{\theta}_i = \sum_{j=1}^n [A_{ij} k_j \omega \cos(k_j \omega t) - B_{ij} k_j \omega \sin(k_j \omega t)], i = 1:m \quad \text{Ec. 4-4}$$

$$\ddot{\theta}_i = \sum_{j=1}^n [-A_{ij} (k_j \omega)^2 \sin(k_j \omega t) - B_{ij} (k_j \omega)^2 \cos(k_j \omega t)], i = 1:m \quad \text{Ec. 4-5}$$

Siendo:

- A_{ij} : los coeficientes del seno del armónico j en el grado de libertad i .

- B_{ij} : los coeficientes del coseno del armónico j en el grado de libertad i .
- n : número total de armónicos considerados suficientes para la descripción de la dinámica del sistema.
- m : número total de grados de libertad.
- ω : frecuencia fundamental del sistema.
- k_j : número entero asociado al armónico j .

Del mismo modo, para el término de la derecha de la Ec. 4-1, el desarrollo es:

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad M_{alt_i} &= \sum_{j=1}^{j=n} [A_{alt_{ij}} \sin(k_j \omega t) + B_{alt_{ij}} \cos(k_j \omega t)], i = & \text{Ec. 4-6} \\ &1: m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad M_{ind_i} &= \sum_{j=1}^{j=n} [A_{comb_{ij}} \sin(k_j \omega t) + & \text{Ec. 4-7} \\ &B_{comb_{ij}} \cos(k_j \omega t)], i = 1: m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad M_{fric_i} &= \sum_{j=1}^{j=n} [A_{fric_{ij}} \sin(k_j \omega t) + B_{fric_{ij}} \cos(k_j \omega t)], i = & \text{Ec. 4-8} \\ &1: m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad M_{reac_i} &= \sum_{j=1}^{j=n} [A_{reac_{ij}} \sin(k_j \omega t) + B_{reac_{ij}} \cos(k_j \omega t)], i = & \text{Ec. 4-9} \\ &1: m \end{aligned}$$

Donde ahora:

- $A_{alt_{ij}}$ y $B_{alt_{ij}}$ son los coeficientes senos y cosenos obtenidos para el par alternativo correspondiente al armónico j en los grados de libertad i asociados a cilindros.
- $A_{comb_{ij}}$ y $B_{comb_{ij}}$ son los coeficientes senos y cosenos obtenidos para el par de combustión correspondiente al armónico j en los grados de libertad i asociados a cilindros.
- $A_{reac_{ij}}$ y $B_{reac_{ij}}$ son los coeficientes senos y cosenos obtenidos para el par de los subsistemas mecánicos mencionados anteriormente correspondiente al armónico j en el grado de libertad i . En este caso, corresponde con el grado de libertad 15, en el que está instalada la galga.

Al introducir desde Ec. 4-2 hasta Ec. 4-9 en Ec. 4-1, se obtiene un sistema de ecuaciones el cual puede separarse en términos de senos y cosenos para su resolución.

Reordenando dichas ecuaciones se obtiene una matriz de dimensiones $2(m \times n)$, refiriéndose n al número de grados de libertad, m al número de armónicos y 2 a los A y B relativos a senos y cosenos. Esta matriz, la matriz de comportamiento torsional del sistema, se muestra a modo esquemático en la Figura 4-3

		GDL		Arm. 1		Arm. j				Arm. n					
				A Coef.		B Coef.		A Coef.		B Coef.		A Coef.		B Coef.	
				1	...	m	1	...	m	1	...	m	1	...	m
Arm. 1	Seno	1	V_{SA11}		V_{SB11}		0				0				
											
	m	V_{SA1m}		V_{SB1m}											
	Coseno	1	V_{CA11}		V_{CB11}										
...												
	m	V_{CA1m}		V_{CB1m}											
Arm. j	Seno	1	0		V_{SAj1}		V_{SBj1}		0						
									
	m	V_{SAjm}			V_{SBjm}										
	Coseno	1			V_{CAj1}		V_{CBj1}								
...												
	m	V_{CAjm}		V_{CBjm}											
Arm. n	Seno	1	0		0		V_{SAn1}		V_{SBn1}		0				
							
	m	V_{SAnm}					V_{SBnm}								
	Coseno	1					V_{CAn1}		V_{CBn1}						
...												
	m	V_{CAnm}		V_{CBnm}											

A_{11}	A_{exc11}
...	...
A_{m1}	$A_{exc m1}$
B_{11}	B_{exc11}
...	...
B_{m1}	$B_{exc m1}$
A_{j1}	$A_{exc j1}$
...	...
A_{mj}	$A_{exc mj}$
B_{1j}	B_{exc1j}
...	...
B_{mj}	$B_{exc mj}$
A_{1n}	A_{exc1n}
...	...
A_{mn}	$A_{exc mn}$
B_{1n}	B_{exc1n}
...	...
B_{mn}	$B_{exc mn}$

Figura 4-3 Matriz de comportamiento torsional del sistema

Los parámetros que aparecen en la matriz se detallan a continuación.

- V son vectores que contienen los parámetros característicos de la dinámica del sistema J_i , K_i , C_i y CC_i .
- Los subíndices S y C hacen referencia a seno y coseno respectivamente.
- Los subíndices A y B hacen referencia a los coeficientes de seno y coseno respectivamente.

Como consecuencia, para cada $i=1:m$ y cada armónico $j=1:n$:

$$V_{SAij} = [-J_i \cdot (\omega_j \cdot j)^2 + K_i + K_{i-1} \quad | \quad -K_i \quad | \quad -K_{i-1} \quad | \quad 0_{1 \times 13}]$$

$$V_{SBij} = [0_{1 \times 13} \quad | \quad C_i \cdot C_{i-1} \cdot CC_i \cdot (\omega_j \cdot j) \quad | \quad -C_i \cdot \omega_j \cdot j \quad | \quad -C_{i-1} \cdot \omega_j \cdot j]$$

$$V_{CAij} = [C_i \cdot C_{i-1} \cdot C C_i \cdot (\omega_j \cdot j) | -C_i \cdot \omega_j \cdot j | -C_{i-1} \cdot \omega_j \cdot j | 0_{1 \times 13}]$$

$$V_{CBij} = [0_{1 \times 13} | -J_i \cdot (\omega_j \cdot j)^2 + K_i + K_{i-1} | -K_i | -K_{i-1}]$$

La matriz anterior permite calcular el ángulo instantáneo en cada grado de libertad i . No obstante, como se ha mencionado, el sistema sufre una torsión importante que provoca variaciones entre el incremento del ángulo instantáneo de diferentes grados de libertad y que genera un desfase entre la base angular de la presión en cámara medida y la correspondiente al sistema. Este efecto se acentúa a medida que se comparan grados de libertad más distantes, siendo el cilindro 1 (el más alejado del alternador) el que experimenta las mayores distorsiones. En epígrafes posteriores se describe el proceso iterativo que permite solventar este efecto no lineal.

4.2 Excitación del sistema

La Ec. 4-2 recoge los términos relacionados con la excitación del sistema. Pese a que se han descrito de forma somera en un epígrafe anterior, se detallan a continuación las ecuaciones que gobiernan cada una de ellas por separado.

4.2.1 Par debido al proceso de combustión

El par de excitación relativo a la combustión procede de los grados de libertad correspondientes con los 10 cilindros del motor. La fuerza que la presión generada ejerce sobre la cabeza de cada pistón es transformada en par a través de la cinemática del cigüeñal (Ver Figura 4-2). La suma de los 10 pares generados da como resultado el par indicado del motor en el extremo del cigüeñal correspondiente con el alternador (grado de libertad 15).

La metodología que permite la evaluación del par aportado por cada cilindro es ampliamente conocida [73] y se detalla a continuación.

$$Fg_i(\theta_i) = \frac{\pi D^2}{4} P_i(\theta_i)$$

Ec. 4-10

Siendo Fg_i la fuerza vertical neta ejercida por el proceso de combustión en la zona superior del pistón i . P_i es la presión en cámara correspondiente al cilindro i . Tanto esta presión como su fuerza asociada sobre el pistón dependen del ángulo instantáneo θ del grado de libertad i .

$$Ftg_i(\theta_i) = Fg_i(\theta_i) \frac{\sin(\theta_i + \beta_i)}{\cos(\beta)} ; \sin(\beta) = \frac{R}{L} \sin(\theta_i) \quad \text{Ec. 4-11}$$

En este caso, Ftg_i es la fuerza horizontal ejercida por el gas presente en la cámara de combustión del cilindro i . se considera que la fuerza de fricción entre la biela y el cigüeñal y los cilindros es nula.

$$X_i(\theta_i) = R \cos(\theta_i) + L \cos(\phi_i) \quad \text{Ec. 4-12}$$

Siendo X_i la posición vertical instantánea de la zona superior del pistón la cual depende del ángulo instantáneo θ .

Con todas estas ecuaciones, el par indicado desarrollado por el proceso de combustión en cada grado de libertad i correspondiente a los cilindros es:

$$M_{ind_i}(\theta_i) = Ftg_i(\theta_i) X(\theta_i) \quad \text{Ec. 4-13}$$

En la Figura 4-4 se muestran las presiones generadas por el proceso de combustión dentro de la cámara de un cilindro genérico para cuatro condiciones de carga.

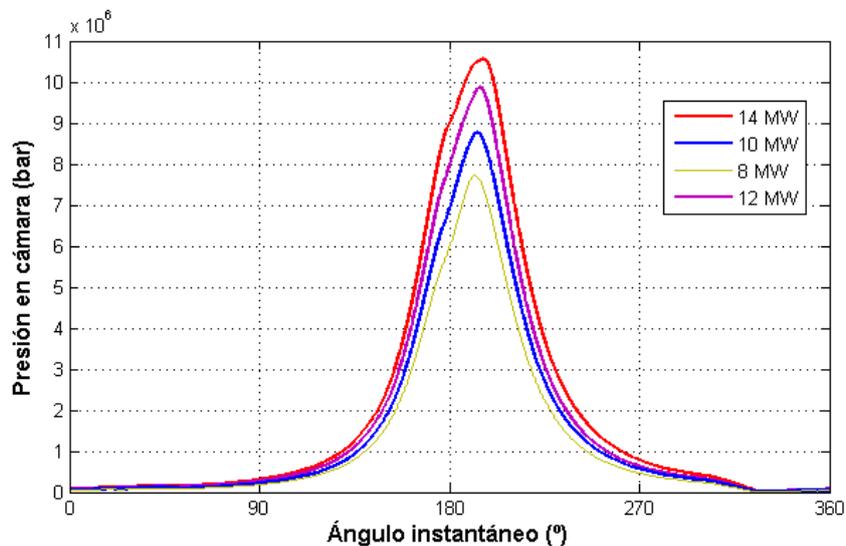


Figura 4-4 Curva de presión en cámara para las potencias consideradas

El par resultante de la presión en cámara a través de la cinemática del cigüeñal se muestra en la Figura 4-5

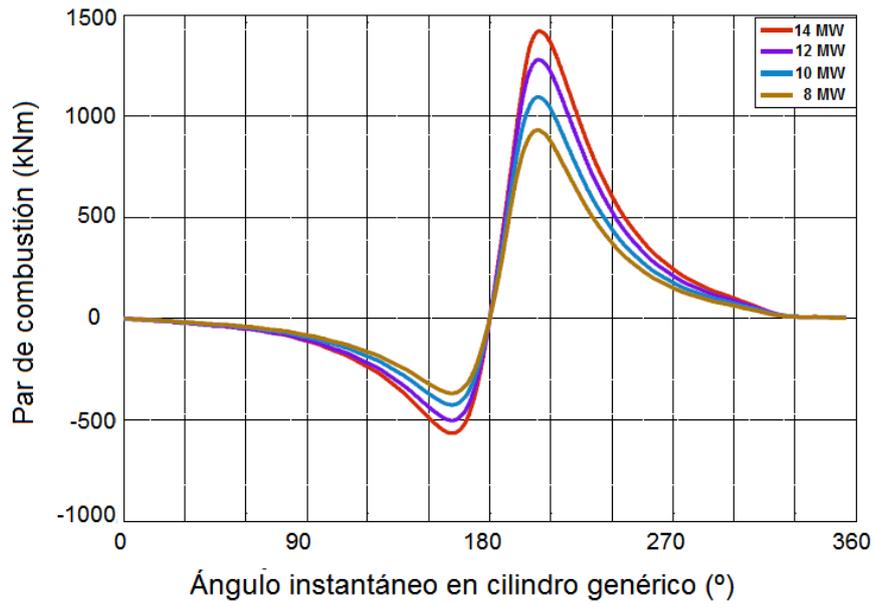


Figura 4-5 Par de combustión para las potencias consideradas

Finalmente, el desarrollo de este par en Series de Fourier arroja los valores mostrados en la Figura 4-6 para los módulos de los armónicos considerados. En este caso, se muestra hasta el armónico 25. De esta última figura se puede deducir que independientemente de la carga, los módulos de los armónicos decrecen de manera monótona a partir del armónico 1 (el de máximo valor). Como valor orientativo, el armónico 15 recoge por debajo del 0,002% de la energía contenida en la curva de par. Por este motivo, puede considerarse despreciable la capacidad de este armónico y los posteriores para excitar el sistema.

Parametrizados por cargas, los valores de los módulos aumentan a medida que aumenta la carga.

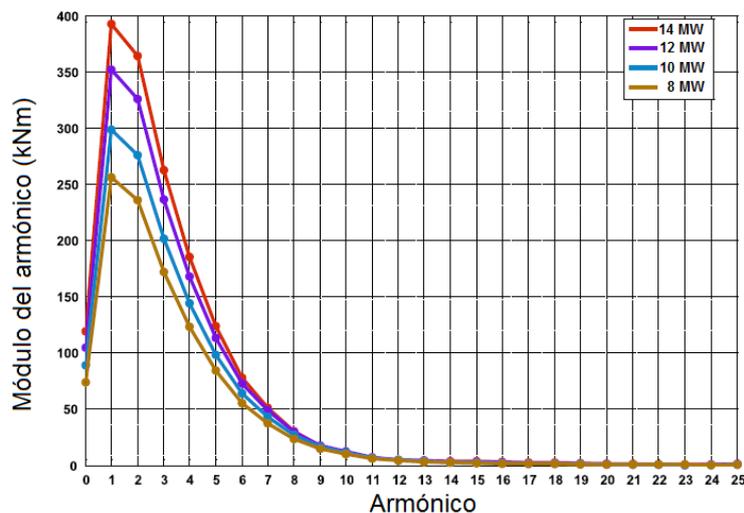


Figura 4-6 Desarrollo en Series de Fourier del par de combustión para las potencias consideradas

4.2.2 Par de inercia

El movimiento alternativo de los pistones genera unas fuerzas de inercias que son transformadas en el par de inercia a través de la cinemática del cigüeñal. Si bien, un sistema de 10 cilindros en línea tiene equilibrados los momentos de primer y segundo orden si no hay distorsión del cigüeñal, la distorsión angular provocada por la torsión entre los diferentes grados de libertad (ver Figura 4-1) rompe dicho equilibrio. Por este motivo, la aportación del par de inercia al par mecánico instantáneo del motor debe ser tenido en cuenta.

La fuerza de inercia $F_{inercia_i}$ debido al movimiento del pistón (ver Figura 4-2) correspondiente a un grado de libertad genérico i es:

$$F_{inercia_i}(\theta_i) = m_p \ddot{X}_i(\theta_i) \quad \text{Ec. 4-14}$$

Siendo por tanto el par alternativo:

$$M_{alt_i}(\theta_i) = F_{inercia_i}(\theta_i) X(\theta_i) \cdot \tan(\beta) \quad \text{Ec. 4-15}$$

Donde:

- m_p es la masa del pistón
- \ddot{X}_i es la aceleración del pistón
- X_i es la posición vertical instantánea de la zona superior del pistón

En el primer paso para la solución, puede obtenerse un valor del par de inercia si se considera constante el incremento angular. Bajo esta hipótesis, la aceleración angular es nula y por tanto, el valor del par de inercia es el mostrado en la Figura 4-7.

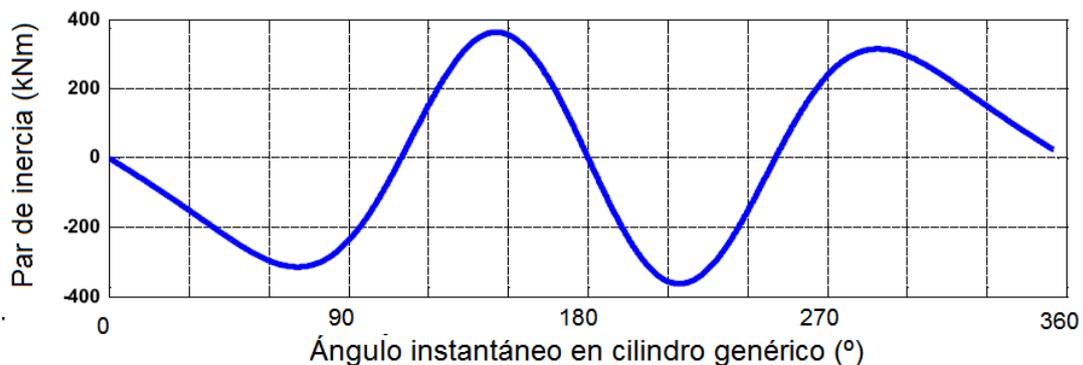


Figura 4-7 Par de inercia en base angular

Asimismo, como se detalla en la Figura 4-8, la energía presente en esta señal de par queda englobada por los armónicos 1, 2, 3, 4, 5 y 6, siendo nulo el resto, incluido el cero.

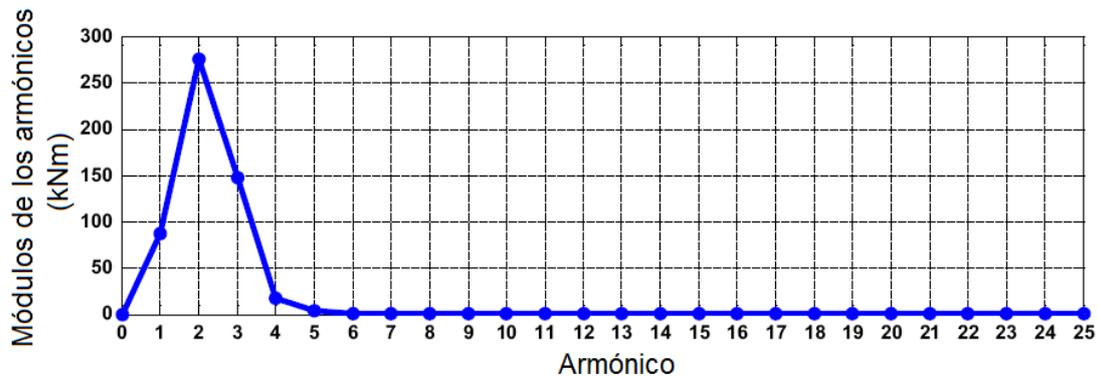


Figura 4-8 Desarrollo en Series de Fourier del par de inercia

4.2.3 Modelo de par fricción

Las fuerzas de fricción aparecen en elementos entre los que existe un movimiento relativo. En el sistema mecánico objeto de estudio, este tipo de fuerzas se localiza en el par cinemático pistón-cilindro, en las crucetas, en los extremos de las bielas y en las muñequillas. El modelado de las pérdidas por fricción en motores de combustión en general puede dividirse en dos bloques:

- 1) Evaluadas como valores medios que se modelan con suficiente precisión como leyes funcionales cuadráticas con la velocidad de giro [74], o bien, en menor medida, con la carga del motor. Este método considera que las pérdidas son constantes a lo largo de un ciclo del motor. Si se tiene en consideración este tipo de modelo, el par de fricción sólo contribuye al conjunto de par de excitación a través del armónico 0, es decir, reduciendo el par mecánico disponible.
- 2) Evaluadas como función del ángulo instantáneo del cigüeñal. Esta segunda opción, más adecuada al estudio realizado supone una contribución del par de fricción al resto de armónicos distintos del armónico 0. No obstante, existen pocos estudios en relación a este campo, siendo el llevado a cabo por Rezeka y Henin uno de los más completos [75]. Su enfoque se basa en 5 sub-modelos que contabilizan pares de fricción de distinto origen. Cada uno de los pares resultantes se afecta de un coeficiente que le otorga un peso concreto dentro del total. Como se verá a continuación, la física existente detrás de los sub-modelos considerados recoge tanto el proceso

de combustión en cámara como la cinemática del motor, por lo que en conjunto contribuye a la evaluación de la curva de par indicado a través de numerosos armónicos.

En líneas generales, el enfoque 1) suele tenerse en cuenta cuando el foco de atención se centra en el intercambio energético entre combustible y el cigüeñal del motor. Para estudios desarrollados como el del presente documento, donde lo que realmente interesa es el modelado de la dinámica del sistema, es necesario evaluar las pérdidas por fricción dinámicamente y por ello, se ha considerado el bloque 2).

A continuación, se desglosa el modelo de par de fricción según los sub-modelos desarrollados en [75]. De este modo, el par de fricción es:

$$M_{fric_i} = \sum_j a_j^i M_{f_j}^i \quad \text{Ec. 4-16}$$

Donde nuevamente, i hace referencia al grado de libertad y j al sub-modelo de fricción. Cada a_j es un factor de ponderación que tiene en cuenta la aportación del sub-modelo de par de fricción j , $M_{f_j}^i$, al total del par de fricción M_{fric_i} .

M_{f_1} : Par debido a la fricción entre la lubricación viscosa de los aros y la pared interior del cilindro

$$M_{f_1}^i = a_1^i [\mu c (P_e + P_g^i) e]^{0,5} D (n_o + 0,4 n_c) R \frac{\sin(\theta_i + \beta_i)}{\cos \beta_i} \quad \text{Ec. 4-17}$$

M_{f_2} : Par debido a la fricción del aro por lubricación mixta

$$M_{f_2}^i = a_2^i \pi D n_c (P_e + P_g^i) e (1 - |\sin \theta_i|) R \frac{\sin(\theta_i + \beta_i)}{\cos \beta_i} ; \forall \theta_i \in [-90^\circ, +90^\circ] \quad \text{Ec. 4-18}$$

M_{f_3} : Par debido a la fricción correspondiente a la falda del pistón y a las crucetas

$$M_{f_3}^i = a_3^i \left(\mu \frac{c}{g_a} \right) D L_{SP} R \frac{\sin(\theta_i + \beta_i)}{\cos \beta_i} \quad \text{Ec. 4-19}$$

M_{f_4} : Par debido a los elementos auxiliares y los cojinetes sin carga. Incluye también las bombas de aceite y combustible.

$$M_{f_4}^i = a_4^i \mu w_i \quad \text{Ec. 4-20}$$

M_{f-5} : Par de fricción en los cojinetes debido a la carga procedente de la presión de combustión sobre el cigüeñal.

$$M_{f-5}^i = a_5^i \frac{\pi}{4} D^2 r_c P_g^i |\cos \theta_i| \frac{1}{\sqrt{w_i}} \quad \text{Ec. 4-21}$$

Los parámetros involucrados en las ecuaciones anteriores son

- μ : viscosidad dinámica del aceite lubricante (kg/ms)
- c : velocidad media del pistón (m/s)
- P_e : presión ejercida por el segmento debido a la pretensión al ubicarlo en su alojamiento
- P_{gas} : presión ejercida por los gases sobre el pistón
- e : ancho de cada segmento (m)
- D : diámetro del pistón (m)
- n_c : número de segmentos rascadores
- n_c : número de segmentos de presión
- R : radio del cigüeñal (m)
- L_{SP} : longitud de la falda del pistón (m)
- g_a : Espacio entre el pistón y la pared del cilindro

Una vez particularizados los sub-modelos anteriores al motor objeto de estudio, el modelo de par de fricción presenta, para las cuatro cargas consideradas, la evolución que se muestra en la Figura 4-9. Los valores obtenidos en el proceso de ajuste son los siguientes:

- | | |
|------------|----------|
| • A1=23 | • A4=0 |
| • A2=0,352 | • A5=9,6 |
| • A3=1 | • A6=0,5 |

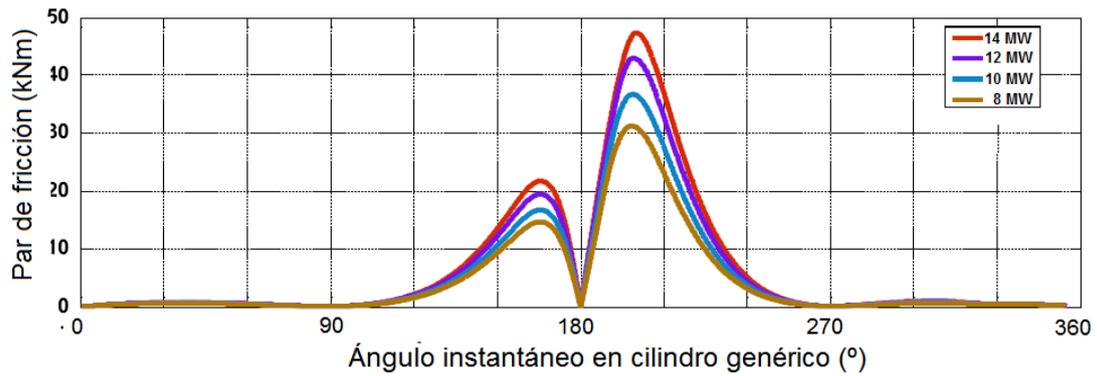


Figura 4-9 Par de fricción en base angular

Adicionalmente, la Figura 4-10 muestra los armónicos predominantes en este par de excitación de sistema, donde puede apreciarse que el módulo de mayor magnitud es el correspondiente al armónico 1 para todas las cargas consideradas.

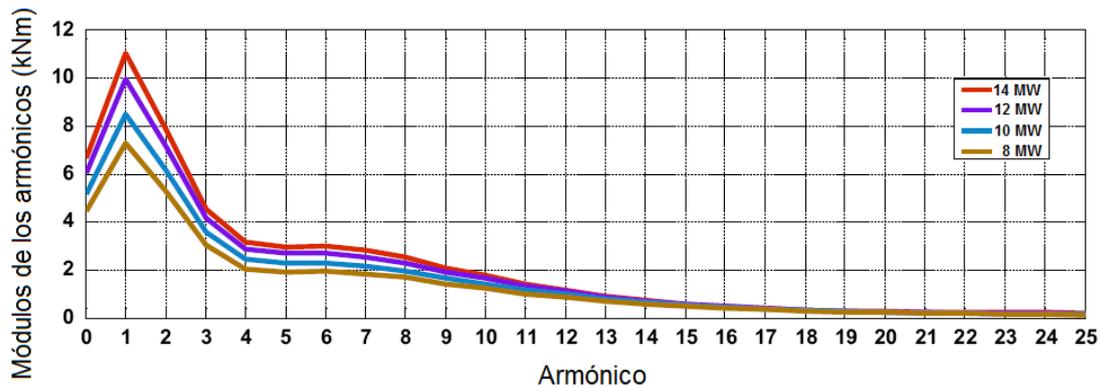


Figura 4-10 Desarrollo en Series de Fourier del par de fricción

4.3 Resolución del modelo no lineal

Desde el punto de vista de la resolución numérica, esta no linealidad que condiciona el comportamiento del sistema se solventa a través de un proceso iterativo tal como se detalla en la Figura 4-11.

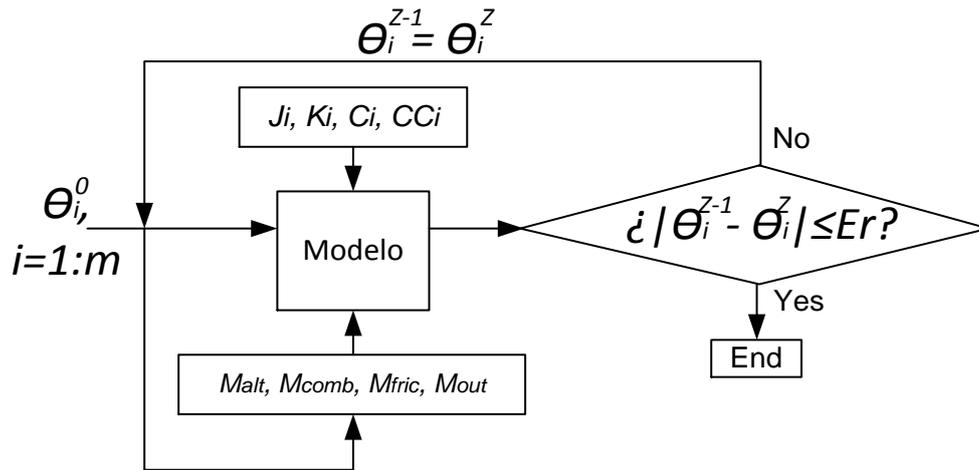


Figura 4-11 Proceso iterativo adoptado para solventar las no linealidades del sistema

En el esquema mostrado, los parámetros involucrados son:

- θ : Ángulo instantáneo del cigüeñal.
- Z : Número de iteraciones
- m : número total de grados de libertad. En este caso, $m=16$
- Er : error admisible

Dado el esquema anterior, el modelo carga un ángulo inicial θ^0 por cada grado de libertad i . Además, se alimenta de los parámetros del sistema K , J , C y CC . Una vez obtenidas las salidas del sistema en términos de ángulo instantáneo en cada grado de libertad, se comparan con las del paso anterior. Cuando el error entre ambas iteraciones queda dentro de un valor admisible (Er), el proceso ha terminado.

La necesidad de este proceso iterativo queda patente en las siguientes figuras donde se muestra la distorsión en términos de ángulo por un lado (Figura 4-12) y de par (Figura 4-13) por otro para la potencia de 14 MW. No obstante, es extensible al resto de cargas (12 MW, 10 MW y 8 MW) como puede apreciarse en las tendencias mostradas en la Figura 4-14.

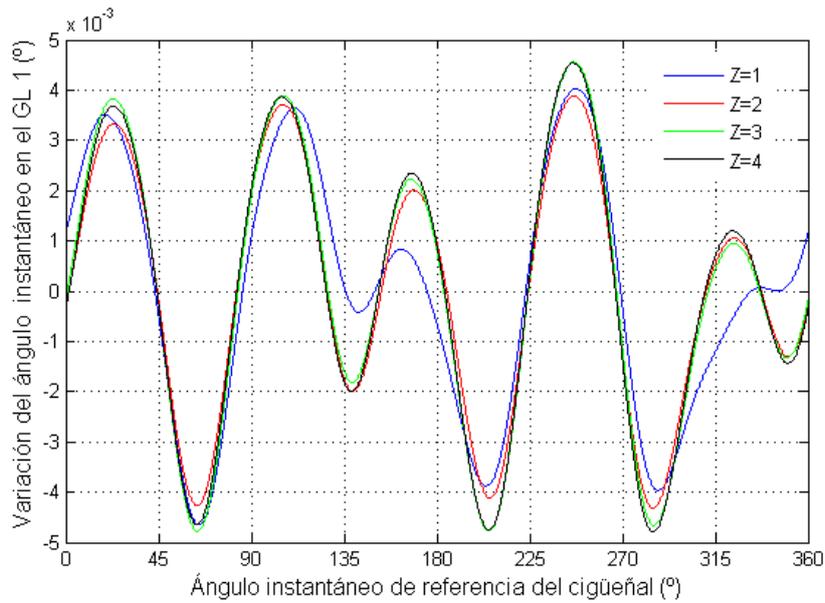


Figura 4-12 Distorsión angular del sistema a 14 MW

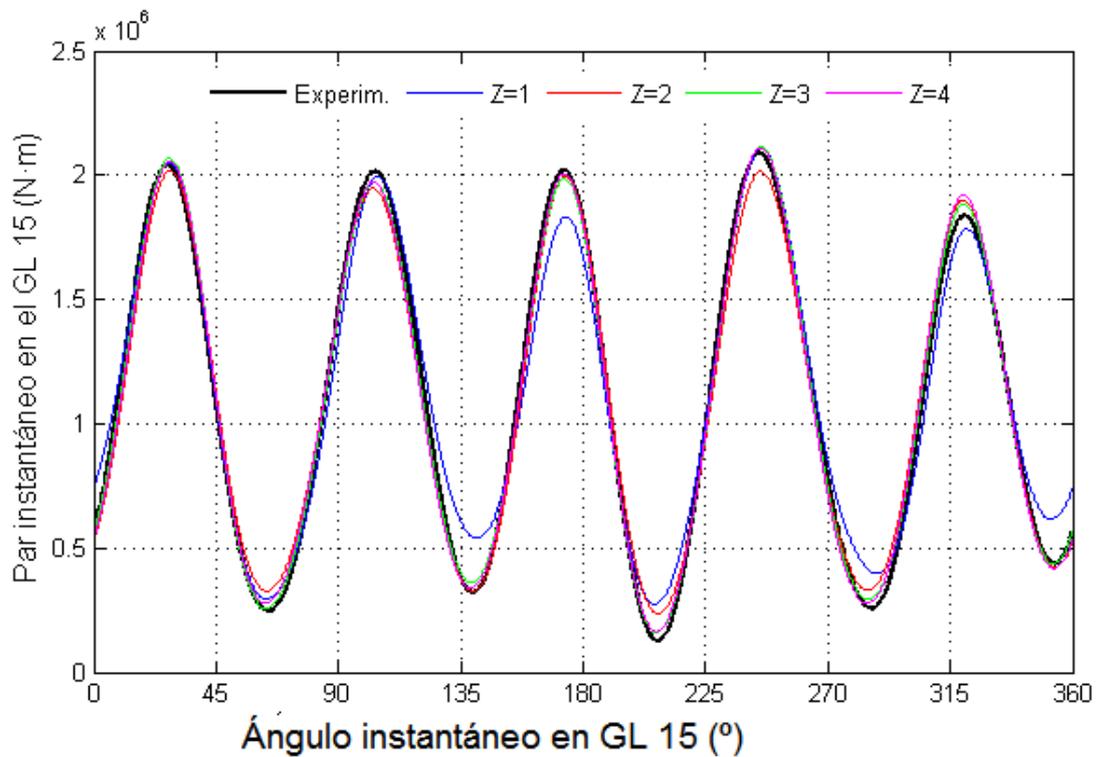


Figura 4-13 Distorsión de par del sistema a 14 MW

En ambos casos, se percibe una fuerte modificación al pasar del cálculo inicial ($Z=1$) al siguiente ($Z=2$) y cómo a medida que el número de iteraciones aumenta, la salida del modelo se asemeja al dato experimental.

