

TESIS DOCTORAL



CONTRIBUCIÓN AL MODELADO  
UNIDIMENSIONAL DE MOTORES DE DOS  
TIEMPOS DE ALTAS PRESTACIONES

Presentada por

VÍCTOR DANIEL JIMÉNEZ MACEDO

En el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS  
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Para obtener el grado de

DOCTOR EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA MECÁNICA

Valencia, España a 17 de Junio de 2013



## TESIS DOCTORAL

CONTRIBUCIÓN AL MODELADO UNIDIMENSIONAL DE  
MOTORES DE DOS TIEMPOS DE ALTAS PRESTACIONES

Realizada por: D. Víctor Daniel Jiménez Macedo  
Dirigida por: Dr. D. Héctor Climent Puchades

### TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González  
Secretario: Dr. D. José Galindo Lucas  
Vocales: Dr. D. Juan José Hernández Adrover  
Dra. D<sup>a</sup>. Blanca Giménez Olavarría  
Dr. D. Emilio Navarro Arévalo

### Vocales suplentes:

Dr. D. Andrés Melgar Bachiller  
Dr. D. Francisco Javier Martos Ramos

Valencia, España a 17 de Junio de 2013



## Resumen.

Un modelo de simulación presenta muchas ventajas en el campo del desarrollo de motores de combustión interna alternativos. Su utilidad es doble. Por un lado, para entender la naturaleza de los fenómenos físicos que suceden en el interior del motor, y por otro, con el fin de optimizar el diseño de los sistemas que integran el mismo. El principal objetivo de esta tesis es desarrollar un modelo de un motor de dos tiempos de 125 cc de altas prestaciones para caracterizar la fluidodinámica interna en los sistemas de admisión, cilindro y escape.

Para la construcción del modelo unidimensional del motor es imprescindible conocer información experimental. Por tanto, se han caracterizado de forma experimental los elementos que forman el motor. Por una parte, se ha usado un banco de impulsos para la caracterización dinámica. Por otra parte, se ha empleado un banco de flujo para caracterizar las pérdidas de presión en los elementos. Además, en banco motor, se ha analizado el proceso de combustión, con el objetivo de determinar la ley de liberación de calor. En relación a las tareas de modelado, se ha usado un modelo de diagnóstico para caracterizar del proceso de combustión, experimentando 37 condiciones de operación modificando el régimen de giro, el avance del encendido y usando cinco sistemas de escape. Asimismo, con el fin de poder reproducir el fenómeno de propagación de ondas en el interior del sistema de escape se ha propuesto un modelo de transmisión de calor ya que los modelos convencionales usados en motores de 4T no proporcionan resultados precisos al no contemplar los fenómenos físicos que suceden en el proceso de escape espontáneo de un motor de 2T de estas características. Para ello, se ha caracterizado experimentalmente el fenómeno de propagación de ondas en el interior del sistema de escape midiendo con diversos transductores de presión a lo largo de: un escape de diámetro constante y recto, y varios sistemas de escape derivados del original del motor. El primero se usó para proceder al necesario ajuste de las constantes del modelo mientras que los segundos para realizar la validación del mismo. Para el desarrollo del modelo de transmisión de calor se han contemplado las fluctuaciones de la velocidad instantánea del fluido y la disipación de la turbulencia con una longitud de entrada.

Una vez es construido el modelo unidimensional del motor con capacidad de reproducir los complejos fenómenos ondulatorios que existen en el interior de los sistemas de admisión, cilindro y escape, es necesario desarrollar correlaciones para los parámetros que definen la función de Wiebe, usada como ley de liberación de calor en el cilindro. Se ha correlacionado la variación de estos parámetros (en particular, la duración de la combustión y el parámetro de forma) con variables de funcionamiento del motor: régimen de giro y avance del encendido, y variables que se calculan en el modelo: fracción de residuales y densidad de la carga. De esta forma se dispone de un modelo predictivo de las prestaciones del motor si se conoce una correlación para las pérdidas mecánicas, que también ha sido obtenida.

El uso del modelo de transmisión de calor propuesto en este trabajo reproduce con precisión la fase y amplitud de la presión de escape con valores inferiores al 1% al comparar el coeficiente de admisión medido y modelado. Las diferencias pueden alcanzar el 7% si se emplean otros modelos encontrados en la literatura.

Por otra parte, los resultados obtenidos al usar las correlaciones para la combustión se traducen en: diferencias inferiores al 1.5% entre potencia medida y modelada para todas las condiciones de funcionamiento del motor si el proceso de combustión presenta un coeficiente de variación en la presión del cilindro inferior al 2.5%. Cuando el coeficiente de variación aumenta, debido a la dispersión cíclica, las diferencias entre potencia medida y modelada pueden alcanzar el 4%.

Palabras clave: Motores de Combustión Interna Alternativos, Motor de Dos Tiempos, Altas Prestaciones, Instalaciones Experimentales y Medición, Modelado Unidimensional, Modelo de Acción de Ondas, Proceso de Combustión, Diagnóstico de la Combustión, Transmisión de Calor no estacionaria, Longitud de Entrada.

**Resum.** Un model de simulació presenta molts avantatges en el camp del desenvolupament de motors de combustió interna alternatius. La seua utilitat és doble. D'una banda, per a entendre la naturalesa dels fenòmens físics que succeïxen en l'interior del motor, i d'un altra, a fi d'optimitzar el disseny dels sistemes que integren el mateix. El principal objectiu d'esta tesi és desenvolupar un model d'un motor de dos temps de 125 cc d'altas prestacions per a caracteritzar la fluid dinàmica interna en els sistemes d'admissió, cilindre i d'escapament.

Per a la construcció del model unidimensional del motor és imprescindible conèixer informació experimental. Per tant, s'han caracteritzat de forma experimental els elements que formen el motor. D'una banda, s'ha usat un banc d'impulsos per a la caracterització dinàmica. D'altra banda, s'ha empleat un banc de flux per a caracteritzar les pèrdues de pressió en els elements. A més, en banc motor, s'ha analitzat el procés de combustió, amb l'objectiu de determinar la llei d'alliberament de calor. En relació a les tasques de modelatge, s'ha usat un model de diagnòstic per a caracteritzar el procés de combustió, experimentant 37 condicions d'operació modificant el règim de gir, l'avanç de l'encesa i usant cinc sistemes d'escapament. Així mateix, a fi de poder reproduir el fenomen de propagació d'ones en l'interior del sistema d'escapament s'ha proposat un model de transmissió de calor ja que els models convencionals usats en motors de 4T no proporcionen resultats precisos al no contemplar els fenòmens físics que succeïxen en el procés d'escapament espontània d'un motor de 2T d'estes característiques. Per a això, s'ha caracteritzat experimentalment el fenomen de propagació d'ones en l'interior del sistema d'escapament mesurant amb diversos transductors de pressió al llarg de: u conducte de diàmetre constant i recte, i diversos sistemes d'escapament derivats de l'original del motor. El primer es va usar per a procedir al necessari ajust de les constants del model mentre que els segons per a realitzar la validació del mateix. Per al desenvolupament del model de transmissió de calor s'han contemplat les fluctuacions de la velocitat instantània del fluid i la dissipació de la turbulència amb una longitud d'entrada.

Una vegada és construït el model unidimensional del motor amb capacitat de reproduir els complexos fenòmens ondulatoris que existeixen en l'interior dels sistemes d'admissió, cilindre i d'escapament, és necessari desenvolupar correlacions per als paràmetres que defineixen la funció de Wiebe, usada com a llei d'alliberament de calor en el cilindre.

S'ha correlacionat la variació d'estos paràmetres (en particular, la duració de la combustió i el paràmetre de forma) amb variables de funcionament del motor: règim de gir i avanç de l'encesa, i variables que es calculen en el model: fracció de residuals i densitat de la càrrega. D'esta manera es disposa d'un model predictiu de les prestacions del motor si es coneix una correlació per a les pèrdues mecàniques, que també ha sigut obtinguda.

L'ús del model de transmissió de calor proposat en este treball reproduïx amb precisió la fase i amplitud de la pressió d'escapament amb valors inferiors al 1 % al comparar el coeficient d'admissió mesurat i calculat. Les diferències poden arribar al 7 % si s'emprenen altres models trobats en la literatura.

D'altra banda, els resultats obtinguts al usar les correlacions per a la combustió es tradueixen en: diferències inferiors al 1.5 % entre potència mesura i modelada per a totes les condicions de funcionament del motor si el procés de combustió presenta un coeficient de variació en la pressió del cilindre inferior al 2.5 %. Quan el coeficient de variació augmenta, a causa de la dispersió cíclica, les diferències entre potència mesurada i modelada poden arribar al 4 %.

Paraules clau: Motors de Combustió Interna Alternatius, Motor de Dos Temps, Altes Prestacions, Instal·lacions Experimental i Mesurament, Modelatge Unidimensional, Model d'Acció d'Ones, Procés de Combustió, Transmissió de Calor.

**Abstract.** A simulation model presents many advantages in the field of development of reciprocating internal combustion engines. Its usefulness is twofold, on one hand, for understanding the nature of the physical phenomena that take place inside the engine, and second hand, in order to optimize the design of the systems that make up the same. The main objective of this PhD Thesis is to develop a two-stroke engine of 125 cc of high performance model to characterize the fluid dynamics inside the intake, in-cylinder, and exhaust systems.

To develop the one-dimensional model of the engine is essential to know experimental information. Therefore, was necessary the experimental characterization of the systems that form part of the engine. For one part, a impulse test rig has been used in the dynamic characterization. On other hand, was used to characterize pressure drop across elements. Moreover, in engine test bench, was analyzed the combustion process, in order to determine the heat release rate. In relation to the modelling tasks, was used a diagnosis model to characterize the combustion process, in 37 operating conditions by mean of modifying the engine speed, the spark advance and using five exhaust systems. Moreover, in order to reproduce the wave propagation phenomenon inside the exhaust system was develops a heat transfer model, because the conventional models used in four-stroke engines do not provide accurate results for not considering the physical phenomena that occur in the spontaneous exhaust process in two stroke engines of this features. For this, it has been experimentally characterized the wave propagation phenomenon inside the exhaust system, measuring with several pressure transducers along of: an exhaust system with constant diameter and rectum, and five exhaust systems derived form baseline of the engine.

The first was used to carry out the necessary adjustment of the constants of the model while the last ones were used to carry out the model validation. To develop the heat transfer model have been considered the velocity fluctuations instantaneous of the flow and the turbulence decay by mean of a length entrance.

Once the model is develops the one-dimensional engine model capable to reproduce the complex wave phenomena inside the intake, in-cylinder and exhaust systems, it is necessary to develop correlations for the parameters that defining the Wiebe function, used as heat release rate in the cylinder. Has been correlated the variation of these parameters (in particular, the combustion duration and the form factor) with engine operating variables: engine speed and spark advance, and variables that in the model were calculated: residual mass fraction and charge density. Thus, have a predictive model of the engine performance if known one correlation to the mechanical losses, that was also been obtained.

The use of heat transfer model proposed in this PhD Thesis reproduced with accuracy the exhaust pressure phase and amplitude with values below to 1% when comparing the scavenging ratio measured and modelled. The differences may reach 7% if used other models found in the literature. Moreover, the results obtained when using the combustion correlations is translated in: lower differences at 1.5% between measured and modelled power for all operating conditions of the engine if the combustion process has a coefficient of variation in-cylinder pressure lower than 2.5%. When the coefficient of variation increases, due to dispersion cyclic, the differences between measured and modelled power may reach 4%.

Keywords: Reciprocating Internal Combustion Engine, Two-Stroke Engine, High-Performance, Experimental Installation and Measured, One-dimensional Modelling, Wave Action Model, Combustion Process, Combustion diagnosis, Unsteady Heat Transfer, Entrance Length.



*Dedicado a MARÍA GUADALUPE ESTRELLA MACEDO*



## Agradecimientos

Gratamente, es una alegría llegar a este apartado para citar a todas esas personas que de una manera u otra han contribuido para que se realice este documento.

Remanifiesto, en primer lugar, mi agradecimiento a Héctor Climent, director de la tesis, por el soporte científico y humano, por su disposición y paciencia para aclarar mis dudas durante el desarrollo de la misma.

Agradezco también a Francisco Payri por todos los medios experimentales y de modelado prestados para la realización de éste trabajo de investigación. También deseo agradecer a José Galindo el apoyo científico, que ha sido de gran ayuda para dar forma al presente trabajo.

Como a todos los que forman parte del equipo de Renovación de la Carga, que no he mencionado anteriormente, he aprendido de todos ellos, entre otros: José Ramón Serrano, José Manuel Luján, Carlos Guardiola, Paco Arnau, Vicente Dolz, Andrés Tiseira, Benjamín Pla, Pedro Piqueras.

Igualmente, no me puedo olvidar de los doctorandos con los que he compartido en este tiempo buenos momentos en la pecera: José Antonio Soler y Manuel Rivas. Asimismo de los chicos de la otra pecera: Ricardo Lang, Olivier Varnier, Oscar García y Miguel Reyes.

Al mismo tiempo agradezco por la gran ayuda con el LaTeX a Ricardo Novella. Igualmente a José Manuel Pastor por la luz proporcionada en cuanto al proceso de barrido por medio de CFD. Asimismo, a Xandra Margot y Antonio Gil por el modelado del cilindro con CFD. De la misma forma a Voula Patouna, y Joan Fran por su colaboración en el post-procesado de la información derivada del modelado con CFD.

Similarmente, agradezco a Valentín Ucedo, Héctor Sanz Bartolomé, Fito y Vicente Bermúdez por la importante ayuda en las tareas experimentales realizadas en las salas de ensayos de este Departamento.

Desde luego, no me puedo olvidar del excelente tiempo compartido con Oscar de la Garza por los buenos momentos compartidos durante esta etapa de formación.

Igualmente, por los buenos momentos vividos en la pecera agradezco los proyectandos, que han contribuido en este trabajo: Francisco Pellicer, Francisco Monasor, Rúben Álvarez, Guillermo Lerín, Estefanía Albiach Martínez y José Martínez Benedicto.

Olvidarme del excelente servicio del equipo de secretaría no puedo, todos siempre muy amables, me han facilitado todos los trámites administrativos durante el periodo de docencia, por ello les agradezco.

Sin olvidarme, por último, quiero agradecer a mis amigos y familiares quienes me han animado a lo largo de este camino.



# Índice general

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación .....	2
1.2. Objetivos .....	3
1.3. Antecedentes .....	4
1.4. Planteamiento y metodología .....	6
Bibliografía .....	13
<b>2. Herramientas experimentales y caracterización del motor</b>	<b>15</b>
2.1. Introducción .....	17
2.2. Banco de flujo .....	19
2.2.1. Descripción de la instalación .....	20
2.2.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones .....	21
2.2.2.1. Airbox .....	21
2.2.2.2. Sistema de escape.....	22
2.2.2.3. Carburador .....	24
2.2.2.4. Disco rotativo .....	25
2.2.2.5. Lumbreras .....	27
2.3. Banco de impulsos.....	30
2.3.1. Descripción de la instalación .....	33
2.3.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones .....	35
2.3.2.1. Sistema de escape.....	36

2.3.2.2. Airbox .....	38
2.4. Banco motor .....	40
2.4.1. Descripción de la instalación .....	41
2.4.2. Medida de presión en el sistema de escape .....	45
2.4.3. Presión en el cilindro. Dispersión cíclica .....	48
2.4.4. Presión en el cárter .....	51
2.4.5. Influencia de la carburación .....	53
2.4.6. Aplicación a un motor de 2T de altas prestaciones ...	55
2.5. Conclusiones .....	57
Bibliografía .....	58
<b>3. Fenomenología y modelado de motores de 2T</b> .....	<b>61</b>
3.1. Introducción .....	63
3.2. Procesos termofluidodinámicos internos en motores de 2T ...	64
3.3. Modelos aplicables al estudio .....	72
3.3.1. Modelos de llenado y vaciado .....	74
3.3.1.1. Ecuaciones generales .....	75
3.3.2. Modelo de acción de ondas .....	78
3.3.2.1. Método de Lax–Wendroff .....	80
3.3.2.2. Método de la TVD .....	80
3.3.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características .....	81
3.3.3.1. Cálculo del flujo en uniones .....	85
3.3.4. Modelado multidimensional .....	87
3.3.4.1. Modelos de cálculo multidimensional .....	88
3.3.4.2. Cálculo CFD aplicado a motores de 2T .....	89
3.3.4.3. Modelado del proceso de barrido .....	91
3.4. Metodología de ajuste del modelo .....	96
3.5. Modelado de un motor de 2T de altas prestaciones .....	98
3.5.1. Airbox .....	99
3.5.2. Sistema de escape .....	101

---

3.5.3. Carburador, disco rotativo y cárter . . . . .	102
3.5.4. Lumbreras de transferencia y escape . . . . .	103
3.5.5. El cilindro . . . . .	107
3.5.5.1. Revisión bibliográfica . . . . .	107
3.5.5.2. Modelo de barrido para un motor de altas prestaciones . . . . .	111
3.6. Conclusiones . . . . .	113
Bibliografía . . . . .	114
<b>4. Simulación de la combustión . . . . .</b>	<b>119</b>
4.1. Introducción . . . . .	120
4.2. Análisis del cilindro . . . . .	122
4.2.1. Análisis de la fenomenología en el cilindro . . . . .	122
4.2.2. Evaluación y modelado de la transmisión de calor . . . . .	125
4.2.2.1. Revisión bibliográfica . . . . .	126
4.2.2.2. Descripción del modelo de transmisión de calor . . . . .	129
4.2.3. Evaluación y modelado del proceso de combustión . . . . .	130
4.2.3.1. Obtención del calor liberado . . . . .	131
4.2.3.2. Correlaciones para la combustión . . . . .	133
4.3. Metodología . . . . .	142
4.3.1. Modelo de diagnóstico para la combustión . . . . .	144
4.3.2. Tratamiento de la señal de presión . . . . .	145
4.3.3. Determinación del ciclo medio . . . . .	147
4.4. Resultados y discusión . . . . .	149
4.4.1. Análisis del cilindro en ciclo cerrado: transmisión de calor y diagnóstico de la combustión . . . . .	150
4.4.2. Correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe . . . . .	155
4.4.3. Análisis de sensibilidad . . . . .	172
4.5. Conclusiones . . . . .	177
4.A. Anexo: Obtención del modelo de pérdidas mecánicas . . . . .	179
Bibliografía . . . . .	183

<b>5. Nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape</b>	<b>187</b>
5.1. Introducción .....	188
5.2. Correlaciones de transmisión de calor en el interior de conductos	190
5.2.1. Correlaciones en la línea de admisión .....	193
5.2.2. Correlaciones en la línea de escape .....	196
5.2.3. Correlaciones en pipas de escape .....	200
5.3. Coeficientes para la transmisión de calor no estacionaria.....	203
5.3.1. Longitud de entrada. Deterioro de la turbulencia.....	203
5.3.2. Variaciones de la velocidad del flujo. Variables dinámicas	209
5.4. Desarrollo del nuevo modelo de transmisión de calor .....	211
5.5. Ajuste experimental de los modelos expuestos .....	215
5.5.1. Escape recto .....	215
5.5.2. Selección de los modelos .....	216
5.6. Validación del modelo.....	219
5.6.1. Análisis de la termofluidodinámica interna .....	221
5.7. Conclusiones.....	239
Bibliografía .....	241
<b>6. Conclusiones y discusión</b>	<b>245</b>
6.1. Introducción .....	246
6.2. Apartado experimental.....	247
6.3. Herramientas de modelado .....	248
6.4. Simulación de la combustión .....	249
6.5. Nuevo modelo de transmisión de calor .....	250
6.6. Trabajos futuros .....	252
Bibliografía .....	253
<b>Índice Bibliográfico</b>	<b>255</b>



# Índice de Figuras

1.1. Metodología para la caracterización experimental de los sistemas que forman el motor. ....	7
1.2. Metodología para obtener un modelo unidimensional del motor que incluya la geometría completa de los sistemas de admisión cilindro y escape. ....	9
1.3. Metodología para la obtención de correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe para la simulación de la combustión en motores de dos tiempos de altas prestaciones.....	11
2.1. Representación esquemática del banco de flujo.....	20
2.2. Representación esquemática del ensayo del airbox en banco de flujo.	21
2.3. Representación esquemática del ensayo del tubo de entrada en banco de flujo. ....	22
2.4. Resultados del ensayo del airbox y del tubo en banco de flujo. ....	22
2.5. Representación esquemática del ensayo del sistema de escape con el silenciador en banco de flujo.....	23
2.6. Resultados de los ensayos del sistema de escape con el silenciador, y del tubo en banco de flujo. ....	23
2.7. Representación esquemática del funcionamiento del carburador. De izquierda a derecha: Ralentí; 25%; 50%; 75% y 100% de recorrido del acelerador. ....	24
2.8. Resultados de los ensayos del carburador en banco de flujo en aspiración. ....	25
2.9. Representación esquemática del ensayo del disco rotativo en banco de flujo. ....	26
2.10. Representación de diferentes aperturas del disco rotativo en el motor.	27

2.11. Resultados del ensayo, en banco de flujo, del disco rotativo. . . . .	27
2.12. Resultados del ensayo del disco rotativo, en banco de flujo, de coeficientes de descarga. . . . .	28
2.13. Representación esquemática del ensayo de las lumbreras en banco de flujo. . . . .	29
2.14. Resultados de los ensayos de las lumbreras de escape en banco de flujo en impulsión. . . . .	30
2.15. Resultados de los ensayos de las lumbreras de escape en banco de flujo en aspiración. . . . .	31
2.16. Resultados de los ensayos de las lumbreras de transferencia en banco de flujo en impulsión. . . . .	32
2.17. Resultados de los ensayos de las lumbreras de transferencia en banco de flujo en aspiración. . . . .	33
2.18. Representación esquemática de la instalación de banco de impulsos. . . . .	34
2.19. Análisis del ensayo de caracterización del sistema de escape en banco de impulsos. . . . .	37
2.20. Descomposición de ondas en el ensayo de caracterización del sistema de escape. . . . .	38
2.21. Representación esquemática del ensayo de caracterización del airbox en banco de impulsos. . . . .	39
2.22. Descomposición de las ondas en el ensayo de caracterización del airbox. . . . .	40
2.23. Representación esquemática de los sistemas que integran el banco motor. . . . .	41
2.24. Distribución de la temperatura en la pared exterior del sistema de escape registrada con una cámara termográfica. . . . .	44
2.25. Representación esquemática del sistema de medida de el gasto de aire en banco motor. . . . .	44
2.26. Representación esquemática de los sistemas de escape. ES#5: arriba, ES#1: abajo. . . . .	46
2.27. Gasto másico medido usando diferentes configuraciones geométricas de escape. . . . .	47
2.28. Dispersión cíclica (acelerador abierto a 12500 rpm: interior del cilindro: arriba, cárter: en medio, escape: abajo). . . . .	49

2.29. Presión experimental: Interior cárter: gris; En la lumbrera de transferencia: negra. A 10000 rpm: Izquierda; A 12000 rpm: Derecha.	51
2.30. Análisis de las presiones en la admisión: Presión experimental en la lumbrera de transferencia: línea continua negra; Presión modelada de la lumbrera de transferencia: línea discontinua gris oscura; Presión modelada en el interior del cárter: línea continua gris clara. A 10000 rpm: Izquierda; A 12000 rpm: Derecha. ....	53
2.31. Presión del cárter en el dominio frecuencia, obtenida experimentalmente en banco motor. ....	54
2.32. Análisis experimental modificando la carburación: izquierda; Presión de escape registrada en banco motor modificando la carburación: derecha. ....	55
2.33. Presiones instantáneas de ensayos obtenidas en banco motor. cilindro: superior izquierda; cárter: superior derecha; escape:inferior izquierda y derecha. ....	56
3.1. Onda de presión reflejándose en un extremo abierto (izquierda) y cerrado (derecha). ....	67
3.2. Diagrama de flujo en un motor de 2T. ....	70
3.3. Mallado espacial y temporal del método de Lax-Wendroff. ....	81
3.4. Proceso de flujo saliente de un recinto. ....	86
3.5. Malla del motor de 2T de 125cc de altas prestaciones usada para el modelado del proceso de barrido. ....	93
3.6. Concentración del gas (roja: aire puro; azul: gas quemado) en el plano de simetría del cilindro a 12500rpm, acelerador abierto, del motor de 2T de altas prestaciones, de barrido por lazo. Corresponde desde 75° hasta 285° de un ciclo del motor. ....	95
3.7. Diagrama del proceso del modelado del barrido. ....	95
3.8. Representación esquemática del motor de 2T de altas prestaciones con sus diversos sistemas. ....	98
3.9. Comparación entre medido y modelado del airbox. Gasto másico frente a la caída de presión en banco de flujo: izquierda; presión frente al dominio tiempo en banco de impulsos: derecha. ....	100
3.10. Comparación entre medido y modelado del sistema de escape. Gasto másico frente a la caída de presión en banco de flujo: izquierda; presión frente al dominio tiempo en banco de impulsos: derecha. ....	102

3.11. Resultados del ensayo (cruces) y modelado (líneas), del banco de flujo, del carburador (izquierda) y disco rotativo (derecha). . . . .	103
3.12. Resultados del ensayo (cruces) y modelado (líneas), del banco de flujo, del cilindro: lumbreras de transferencia (izquierda); lumbreras de escape (derecha); ensayo en aspiración (abajo); ensayo en impulsión (arriba). . . . .	105
3.13. Secciones efectivas en el disco rotativo, lumbreras de transferencia y lumbreras de escape. . . . .	106
3.14. Modelos para la simulación del proceso de barrido. . . . .	110
3.15. Relación entre el coeficiente de carga y el de admisión para la corriente de aire. . . . .	112
4.1. Sistema termodinámico durante la combustión. . . . .	124
4.2. Fracción de masa quemada (izquierda) a 12000 rpm a plena carga. Y su derivada (derecha). . . . .	133
4.3. Metodología para obtener la liberación de calor en el interior del cilindro. . . . .	143
4.4. Coeficiente de variación del motor de 125cc. . . . .	148
4.5. Histogramas de distribución de frecuencias de la pmi ensayada en el banco motor (9500 rpm: abajo a la izquierda, 10500 rpm: abajo a la derecha, 11500 rpm: arriba a la izquierda, 12500 rpm: arriba a la derecha). . . . .	149
4.6. Evolución instantánea del número de Reynolds, densidad de la carga, coeficiente de película y número de Nusselt para el cálculo de la transmisión de calor a 9500 y 11500 rpm. . . . .	151
4.7. Evolución instantánea del número de Reynolds, densidad de la carga, coeficiente de película y número de Nusselt para el cálculo de la transmisión de calor a 12500 y 13000 rpm. . . . .	152
4.8. Calor transmitido por la cilindro, pistón y culata durante el proceso de combustión. . . . .	152
4.9. Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 9500 rpm. . . . .	154
4.10. Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 11500 rpm. . . . .	156