En la Figura 4-14, se representa este mismo análisis desde otro punto de vista y además desglosado para las 4 cargas objeto de estudio y sus respectivos armónicos descriptivos. En dicha figura, el error mostrado se define según la Ec. 4-22.

$$Error_{j,z}(\%) = \frac{(Módulo\ Armón.j_z - Módulo\ Armón.j_{z-1})}{Módulo\ Armón.j_z} \cdot 100 \Big|_{j=1\ a\ 10} \quad \text{Ec. 4-22}$$

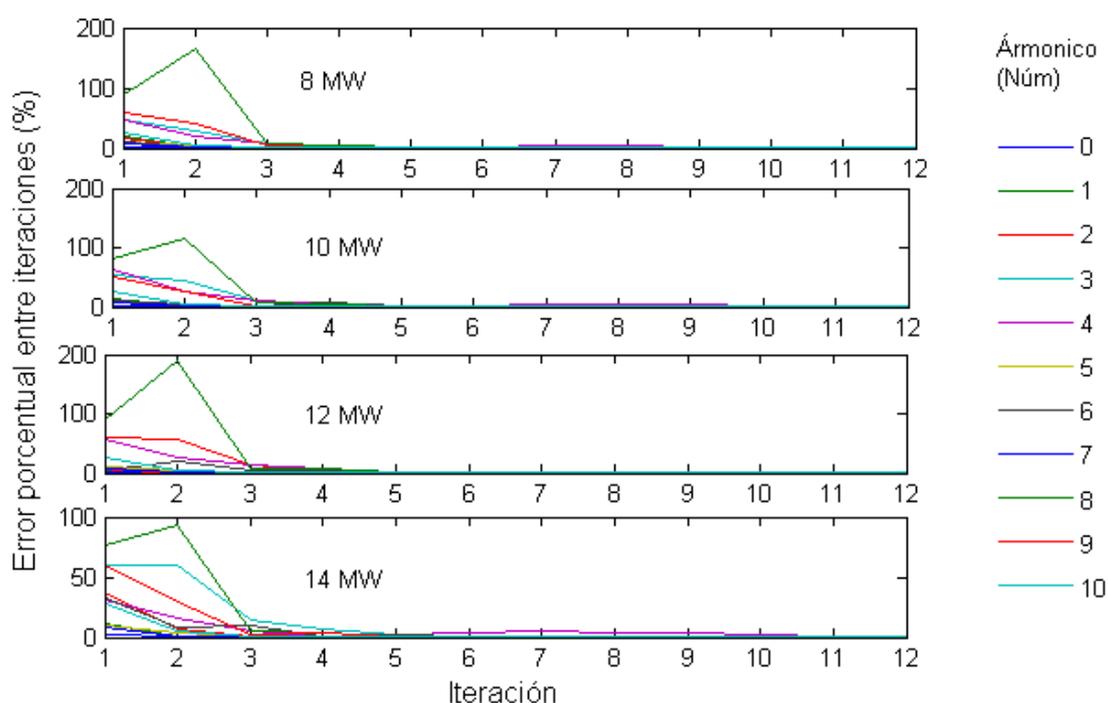


Figura 4-14 Errores porcentuales entre la iteración i y la iteración $i+1$ para todas las cargas

En este caso, se ha calculado el error entre iteraciones consecutivas en términos de módulos de los armónicos del 0 al 10 y a que dichos módulos son unos de los indicadores más representativos en cuanto a la bondad de los resultados obtenidos. La gráfica muestra (y apoya las conclusiones obtenidas de las dos anteriores) cómo las variaciones importantes tienen lugar en los pasos iniciales del proceso iterativo. En las 4 cargas y para todos los armónicos, el error cae en la iteración 5, si bien para alguno de los armónicos (el 4 en concreto) hay un leve aumento entre las iteraciones 6 y 10. En cualquier caso, se ha verificado que para todos los armónicos el error cae hasta niveles despreciables a partir de la iteración 12.

4.4 Identificación del sistema

La resolución de la Ec. 4-1 implica el conocimiento previo de las propiedades torsionales del sistema; K , J , C y CC . Si bien, dichas propiedades quedan definidas por valores constantes suministrados por el fabricante (ver Tabla 4-1) en muchos casos no son datos suficientemente cercanos al valor real como para obtener los resultados válidos del modelo. Por este motivo, se efectúa la identificación de los parámetros del sistema.

4.4.1 Metodología para la identificación de parámetros

Tomando como valores de partida los suministrados por el fabricante (Tabla 4-1) se ha aplicado un proceso de optimización que incluye simultáneamente las 4 cargas que se han tomado como referencia y que cubren el rango operativo del motor. Por este motivo, se considera que el resultado es universal desde el punto de vista de que es válido para cualquier carga.

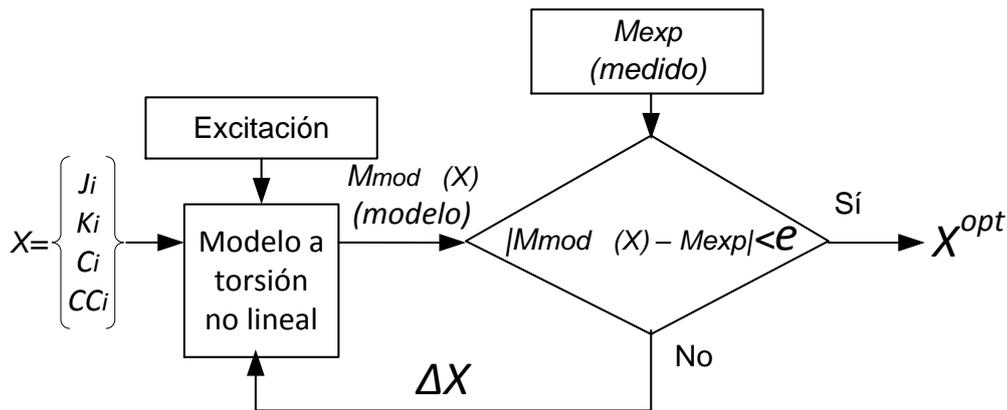


Figura 4-15 Proceso de optimización para la obtención del conjunto de parámetros del sistema

Siendo la función objetivo:

$$\min_X \{ \sum_{n=1}^{NP} [M_{mod,n}(X) - M_{exp,n}]^2 \} \quad \text{Ec. 4-23}$$

Donde:

- n es el punto donde se evalúa la función objetivo
- X es el set de parámetros característicos del sistema a ser identificados en cada grado de libertad (K , J , C y CC).
- M_{exp} es el par medido en el GL 15 (Figura 4-1)

- M_{mod} es el par obtenido mediante el modelo a torsión no lineal. Corresponde con el par instantáneo en el GL 15 (Figura 4-1)
- X^{OPT} es el conjunto de parámetros óptimos resultante del proceso de optimización.
- NP es el número de puntos en los que se evalúa la función objetivo.
- e es el error admisible.

Como puede observarse, la función objetivo responde a la búsqueda del óptimo en el sentido de los mínimos cuadrados. En este caso, se busca el mínimo error posible entre las curvas de par instantáneo experimental y resultante del modelo de torsión a lo largo de un ciclo. En dicho proceso de optimización se han incluido las cuatro cargas del motor (8 MW, 10 MW, 12 MW y 14 MW) de manera simultánea, puesto que los parámetros mecánicos no son dependientes de la potencia del motor. En comparación con otros métodos de optimización no lineal, basados en función objetivo escalar (toma como función de error el error cuadrático medio) se ha comprobado que la elegida proporciona mejores resultados. Del mismo modo, se ha efectuado una prospección en base a alternativas del cálculo del error; además del cálculo del error entre las curvas de par, se ha efectuado también en términos de errores absoluto y relativo entre los coeficientes del desarrollo de Fourier y errores absoluto y relativo entre los módulos de los armónicos. Tras la comparativa entre resultados, se ha optado por mantener la función objetivo indicada anteriormente.

4.4.2 Análisis de las desviaciones entre valores iniciales y ajustados

Para la aplicación del método de optimización se ha tomado como solución inicial el set de datos aportado por el fabricante (Tabla 4-1).

Una vez finalizado el proceso, los resultados obtenidos válidos para todas las cargas son los mostrados en la Tabla 4-2.

G. D. L.	K		J		C		CC	
	(N·m/rad)	Var.(%)	(kg·m ²)	Var. (%)	(N·m·s/rad)	Var. (%)	(N·m·s/rad)	Var. (%)
1	10000	0	8540	-0,47	570516,8	-50,136	0	0
2	1E+12	0	4480	-1,82	0	0	0	0
3	1,342E+09	-3,25	442,00	-0,45	0,00	0,00	0,00	0,00
4	1,202E+09	-0,16	6520	-0,31	50	0	22872,5	34,65
5	1,202E+09	-0,16	6890	-1,32	50	0	22872,5	34,65
6	1,196E+09	0,32	6520	-0,31	50	0	22872,5	34,65
7	1,206E+09	-0,52	6615	-0,23	50	0	22872,5	34,65
8	1,302E+09	-0,16	6890	-1,32	50	0	22872,5	34,65
9	1,410E+09	-0,75	3807	-0,18	50	0	22872,5	34,65
10	1,212E+09	-1,01	6890	-1,32	50	0	22872,5	34,65
11	1,202E+09	-0,16	6890	-1,32	50	0	22872,5	34,65
12	1,202E+09	-0,16	6520	-0,31	50	0	22872,5	34,65
13	1,202E+09	-0,16	6895	0,07	50	0	22872,5	34,65
14	8,150E+08	-0,62	6520	-0,31	0	0	22872,5	34,65
15	6,928E+08	-4,98	3058	-1,93	0	0	328936,7	-59,68
16	5,940E+06	10	853600	-0,42	1450	-3,57	26908,8	34,37

Tabla 4-2 Parámetros del modelo de masas concentradas y variación relativa respecto de los datos del fabricante

A esta tabla se ha añadido además, una columna en cada parámetro que indica la variación porcentual (*Var.*) que supone el el valor del parámetro obtenido mediante el proceso de identificación del sistema con respecto a los parámetros del fabricante originales. Esta variación se ha calculado según la (Ec. 4-24):

$$\text{Var} (\%) = \frac{\text{Parám.Fabricante} - \text{Parám. Identif. Sistema}}{\text{Parám.Fabricante}} \cdot 100 \quad \text{Ec. 4-24}$$

La Figura 4-16 muestra la comparativa entre la curva de par obtenido a través del modelo con los parámetros ya ajustados (azul) y la curva de par medida mediante la galga extensiométrica en el GL 15 (Figura 4-1).

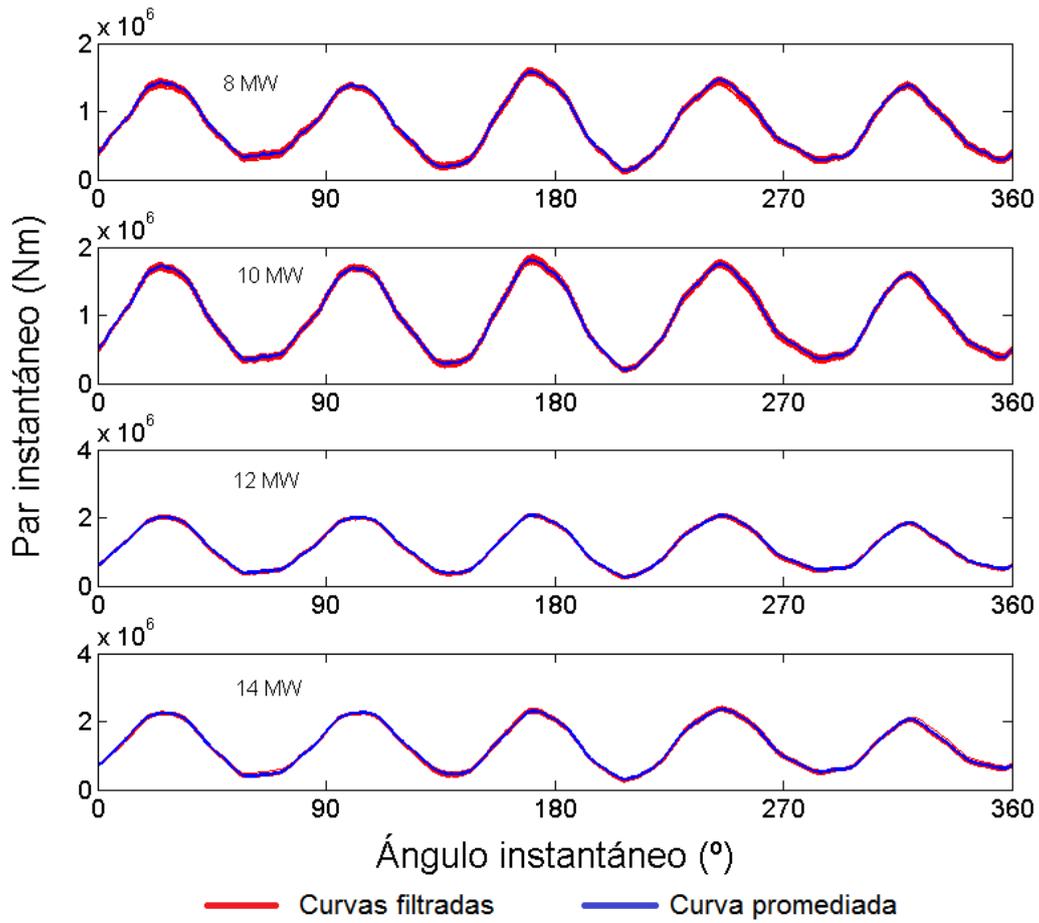


Figura 4-16 Comparativa entre la curva de par medida y la obtenida mediante el modelo ajustado

El error (Ec. 4-23) máximo entre las curvas de par instantáneo (experimental y resultante del modelo a torsión) que se ha obtenido no supera el 1,5%. Adicionalmente, la Figura 4-17 detalla la distribución del error entre los armónicos considerados y permite evaluar la comparativa entre los valores obtenidos mediante el modelo sin ajuste de parámetros y los obtenidos tras el proceso de identificación de parámetros.

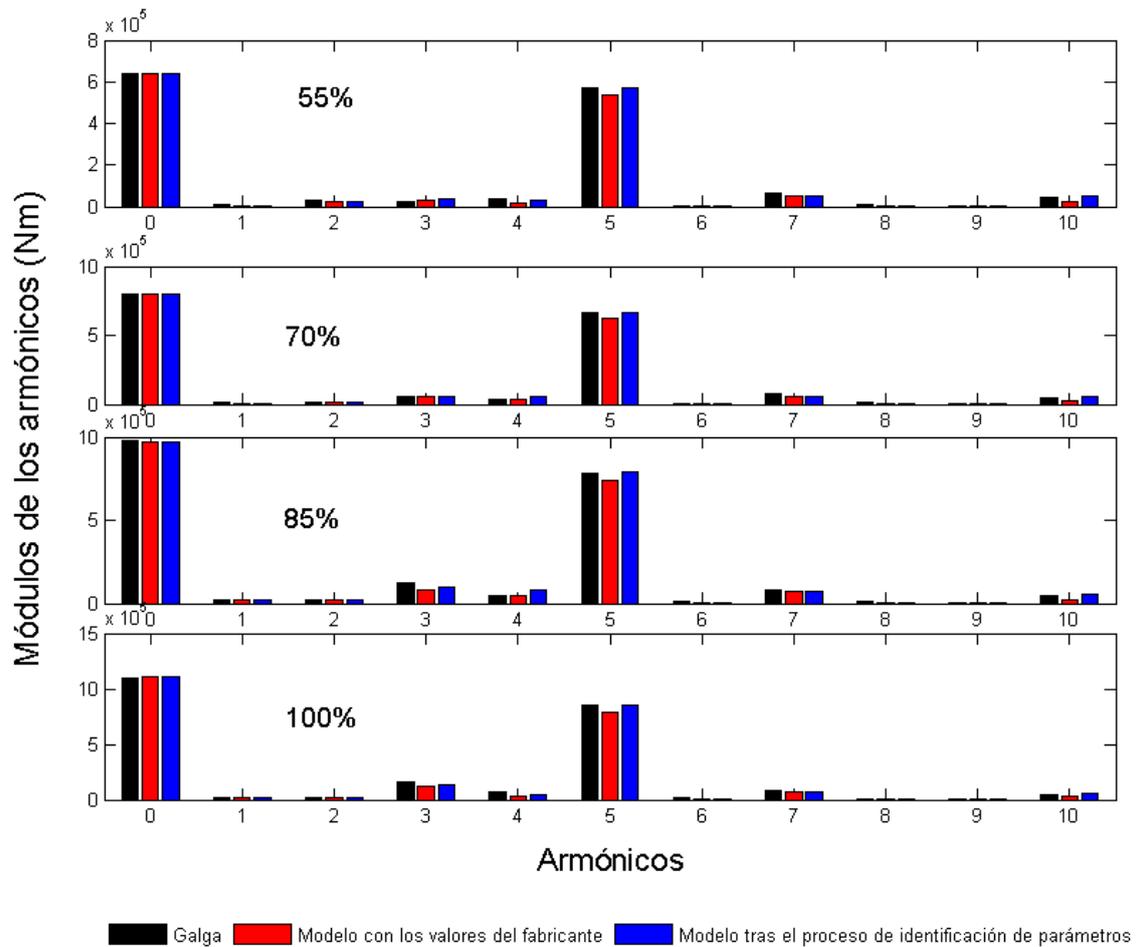


Figura 4-17 Comparativa de los módulos de los armónicos medidos y obtenidos mediante el modelo ajustado

El detalle de la figura anterior explica el excelente *fitting* de datos mostrados en la Figura 4-16. Como puede apreciarse, el armónico 5, ya descrito a lo largo del capítulo 3 como uno de los armónicos fundamentales de la dinámica del sistema, consigue mejoras importantes tras el ajuste respecto a los valores determinados experimentalmente mediante la galga extensiométrica. Además de éste, mejora otro de los armónicos principales, el 10, y el 3 salvo a 8 MW. El armónico 7 por su parte, sufre un ligero empeoramiento.

4.5 Análisis de sensibilidad

Tal como se deduce de la Figura 4-2, existe una relación directa entre el par instantáneo y la excitación del sistema. Esta excitación tiene como una de sus componentes principales la presión de combustión en el interior de los cilindros. Por otro lado, dentro de la diagnosis de motores, su conocimiento puede emplearse en la

detección de fallos, tal como se expuso en la sección 2.4.2. Por este motivo, es necesario profundizar en la relación entre el desarrollo de la combustión en el interior de los cilindros y el par instantáneo a través de sus respectivos armónicos. Para conocer cómo evolucionan las salidas (coeficientes de los armónicos de la curva de par instantáneo) del modelo no lineal frente a variaciones en las entradas (curvas de presión en cámara), se ha efectuado un análisis de sensibilidad que se detalla a continuación.

Adicionalmente, este análisis permitirá centrar los esfuerzos en los parámetros más influyentes para la confección de herramientas aplicadas. En el caso concreto de las RNA para la estimación de la WMI de cada cilindro (epígrafe 5.1), es un paso previo a la configuración de la RNA cuando se considera que algunos de los patrones elegidos pueden resultar más perjudiciales que beneficiosos en el entrenamiento de dicha RNA ([76], pg 52).

4.5.1 Descripción del análisis de sensibilidad

Para el desarrollo del análisis de sensibilidad se modula analíticamente la intensidad de la combustión producida en cada cilindro. En el apartado siguiente, se detalla este modelado de la combustión que se efectúa a través de las curvas de presión obtenidas de la medida experimental. Con este análisis se pretende determinar la influencia de una combustión pobre o inexistente ocurrida en cualquiera de los cilindros sobre la curva de par.

Dos aspectos relevantes a considerar son:

- Si bien cada cilindro cuenta con una curva de presión en cámara propia, se ha optado por seleccionar una de ellas para todos los cilindros. Con esta medida adoptada, se evitan posibles interferencias o falsas relaciones causa-efecto derivadas de las diferencias entre curvas en la zona asociada a la combustión. Como se puede observar en la Figura 4-18, tanto la carrera de compresión como la de expansión quedan muy solapadas entre curvas de diferentes cilindros. La ausencia de efectos significativos a consecuencia de fugas de gases o de calor permite asociar las variaciones entre curvas a efectos de la inyección y la combustión que son concretamente las variables involucradas en el análisis de sensibilidad.

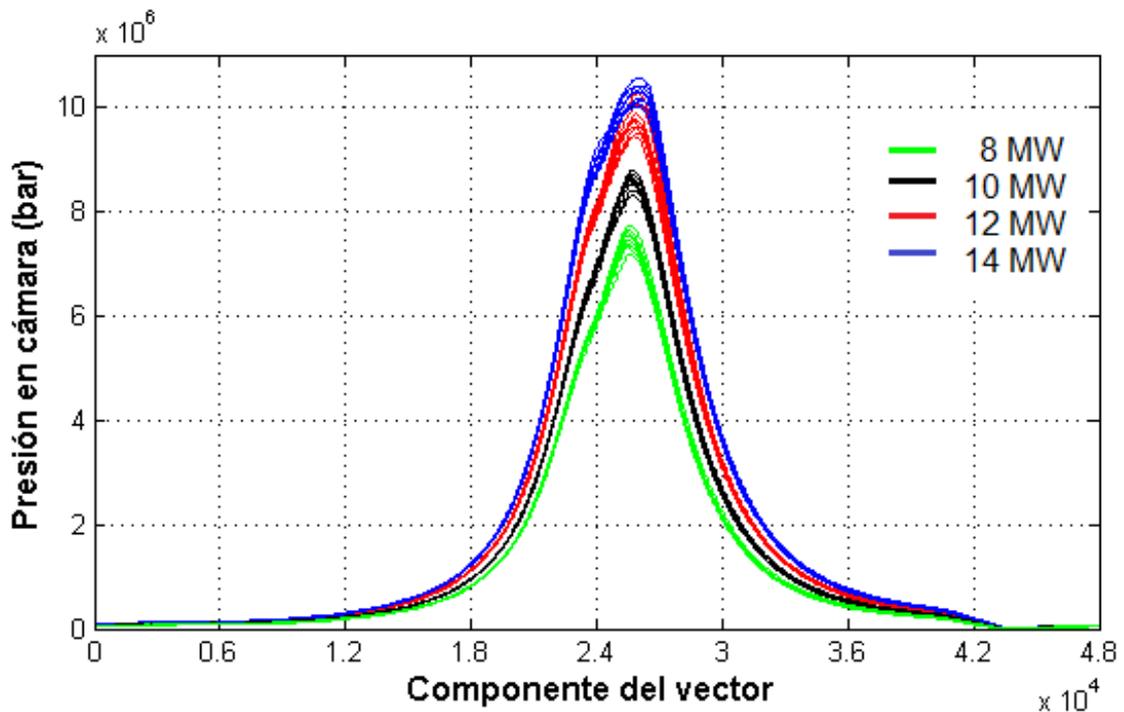


Figura 4-18 Curvas de presión superpuestas para todas las cargas y cilindros

- El análisis se aplica a cada cilindro de manera independiente. Es decir, que sólo el cilindro objeto de estudio es el que ve modificada su curva de presión en cámara. El resto mantiene la curva nominal del cilindro tomada como referencia.

Por estos motivos, desde un punto de vista formal, el análisis de sensibilidad efectuado se define como:

$$Sensibilidad (ij) = \frac{\Delta Coef. Armónico (j) de la curva de par}{\Delta Grado de combustión cilindro (i)} \Big|_{cil(k \neq i)=1} \quad \text{Ec. 4-25}$$

El grado de combustión (GDC) mostrado en la ecuación anterior se ilustra mediante la Figura 4-19.

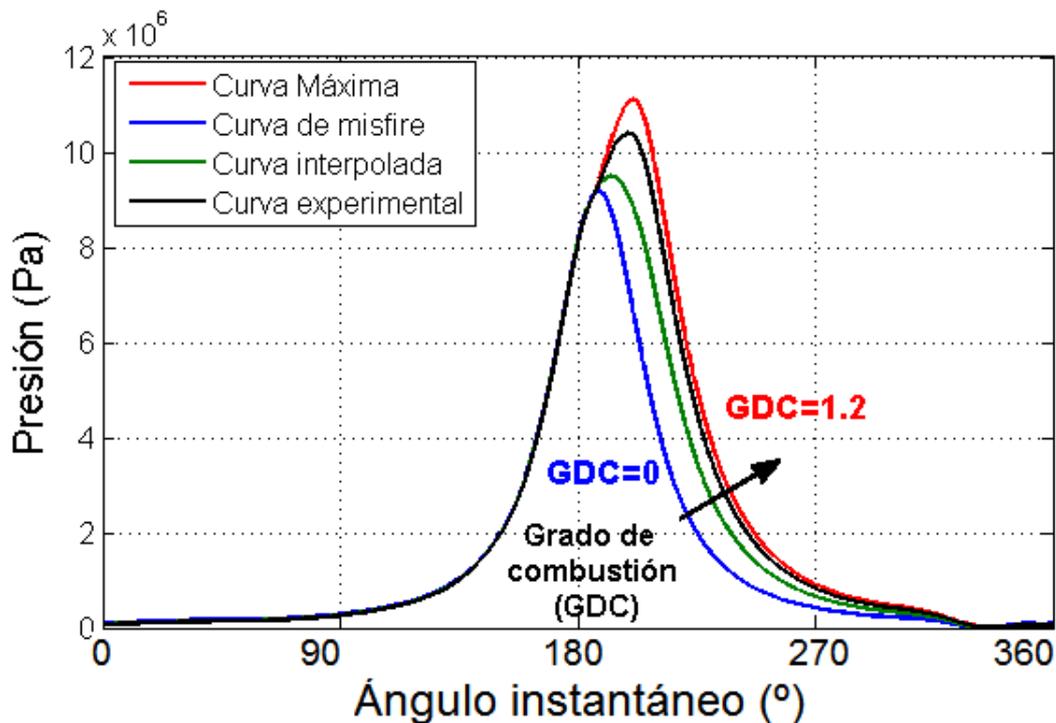


Figura 4-19 Detalle del grado de combustión (GDC) para el análisis de sensibilidad para 14 MW.

Es decir, GDC asigna valores comprendidos entre 0 y 1 que modifican la combustión dentro de la cámara de cada cilindro.

- El valor 0, en color azul, indica que no existe combustión (*misfire*)
- El valor 1, en color negro, indica que la combustión corresponde con la que tiene lugar en las curvas medidas experimentalmente.
- Valores intermedios, en verde, ofrece curvas interpoladas entre la correspondiente al misfire y a la curva experimental.
- Se permite al GDC tomar un valor superior a 1 que reproduce condiciones de un aumento de inyección respecto del caso experimental. Dado que la presión máxima recomendada por el fabricante del motor es de 110 bar (ver Figura 8-8), se ha establecido un GDC máximo de 1,2 en el caso de 14 MW (que es el valor que permite llegar a esta presión sin sobrepasarla). No obstante, se ha mantenido ese GDC de 1,2 como valor máximo también en el caso de 8 MW, 10 MW y 12 MW aunque a estas cargas no se llegue al umbral de 110 bar.

Con este concepto, se buscan dependencias entre las entradas al sistema (curvas de presión) y su salida (curva de par) ya sean de carácter fuerte o débil. Esto último permitirá discriminar entre parámetros relevantes y poco sensibles y sobre todo poder

explicar el comportamiento de herramientas prácticas de diagnóstico, tal como se verá en el capítulo 5.

4.5.2 Modulación de las curvas de presión en cámara

Para efectuar el análisis descrito, es necesario contar con una herramienta que permita obtener una curva de presión coherente con el grado de combustión especificado. La solución adoptada para resolver esta situación ya ha sido en parte expuesta en la sección 4.5.1. Para completar la descripción de la modulación de las curvas de presión necesaria para el análisis de sensibilidad, se muestra la Figura 4-20, donde se presenta gráficamente el estudio de sensibilidad del cilindro 2. Las curvas resaltadas en negro más grueso representan un GDC 0 y 1 respectivamente. De este modo, si al proceso de modulación mediante el GDC descrito se añade el resto de curvas de presión en cámara presentes en la Figura 4-20 y para un GDC=1, se obtiene como resultado las entradas para efectuar el análisis de sensibilidad referente al cilindro 2 a una carga de 14 MW nominales. Para cubrir el estudio al completo, hay que repetir dicho procedimiento para cada cilindro y carga.

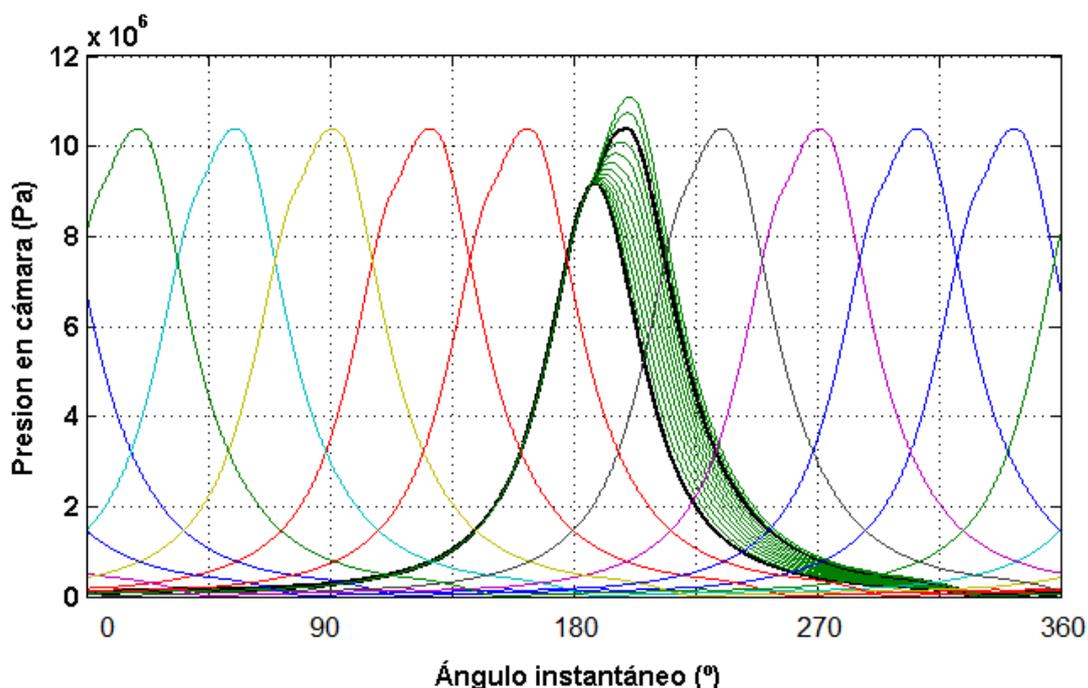


Figura 4-20 Curvas de presión para el análisis de sensibilidad del cilindro 2 a 14 MW de potencia nominal

En total, se han efectuado 13 simulaciones por cilindro; desde un GDC=0 hasta un GDC=1,2 en saltos de 0,1.

Continuando con el ejemplo del cilindro 2, conviene resaltar el efecto de la variación de presión mostrada en la Figura 4-20 sobre la WMI de cada cilindro. Para ello, se incluye la Figura 4-21, donde se detalla cómo evolucionan las potencias media indicada de los diferentes cilindros a medida que el cilindro 2 va aumentando su correspondiente GDC.