4.11. Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 12500 rpm. ....	157
4.12. Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 13000 rpm. ....	158
4.13. Valores de los parámetros que forman las correlaciones de la duración de la combustión y el parámetro de forma. ....	159
4.14. Duración de la combustión y parámetro de forma del modelo Ad-hoc frente al modelo que tiene programadas las correlaciones 4.31. ....	160
4.15. Comparación de la duración de la combustión y el parámetro de forma entre las correlaciones publicadas por Bonatesta et al. y las correlaciones propuestas. ....	161
4.16. Funciones para la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el inicio de la combustión y la fracción de residuales, usadas para la predicción del la duración de la combustión. ....	162
4.17. Efecto de la funciones de la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el inicio de la combustión y la fracción de residuales, en la predicción del la duración de la combustión. ....	163
4.18. Efecto de las funciones: Izquierda; Estudio paramétrico de las funciones: Derecha; Para la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el ángulo de encendido y la fracción de residuales, usadas para el parámetro de forma. ....	165
4.19. Ley de liberación de calor. 9500 rpm; 11500 rpm respectivamente. .	167
4.20. Ley de liberación de calor. 12500 rpm; 13000 rpm respectivamente.	168
4.21. Presión en el interior del cilindro medida y calculada con las correlaciones 4.31. 9500 rpm: izquierda y abajo; 11500 rpm: derecha y abajo; 12500 rpm: izquierda y arriba; 13000 rpm: derecha y arriba.	169
4.22. Comparación ensayo frente al modelo. Estimación de la pmi por medio de las correlaciones 4.31: izquierda; estimación de la pmpm con el modelo 4.32: derecha. ....	170
4.23. Comparación de la pme del ensayo frente a la obtenida con el modelo usando las correlaciones 4.31 y 4.32, usando diferentes escape. Escape ES#1: izquierda y arriba; Escape ES#2: izquierda y abajo; Escape ES#3: derecha y arriba; Escape ES#4: derecha y abajo. ....	171

4.24. Ley de liberación de calor, estudio paramétrico de las correlaciones 4.31 para simular el proceso de combustión. A 9500: izquierda; A12500:derecha. Desde arriba hasta abajo: Densidad de la carga al inicio de la combustión, fracción de residuales al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón y ángulo de encendido.	174
4.25. Presión en el interior del cilindro, obtenida a partir del estudio paramétrico que se muestra en la figura 4.24. A 9500: izquierda; A12500:derecha. Desde arriba hasta abajo: Densidad de la carga al inicio de la combustión, fracción de residuales al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón y ángulo de encendido.	176
4.26. Diagrama indicador obtenido con información experimental en banco motor. Carter: izquierda; cilindro: derecha. Línea discontinua gris: 10000 rpm; línea negra: 12500 rpm. ....	180
4.27. Prestaciones del motor. (pmi: línea negra continua; pme: línea gris continua; pmb: línea discontinua con puntos circulares; presión media de pérdidas por fricción y transmisión: línea discontinua con puntos triangulares; pmpm: línea discontinua con puntos cuadrados.) ....	181
4.28. Relación de la pmb adimensional frente a la pmi adimensional: izquierda; relación de la presión media de pérdidas por fricción y transmisión mecánica adimensional frente a la pmi adimensional: derecha. ....	182
5.1. Correlaciones propuestas por diferentes autores en la admisión. ...	194
5.2. Correlaciones propuestas por diferentes autores en el escape.....	198
5.3. Correlaciones propuestas por diferentes autores en las pipas de escape.	201
5.4. Desfase en la longitud y la amplitud de los pulsos de presión en el sistema de escape medida y modelada a 9500 rpm: izquierda; 12500 rpm: derecha. ....	211
5.5. Evolución instantánea de la masa atrapada en el interior del cilindro y del gasto másico en la lumbrera de escape, usando el modelo de transmisión de calor de Dittus-Boelter. A 9500: Izquierda; A 12500:Derecha. ....	212
5.6. Comparación medida y modelada de la presión de escape captador #1 a 10500 rpm. ....	217
5.7. Estudio paramétrico del modelo 5.37 propuesto por Farrugia et al. Izquierda: a 7500 rpm; Derecha: a 10500 rpm. ....	217

5.8. Estudio paramétrico del modelo 5.47 propuesto por Zeng y Assanis. izquierda: a 7500 rpm; derecha: a 10500 rpm. ....	218
5.9. Estudio paramétrico del modelo 5.52 propuesto. izquierda: a 7500 rpm; derecha: a 10500 rpm. ....	219
5.10. Presión de escape medida y modelada usando los coeficientes de mayoración para la transmisión de calor no estacionarios. Para el sistema de escape recto. A 7500 rpm: abajo; a 10500 rpm: arriba; captador #1: izquierda; captador #2: derecha. ....	220
5.11. Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 9500 rpm. Captador #1: Superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha. ....	222
5.12. Modelado de la trasmisión de calor no estacionaria del sistema de escape en el captador #1 a 9500 rpm.....	223
5.13. Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 11500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha. ....	224
5.14. Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 12500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha. ....	225
5.15. Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 13500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha. ....	226
5.16. Análisis de las ondas de presión existentes en el sistema de escape.	227
5.17. Evolución instantánea de la presión progresiva: línea continua; y la presión regresiva: línea discontinua. Usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios a 12500 rpm. Captador #1: gráfica superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: gráfica superior-derecha; y captador #4: gráfica inferior-derecha. ....	228
5.18. Evolución instantánea usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios. Gasto másico en la lumbrera de transferencia: abajo; gasto másico en la lumbrera de escape: en medio; masa en el cilindro: arriba; a 9500 rpm: izquierda; a 11500 rpm: derecha.....	230

---

5.19. Evolución instantánea usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios. Gasto másico en la lumbrera de transferencia: abajo; gasto másico en la lumbrera de escape: en medio; masa en el cilindro: arriba; a 12500 rpm: izquierda; a 13500 rpm: derecha . . . . .	231
5.20. Evolución instantánea de las variables termofluidodinámicas, usando una escala amplificada que corresponden a los resultados que fueron mostrados en las figuras 5.13 y 5.18 a 11500 rpm. . . . .	232
5.21. Representación esquemática del proceso de barrido. 9500: abajo; 11500: arriba . . . . .	233
5.22. Representación esquemática del proceso de barrido. 12500: abajo; 13500: arriba . . . . .	234
5.23. Evaluación experimental del coeficiente de admisión y pme medidos y calculados con los tres modelos de transmisión de calor. Zona gris oscura: $\pm 5\%$ ; zona gris clara: $\pm 10\%$ . . . . .	235
5.24. Evaluación de los modelos de transmisión de calor no estacionarios mediante coeficientes de rendimiento. . . . .	236



# Índice de Tablas

1.1. Motor de Combustión Interna Alternativo de dos tiempos de altas prestaciones de encendido provocado, usado en ésta tesis doctoral para su caracterización termofluidodinámica. . . . .	6
2.1. Causas de la dispersión cíclica en MEP . . . . .	50
4.1. Condiciones de operación base y rangos de condiciones experimentales investigadas . . . . .	138
4.2. Rangos de condiciones de operación experimentales investigadas por Bonatesta . . . . .	140
4.3. Resumen de validación de las correlaciones 4.31, en el modelo 1D del motor, para la combustión frente al ensayo en banco motor. . . . .	171
4.4. Análisis de sensibilidad: ( $\rho_{\alpha,e}$ , $x_r$ , $c_m$ y $\alpha_e$ ) vs. ( $\Delta\alpha$ y $m$ ) . . . . .	172
4.5. Análisis de sensibilidad: ( $\rho_{\alpha,e}$ , $x_r$ , $c_m$ y $\alpha_e$ ) vs. (Masa atrapada, Coeficiente de admisión y pmi) . . . . .	177
5.1. Coeficientes de correlación de las correlaciones del $Nu=f(Re)$ en la línea de admisión . . . . .	195
5.2. Coeficientes de correlación de las correlaciones del $Nu=f(Re)$ en la línea de escape . . . . .	199
5.3. Correlaciones del número de Nusselt para la pipa de escape propuestas por Caton . . . . .	202
5.4. Coeficientes de ajuste para el número de Nusselt . . . . .	206
5.5. Calor transmitido por el escape. . . . .	223



# Tabla de símbolos

## *Latinos*

$A/F$	Relación aire/combustible
$c$	velocidad
$C$	Parámetro de completitud
$c_m$	Velocidad lineal media del pistón
$c_p$	Calor específico a presión constante
$c_{pr}$	Velocidad de propagación
$c_v$	Calor específico a volumen constante
$cd$	Coefficiente de descarga
$COV$	Coefficiente de variación
$D$	Diámetro
$f$	Factor de fricción
$m$	Masa
$\dot{m}$	Gasto másico
$n$	Régimen de giro
$N$	Potencia
$p$	Presión
$r$	Coefficiente de correlación
$R$	Constante universal de los gases perfectos
$R^2$	Coefficiente de determinación múltiple
$r_c$	Relación de compresión
$S$	Carrera del pistón
$t$	Tiempo
$T$	Temperatura
$V$	Volumen

$W_i$	Trabajo indicado
$x$	Distancia desde el punto en estudio hasta la lumbrera de escape
$x_r$	Fracción de residuales

**Griegos**

$\alpha$	El ángulo de giro del cigüeñal
$\alpha_0$	El ángulo de inicio de la combustión
$\alpha_e$	El ángulo del encendido
$\gamma$	Relación de calores específicos (exponente adiabático)
$\lambda$	Relación aire-combustible
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\rho$	Densidad
$\rho_{\alpha,e}$	Densidad al inicio de la combustión
$\Delta\alpha$	Duración de la combustión
$\Delta p$	Caída de presión

**Subíndices**

$adm$	Admisión
$c$	Compuesta o total
$car$	Carga
$cc$	Cortocircuito
$d$	Desplazado
$esc$	Escape
$film$	Película
$g$	Relativo al gas
$i$	Incidente o progresiva
$r$	Reflejada o regresiva
$ref$	Referencia
$res$	Residuales
$ret$	Retención
$sum$	Suministrada
$t$	Transmitida
$w$	Relativo a la pared

**Siglas y acrónimos**

AA	Apertura de admisión
AE	Apertura de escape
AT	Apertura de transferencia
CA	Cierre de admisión
CE	Cierre de escape
CT	Cierre de transferencia
dFQL	tasa de calor liberado ( <i>Rate of heat release</i> )
FQL	Calor liberado acumulado
dFMQ	Tasa de masa quemada
FMQ	Fracción de masa quemada
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEC	Motor de encendido por compresión (Diesel)
MEP	Motor de encendido provocado (Otto)
EGR	Recirculación de gases de escape ( <i>Exhaust gas recirculation</i> )
pmb	Presión media de bombeo
pme	Presión media efectiva
pmi	Presión media indicada
pmpm	Presión media de pérdidas mecánicas
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior

**Grupos adimensionales seleccionados de transferencia de calor y masa**

Coefficiente de fricción ( $C_f$ )	$= \frac{\tau_s}{\rho c^2/2}$	Esfuerzo cortante superficial adimensional.
Factor j de Colburn ( $j_H$ )	$= St Pr^{2/3}$	Coefficiente de transferencia de calor. adimensional
Factor j de Colburn ( $j_m$ )	$= St_m Sc^{2/3}$	Coefficiente de transferencia de masa adimensional.
Número de Nusselt ( $Nu$ )	$= \frac{h D}{k}$	Gradiente de temperatura adimensional en la superficie.
Número de Prandtl ( $Pr$ )	$= \frac{c_p \mu}{k}$	Razón de las difusividades de momento y térmicas.
Número de Reynolds ( $Re$ )	$= \frac{\rho c D}{\mu}$	Razón de las fuerzas de inercia y viscosas.
Número de Stanton ( $St$ )	$= \frac{h}{\rho c c_p} = \frac{Nu}{Re Pr}$	Número de Nusselt modificado.



# Capítulo 1

## Introducción

### Contenido

---

1.1. Motivación .....	2
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Antecedentes .....	4
1.4. Planteamiento y metodología .....	6
Bibliografía.....	13

---

## 1.1. Motivación

El modelado unidimensional en motores de combustión interna alternativos es una herramienta útil para reproducir la termofluidodinámica interna del motor con todos sus sistemas. De esta forma, es posible conocer variables instantáneas como la temperatura y gasto másico con importante exactitud que no pueden ser obtenidas por medios experimentales. Por tanto, si se tiene un modelo unidimensional que permite conocer el funcionamiento del motor, es posible obtener criterios de diseño para optimizar las prestaciones del mismo.

El capítulo 2, que trata el apartado experimental dedicado a la caracterización del motor, es importante para alimentar a los modelos que simulan el motor y posteriormente para su validación. Para la caracterización de los sistemas que forman el motor y para analizar las variables termofluidodinámicas obtenidas de forma experimental y sus prestaciones, se han acondicionado e instrumentado un banco de flujo, un banco de impulsos y un banco motor.

Asimismo, el capítulo 3 motiva su realización para obtener un modelo unidimensional que reproduzca las prestaciones del motor obtenidas experimentalmente. Será utilizado en los sucesivos capítulos para investigar en detalle la fenomenología del cilindro y la transmisión de calor en el sistema de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones, que son las principales contribuciones originales que introduce la presente tesis doctoral.

Una motivación importante, objeto del capítulo 4 de esta tesis, es tener caracterizado de forma experimental el proceso de combustión. Esto permitirá desarrollar un modelo predictivo del proceso de combustión por medio de correlaciones para la simulación de la combustión. Esto representa una herramienta muy útil para determinar de forma predictiva las prestaciones del motor.

Por otra parte, la aplicación directa de modelos de transmisión de calor que actualmente existen en la literatura, subestiman el flujo de calor en conductos que se experimenta en motores de dos tiempos de altas prestaciones y por tanto, no reproducen la fenomenología ondulatoria que se experimenta en el interior del sistema de escape.

Por consiguiente, una importante motivación para el desarrollo de la presente tesis doctoral es introducir un nuevo modelo de transmisión de calor que reproduzca con importante exactitud los fenómenos ondulatorios que se experimentan en el interior del sistema de escape, como se presentará en el capítulo 5.



## 1.2. Objetivos

En la presente tesis doctoral, se pretende profundizar en el conocimiento del modelado de los sistemas que forman parte del motor de dos tiempos de altas prestaciones. Para ello, mediante un modelo de acción de ondas se puede caracterizar el proceso de combustión y los fenómenos ondulatorios que se experimentan en los sistemas de admisión y escape.

El principal objetivo de la presente tesis doctoral es desarrollar un modelo de un motor de dos tiempos de  $125 \text{ cm}^3$ . Para el desarrollo del modelo de simulación por ordenador es necesario realizar una serie de ensayos, que son: por un lado, tareas de puesta a punto de las instalaciones experimentales de banco de flujo, banco de impulso y banco motor, y por otro lado, las tareas para establecer los protocolos de rutinas de ensayos. Estos últimos sirven para evaluar y caracterizar el comportamiento de los sistemas que forman el motor y las prestaciones del mismo, que es un segundo objetivo que se plantea en la presente tesis.

Por otra parte, está la caracterización del proceso de combustión en motores de dos tiempos de altas prestaciones, que constituye el tercer objetivo de este trabajo de investigación. En motores de cuatro tiempos, para obtener buenos resultados, es suficiente con aplicar un diagnóstico de la combustión a partir de la presión en el cilindro, ya que el proceso de renovación de la carga en estas versiones de motor no tiene importante influencia para la estimación de la masa atrapada. Pero en motores de dos tiempos los sistemas de admisión y escape influyen de forma notable en el proceso de barrido, y por tanto en la masa atrapada y cantidad de residuales. De esta forma es indispensable el uso de un modelo de acción de ondas para obtener estas variables. Esta información sirve para alimentar al modelo de diagnóstico a partir de la presión en el interior del cilindro, y de esta forma obtener con muy buena exactitud la tasa de calor liberada durante la combustión.

Una vez caracterizado el proceso de combustión con las diferentes condiciones de funcionamiento que el motor experimenta en el vehículo en la pista, el objetivo consiste en desarrollar correlaciones para la función de Wiebe para simular la combustión, y así reproducir la tasa de liberación de calor obtenida mediante el modelo de diagnóstico.

Estas correlaciones deberán estar formadas por funciones que tengan representación física con los parámetros relacionados con las condiciones en el cilindro previas al proceso de combustión. Por tanto, las correlaciones propuestas deberán adaptarse a los cambios que experimenta el motor en función de la condición de funcionamiento experimentada. Así pues, con el

modelo de combustión propuesto se puede estimar el efecto de los principales parámetros que influyen en el proceso de combustión ciclo a ciclo. Además, es interesante hacer un análisis de sensibilidad de las variaciones de la fracción de residuales, inicio de la combustión, régimen de giro y densidad de la carga para la combustión.

Finalmente, el cuarto objetivo que ha motivado en gran parte la realización de la presente tesis doctoral es desarrollar un nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape de geometría con secciones divergentes y convergentes, como es el caso de los motores de dos tiempos de altas prestaciones, donde se dan lugar procesos altamente no estacionarios.

El modelado de la transmisión de calor permitirá conocer con importante exactitud los complejos fenómenos ondulatorios que se experimentan en el interior del sistema de escape. El nuevo modelo de transmisión de calor que se propone en este trabajo toma en cuenta, por una parte, los efectos de entrada y, por otra parte, las variaciones de la velocidad del flujo. El objetivo es hacer un análisis en detalle de los fenómenos ondulatorios, desde un punto de vista que antes no ha sido considerado, para el conocimiento de la transmisión de calor en este tipo de motores. Además, el nuevo modelo introducido será evaluado con los modelos de similares características encontrados en la literatura. La evaluación del nuevo modelo se realiza mediante información experimental como el coeficiente de admisión y la evolución de la presión instantánea en varios puntos del sistema de escape. De esta forma se modela el proceso de barrido con buena exactitud.

Finalmente, otro objetivo es contrastar las capacidades predictivas del modelo propuesto en términos de prestaciones del motor. La idea es cuantificar la precisión del modelo a la hora de predecir la potencia del motor en diferentes condiciones de funcionamiento y detectar bajo qué condiciones el modelo pierde exactitud en su capacidad predictiva. De esta forma, se pone límite a la utilidad del modelo a la hora de abordar posibles optimizaciones de los sistemas que integran un motor de las características que se presentan a continuación.

### **1.3. Antecedentes**

Los motores de dos tiempos han sido altamente considerados como una alternativa importante con respecto a los motores de cuatro tiempos, sobre todo cuando se considera el peso del motor y el coste de manufactura. Otra ventaja competitiva que representan los motores de dos tiempos es que por cada vuelta del cigüeñal se hace una carrera de trabajo. De esta forma, se

obtiene una mayor potencia específica a igualdad de cilindrada. No obstante, en motores de dos tiempos el proceso de renovación de la carga se hace de forma menos perfecta. Esto se debe a la forma en como se lleva a cabo los procesos de admisión, compresión, combustión–expansión y escape.

En teoría, un motor de dos tiempos de igual cilindrada y funcionando al mismo régimen de giro que otro de cuatro tiempos proporcionaría el doble de potencia, puesto que el número de vueltas del giro del cigüeñal por carrera de trabajo es el doble. En la práctica, como se ha mencionado anteriormente, el proceso de renovación de la carga en motores de dos tiempos se lleva a cabo de forma más imperfecta, y si bien en general desarrollan más potencia a igualdad de condiciones, en ningún caso será el doble que la de un motor de cuatro tiempos.

En relación al estado de herramientas teóricas, para el modelado termofluidodinámico de los sistemas de admisión, cilindro y escape es ampliamente usado el modelo de acción de ondas para establecer una mejor comprensión de la fenomenología que se experimenta en el interior del motor y así poder establecer criterios de diseño [1–3]. En un principio, el modelo de acción de ondas que se toma como base en esta investigación utilizaba para la resolución de las ecuaciones generales de flujo unidimensional el método de las características. Posteriormente fue sustituido por esquemas basados en diferencias finitas de Lax-Wendroff, MacCormak, TVD y CE–SE, con el objetivo de mejorar el proceso de cálculo disminuyendo los tiempos de computación.

Por otra parte, en cuanto al análisis del cilindro, para obtener el calor liberado del proceso de combustión se suele utilizar un diagnóstico de la combustión a partir de la presión en el interior del cilindro experimental. Así, posteriormente, se puede representar el proceso de combustión mediante la función de Wiebe; el único inconveniente es la determinación de los cuatro parámetros que definen dicha función. En este contexto, funciones empíricas han sido desarrolladas para la duración de la combustión y el parámetro de forma para un motor de encendido provocado de cuatro tiempos [4–6]. El problema es que las condiciones de operación que se experimentan en esas versiones de motor, están alejadas a las condiciones experimentadas en motores de dos tiempos de altas prestaciones, que es el caso que ocupa.

Finalmente, en cuanto al modelado de la transmisión de calor en los sistemas que forman el motor, existe una gran cantidad de estudios. Reyes [1] en su trabajo de tesis, relaciona el deterioro de la turbulencia con el coeficiente de película en colectores rectos para motores de cuatro tiempos. De esta forma, el coeficiente de convección lo caracteriza por una función única que

solo depende de la distancia de entrada al tubo. Por otra parte, Farrugia et al [7] estudian el efecto de entrada en un colector de escape recto en un motor de cuatro tiempos de encendido provocado. Los autores atribuyen el decrecimiento del flujo de calor a los efectos de entrada. Por otra parte, Zeng y Assanis [8] estudian el efecto de las variaciones de la velocidad del flujo, y lo relacionan con la transmisión de calor en colectores de admisión en un motor de cuatro tiempos. Zeng y Assanis caracterizan dos fases para el proceso de transmisión de calor. La primera fase trata la inducción donde se dan lugar los procesos no estacionarios con variaciones de velocidad del flujo más acentuadas. La segunda fase, trata el desarrollo del deterioro de la turbulencia.

## 1.4. Planteamiento y metodología

Para el desarrollo de la presente tesis doctoral se han usado herramientas experimentales que han servido para caracterizar los sistemas que forman al motor y para obtener las prestaciones del mismo.

Un motor de dos tiempos de altas prestaciones, cuyas características principales se muestran en la tabla 1.1, ha sido usado para el desarrollo del presente trabajo de investigación.

Tabla 1.1: Motor de Combustión Interna Alternativo de dos tiempos de altas prestaciones de encendido provocado, usado en ésta tesis doctoral para su caracterización termofluidodinámica.

Característica principales del motor	
<i>Cilindrada</i>	125 cm <sup>3</sup>
<i>Número de cilindros</i>	1
<i>Diámetro</i>	54 mm
<i>Carrera</i>	54.5 mm
<i>Lumbreras de transferencia</i>	5
<i>Lumbreras de escape</i>	1(+2)
<i>Apertura de lumbreras de transferencia</i>	113 °DPMS
<i>Apertura de lumbreras de escape</i>	83 °DPMS
<i>Válvula de acceso al cárter</i>	Disco rotativo
<i>Sistema de suministro de combustible</i>	Carburador

El motor es de encendido provocado, de barrido por cárter, monocilíndrico y refrigeración líquida. Fue completamente instrumentado y ensayado en un

banco motor que fue completamente acondicionado para obtener las máximas prestaciones del motor.

Así pues, el presente trabajo de investigación utiliza información experimental para caracterizar los sistemas que forman el motor y las prestaciones del mismo como se describirá en detalle en el capítulo 2. Allí se describen las instalaciones experimentales usadas: banco de flujo, banco de impulsos y banco motor. Además, se hará una descripción en detalle del acondicionamiento de la sala de ensayos, donde se registrarán las prestaciones del motor de dos tiempos de altas prestaciones. También se detalla la instrumentación usada en los sistemas del motor para la medición de prestaciones con el motor en operación. Un esquema que describe la caracterización experimental del motor se ilustra en la figura 1.1.

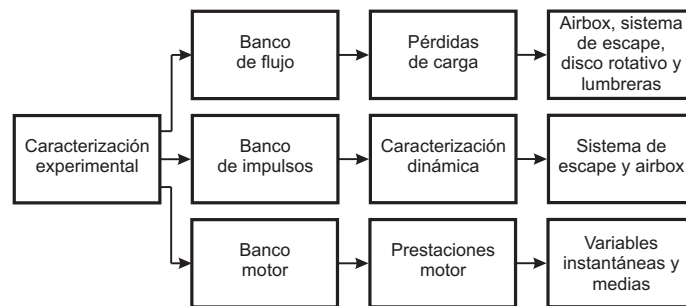


Figura 1.1: Metodología para la caracterización experimental de los sistemas que forman el motor.

En este esquema se muestra que las instalaciones experimentales usadas son tres: (i) el banco de flujo, (ii) banco de impulsos y (iii) el banco motor. La primera instalación proporciona información de las pérdidas de carga que experimenta el flujo a su paso por cada elemento, que en el caso que aplica son: airbox, carburador, sistema de escape, disco rotativo y las lumbreras de admisión y escape. La segunda instalación, que es el banco de impulsos, se ha usado para la caracterización fluidodinámica del sistema de escape y airbox. Finalmente para monitorear la termofluidodinámica interna y las prestaciones del motor se ha usado un banco motor. Para ello, se ha instrumentado con transductores de presión piezoresistivo y termopares el sistema de admisión. Para obtener la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro se ha usado un transductor de presión piezoeléctrico. El sistema de escape se ha instrumentado con transductores de presión piezoeléctricos y con termopares para registrar la temperatura media en el gas y en las paredes del tubo.

Por otra parte, como anteriormente se ha indicado, un objetivo es desarrollar un modelo de simulación por ordenador usando un modelo de acción de ondas, el cual resuelve las ecuaciones para flujo compresible con hipótesis unidimensionales, en un régimen no estacionario, considerando cambios de sección en los conductos, transmisión de calor y rozamiento entre el flujo y las paredes. Así pues, para conocer los procesos termofluidodinámicos internos que se experimentan en el motor, es importante tomar en cuenta un modelo de simulación por ordenador, que tome en cuenta la geometría completa de los sistemas que integran al motor. En la Figura 1.2 se presenta una metodología para desarrollar un modelo unidimensional del motor y que se usará en esta tesis.