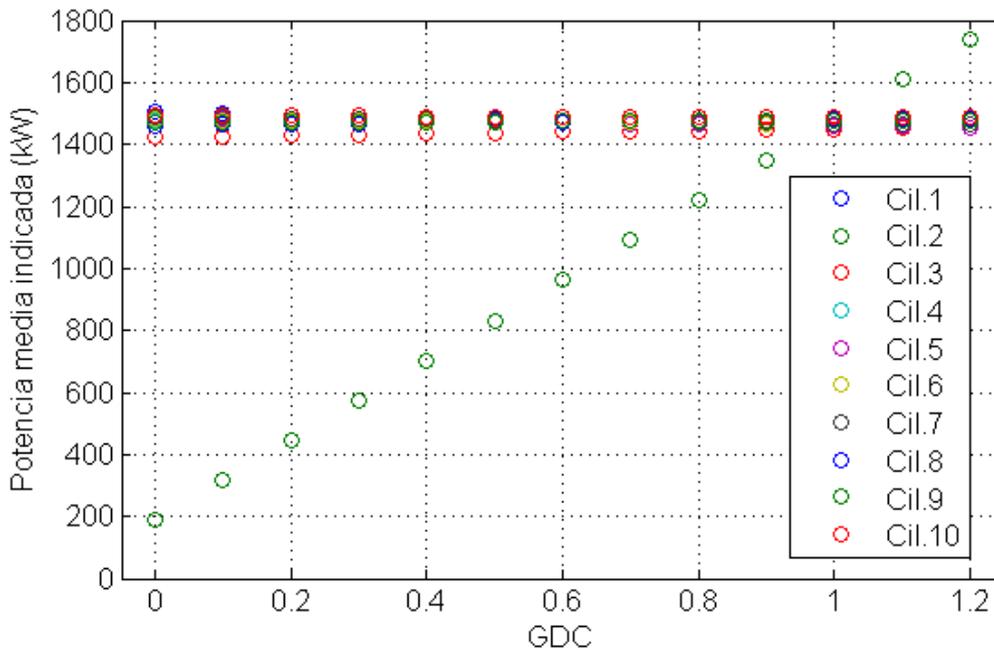


Figura 4-21 Potencia media indicada de todos los cilindros durante el análisis de sensibilidad del cilindro 2 a 14 MW

En la figura anterior se puede apreciar cómo el efecto de la no linealidad nuevamente queda patente, teniendo en cuenta que los cilindros diferentes del 2 no desarrollan la misma WMI, fruto de la torsión del cigüeñal. También se deduce de ella que la WMI evoluciona linealmente con el GDC.

4.5.3 Resultados

Como resultados más representativos del análisis de sensibilidad, se presentan los gráficos en los que se detalla la evolución de los coeficientes de los 10 primeros armónicos (además del armónico 0) con el aumento en el grado de combustión.

Las observaciones más relevantes de este estudio son las siguientes:

- **Para todos los armónicos**, la evolución del valor de los coeficientes A y B de los armónicos con el grado de combustión es lineal y además, con un coeficiente de correlación muy próximo a 1.

- **Armónico 0:** Existe un porcentaje de solape importante entre todas las curvas tal como se aprecia en la Figura 4-22.

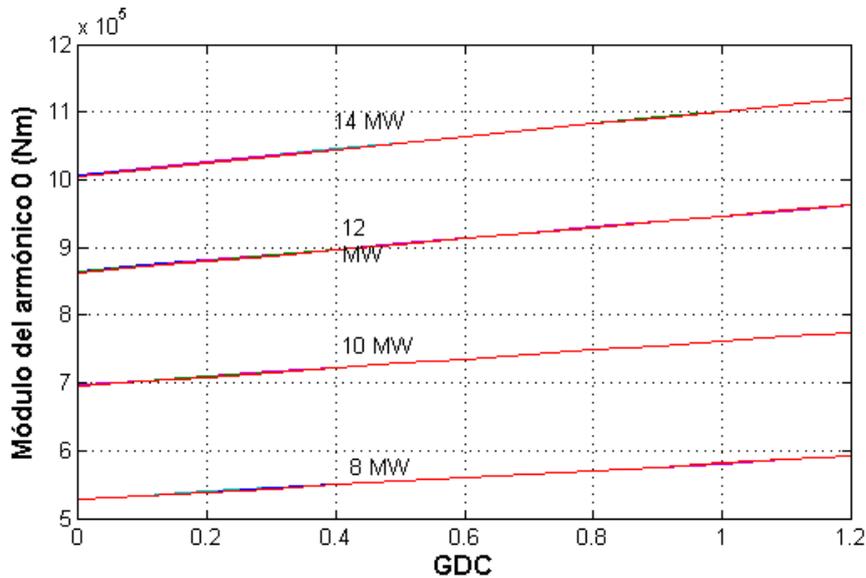


Figura 4-22 Tendencia del armónico 0

El resultado es coherente con la naturaleza del análisis de sensibilidad y el sentido mecánico del armónico 0, intrínsecamente vinculado a la potencia promedio del ciclo suministrada por el motor. De esta forma, es de esperar que si las curvas de presión de todos los cilindros son idénticas salvo la del que se analiza y ello se repite de la misma forma para todos los cilindros, la merma en potencia cuando cualquiera de los cilindros se encuentra por debajo del 100% sea similar en todos los casos. Las pequeñas variaciones que se observan son debidas a la no linealidad del proceso, fundamentalmente por la torsión diferenciada entre los grados de libertad a los que pertenecen los cilindros.

- **Armónico 5:** A la vista de la evolución de los coeficientes A y B obtenida para este armónico, uno de los fundamentales en la dinámica del sistema, conviene resaltar lo siguiente. Si se atiende a la Figura 4-23 la cual recoge el coeficiente A y a la Figura 4-24 que recoge el B, se aprecia un detalle importante. Ambos coeficientes discriminan entre los cilindros que están a lados opuestos de la cadena de distribución del motor (ver la Figura 4-1 y la Tabla 4-1). Así, los cilindros del 1 al 5 se muestran en rojo y el resto en azul. En el caso de los coeficientes A, esta marcada tendencia se diluye a medida que aumenta la carga nominal. Asimismo, el hecho de que todos los gráficos coincidan en valor al pasar por GDC=1 es lógico puesto que para ese valor, todas las curvas son idénticas en todos los experimentos.

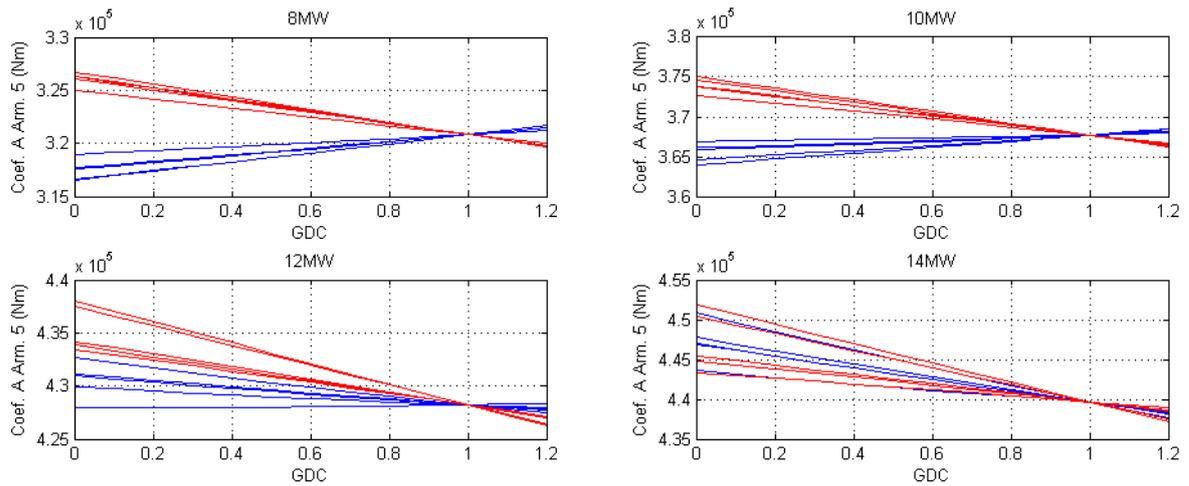


Figura 4-23 Tendencia del coeficiente A del armónico 5

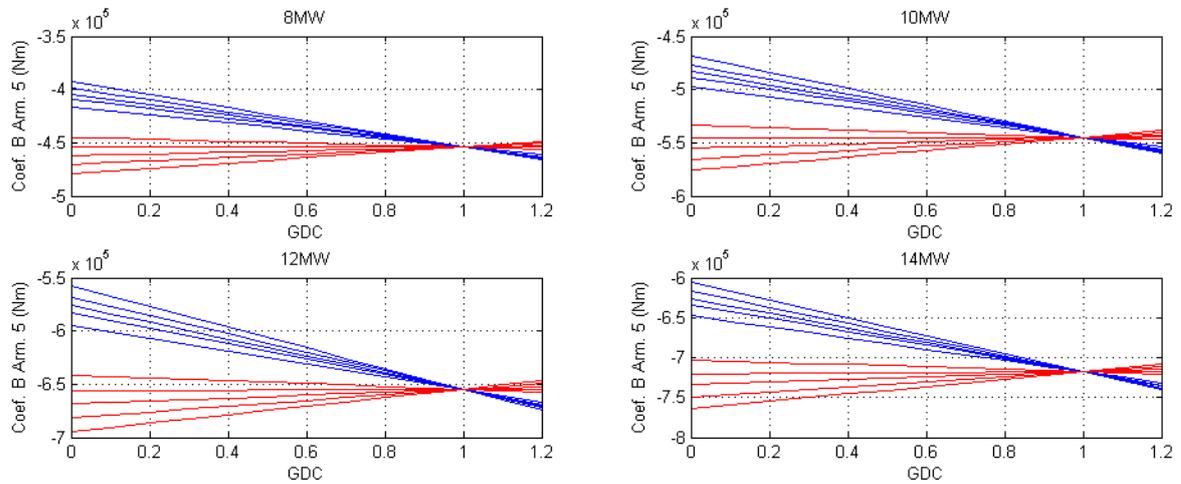


Figura 4-24 Tendencia del coeficiente B del armónico 5

- Evolución de los coeficientes A y B de los armónicos del 1 al 10 en cada cilindro:** Como se aprecia en la Figura 4-25 en relación a los coeficientes A y en la Figura 4-26 en relación a los B, existe una diferencia importante entre los armónicos del 1 al 4 y del 5 al 10. En términos absolutos, se produce una variación más marcada en los primeros. Esto hace pensar que el fenómeno estudiado queda gobernado principalmente por los armónicos bajos (del 1 al 4) aunque tenga también cierta repercusión sobre los altos.

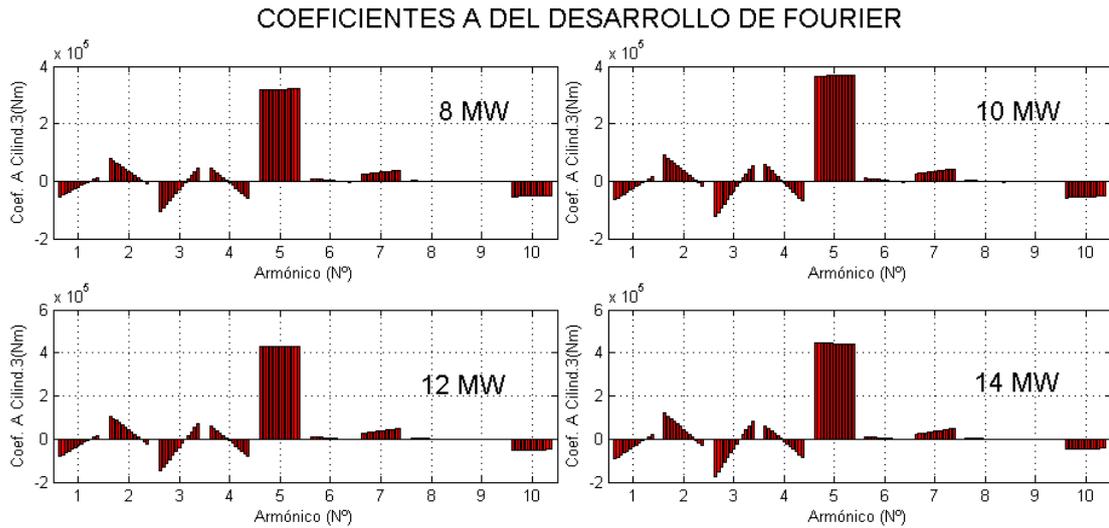


Figura 4-25 Tendencia de los coeficientes A armónicos del 1 al 10

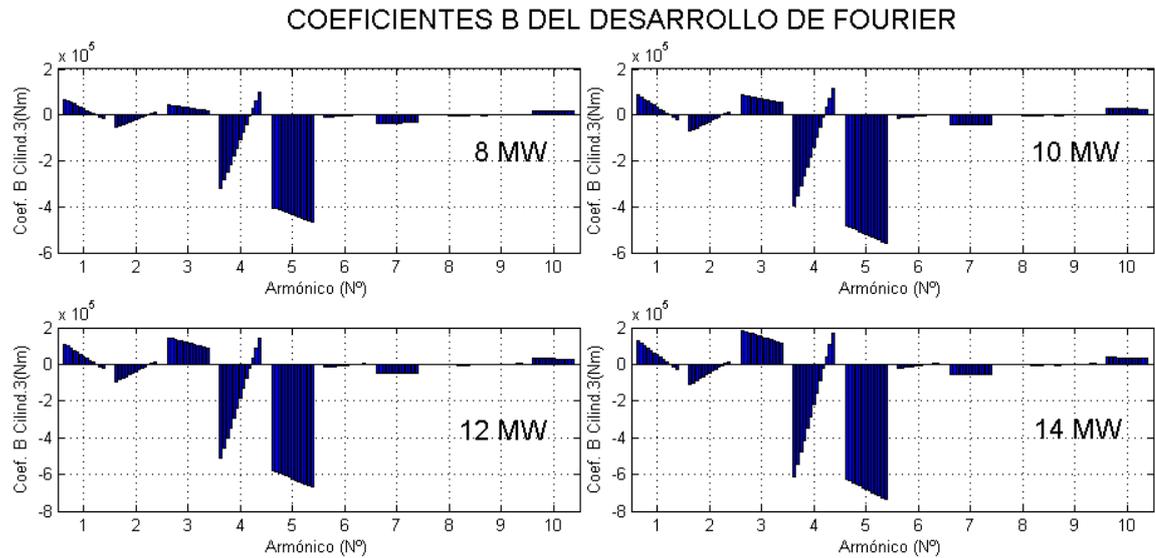


Figura 4-26 Tendencia de los coeficientes B armónicos del 1 al 10

En relación a las dos figuras anteriores cabe destacar lo siguiente:

- Se han mostrado los resultados asociados a un único cilindro, el 3, por claridad. El resto de cilindros se detallan en el Anexo 3.
- En cada figura se especifica, para cada una de las cargas y para cada cilindro, la evolución del coeficiente en los 13 experimentos efectuados a diferentes GDC (0 a 1,2) si bien por cuestiones de claridad, tales valores porcentuales no aparecen en la figura.

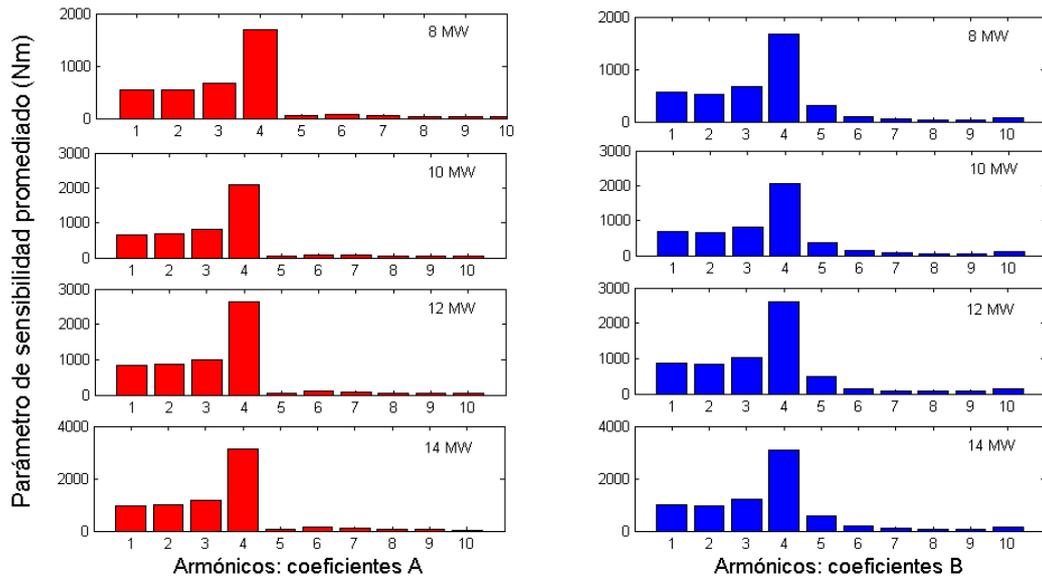


Figura 4-27. En ella se especifica el parámetro de sensibilidad de cada armónico definido por la Ec. 4-25 promediado para los 10 cilindros. Dicha figura pone de manifiesto lo indicado anteriormente, es decir, que son los armónicos bajos (del 1 al 4) los que determinan el comportamiento del par instantáneo cuando se efectúan modificaciones de la fase de combustión de la curva de presión. En concreto, resalta la gran influencia del armónico 4, cuyo nivel es aproximadamente el doble que el resto de los armónicos bajos.

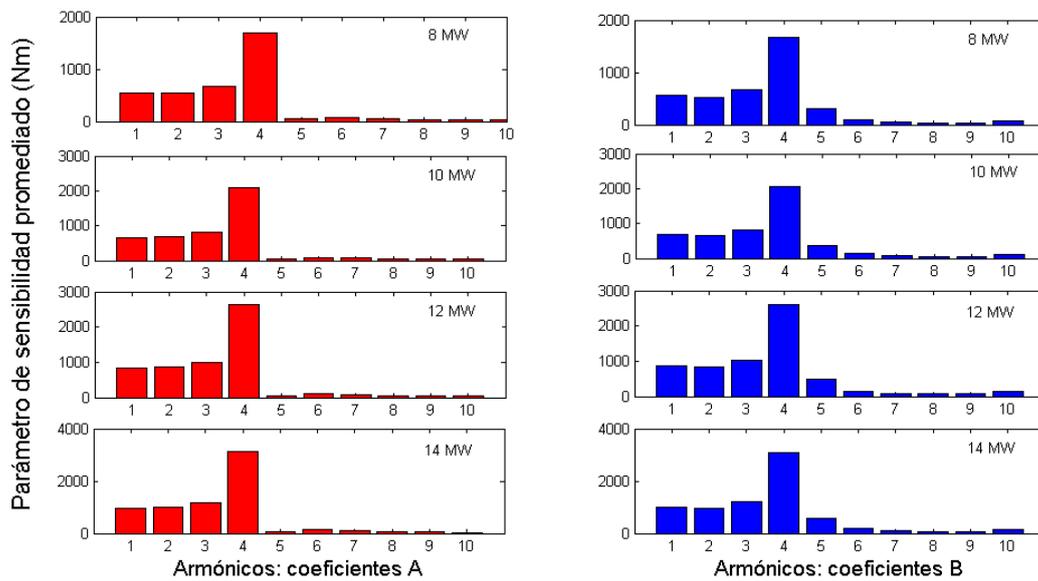


Figura 4-27 Variación del parámetro de sensibilidad de cada armónico

5 APLICACIONES

5.1 Estimación de la potencia media indicada a través de redes neuronales artificiales

5.1.1 **Importancia del equilibrado entre cilindros en motores de combustión interna alternativo**

En un motor de combustión interna alternativo, el desequilibrio entre la aportación que desarrolla cada cilindro al par instantáneo a lo largo de un ciclo puede tener su origen en diversos factores:

- Estado de los componentes del motor:
 - Desgaste de los aros
 - Fugas de combustible
 - Degradación de los inyectores
- Control de la combustión
 - Dosado por cilindro
 - Ángulo de inicio y duración de la inyección
 - Otros Reglajes del motor

Como consecuencia de este desequilibrio entre cilindros, se pueden presentar diversos problemas en el funcionamiento normal del motor

- Aumento de las tensiones en el cigüeñal, fruto de la distribución desigual de la potencia total del motor entre los diferentes cilindros.
- Presión máximas excesivas que afectan a la integridad mecánica del motor.
- Aumento de consumo, aumento de temperatura de los gases de escape (que afecta a la vida útil de las válvulas de escape), y aumento de emisiones contaminantes.
- Aumento del nivel de vibraciones
- Aumento del nivel de ruido

Dada su importancia, diversos trabajos han centrado su atención en este campo los cuales pueden incluirse en dos bloques que difieren entre sí en base a la naturaleza del motor objeto de estudio:

- Motores de automoción, como en el trabajo descrito en [77], se desarrolla un algoritmo cuyo objetivo es el control del equilibrado del par mecánico de un motor diésel de 4 tiempos y 4 cilindros conociendo la presión en cámara de uno de los cilindros y las aceleraciones del cigüeñal. Con estas variables de entrada, el modelo permite obtener la presión media indicada de los 4 cilindros y con ello, controlar el posible desequilibrado entre ellos. También para un motor de 4 tiempos y 4 cilindros [78] obtiene una estimación de la curva de presión en cámara a través de la medida de velocidad angular del cigüeñal. El objetivo es actuar en consecuencia a esos resultados para equilibrar las diferencias de potencia entre cilindros.
- Grandes motores, donde la dinámica torsional del cigüeñal no puede despreciarse y el hecho de considerarlo como un sólido rígido puede ocasionar falta de robustez en los resultados obtenidos como pone de manifiesto el trabajo descrito en [79]. A partir de la medida de velocidad angular, reproduce el par asociado a la combustión en cámara con el objetivo de regular la inyección de cada cilindro para equilibrar la aportación de cada uno de ellos al par mecánico y por tanto, minimizar las vibraciones torsionales en el cigüeñal. El método propuesto se evalúa mediante las salidas de sendos modelos de dos motores de 12 y 18 cilindros respectivamente y mediante las mediciones experimentales de un tercer motor de 6 cilindros acoplado a un generador de 6 MW. De manera similar, [80] vuelve a resaltar la necesidad de considerar la dinámica a torsión de cigüeñales, sobre todo en el caso de grandes motores y asimismo, pone en relieve la importancia de considerar el solapamiento entre fases de trabajo de los diferentes cilindros. Aplica la metodología desarrollada a un motor diésel de 4 tiempos y 7 cilindros acoplado a un generador de 3,5 MW.

Con trabajos desarrollados en la línea de los presentados en este segundo grupo se hace patente la necesidad del equilibrado entre las potencias aportadas por cada cilindro a la potencia total del motor. Del segundo bloque de trabajos presentados, se deduce que la importancia de tener en cuenta la dinámica a torsión de cigüeñales pertenecientes a grandes motores similares al que se analiza en este proyecto y que como se detalló en el capítulo 4.1, se modela considerando la dinámica torsional como eje para su desarrollo. Más aún cuando la separación en ángulo entre cilindros

consecutivos solapa la influencia de cada uno de los cilindros sobre el par total del motor.

5.1.2 Confección de una RNA para la estimación de la potencia media indicada por cilindro

En esta sección del capítulo dedicado a aplicaciones, se va a abordar la simulación de la WMI de cada cilindro mediante RNA.

La elección de este parámetro, la WMI, responde al análisis efectuado en la sección 2.1. Lo que se desprende de dicho análisis es que con un único valor por cilindro se puede obtener una estimación de cómo se está desarrollando el proceso de combustión y por tanto, si el equilibrado del motor entre cilindros es el adecuado sin necesidad de recurrir a la curva de presión en cámara al detalle. Esto se justifica al ser la medición experimental de la presión en cámara un método intrusivo con ciertas limitaciones (sección 3.2). En este sentido, en grandes motores como el que se analiza en este documento, pequeñas diferencias entre cilindros en lo que a WMI se refiere, puede provocar grandes tensiones mecánicas en cigüeñal, crucetas y rodamientos, además del aumento de emisiones y caída de la eficiencia. Por todo ello, dicho parámetro puede emplearse como indicador según dos vertientes:

- Durante el funcionamiento en condiciones normales, es decir, en ausencia de anomalías para consignar los parámetros de inyección por cilindro que permitan al motor desarrollar un comportamiento balanceado y en caso de no ser así, corregirlo en el cilindro correspondiente.
- Bajo condiciones de funcionamiento anómalas en las que una caída apreciable de la WMI puede suponer un problema de trasfondo de la inyección o de alguno de los componentes del cilindro o del pistón.

Se va a efectuar el proceso de configuración, entrenamiento y análisis de prestaciones de una RNA tal como esquematiza la Figura 5-1.

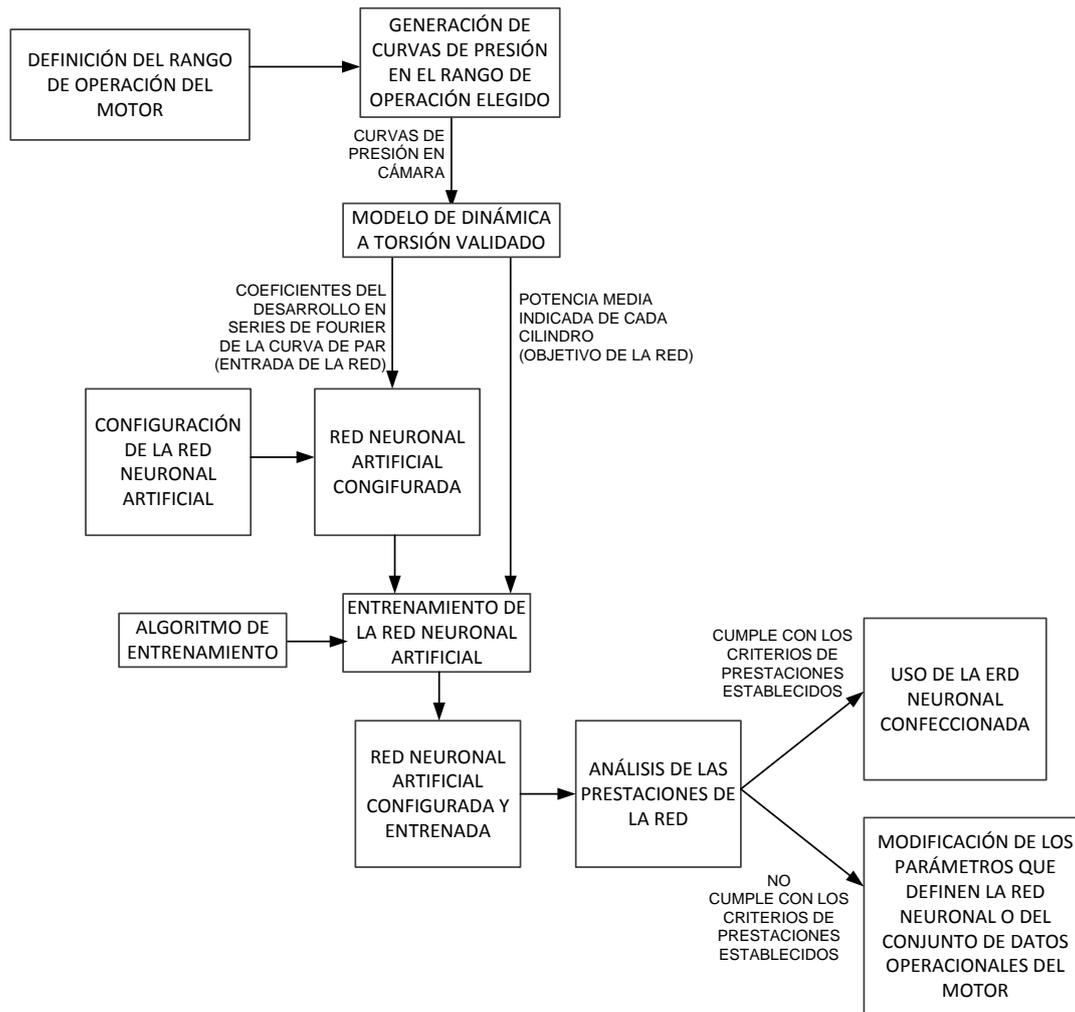


Figura 5-1 Proceso general de configuración de la RNA

Dicha RNA se encargará de dar como valores de salida la WMI de cada uno de los cilindros (10 en total) del motor tomando como entrada los coeficientes A y B de los armónicos de la curva de par. En el caso de la salida, son 21 parámetros en total de los cuales se verá en la sección correspondiente si se consideran todos o no.

Como se ha comentado a lo largo de la sección 2.4, en gran medida, los diferentes pasos del proceso de confección de la RNA requerirán de tomas de decisiones basadas en análisis de resultados por prueba y error puesto que la bibliografía especializada así lo recomienda. No existe una regla universal en la confección de RNA si bien hay consenso entre la idoneidad de ciertas estructuras de RNA para cada tipo de problema.

5.1.3 Selección de datos: generación de patrones de aprendizaje

En base a las dos premisas presentadas en la sección 2.4.1.2, se ha generado un conjunto de patrones significativo y representativo mediante el modelo desarrollado y validado en el capítulo 4.

A modo de resumen, el procedimiento es el siguiente:

1. Se modulan las curvas de presión a través del coeficiente que controla el grado de combustión (definido en la sección 4.5) y se ejecuta el modelo validado para obtener la WMI de cada cilindro y los coeficientes del desarrollo en series de Fourier de la curva de par instantáneo. Dado el coste temporal y computacional de las simulaciones (ver Figura 4-14 donde se determina que se requieren al menos 12 iteraciones por simulación) se ha cubierto el rango operativo del motor de la siguiente manera:
 - a. Se definen las curvas de presión para un grado de combustión del 100% en las cuatro potencias mecánicas del motor tomadas como referencia. Esto es 8 MW, 10MW, 12 MW y 14 MW.
 - b. Para cada una de las 4 potencias mencionadas, se modifica la curva de presión en cámara de cada cilindro entre el 0% y el 120% del grado de combustión con saltos del 10% y manteniendo el resto en un grado de combustión del 100%. Con este conjunto de datos se tiene en cuenta la variación completa que un cilindro puede sufrir desde el punto de vista de la combustión. Se obtienen 13 patrones por cilindro y carga del motor, lo que hace un total de 520 patrones
 - c. Para cada una de las 4 potencias, se toman valores aleatorios de entre el 85% y el 115% del grado de combustión de todos los cilindros simultáneamente, por lo que así se tiene en cuenta el efecto cruzado de varios cilindros con grado de combustión diferente al mismo tiempo. En este caso, suman un total de 2000 patrones para que se pueda proporcionar a la RNA un mapa lo más completo posible que relacione entradas y salidas.
 - En total, se obtienen 2500 patrones.
2. A través del modelo, se obtienen los coeficientes de los armónicos de la curva de par y la WMI de cada cilindro.
3. Los coeficientes de los armónicos y las potencias de los cilindros serán las entradas de la RNA y el objetivo a alcanzar respectivamente.

A través de las siguientes figuras, puede comprobarse que los patrones generados a través del modelo cubren la totalidad del rango de operación del motor a través de la modulación de las curvas de presión. La Figura 5-2 muestra las potencias barridas a partir del cálculo directo a través del armónico 0, por lo que representa un amplio abanico de entradas para la RNA.

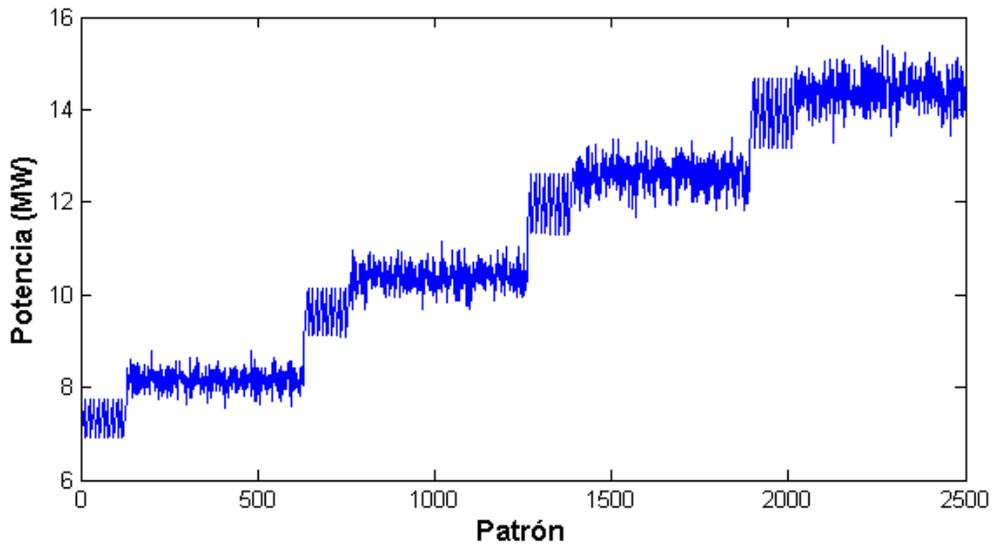


Figura 5-2 Potencias barridas en la generación de los patrones

La Figura 5-3 por otro lado, representa los objetivos a los que las salidas de la RNA deben tender en términos de WMI de cada cilindro.