En esta figura se observa que mediante un modelo de acción de ondas se modelan los sistemas de escape, admisión y el cilindro. Para el modelado de la línea de admisión y escape se hace mediante el modelado unidimensional, en el cual se resuelven las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. Para la resolución de estas ecuaciones se usa un esquema TVD<sup>1</sup> como estrategia en el método de diferencias finitas.

Para modelar los sistemas del motor, se han combinado herramientas experimentales y de modelado, de esta forma, para el modelado de la transmisión de calor en la línea de admisión se ha usado el modelo de transmisión de calor propuesto por Dittus–Boelter, y así poder obtener la presión de admisión. Para el modelado de la transmisión de calor en la línea de escape se ha desarrollado un nuevo modelo de transmisión de calor para procesos altamente no estacionarios, el cual se basa en el modelo de Dittus–Boelter, pero tomando en cuenta un nuevo coeficiente que trata los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo. De esta forma, se modelan con importante precisión los complejos fenómenos ondulatorios que se experimentan en el interior del sistema de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones.

Por otra parte, para el modelado del cilindro, como se muestra en la figura 1.2, se usará un modelo de llenado y vaciado, donde se evalúa el ciclo completo. Para el ciclo abierto, que es donde se experimenta el barrido de los gases, se usa la información de los fenómenos ondulatorios que provienen del modelado de los sistemas de admisión y escape. Para evaluar el cortocircuito se usa un modelo de barrido semi–empírico propuesto por Blair, que fue ajustado con información que proviene de un programa de cálculo fluidodinámico que resuelve las ecuaciones de Navier–Stokes en tres dimensiones en el interior del cilindro. Por otra parte, para la evaluación del ciclo cerrado se usa la masa

---

<sup>1</sup>Por sus siglas en ingles: Total Variation Diminishing

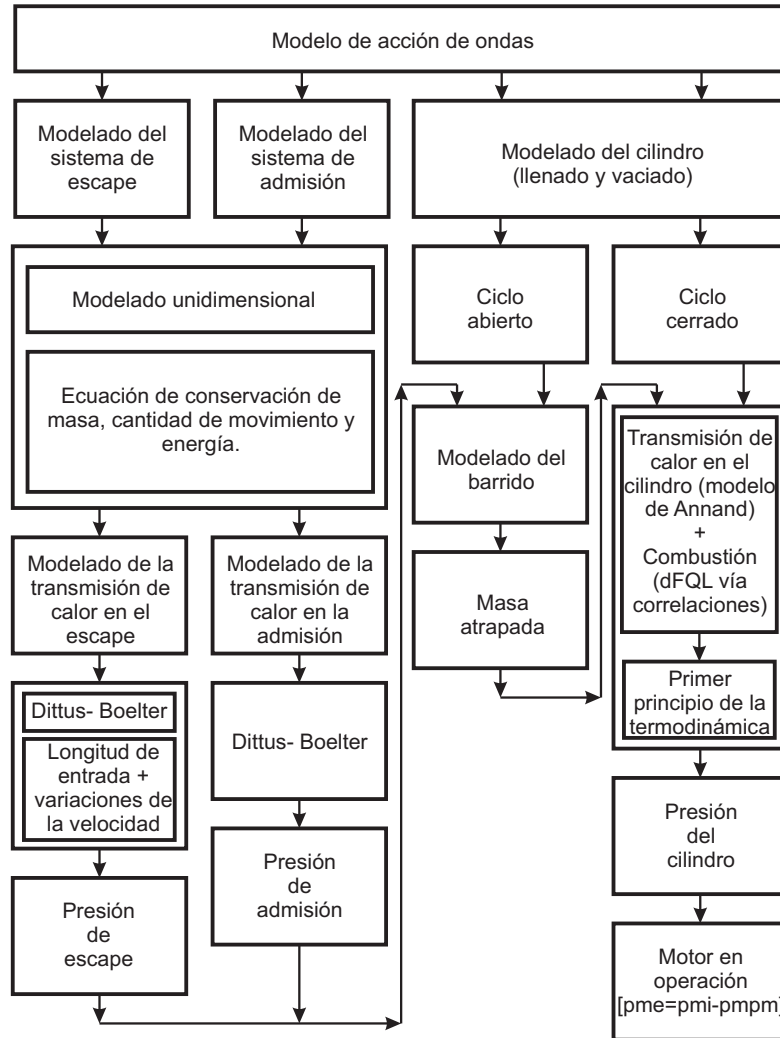


Figura 1.2: Metodología para obtener un modelo unidimensional del motor que incluya la geometría completa de los sistemas de admisión cilindro y escape.

atrapada calculada al cierre del escape. Se usa un modelo de transmisión de calor propuesto por Annand para el calor intercambiado entre el gas y las paredes del cilindro, pistón y culata al exterior del motor. Para el modelo de combustión se usa la función de Wiebe para definir la evolución instantánea de la liberación de calor, y para definir los parámetros que componen dicha función se desarrollan correlaciones, que están relacionadas con funciones que tienen sentido físico.

De esta forma, como se muestra en la figura 1.2, se aplica el primer principio de la termodinámica, donde el resultado que se obtiene es la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro. A continuación, para determinar las prestaciones del motor, el siguiente paso es obtener la presión media indicada. Finalmente, para obtener la presión media efectiva, que es el resultado deseado, se ha desarrollado una correlación que estima la presión media de pérdidas mecánicas, que toma en cuenta la velocidad lineal media del pistón y la presión media indicada.

En el capítulo 3 se describen los procesos termofluidodinámicos internos que se experimentan en los motores de dos tiempos de altas prestaciones. Además, se describen los principales modelos para la simulación del motor. Entre ellos, el modelo de llenado y vaciado, que se usa en elementos cerodimensional como el cilindro y el cárter. También se describe el modelo de acción de ondas que tiene su aplicación en los conductos del motor. Asimismo, se describe el cálculo de las condiciones de contorno entre depósitos y tubos. También se describe el modelo multidimensional usado para el estudio del barrido del motor objeto de este estudio. El modelado del proceso de barrido mediante un código de cálculo CFD<sup>2</sup> proporciona información para ajustar el modelo de barrido usado para la simulación del motor. Asimismo, en el capítulo 3 se describe, de forma auxiliar, un procedimiento para desarrollar y ajustar un modelo del motor usando un modelo de acción de ondas. Finalmente, con lo planteado en el capítulo 3, es posible reproducir los resultados obtenidos experimentalmente a falta de dos asuntos importantes que se tratan por separado en los capítulos sucesivos.

Una vez hecha la puesta a punto del modelo del motor con todos sus sistemas, en el capítulo 4 se caracteriza el proceso de combustión. Por una parte, se hace un análisis de la fenomenología del cilindro, como fue mostrado en la figura 1.2. Posteriormente, se verá una revisión bibliográfica de los modelos de transmisión de calor y se describe el modelo usado. Por otra parte, se describe la evaluación y modelado del proceso de combustión, donde la principal incógnita es el calor liberado del proceso de combustión.

Para conocer la ley de liberación de calor se propone una metodología que trata, por un lado, con herramientas de modelado como el modelo de acción de ondas y el modelo de diagnóstico de forma iterativa. El primer modelo provee de información cantidad de masa atrapada, y el segundo modelo, provee de información de la liberación de calor. También se hace uso de información experimental, que proviene del banco motor, para alimentar al modelo de

---

<sup>2</sup>Por sus siglas en ingles: Computational Fluid Dynamics



diagnóstico y para validar los resultados obtenidos con el modelo de acción de ondas.

La simulación del proceso de combustión, para determinar las prestaciones del motor, mediante el modelo de acción de ondas se hace por medio de la función de Wiebe. El principal inconveniente es la determinación de los parámetros que forman dicha función. Este problema se resuelve si se desarrollan correlaciones para definir dichos parámetros. Un esquema del proceso para la obtención de correlaciones se muestra en la figura 1.3.

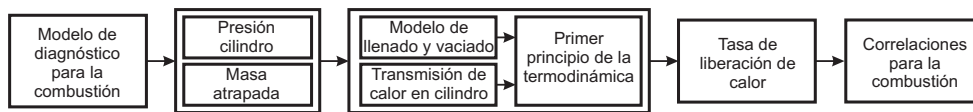


Figura 1.3: Metodología para la obtención de correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe para la simulación de la combustión en motores de dos tiempos de altas prestaciones.

En una primera parte, se realiza un diagnóstico del proceso de la combustión, donde el principal resultado es la tasa de liberación de calor y, a continuación, los parámetros de la función de Wiebe. Posteriormente, mediante un análisis de regresión múltiple se asocian las variables que se relacionan con el proceso de combustión con los parámetros que definen la función de Wiebe. Estas variables son: la fracción de residuales, densidad de la carga, régimen de giro e inicio de la combustión. Las correlaciones deberán estar formadas por funciones que tengan representación física con las variables termodinámicas que inferen en el proceso de combustión. De esta forma, se fortalece y se contribuye al modelado de la misma.

Una vez obtenido un modelo con capacidades predictivas para el proceso de combustión, que ha sido validado experimentalmente, se plantea un análisis de sensibilidad de los principales parámetros que inferen en la combustión, y se muestra el efecto en las prestaciones del motor.

Por último, en el capítulo 5, que motiva de forma importante el trabajo de investigación hecho en esta tesis doctoral, tiene por objetivo desarrollar un nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones. En una primera parte se hace una revisión bibliográfica del estado del arte de los modelos de transmisión de calor para su aplicación en MCIA. Posteriormente, se hace la deducción físico-matemática del nuevo modelo que se ha programado en el modelo de acción de ondas para el modelado de la línea de escape. Para ello se tendrá en cuenta el efecto de

la longitud de entrada en la transmisión de calor, de forma análoga a como se ha hecho en colectores de escape de sección transversal constante y rectos en motores de cuatro tiempos [7, 9]. Este efecto se modela mediante la relación  $\frac{D}{x}$ , donde  $D$  es el diámetro del tubo y  $x$  es la distancia desde el punto de cálculo del sistema de escape hasta la lumbrera del cilindro. Esta relación contiene información del deterioro de la turbulencia, a lo largo del tubo de escape.

Asimismo, para el desarrollo del modelo de transmisión de calor propuesto en esta tesis, también se toma en cuenta las variaciones de la velocidad del flujo. Esto se debe, a que el sistema de escape en estas versiones de motor tiene efecto en el flujo, por medio de un tramo divergente que induce un cambio en la velocidad en el mismo, de igual forma, pero en efecto contrario para el tramo convergente del tubo de escape. Los efectos que imprimen dichas variaciones de la velocidad,  $\frac{dc}{dt}$ , en la transmisión de calor, han sido demostrados por Zeng y Assanis [8, 10]. En sus experimentos han usado un colector de admisión de un motor de cuatro tiempos, obteniendo una variable adimensional,  $\Pi = \frac{D}{c^2} \frac{dc}{dt}$ , que toma en cuenta el comportamiento no estacionario del flujo, debido a las variaciones de la velocidad.

En el sistema de escape tratado, las variaciones de la velocidad se promueven debido a los cambios de sección transversal a lo largo del mismo. Por tanto, es necesario tomar en cuenta los efectos no estacionarios que imprimen las variaciones de la velocidad en la transmisión de calor. Por otra parte, para el ajuste del nuevo modelo se han hecho ensayos en banco motor con un escape recto de sección transversal constante. Asimismo, el modelo propuesto se evaluará y contrastará con los modelos de similares características encontrados en la literatura.

La validación del modelo se hace por medio de la presión de escape, coeficiente de admisión y presión media efectiva obtenidas experimentalmente. Además se contrastan los resultados obtenidos con los diferentes modelos, por medio de la evolución instantánea del gasto másico y masa atrapada. También, se hace un análisis integral tanto espacial como temporal de la transmisión de calor usando dichos modelos.

Finalmente en el capítulo 6 se presentan las principales conclusiones obtenidas de cada uno de los trabajos hechos durante el desarrollo de la presente tesis doctoral. Además se ponen de manifiesto los trabajos futuros, así como la propuesta de nuevas líneas de investigación para ampliar el conocimiento que se deposita en el presente trabajo de investigación.

## Bibliografía

- [1] Reyes M. *Modelo de Transferencia de Calor Para Colectores de Escape de Motores Alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1994.
- [2] Climent H. *Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [3] Dolz V. *Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2006.
- [4] Bonatesta F. *The charge burn characteristics of a gasoline engine and the influence of valve timing*. Tesis Doctoral, University of Nottingham, 2006.
- [5] Bonatesta F., Waters B. y Shayler P. J. “Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (2), pp. 177–186, 2010.
- [6] Bonatesta F. *Advances In Internal Combustion Engines and Fuel Technologies; Chapter 1: Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and The Influence of Operating Variables*. InTech, 2013.
- [7] Farrugia M., Alkidas A. C. y Sangeorzan P. “Cycle-Average Heat Flux Measurements in a Straight-Pipe Extension of the Exhaust Port of an SI Engine”. *SAE 2006-01-1033*, 2006.
- [8] Zeng P. y Assanis D.N. “Unsteady convective heat transfer modeling and application to engine intake manifolds”. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and RD and D Expo, Nov. 13-19, Anaheim, California USA*, pp. 1–9, 2004.
- [9] Farrugia M. *Transient surface heat flux measurements in a straight pipe extension of the exhaust port of a spark ignition engine*. Tesis Doctoral, Department of Mechanical Engineering, Oakland University, Rochester MI, 2005.
- [10] Zeng P. *Unsteady Convective Heat Transfer Modeling and Application to Internal Combustion Engine*. Tesis Doctoral, University of Michigan at Ann Arbor, 2004.



# Capítulo 2

## Herramientas experimentales y caracterización del motor

### Contenido

---

<b>2.1. Introducción</b> .....	<b>17</b>
<b>2.2. Banco de flujo</b> .....	<b>19</b>
2.2.1. Descripción de la instalación .....	20
2.2.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones .....	21
2.2.2.1. Airbox .....	21
2.2.2.2. Sistema de escape.....	22
2.2.2.3. Carburador .....	24
2.2.2.4. Disco rotativo .....	25
2.2.2.5. Lumbreras .....	27
<b>2.3. Banco de impulsos</b> .....	<b>30</b>
2.3.1. Descripción de la instalación .....	33
2.3.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones .....	35
2.3.2.1. Sistema de escape.....	36
2.3.2.2. Airbox .....	38
<b>2.4. Banco motor</b> .....	<b>40</b>
2.4.1. Descripción de la instalación .....	41
2.4.2. Medida de presión en el sistema de escape.....	45
2.4.3. Presión en el cilindro. Dispersión cíclica.....	48
2.4.4. Presión en el cárter .....	51

2.4.5. Influencia de la carburación .....	53
2.4.6. Aplicación a un motor de 2T de altas prestaciones	55
<b>2.5. Conclusiones .....</b>	<b>57</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>58</b>

---

## 2.1. Introducción

Como se ha definido en el capítulo introductorio, el objetivo general de la presente tesis es desarrollar un modelo unidimensional predictivo del motor, incluyendo la geometría completa, que tenga capacidades para reproducir las prestaciones registradas en banco motor. Para cumplir el objetivo general, el presente capítulo tiene por objetivo establecer los protocolos de medición para obtener las máximas prestaciones en banco motor. Para ello previamente se describirán las instalaciones experimentales usadas para el desarrollo y validación del modelo unidimensional. Un motor de dos tiempos de altas prestaciones de 125 cc, de encendido provocado, barrido por cárter, admisión por disco rotativo ha sido usado para el estudio realizado en la presente tesis. También, otro objetivo de este capítulo, además de obtener prestaciones del motor en banco motor, es describir la instrumentación con las que se registran las prestaciones del motor. Las instalaciones experimentales que se usaron son: un banco de flujo, un banco de impulsos y un banco de pruebas motor.

En el banco de flujo se han caracterizado las pérdidas de carga de diversos elementos que componen el motor de 2T, con el objetivo de determinar los coeficientes de descarga que, como se comentará en el capítulo 3, son necesarios como variables de entrada para el modelo unidimensional.

Por otra parte en el banco de impulsos se ensaya el sistema de escape y el airbox, para su caracterización dinámica. El ensayo en esta instalación consiste en excitar un elemento con un pulso de presión que intenta reproducir una delta de Dirac, también bajo condiciones de flujo frío, y obtener su respuesta tanto desde el punto de vista de la reflexión como de la transmisión de ondas. Esta información nos servirá para comprobar que el elemento puede ser modelado asumiendo hipótesis unidimensionales. Que posteriormente, en el capítulo 3 se modelará el banco de impulsos y, de esta forma, validar el modelo del elemento por medio de los resultados ensayados.

En el banco motor se han registrado mediciones instantáneas en la línea de admisión, en el cilindro y sistema de escape. También fueron registradas variables medias de gasto másico de aire y combustible, temperaturas en la línea de admisión, cilindro y escape, y finalmente el régimen de giro y el par efectivo usando el freno motor.

Los ensayos experimentales que se han llevado a cabo en las instalaciones mencionadas pueden clasificarse en dos grupos en función de su utilidad o de sus objetivos en relación al proceso de modelado, a saber:

- Ensayos de caracterización

- Ensayos de validación

Los ensayos de caracterización, que se realizarán en el banco de flujo y en el banco de impulsos, y que incluyen pruebas sobre distintos sistemas o elementos del motor, tienen como objetivo proporcionar información necesaria para el modelado unidimensional, debido a las carencias del modelo y que serán descritas en el capítulo 3.

Con el fin de evaluar únicamente el fenómeno físico que interesa, los ensayos en estas instalaciones se realizan bajo unas condiciones operativas muy controladas, característica inviable en banco motor donde fenómenos de transmisión de calor, flujo pulsante y a elevada temperatura aparecen ligados.

Respecto a los ensayos de validación, el objetivo principal es evaluar la capacidad de los modelos frente al ensayo experimental. Para ello se realizarán ensayos en banco motor disponiendo el motor de 2T de altas prestaciones en una bancada, trabajando con diferentes condiciones de operación.

Los ensayos en banco motor, donde se puede regular tanto la carga como el régimen de giro del mismo, se llevan a cabo en un banco totalmente instrumentado. En esta instalación se prueba el motor en condiciones muy cercanas a las reales de funcionamiento en la pista de pruebas. El flujo que atraviesa el sistema de escape del motor en este caso es pulsante y caliente, apareciendo fenómenos de transmisión de calor y fricción no estacionarios y cuyo estudio es importante para su correcto modelado. Este análisis tiene lugar en el capítulo 5, donde se aborda un estudio de transmisión de calor en flujo pulsante turbulento no estacionario en sistemas de escape con el motor en estudio.

Por otra parte la liberación de calor en el interior del cilindro se analiza mediante un modelo de diagnóstico para la combustión por medio de la presión en cámara, que ha sido desarrollado para motores de dos tiempos, pero su principio de funcionamiento es similar a los encontrados en la literatura [1, 2]. Así pues, Registrar la presión instantánea en el interior del cilindro es de vital importancia y se usará en el capítulo 4 para caracterizar el proceso de combustión en este tipo de motores.

El presente capítulo, además de describir las instalaciones experimentales utilizadas, pretende explicar el procedimiento de caracterización o de medida en cada una de ellas. Los resultados proporcionados por cada uno de los ensayos podrán utilizarse de dos formas diferentes. Por un lado, estos resultados pueden ser directamente las variables de entrada a utilizar por la herramienta de modelado en el capítulo 3. O bien, por otro lado, con el modelo se procede a simular el ensayo y las variables de entrada al modelo se obtienen de forma



iterativa tras un proceso de ajuste comparando los resultados experimentales y modelados.

## 2.2. Banco de flujo

En esta sección se presenta el banco de flujo frío para obtener los coeficientes de descarga para los elementos que integran al motor. Entre ellos son: el airbox, sistema de escape, carburador, disco rotativo, lumbreras de transferencia y escape. En el cilindro se cuantifica la pérdida de carga en las lumbreras de transferencia y en las lumbreras de escape de forma individual, con diferentes posiciones del pistón. Los ensayos se hacen en flujo directo y en flujo inverso, de esta forma se conocen los coeficientes de descarga entrantes y salientes de todas las lumbreras del cilindro con los diferentes grados de apertura.

En cuanto al carburador, una vez incorporado al banco de flujo, se hicieron ensayos con diferentes aperturas de la válvula de mariposa. La necesidad de usar el banco de flujo es alimentar con información al modelo unidimensional por su incapacidad de tener en cuenta los fenómenos tridimensionales reales, asociados en las uniones entre conductos con el cárter, cilindro, o, de forma genérica, depósitos. Estas situaciones de flujo provocan una reducción de área de paso del flujo, frente al área geométrica de la unión. En la sección 3.3.3.1 se comentará la necesidad de proporcionar dichos coeficientes de descarga al modelo unidimensional para tomar en cuenta los fenómenos que la geometría real del sistema induce.

Los coeficientes de descarga pueden determinarse, bien de forma experimental, bien utilizando códigos de resolución de problemas termofluidodinámicos en tres dimensiones, que sí tienen en cuenta con mayor o menor acierto el patrón del flujo en las proximidades de la unión. En el capítulo 3 se citarán las ventajas e inconvenientes de estos programas. En este trabajo, debido a la diversidad de elementos que han de caracterizarse, se ha decidido obtener los coeficientes de descarga convenientemente de forma experimental, ya que las tareas de mallado además del proceso del cálculo de cada uno de los elementos consumen mucho tiempo.

En esta sección se describirá tanto la instalación utilizada para la determinación de los coeficientes de descarga como el procedimiento de medida en los elementos que constituyen un motor de 2T.

### 2.2.1. Descripción de la instalación

En la figura 2.1 se muestra de manera esquemática la instalación del banco de flujo y los distintos elementos que la conforman. El flujo es generado por un compresor que está unido a un depósito de estabilización para evitar sobreoscilaciones durante los periodos de arranque y parada. Una tubería une este depósito de estabilización con otro de mayor capacidad llamado remanso. La elección de la capacidad del remanso responde al criterio de conseguir, con el caudal máximo alcanzable, una velocidad casi nula en su interior, de forma tal que se pueda despreciar el término cinético de la energía, existiendo así condiciones de parada.

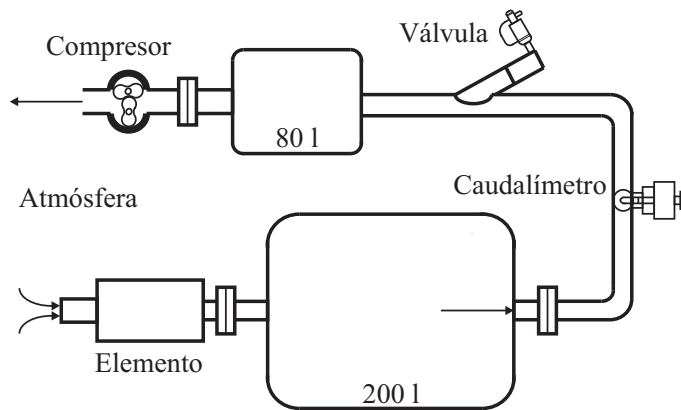


Figura 2.1: Representación esquemática del banco de flujo.

El elemento a caracterizar se conecta al remanso con un tubo de igual diámetro que la sección de salida del elemento. Se coloca otro tubo a la entrada del elemento que descarga a la sala, cuyas condiciones atmosféricas también son, evidentemente, de parada. El banco de flujo puede trabajar en impulsión o en aspiración, cuyo criterio de elección responde al sentido que tiene el flujo de gases en el interior del elemento bajo condiciones normales de funcionamiento en banco motor.

El gasto másico se obtiene con la ayuda de un medidor de flujo, que puede ser una tobera calibrada o un instrumento con sistema de hilo caliente, ubicado en la tubería entre los dos depósitos. Para la regulación del gasto másico se dispone de una válvula electro-neumática situada en la misma tubería que estrangula el paso del aire que atraviesa la instalación.

El rango de gastos máscicos que se pueden experimentar durante el ensayo se encuentra entre 2 y 1200 kg/h, que cubre de sobra los gastos que se tienen en el interior de un motor de 2T de altas prestaciones. Asimismo, las presiones alcanzables en el interior del remanso están en torno a 0.3 bar en el ensayo de aspiración y cercana a los 2 bar en el caso de impulsión. Para la medida de la presión en el remanso se utilizan columnas de líquido, agua o mercurio según el salto de presión a medir.

### 2.2.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones

A continuación se detallan los ensayos realizados en el banco de flujo descrito anteriormente, sobre los distintos elementos que integran el motor de 2T objeto de la presente tesis doctoral.

#### 2.2.2.1. Airbox

El airbox es el dispositivo por el cual entra el aire, desde la atmósfera, hacia el interior del motor. Para medir la pérdida de presión que se produce en el airbox, cuando es atravesado por un determinado gasto máscico, se procede como a continuación se describe. En primer lugar se conectan tanto a la entrada como a la salida del mismo, dos tubos de igual diámetro que las conexiones a la entrada y a la salida de forma que no se produzcan variaciones bruscas de sección en las uniones. La longitud de estos tubos será de, al menos, diez veces su diámetro para permitir un flujo totalmente desarrollado en su interior. A continuación se acopla el tubo conectado a la salida del airbox con el remanso, y todo el conjunto formado por el airbox con los dos tubos se ensaya en aspiración, tal y como se muestra en la figura 2.2.

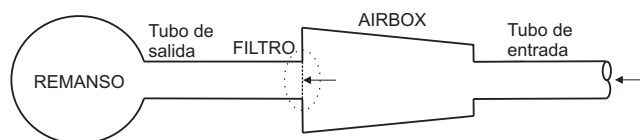


Figura 2.2: Representación esquemática del ensayo del airbox en banco de flujo.

Se observa que en este ensayo, aparte de la pérdida de presión en el airbox, se están considerando también otras que deberán ser tenidas en cuenta cuando en el capítulo 3 se proceda a la simulación de este ensayo para ajustar la pérdida de carga del airbox. Por un lado, habrá de considerarse la fricción en

cada uno de los tubos, así como la pérdida del término cinético a la salida del tubo conectado al remanso. Por otro lado, es necesario caracterizar la pérdida de presión ocasionada en la sección de entrada del tubo que da a la sala de ensayos. Para ello, se realiza otro ensayo en aspiración pero esta vez únicamente con el tubo de entrada conectado al remanso, como se presenta en la figura 2.3.

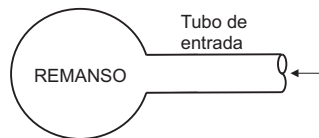


Figura 2.3: Representación esquemática del ensayo del tubo de entrada en banco de flujo.