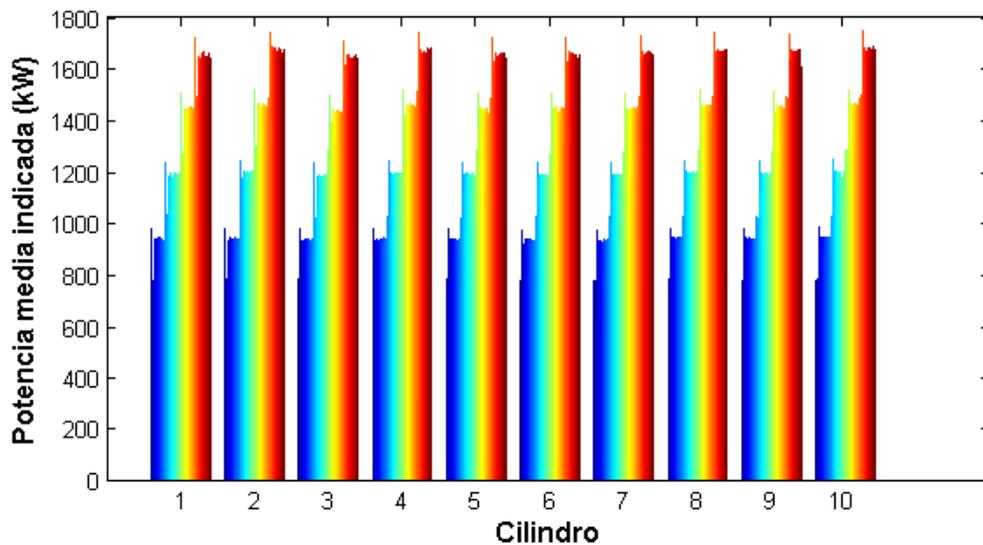


Figura 5-3 Tendencia del armónico 0

El paso siguiente es la elección de la configuración de la RNA

5.1.4 Elección de la arquitectura y los parámetros de la RNA.

En la sección 2.4 se establecieron las bases teóricas de la confección de una RNA. Si bien cada problema a modelar a través de ellas es particular y requiere de cierta adaptación de los parámetros por prueba y error a medida que van definiéndose, otros de ellos pueden establecerse en base a las recomendaciones ofrecidas por las diferentes referencias.

Estableciendo como punto de partida para la elección del tipo de RNA la clasificación mostrada en la sección 2.4.1.1 en relación a la referencia [64] y en concreto, la categoría de aproximación de funciones, se opta por una RNA tipo multicapa. Lo cual queda apoyado por [65] [81] que como se indicó en la misma sección, representan una de las opciones más interesantes para la aproximación de funciones. Queda complementar esta arquitectura con las funciones de activación adecuadas.

En este caso, y pese al gran abanico de funciones de activación que pueden encontrarse en la bibliografía especializada (Tabla 2-1), la finalidad para la que se ha destinado la RNA multicapa (aproximación de datos) define las dos funciones de activación a establecer tanto en la capa oculta como en la de salida. Éstas son la sigmoide de tipo tangente hiperbólica y la lineal respectivamente. La razón es que en la capa oculta, una función no lineal permite a la RNA conocer las características no lineales del sistema. En el caso de la capa de salida, se introduce una función lineal puesto que las salidas u objetivos de la RNA suelen tomar valores en continuo. Esta configuración de RNA multicapa con una capa oculta de función de activación no lineal, seguida de la capa de salida con función lineal se conoce como “aproximador universal” [63].

La arquitectura seleccionada en la

Figura 5-4 es muy similar a la estructura mostrada en la Figura 2-16, solo que en este caso, se añade una capa oculta y tanto las entradas como las salidas son vectores y no magnitudes escalares.

- \mathbf{e}_{RNA} : vector de entrada, cuya longitud es R_e .
- \mathbf{b}_o : vector de los valores de bias en la capa oculta, cuya longitud es S_o
- \mathbf{W}_o : matriz de pesos de la capa oculta cuyas dimensiones son $S_o \times R_e$
- \mathbf{f}_o : función de activación de la capa oculta
- \mathbf{s}_{RNA} : vector de salida, cuya longitud es R_s .

- \mathbf{b}_s : vector de los valores de bias en la capa de salida, cuya longitud es S_s
- \mathbf{W}_s : matriz de pesos de la capa de salida cuyas dimensiones son $S_s \times R_s$
- ft_s : función de activación de la capa de salida

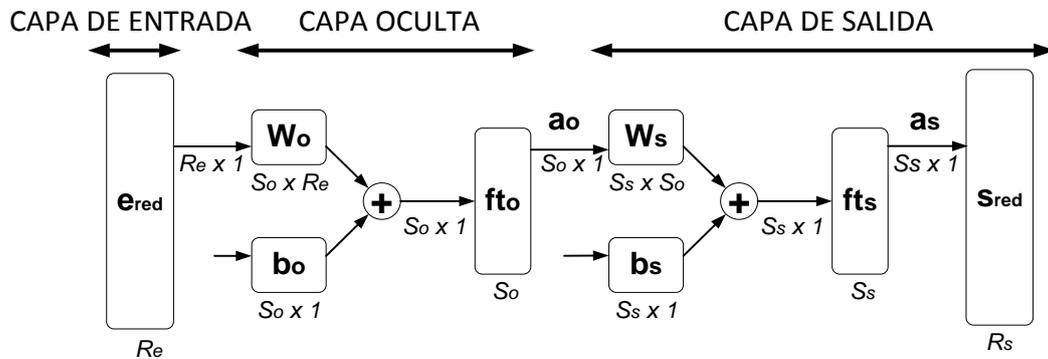


Figura 5-4 Arquitectura de RNA la multicapa

Como se ha indicado anteriormente, se ha determinado que para la finalidad de esta RNA, f_{to} sea una función de activación tipo sigmoide tipo tangente hiperbólica y f_{ts} , lineal. En la sección siguiente, se detallan los análisis mediante los cuales se han seleccionados diferentes parámetros relativos a la confección, entrenamiento y simulación de RNA dentro de la topología elegida.

5.1.5 Elección de los parámetros de la red

Tras la selección del tipo de RNA, se especifican los parámetros que la componen. Al ser éstos fuertemente dependientes del problema que se presente, algunos deben ajustarse mediante prueba y error. Por ello, se va a realizar una prospección acerca de cómo influyen no sólo en la bondad de los valores finales que proporciona la RNA, sino también en el proceso de aprendizaje.

No obstante, dado que para analizar cualquiera de los parámetros de la RNA es necesario entrenarla y valorar si las salidas obtenidas cumplen con los criterios fijados, hay que definir un caso inicial sobre el que se puedan ir efectuando tales. Esto es:

1. Armónicos presentes en los datos de entrada: del 0 al 10, puesto que éstos son los armónicos que caracterizan de manera precisa la dinámica del sistema a torsión, tal como se indicó en la sección 3.1.3. Serán en total 21 parámetros correspondientes a los coeficientes A y B (20 en total) del desarrollo en series de Fourier de la curva de par instantáneo más el valor medio del par instantáneo a lo largo de un ciclo (armónico 0).

2. Número de neuronas en la capa oculta: 19. En las referencias bibliográficas es este parámetro uno de los menos caracterizados. Partiendo de experimentos y trabajos anteriores efectuados en campos similares, se ha optado por un número ligeramente inferior al número de entradas, 19, como punto de partida. En cualquier caso, y como se comentó en la sección 2.4.1.1, es un parámetro relativamente poco sensible, por lo que se entiende que los resultados obtenidos para las 19 neuronas estará muy próximo a los que se obtengan para el valor definitivo.
3. Algoritmo de entrenamiento: Levenberg-Marquardt (LM). Se ha seleccionado este algoritmo como representativo del criterio de generalización basado en parada anticipada descrito en la sección 2.4.1.1.
4. Reparto de patrones destinados a entrenamiento, test y validación: Dado que en el paso anterior se ha optado por un entrenamiento basado en el algoritmo de LM, hay que destinar parte de los patrones a la fase de validación. En aproximación de funciones, un reparto de 70% de los patrones para la fase de entrenamiento, 15% para la de validación y 15% para los test, puede ser un punto de partida de compromiso en términos de generalización de la RNA tal como propone [64]. En cualquier caso, para prevenir en mayor medida el sobre-entrenamiento de la RNA, se opta por un reparto de 60% / 20% / 20%.

Otros parámetros a tener en cuenta son:

- El número de iteraciones: son las iteraciones que el algoritmo de entrenamiento emplea en ajustar los pesos de las diferentes interconexiones de la RNA hasta llegar al resultado.
- La función de error considerada para la evaluación de las prestaciones de la RNA: dado que el algoritmo de LM utiliza como función de error el error cuadrático medio (MSE), se ha optado por tomarlo como la función de error que estima las prestaciones de la RNA. Se define como:

$$MSE = \frac{1}{N^{\circ}Patrones} \cdot \sum_{N^{\circ}Patrones} (RNA_{Salida} - RNA_{Objetivo})^2$$

A partir de este caso, se efectúa un análisis de sensibilidad con los parámetros involucrados por separado para decidir la mejor de las combinaciones.

1) Armónicos incluidos en las entradas a la RNA

El efecto de las variaciones en la presión en cámara sobre la dinámica del sistema a torsión ha sido analizado en la sección 4.5 y los resultados han mostrado que dicho efecto es más acusado en los armónicos del 1 al 4 (Figura 4-27) que en los altos (del 6 al 10). Por ello, se evalúan las prestaciones de la RNA para el caso base modificando el número de coeficientes de los armónicos de la curva de par que se presentan a la RNA como entrada (Tabla 5-1):

- Caso 1: todos los armónicos de la curva de par.
- Caso 2: Armónicos bajos (1 a 5), incluyendo además el 0.
- Caso 3: Armónicos altos (6 a 10), incluyendo además el 0
- Caso 4: Armónicos bajos (1 a 5), sin incluir el 0
- Caso 5: Armónicos altos (6 a 10), sin incluir el 0

Caso	1	2	3	4	5
Armónicos	0 al 10	0 al 5	6 al 10+0	1 al 5	6 al 10
Neuronas en la capa oculta	19				
Función de transf. 1	Sigmoide tipo tangente hiperbólica				
Función de transf. 2	Relación lineal				
Función de error	MSE				
Algoritmo Entrenam.	Levenberg Marquardt				
Reparto de patrones (%)	60 Entren / 20 Validac / 20 Test				
Tiempo de entrenamiento (s)	665	243	34	24	78
Valor final función de error (MSE)	0,62	8,9	55,63	267,21	222,51
Iteraciones	1000	554	77	53	174

Tabla 5-1 Sensibilidad de la RNA seleccionada con el número de armónicos incluidos

Como se desprende de los valores mostrados en la tabla anterior, el resultado que mejor prestaciones de la RNA ofrece es el que contempla los 11 armónicos de la curva de par (Caso 1). No obstante, hay que efectuar el siguiente análisis.

- El Caso 1 es el único donde el proceso de entrenamiento ha finalizado por número máximo de iteraciones (1000) y no por la validación del mismo. Esto lleva pensar que la inclusión de todos los armónicos lleva asociado, como se presuponía a raíz del análisis de sensibilidad de la sección 4.5, una pérdida de capacidad de generalización de la RNA.
- Adicionalmente, si se comparan los valores finales de la función de error de los Casos 2 y 3, se comprueba que efectivamente, son los armónicos bajos los que llevan la información asociada a variaciones en las curvas de presión y por tanto, a variaciones en la WMI de cada cilindro.
- Asimismo, se comprueba la influencia importante de incluir el armónico 0, que hace aumentar el valor final de la función de error cuando se elimina del entrenamiento de la RNA. Esto es palpable al pasar de los casos 2 y 3 al 4 y 5 respectivamente. Su importancia radica, como se ha comentado anteriormente, en que es el armónico que establece la referencia del valor medio de la potencia a lo largo de un ciclo del motor.

2) Número de neuronas en la capa oculta

Resulta complicado encontrar en la bibliografía especializada alguna estimación numérica rigurosa y justificada acerca de las neuronas que debe incluir la capa oculta. Suele recomendarse establecer un número inicial estimado e ir modificándolo para comprobar en qué medida afecta. La finalidad es, una vez efectuado este análisis seleccionar la RNA que con menor número de neuronas en la capa oculta proporcione resultados aceptables; de lo contrario, el hecho de buscar una leve mejoría aumentando indiscriminadamente este número puede ocasionar que ciertas perturbaciones en la entrada generen fuertes errores en las salidas de la RNA. En cualquier caso y en términos generales, una variación marginal en el número de neuronas de la capa oculta no debe afectar sustancialmente al resultado final [65], pg. 52.

El análisis efectuado para comprobar cómo afecta el número de neuronas de la capa oculta a las prestaciones de la RNA se muestra en la Tabla 5-2

Caso	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Armónicos	0 al 5														
Neuronas en la capa oculta	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Función de transf. 1	Sigmoide tipo tangente hiperbólica														
Función de transf. 2	Relación lineal														
Función de error	Error cuadrático medio														
Algoritmo Entrenam.	Levenberg Marquad														
Reparto de patrones (%)	60 Entren / 20 Validac / 20 Test														
Tiempo de entrenamiento (s)	343	374	349	369	234	243	384	502	336	416	273	122	322	482	203
Valor final función de error (MSE)	11,1	10,6	9,4	9,5	7,8	8,9	7,1	7,0	7,7	6,8	6,6	7,7	7,1	6,7	7,0
Iteraciones	1000	1000	832	939	528	554	833	1000	676	813	487	204	527	755	299

Tabla 5-2 Sensibilidad de la RNA seleccionada con el número de neuronas de la capa oculta

En vista de los valores obtenidos, 18 es un número adecuado, dado que es el primero para el cual la función error disminuye y aun siendo un valor ligeramente superior al correspondiente por ejemplo a 24 neuronas, permite posicionarse del lado de la seguridad de cara a la capacidad de generalización. En cualquier caso, el análisis pone de manifiesto lo expresado con anterioridad: que el número de neuronas en la capa oculta no es un factor determinante.

3) Reparto de patrones

Para efectuar un entrenamiento eficaz, el paquete de patrones se divide en tres partes, tal como se muestra en la Tabla 5-1, nombrados como entrenamiento, test y validación. Cada uno de ellos cumple una misión:

- El conjunto destinado al entrenamiento se utiliza para calcular los gradientes y determinar la actualización de los pesos
- El conjunto de validación permite detener el proceso de entrenamiento antes de que la RNA comience a perder capacidad de generalización
- El conjunto de test, se destina a dar idea de las prestaciones de la RNA cuando se le presenten señales de entrada que no ha visto anteriormente. Si este set de datos no ofrece la calidad deseada, puede deberse a varios motivos:
 - Se ha alcanzado un mínimo local durante el entrenamiento.
 - No se cuenta con el número de neuronas suficientes.
 - Se ha perdido capacidad de generalización.
 - Hay datos fuera del rango de entrenamiento.

La Tabla 5-3 muestra diferentes combinaciones de reparto de datos para efectuar la confección de las RNA.

	Entrenamiento	Validación	Test
Caso 1	0,4	0,4	0,2
Caso 2	0,5	0,4	0,1
Caso 3	0,5	0,3	0,2
Caso 4	0,6	0,2	0,2
Caso 5	0,7	0,15	0,15
Caso 6	0,8	0,1	0,1

Tabla 5-3 Combinaciones para el reparto de datos en términos de fracción del total

La Figura 5-5 muestra la recta de regresión que relaciona los objetivos a obtener con los resultados de las RNA para el caso del set de datos destinado al Test. Además de estar todos los coeficientes de correlación próximos a la unidad, son muy similares. Esto hace pensar que la cantidad de patrones generados es tal que independientemente de modificar los valores relativos de Entrenamiento / Validación / Test la RNA capta de manera robusta la dinámica del sistema.

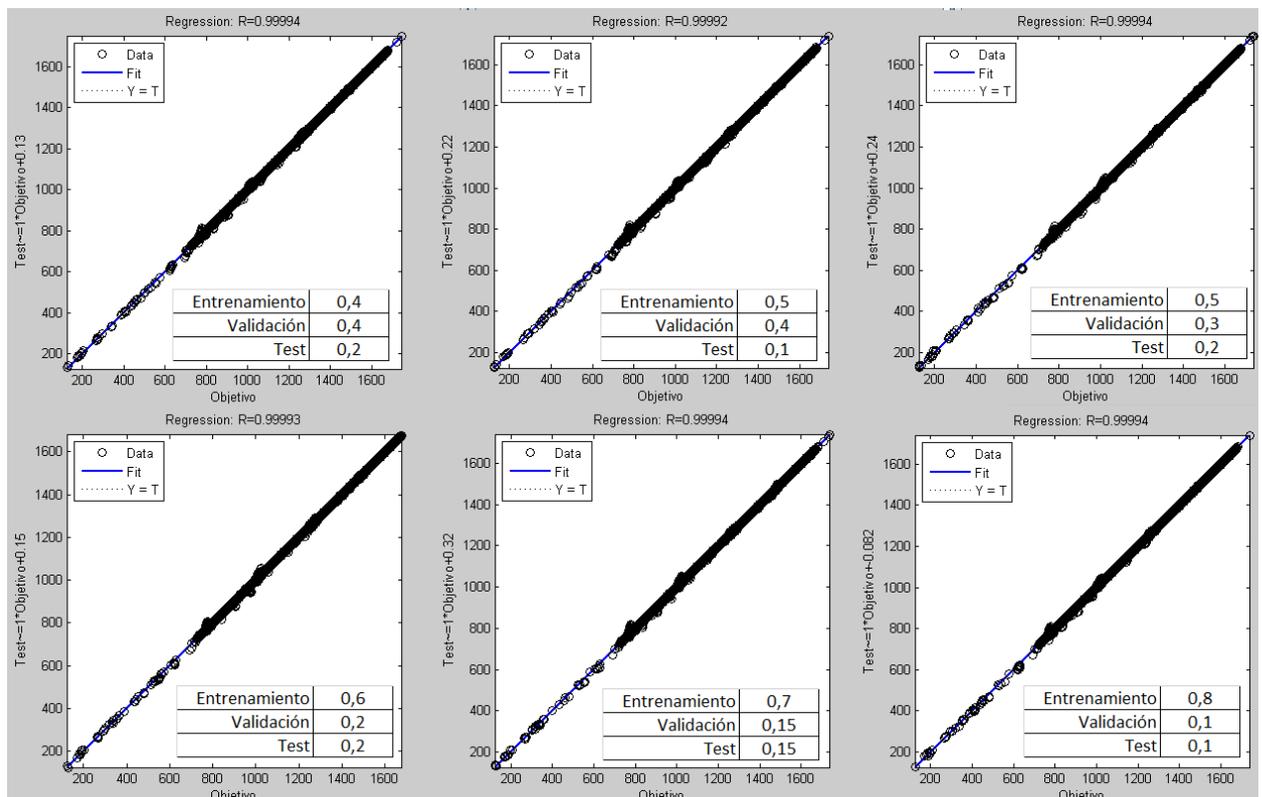


Figura 5-5 Sensibilidad de la RNA seleccionada el reparto de patrones

Teniendo en cuenta lo anterior, se opta por mantener la combinación del caso base:

- 60 Entrenamiento
- 20 Validación
- 20 Test

4) Algoritmos de entrenamiento

En el último análisis a realizar sobre la confección de la RNA se va a tratar el algoritmo de entrenamiento. En concreto, se van a comparar los dos métodos:

- Levenberg-Marquardt
- Regularización Bayesiana

La comparativa entre ambos casos es la mostrada en la Tabla 5-4.

Caso	1	2
Armónicos	0 al 5	
Neuronas en la capa oculta	18	
Función de transf. 1	Sigmoide tipo tangente hiperbólica	
Función de transf. 2	Relación lineal	
Función de error	Error cuadrático medio	
Algoritmo Entrenam.	Levenberg Marquardt	Reg. Bayesiana
Reparto de patrones (%)	60 Entr. / 20 Valid. / 20 Test	70 Entren / 0 Valid./30 Test
Tiempo de entrenamiento (s)	234	948
Valor final función de error (MSE)	7,8	4
Iteraciones	528	995

Tabla 5-4 Diferencias entre métodos de entrenamiento

En relación al método de Regularización Bayesiana, se puede comprobar que no ha provocado falta de generalización mediante los resultados relativos al conjunto de test, cuya regresión se muestra en la Figura 5-6

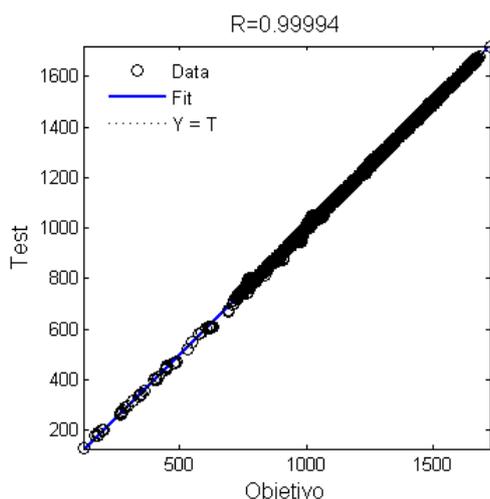


Figura 5-6 Regresión del conjunto de test para regularización Bayesiana

Entre ambos casos, y dada la filosofía del algoritmo de Regularización Bayesiana, es con éste método con el que se entrenará la RNA. Si bien con respecto al algoritmo LM conlleva un coste computacional superior, es asumible y con ello se consigue un valor de la función de error ligeramente superior a la mitad (4 frente a 7,8). El hecho de permitir al algoritmo de LM entrenar durante un tiempo más prolongado puede suponer mejoras en la aproximación de la función para los valores destinados al entrenamiento, pero paralelamente, provocaría un sobreentrenamiento que sería perjudicial para las prestaciones de la RNA frente a nuevos conjuntos de datos no utilizados en el entrenamiento (Figura 2-17).

Con este último análisis se da por finalizada la configuración de la RNA que queda fijada con los valores detallados en la Tabla 5-5

Armónicos	0 al 5
Neuronas en la capa oculta	18
Función de transf. 1	Sigmoide tipo tangente hiperbólica
Función de transf. 2	Relación lineal
Función de error	Error cuadrático medio
Algoritmo Entrenam.	Reg. Bayesiana
Reparto de patrones (%)	80 Entren / 20 Test
Tiempo de entrenamiento (s)	948
Valor final función de error (MSE)	4
Iteraciones	995

Tabla 5-5 Valores seleccionados para la RNA

5.1.6 Prestaciones de la RNA configurada

La robustez de la RNA configurada (Ver Tabla 5-5) para el cálculo de la WMI de los cilindros a partir de los coeficientes de los armónicos del par, se va a estudiar desde dos puntos de vista diferentes.

- La precisión con que la RNA representa el valor de la WMI de cada cilindro.
- La precisión con que la RNA reproduce en términos relativos la WMI de los diez cilindros. Es decir, si dado un valor de referencia de la WMI para un cilindro, en qué medida la RNA es capaz de predecir que dicho cilindro se halle ante una situación de entrega de potencia inferior (o superior) a la referenciada.

Precisión en los valores de la potencia media indicada de cada cilindro

Una herramienta especialmente útil para comprobar con qué precisión aproxima la RNA la WMI es el histograma de errores relativos entre salidas de la red y los objetivos. Para cada patrón se establece el error relativo particularizado para la WMI de cada cilindro como:

$$Error\ relativo\ (\%)|_{patrón,cilindro} = \frac{(WMI_{salida} - WMI_{objetivo})}{WMI_{objetivo}} \cdot 100 \Big|_{patrón,cilindro} \quad \text{Ec. 5-1}$$

Con la finalidad de evaluar este parámetro, se han definido 200 nuevas parejas de entradas y salidas para introducir en la RNA (50 para cada carga nominal del motor, es decir, para 8 MW, 10 MW, 12 MW y 14 MW). Si bien con el conjunto de patrones destinados al set de test debe ser suficiente puesto que no influyen en el entrenamiento, se ha optado por confeccionar estos 200 patrones que no han sido previamente presentados a la RNA. Se han generado de manera análoga al proceso descrito en la sección 5.1.3: para cada una de las 4 potencias, se toman valores aleatorios de entre el 0,85 y el 1,15 del GDC de todos los cilindros simultáneamente, por lo que así se tiene en cuenta el efecto cruzado de varios cilindros con grado de combustión diferente al mismo tiempo. La Figura 5-7 muestra los histogramas del error relativo particularizado para cada cilindro.

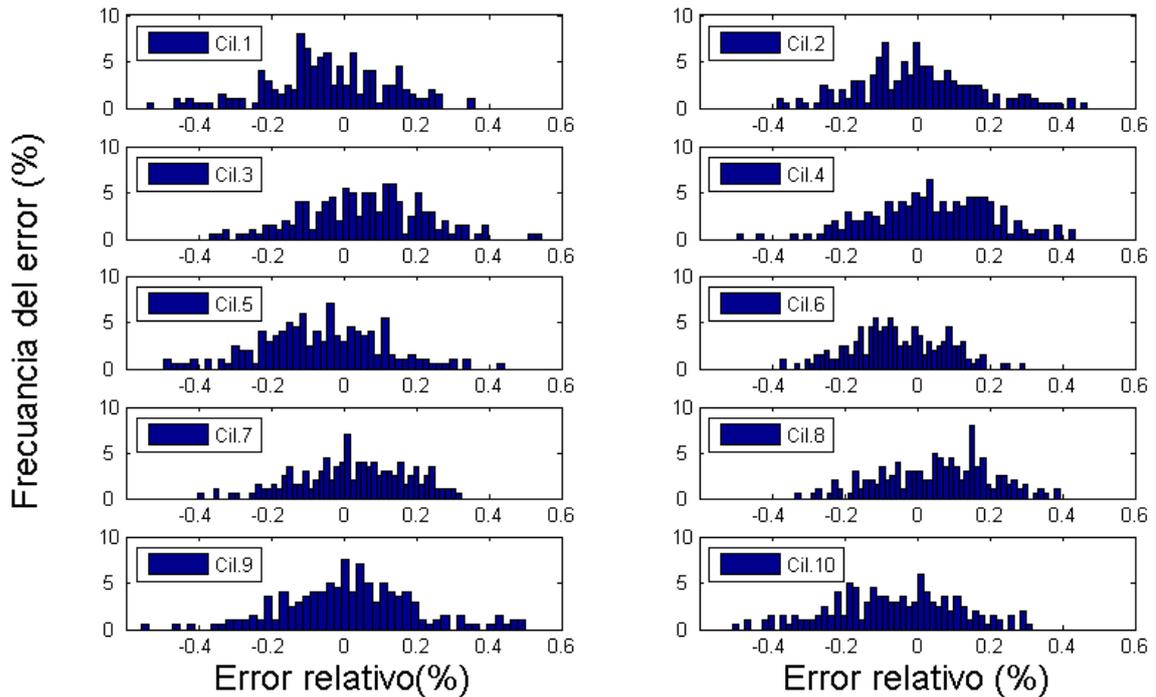


Figura 5-7 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro

En vista a los resultados, donde el error relativo queda restringido a una banda de entre el -0,6% y el +0,6% que es más que aceptable, puede considerarse que la RNA responde a las expectativas y que ha sido configurada y entrenada de manera adecuada. Además, la frecuencia del error es mayor a valores del error más próximos a 0.

Para efectuar un análisis adicional y particularizado para carga y para cada cilindro, se ha generado un nuevo conjunto de entradas y salidas, donde uno de los cilindros se lleva hasta un GDC próximo a 0,5. El resto de cilindros mantienen un GDC que oscila entre 1,1 y 0,9. Esto se repite para todos los cilindros. Las figuras desde la Figura 5-8 hasta la Figura 5-11 recogen los resultados para cada carga en términos de WMI y error relativo entre salida y objetivo de la RNA (Ec. 5-1). En esta ocasión se ha decidido mantener las gráficas de las 4 cargas en el presente epígrafe porque se aprecian resultados diferentes.

- En 8 MW (Figura 5-8) se percibe una relación importante entre el cilindro que en cada momento mantiene una WMI menor y el error cometido por la RNA al simular su valor, salvo en el caso del cilindro 7.
- En 10 MW (Figura 5-9) la relación indicada para 8 MW se mantiene solo que en los 5 primeros cilindros.

- En 12 MW (Figura 5-10) y 14 MW (Figura 5-11), estas relaciones descritas se pierden.

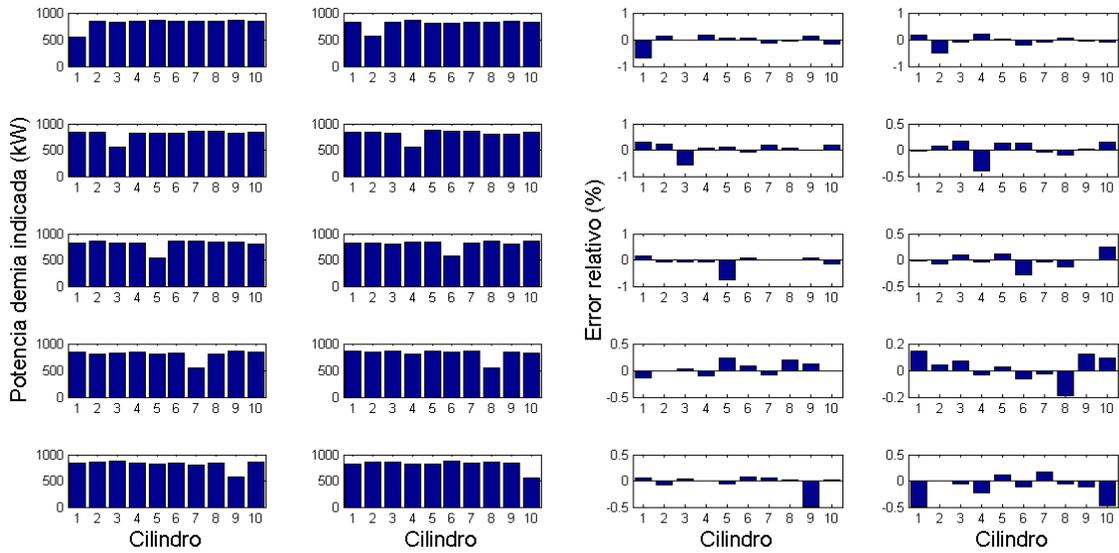


Figura 5-8 WMI y errores relativos para 8 MW.

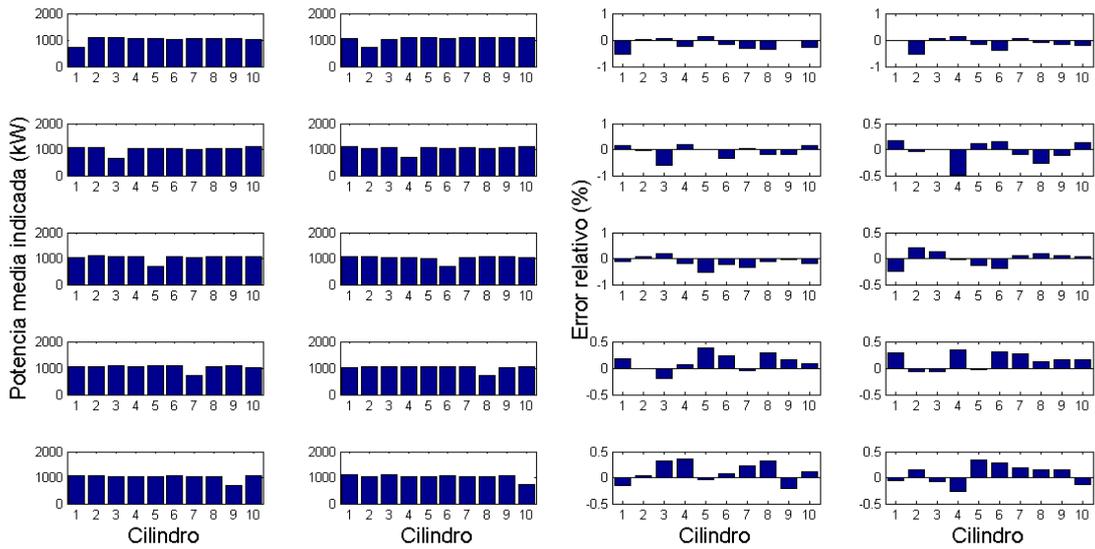


Figura 5-9 WMI y errores relativos para 10 MW.

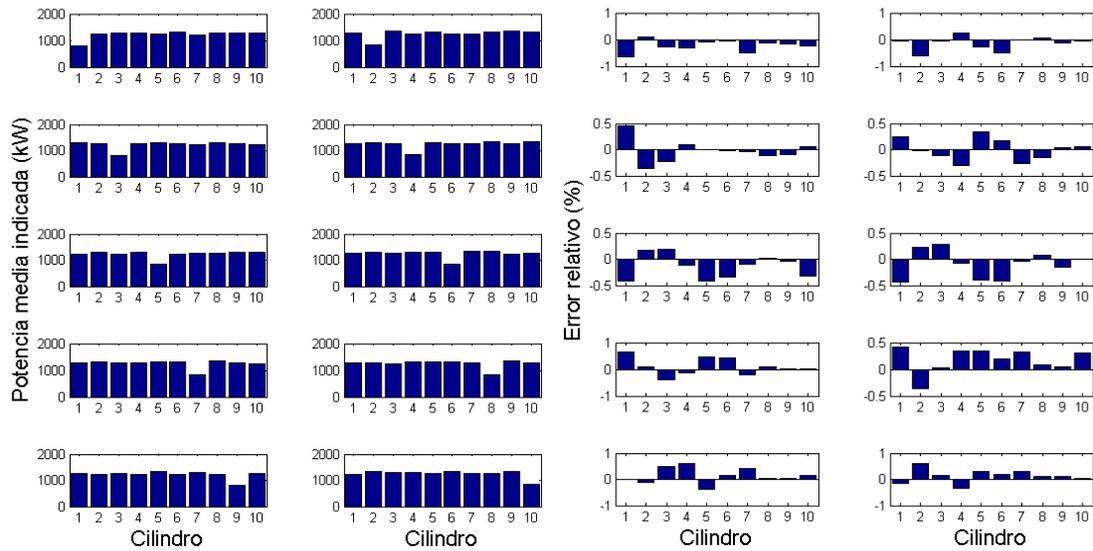


Figura 5-10 WMI y errores relativos para 12 MW.

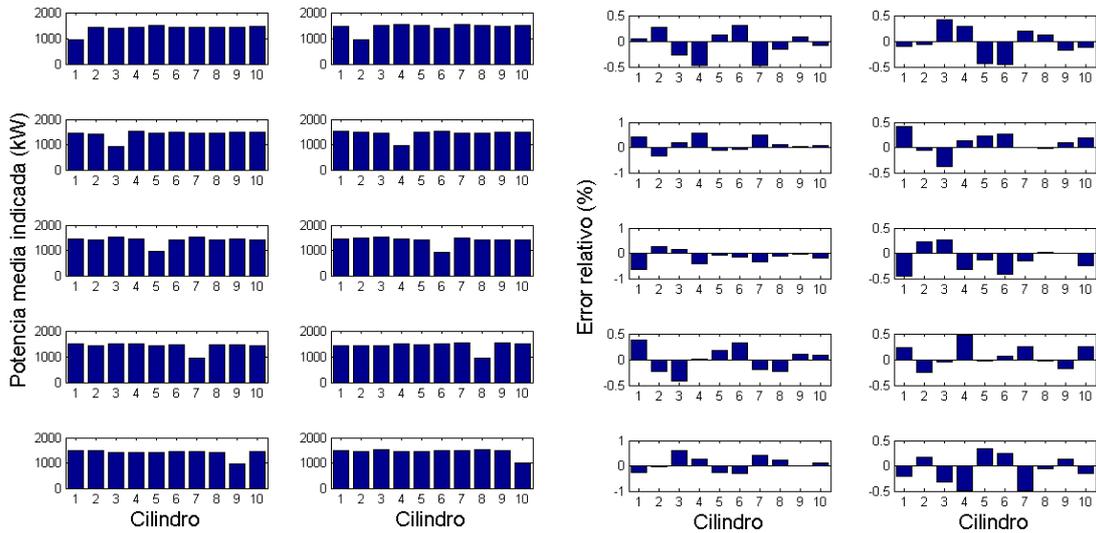


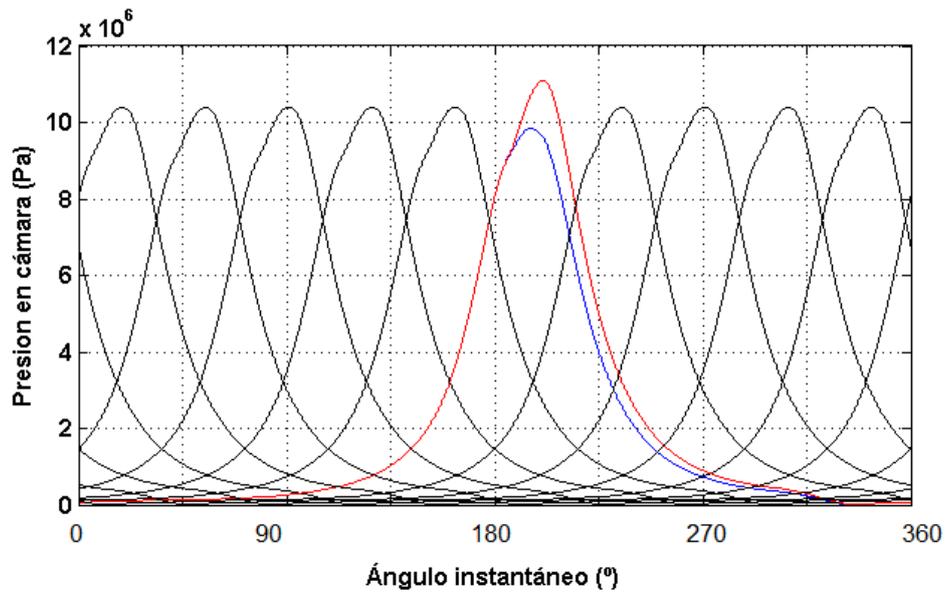
Figura 5-11 WMI y errores relativos para 14 MW.

Con este último análisis se puede deducir que la RNA configurada y entrenada proporciona resultados dentro de una banda de error aceptable y que además, no existen desequilibrios importantes entre los errores asociados a cada cilindro dentro una simulación concreta pese a que dicho error aumenta ligeramente cuando el cilindro ve disminuida bruscamente su WMI a cargas bajas (8 MW y 10 MW).

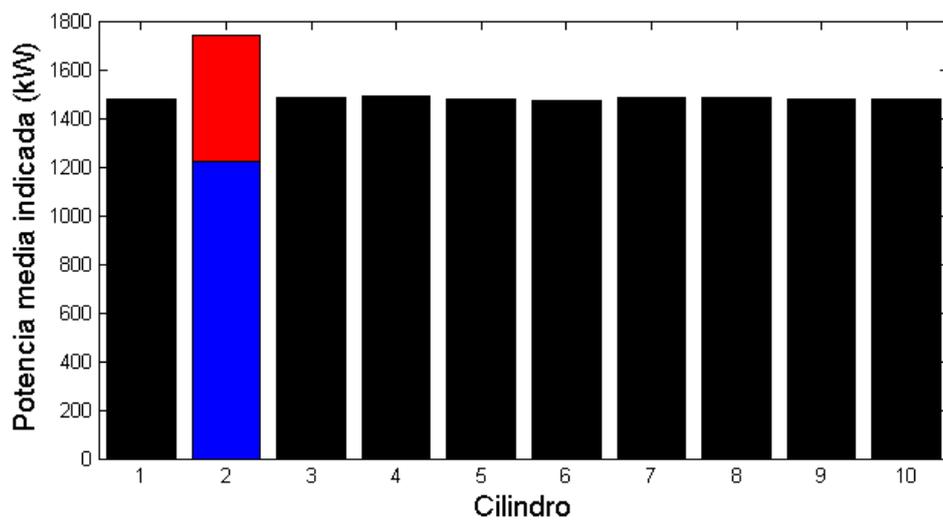
Precisión en la tendencia de la potencia media indicada de cada cilindro

En esta sección se estudia la calidad de la RNA para determinar la evolución correcta del valor relativo de la WMI entre cilindros. Esta capacidad de la RNA está directamente relacionada con su potencialidad para el diagnóstico de fallo y por tanto supone una aplicación diferente a la anterior, orientada al equilibrado de la potencia

entre cilindros. La Figura 5-12 esquematiza lo que se espera de las salidas de la RNA (b) a nivel cualitativo cuando se le presenta un paquete de entradas como el mostrado en (a). Es decir, dado un cilindro con un pico de presión superior (Figura 5-12 (a) curva roja) o inferior (Figura 5-12 (a) curva azul) respecto de la presión nominal dada en el resto de cilindros (Figura 5-12 (a) curvas negras) a cada carga del motor, debe cumplirse que la RNA ofrezca como salida un WMI coherente con esta circunstancia (Figura 5-12 (b) rojo o azul respectivamente).



(a)



(b)

Figura 5-12 Conjunto de entradas (a) y salidas (b) donde uno de los cilindros sufre déficit (azul) o exceso (rojo) de potencia respecto de aquellos que funcionan en condiciones nominales (negro) a 14 MW.

Para analizar el comportamiento de la RNA en los términos expuestos, se recurre a una matriz de confusión mostrada en la Figura 5-7. Dicha matriz contempla dos

categorías diferentes; cilindro en condiciones nominales y cilindro en condiciones de anomalía. Las celdas que la conforman recogen información acerca de si la RNA clasifica adecuadamente o no las salidas. Los criterios son los siguientes:

- Se considera que un cilindro se encuentra en condiciones de funcionamiento nominal si su WMI no rebasa los límites de una franja establecida entre $\pm 5\%$ con respecto a la potencia en la cual el grado de combustión definido en el análisis de sensibilidad es del 100% (en términos de GDC esta franja aproximadamente con variaciones de $\pm 0,05$) para una potencia total dada del motor. Se ha seleccionado dicho valor porque de los análisis realizados se deduce que las no linealidades del sistema pueden desplazar la WMI de los cilindros en esta franja a grado de combustión constante e igual al 100%.
- Se considera que un cilindro sufre anomalía si el valor de su WMI no queda incluido dentro de la banda.
- Se considera que la RNA acierta en la clasificación del patrón si una salida de la RNA queda englobada en el mismo rango que su objetivo. En caso contrario, se considera fallo.

La matriz que recoge los resultados de este análisis se denomina matriz de confusión y establece en qué medida, la RNA considera como anomalía el valor de una WMI que no lo es o viceversa. La Tabla 5-6 detalla la mencionada matriz. Corresponde a los mismos 200 patrones de la Figura 5-7 desglosados por cilindro. De ahí que se contabilicen 2000 casos. En dicha figura:

- Categoría 1 significa que el cilindro considerado está dentro de la banda de $\pm 5\%$ de la WMI nominal a la potencia dada.
- Categoría 2 significa lo contrario, es decir, la WMI del cilindro considerado queda fuera de esa banda de $\pm 5\%$.

		Clasificados como			
		Categoría 1	Categoría 2	Aciertos	Fallos
Categoría 1	660	660	0	660	0
	33%	33%	0%	33%	0%
Categoría 2	1340	0	1340	1340	0
	67%	0%	67%	67%	0%
Total	2000	660	1340	2000	0
	100%	33%	67%	100%	0%

Tabla 5-6 Matriz de confusión para el proceso de clasificación de la RNA

Los resultados muestran que la RNA acierta en el 100% de los casos, lo cual era de esperar en vista a los resultados detallados en los histogramas, donde el error relativo apenas sobrepasaba el medio punto porcentual.

5.1.7 Consideraciones sobre la presencia de ruido en la señal de par

Una RNA configurada y entrenada de forma adecuada debe identificar las perturbaciones ocasionadas por el ruido e ignorarlas en la medida de lo posible a la hora de obtener sus salidas [76], pg 14. En el sistema analizado en el presente trabajo, la fuente de ruido que se va a considerar es la degradación los elementos involucrados en la medida del par instantáneo.

Para comprobar la robustez de la RNA confeccionada en la sección anterior frente a la aparición de dicho ruido, se ha añadido una señal a la curva de par mecánico que lo simula. En este sentido, [82] indica como recomendación el añadir un ruido aleatorio con desviaciones de entre el 1% y el 5%, por lo que se han considerado dos ruidos diferentes:

- Ruido de valor medio nulo y desviación estándar máxima del 1,5%
- Ruido de valor medio nulo y desviación estándar máxima del 3%

En la Figura 5-13 se representa la curva de par instantáneo original (azul) y esa misma señal pero con la adición del ruido (roja) de desviación estándar del 1,5% a potencia nominal.

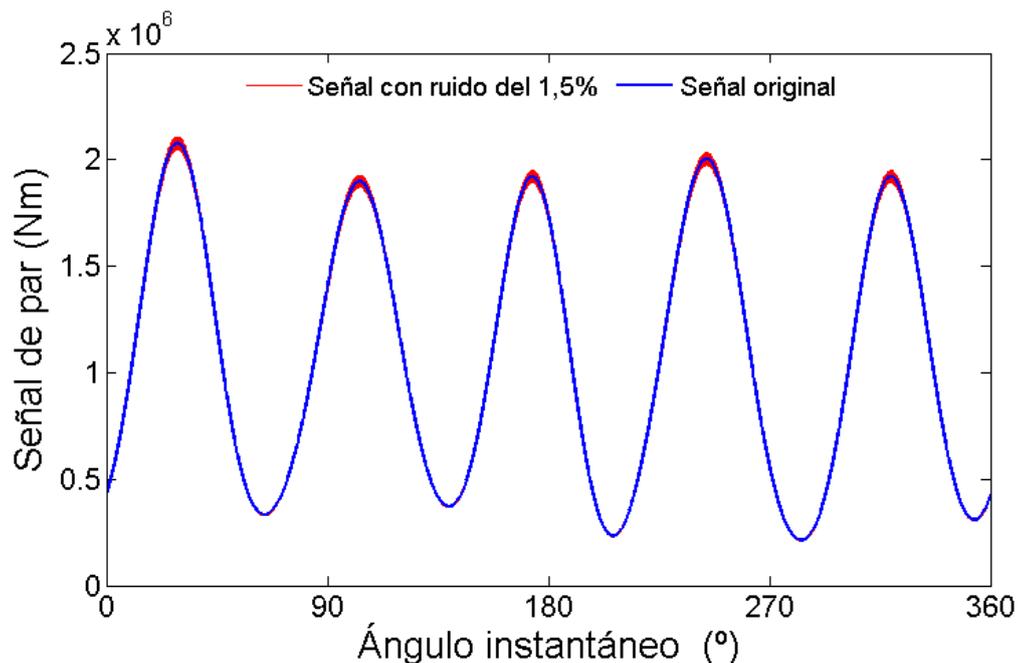


Figura 5-13 Curva de par instantáneo con y sin ruido adicional a potencia nominal

Este procedimiento se efectúa para todos los patrones, los cuales barren el rango completo de potencia del motor. La representación de dicho ruido en el dominio de la frecuencia puede apreciarse en la Figura 5-14 donde se relaciona éste con el módulo de cada armónico en su señal correspondiente sin ruido. Lo que se deduce de ella es que no todos los armónicos se ven afectados en la misma medida.

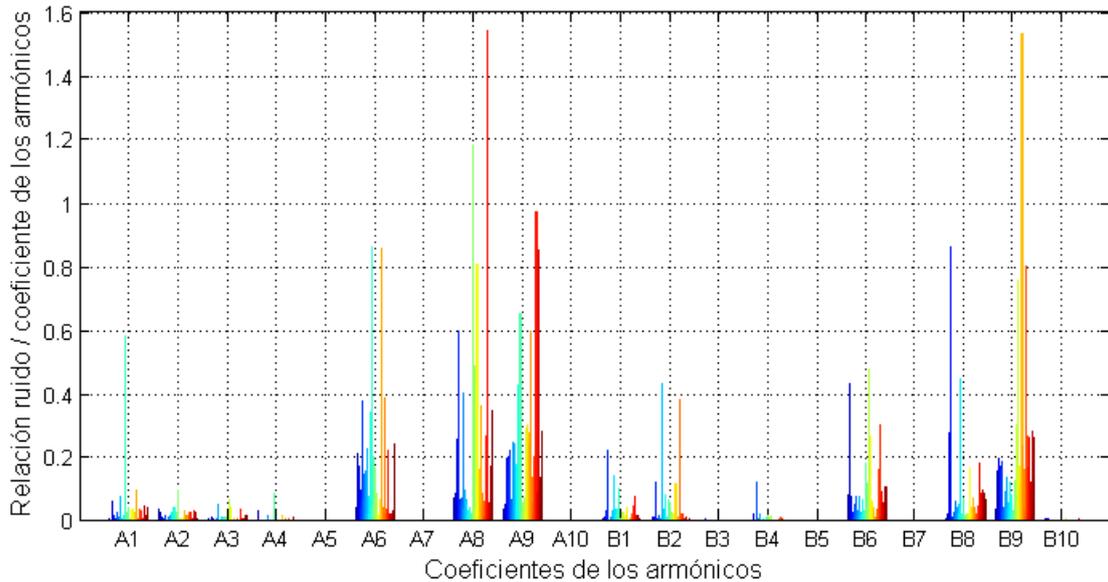


Figura 5-14 Representación del ruido del 1,5% en el dominio de la frecuencia a añadir a todos los patrones

Esta figura permite complementar el análisis de la Figura 5-15, donde ahora, se representa la señal de par afectada por el ruido en el dominio de la frecuencia. Como se observa, existe una gran concordancia entre ambas figuras. La Figura 5-15 muestra que la mayor parte de los armónicos quedan englobados en una banda inferior al $\pm 10\%$ salvo el coeficiente B_9 que supera con creces el valor anterior. Se aprecian a simple vista tres niveles de influencia del ruido añadido:

- El más acusado, correspondiente con el coeficiente B_9 y que en algunos casos se sitúa en torno al 50%. Este hecho pierde cierta relevancia si se tiene en cuenta que a priori y según lo establecido en el análisis de sensibilidad de la sección 4.5, el armónico 9 no es uno de los influidos por el proceso de combustión de manera importante.
- Otra banda, inferior a la mencionada donde se encuentran $A_1, A_2, A_6, A_8, A_9, B_1, B_2, B_6, B_8$ y B_{10} . Especialmente importantes son para los armónicos 1 y 2 que estando dentro de esta banda sí son además, armónicos relevantes para el proceso de combustión.

- El resto que queda por debajo del 1% y por tanto, no suponen desviaciones importantes.

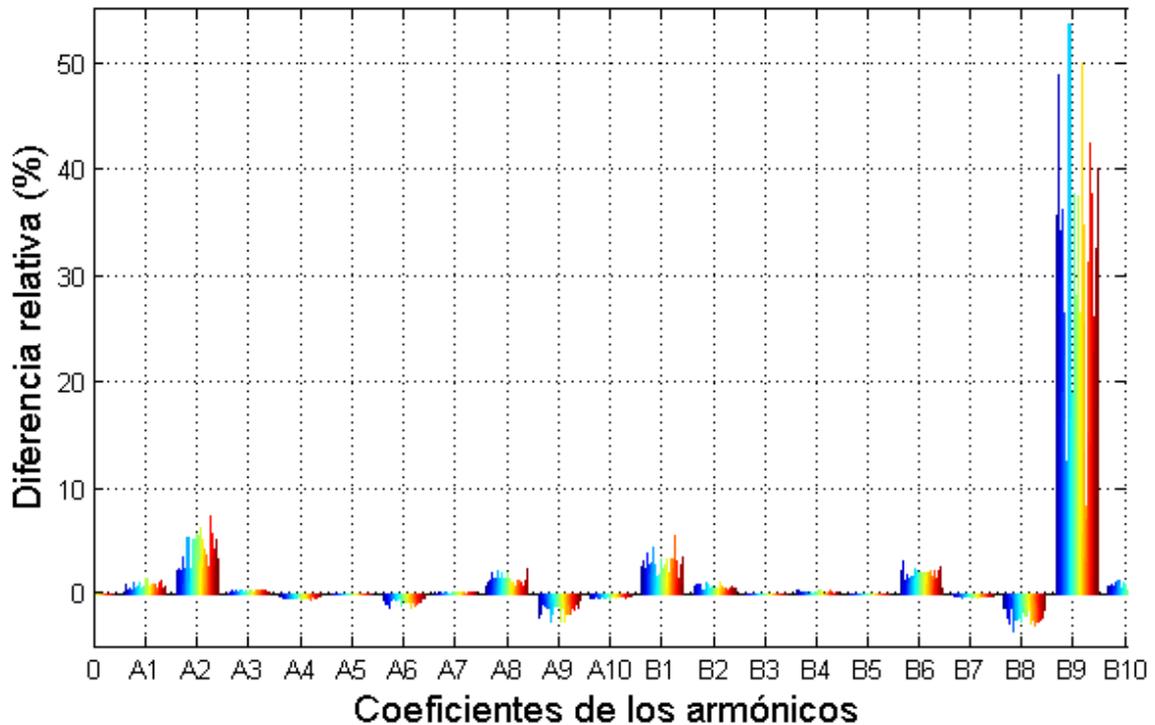


Figura 5-15 Efecto del ruido del 1,5% sobre los diferentes armónicos a potencia nominal

Tras este análisis previo sobre el efecto del ruido sobre las señales de entrada a la RNA, se analizan sus correspondientes salidas. Se comparan los errores cometidos por la RNA al simular los objetivos marcados para el caso en el que no se añade ruido para ruido del 1,5% y del 3%. Dicha comparativa considera los casos en los que se incluyen todos los coeficientes de los armónicos de la curva de par, sólo con los de los bajos (recuérdese del 0 al 5) y sólo con los de los altos (del 6 al 10 incluyendo el 0). La Figura 5-16 recoge el estudio descrito. Por claridad, se ha promediado el error relativo (definido en la Ec. 5-1) para los 10 cilindros en cada experimento según la expresión:

$$\overline{Error\ relativo\ promediado}\ (%)|_{Patr} = \frac{1}{10} \sum_{cil=1}^{10} Error\ relativo\ (%)|_{Patr,cil} \quad \text{Ec. 5-2}$$

Todo ello para el caso sin ruido, con ruido del 1,5% y con ruido del 3%.

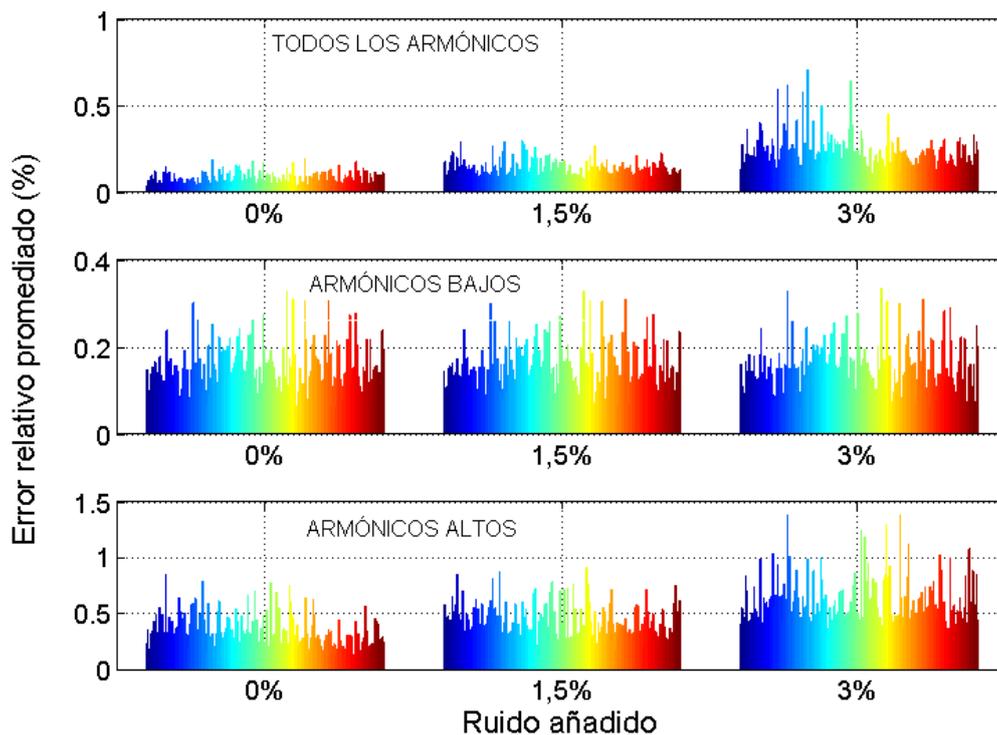


Figura 5-16 Salidas de la RNA para ruido nulo, del 1,5% y el 3% y diferentes armónicos

Tal como se observa, cuando no existe señal de ruido añadida a la original de par, la RNA que mejores prestaciones ofrece es la que se ha entrenado con todos los armónicos. No obstante, a medida que aumenta el porcentaje de ruido, la bondad de este resultado se ve mermada. No ocurre lo mismo cuando los armónicos introducidos en el entrenamiento son únicamente los bajos, donde el error cometido es prácticamente independiente del ruido. Esto, unido al hecho de que los armónicos altos además de un valor medio mayor del error éste aumenta con el ruido, permite deducir que son los armónicos bajos los que responden a la física del problema. Los altos por el contrario, enmascaran el resultado cuando se presentan a la RNA todos los coeficientes de la curva de par, lo cual queda patente al analizar la evolución de éstos con el ruido. Presumiblemente, provocan una sobreajuste de la RNA que le hace perder capacidad de generalización.

En las siguientes figuras se desglosan los efectos del ruido sobre el error cometido por la red en cada cilindro en el caso en el que la RNA se entrena con los armónicos bajos, tal como se mostraba en Figura 5-7 para todos los armónicos sin ruido.

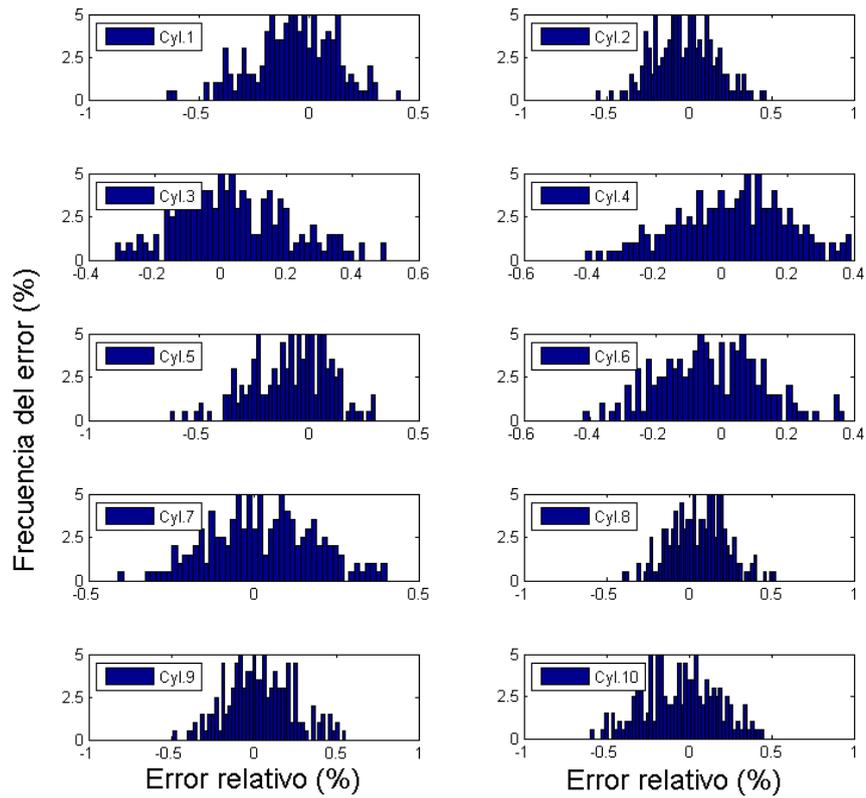


Figura 5-17 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos bajos sin ruido

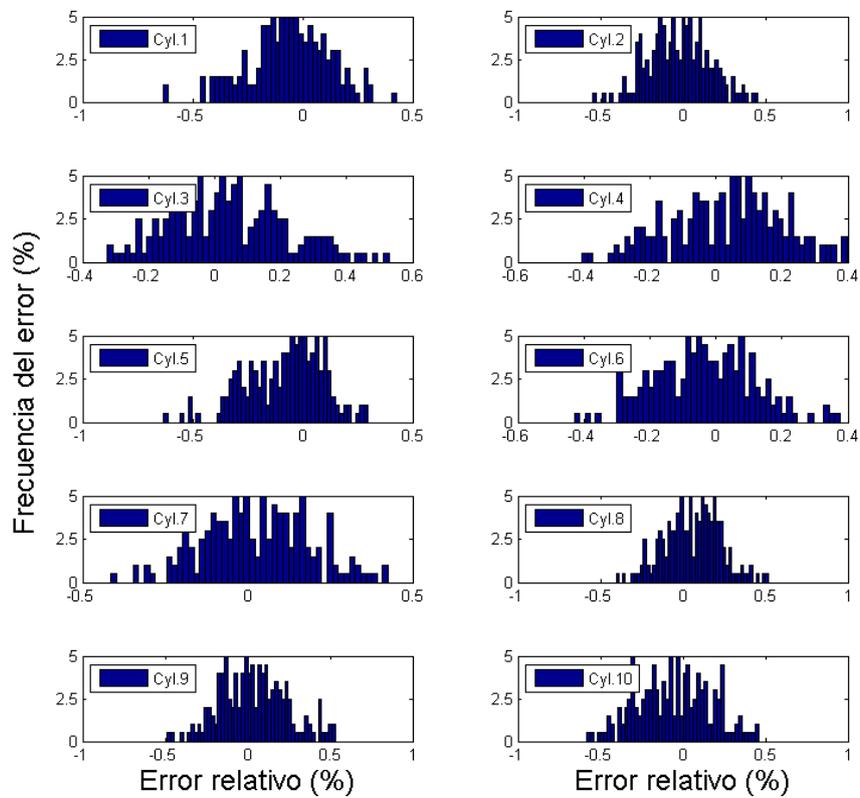


Figura 5-18 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos con ruido del 1,5%

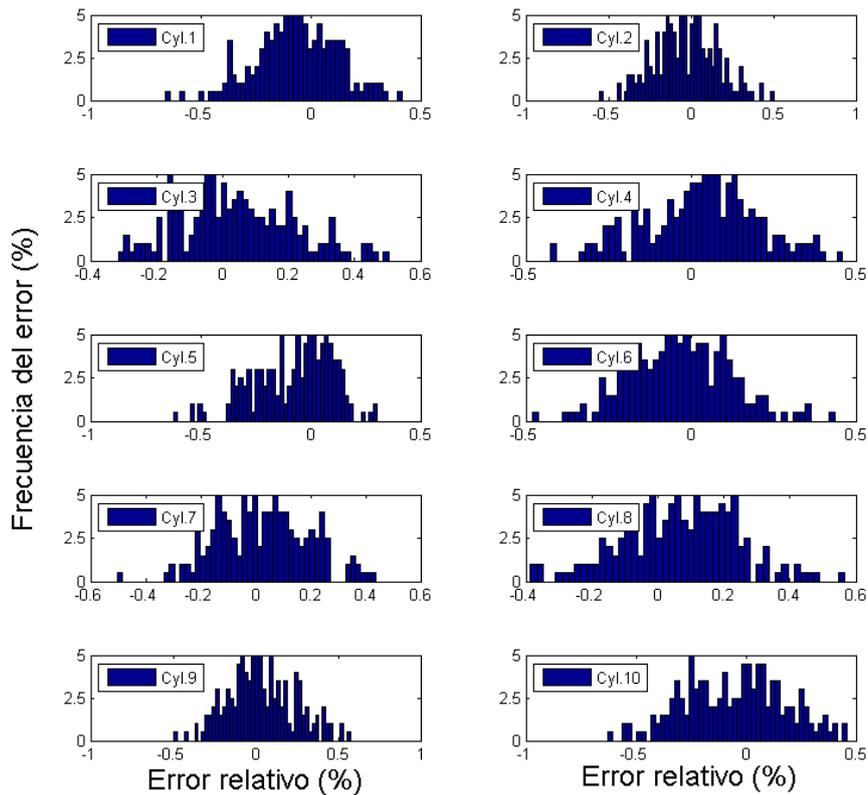


Figura 5-19 Histogramas de los errores cometidos por la RNA al simular la WMI por cilindro para los armónicos con ruido del 3%

Como se puede observar en estas tres figuras y de manera congruente con la Figura 5-16, no existen diferencias importantes entre los casos de ruido respecto del caso en que no lo hay.

De este modo, quedan clarificadas los comportamientos observados en la sección 5.1.5 cuando se realizó el estudio de las prestaciones de la RNA con los armónicos presentados para decidir cuáles son los más adecuados.

6 CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

Las crecientes exigencias de disponibilidad de los motores diésel presentes en plantas de propulsión marina y plantas de producción de potencia aisladas, unido a la necesidad de disminuir costes asociados al mantenimiento de los mismos obliga a buscar métodos de diagnóstico cada vez más eficaces al mismo tiempo que menos intrusivos, y complementarios a la medición de la presión en cámara. En base a este concepto, el trabajo detallado en el presente documento ha permitido el desarrollo de una serie de análisis clasificados en tres grandes bloques.

1. La confección de un modelo no lineal de la dinámica a torsión del sistema que reproduce con elevada precisión su comportamiento y que permite evaluar cualquier relación entrada-salida que no se observa en condiciones normales de operación.
2. La medición de par instantáneo se muestra eficaz para la caracterización de la dinámica a torsión del sistema, siendo una alternativa a la medida de la velocidad instantánea y que presenta ventajas significativas frente a ésta como:
 - La obtención de información acerca del par medio en cada ciclo y por tanto, de la potencia mecánica media del sistema por ciclo.
 - Menor velocidad de muestreo necesaria.
 - No requiere procesado de la señal para su análisis posterior
 - Alto nivel de linealidad entre los parámetros fundamentales que definen esta señal y la potencia del sistema.
3. El desarrollo de un método para la evaluación de la Potencia media indicada en cada cilindro a partir de la medida del par instantáneo robusto y de elevada precisión

A continuación se profundiza en cada uno de estos bloques.

6.1 Modelado de la dinámica a torsión del sistema

Para el análisis del sistema se ha considerado un modelo de masas concentradas de 16 grados de libertad. Dicho modelo, recibe como entradas las curvas de presión y como salidas, la curva de par instantáneo. Asimismo, las propiedades físicas de cada

uno de los grados de libertad en términos de inercia, rigidez y amortiguamiento son suministradas por el fabricante

De especial relevancia es el fuerte carácter no lineal del sistema a la hora de definir el modelo, lo cual tiene su origen en:

- El par de inercia alternativo, que cambia con cada variación de ángulo girado por el cigüeñal. Teniendo en cuenta que además, la inercia de los pistones y las bielas son elevadas, provocan que el sistema no esté equilibrado durante el funcionamiento del motor.
- El par de fricción instantáneo provocado por el rozamiento de los pistones, las bielas y los rodamientos.
- La torsión del cigüeñal. En grandes motores como es el caso del motor objeto de estudio, la torsión sufrida se debe al valor medio del par mecánico (valor del armónico 0) así como a la dinámica de la carga (valores de armónicos superiores al 0) dentro del ciclo del motor. Esta torsión del eje provoca que la medida de presión en cámara y el par de inercia no evolucionen con un ángulo instantáneo correspondiente a la asunción de una velocidad de giro constante del motor. Como se ha descrito, en algunas referencias bibliográficas el cigüeñal se considera como un sistema rígido, algo que en este caso conllevaría grandes errores en los resultados.