En la figura 2.4 se muestran los resultados proporcionados por estos dos ensayos y que servirán para posteriormente ajustar la pérdida de carga del modelo 1D. Se ha representado el gasto másico trasegado en función de la diferencia de presiones entre la sala y el remanso.

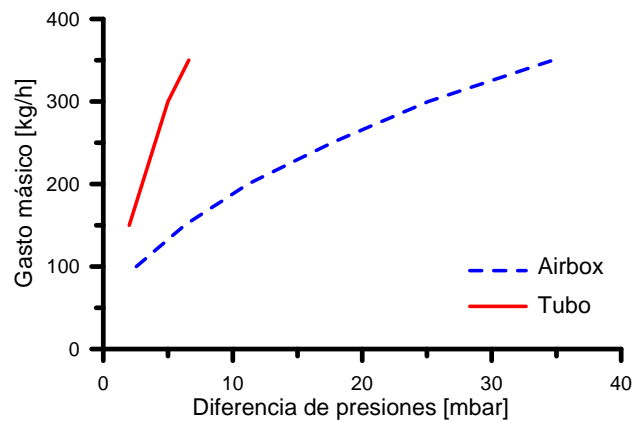


Figura 2.4: Resultados del ensayo del airbox y del tubo en banco de flujo.

#### 2.2.2.2. Sistema de escape

Con la misma metodología detallada anteriormente, se ha caracterizado la pérdida de carga del sistema de escape y el silenciador. A diferencia del caso anterior, este ensayo se ha realizado en impulsión por similitud a la forma

de trabajo de este elemento en el motor. En la figura 2.5 se muestra una representación esquemática de la configuración del ensayo. También se ha efectuado un ensayo en impulsión con el tubo de entrada para determinar la diferencia de presión que experimenta.

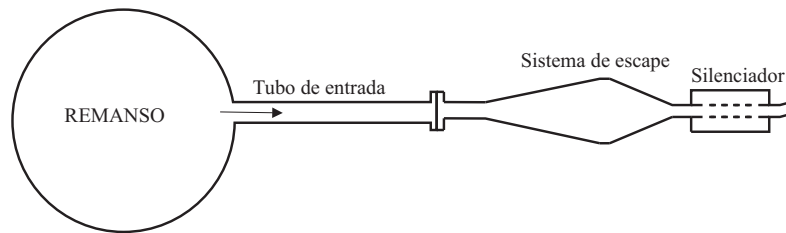


Figura 2.5: Representación esquemática del ensayo del sistema de escape con el silenciador en banco de flujo.

En la figura 2.6 se muestran los resultados proporcionados por estos dos ensayos y que servirán para posteriormente ajustar la pérdida de carga del modelo 1D. Se ha representado el gasto másico trasegado en función de la diferencia de presiones entre la sala y el remanso.

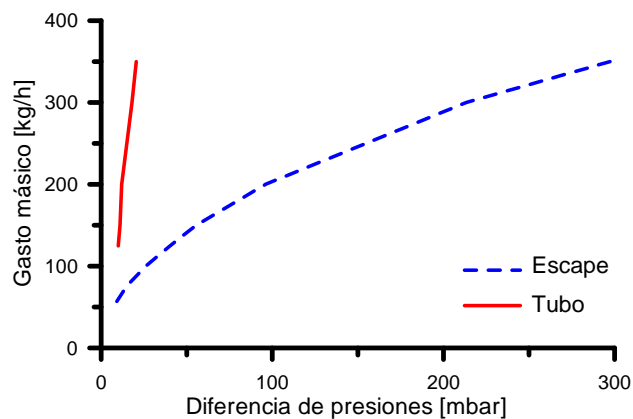


Figura 2.6: Resultados de los ensayos del sistema de escape con el silenciador, y del tubo en banco de flujo.

### 2.2.2.3. Carburador

En el carburador se producen diferentes pérdidas de carga, en función de la posición de la mariposa, con un diámetro de 41.5 mm de apertura máxima que equipa este motor de altas prestaciones.

El ensayo fue realizado en aspiración desde la atmósfera al remanso, que es el sentido del flujo como ocurre en operación. El flujo estacionario fue también medido por medio de un anemómetro de hilo caliente. También se han medido en este ensayo, tanto las temperaturas a la entrada y la salida del elemento, como la presión atmosférica y el salto de presiones entre la atmósfera y el remanso.

Un dispositivo especial fue instalado para controlar la posición del acelerador. El ensayo se ha hecho, con cinco posiciones de apertura: en ralentí, 25 %, 50 %, 75 % y 100 % de recorrido del acelerador. Para cada posición se midieron diferentes saltos de presión con el fin de evaluar la variación del coeficiente de descarga con el gasto trasegado. Con la mariposa cerrada solo fue posible realizar una medida debido a la elevada presión con la que tenía que trabajar el compresor. Las cinco posiciones que se tuvieron en cuenta para hacer el ensayo, se muestran en la figura 2.7.

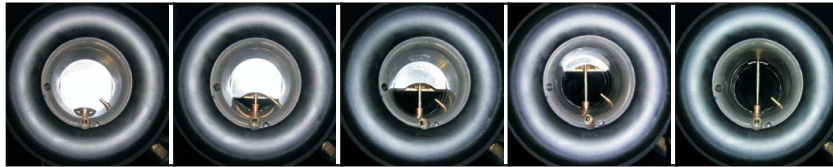


Figura 2.7: Representación esquemática del funcionamiento del carburador. De izquierda a derecha: Ralentí; 25 %; 50 %; 75 % y 100 % de recorrido del acelerador.

Los resultados de pérdida de presión se expresan en este caso en forma de coeficiente de descarga usando las expresiones 3.47 y 3.48 del capítulo 3. Los resultados, en términos de coeficiente de descarga, considerando como sección de referencia la sección geométrica correspondiente a 41.5 mm, se presentan en la figura 2.8. En la gráfica izquierda se representa el coeficiente de descarga para diferentes posiciones del acelerador, expresado en recorrido del cable.

Esta gráfica permite conocer el efecto de la regulación de la carga de aire que entra al motor en función de la posición del cable de acelerador. Lo que permitirá, con vistas al modelado, relacionar la posición del acelerador con el grado de carga del motor. En esta gráfica se puede observar la poca influencia

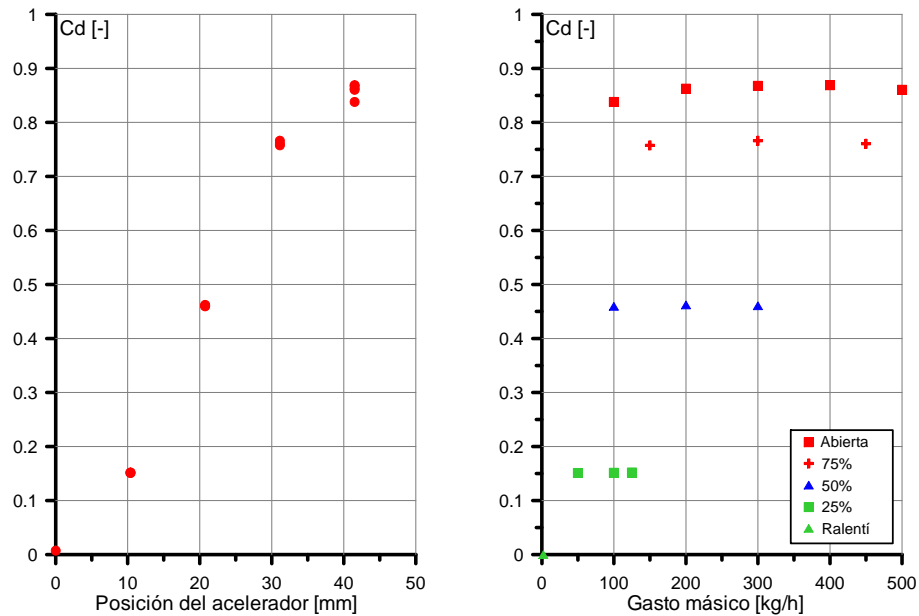


Figura 2.8: Resultados de los ensayos del carburador en banco de flujo en aspiración.

que tiene el gasto sobre el valor del coeficiente de descarga para una posición dada.

En la gráfica derecha de la figura 2.8 se muestran la misma información pero representada frente al gasto másico, lo que permite ver la evolución del coeficiente de descarga, con diferentes magnitudes de flujo, para cada posición del acelerador. En esta gráfica se muestra, como se ha dicho antes, que los coeficientes de descarga se mantienen prácticamente constantes y no depende de la relación de presiones o variación del flujo a la que está sometida. No obstante cabe señalar que la diferencia que se observa a plena carga con valores bajos de flujo, que en la práctica no es común esta condición de funcionamiento, existe una ligera diferencia menor del 3%, en comparación con el valor promedio obtenido.

#### 2.2.2.4. Disco rotativo

En este apartado se caracteriza la pérdida de carga que introduce el disco rotativo en la sección de entrada al cárter. El ensayo se ha llevado a cabo en aspiración, tal y como se muestra en la figura 2.9, con el fin de tener el sentido del flujo como en el funcionamiento del motor.

El disco rotativo está acoplado al cigüeñal, de esta forma es como se controla la apertura y cierre de este sistema. En la carrera ascendente del pistón, el flujo másico que proviene del carburador entra al interior del cárter cuando el disco rotativo empieza a abrir.

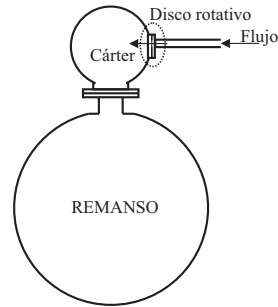


Figura 2.9: Representación esquemática del ensayo del disco rotativo en banco de flujo.

Al igual que en los ensayos anteriores, con el fin de conseguir un flujo totalmente desarrollado antes de llegar al disco rotativo, se ha instalado un tubo de 55 mm de diámetro. Este tubo es ensayado de forma individual para evaluar la pérdida de carga que produce el mismo.

El objetivo es obtener los coeficientes de descarga con los diferentes grados de apertura que experimenta el disco rotativo en función del movimiento rotativo del cigüeñal. Esta información es importante para construir el modelo teórico. En la figura 2.10 se muestra una serie de imágenes que muestran diferentes posiciones del disco rotativo durante un ciclo, de izquierda a derecha y de arriba hacia abajo. Las aperturas correspondientes en términos del ángulo girado por el cigüeñal (con el PMS referenciado en  $0^\circ$ ) son:  $0^\circ$ ,  $38^\circ$ ,  $54^\circ$ ,  $79^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $240^\circ$ ,  $260^\circ$  y  $277^\circ$  respectivamente.

Hasta diecinueve posiciones del disco rotativo fueron ensayadas, y para cada una de ellas diferentes valores del gasto de aire fueron experimentados para obtener tres valores de saltos de presión. En la figura 2.11 se representa en el eje de ordenadas el gasto que atraviesa el disco rotativo, frente al eje de abscisas que es el salto de presiones entre el remanso y la atmósfera. Se muestra una secuencia lógica de los resultados obtenidos al observar que conforme el disco rotativo abre, aumenta el gasto que es capaz de trasegar.

Los resultados en términos de coeficiente de descarga, considerando como sección de referencia el valor de 55 mm, se presentan en la figura 2.12. En esta gráfica aparece representado el coeficiente de descarga, usando las



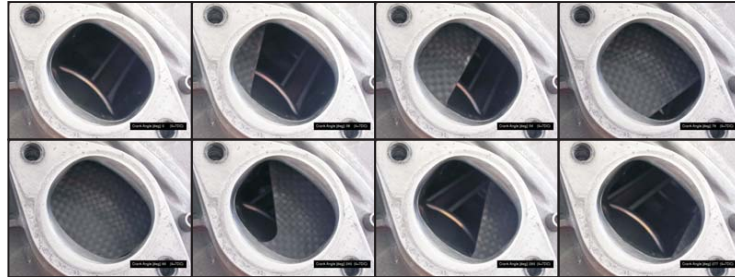


Figura 2.10: Representación de diferentes aperturas del disco rotativo en el motor.

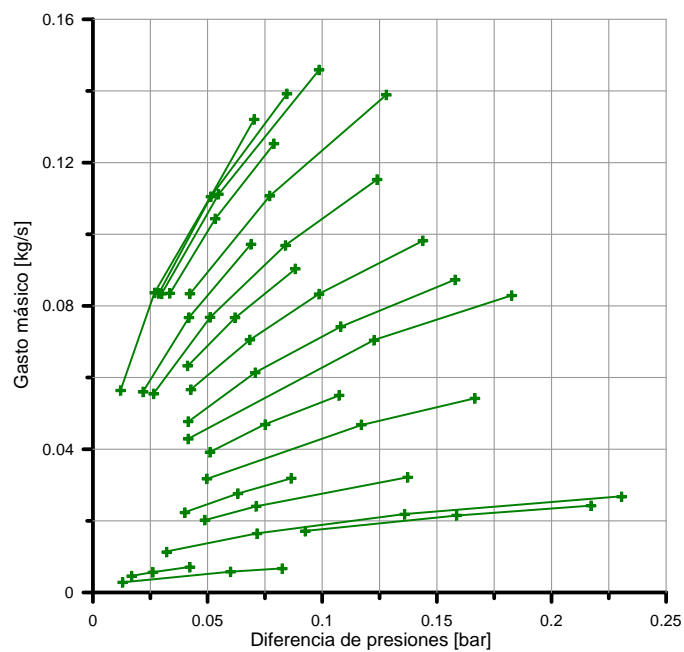


Figura 2.11: Resultados del ensayo, en banco de flujo, del disco rotativo.

expresiones 3.47 y 3.48, frente al ángulo de giro con diferentes posiciones del disco rotativo.

### 2.2.2.5. Lumbreras

El elemento más importante a la hora de caracterizar el comportamiento del motor de dos tiempos, en el banco de flujo, es sin duda el cilindro. Este tipo

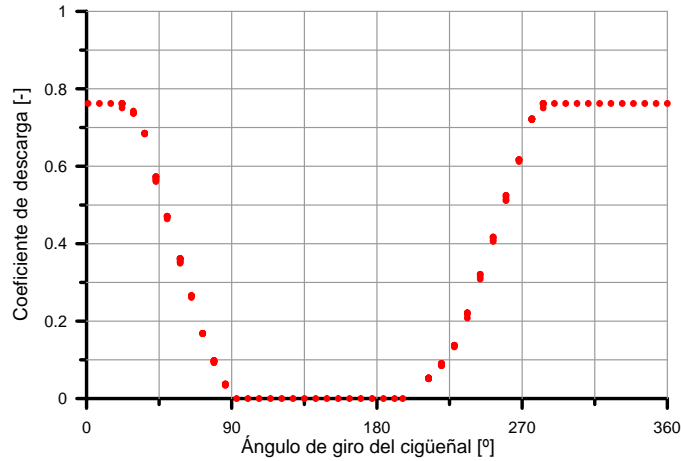


Figura 2.12: Resultados del ensayo del disco rotativo, en banco de flujo, de coeficientes de descarga.

de ensayos ha sido ampliamente utilizado para evaluar y comparar distintas geometrías de lumbreras de forma experimental [3], y no sólo con el objetivo de proporcionar valores de coeficiente de descarga aptos para su uso en modelado por ordenador.

Así pues hay que citar aquí que los ensayos de caracterización de banco de flujo tienen dos objetivos diferentes. El primero, muy importante, es la comparación entre elementos de geometría diferente desde el punto de vista de la pérdida de carga que introduce en el flujo. El segundo, de mayor relevancia respecto al objetivo de la presente tesis, es suministrar datos experimentales de pérdida de carga en las lumbreras, que aparecen en el cilindro del motor en estudio.

La configuración del ensayo de caracterización del cilindro en banco de flujo se presenta en la figura 2.13. El cilindro, en posición vertical y hacia abajo, se ha montado sobre una brida al remanso. El cárter se ha abierto para permitir la entrada y salida de aire por las lumbreras de transferencia. Se ha montado el pistón, también hacia abajo unido a una varilla roscada que permite fijar su posición de forma precisa manipulando dos tuercas. En el extremo de la varilla se ha colocado un micrómetro para determinar la posición exacta del pistón.

Con el fin de determinar los coeficientes de descarga tanto entrantes como salientes del cilindro, los ensayos se han realizado en impulsión y en aspiración, tapando las lumbreras que no se desean caracterizar mediante un molde de

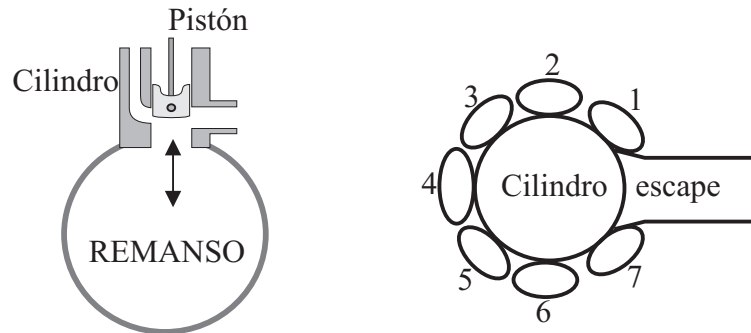


Figura 2.13: Representación esquemática del ensayo de las lumbreras en banco de flujo.

silicona realizado previamente. Es necesaria la determinación del coeficiente de descarga en ambos sentidos por la existencia de reflujos en el cilindro. Un ejemplo de reflujos sucede en la apertura de la lumbrera de transferencia. Por lo general, salvo excepciones, la presión en el cilindro es mayor que la del cárter produciendo un reflujo hacia el mismo.

El coeficiente de descarga se ha determinado en función de la posición del pistón, tomando como área de referencia la sección del pistón y como origen el punto donde la lumbrera está cerrada en el momento previo a su apertura.

En la figura 2.14 se presenta dos gráficas: la primera, donde se muestra los coeficientes de descarga de la lumbrera de escape del ensayo experimentado en impulsión frente a la posición del pistón, y la segunda gráfica que muestra el coeficiente de descarga en función de gasto másico que pasa por las lumbreras. Una vez más, estas gráficas muestran poca variación del coeficiente de descarga, para una determinada posición del pistón con respecto al gasto másico. En la figura 2.15 se muestran de forma similar los resultados obtenidos en aspiración.

Por otra parte, las lumbreras de transferencia, al igual que las de escape, fueron caracterizadas para obtener los coeficientes de descarga de las mismas. De esta forma tomar en cuenta los reflujos que existen comúnmente a la apertura y cierre de la lumbrera de transferencia. El mismo procedimiento usado en el ensayo para determinar los coeficientes de descarga en las lumbreras de escape fue empleado para realizar el ensayo para caracterizar las lumbreras de transferencia. En la figura 2.16 se muestran los resultados obtenidos en banco de flujo para la lumbreras de transferencia en impulsión.

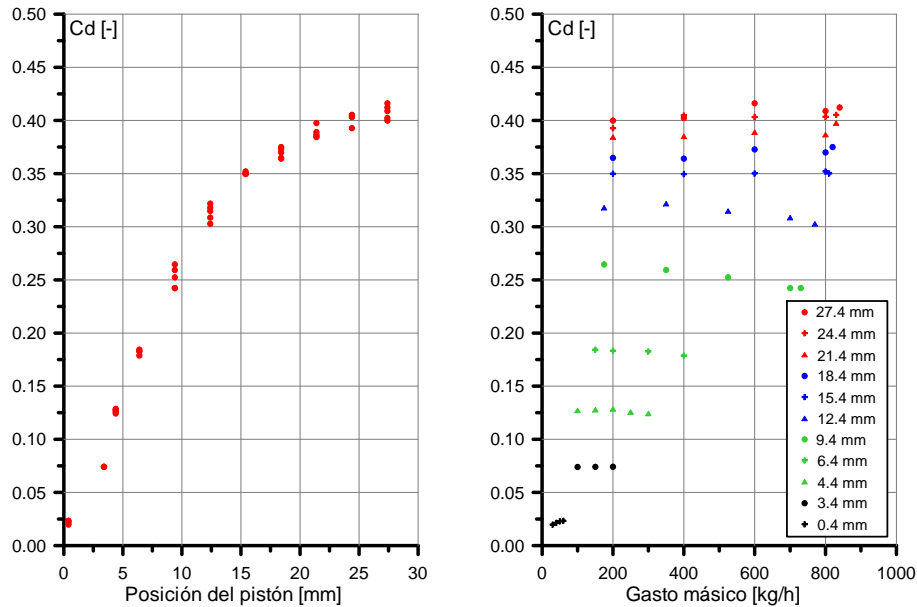


Figura 2.14: Resultados de los ensayos de las lumbreras de escape en banco de flujo en impulsión.

Los resultados del ensayo en aspiración de las lumbreras de transferencia se muestran en la figura 2.17. Cabe destacar a la vista de los resultados experimentales obtenidos, las tendencias prácticamente lineales y constantes que presenta la evolución de los coeficientes de descarga con la posición del pistón y el gasto másico.

### 2.3. Banco de impulsos

Un impulso ideal o una función delta de Dirac es una función de amplitud infinita y de duración nula, que debido a sus propiedades únicas en los dominios tiempo y frecuencia es muy empleada en análisis matemáticos. Tiene la propiedad de tener un espectro en frecuencias completamente plano, es decir, la energía asociada a este impulso está igualmente distribuida a lo largo de todas las frecuencias. Aunque físicamente, un impulso ideal es imposible de realizar, se pueden generar funciones muy próximas que son útiles dentro de un rango de interés. Es decir, que, dependiendo de la técnica a emplear, son adecuadas para realizar mediciones con suficiente precisión. Por lo tanto, es admisible estimar la respuesta de un determinado sistema en todas las

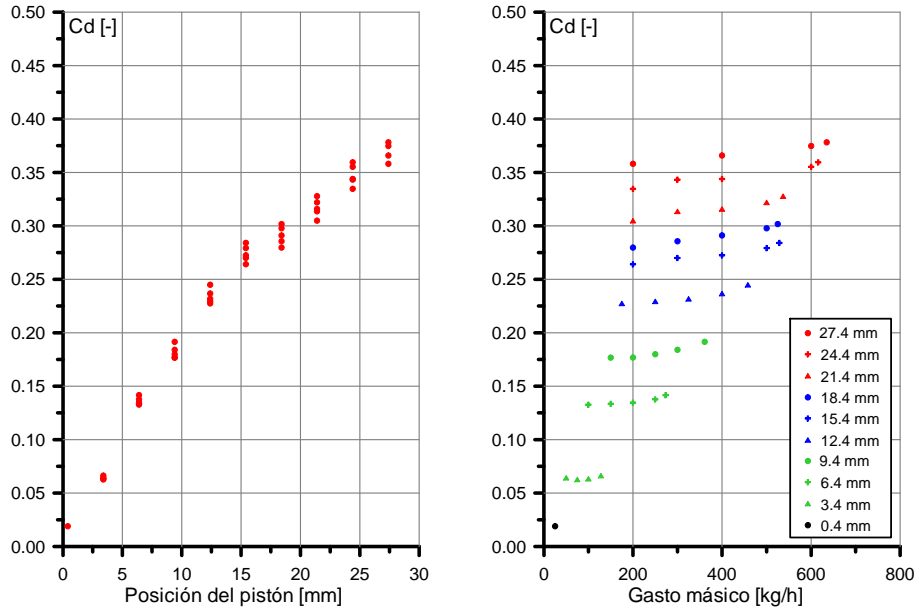


Figura 2.15: Resultados de los ensayos de las lumbreras de escape en banco de flujo en aspiración.

frecuencias, dentro de un rango de interés, excitándolo con un impulso simple en una instalación convenientemente diseñada [4] y que a continuación se describirá de forma resumida.

Aunque para analizar la dinámica de las estructuras, con la técnica del impulso es posible determinar las características del sistema, midiendo las vibraciones ante un impacto, esto no resulta tan evidente en sistemas acústicos, debido a que el movimiento de la partícula o su velocidad son magnitudes extremadamente complicadas de medir. Sin embargo la presión, que es una magnitud física equivalente a las anteriores, se puede medir con suficiente fiabilidad dentro de un amplio rango de frecuencias. Esta magnitud es especialmente fácil de medir dentro de la región de propagación de ondas planas, que es precisamente la que de forma habitual se encuentra, en el interior de sistemas de motores de 2T [5], dentro de las frecuencias típicas de interés.

Así pues, parte del contenido experimental desarrollado en esta tesis que se presenta, ha consistido en la evaluación del comportamiento de los sistemas que integran el motor en un banco de impulsos. suponiendo que el elemento a analizar consta de un tubo entrante y otro saliente, lo cual se cumple estrictamente en los componentes ensayados. Las medidas de la

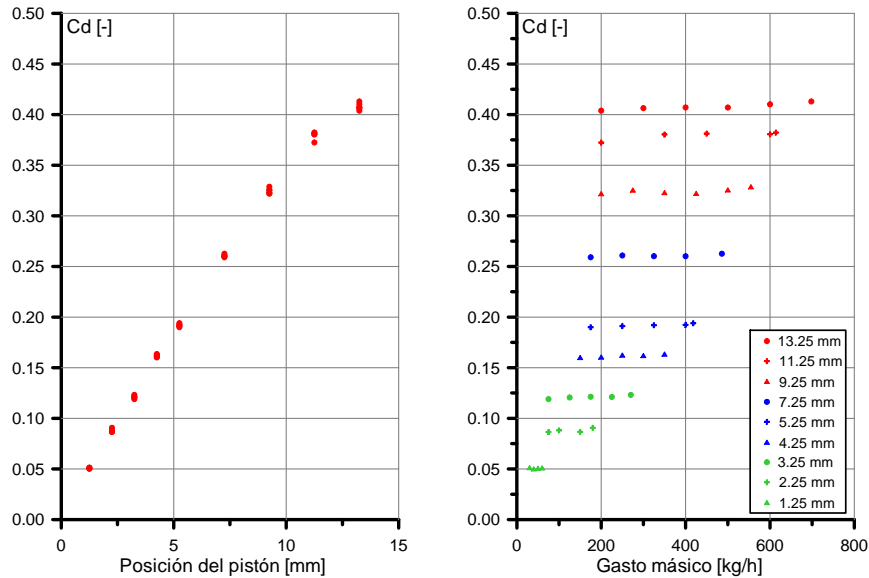


Figura 2.16: Resultados de los ensayos de las lumbreras de transferencia en banco de flujo en impulsión.

presión instantánea en los tubos de entrada y salida del mismo proporcionan información de su respuesta impulsional. A la hora de llevar a la práctica un ensayo de estas características, se pone de manifiesto una circunstancia especialmente particular, derivada de la coincidencia espacial y temporal de la señal que excita el elemento con la respuesta proporcionada por el mismo.