Estas fuentes de no linealidad obligan a resolver el modelo definido de manera iterativa requiriéndose en torno a 12 iteraciones para llegar a una solución totalmente estable.

Por otro lado, una vez confeccionado el modelo, los valores referentes a las propiedades físicas del sistema han sido ajustados mediante la identificación de parámetros. Tras este proceso, en el que ha ponderado en gran medida el armónico 5, ha mejorado notablemente el resultado obtenido a través del modelo respecto de la señal de par experimental.

Tras ajustar los parámetros del sistema y ser validado modelo, se ha procedido a efectuar un análisis de la sensibilidad del cual se han derivado relaciones especialmente valiosas para la comprensión del sistema modelado y la posterior confección de herramientas asociadas.

En dicho análisis de sensibilidad se ha estudiado la evolución de los coeficientes de Fourier del par instantáneo cuando se modifica el proceso de combustión en el interior

de la cámara de combustión. Tal modulación se ha efectuado analíticamente. Los resultados obtenidos indican lo siguiente:

- Como conclusión más interesante, se ha determinado que existe una diferencia importante entre los armónicos del 1 al 4 y del 5 al 10. En términos absolutos, se produce una variación más marcada en los primeros. Esto hace pensar que el fenómeno estudiado queda gobernado principalmente por los armónicos bajos (del 1 al 4) aunque tenga también cierta repercusión sobre los altos.
- En todos los armónicos, evolución del valor de sus coeficientes A y B de los con el grado de combustión es lineal y además, con un coeficiente de correlación muy próximo a 1.
- A la vista de la evolución de los coeficientes A y B obtenida para el armónico 5, uno de los fundamentales en la dinámica del sistema, conviene resaltar que ambos coeficientes A y B discriminan entre los cilindros que están a lados opuestos de la cadena de distribución del motor. Esta marcada tendencia se diluye a medida que aumenta la carga nominal.
- En líneas generales, este análisis permitirá centrar los esfuerzos en los parámetros más influyentes para la confección de las herramientas aplicadas.

6.2 Medición del par instantáneo

La instalación de un circuito de puente completo instalado en el eje de unión entre motor y alternador ha permitido la medición de las deformaciones asociadas al par de torsión en el mismo. La señal obtenida se convierte en términos de par instantáneo previa calibración a través de la potencia eléctrica del sistema, lo cual garantiza un valor correcto. De su análisis en el dominio de la frecuencia (coeficientes del desarrollo en series de Fourier) se desprenden las siguientes conclusiones:

- La dinámica a torsión del motor queda caracterizada de manera adecuada con los armónicos del 0 al 10, siendo el armónico 0 representativo del par medio a lo largo de un ciclo. También es relevante el armónico 24, vinculado a los polos del alternador
- Los armónicos principales son 3, 5, 7, 10 y 24, de los cuales 3, 5, 7 y 24 tienen relación creciente con la carga del sistema.

- El armónico 5 es el que cuenta con mayor módulo, por lo que es el armónico más relevante en la dinámica del sistema y por tanto, es fundamental a la hora de reproducirla. Esta circunstancia muestra el alto grado de no linealidad de la dinámica del sistema, puesto que para un motor de 10 cilindros en línea cabe esperar que el armónico principal sea el 10. Ello está relacionado con la flexibilidad del cigüeñal.

6.3 Estimación de la potencia media indicada mediante redes neuronales artificiales

A lo largo del estudio realizado se ha remarcado el papel de la WMI como un indicador representativo del estado de equilibrio del sistema en relación a la potencia aportada por cada uno de los cilindros. No sólo en el caso de fallas importantes sino también para detectar la pérdida del equilibrio entre cilindros. Por este motivo, se ha elegido este parámetro para la confección de una herramienta aplicada a diagnosis basada en la metodología de RNA. Dicha herramienta:

- Reproduce la WMI por cilindro tomando como entrada los coeficientes de los armónicos de la curva de par instantáneo.
- Exige la planificación de experimentos que permitan establecer la arquitectura y parámetros adecuados
- Además de lo anterior, la robustez de la misma y por tanto, la fiabilidad de los resultados obtenidos requieren una selección muy cuidadosa de los patrones de entrenamiento. Esto se perfila como un paso fundamental. En este caso, se cuenta con una herramienta validada (el modelo de la dinámica torsional) que permite generar tantos patrones como sea necesario.

De los resultados obtenidos mediante esta herramienta se deduce lo siguiente:

- Adecuadamente configurada, una RNA puede reproducir la WMI con un error relativo respecto del valor esperado inferior al 1%.
- Este resultado no difiere entre cilindros diferentes.
- Se percibe un pequeño aumento del error cuando alguno de los cilindros sufre una disminución importante en su grado de combustión.

Al generar señales de ruido con desviación típica del 1,5% y el 3% en la señal de par instantáneo e introducirlo a la RNA sin entrenamiento adicional se deduce que:

- Cuando la RNA ha sido entrenada con los coeficientes de todos los armónicos, el error aumenta a medida que aumenta el ruido adicionado.
- Cuando la RNA sólo ha sido entrenada con los armónicos del 0 al 5 esto no ocurre, manteniéndose un error relativamente constante a medida que aumenta el ruido. Esto indica una clara influencia en la dinámica descrita de los armónicos bajos frente a los altos. Estos últimos, incluidos en el entrenamiento, sólo provocan el sobreajuste de la RNA.

En líneas generales y siempre teniendo en cuenta los detalles concretos que se han descrito, la RNA se puede considerar una herramienta robusta para la identificación y cuantificación de caídas de la WMI por cilindro.

6.4 Desarrollos futuros

Partiendo del análisis realizado en el presente estudio, se plantea como desarrollo futuro la profundización en dos cuestiones fundamentalmente:

- Desarrollo de una metodología similar a la confeccionada para la cuantificación de la WMI pero en este caso, en el ámbito de los fallos catastróficos por grietas en el cigüeñal. Ello conllevaría estudiar de nuevo muchos de los apartados, detallados en este documento pero se contaría con una herramienta conjunta sumamente robusta capaz de diferenciar entre fallos asociados a mecanismos totalmente diferentes.
- Desarrollo de una estrategia encaminada a la obtención de las curvas de presión en cámara por cilindro. Como se ha comentado a lo largo del documento, la presión máxima y el ángulo en el que tiene lugar, la presión de barrido, las pendientes de la curva de presión en las diferentes fases de la combustión, el ángulo de inyección, etc. son parámetros que unidos a la ya determinada WMI ofrecen información muy valiosa desde el punto de vista de la diagnosis predictiva. El hecho de poder extraer toda la información de estos parámetros y además, sin necesidad de emplear técnicas intrusivas como es su medición directa, supone un valor añadido muy importante.

7 REFERENCIAS

- [1] Gas Engines & LNG shipping: Gas is coming of age in the shipping world, *Motor Ship* 92 (2011) 26-27
- [2] Gas Turbine World. 2012 GTW Handbook (2011), Pequot Publishing, Inc.
- [3] F. Jiménez Espadafor, M. Torres García, J. Becerra Villanueva, J. Moreno Gutiérrez, The viability of pure vegetable oil as an alternative fuel for large ships, *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 14 (2009) 461–469
- [4] F. Jiménez Espadafor, J. Becerra Villanueva, M. Torres García, E. Carvajal Trujillo, Analysis of a Diesel Generator Cylinder Failure, *Engineering Failure Analysis* 17 (2010) 913-925
- [5] M. Fonte, M. de Freitas, Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study, *Engineering Failure Analysis* 16 (2009) 1940-1947
- [6] F. Jiménez Espadafor, J. Becerra Villanueva, M. Torres García, Analysis of a Diesel Generator Crankshaft Failure, *Engineering Failure Analysis* 16 (2009) 2333-2341
- [7] Maintenance Engineering and Management. R. Mishra & K. Pathak. Prentice-Hall, 2002.
- [8] Z.M. Bulatovic, M.S. Stavljanin, M.V.Tomic, D.M.Knezevic, S.Lj.Biocanin, Measurement and analysis of angular velocity variations of twelve-cylinder diesel engine crankshaft, *Mechanical System and Signal Processing* 25 (2011) 3043-3061
- [9] M. Desbazeille, R.B.Randall, F.Guillet, M.EIbadaoui, C. Hoisnard, Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft, *Mechanical System and Signal Processing* 24 (2010) 1529-1541
- [10] <http://www.polytec.com/>
- [11] J. Becerra Villanueva, F. Jiménez Espadafor, F. Cruz Peragon, M. Torres García, A Methodology for Cracks Identification in large Crankshafts, *Mechanical System and Signal Processing* 25 (2011) 3168-3185
- [12] Jones NB, Li Yu-Hua. A review of condition monitoring and fault diagnosis for diesel engines. *Tribotest Int J* 2000; 6 (3):267–91.
- [13] Jiménez-Espadafor, F.J.; Muñoz Blanco, A.; Ruiz Marín, J.J.; Sánchez Lencero, T. A vibroacoustical method for the diagnosis of Diesel engines generator failures. 22nd CIMAC Congress, Copenhagen 1998.
- [14] F. Jiménez Espadafor, J. Becerra Villanueva, M. Torres García, Elisa Carvajal Trujillo, Predictive Maintenance System for a 2 Stroke Diesel Engines. Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. IMECE2010 November 12-18, 2010, Vancouver, British Columbia, Canada.

- [15] Clayton A. Smith, Michael D. Donovan, Reliability survey of 600 to 1800 kW diesel and gas-turbine generating units, *IEEE Transactions on Industry Applications* 26 (1990) 741–755.
- [16] Energy and Environmental Analysis, Inc, Distributed Generation Operational Reliability and Availability Database, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, EEUU, 2004.
- [17] S. Citron, J. O`Higgins, L. Chen, Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque determination utilizing speed fluctuations, SAE paper No. 890486, 1989.
- [18] Telemetrie Elektronik GmbH. 1 Channel Telemetry System: User Manual. <http://www.datatel-telemetry.de/en/>
- [19] S.F. Rezek, N.H. Henein, A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines, SAE Paper 840179, 1985.
- [20] F. Cruz-Peragón, J.M. Palomar, F.A. Díaz, F.J. Jiménez-Espadafor, Fast on-line identification of instantaneous mechanical losses in internal combustion engines, *Mechanical System and Signal Processing* 24 (2010) 267-280.
- [21] A. S. Mendes, P. S. Meirelles, and D. E. Zampieri, Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modeling and experimental validation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 222 (2008): 155-178.
- [22] Fredrik Ostman, Hannu T. Toivonen, Torsional system parameter identification of internal combustion engines under normal operation, *Mechanical System and Signal Processing* 25 (2011) 1146-1158
- [23] Banks, J., Hines, J., Lebold, M., & Campbell, R. (2001). Failure modes and predictive diagnostics considerations for diesel engines. *Proceedings of the 55th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, April 2–5, Virginia Beach, VA.
- [24] Martínez, V.M., Barrachina, J.P., Martínez, B.T., Gonzalez, P.O., *Mantenimiento de Motores Diesel*. Editorial U.P.V., 2006
- [25] Borkowski, T. Kowalak, P. Marcinek, M. Bonisławski, M., Combustion pressure appraisal in marine diesel engine, *Journal of KONES*, 2011 Vol. 18, No. 4 25-32
- [26] Görkem Kökkülünk, Adnan Parlak, Hasan Hüseyin Erdem, Determination of performance degradation of a marine diesel engine by using curve based approach, *Applied Thermal Engineering*, Volume 108, 5 September 2016, Pages 1136-1146, ISSN 1359-4311,
- [27] C. Vanesa Durán Grados, Zigor Uriondo, Manuel Clemente, Francisco J. Jiménez Espadafor, Juan Moreno Gutiérrez, Correcting injection pressure maladjustments to reduce NOX emissions by marine diesel engines, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 14, Issue 1, January 2009, Pages 61-66, ISSN 1361-9209,
- [28] D.T. Hountalas, R.G. Papagiannakis, G. Zovanos, A. Antonopoulos, Comparative evaluation of various methodologies to account for the effect of load variation during

cylinder pressure measurement of large scale two-stroke diesel engines, *Applied Energy*, Volume 113, January 2014, Pages 1027-1042, ISSN 0306-2619

- [29] Lee, D. C. and Barro, R. D., 2009, A Study on the Torsional Vibration Characteristics of Super Large Two Stroke Low Speed Diesel Engines with Tuning Damper, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 1, pp. 64~75.
- [30] F. Tagliatalata, M. Lavorgna, E. Mancaruso, B.M. Vaglieco, Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 38, Issue 2, 20 July 2013, Pages 628-633, ISSN 0888-3270
- [31] Yibin Guo, Wanyou Li, Shuwen Yu, Xiao Han, Yunbo Yuan, Zhipeng Wang, Xiuzhen Ma, Diesel engine torsional vibration control coupling with speed control system, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 94, 15 September 2017, Pages 1-13, ISSN 0888-3270,
- [32] Dereszewski, M., Charchalis, A., & Polanowski, S. (2011). Analysis of diagnostic utility of instantaneous angular speed fluctuation of diesel engine crankshaft. *Journal of KONES*, 18, 123-128.
- [33] Li, Z., Yan, X., Yuan, C., & Peng, Z. (2012). Intelligent fault diagnosis method for marine diesel engines using instantaneous angular speed. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(8), 2413-2423.
- [34] M. Desbazeille, R.B. Randall, F. Guillet, M. El Badaoui, C. Hoisnard, Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 24, Issue 5, July 2010, Pages 1529-1541, ISSN 0888-3270
- [35] M. Thor, B. Egardt, T. McKelvey, I. Andersson, Using combustion net torque for estimation of combustion properties from measurements of crankshaft torque, *Control Engineering Practice*, Volume 26, May 2014, Pages 233-244, ISSN 0967-0661
- [36] M. Thor, B. Egardt, T. McKelvey, I. Andersson, Closed-loop diesel engine combustion phasing control based on crankshaft torque measurements, *Control Engineering Practice*, Volume 33, December 2014, Pages 115-124, ISSN 0967-0661,
- [37] Aulin H, Tunestal P, Johansson T, Johansson B. Extracting Cylinder Individual Combustion Data From a High Precision Torque Sensor. ASME. Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ():619-625. doi:10.1115/ICEF2010-35101.
- [38] Alberto Villar, Santiago Fernández, Eneko Gorritxategi, José I. Ciria, Luis A. Fernández, Optimization of the multivariate calibration of a Vis-NIR sensor for the on-line monitoring of marine diesel engine lubricating oil by variable selection methods, *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, Volume 130, 15 January 2014, Pages 68-75, ISSN 0169-7439,

- [39] L. Ben Mohammadi ; F. Kullmann ; M. Holzki ; S. Sigloch ; T. Klotzbuecher ; J. Spiesen ; T. Tommingas ; P. Weismann ; G. Kimber; A low cost mid-infrared sensor for on line contamination monitoring of lubricating oils in marine engines. Proc. SPIE 7726, Optical Sensing and Detection, 77260M (April 30, 2010); doi:10.1117/12.854476.
- [40] El-Ghamry, M. H., Brown, E. R., Ferguson, I., Gill, J. D., Reuben, R. L., Steel, J. A., Scaife, M. and Middleton, S. Gaseous air-fuel quality identification for a spark ignition gas engine using acoustic emission analysis. Proc. 11th Intl. Conference on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, COMADEM, Launceston, Australia, 8-11 December 1998, pp. 235-244.
- [41] Chiatti, G., Chiavola, O., Palmieri, F., & Piolo, A. (2015). Diagnostic methodology for internal combustion diesel engines via noise radiation. *Energy Conversion and Management*, 89, 34-42.
- [42] Weiliang Wu, Tian Ran Lin, Andy C.C. Tan, Normalization and source separation of acoustic emission signals for condition monitoring and fault detection of multi-cylinder diesel engines, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumes 64–65, December 2015, Pages 479-497, ISSN 0888-3270
- [43] Korczewski, Z. (2015). Exhaust gas temperature measurements in diagnostics of turbocharged marine internal combustion engines Part I standard measurements. *Polish Maritime Research*, 22(1), 47-54.
- [44] Korczewski, Z. (2016). Exhaust Gas Temperature Measurements in Diagnostics of Turbocharged Marine Internal Combustion Engines Part II Dynamic Measurements. *Polish Maritime Research*, 23(1), 68-76.
- [45] Ji, Q., & Hao, H. (2010, July). Vibration measurement and analysis of marine diesel lubricating oil pump pressure tubing. In *Signal Processing Systems (ICSPS)*, 2010 2nd International Conference on (Vol. 1, pp. V1-102). IEEE.
- [46] Alhouli, A. A., Alzayedi, A., Alardhi, M., & Abed, A. I. (2016). Study of Diesel Engine Vibration Condition Monitoring. *Global Journal of Research In Engineering*, 15(6).
- [47] Warren Young, *Roark's Formulas for Stress and Strain, Professional*, McGraw-Hill, New York, USA, 2001 (10:007072542X).
- [48] <https://www.hbm.com/en/0264/torque-transducers-torque-sensors-torque-meters/>
- [49] Kleckers, T., & Günther, B. (2007). Optical versus electrical strain gages: A comparison. HBM Measurements, Germany.
- [50] H. Yu, X. Yang, Z. Tong, Y. Cao and A. Zhang, "Temperature-Independent Rotational Angle Sensor Based on Fiber Bragg Grating," in *IEEE Sensors Journal*, vol. 11, no. 5, pp. 1233-1235, May 2011.

- [51] Wang, Y., Liang, L., Yuan, Y., Xu, G., & Liu, F. (2016). A two fiber Bragg gratings sensing system to monitor the torque of rotating shaft. *Sensors*, 16(1), 138.
- [52] Li, T., Jiang, S., Li, J., Lin, J., & Qi, H. (2016, October). Torque transducer based on fiber Bragg grating. In *SPIE/COS Photonics Asia* (pp. 100251I-100251I). International Society for Optics and Photonics.
- [53] R. Schicker; G. Wegener. *Measuring Torque Correctly*. Published by Hottinger Baldwin Messtechnik (2002), ISBN 10: 3000089454 ISBN 13: 9783000089459
- [54] Ostman, F. and Toivonen, H. T. 2008a, "Active torsional vibration control of reciprocating engines", *Control Engineering Practice*, 16(1), 78–88.
- [55] Ostman, F. and Toivonen, H. T. (2008b), "Model-based torsional vibration control of internal combustion engines", *IET Control Theory and Applications*, 1(11),1024-1032.
- [56] F. Ostman and H. T. Toivonen, "Adaptive Cylinder Balancing of Internal Combustion Engines," in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 19, no. 4, pp. 782-791, July 2011.
- [57] P. Charles, Jyoti K. Sinha, F.Gu, L. Lidstone, A.D. Ball, Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis, *Journal of Sound and Vibration* 321 (2009) 1171–1185
- [58] John-Eric Saxén, Tapani Hyvämäki, Jerker Björkqvist, Fredrik Ostman, Hannu T. Toivonen, Power Balancing of Internal Combustion Engines – A Time and Frequency Domain Analysis, *IFAC Proceedings Volumes, Volume 47, Issue 3, 2014, Pages 10802-10807, ISSN 1474-6670*
- [59] M. Wang, R. Zhou, X. Xu and Y. Wang, Research of the nonlinear torsional vibration of the marine diesel generator shaft system, *Proceedings of 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, Harbin, Heilongjiang, China, 2011, pp. 397-400.*
- [60] Watzenig, D., Sommer, M. S., & Steiner, G. (2009). Engine state monitoring and fault diagnosis of large marine diesel engines. *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik*, 126(5), 173-179.
- [61] W. S. Sarle, Stopped training and other remedies for overfitting, *Proceedings of the 27th Symposium on Interface*, 1995.
- [62] A. N. Tikhonov, The solution of ill-posed problems and the regularization method. *Dokl. Acad. Nauk USSR*, vol. 151, no. 3, pp. 501-504, 1963.
- [63] K. M. Hornik, M. Stinchcombe and H. White, "Multilayer feedforward networks are universal approximators," *Neural Networks*, vol. 2, no. 5, pp. 359–366, 1989.
- [64] Howard B. Demuth , Mark H. Beale , Orlando De Jess , Martin T. Hagan, *Neural Network Design*, Martin Hagan, 2014

- [65] P. I. Viñuela; I. M. G. Leon -.Redes de Neuronas Artificiales - Un Enfoque Práctico –
- [66] Freeman J.A., Skapura D.M. Neural networks, algorithms, applications, and programming techniques
- [67] C. Bennett, J.F. Dunne, S. Trimby, D. Richardson, Engine cylinder pressure reconstruction using crank kinematics and recurrently-trained neural networks, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 85, 15 February 2017, Pages 126-145, ISSN 0888-3270
- [68] Jian Chen, Robert Bond Randall, Improved automated diagnosis of misfire in internal combustion engines based on simulation models, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumes 64–65, December 2015, Pages 58-83, ISSN 0888-3270
- [69] Jian Chen, Robert Bond Randall, Bart Peeters, Advanced diagnostic system for piston slap faults in IC engines, based on the non-stationary characteristics of the vibration signals, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 75, 15 June 2016, Pages 434-454, ISSN 0888-3270
- [70] Karl Hoffmann, An introduction to stress analysis and transducer design using strain gauges. HBM Test and Measurement.
- [71] Robert E. Bicking, Fundamentals of Pressure Sensor Technology, *Sensors* 15 (1998) 30-43
- [72] K. H. Haase, Underwater application of strain gauges, *Environmental Engineering* 17 (2004) 39-42
- [73] Giancarlo Genta, *Vibration Dynamics and Control*, Springer, NewYork, USA, ISBN978-0-387-79579-9,2009.
- [74] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Co, NewYork, USA, ISBN0-07-100499-8,1998.
- [75] S. F. Rezek, N. H. Henein, A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines, SAE Paper 840179,1985.
- [76] J.R. Hiler González, V.J. Martínez Hernando, *Redes neuronales artificiales: fundamentos, modelos y aplicaciones*.
- [77] Kyunghan Min, Jaesung Chung, MyoungHo Sunwoo, Torque balance control for light-duty diesel engines using an individual cylinder IMEP estimation model with a single cylinder pressure sensor, *Applied Thermal Engineering*, Volume 109, Part A, 25 October 2016, Pages 440-448, ISSN 1359-4311.
- [78] Ahmed Al-Durra, Adaptive Sliding Mode Observer for Engine Cylinder Pressure Imbalance Under Different Parameter Uncertainties, *Access IEEE*, vol. 2, pp. 1085-1091, 2014, ISSN 2169-3536
- [79] A. Al-Durra, M. Canova, S. Yurkovich, A model-based methodology for on-line estimation of diesel engine cylinder pressure, *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 133, no. 3, pp. 031005-1-031005-9, Mar. 2011.

- [80] John-Eric Saxén, Tapani Hyvämäki, Jerker Björkqvist, Fredrik Ostman, Hannu T. Toivonen, Power Balancing of Internal Combustion Engines – A Time and Frequency Domain Analysis, IFAC Proceedings Volumes, Volume 47, Issue 3, 2014, Pages 10802-10807, ISSN 1474-6670.
- [81] G. Cybenko 1989 Approximation by superpositions of a sigmoidal function. Mathematics of control, signals and systems. 1989
- [82] Noyes J.M., Handbook of neural computation. IOP Publishing Ltd and Oxford University Press, 1997
- [83] <https://www.kistler.com/?type=669&fid=7&model=download&callee=frontend>

8 ANEXOS

8.1 Anexo 1: Instalación de equipos destinados a la adquisición de señales

En este anexo, se describen los equipos destinados a la obtención de las señales involucradas en la confección del modelo dinámico. La Figura 8-1 muestra un esquema de la distribución de los mismos.

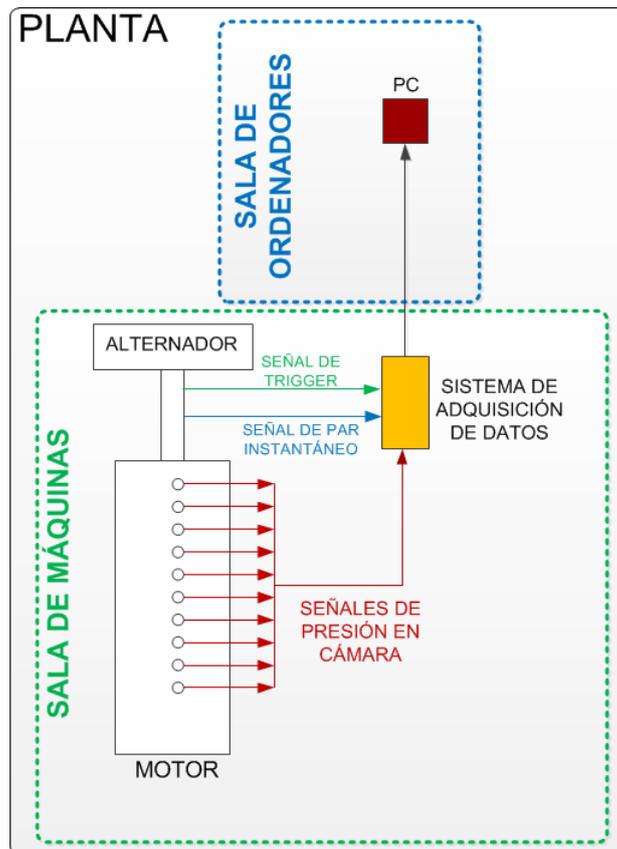


Figura 8-1 Equipos destinados a la adquisición de datos destinados a la confección del modelo

En el esquema anterior se identifica:

- Señal de par instantáneo, obtenida a través de la galga extensiométrica.
- Señal de presión en cámara, obtenida mediante el sensor piezoeléctrico.
- Señal de *trigger*, obtenida a través de un sensor de proximidad.
- Sistema de adquisición de datos.

Estas señales se adquieren a través de equipos instalados de manera permanente en la planta a excepción de la medida de presión en cámara, de la cual se toman

medidas en casos concretos con equipos portátiles cuyo fundamento ya se ha descrito en la sección 8.1.2, por lo que no se va a entrar en mayor detalle.

8.1.1 Instalación de equipos para la medición del par instantáneo

Se ha instalado un circuito de puente completo a 45° para la medida del par mecánico en el eje del motor tal como se indicó en la sección 3.1. Si bien, este procedimiento de medida de tensiones es de sobra conocido en el ámbito de la ingeniería y está ampliamente desarrollado, cuando se trata de casos como el del presente análisis, donde el punto en el que se desean conocer los datos pertenece a un sistema rotativo, hay que tener en cuenta una serie de limitaciones. Entre ellas, las relacionadas con la alimentación de la galga y la posterior transferencia de la señal, puesto que el elemento rotativo no permite la instalación de cableado. En la sección 2.2.3 se desarrolló con detalle las diferentes soluciones destinadas a ello.

En este apartado, se detallan los equipos necesarios para solventar este aspecto.

8.1.1.1 Telemetría

Alimenta la galga extensiométrica y transfiere su señal hasta el sistema de adquisición de datos. Consta de dos bloques. Uno estacionario y otro que gira con el eje del motor. Los componentes de ambas partes se detallan en la Figura 8-2 a modo de esquema unifilar.

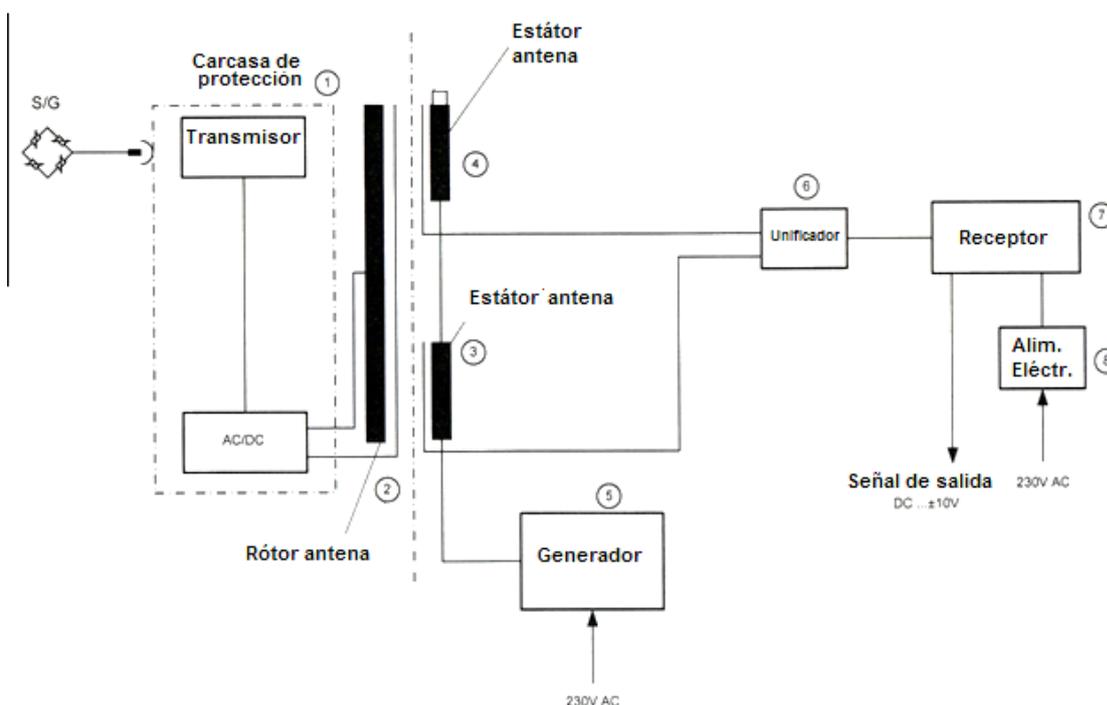


Figura 8-2 Esquema unifilar del equipo encargado de la transmisión de la señal de la galga

Además de la galga extensiométrica, los componentes son los siguientes.

1. Módulo de conversión y transmisión de la señal procedente de la galga
2. Rotor antena: cable dispuesto alrededor del eje y que transmite la señal que sale del módulo de transmisión hasta los receptores fijos. Con este sistema se evita que la señal se pierda puesto que es una transferencia en continuo.
3. Estátor antena 1: es uno de los receptores de la señal que se transmite en continuo a través del rotor coil.
4. Estátor antena 2: es la pareja del 1. Suele instalarse este segundo equipo para garantizar que en circunstancias de grandes ejes macizos no se pierda la señal por efectos de sombra.
5. Generador: alimenta a la pareja de *stator coils*.
6. Entrada de dos vías: unifica las señales de ambos receptores.
7. Receptor general: recibe la señal de los *stator coils*.y la acondiciona según los valores estándar $\pm 10V$.
8. Alimentación del receptor principal.

En la Figura 8-3 se resaltan fases de la instalación de la galga extensiométrica y del equipo destinado a su alimentación y a la transferencia de su señal.

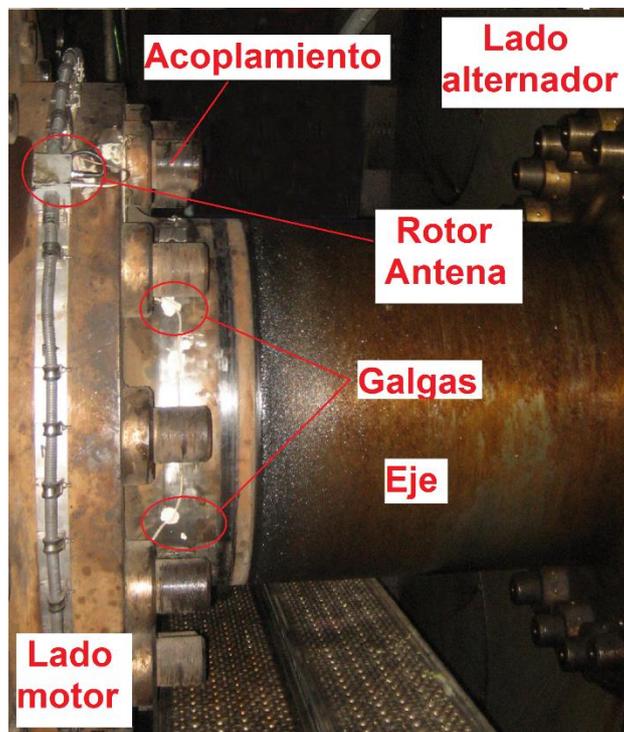


Figura 8-3 Detalle del montaje de la galga extensiométrica y el equipo de telemetría

8.1.2 Adquisición de la señal de presión en cámara

La señal de presión en cámara se obtiene a través de un equipo de medición basado en un sensor de tipo piezoeléctrico. La razón es que entre los diferentes sensores que históricamente se han probado para este tipo de mediciones, son los piezoeléctricos los que han demostrado mayor robustez debido a sus altas frecuencias naturales, sus asequibles tamaños y su buena resistencia a las altas temperaturas.