Por un lado, el caso de la medida de la presión instantánea en la sección de salida del elemento no presenta ninguna complicación desde el punto de vista de establecer su sentido físico. En efecto, ésta será la respuesta que transmite el sistema aguas abajo del mismo cuando es excitado por un impulso aguas arriba del mismo. Esta información, en forma de presión instantánea, se denomina onda transmitida, y puede ser utilizada para determinar el coeficiente de transmisión directo [6].

Por otro lado, y es aquí donde se comenta la circunstancia especial antes citada, la medida de la presión instantánea en el conducto entrante al elemento contempla la información tanto del impulso incidente sobre el sistema como la respuesta reflejada por el mismo. Así pues, la señal registrada a la entrada del componente que se analiza resulta de la composición de dos ondas de presión que se propagan con sentidos opuestos. Una de ellas es precisamente el pulso incidente con el que se excita el elemento y que viaja hacia el mismo. La

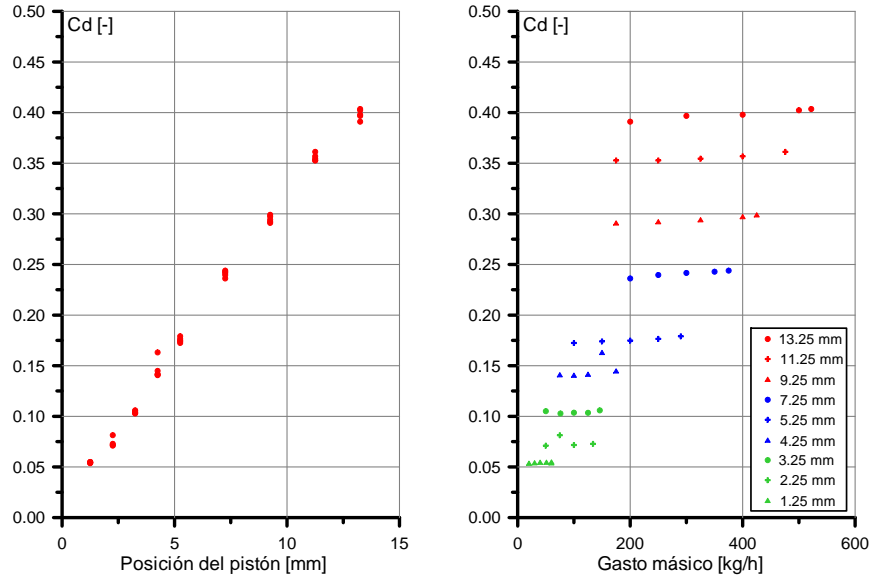


Figura 2.17: Resultados de los ensayos de las lumbreras de transferencia en banco de flujo en aspiración.

otra se denomina la onda reflejada, que se propagará en sentido contrario. La presión instantánea medida se puede descomponer en estas dos componentes, progresiva y regresiva, utilizando la siguiente expresión propuesta por Blair [7]:

$$p^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} = p_t^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} + p_r^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \quad (2.1)$$

### 2.3.1. Descripción de la instalación

En la figura 2.18 se representa esquemáticamente el banco de impulsos. De forma general, la instalación se puede dividir en tres grandes grupos:

1. El sistema de generación de pulsos de presión
2. Los conductos de propagación de las ondas
3. El sistema de adquisición de datos

Para generar el pulso de presión se emplea un depósito con aire comprimido, una electroválvula y un circuito electrónico de control de la

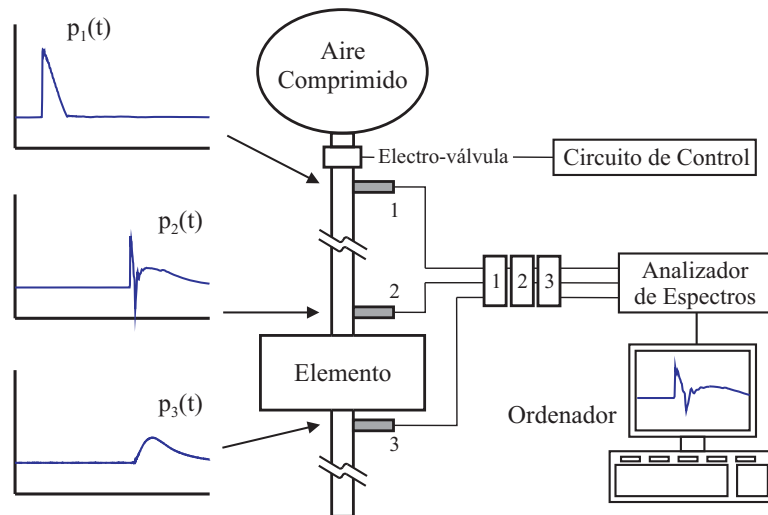


Figura 2.18: Representación esquemática de la instalación de banco de impulsos.

electroválvula, que es accionado manualmente. Los tres transductores de presión, piezoeléctricos por su mayor sensibilidad, designados en la figura como 1, 2 y 3, se instalan respectivamente aguas abajo de la electroválvula y aguas arriba y aguas abajo del elemento a ensayar. Estos transductores registran las señales de presión,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  y  $p_3(t)$ , para ser adquiridas en dominio tiempo mediante un analizador de espectros, que es gobernado por un ordenador. Este ordenador se utiliza también para el almacenamiento y procesado de datos posteriores a la adquisición. Los tubos de propagación empleados son de una longitud suficiente para evitar el solape entre las ondas de ida y retorno en los puntos de medida.

El pulso de presión es generado por la apertura y cierre repentinos de la electroválvula situada en la salida del depósito con aire a alta presión. Esta presión se mantiene constante instalando un manoreductor entre la red de aire comprimido y el depósito. La apertura de la electroválvula está determinada por el tiempo de excitación del solenoide incluido en ésta, el cual se controla desde un circuito electrónico que produce una señal eléctrica de muy corta duración. El sistema generador de pulsos permite contar con una amplia gama de perfiles de pulsos de presión, ya que ajustando el nivel de presión de aire en el depósito es posible regular el nivel de la amplitud de la onda de presión y ajustando el tiempo de apertura de la electroválvula se permite regular la duración temporal de la onda.



Por tanto, el principio de funcionamiento del ensayo consiste en generar un pulso de presión en el conducto unido al depósito a presión mediante la apertura y cierre rápidos de la electroválvula. Este pulso de presión,  $p_1(t)$ , se propaga por el conducto hasta que llega al elemento a caracterizar. Se denomina onda incidente,  $p_i(t)$ , al pulso de presión que llega al elemento, que no coincide con el pulso de presión  $p_1(t)$  debido a la pérdida de energía por rozamiento con la pared del tubo de propagación.

Parte de la onda de presión incidente se refleja y vuelve hacia el depósito, originando la onda reflejada,  $p_r(t)$ , y parte se transmite hacia el conducto situado a la salida del elemento, originando la onda transmitida,  $p_t(t)$ . La composición de las ondas que viajan en un sentido y en otro, incidente y reflejada, a la entrada del elemento, es evidentemente la presión,  $p_2(t)$ , medida por el captador situado a la entrada del elemento. Por otro lado, la onda transmitida,  $p_t(t)$ , coincide precisamente con la presión,  $p_3(t)$ , medida por el captador ubicado aguas abajo del elemento.

Se discute a continuación la forma de obtener las ondas incidente y reflejada a partir de la medida de presión aguas arriba del elemento. La solución es relativamente sencilla, pues consiste en realizar otro ensayo en el que, en lugar del elemento que se pretende caracterizar, se coloca otro tubo de propagación de idéntico diámetro que el de entrada a modo de extremo anecoico. De esta forma, si se excita el tubo con un pulso de presión,  $p_1(t)$ , tan similar como sea posible al pulso originado en el ensayo con el elemento, entonces la presión,  $p_2(t)$ , medida ahora por el captador 2 será precisamente la onda incidente,  $p_i(t)$ , que se pretendía obtener. La onda reflejada,  $p_r(t)$ , se obtiene despejando convenientemente en la expresión 2.1.

Es necesario comentar, para finalizar con este apartado, que como es físicamente imposible obtener dos pulsos de presión,  $p_1(t)$ , idénticos en los ensayos con y sin elemento, estos ensayos se repiten un número determinado de ocasiones y se usan para el análisis la pareja de ensayos cuyos pulsos iniciales,  $p_1(t)$ , sean lo más parecidos posible.

### 2.3.2. Aplicación a elementos de los motores de 2T de altas prestaciones

La caracterización dinámica de los elementos que integran un motor de dos tiempos de altas prestaciones es de gran importancia para construir el modelo unidimensional. Este ensayo se empleará para caracterizar la respuesta dinámica del sistema de escape y airbox, por medio de las ondas incidente, reflejada y transmitida, y además provee de información del factor de fricción

del elemento a modelar por medio de hipótesis unidimensionales. De esta forma se ha trasladado el comportamiento dinámico del elemento físico, con su geometría tridimensional, para posteriormente reproducirla con el respectivo modelo unidimensional.

Aplicando esta metodología se puede ver, de antemano, la sensibilidad de los efectos tridimensionales de los elementos que conforman al motor. Esta sensibilidad varía en función del elemento que se desea caracterizar; en particular con el comportamiento del flujo en el interior del elemento, en este caso el sistema de escape y el airbox.

### 2.3.2.1. Sistema de escape

Con el fin de disponer de información relevante acerca de la aerodinámica interna del sistema de escape, se ha procedido a realizar un ensayo de éste en el banco de impulsos. Los resultados obtenidos se presentan en la figura 2.19. En esta figura, se ha denotado con líneas continuas las presiones medidas con los captadores colocados a la salida del depósito o remanso, a la entrada del escape y a la salida del escape. A su vez, a la entrada del sistema de escape se presenta también en trazos discontinuos la descomposición de ondas incidente y reflejada.

El pulso generado en el depósito, marcado en la figura con #1, viaja por el conducto hasta que llega a la entrada del escape. A este punto el pulso llega con menor amplitud, como se observa en la onda incidente a trazos discontinuos, debido al rozamiento existente a lo largo del tubo. Este pulso se refleja en #2 como un pulso de rarefacción y luego como uno de sobrepresión, y viaja de vuelta al depósito, donde llega en el pulso #4. Este último se refleja en la válvula ya cerrada y vuelve hacia el escape y así sucesivamente en #5 y #6. Por otra parte, la onda incidente #2 se transmite a través del escape hacia el conducto a la salida #3. Dicho pulso transmitido viaja por el conducto de propagación y se refleja en el extremo abierto del conducto. Este pulso de rarefacción llega en #7 propagándose en el interior del sistema de escape y se manifiesta en #5 como lo indica el señalamiento con la línea discontinua. De igual forma, como se explicó previamente, se propagan los pulsos de presión en #8 y #9.

La información obtenida caracteriza el comportamiento del escape desde el punto de vista de la reflexión y de la transmisión de ondas. En la figura 2.20 se muestra en detalle las ondas incidente, reflejada y transmitida. Así, la onda de presión reflejada caracteriza el efecto del cono y contracono del escape. El primer pico de rarefacción se corresponde con el efecto que produce el tramo

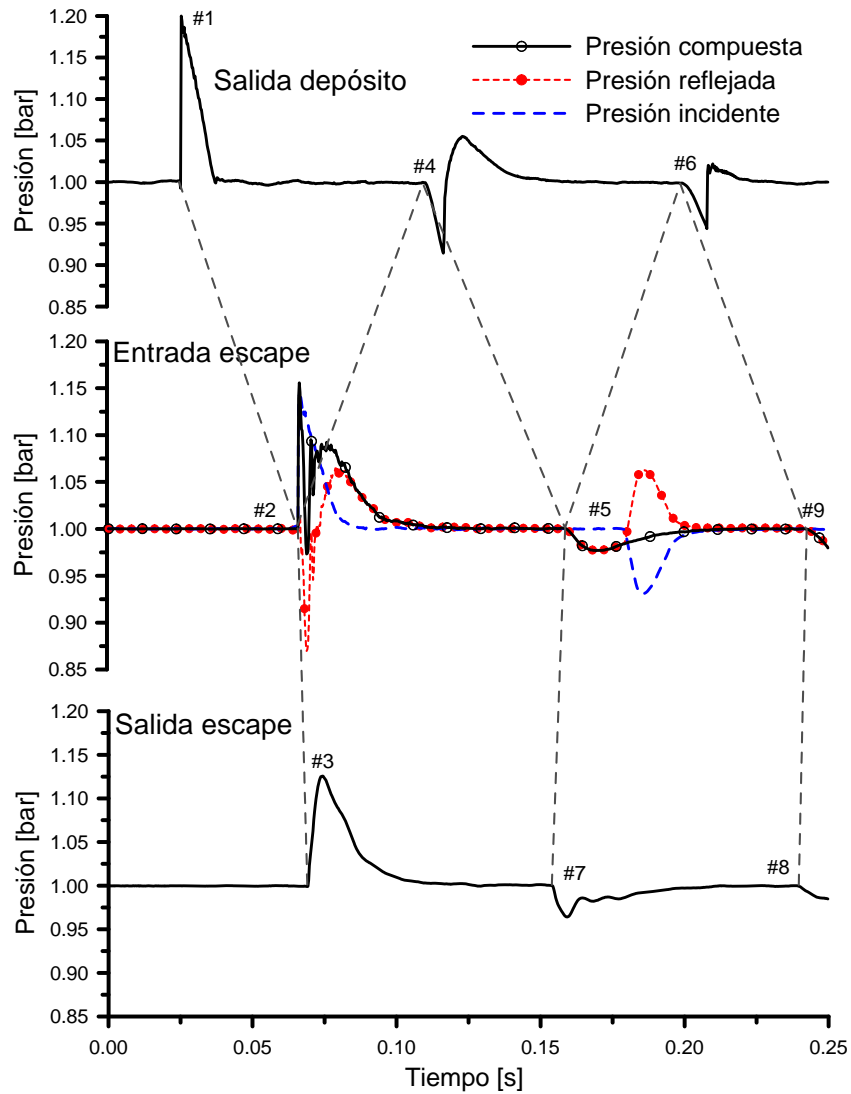


Figura 2.19: Análisis del ensayo de caracterización del sistema de escape en banco de impulsos.

cónico divergente que se encuentra en la primera parte del sistema de escape. Esta onda de rarefacción tiene una duración de 8 milisegundos. Más tarde vendrá la onda de sobrepresión (efecto contracono) que genera el tramo cónico convergente de la segunda parte del escape durante casi 40 milisegundos. La onda de presión transmitida contiene una información valiosa para el estudio

del tubo de escape y del silenciador. En relación al estudio del ruido emitido por el motor queda fuera del alcance de los objetivos planteados en el presente trabajo.

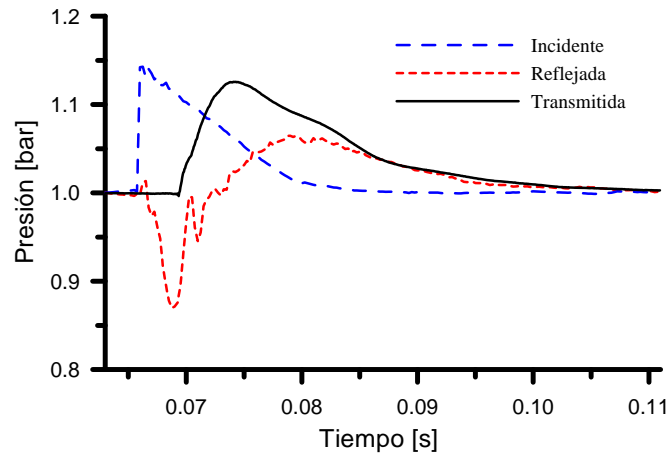


Figura 2.20: Descomposición de ondas en el ensayo de caracterización del sistema de escape.

### 2.3.2.2. Airbox

La metodología empleada para la caracterización dinámica del sistema de escape, se ha usado con el airbox en el banco de impulsos con algunas diferencias. Debido a que los fenómenos ondulatorios que ocurrirán en el airbox provienen de su interacción con el cárter, interesa conocer el comportamiento fluidodinámico a la salida del mismo. Por ello se procede a excitar el airbox a través de la sección de salida a la que se conecta el tubo de propagación por el que viaja el pulso incidente. La representación esquemática del ensayo se muestra en la figura 2.21, donde se observa en este caso que el tubo de propagación en la sección de entrada del airbox (donde se debiera registrar la presión transmitida  $p_3(t)$ ) no fue acoplado por las razones que se detallan a continuación. Puesto que el volumen del airbox es considerable, la presión en el interior del mismo permanece constante a lo largo del ensayo y, por tanto, la reflexión en la sección conectada con la atmósfera no influye en la señal compuesta,  $p_2(t)$ , medida en la sección cercana al cárter. Un análisis de esta fenomenología se explica con mayor detalle en el capítulo 3. Además, puesto que el análisis del ruido emitido por el sistema de admisión del motor excede

el objetivo de la presente tesis, no resulta necesaria la medida de la presión transmitida,  $p_3(t)$ .

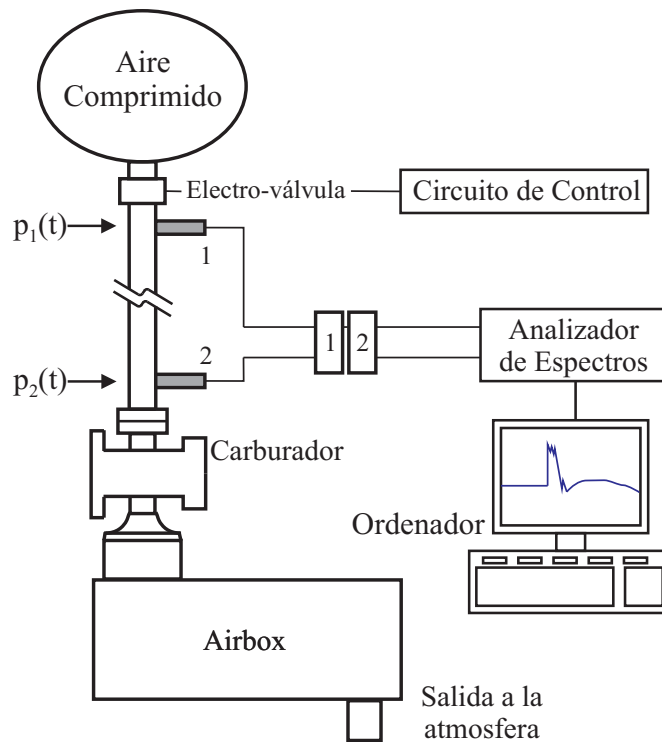


Figura 2.21: Representación esquemática del ensayo de caracterización del airbox en banco de impulsos.

En la figura 2.22 se muestran las ondas incidente, reflejada y compuesta, registrada en banco de impulsos. Así, la onda de presión reflejada contiene información que permite analizar el efecto que imprime la geometría del airbox. La onda de rarefacción corresponde con la reflexión en el volumen que existe en el airbox. Este pulso de rarefacción tiene una duración de 17.5 milisegundos. Esto nos indica el buen comportamiento dinámico de este elemento, ya que favorece el suministro de aire hacia el carburador.

Posteriormente, en el capítulo 3 se muestra una comparación de la información registrada de forma experimental en banco de impulsos frente a los resultados obtenidos al modelar este elemento con el modelo de acción de ondas.

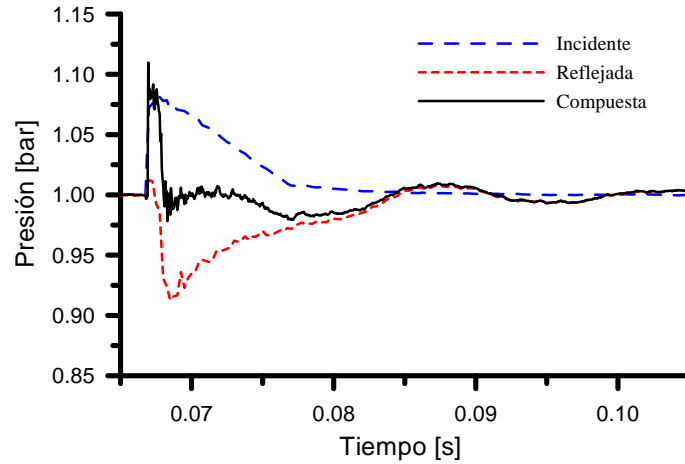


Figura 2.22: Descomposición de las ondas en el ensayo de caracterización del airbox.

## 2.4. Banco motor

Asumiendo el criterio de clasificación de ensayos definido en la introducción del presente capítulo, en el banco motor, se han llevado a cabo ensayos de caracterización y también de validación. Los primeros ensayos se realizan, en primer lugar, para la determinación de las leyes de liberación de calor. Una metodología para la caracterización de la combustión es presentada en el apartado 4.3. En segundo lugar, por otra parte para ajustar el modelo de transmisión de calor usado en el sistema de escape, como se muestra más adelante en la sección 5.5. El segundo criterio de ensayo, servirá para la verificación de los resultados teóricos. En esta parte cabe poner de manifiesto que el banco motor es la instalación de validación por excelencia, ya que a partir de resultados experimentales se comprobará la capacidad del modelo unidimensional para reproducir los procesos termofluidodinámicos que tienen lugar en el interior de un motor de dos tiempos de competición bajo condiciones reales de funcionamiento.

La realización de ensayos con un motor de combustión interna alternativo de estas características requiere el empleo de instalaciones relativamente complejas, debido al gran número de parámetros controlados y medidos. La instrumentación en banco motor debe tener precisión en todos los ensayos, antes de realizar la medición formal. En esta sección se describirá brevemente la instalación que ha sido puesta a punto y se indicarán algunos comentarios relacionados con la medida de la presión en cámara, en el sistema de escape y

en el cárter. Además se mostrarán resultados medidos en el banco de pruebas motor que serán objeto de uso en los capítulos 4 y 5 para el análisis en detalle de los procesos termofluidodinámicos.

### 2.4.1. Descripción de la instalación

Esta instalación, cuya representación esquemática se muestra en la figura 2.23, se podría agrupar en siete sistemas distintos, cada uno de ellos con una función definida, con el objetivo de realizar ensayos fiables y repetitivos. Estos sistemas son:

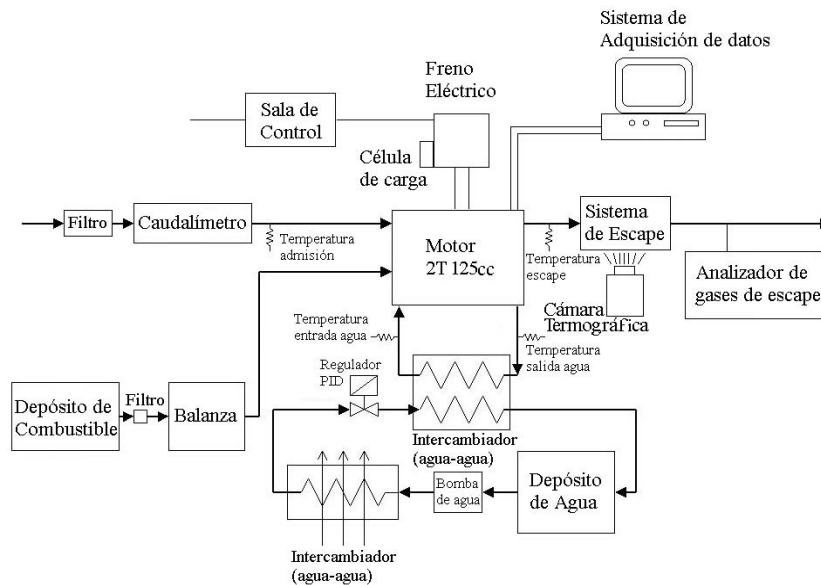


Figura 2.23: Representación esquemática de los sistemas que integran el banco motor.

**Sistema motor.** El motor de 2T de 125 cc de altas prestaciones, cuyas características principales se mostraron en la tabla 1.1, se ha instalado en la bancada incluyendo la transmisión.

**Sistema de regulación del motor.** Desde la sala de control se regula la posición del acelerador, con la ayuda de un actuador, y el régimen de giro, mediante un freno eléctrico basado en corrientes de Foucault, con una capacidad de hasta 175 kW.

**Sistema de control de temperatura del agua.** El motor, instalado en la motocicleta, tiene su propio sistema de refrigeración por agua. El agua se enfría cediendo calor al aire que atraviesa, a la velocidad que circula el vehículo, por medio de un intercambiador de calor agua-aire. En el banco de ensayos, puesto que el motor no se traslada a ninguna velocidad, para tomar en cuenta este efecto es necesario rediseñar el intercambiador original del vehículo, y convenientemente se ha sustituido por uno agua-agua, como se desprende de la figura 2.23. Además, se controla la temperatura del agua a la salida del motor con un regulador PID. En este motor el salto de temperatura del agua de refrigeración, registrado experimentalmente, en la entrada del motor frente a la salida del mismo es de 3 °C. La temperatura registrada a la entrada del motor a 9500 rpm fue de 41.8 °C, a 11500 rpm de 43 °C, y a 13500 rpm de 47 °C.

**Sistema de instrumentación.** Los parámetros básicos que deben registrarse durante el ensayo en banco, de un motor de combustión interna alternativo en estudio son: par, régimen de giro, consumo de combustible, gasto de aire, temperatura del fluido refrigerante, las condiciones ambientales de la prueba y, eventualmente, las emisiones contaminantes de los gases de escape. En el caso concreto de los ensayos dirigidos a investigar la termofluidodinámica interna de los gases, es necesaria, además, la utilización de sensores de presión y temperatura que faciliten información de lo que ocurre en el interior del motor. En este caso, se han instalado los siguientes captadores:

- Columnas de agua para la medida de la presión media aguas arriba del airbox del motor.
- Termómetro para monitorear y registrar la temperatura de la sala de ensayo.
- Captadores de presión piezoresistivos para la medida de la presión instantánea en el airbox, cárter, y en el sistema de escape.
- Captadores de presión piezoeléctricos para la medida de la presión instantánea en el cilindro y en el sistema de escape.
- Cámara termográfica para la medida de la temperatura y la distribución de esta en la pared del sistema de escape. Fue posicionada a dos metros de distancia. En la figura 2.24 se muestra la distribución de la temperatura a diferentes regímenes de giro.
- Termopares apropiados para registrar la temperatura del gas en el interior del airbox y del sistema de escape. También fue registrada la temperatura de la pared del sistema de escape en diferentes partes.