En concreto, una solución muy extendida en el campo de la medida de presión en cámara tanto de motores para aplicaciones marinas como estacionarios son los equipos basados en adaptadores *Thompson* [83]. Para su utilización, los cilindros deben estar adaptados. En la Figura 8-4 se muestra un detalle de estos adaptadores



Figura 8-4 Detalle del montaje de equipo de medición de presión en cámara tipo adaptador Thompson [83]

Entre los problemas del uso de sensores de esta naturaleza está su alto coste y su carácter intrusivo. La combinación de ambos dificulta la posibilidad de una lectura en continuo y además de todos los cilindros de manera simultánea. La consecuencia es como se mencionó en el apartado 3.1.4, que no se puede obtener la curva de los diez cilindros y la curva de par de manera simultánea, lo cual introduce cierta incertidumbre a la hora de casar los efectos de la presión en cámara sobre la curva de par

8.1.3 Adquisición de datos

Esta etapa de la obtención de medidas experimentales consta de tres fases:

- Activación de la señal de disparo (*trigger*) que indica el inicio de la adquisición de las señales procedentes de los diferentes sensores para que estén sincronizadas.
- El registro de las señales mediante el sistema de adquisición de datos

8.1.3.1 Señal de trigger

La señal de trigger permite identificar el instante en el que el sistema de adquisición de datos debe iniciar la toma de muestras desde los diferentes sensores instalados.

Con ello, se garantiza que todas las señales están sincronizadas y referidas de manera adecuada.

El sensor que genera esta señal es de tipo proximidad y está basado en el efecto inductivo, de tal manera que genera una señal unitaria cuando detecta que un metal con propiedades magnéticas se encuentra a una distancia menor que su umbral de detección (Figura 8-5).

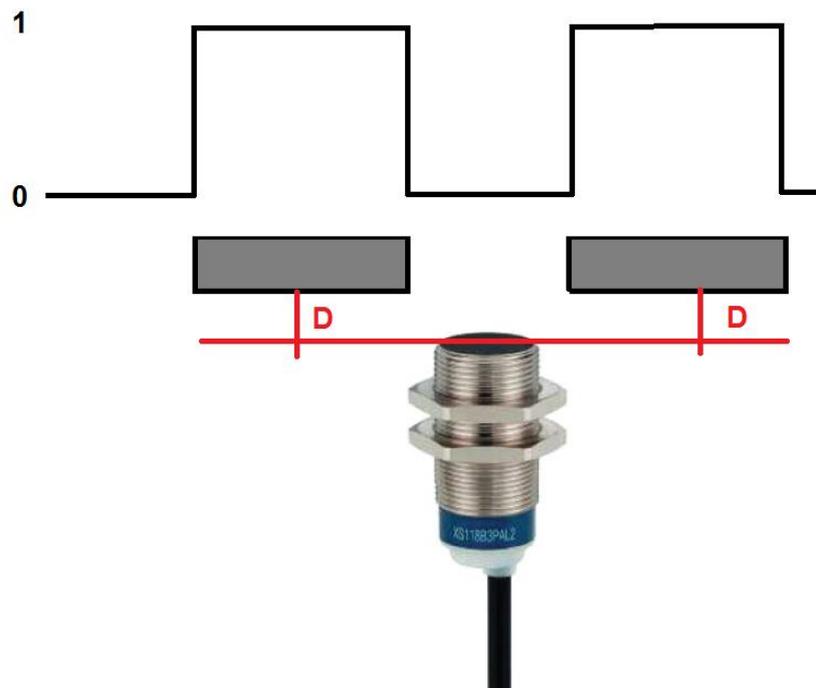


Figura 8-5 Sensor de proximidad para señal de trigger

Su frecuencia de conmutación es de hasta 1 kHz (puede pasar de un valor 0 a 1 o viceversa hasta 1000 veces por segundo). Teniendo en cuenta que el régimen de giro del motor es de 125 rpm, es decir 2,08 Hz y que debe conmutar dos veces por ciclo, es más que suficiente.

La identificación de inicio de ciclo está asociada al punto muerto superior del cilindro 9, ya que en el orden de encendido de los cilindros, éste ocupa el primer lugar. Físicamente, esta identificación se efectúa mediante un elemento saliente en el volante de inercia situado en el mismo ángulo para el que tiene lugar la llegada del pistón 9 a su punto muerto superior, tal como esquematiza la Figura 8-6

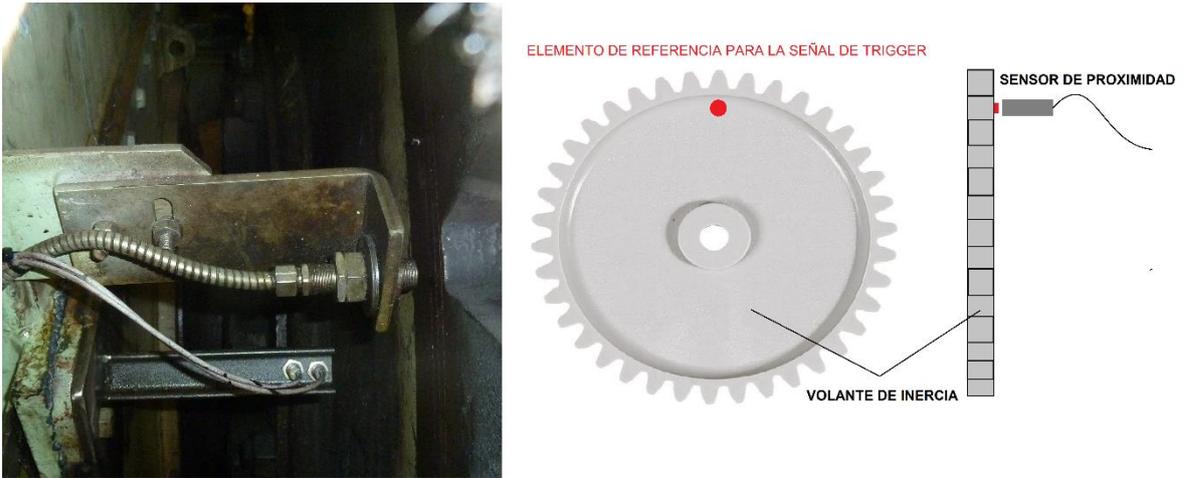


Figura 8-6 Sensor de proximidad instalado sobre el volante de inercia

8.1.3.2 Adquisición de datos

El registro de las diferentes señales se efectúa a través de un *data logger* seleccionado adecuadamente para que cumpla con todas las necesidades de las mediciones experimentales. Entre otros aspectos, es fundamental que la frecuencia de adquisición permita que las señales registradas guarden una resolución óptima que evite la pérdida de información. En el caso del equipo instalado algunas de sus características son:

- Capacidad para 16 canales.
- Frecuencia máxima de adquisición de 10^8 muestras por segundo.
- Operación en continuo
- Gestión remota

Este sistema de adquisición de datos trabaja en base al ciclo del motor. Dado que el régimen de éste es de 125 rpm, un ciclo tarda en completarse 0,48 s. Todas las señales se registran de manera simultánea con una frecuencia de muestreo de 100 kS/s (100000 muestras por segundo) por lo que cada señal queda almacenada como un vector de 48000 componentes.

El equipo queda instalado a pie de motor, tal como se muestra en la Figura 8-7.



Figura 8-7 Montaje del sistema de adquisición de datos

8.2 Anexo 2: Datos de prestaciones nominales del motor

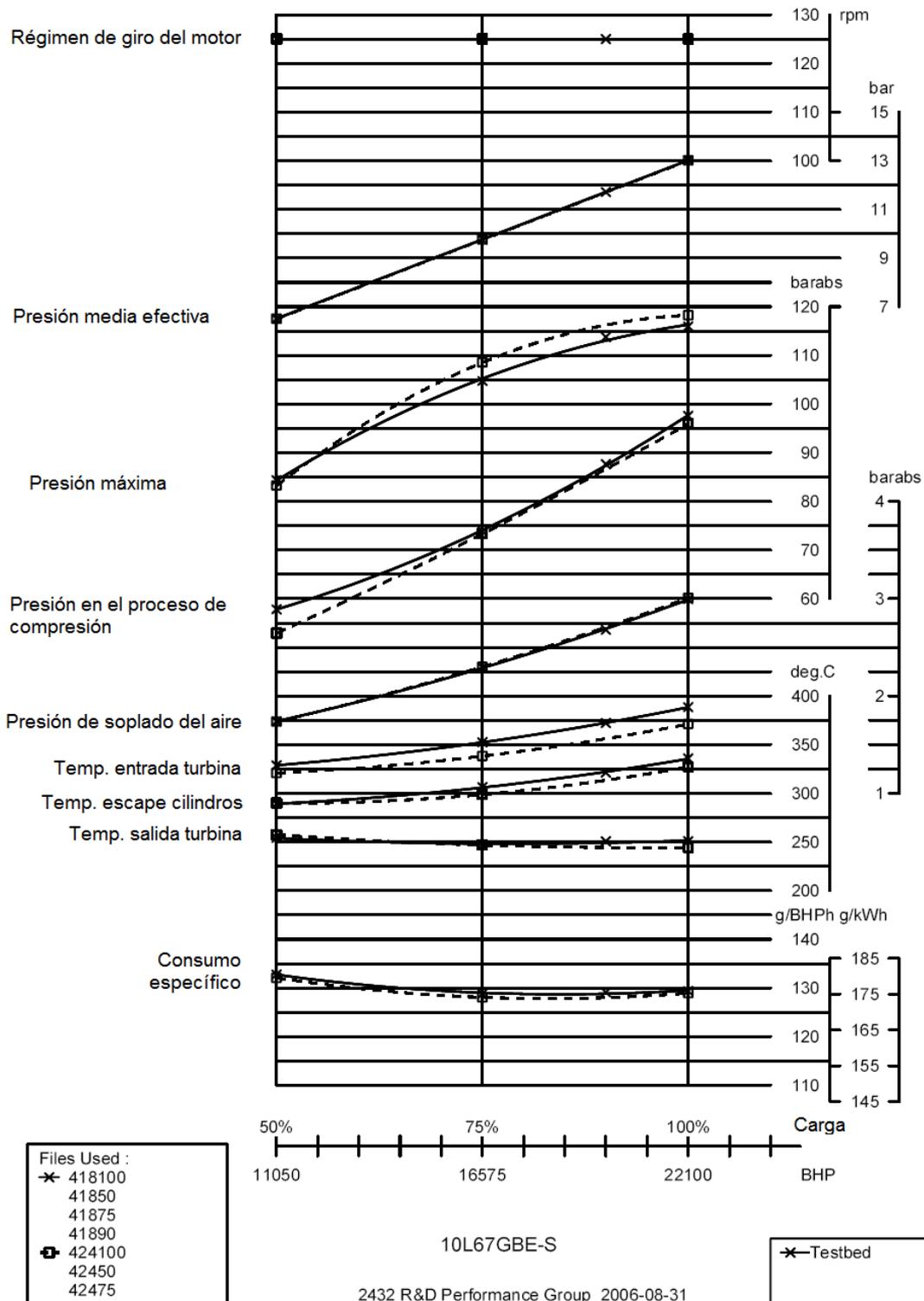


Figura 8-8 Prestaciones nominales del motor

8.3 Anexo 3: salidas del análisis de sensibilidad

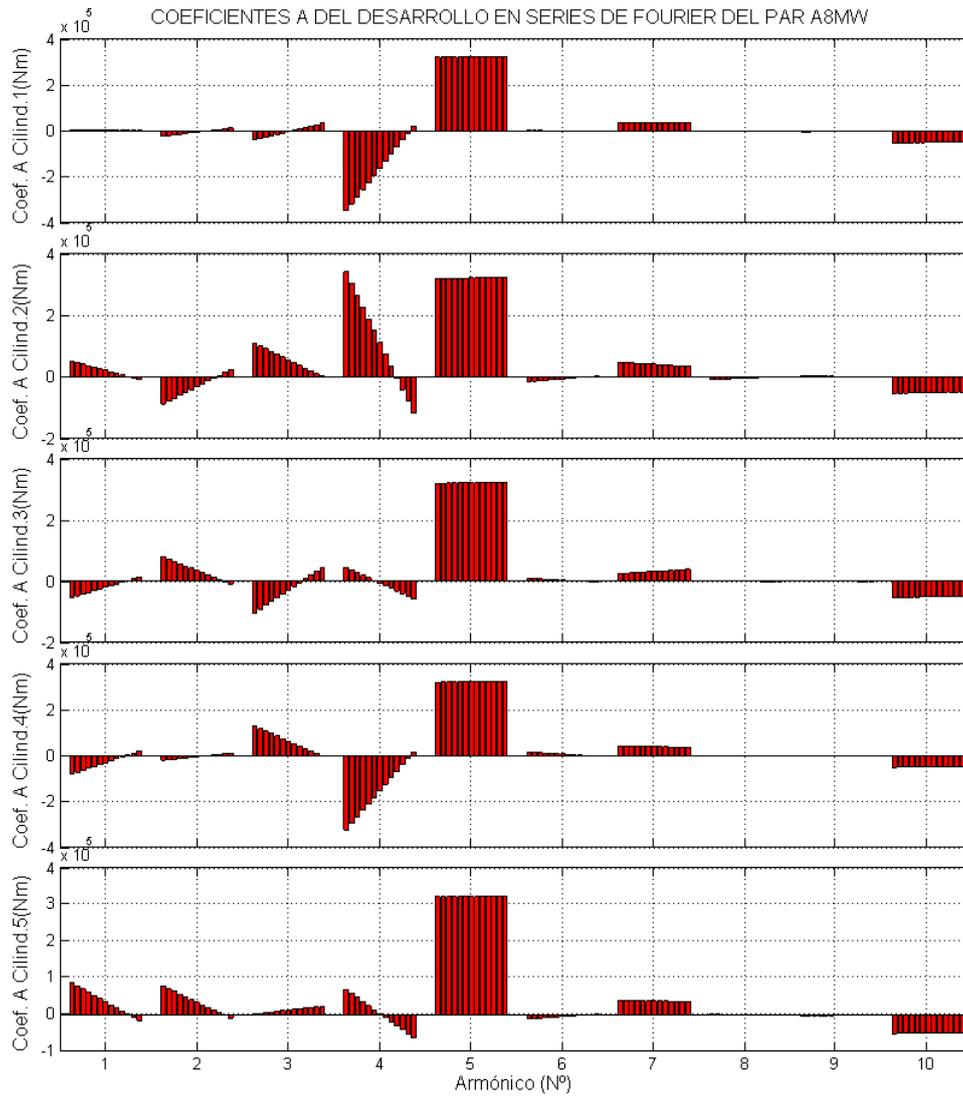


Figura 8-9 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 8 MW de potencia nominal. Coef. A

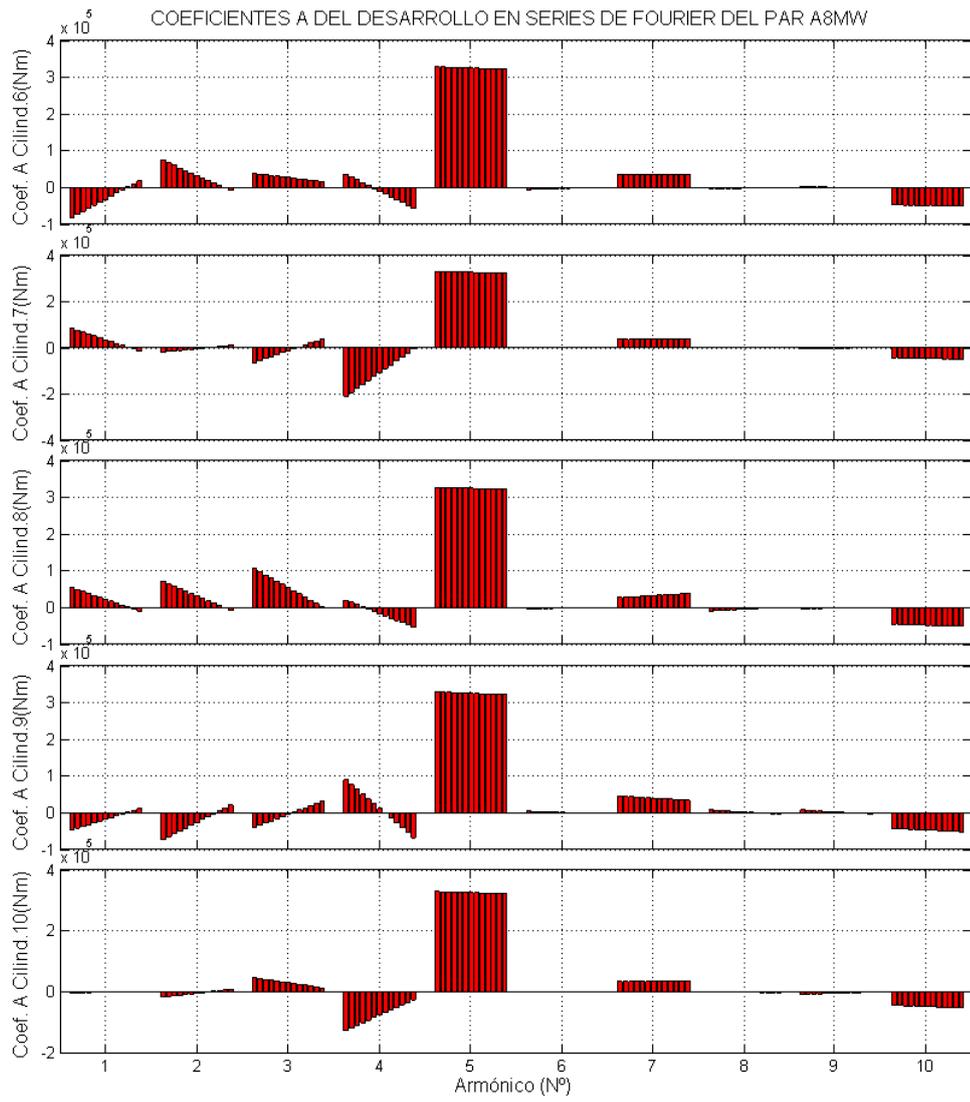


Figura 8-10 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 8 MW de potencia nominal. Coef. A

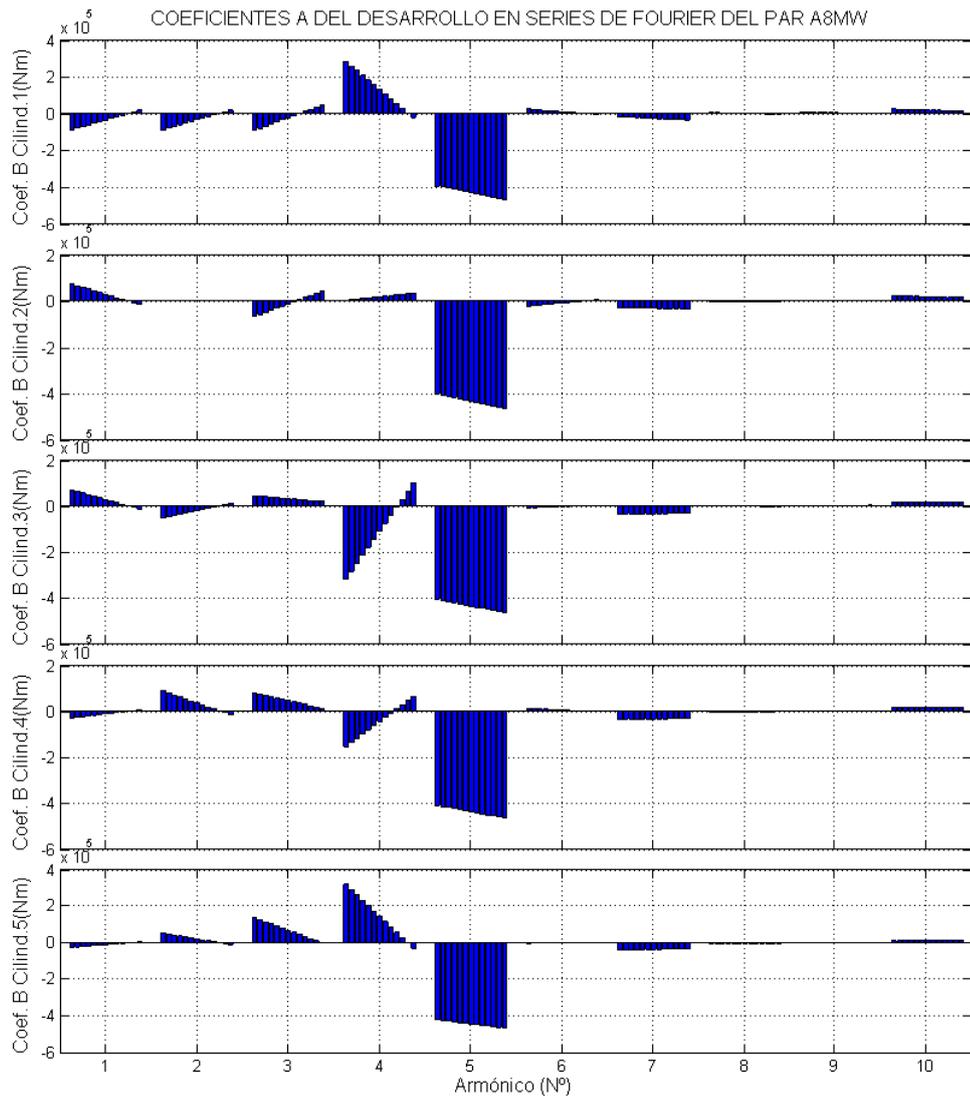


Figura 8-11 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 8 MW de potencia nominal. Coef. B

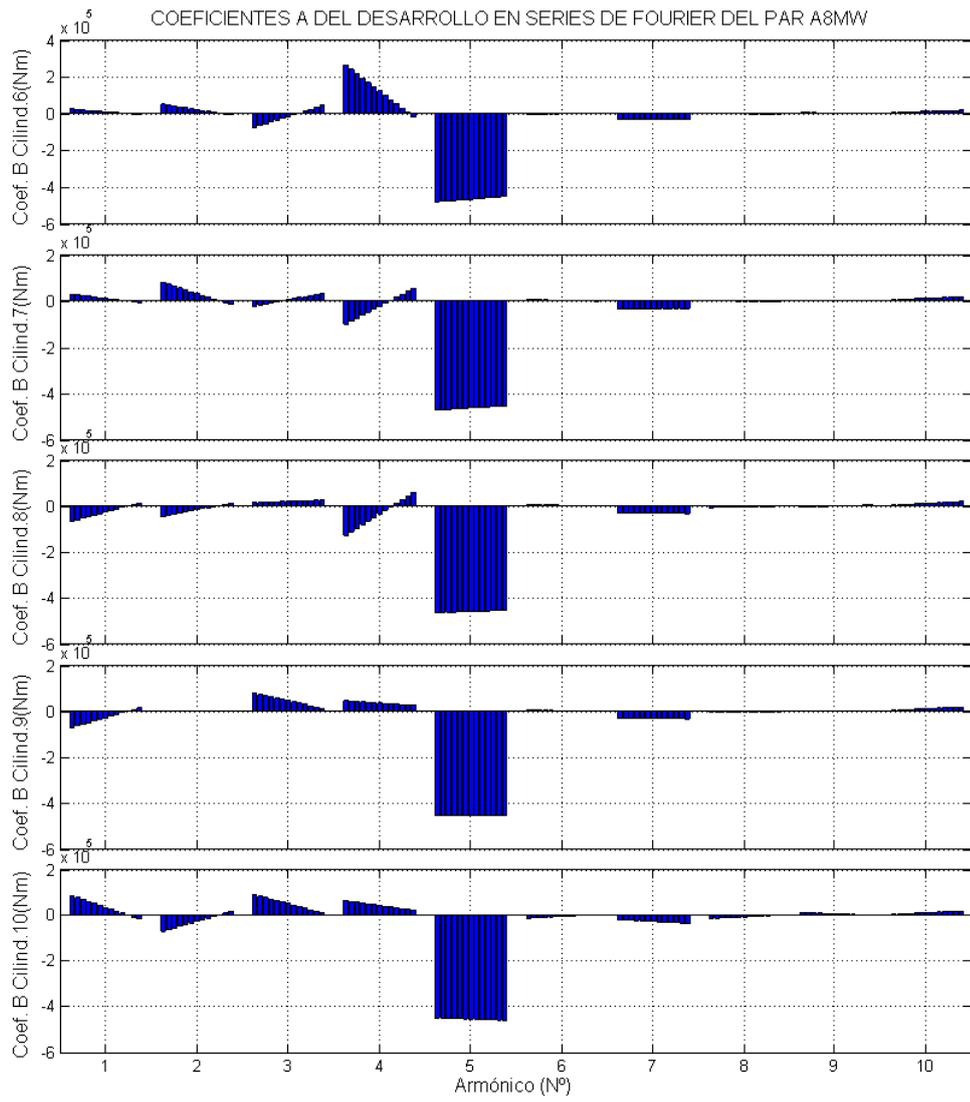


Figura 8-12 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 8 MW de potencia nominal. Coef. B

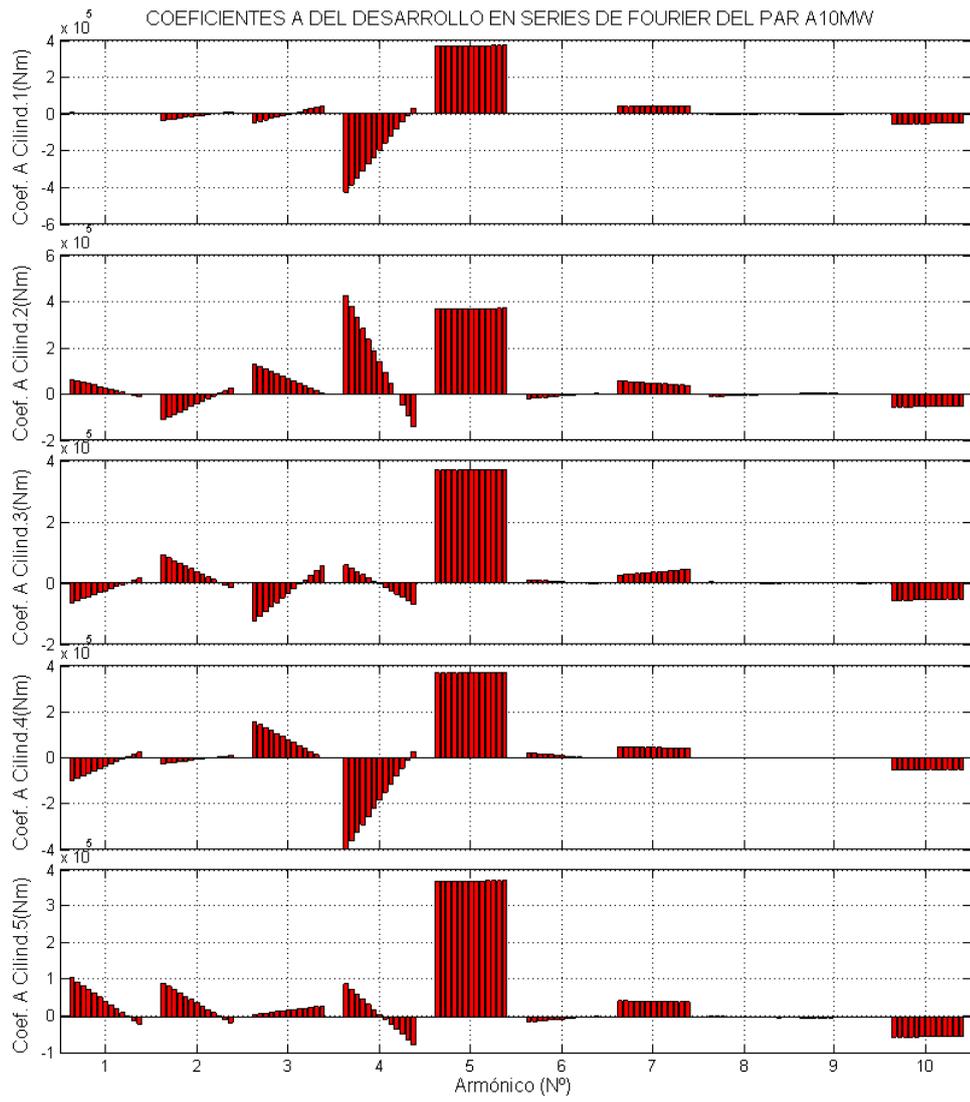


Figura 8-13 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 10 MW de potencia nominal. Coef. A

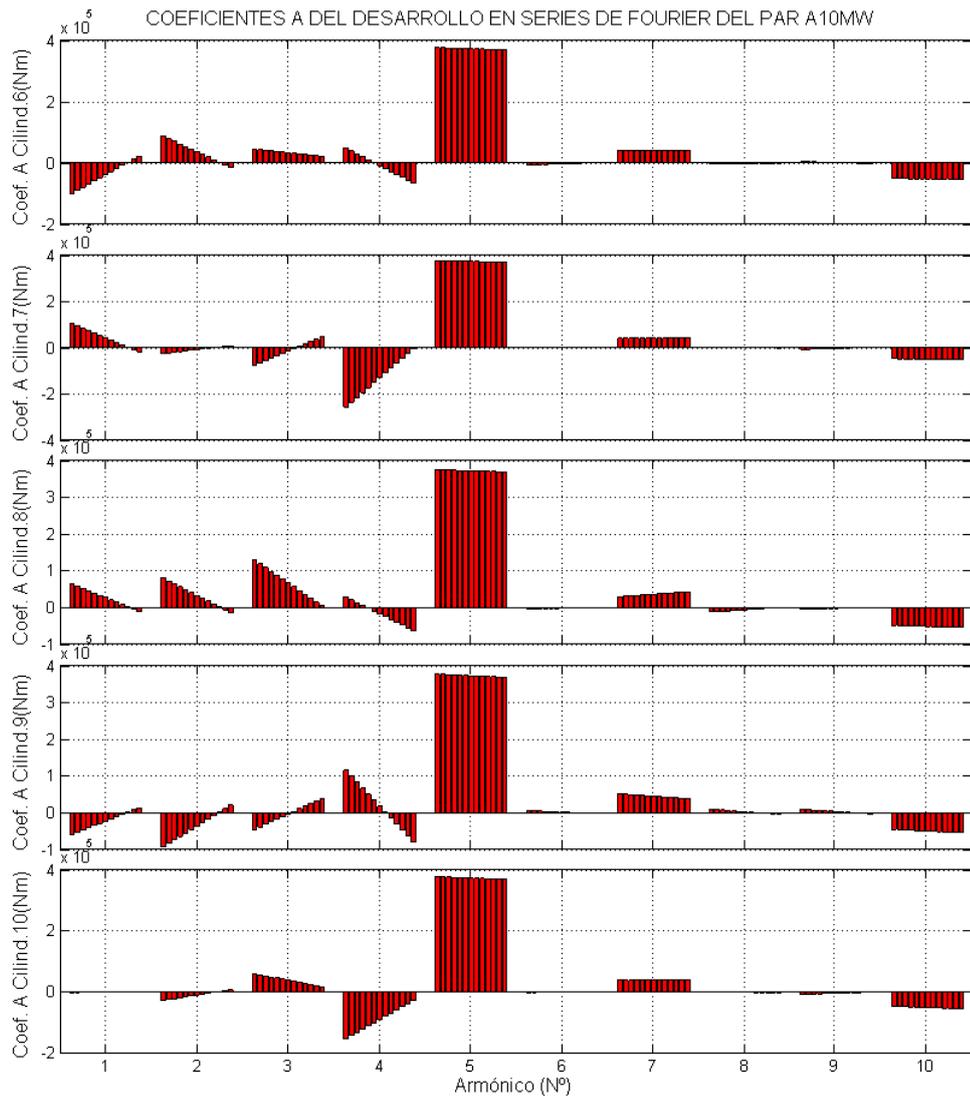


Figura 8-14 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 10 MW de potencia nominal. Coef. A