Las variables registradas se han obtenido mediante ensayos a plena carga. Con diferentes regímenes de giro que se han obtenido de forma sincronizada con una frecuencia equivalente a 0.5 grados de ángulo del cigüeñal, 100 ciclos efectivos fueron registrados dando un total de 72000 datos grabados para cada condición de funcionamiento. Antes de realizar la medición formal, se observó que los datos tuvieran repetitividad.

Para la adquisición y control de datos se ha optado por un sistema PUMA 5 COMPACT de la firma AVL. Este sistema permite realizar la adquisición y control de datos de una forma totalmente automatizada. El PUMA 5 actúa de forma paralela con la cadena de medición YOKOGAWA DL716. Con esta cadena, es con la que se han registrado las evoluciones instantáneas de presión en los sistemas de admisión, cilindro y escape.

La señal que registran los captadores de presión va a un acondicionador de señal Kistler tipo 4603A. Una vez acondicionada la señal es enviada al sistema de adquisición de datos o cadena de medida donde esta la convierte en una señal digital, que podrá procesarse en el ordenador.

**Sistema de medida del combustible.** Con el fin de conocer de forma exacta el consumo másico de combustible entrante al motor, se ha instalado un sistema de medida por medio de una balanza gravimétrica.

**Sistema de medida del aire.** Este sistema está formado por el filtro de aire, el medidor de gasto másico y el airbox que forma parte del motor, pero a la vez forma parte de este sistema como depósito de remanso, para atenuar el efecto del sistema de medida al funcionamiento del motor. El motor está equipado con todos sus sistemas, que se describirán en mayor detalle en la sección 3.5. De esta forma, un sistema adicional fue incorporado al sistema de admisión para poder medir el gasto másico de aire entrante al motor. En la figura 2.25 se representa de forma esquemática la instalación. Se observa que el aire, antes de llegar al sistema de admisión del motor, atraviesa los siguientes elementos:

- *Filtro de aire.* Es necesario para proteger de partículas no deseadas, que existen en el medio ambiente, a la instrumentación de medida del gasto másico.
- *Medidor del gasto másico.* Este elemento, mediante un sistema de hilo caliente, se encarga de registrar el gasto másico de aire entrante al motor.

- *Airbox*. El airbox forma parte del motor, este elemento tiene un volumen suficiente para que el sistema de medida del gasto de aire no afecte al comportamiento de las ondas aguas abajo del mismo.

**Sistema de adquisición de datos.** Los parámetros medidos durante los ensayos son registrados, acondicionados y enviados a un ordenador para su almacenamiento y posterior tratamiento.

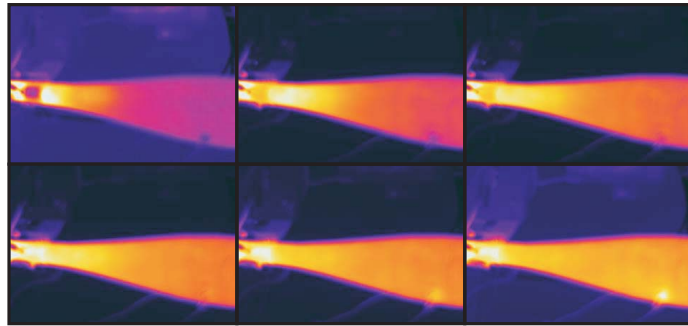


Figura 2.24: Distribución de la temperatura en la pared exterior del sistema de escape registrada con una cámara termográfica.

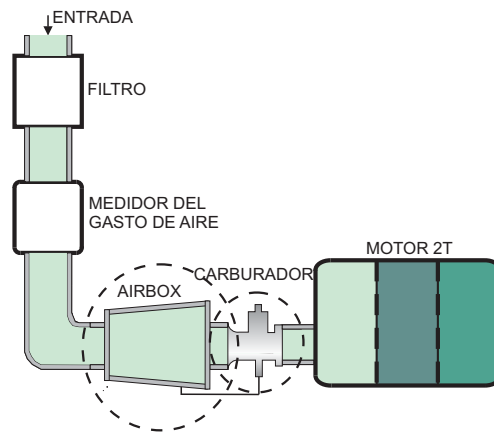


Figura 2.25: Representación esquemática del sistema de medida de el gasto de aire en banco motor.

### 2.4.2. Medida de presión en el sistema de escape

El sistema de escape en motores de dos tiempos es muy importante debido a que un sistema de escape optimizado para una condición de operación específica contribuye a mejorar hasta un 30 % la potencia del motor. Se ha registrado la presión instantánea en el interior del sistema de escape con el fin de conocer el comportamiento del flujo en condiciones de funcionamiento reales. La señal de presión instantánea en el interior de conductos es una variable termodinámica que se registra con captadores piezoeléctricos o piezoresistivos y que se obtienen experimentalmente con muy buena precisión. La señal de escape registrada en el ensayo es el resultado de un tren de ondas que se origina a partir del pulso creado en la apertura del escape. Este pulso, al viajar a lo largo del sistema de escape, produce reflexiones que configurarán la evolución temporal de la presión a lo largo de la geometría del sistema de escape. Por otra parte, como los pulsos de presión viajan a la velocidad local del sonido, y esta a su vez depende de la temperatura, la señal de presión registrada tiene información de la transmisión de calor en el sistema de escape.

La geometría del sistema de escape modifica significativamente el funcionamiento del motor. Por una parte, el cono de este elemento ayuda al barrido de los gases quemados que hay en el interior del cilindro. Por otra parte, la forma geométrica del contracono contribuye a reintroducir la masa que se ha cortocircuitado y, por ende, mejora el rendimiento de la retención mediante el pulso que proviene del cono convergente.

Puesto que uno de los objetivos de la presente tesis es evaluar el potencial del modelo 1D para predecir el comportamiento de un motor de 2T de altas prestaciones, sería interesante someter al cilindro del motor bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Esto puede conseguirse variando el régimen de giro del motor y también, con el fin de tener más diversidad de situaciones a ensayar, se procederá a experimentar con cinco sistemas de escape. De esta forma se consigue obtener una base de datos experimental significativa para caracterizar el proceso de combustión. Una metodología más detallada para lograr este objetivo, se explicará en las secciones 2.4.3 y 4.3.

Una representación esquemática de los sistemas de escape motor se muestran en la figura 2.26, donde son detallados los datos básicos de geometría. El escape ES#1 se usará para desarrollar las correlaciones para la combustión en el capítulo 4. Las modificaciones geométricas experimentadas con este sistema de escape se ha hecho, añadiendo diferentes conductos de sección constante, de igual diámetro que se tiene en la salida de el cilindro y en la entrada del sistema de escape motor.

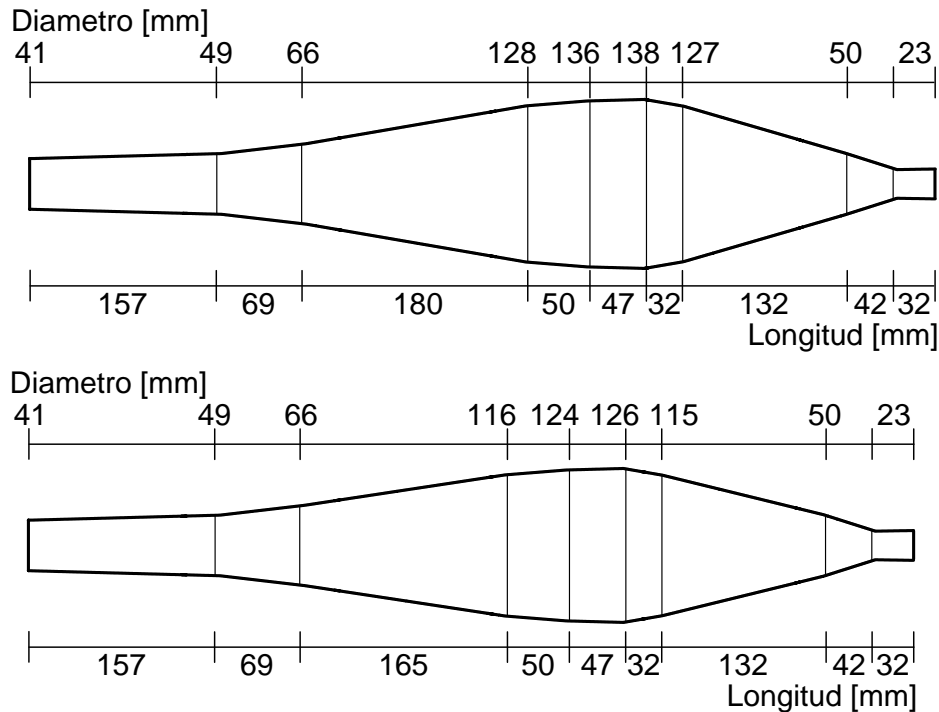


Figura 2.26: Representación esquemática de los sistemas de escape. ES#5: arriba, ES#1: abajo.

De esta forma un total de cuatro tubos de escape han sido ensayados. Estas configuraciones son: (i) ES#1: Escape motor; (ii) ES#2: Escape motor más la adición de un conducto de 35 mm; (iii) ES#3: Escape motor más la adición de un conducto de 65 mm; (iv) ES#4: Escape motor más la adición de un conducto de 100 mm.

Por otra parte, el escape ES#5 que se muestra en la figura 2.26 se usará por una parte para analizar los fenómenos ondulatorios en el interior del sistema de escape en el capítulo 5, y además, se usará para validar las correlaciones desarrolladas en el capítulo 4. Las diferencias obtenidas al usar diferentes sistemas de escapes en el banco motor se muestran en la figura 2.27, donde se observa el diferente comportamiento del motor a través de la variación del gasto másico de aire que trasiega el motor.

El sistema de escape configura el rango experimentado de regímenes de giro debido a incompatibilidades en el proceso de combustión con las condiciones en el interior del cilindro en el momento que cierra la lumbrera de escape y que

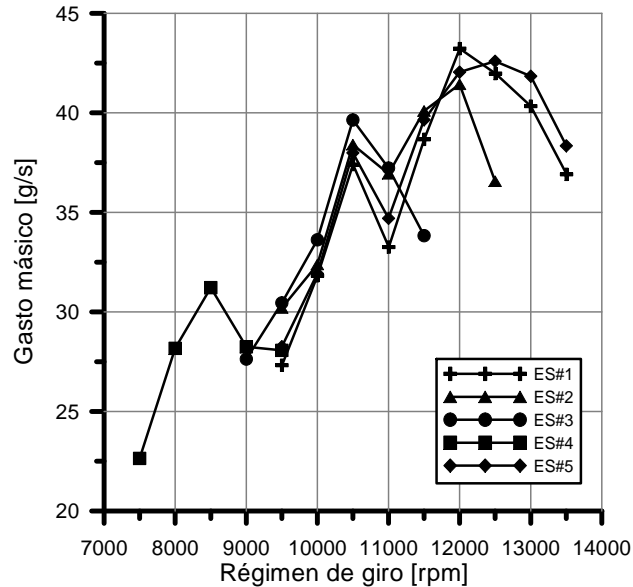


Figura 2.27: Gasto másico medido usando diferentes configuraciones geométricas de escape.

dependen, como ya se ha indicado, de la geometría del escape. No obstante, existen regímenes de giro que se solapan y, de hecho, ha sido esta circunstancia la que ha controlado el tamaño del tubo adicional al modificar el sistema de escape.

Por otra parte la elección de medir la presión en el sistema de escape con un transductor piezoeléctrico, con la consiguiente pérdida de información del nivel medio, responde a una problemática que surge al medir la presión instantánea en condiciones de flujo pulsante y caliente. En estas condiciones el captador piezoresistivo, pese a que tiene su propio sistema de refrigeración, no es suficiente puesto que la existencia de gradientes térmicos en la membrana del captador introduce errores en la medida, detectados debido a que éstas no son repetitivas [5, 8]. Una posible solución consiste en incorporar un segundo refrigerador. Esto se usa de forma sistemática en colectores de escape en motores de cuatro tiempos. En motores de dos tiempos es desaconsejable pues la adición de este segundo refrigerador modifica fuertemente la señal de presión que se desea medir [5]. En el caso de captadores de presión piezoeléctricos, no es necesario el uso de este refrigerador y el captador puede colocarse a ras de tubo, y se puede determinar la presión en el punto de contacto directamente con el gas sin que origine incertidumbres durante el proceso de

medida. Finalmente el sistema de escape motor ES#5 fue instrumentado, a lo largo de este, con cuatro captadores. Estas distancias, desde la salida de la lumbrera de escape, son: 64 mm; 200 mm; 349 mm; y 471 mm. De esta forma se monitorea el comportamiento interno del flujo. En el capítulo 5 se hará un análisis de la transmisión de calor por medio del modelo de calculo unidimensional con asistencia experimental siguiendo esta filosofía.

### 2.4.3. Presión en el cilindro. Dispersión cíclica

Se describe en este apartado la medida de la presión instantánea en el interior del cilindro, debido a que su conocimiento es de vital importancia para analizar el comportamiento de un motor y, sobre todo, en el caso de que éste sea de dos tiempos y de pequeña cilindrada. La enorme influencia que tienen los sistemas de admisión y de escape, en lo referente a combustible cortocircuitado y cantidad de masa atrapada en el cilindro, sugiere el registro de la presión instantánea en el cilindro para analizar la evolución tanto del proceso de barrido como del proceso de combustión.

Para registrar esta singular señal se ha colocado un transductor de presión piezoeléctrico en la culata. Además, un codificador angular con un pulso de referencia y 720 pulsos por revolución fue conectado directamente al eje del cigüeñal para garantizar la correlación angular [9].

Una circunstancia muy importante del proceso de combustión de los motores de encendido provocado, y que se detecta en el diagrama indicador del motor, es la aparición del fenómeno de dispersión cíclica, es decir, las variaciones que sufre este diagrama en los sucesivos ciclos. En la figura 2.28 se pone de manifiesto este fenómeno con medidas llevadas a cabo en el motor en estudio. Una consecuencia inmediata es la lógica reducción en las prestaciones del motor, potencia y rendimiento, y el aumento sobre las emisiones contaminantes. Siendo uno de los principales obstáculos a partir de 12000 rpm donde la dispersión cíclica aumenta de forma importante.

También se observa en la figura 2.28 que la dispersión cíclica de la presión del cilindro, se presenta cuando esta es máxima. No obstante, es necesario indicar que, pese a que haya una dispersión cíclica importante en el cilindro, esta no se traslada a las señales medida en el sistema de escape y en el cárter tal y como se muestra en la figura.

Las causas de la dispersión cíclica han sido analizadas en motores de encendido provocado de cuatro tiempos y de dos tiempos [10, 11], listándose en la tabla 2.1 los fenómenos que contribuyen de manera significativa [12]. Cada fenómeno, como se indica, afecta principalmente en fases diferentes del

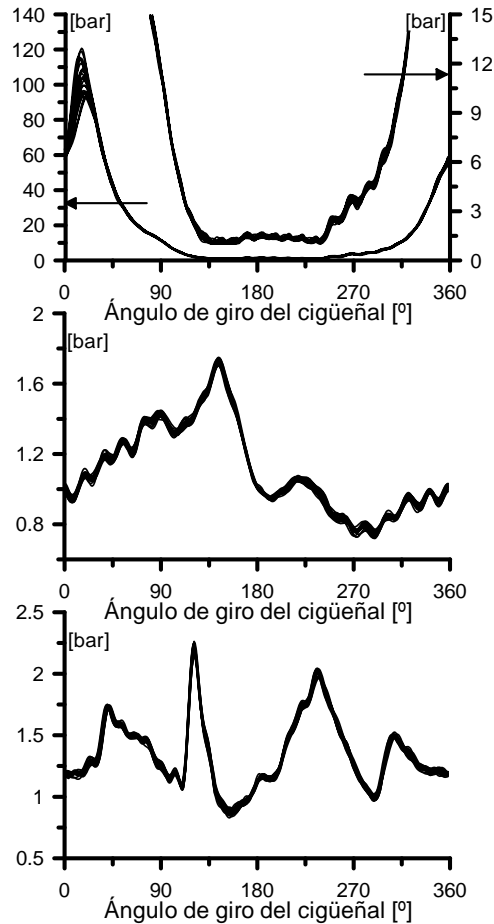


Figura 2.28: *Dispersión cíclica (acelerador abierto a 12500 rpm: interior del cilindro: arriba, cárter: en medio, escape: abajo).*

proceso de combustión: desarrollo del frente de llama, su propagación o su extinción.

Existe en la literatura una vasta gama de estudios acerca de la dispersión cíclica en motores de dos y cuatro tiempos bajo diversas condiciones de funcionamiento [10, 13–16]. De forma resumida, estos estudios se centran fundamentalmente en investigar el proceso de combustión desde dos puntos de vista diferentes. El primero de ellos, desde una base principalmente teórica, consiste en determinar las causas del fenómeno, empleando técnicas de visualización del frente de llama durante su origen y desarrollo. Persiguen, a

Tabla 2.1: Causas de la dispersión cíclica en motores de encendido provocado (Fuente: Heywood [12]).

<b>Causa:</b>	<b>Afecta en<sup>†</sup>:</b>
Energía de la chispa	1
Movimiento del núcleo de llama	1 y 3
Pérdidas de calor desde el núcleo hacia la bujía	1
Turbulencia local en las proximidades de la bujía	1
Composición de la mezcla en las proximidades de la bujía	1
Composición global de la mezcla en el cilindro	2 y 3
Turbulencia media en la cámara de combustión	2 y 3
Características del flujo en el interior del cilindro	3
Interacción del frente de llama con la cámara de combustión	3

<sup>†</sup> 1: fase previa al desarrollo del frente de llama  
 2: propagación del frente de llama  
 3: fase final del proceso de combustión

su vez, contemplar el modelado del mismo. Desde un segundo punto de vista, con una gran componente experimental, se analiza de forma estadística las consecuencias que la dispersión cíclica originan sobre parámetros relevantes de la evolución de la presión en el interior del cilindro, tales como presión máxima o ángulo en el que se alcanza dicha presión, además de la influencia de hacer modificaciones de parámetros geométricos que afectan al proceso de combustión, como se ha hecho en la sección 2.4.2.

Los mismos fenómenos mostrados en la tabla 2.1 ocurren en el caso de motores de dos tiempos, debiendo contemplar, además, la variabilidad adicional que introduce el proceso de barrido, con especial relevancia en el caso de que éstos sean de pequeña cilindrada. Teniendo en cuenta los procesos que se muestran en dicha tabla, estos se pueden clasificar en dos categorías: fenómenos que ocurren en las proximidades de la bujía, que afectan principalmente a las primeras etapas de la combustión (desarrollo del frente de llama), y fenómenos cuyo impacto es a una escala física mayor que afecta el proceso principal del propagación del frente de llama. En este trabajo el análisis en detalle de la dispersión cíclica y su modelado quedan fuera del alcance de los objetivos marcados.



Por esta razón, en el análisis del proceso de combustión, no se contemplará de forma consciente la existencia de este fenómeno, a sabiendas de las limitaciones que se derivan al actuar de esta forma. Por tanto, de aquí en adelante, cuando se hable de la presión instantánea registrada en el interior del cilindro, se estará haciendo mención en realidad a la evolución de la presión de un único ciclo. Para la elección de este ciclo se opta por el que presente la evolución temporal más parecida a la obtenida al promediar 100 ciclos consecutivos de funcionamiento de motor. En la sección 4.3.3 se desarrolla una metodología para determinar este ciclo representativo, que es característico de una específica condición de operación.

#### 2.4.4. Presión en el cárter

La presión del cárter es la señal instantánea obtenida en el interior del mismo. Es registrada con un captador piezoresistivo. La elección para hacerlo con este tipo de captador y no usar un captador piezoeléctrico es para obtener la presión absoluta, y puede hacerse debido a que los gradientes térmicos de la mezcla son bajos. Además el contenido frecuencial de la señal de presión del cárter es más baja en relación a la del escape; también se puede mencionar que los valores obtenidos de presión no son elevados, con respecto a las máximas obtenidas con el sistema de escape o más aún en el cilindro.

Para registrar experimentalmente la presión en el interior del cárter es importante tomar en cuenta el efecto que imprime los elementos que están en el interior del mismo, como la biela y el cigüeñal. En la figura 2.29 se muestran las señales de presión registradas experimentalmente en el interior del cárter y lumbrera de transferencia.

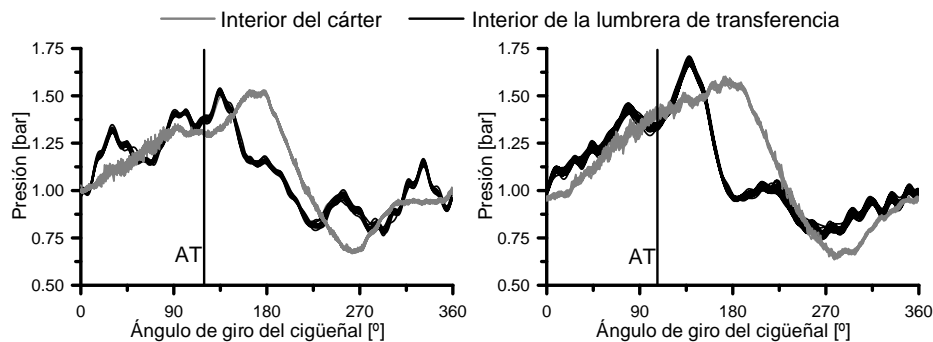


Figura 2.29: *Presión experimental: Interior cárter: gris; En la lumbrera de transferencia: negra. A 10000 rpm: Izquierda; A 12000 rpm: Derecha.*

En esta figura se observa las diferencias en la presión registradas producto de la influencia que inducen la biela y el cigüeñal que están en constante movimiento. Esto se debe a que el volumen en el interior del cárter es muy reducido, y la influencia de los elementos en constante movimiento afectan la señal registrada con el captador que esta a ras del cárter. Un indicativo de lo comentado previamente, es que la presión registrada en el cárter a la apertura de la lumbrera de transferencia no disminuye, si no que continúa ligeramente aumentando en un periodo superior a  $80^\circ$  hasta que el pistón está en el *PMI*. De esta forma, la presión experimental registrada en la lumbrera de transferencia solo aumenta, por un periodo razonable, debido a que cuando abre la lumbrera de transferencia, la presión en el interior del cilindro es mayor, promoviendo ese ligero aumento posterior a la apertura de la lumbrera de transferencia. De esta forma una solución para registrar de forma fiable la presión en el interior del cárter, es obtenerla directamente de la lumbrera de transferencia, ya que esta parte está lo suficientemente alejada para no ser afectada por los elementos en movimiento que albergan el interior del cárter. En la figura 2.30 se muestran por una parte, la presión registrada experimentalmente en la lumbrera de transferencia, y por otra parte, las presiones calculadas en la lumbrera de transferencia y en el interior del cárter.

Las presión registrada en la lumbrera medida y modelada tienen un importante ajuste. De esta forma, la presión del cárter obtenida mediante la simulación fortalece la decisión de obtener la presión del cárter experimental en la lumbrera de transferencia, ya que a la apertura de la lumbrera de transferencia la presión en el cárter modelada aumenta por un breve periodo, debido a que la presión en el interior del cilindro es mayor en estos instantes. Las oscilaciones que muestran las presiones registrada en la lumbrera de transferencia, se deben a la geometría del captador piezoresistivo que incluye un refrigerador que esta configurado geoméricamente por un deposito de 0.9 cc con un tubo de 5 mm de diámetro y una longitud de 45 mm. De esta forma de aquí en adelante, como solución a este problema, la presión del cárter es tomada de la lumbrera de transferencia.

Por otra parte, previamente se comentó que las oscilaciones de la presión obtenida en la lumbrera de transferencia, se debían a la geometría del refrigerador que es incorporado en el captador piezoresistivo. En la figura 2.31 se muestra la transformada de Fourier de la presión del cárter experimental medida en la lumbrera de transferencia.

En el eje de la ordenada se muestra la presión absoluta del cárter y en el eje de abscisas se representa la frecuencia. Esta figura muestra que las oscilaciones

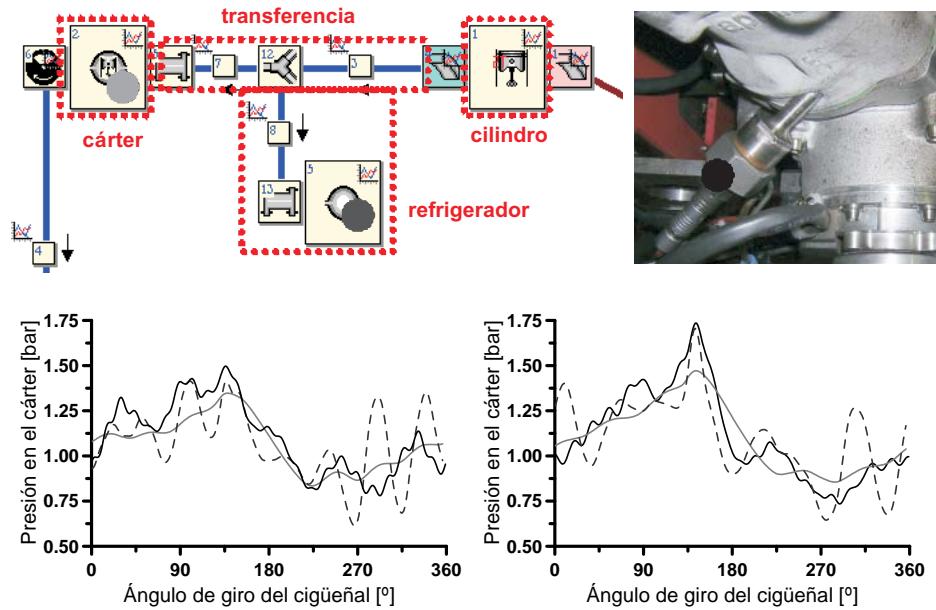


Figura 2.30: Análisis de las presiones en la admisión: Presión experimental en la lumbrera de transferencia: línea continua negra; Presión modelada de la lumbrera de transferencia: línea discontinua gris oscura; Presión modelada en el interior del cárter: línea continua gris clara. A 10000 rpm: Izquierda; A 12000 rpm: Derecha.

de la presión del cárter se debe a la frecuencia natural del refrigerador. La información que se muestra corresponde a diferentes condiciones de operación que corresponden a: 10000, 11000 y 12000 rpm. Para el rango de frecuencias significativas, se observa en la figura que a 900 Hz. las señales muestran resonancia, por la configuración geometría del refrigerador del captador de presión.

#### 2.4.5. Influencia de la carburación

Con el fin de analizar la influencia de la carburación en las prestaciones del motor, se ha llevado a cabo ensayos en banco motor modificando la carburación, que infiere cambios en la relación aire combustible. En el apartado 2.2.2.3 fue caracterizado, en banco de flujo, el efecto de la regulación de la carga por medio de la pérdida de carga en función de la posición de la mariposa.

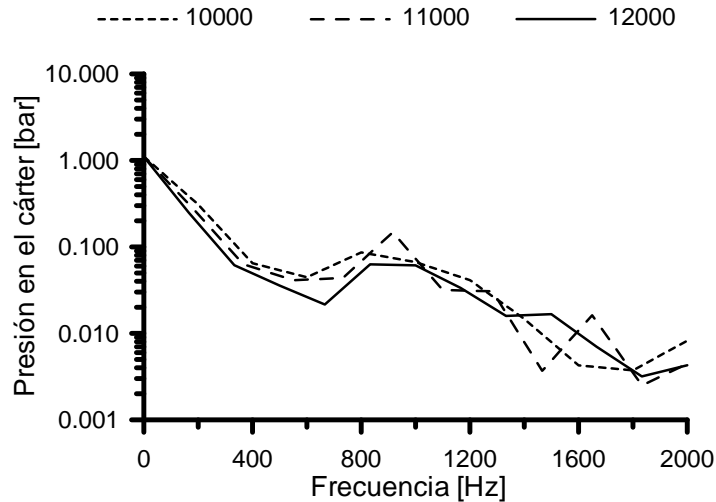


Figura 2.31: Presión del cárter en el dominio frecuencia, obtenida experimentalmente en banco motor.

Por otra parte, la carburación se ajusta en estas versiones de motor cuando se reemplaza un elemento que integra el motor por otro de diferente geometría; Un ejemplo es cuando se cambia el sistema de escape por otro de diferente configuración geométrica. En la práctica, para obtener siempre las máximas prestaciones del motor, se corrige la carburación incluso cuando se trata solo de probar un silenciador 10 mm más corto o más largo de lo habitual. Por otra parte, la relación aceite-combustible en motores de dos tiempos es importante, debido a la lubricación entre el pistón y las paredes del cilindro, para minimizar el deterioro por fricción, que en el caso donde dicha relación está por debajo del 4% se tiene poca lubricación a partir de 12000 rpm, esto provoca que el motor gripe, producto de las elevadas temperaturas y la fricción entre el pistón y las paredes del cilindro.

En la figura 2.32 se muestra la influencia de la carburación sobre las prestaciones del motor. Para modificar la relación aire combustible se han llevado a cabo ensayos en banco motor, modificando el chicle del carburador.

En la parte izquierda de la figura 2.32 se muestra la variación porcentual de la *pmi* ó potencia registrada en banco motor experimentando cuatro chicles, tomando como base el chicle #3, con el cual el motor tiene buena lubricación entre el cilindro y el pistón. Los chicles #1 y #2 conllevan que el motor trabaje con un dosado más rico, es decir, que tenga más lubricante en el interior del cilindro; con el chicle #4 el motor trabaja más seco, es decir, con una relación

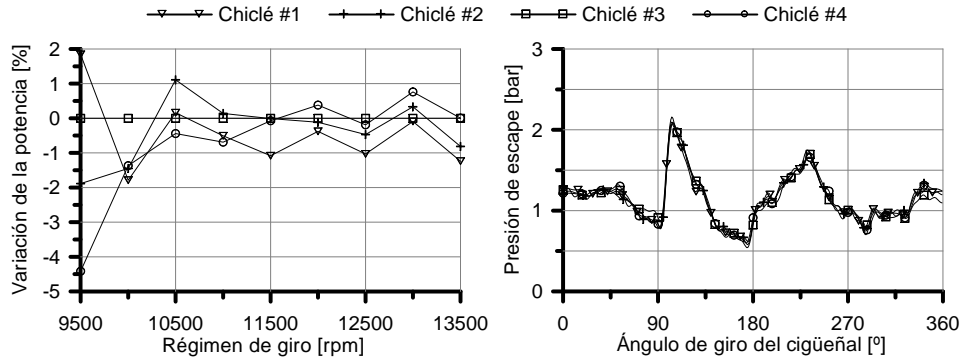


Figura 2.32: Análisis experimental modificando la carburación: izquierda; Presión de escape registrada en banco motor modificando la carburación: derecha.

aire combustible más baja, por ende se tiene menos lubricante en el interior del cilindro. El motivo de no experimentar un chiclé con el cual se tenga un dosado inferior a los experimentados, se debe a que no se garantiza una buena lubricación, que puede causar que gripe el motor. En esta figura 2.32 se observa que cuando se experimentan diferentes carburaciones, la potencia del motor tiene variaciones entorno al 2 %, salvo a 9500 rpm donde se tiene una variación del 4.42 % cuando se experimenta el chiclé #4. Por otra parte, también se observa en la parte derecha de la figura 2.32 para las diferentes carburaciones, que la presión de escape no se ve afectada; esto se debe a que en la carrera descendente del pistón, a la apertura de la lumbrera de escape, la presión en el interior del cilindro es prácticamente la misma.

#### 2.4.6. Aplicación a un motor de 2T de altas prestaciones

En este apartado se muestran los principales resultados experimentales obtenidos en el motor de 2T de 125 cc de altas prestaciones objeto de este trabajo de tesis. De igual forma, en los sucesivos capítulos se mostrarán más resultados experimentales y del modelo de cálculo unidimensional, que son objeto de esas específicas secciones. En la figura 2.33 se muestran resultados experimentales, que corresponden a dos diferentes condiciones de funcionamiento, de las evoluciones de la presión instantánea registradas en la admisión, en el interior del cilindro y del sistema de escape, que están en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Además se pueden apreciar importantes diferencias en estos ejemplos y se discuten a continuación. Hay diferencias entre las presiones del cilindro, cuando

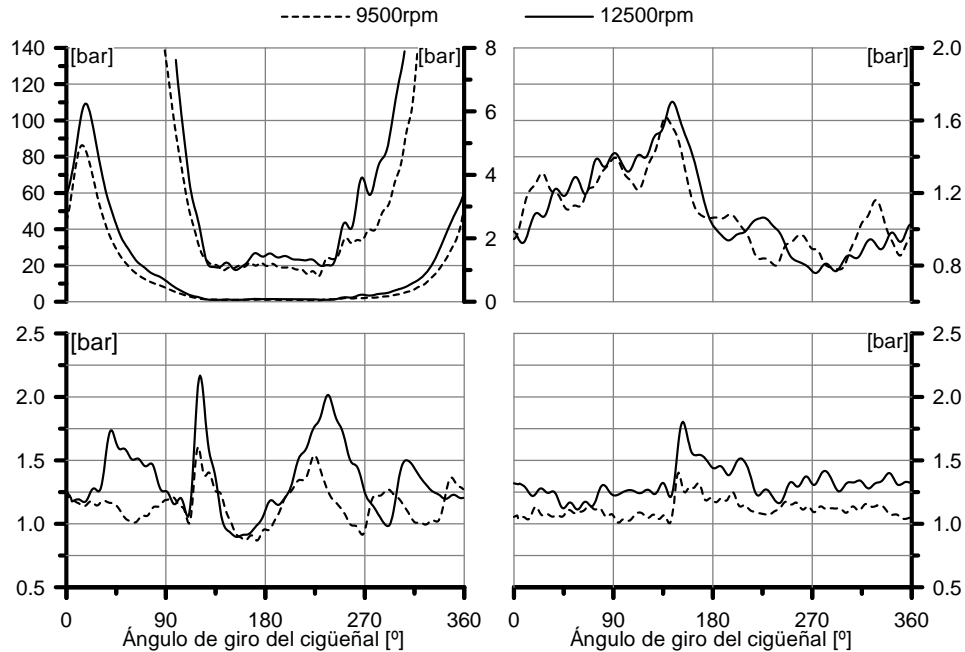


Figura 2.33: Presiones instantáneas de ensayos obtenidas en banco motor. cilindro: superior izquierda; cárter: superior derecha; escape: inferior izquierda y derecha.

aún no inicia la combustión. En la carrera ascendente, la presión obtenida a 12500 rpm es mayor frente a la registrada a 9500 rpm. Esto se debe a que, a 12500 rpm, en el interior del cilindro se tiene mayor masa atrapada. De esta misma forma la presión a 12500 rpm, al introducir mayor cantidad de combustible, se mantiene por arriba respecto a la señal de obtenida a 9500 rpm durante el proceso de expansión combustión debido a que en el interior del mismo se libera más calor. Además, este efecto se puede observar en las gráficas de la parte de abajo de la figura, que corresponden a la presión de escape. La señal registrada con el captador #2 está en la parte izquierda de la figura, y la presión registrada con el captador #4, que se ha obtenido en una parte bastante alejada del cilindro, se muestra en la derecha de dicha figura. En estas gráficas los pulsos de presión difieren en amplitud. Se puede apreciar que la señal registrada con los captadores #2 y #4, la presión instantánea a 12500 rpm tiene un valor medio superior a la obtenida a 9500 rpm. Esto se debe, a que el gasto másico en el interior del sistema de escape es mayor a altas revoluciones y así lo es la pérdida de carga en el escape.

Por otra parte el proceso de compresión en el cilindro, en motores de dos tiempos, comienza cuando el pistón cierra la lumbrera de escape. Aumentando la presión durante la carrera ascendente del pistón, y esta presión no comienza a descender hasta unos instantes después del punto muerto superior debido al proceso de combustión. En la apertura del escape, la diferencia de presión que hay entre interior del cilindro y la lumbrera de escape, origina la salida espontánea de los gases quemados. Esto configura la presión de escape, cuya evolución posterior dependerá de los fenómenos de propagación de ondas que aparezcan en el mismo.

La variación instantánea del volumen del cárter es lógicamente opuesta a la del cilindro y, por esto, el proceso de compresión en el mismo comienza en instantes en los que el pistón se encuentra entorno al punto muerto superior. La presión en el cárter deja de aumentar cuando el pistón, en su carrera descendente, abre las lumbreras de transferencia que origina el paso del flujo de mezcla fresca hacia el cilindro. De esta forma los gases de escape también son evacuados por los de admisión.

Finalmente, se adelanta que en los capítulos 4 y 5 se muestran las comparaciones entre los resultados medidos y modelados. Donde se analizarán en mayor detalle las evoluciones de la presión, puesto que se dispondrá de asistencia adicional procedente del modelado.

## 2.5. Conclusiones

Se han presentado en este capítulo las distintas instalaciones que se han usado para la caracterización experimental de los sistemas del motor de dos tiempos de altas prestaciones que es objeto de este trabajo de tesis. Las tareas experimentales hechas con las instalaciones experimentales del banco de flujo, banco de impulsos y banco motor, han sido descritas, así como la instrumentación y la metodología seguida para registrar la medición formal del ensayo.

Se han presentado en primer lugar los resultados de la caracterización de distintos elementos del motor en banco de flujo estacionario, en particular, el airbox, el sistema de escape, el carburador, el disco rotativo y las lumbreras del cilindro. Estos resultados han servido para caracterizar la pérdida de carga que introduce cada elemento y, lo que es más importante desde el punto de vista del objetivo de la tesis, para suministrar información necesaria para los modelos teóricos.

A continuación se ha descrito la instalación del banco de impulsos así como la metodología de ensayo puesta a punto para caracterizar el sistema de escape y airbox en esta instalación. Esta información experimental será de gran ayuda, para ajustar el modelado geométrico unidimensional del sistema de escape y airbox.

La última instalación utilizada ha consistido en un banco motor, diseñada específicamente para proporcionar información empírica en el desarrollo experimental de la presente tesis. En el banco motor se han llevado a cabo ensayos en combustión, y se han definido todos los sistemas auxiliares de medida para controlar y registrar las variables características de funcionamiento de un motor de altas prestaciones. Se ha descrito la instrumentación que se ha usado para registrar las medidas en banco motor, la cual fue usada para medir variables medias e instantáneas, que proporcionan información de la fluidodinámica interna del motor.

Relacionado con la medida de la presión en el interior del cilindro de un motor de dos tiempos de estas características, se ha descrito el fenómeno de la dispersión cíclica característico en estas versiones de motor. Así como el criterio adoptado para determinar, el ciclo representativo de, la presión en el interior del cilindro.

En cuanto a la presión del cárter, se ha propuesto una solución alternativa para obtenerla de forma fiable. Esta se ha tomado directamente de la lumbrera de transferencia, debido al inconveniente que representa medir directamente en el cárter, como lo indica el análisis mostrado.

Se ha verificado que modificaciones en la carburación dentro de rangos razonables no introducen diferencias en la evolución de las presiones medidas en cárter y sistema de escape.

Se han experimentado diferentes condiciones de operación en banco motor. En particular las presiones instantáneas medidas en los diversos sistemas del motor, además de las temperaturas medias en distintos puntos de medida y el gasto másico de el aire, que serán las variables de funcionamiento que se compararán con las obtenidas con los diferentes modelos que en los siguientes capítulos se describen.

## Bibliografía

- [1] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.



- 
- [2] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [3] Blair G.P., Lau H.B., Cartwright A., Raghunathan B.D. y Mackey D.O. "Coefficients of discharge at the apertures of engines". *SAE Paper 952138*, 1995.
- [4] Broatch A. *Medida de la respuesta acústica de silenciadores*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1995.
- [5] Climent H. *Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [6] Torregrosa A. *Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993.
- [7] Blair G.P. "An alternative method for the prediction of unsteady gas flow through the internal combustion engine". *SAE Paper 911850*, 1991.
- [8] Galindo J., Serrano J. R., Climent H. y Tiseira A. "Analysis of gas-dynamic effects in compact exhaust systems of small two-stroke engines". *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 8 n° 4, pp. 403–411, 2007.
- [9] Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H. "Measurements and analysis of engine pressure data". *SAE Paper 750026*, 1975.
- [10] Abraham M. y Prakash S. "A theory of cyclic variations in small two-stroke cycle spark ignited engines—An analytical validation of experimentally observed behavior". *SAE Paper 920426*, 1992.
- [11] Ozdor N., Dulger M. y Sher E. "Cyclic variability in spark ignition engines: A literature survey". *SAE Paper 940987*, 1994.
- [12] Heywood J. y Sher E. *The two-stroke cycle engine*. 1999.
- [13] Matekunas F.A. "Modes and measures of cyclic combustion variability". *SAE Paper 830037*, 1983.
- [14] Douaud D., De, Soete G.C. y Henault C. "Experimental analysis of the initiation and development of part-load combustion in spark-ignition engines". *SAE Paper 830338*, 1983.
- [15] Tsuchiya K., Nagai Y. y Gotoh T. "A study of irregular combustion in 2-stroke cycle gasoline engines". *SAE Paper 830091*, 1983.
- [16] Ozdor N., Dulger M. y Sher E. "An experimental study of the cyclic variability in a spark-ignition engine". *SAE Paper 960611*, 1996.



# Capítulo 3

## Fenomenología y modelado de motores de 2T

### Contenido

---

<b>3.1. Introducción</b> .....	<b>63</b>
<b>3.2. Procesos termofluidodinámicos internos en motores de 2T</b> .....	<b>64</b>
<b>3.3. Modelos aplicables al estudio</b> .....	<b>72</b>
3.3.1. Modelos de llenado y vaciado .....	74
3.3.1.1. Ecuaciones generales .....	75
3.3.2. Modelo de acción de ondas .....	78
3.3.2.1. Método de Lax–Wendroff .....	80
3.3.2.2. Método de la TVD.....	80
3.3.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características .....	81
3.3.3.1. Cálculo del flujo en uniones .....	85
3.3.4. Modelado multidimensional .....	87
3.3.4.1. Modelos de cálculo multidimensional ....	88
3.3.4.2. Cálculo CFD aplicado a motores de 2T ..	89
3.3.4.3. Modelado del proceso de barrido.....	91
<b>3.4. Metodología de ajuste del modelo</b> .....	<b>96</b>
<b>3.5. Modelado de un motor de 2T de altas prestaciones</b> .....	<b>98</b>
3.5.1. Airbox .....	99
3.5.2. Sistema de escape .....	101
3.5.3. Carburador, disco rotativo y cárter .....	102

3.5.4. Lumbreras de transferencia y escape .....	103
3.5.5. El cilindro .....	107
3.5.5.1. Revisión bibliográfica.....	107
3.5.5.2. Modelo de barrido para un motor de altas prestaciones .....	111
<b>3.6. Conclusiones .....</b>	<b>113</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>114</b>

---

### 3.1. Introducción

En este tercer capítulo, se debe empezar por tratar de describir y analizar los diferentes fenómenos termofluidodinámicos que aparecen en el flujo que atraviesa un motor de 2T de altas prestaciones con el fin de proceder posteriormente a su modelado y validación. Estos procesos comprenden, entre otros, la variación en la cantidad de movimiento del fluido, la transmisión de calor y la fricción del fluido con las paredes que lo confinan, y su procedimiento de cálculo depende fundamentalmente del elemento en el que se encuentre el gas en el interior del motor. Las ecuaciones que gobiernan la solución de las variables del flujo dependen entonces de la variable temporal y del número de dimensiones espaciales con el que se juzgue necesario resolver el problema.

Salvo en el cilindro, no es habitual debido a las dimensiones típicas que conforman la geometría de un motor de dos tiempos, que aparezcan elementos donde el patrón del flujo llegue a ser bidimensional o, más aún, tridimensional. Así, el método resolutivo se puede clasificar en dos grandes grupos en función de si dicho elemento posee una dimensión geométrica preferente frente a las otras dos o si, por el contrario, no existe dicho predominio. Dentro de los primeros, que se denominarán unidimensionales, se encuentran los conductos que componen gran parte de los sistemas de admisión y escape, mientras que en los segundos, cero-dimensionales, estarían incluidos el cilindro, el cárter y diversas cámaras que aparecen en los sistemas de admisión o escape.

Por un lado, la evolución de un flujo compresible en elementos unidimensionales de un motor alternativo se produce de forma no estacionaria, dando lugar a fenómenos de propagación de ondas que pueden ser aprovechados, si el diseño de estos elementos es adecuado, tanto para mejorar las prestaciones como para reducir las emisiones contaminantes alcanzables por dicho motor. Por otro lado, es inmediato colegir la importancia que tiene el análisis de los fenómenos que aparecen en los elementos cerodimensionales, en particular en el cilindro donde el calor liberado por el proceso de combustión es fundamental para la realización de trabajo, junto con la existencia de transmisión de calor en el interior del mismo. Por último, el proceso de barrido, con un patrón de flujo claramente tridimensional, debe ser tratado con cautela a la hora de aplicarlo a un elemento cerodimensional.

Existe una amplia variedad de métodos a la hora de resolver las ecuaciones del flujo compresible unidimensional que pueden clasificarse según las hipótesis básicas adoptadas [1]. De esta forma, si se adopta la hipótesis de que las ecuaciones del flujo pueden ser linealizadas, despreciando los términos superiores en la velocidad del fluido y suponiendo que todas las

transformaciones son isoentrópicas, el proceso de resolución se basa en una metodología lineal. Por el contrario, si se resuelve la ecuación de conservación del momento cinético de forma completa en cuanto a términos en lo que a velocidad del fluido se refiere, el planteamiento se convierte en no lineal. Éste, a su vez, se puede clasificar según el tratamiento que se haga sobre la ecuación de conservación de la energía. Así, si se desprecian los términos que contemplan la transmisión de calor y la fricción con la pared del conducto, se estará resolviendo el flujo homoentrópico, mientras que con flujo no homoentrópico, estos términos deberán ser introducidos. Por último, se han desarrollado últimamente los métodos híbridos que aplican las diferentes metodologías en función del elemento que calculan con el fin de aprovechar las ventajas de unos y otros.

En elementos donde la hipótesis de la unidimensionalidad del flujo sea demasiado restrictiva, se debe contemplar la resolución de las ecuaciones del flujo de acuerdo con condiciones de contorno aceptables. Es obvia la importancia que tiene la resolución de estas condiciones de contorno si se pretende obtener resultados precisos mediante una simulación por ordenador del comportamiento de un motor de combustión. Por un lado, porque habrá casos en los que repercuta sobre la interacción entre un elemento unidimensional con uno cerodimensional y, por otro, por la implicación que dicho cálculo conlleva sobre los fenómenos de reflexión y transmisión de ondas en el interior de los elementos unidimensionales.

### **3.2. Procesos termofluidodinámicos internos en motores de 2T**

En un motor de combustión interna alternativo, el proceso de combustión desarrollado en el cilindro es el desencadenante tanto de la producción de trabajo útil como de la generación de emisiones contaminantes. Podría entonces parecer suficiente analizar únicamente los procesos fisicoquímicos que sufre el fluido en el interior del cilindro para obtener la información necesaria a la hora de diseñar estos motores. Esta circunstancia sería válida si no concurriesen las siguientes circunstancias:

- Condiciones iniciales. Se desconocen a priori las propiedades termodinámicas a las que se encuentra el fluido en el instante en el que se procediese a realizar el cálculo de su evolución temporal en el interior del cilindro.

- Proceso de renovación de la carga. El cilindro no se comporta siempre como un sistema cerrado a lo largo de una vuelta de cigüeñal sino que, con el fin de reemplazar los gases quemados producidos durante el proceso de combustión con mezcla fresca, es necesario disponer de sistemas de admisión y escape con los que interacciona el cilindro, siendo esta circunstancia de vital importancia en el caso de un motor de 2T.

Así pues, se concluye que el análisis del comportamiento de un motor de combustión no puede reducirse únicamente al modelado del cilindro, y que durante el estudio de los procesos que tienen lugar en el interior del cilindro, como focos de trabajo útil y emisiones contaminantes, no se debe ignorar el proceso de renovación de la carga, en el que se encuentran involucrados los sistemas de admisión y de escape. Por esto, a continuación se describen los procesos termofluidodinámicos a los que se ve sometido el gas en el interior de un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada, tanto al atravesar los sistemas de admisión y escape como las transformaciones que tienen lugar en el cilindro.

Debido a la naturaleza del funcionamiento de un motor alternativo, el flujo de gas que atraviesa estos sistemas no se produce de forma estacionaria. La definición de un flujo no estacionario, o pulsante, se refiere a que las propiedades del fluido, tales como presión, velocidad y temperatura, varían en función del tiempo, siendo esta variación periódica en el caso en el que el motor se encuentre estabilizado en un punto de funcionamiento.

En el caso del sistema de escape, es la rápida apertura de la lumbrera de escape, con la consiguiente descarga del cilindro, el origen del comportamiento pulsante del flujo que atraviesa dicho sistema. En el sistema de admisión, una onda de succión aparece como consecuencia del aumento del volumen del cárter durante la carrera ascendente del pistón.

Estos pulsos de presión, originados cíclicamente en cada vuelta de giro del cigüeñal, se propagan a lo largo de cada uno de los sistemas hacia los extremos abiertos a la atmósfera, reflejándose y transmitiéndose en función de los distintos elementos con los que se encuentren. Debido a la forma y dimensiones típicas de los sistemas de admisión y escape, la naturaleza de estos pulsos corresponde con suficiente grado de similitud al campo de las ondas planas [2], de forma que el flujo puede considerarse en su interior como unidimensional. Es usual adoptar esta hipótesis en este tipo de cálculos pues reduce en gran medida el volumen de cálculos a realizar y el consiguiente tiempo de computación [3]. La velocidad de propagación de la perturbación

por el conducto responde a la siguiente expresión [4]:

$$c_{pr} = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[ \frac{\gamma + 1}{2} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right] \quad (3.1)$$

donde  $a_0$  es la velocidad del sonido en el medio sin alterar,  $p_0$  es la presión del medio sin alterar, y  $p$  la presión del medio afectado por la perturbación.

Se deduce entonces de esta expresión que la velocidad de la perturbación no es constante, sino que depende de la relación  $\frac{p}{p_0}$  y resulta mayor en las zonas de mayor presión. Los puntos inicial y final de la perturbación tienen la misma velocidad y, por tanto, la duración de la perturbación es constante. Como consecuencia de la diferencia en la relación de presiones existente en la perturbación, la velocidad de los diversos puntos de la misma será distinta, deformando la onda a medida que progresa por el tubo.

Un aspecto importante aparece cuando una onda llega a una singularidad donde deja de comportarse de manera unidimensional. Entonces, el tratamiento de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del flujo debe realizarse de acuerdo con las limitaciones que establezca dicha condición de contorno.

Por su aplicación inmediata en condiciones que aparecen en los sistemas de admisión y escape en el campo de los motores de combustión interna alternativos, se muestran en la figura 3.1, como se observa en [3], los casos en los que una onda de sobrepresión se refleja en un extremo abierto o en uno cerrado. La teoría de ondas establece que la onda reflejada en el extremo abierto será la imagen especular de la onda incidente en ausencia de energía emitida al exterior, lo cual no es rigurosamente cierto pero sí presenta una aproximación suficiente para el caso aquí considerado. Por el contrario, la onda reflejada en el extremo cerrado tendrá la misma magnitud y signo que la incidente, si bien se propagará en sentido opuesto.

Es lícito pensar que durante la propagación de estas ondas en el interior de conductos aparecerán fenómenos disipativos que modifiquen en cierta medida su forma. Estos fenómenos se corresponden con la fricción del gas con la pared interna del conducto y la transmisión de calor puesta de manifiesto como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el gas y dicha pared. En el caso del sistema de admisión, este último no tiene demasiada relevancia por la escasa magnitud del gradiente de temperaturas, sin embargo, en el caso del sistema de escape, este término adquiere una importancia significativa que deberá ser tenida en cuenta en la resolución de las ecuaciones, como posteriormente se verá en el capítulo 5.



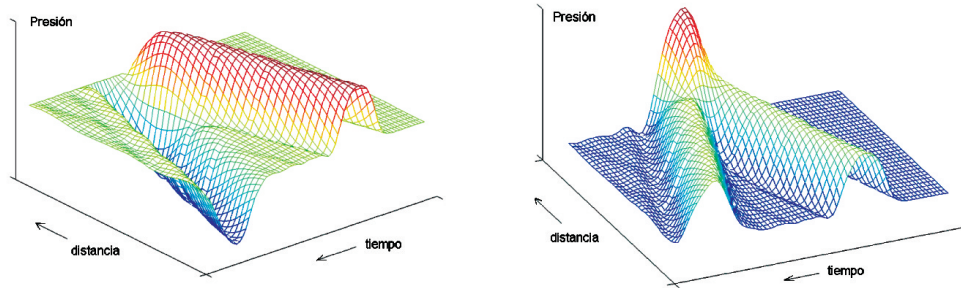


Figura 3.1: Onda de presión reflejándose en un extremo abierto (izquierda) y cerrado (derecha).