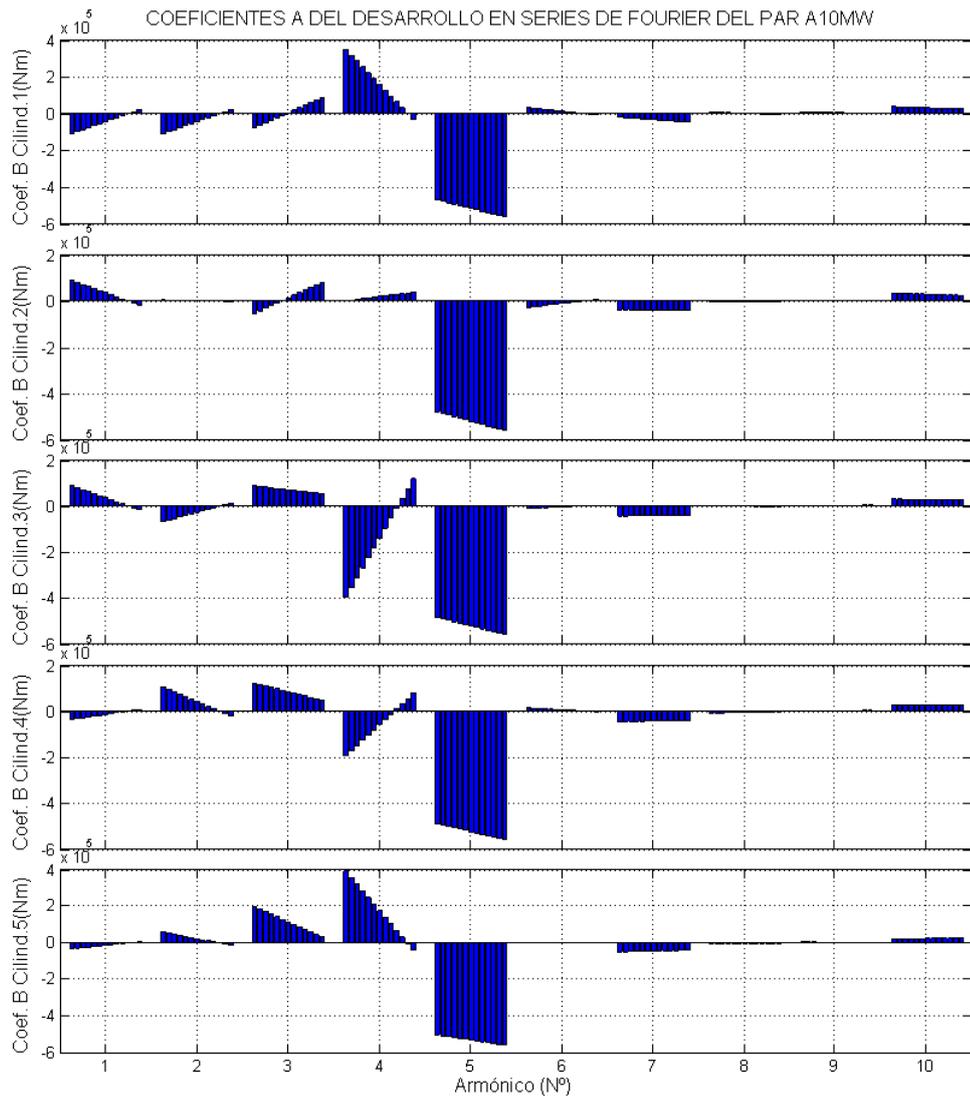


Figura 8-15 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 10 MW de potencia nominal. Coef. B

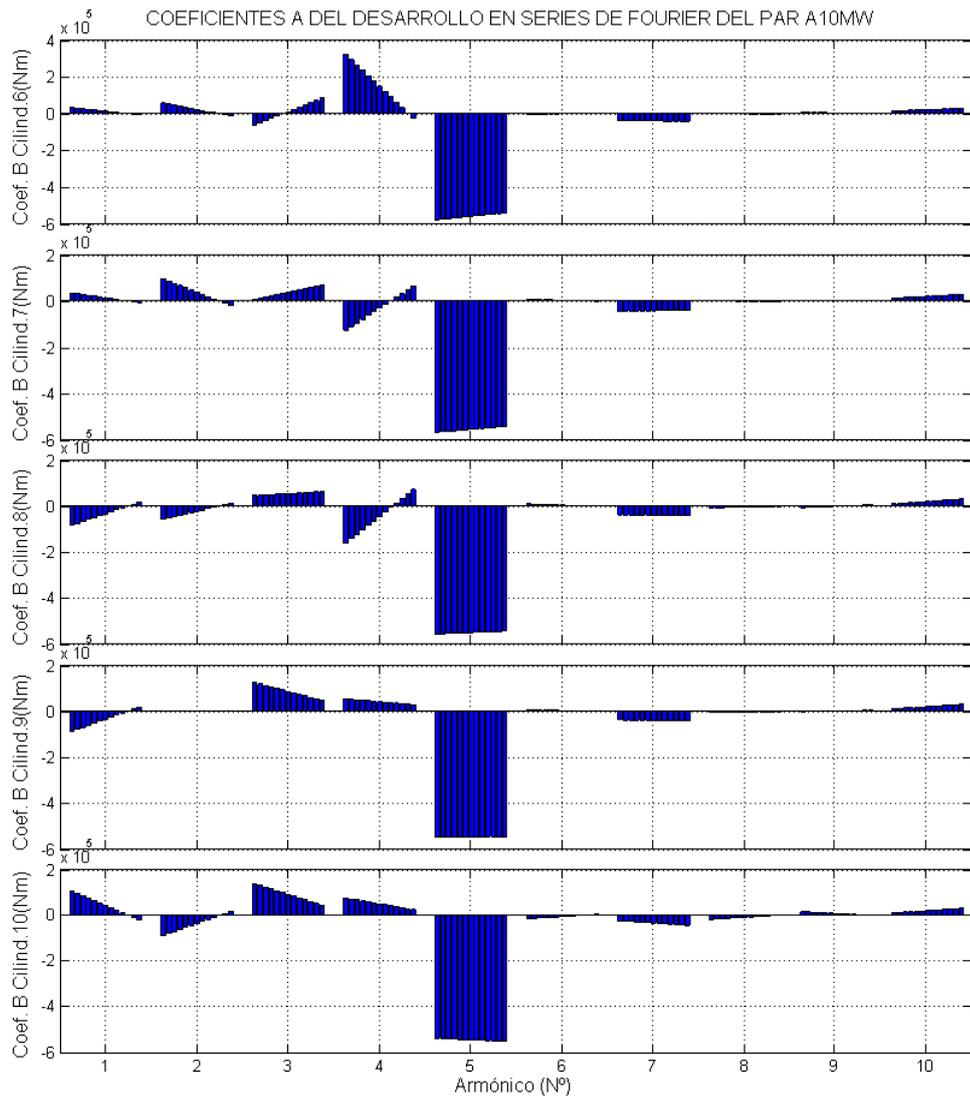


Figura 8-16 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 10 MW de potencia nominal. Coef. B

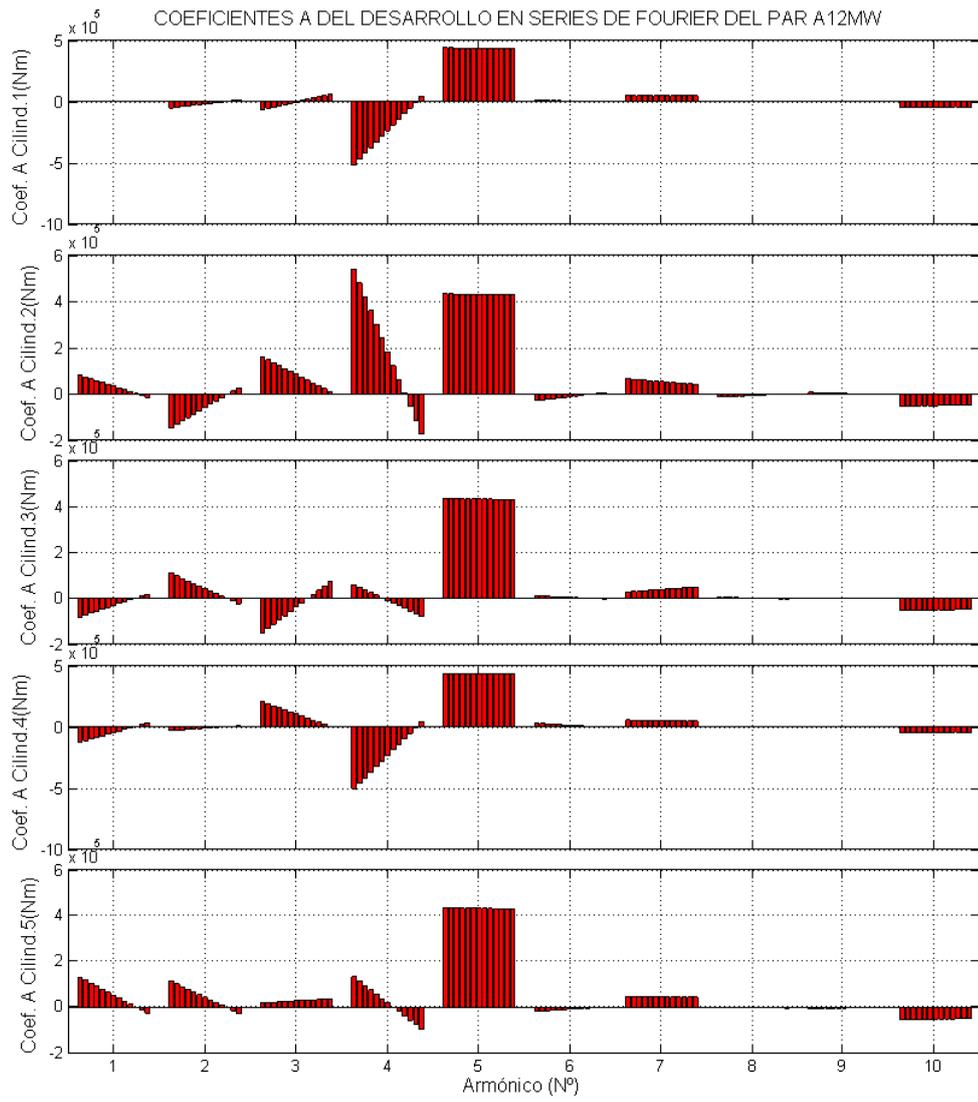


Figura 8-17 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 12 MW de potencia nominal. Coef. A

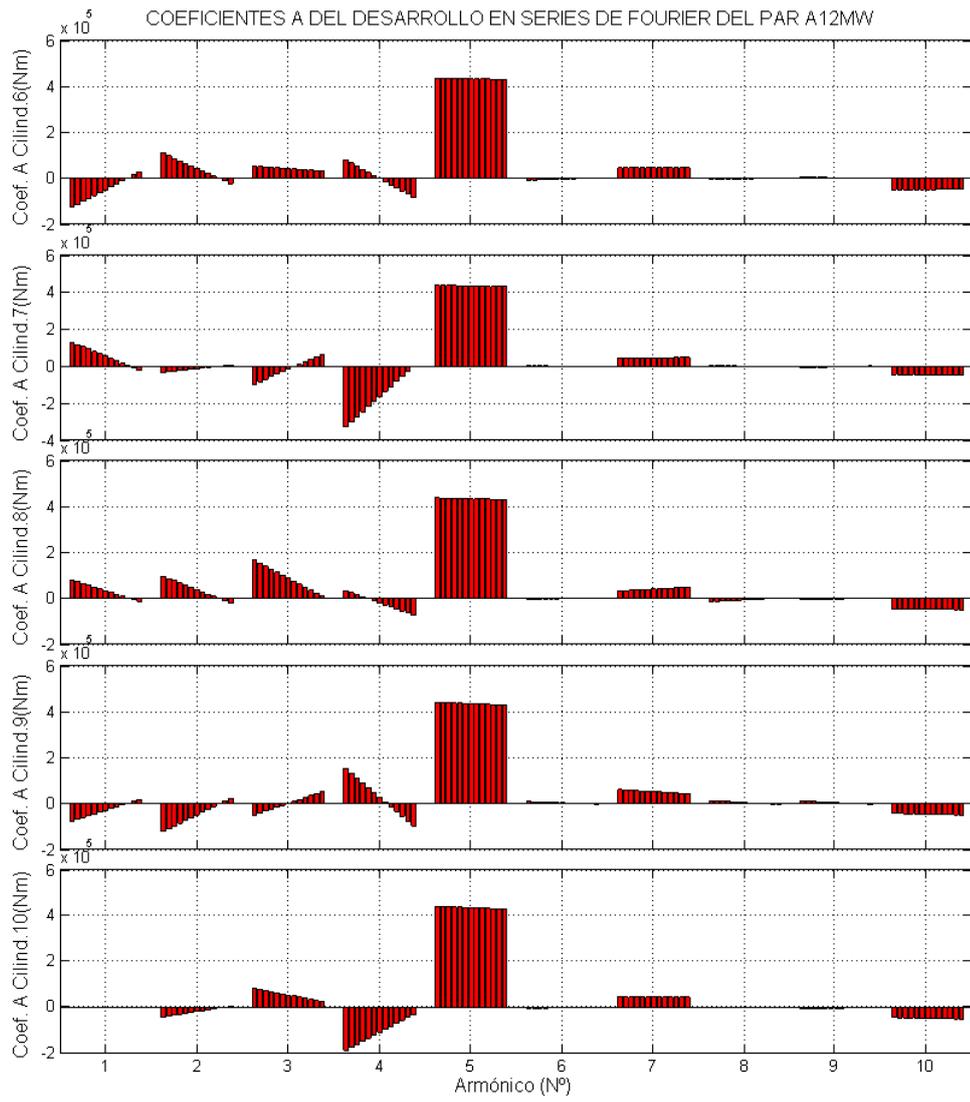


Figura 8-18 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 12 MW de potencia nominal. Coef. A

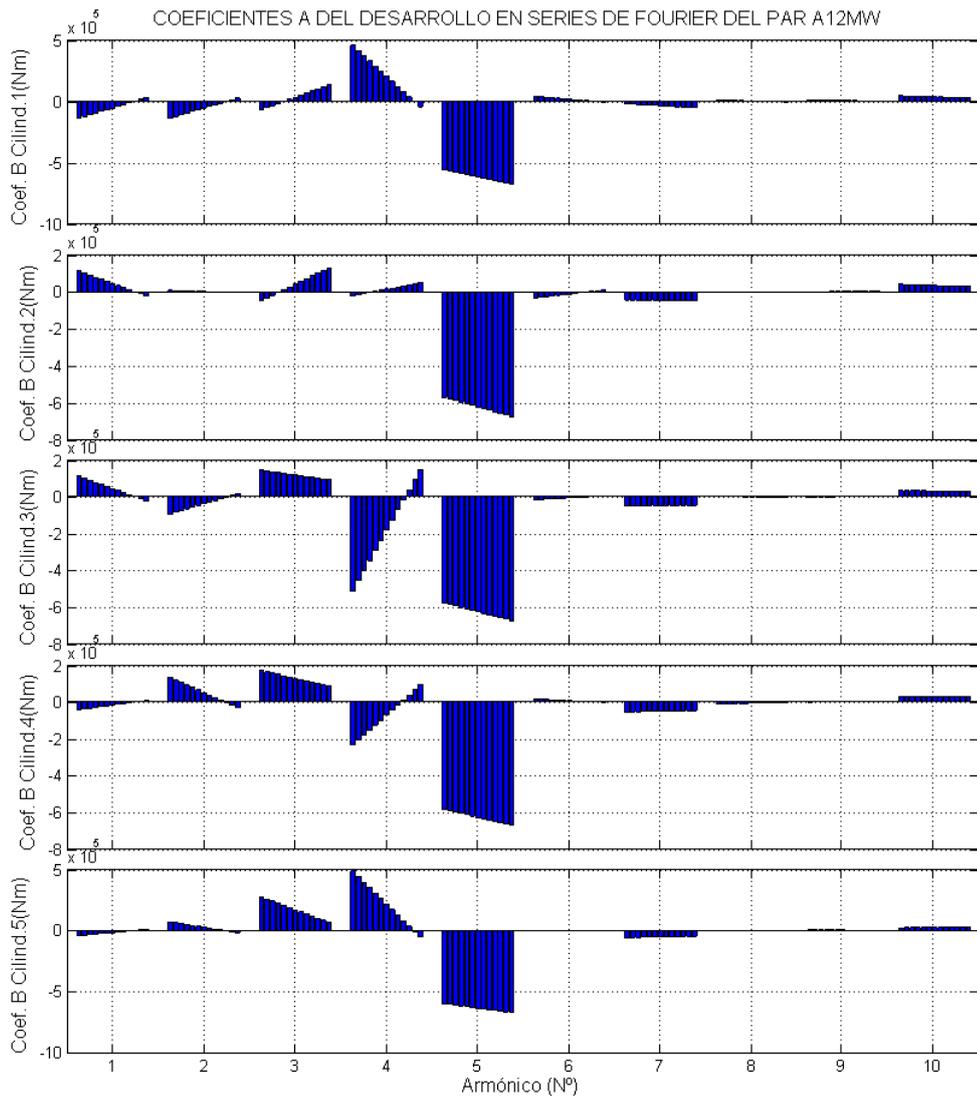


Figura 8-19 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 12 MW de potencia nominal. Coef. B

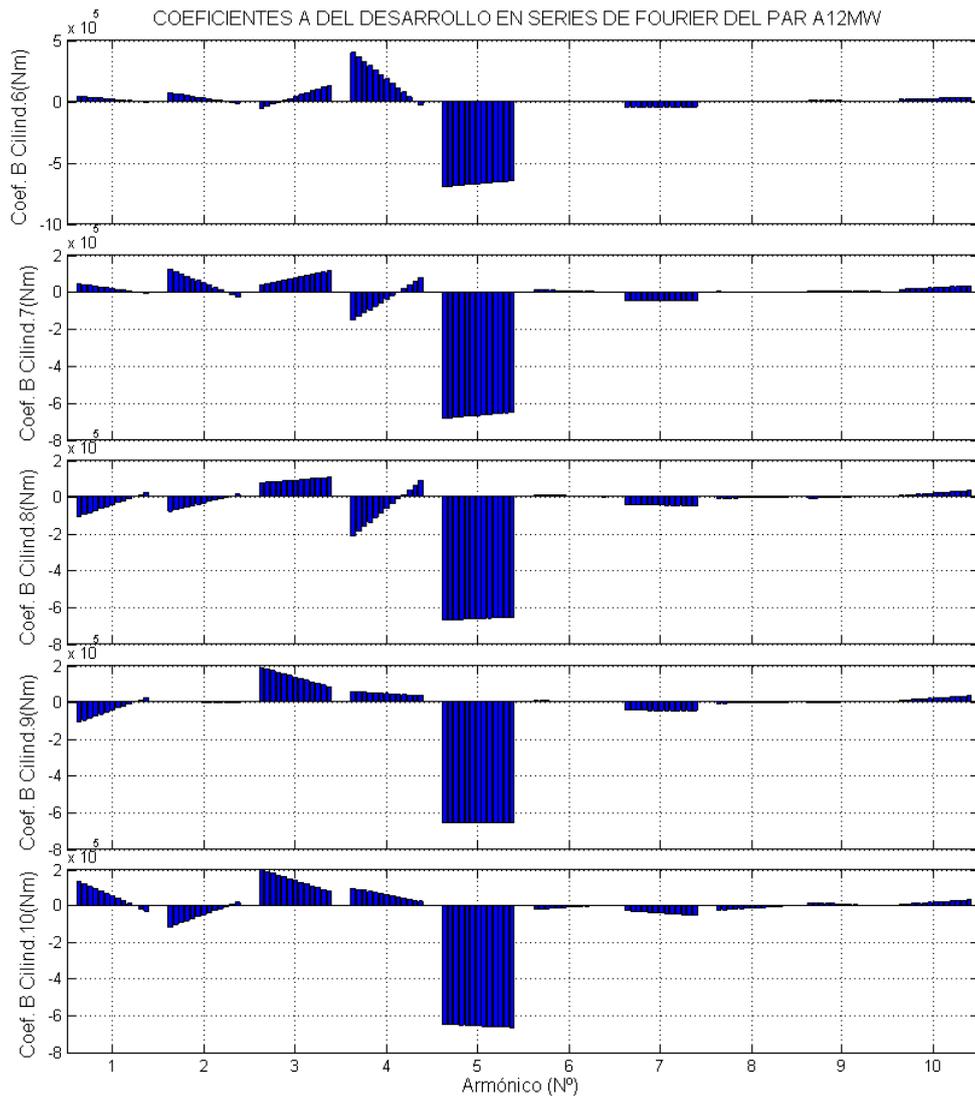


Figura 8-20 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 12 MW de potencia nominal. Coef. B

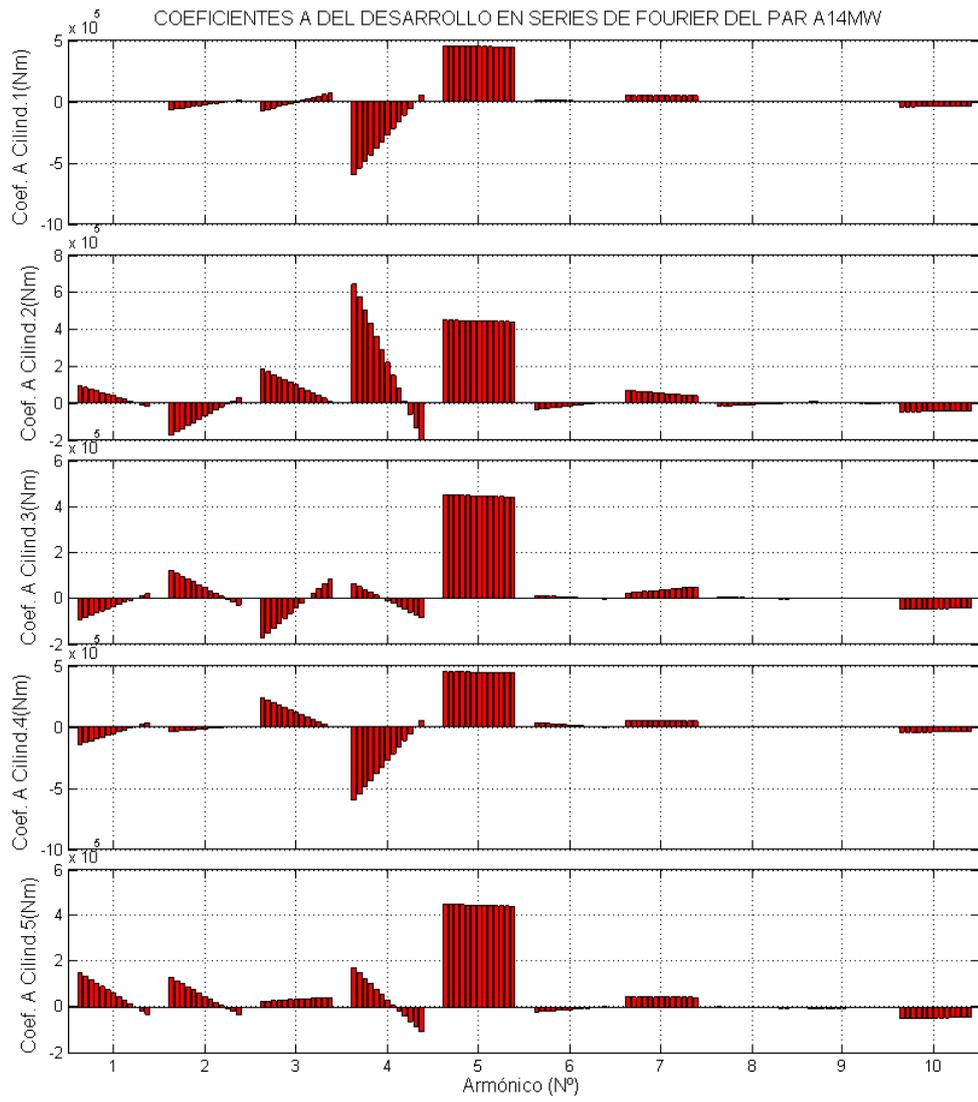


Figura 8-21 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 14 MW de potencia nominal. Coef. A

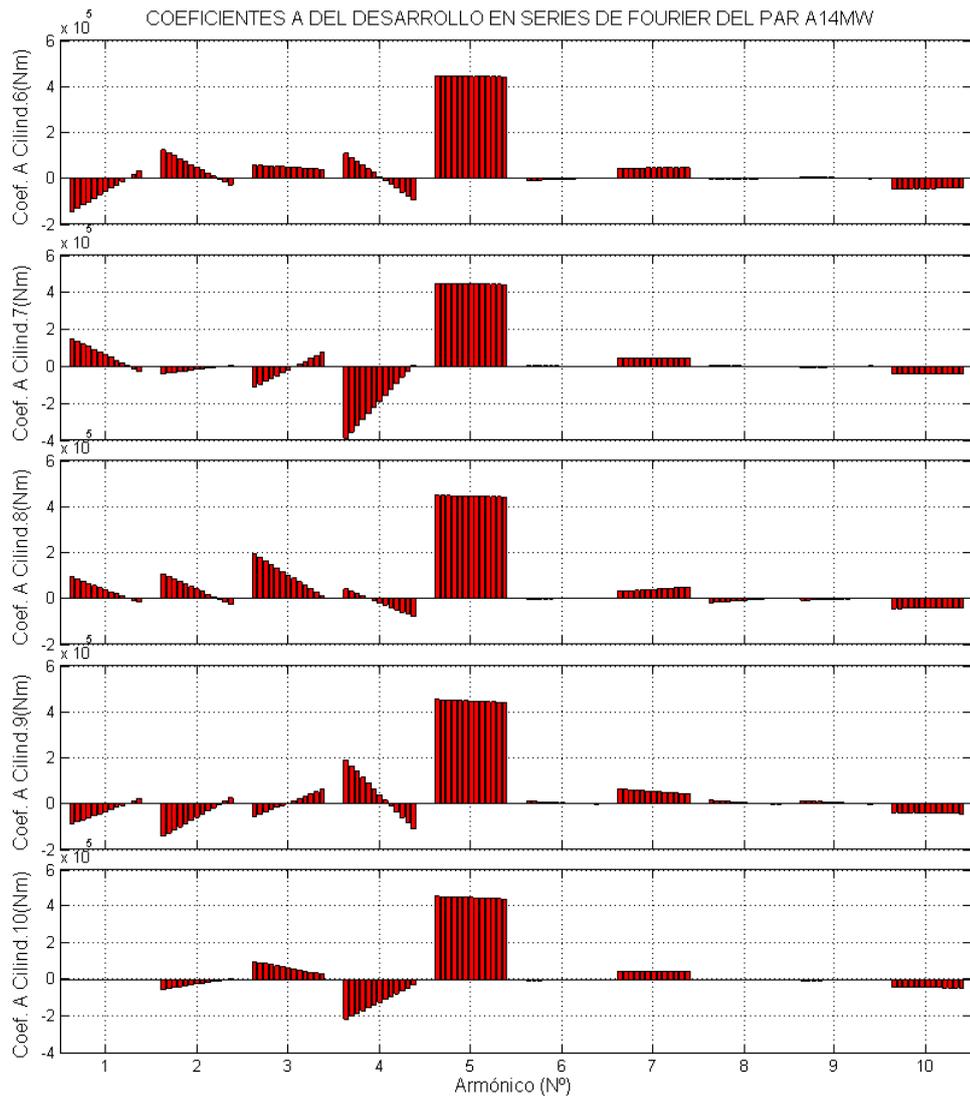


Figura 8-22 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 14 MW de potencia nominal. Coef. A

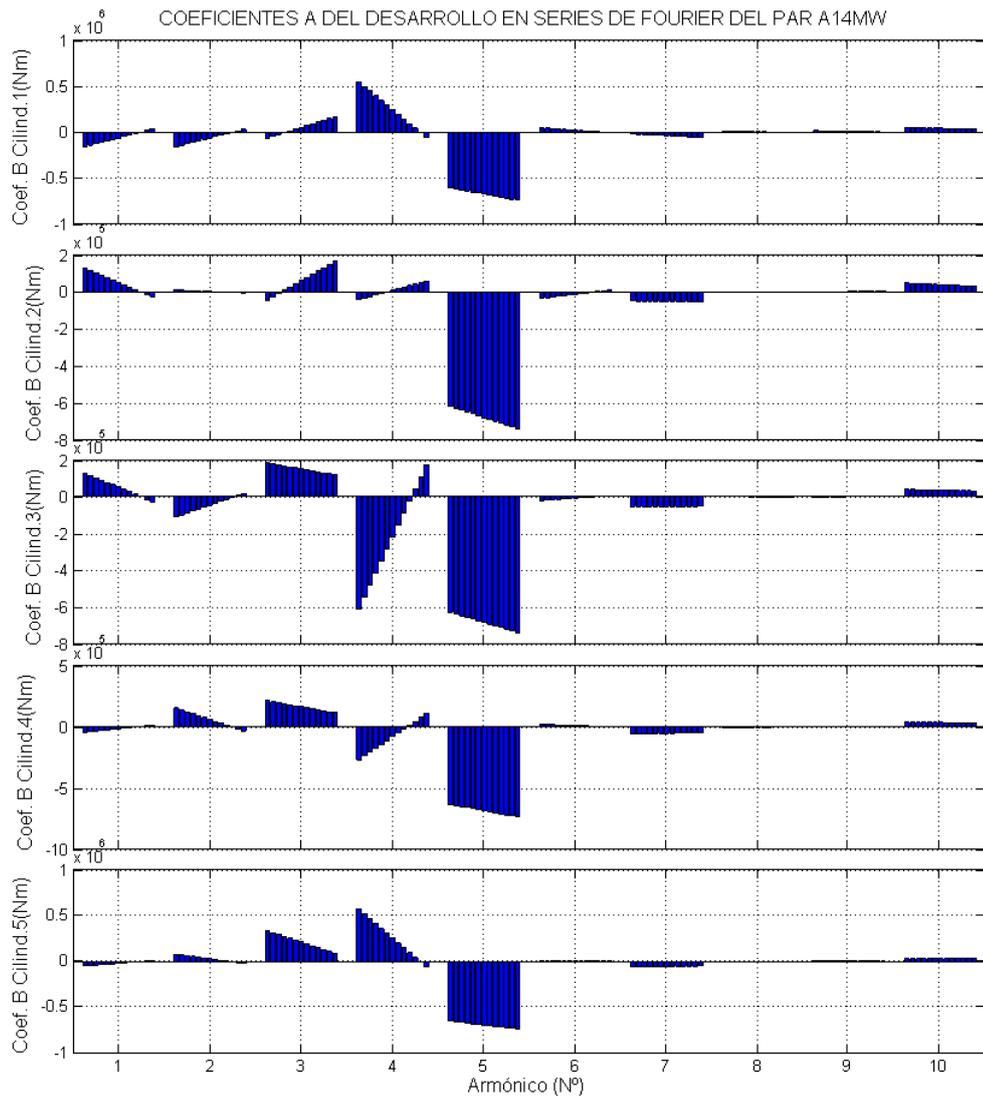


Figura 8-23 Análisis de sensibilidad del cilindro 1 al 5 a 14 MW de potencia nominal. Coef. B

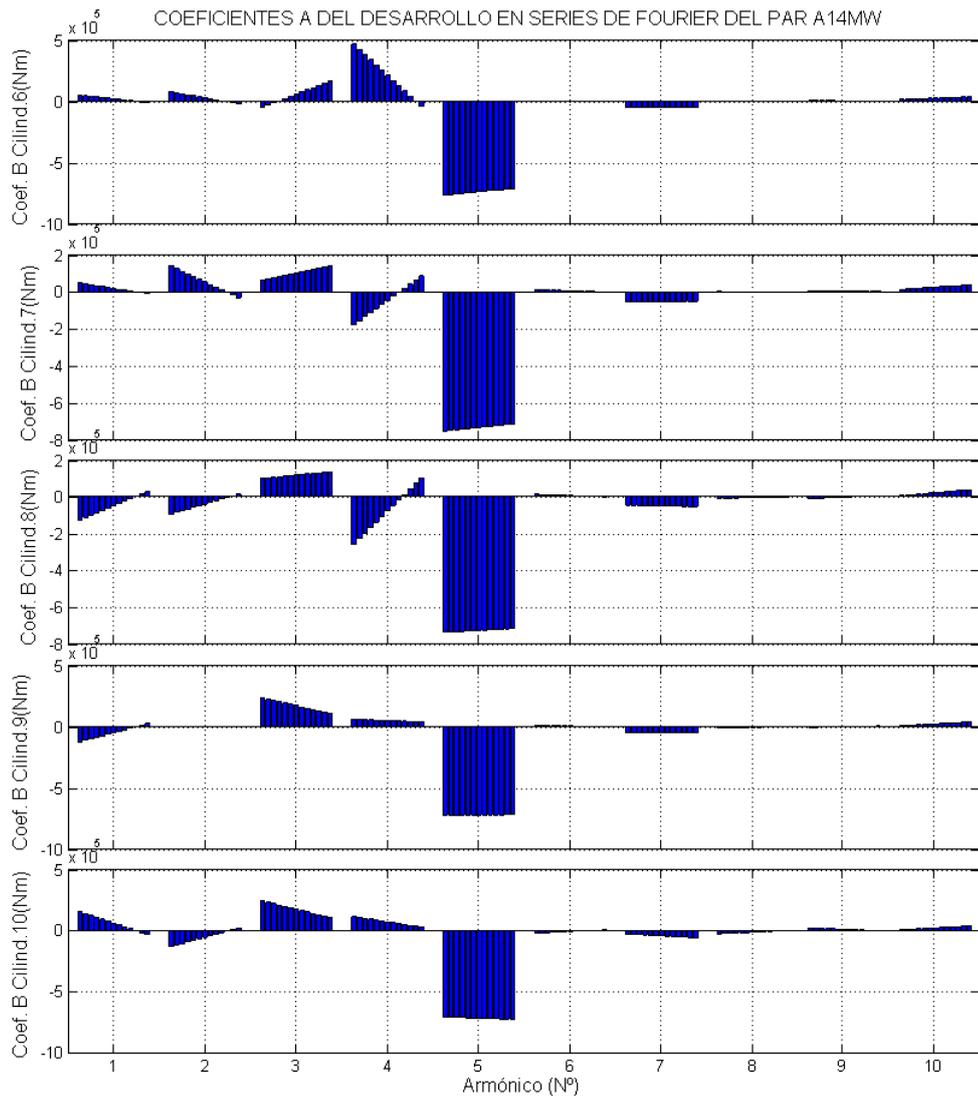


Figura 8-24 Análisis de sensibilidad del cilindro 6 al 10 a 14 MW de potencia nominal. Coef. B