Para concluir con los procesos termofluidodinámicos que influyen sobre el comportamiento de los gases en el interior de los sistemas ajenos al cilindro, cabe destacar que en un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada, donde la apertura y el cierre de la lumbrera de escape están controlados por el propio movimiento del pistón, la existencia de ondas reflejadas y transmitidas, que tienen su origen en la onda incidente creada debido al escape espontáneo de los gases del cilindro, condiciona la evolución de la presión en la lumbrera de escape y, por consiguiente, sobre el proceso de barrido y el fenómeno de cortocircuito. Así pues, el diseño del sistema de escape es de vital importancia a la hora de determinar las prestaciones y las emisiones contaminantes que dicho motor alcanzará. Un comentario semejante se podría formular respecto al sistema de admisión, aunque en este caso las consecuencias no tienen un efecto tan crítico o cuantitativo como en el caso del escape.

Relacionado con los procesos termodinámicos a los que se ve sometido el gas en el interior del cilindro, cabe remarcar por un lado las transformaciones que ocurren debido al proceso de combustión, y por otro la transferencia de calor desde el gas hacia las paredes de la culata, el cilindro y el pistón, tanto durante la carrera de compresión como en la de expansión. La determinación de ambas, junto con el conocimiento de las propiedades del gas en el punto inicial del ciclo cerrado, permite conocer la evolución de la presión en la cámara, asumiendo ciertas hipótesis, y así, determinar el trabajo realizado en el ciclo termodinámico.

Además del análisis del ciclo cerrado y según se ha comentado anteriormente, es necesario resolver la interacción del cilindro tanto con el sistema de admisión como con el de escape. Se refiere como proceso de barrido a este periodo en el que las lumbreras de transferencia y escape se encuentran

simultáneamente abiertas y se lleva a cabo la sustitución de los gases quemados procedentes de la combustión por mezcla fresca. En motores de barrido por cárter y con el diagrama de distribución simétrico, es deseable que, para obtener un buen proceso de barrido y evitar el fenómeno de cortocircuito, concurren las siguientes circunstancias:

- La presión en el sistema de escape debe ser menor que la del cilindro durante la evacuación de los gases quemados para favorecer el proceso de barrido. Esto también se logra con la geometría del sistema de escape. El cono del escape motor genera una depresión, como se observa en el extremo abierto de la figura 3.1, que ayuda al barrido de los gases quemados a la apertura de la lumbrera de escape.
- Una vez los gases quemados han sido reemplazados, la presión en el escape debe ser equivalente a la del cilindro para evitar la salida de mezcla fresca del mismo y reducir el riesgo de cortocircuito. El contracono del sistema de escape, como se observa en el extremo cerrado de la figura 3.1, es un paliativo de la masa cortocircuitada.
- La presión en el cárter debe ser en todo momento, mientras las lumbreras de transferencia están abiertas, superior a la existente en el cilindro para permitir la entrada de mezcla fresca al mismo, y evitar reflujos al interior del cárter.
- La presión en el sistema de admisión debe superar la del cárter cuando se encuentre abierto el dispositivo que une ambos elementos.

Es difícil que estas circunstancias se cumplan en cualquier condición de operación del motor y en cualquier instante angular, debido a que el proceso de barrido en el interior del motor se llevan a cabo en tiempos muy cortos. Dando lugar a la aparición de reflujos. De hecho, siguiendo la clasificación propuesta por Heywood y Sher [5], se pueden distinguir entre tres tipos de reflujos:

**Tipo I.** Dependiendo del dispositivo utilizado para unir el conducto de admisión con el cárter, pueden aparecer reflujos de mezcla fresca recién admitida al cárter hacia el sistema de admisión. Si la admisión se lleva a cabo mediante la apertura y cierre de una lumbrera con la falda del pistón, a bajo régimen de giro se dispone de tiempo suficiente para llenar el cárter de mezcla fresca y aparecen reflujos cuando el pistón comienza su carrera descendente porque todavía la lumbrera de admisión

permanece abierta. Esta circunstancia se trata de evitar mediante la utilización de un sistema de admisión por láminas, cuyos cierres y aperturas están gobernados por las presiones existentes aguas arriba y abajo de las mismas. No obstante, con esta solución no se asegura la total eliminación de este tipo de reflujos puesto que la inercia de los pétalos de la caja de láminas puede ocasionar que ésta no cierre aun cuando la presión aguas abajo sea mayor que aguas arriba.

En motores de altas prestaciones que es el caso que ocupa, el régimen de giro está en torno a 9500~14000 rpm. La inercia de los pétalos a la apertura y cierre de la caja de láminas representa una desventaja. Por una parte es debido a la baja respuesta de apertura de los pétalos que ofrece una resistencia al flujo del aire al interior del cárter, y por otra parte a elevados regímenes de giro la inercia de los pétalos ocasiona que no cierre ésta en la carrera descendente del pistón, dando lugar a reflujos que cuantitativamente son nada despreciables. Una solución es el uso del disco rotativo como válvula por el lado de la admisión. De esta forma la apertura y cierre hecha con el disco rotativo está gobernada por el movimiento giratorio del cigüeñal. Aun así esto no es suficiente para evitar los reflujos máxicos, no obstante pueden ser menores dependiendo de la configuración geométrica del disco rotativo y de la condición de operación del motor. Por ejemplo para un disco rotativo con una configuración, de apertura y cierre, optimizada para un régimen de giro de 12500 rpm para que los reflujos sean bajos y la entrada de la mezcla al cárter sea mayor. La respuesta dinámica de apertura y cierre del disco rotativo, representa una ventaja frente a las otras válvulas antes mencionadas que se usan en sistemas de admisión. El diseño optimizado a 12500 rpm, a 9500 rpm no representa la misma ventaja en cuanto a los reflujos máxicos. Esto se debe, a que la velocidad lineal del pistón es más baja y la ventaja de mantener abierta el disco rotativo, por breves instantes al inicio de la carrera descendente del pistón, a 9500 rpm produce reflujos nada despreciables.

**Tipo II.** Cuando el régimen de giro del motor es inferior al de diseño, el pulso de sobrepresión procedente del sistema de escape llega al cilindro muy pronto, cuando todavía se está realizando el proceso de barrido. Esto conduce a la aparición de reflujos en la lumbrera de escape y esta introducción de gases en el cilindro origina un aumento de la presión en el mismo que supera la existente en el cárter. Como consecuencia, tiene lugar también la aparición de reflujos de mezcla fresca y gases quemados a través de las lumbreras de transferencia desde el cilindro hacia el cárter.

**Tipo III.** A elevado régimen de giro del motor, el tiempo disponible para que se vacíe el cilindro durante el escape espontáneo no garantiza una reducción suficiente de la presión en el mismo. Por tanto, en el momento en el que se produce la apertura de las lumbreras de transferencia, la presión en el interior del cilindro supera la del cárter y existirá un reflujó inicial de gases quemados hacia el cárter, que tendrá que encargarse posteriormente de volver a introducir en el cilindro. Este tipo de reflujó es típico en motores de altas prestaciones, no obstante, el óptimo diseño del cárter ayuda a reducir la acumulación de estos gases que provienen del cilindro.

Para la resolución del ciclo termodinámico, como se ha comentado anteriormente, es necesario conocer no sólo la cantidad de masa atrapada en el cilindro en el momento en el que cierra la lumbrera de escape, sino también la proporción existente de gases quemados y mezcla fresca. En la figura 3.2 se visualiza de forma gráfica la situación de las diferentes masas que evolucionan por el cilindro en un ciclo real del motor [6], donde se define la masa de referencia,  $m_{ref}$ , como la masa que cabría en el cilindro con el pistón situado en el punto muerto inferior con unas condiciones de presión y temperatura de referencia.

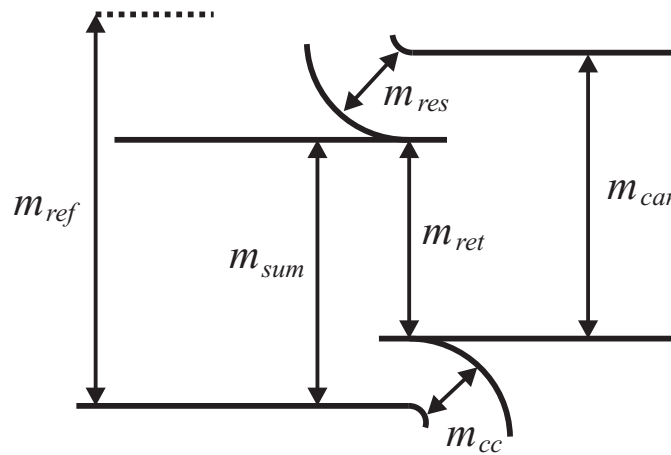


Figura 3.2: Diagrama de flujo en un motor de 2T.

Para poder referirse a este balance másico, es usual encontrar en la literatura una serie de coeficientes, que caracterizan el barrido, que serán utilizados posteriormente en este documento y que cuantifican los procesos

y fenómenos ya descritos. Siguiendo la nomenclatura de Payri y Desantes [7], éstos son:

**Coefficiente de admisión.** Se define como la relación entre la masa suministrada por el cárter, que entra al cilindro a través de las lumbreras de transferencia, y la masa de referencia, y evalúa el funcionamiento de la bomba de barrido:

$$R_S = \frac{m_{sum}}{m_{ref}} \quad (3.2)$$

**Coefficiente de carga.** Se define como la relación entre la masa retenida, que es la parte de la masa suministrada que no se ha cortocircuitado hacia el escape, y la de referencia:

$$\eta_S = \frac{m_{ret}}{m_{ref}} \quad (3.3)$$

**Rendimiento de la retención.** Es la relación entre la masa retenida respecto a la suministrada. Se puede obtener a partir de los dos coeficientes anteriores y evalúa el fenómeno de cortocircuito, proporcionando un valor unidad si no existiese este fenómeno:

$$\eta_{ret} = \frac{m_{ret}}{m_{sum}} = \frac{\eta_S}{R_S} \quad (3.4)$$

**Rendimiento del barrido.** Es la masa retenida dividida por la masa de carga, que esta última es la masa atrapada, es decir, la suma de la masa retenida y de los gases residuales no evacuados. Cuantifica la fracción de mezcla fresca respecto de la total que queda atrapada en el cilindro; Proporcionando un valor unidad si se lograra evacuar todos los gases residuales:

$$\eta_b = \frac{m_{ret}}{m_{car}} = \frac{m_{ret}}{m_{ret} + m_{res}} \quad (3.5)$$

**Coefficiente de llenado.** Es la relación de la masa total atrapada en el cilindro frente a la masa de referencia:

$$\eta_{ll} = \frac{m_{car}}{m_{ref}} \quad (3.6)$$

Teniendo en cuenta las expresiones del coeficiente de carga y el rendimiento del barrido puede obtenerse una relación entre el coeficiente de llenado, el rendimiento del barrido y el coeficiente de carga:

$$\eta_{ll} \eta_b = \eta_S = \eta_{ret} R_S \quad (3.7)$$

Con esta expresión conociendo tres coeficientes, debido a la relación entre ellos, es posible conocer los dos restantes. En resumen estos coeficientes nos permiten comparar distintos motores o distintas condiciones de funcionamiento. Los rendimientos y coeficientes de barrido presentados, serán usados para comparar diferentes condiciones de operación en la sección 5.6, para el motor en estudio y con el fin de analizarlos en mayor detalle.

### 3.3. Modelos aplicables al estudio

El cálculo teórico de los procesos termofluidodinámicos en motores de combustión interna alternativos, tanto en el interior del cilindro como a través de los colectores de admisión y de escape, ha sido muy utilizado desde hace varias décadas. Sin embargo, con la aparición de ordenadores cada vez más potentes, el modelado por ordenador de los procesos relacionados con la renovación de la carga en motores se ha convertido en una de las herramientas más útiles para el diseño de colectores y otros elementos de los sistemas de admisión y de escape.

La utilización conjunta de modelos de cálculo con ensayos experimentales constituyen la mejor manera de abordar estos problemas. Los modelos permiten conocer variables del proceso que son difíciles de medir y además se pueden realizar amplios estudios con costes y tiempos reducidos, conduciendo a la optimización de sistemas. A pesar de todo, los modelos teóricos siguen necesitando de datos de ensayos experimentales, por una parte, para el proceso de ajuste del modelo a un caso real de motor, y por otra, para el desarrollo del propio modelo.

Antes de exponer los modelos matemáticos más usados para el cálculo de los procesos de combustión y renovación de la carga en MCI se marcará la diferencia semántica entre modelado o modelización, y simulación. Se entiende por modelado la identificación de un modelo físico para un fenómeno real a través de un sistema de ecuaciones, normalmente de conservación, con el cual se pueden calcular las variables de salida a partir de las de entrada. La simulación consiste en estudiar de manera empírica cómo actúan las variables de salida a partir de las de entrada, sacando una ley de comportamiento. En este último caso se obtiene una función de transferencia que servirá solamente en condiciones similares en las que ha sido obtenida.

Los resultados así proporcionados son difícilmente generalizables. Además, las simulaciones no dan información de lo que ocurre en el interior del sistema.

Parece claro que el modelado es mucho mejor que la simulación. Sin embargo, hay muchos fenómenos que no son suficientemente conocidos como para establecer leyes de comportamiento, y es necesario recurrir a simulaciones. En el capítulo 4 se simulará el proceso de la combustión por medio de la función de Wiebe. Mediante esta función se pueden obtener leyes de liberación de calor durante el proceso de combustión. La frontera entre el modelo y la simulación no está tan clara ya que hay modelos que plantean hipótesis simplificadoras tan importantes que los acercan más a la simulación que al modelado.

Los modelos se pueden clasificar según diferentes criterios. Cabe la siguiente clasificación de los distintos modelos utilizados para estudiar los procesos que ocurren en el interior de los motores de combustión interna:

- Según el objeto del modelo se distinguen los modelos de diagnóstico de los predictivos, dependiendo de su capacidad para reproducir los fenómenos que ocurren en la realidad precisando o no de información experimental.
- Según las dimensiones del espacio consideradas se pueden distinguir los no dimensionales o cero dimensionales, en los que el sistema a estudiar está representado por las condiciones de un sólo punto, los unidimensionales que consideran sólo la variación de las propiedades a lo largo de una dimensión y los multidimensionales, que pueden ser bidimensionales o tridimensionales.
- Según el proceso de resolución respecto a la variable temporal. Así puede haber modelos estacionarios que no consideran variaciones temporales, cuasiestacionarios en donde el modelo permite calcular sucesivos estados estacionarios. Por último, se encuentran los modelos no estacionarios que tienen en cuenta las leyes de variación en el tiempo.
- Según el número de especies que intervienen en el cálculo. Denominándose modelos monoespecie, si el cálculo se resuelve para una única sustancia, o multiespecie, en caso contrario.
- Una última distinción se puede hacer entre los modelos que calculan los procesos de forma isentrópica llamados homentrópicos y los que permiten el cálculo de procesos irreversibles llamados no homentrópicos. En el caso del modelado de la renovación de la carga de motores los procesos irreversibles que se pueden encontrar son la transmisión de calor y los rozamientos.

Entre los modelos más empleados en el cálculo del proceso de renovación de la carga en MCIAs pueden destacarse por orden de antigüedad los de llenado y vaciado, los de acción de ondas y los multidimensionales. En los primeros, cuyo proceso resolutivo se detallará en el siguiente apartado, se asocian los colectores y cilindros del motor a depósitos interconectados que se llenan y se vacían por efecto de la variación de volumen de los cilindros. Estos modelos suelen ser de diagnóstico, no dimensionales y no homentrópico.

Los modelos de acción de ondas han sido los más ampliamente utilizados porque permiten el cálculo de los fenómenos ondulatorios en los colectores de admisión y de escape. Según la clasificación anterior, el modelo de acción de ondas es un modelo de diagnóstico unidimensional, no estacionario y normalmente no homentrópico. El modelo de acción de ondas se viene empleando desde los años 40 del siglo pasado ya que pueden resolverse casos sencillos de manera gráfica [8, 9]. Pero ha sido a partir de los años 60 del siglo pasado con la aparición de los ordenadores cuando estos modelos se han extendido.

En último lugar, los modelos multidimensionales permiten el cálculo en todos los puntos del sistema a estudiar en régimen no estacionario, teniendo en cuenta todo tipo de irreversibilidades. Sin embargo, la utilización de este tipo de modelos ha sido hasta ahora limitada a elementos singulares de los sistemas de admisión y de escape y en la mayor parte de los casos en estacionario, debido a problemas de limitación por tiempos de cálculo excesivos. No obstante, a medio plazo, cuando la potencia de los futuros ordenadores lo permita, el modelado tridimensional es el modelo que se impondrá. De momento, lo que han hecho algunos autores [10, 11] es utilizar conjuntamente los modelos de acción de ondas y los tridimensionales de forma acoplada, de manera que los primeros se emplean en los conductos y los segundos en los elementos en los que el flujo no es unidimensional, existiendo un intercambio de información entre ellos durante el proceso de cálculo.

### 3.3.1. Modelos de llenado y vaciado

Los elementos analizados con este tipo de modelos, como se ha adelantado anteriormente, son tratados como sistemas sin dimensión (modelo no dimensional o cerodimensional), es decir, físicamente se corresponderían con un volumen cuyas propiedades termodinámicas son uniformes en cada punto del interior. Sobre estos elementos se aplican la ecuación de continuidad y el principio de conservación de la energía. Son modelos cuasiestacionarios puesto que en el proceso de resolución suponen que las condiciones de



contorno permanecen constantes con el tiempo, si bien en el siguiente instante de cálculo estas condiciones pueden cambiar. Asimismo, se supone que las transformaciones que sufre el fluido son reversibles, si bien se permite el intercambio de calor y trabajo con el entorno.

Sus principales ventajas son su rapidez de cálculo así como el bajo coste computacional asociado. No obstante, por el hecho de ser cerodimensionales, no pueden tener en cuenta los fenómenos ondulatorios que pudieran aparecer en el elemento a estudiar. Estas circunstancias hacen que estos modelos sean apropiados en los siguientes casos:

- Cuando los pulsos de presión o rarefacción que atraviesan el elemento y que son originados en el cilindro sean de pequeña amplitud, lo cual suele ocurrir en colectores de admisión y escape de motores lentos.
- En el caso en que no exista en el elemento ninguna dirección de propagación de ondas predominante, circunstancia que ocurre en el caso de cilindros o bien en colectores o parte de colectores de diseño compacto.

### 3.3.1.1. Ecuaciones generales

En este apartado se presenta el proceso de resolución empleado en sistemas analizados según un modelo de llenado y vaciado. En un determinado instante de cálculo, se suponen conocidas las propiedades termodinámicas en el interior del sistema y los gastos entrantes o salientes de conductos conectados al sistema. A continuación, se pretende calcular las propiedades del sistema en el instante siguiente teniendo en cuenta el balance de masa y de energía.

El balance de masa contabiliza la variación de la masa de gas en el sistema en función de las aportaciones de las distintas ramas que en él confluyen durante el intervalo de integración, que matemáticamente se expresa:

$$dm_c = \sum_e dm_e - \sum_s dm_s \quad (3.8)$$

donde los subíndices  $e$  y  $s$  denotan el número de ramas entrantes y salientes, y el cálculo de dichas masas puede realizarse puesto que se conocen los gastos máxicos por cada una de las ramas y el intervalo de integración:

$$dm_e = \dot{m}_e dt \quad (3.9)$$

El balance de energía en el sistema se plantea aplicando el primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos, que en forma diferencial tiene la

siguiente expresión:

$$d(m_c u_c) = \delta Q + \delta W + \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) dm_e - \sum_s \left( h_s + \frac{c_s^2}{2} \right) dm_s \quad (3.10)$$

Es decir, la variación de energía interna,  $d(m_c u_c)$ , en el sistema se obtiene a partir del balance del calor,  $\delta Q$ , y del trabajo,  $\delta W$ , intercambiados con el entorno y las entalpías totales entrantes y salientes por las ramas del sistema. Además, puesto que el sistema no tiene dimensión, se considera nulo el término cinético del fluido en su interior, y por tanto la entalpía total del fluido saliente será precisamente la del sistema:

$$h_s + \frac{c_s^2}{2} = h_c \quad (3.11)$$

En el caso de que el sistema modelado esté formado por un pistón que permita una variación de volumen del mismo, como podría ser el caso del cilindro o del cárter, se puede computar el trabajo intercambiado con el entorno mediante la siguiente expresión:

$$\delta W = -p_c dV_c \quad (3.12)$$

Sustituyendo las expresiones 3.8, 3.11 y 3.12 en 3.10, se obtiene:

$$d(m_c u_c) = \delta Q - p_c dV_c + \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) dm_e - h_c \left( \sum_e dm_e - dm_c \right) \quad (3.13)$$

Diferenciando el primer término y agrupando los sumatorios se llega a:

$$u_c dm_c + m_c du_c = \delta Q - p_c dV_c + \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e + h_c dm_c \quad (3.14)$$

y reagrupando términos:

$$(u_c - h_c) dm_c + m_c du_c + p_c dV_c = \delta Q + \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (3.15)$$

Considerando ahora la expresión de la energía interna para el caso de un gas ideal y la definición de la entalpía:

$$u = c_v T \quad (3.16)$$

$$h = u + pv \quad (3.17)$$

La ecuación 3.15 quedará de la siguiente forma:

$$-p_c v_c dm_c + m_c c_v dT_c + p_c dV_c = \delta Q + \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (3.18)$$

y dividiendo por el producto de la presión y el volumen del sistema ( $p_c V_c$ ), y teniendo en cuenta la ecuación de estado de los gases perfectos ( $pV = mRT$ ), se llega a:

$$-\frac{dm_c}{m_c} + \frac{c_v dT_c}{RT_c} + \frac{dV_c}{V_c} = \frac{\delta Q}{p_c V_c} + \frac{1}{p_c V_c} \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (3.19)$$

Teniendo ahora en cuenta la relación de Mayer y la definición del coeficiente adiabático:

$$R = c_p - c_v \quad (3.20)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.21)$$

la ecuación 3.19 puede escribirse de la siguiente forma:

$$-\frac{dm_c}{m_c} + \frac{1}{\gamma - 1} \frac{dT_c}{T_c} + \frac{dV_c}{V_c} = \frac{\delta Q}{p_c V_c} + \frac{1}{p_c V_c} \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (3.22)$$

En donde el primer término de la expresión se puede integrar directamente, pero no el segundo, cuyas integrales será necesario evaluarlas numéricamente:

$$\ln \left( \frac{V_{c2} m_{c1}}{V_{c1} m_{c2}} \left( \frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right) = \int_1^2 \frac{\delta Q}{p_c V_c} + \int_1^2 \frac{1}{p_c V_c} \sum_e \left( h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (3.23)$$

El proceso de resolución supone una variación lineal entre el estado 1 y 2 de las funciones que aparecen en el segundo término de la ecuación 3.23 y, así, resolver dichas integrales usando el teorema de valor medio. Este proceso resolutivo ha de ser necesariamente iterativo debido a las siguientes circunstancias:

- Es necesario conocer las propiedades termodinámicas del fluido en el instante actual,  $p_{c2}$  y  $h_{c2}$ , para poder evaluar las integrales del segundo término. Estas propiedades son función de la temperatura en el instante actual,  $T_{c2}$ , y por tanto la ecuación 3.23 no es explícita en la temperatura.

- También, el calor intercambiado por el sistema en el instante actual es un dato necesario. De hecho, el calor cedido o absorbido por el sistema dependerá generalmente de la temperatura del fluido,  $T_{c2}$ , que a priori es desconocida.

Por consiguiente, para determinar la temperatura del fluido en el instante actual será necesario proceder de forma iterativa y concluir el proceso cuando el error cometido entre dos soluciones consecutivas sea tan pequeño como se desee. Una vez calculada la temperatura del sistema, puesto que la masa se conoce al aplicar el balance másico según la expresión 3.8, se puede obtener la presión a la que se encuentra el sistema aplicando la ecuación de estado. Estas nuevas propiedades termodinámicas se usarán en el siguiente paso de integración para el cálculo de los gastos a través de las ramas.

### 3.3.2. Modelo de acción de ondas

Un modelo de acción de ondas que resuelve las ecuaciones que gobiernan el flujo compresible bajo régimen unidimensional no estacionario y considerando cambios de sección, transferencia de calor y rozamiento del fluido con las paredes. Las ecuaciones son las de conservación de la masa o continuidad, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía o primer principio de la termodinámica, que en forma diferencial se expresan:

Ecuación de conservación de la masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c)}{\partial x} + \frac{\rho c}{S} \frac{dS}{dx} = 0 \quad (3.24)$$

Ecuación de conservación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial (\rho c)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c^2 + p)}{\partial x} + \rho \left( \frac{c^2}{S} \frac{dS}{dx} + g \right) = 0 \quad (3.25)$$

Ecuación de conservación de la energía

$$\dot{q}\rho = \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\gamma - 1} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( c \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma p}{\gamma - 1} \right) \right) + c \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma p}{\gamma - 1} \right) \frac{1}{S} \frac{dS}{dx} \quad (3.26)$$

donde  $S$  es la sección transversal del conducto,  $\dot{q}$  es el calor transferido a las paredes por unidad de tiempo y de masa de fluido y  $g$  es la cantidad de movimiento transferida a las paredes por efecto de la fricción, y que se calcula según:

$$g = f \frac{c^2}{2} \frac{c}{|c|} \frac{4}{D} \quad (3.27)$$

donde  $D$  es el diámetro del conducto, y  $f$  es el coeficiente de Froude, que se determina con:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{\rho c^2}{2}} \quad (3.28)$$

siendo  $\tau_w$  el esfuerzo cortante en la pared del conducto.

En la resolución del sistema también se recurre a ecuaciones como la de estado del gas perfecto:

$$p = \rho RT \quad (3.29)$$

y la de la definición de la velocidad del sonido:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.30)$$

Históricamente, el primer método que se utilizó para resolver las ecuaciones no lineales del flujo unidimensional en los colectores del motor fue el llamado método de las características, introducido por Riemann y aplicadas en este campo por Jenny en 1950 [8]. La razón es que, antes de la llegada de ordenadores, este procedimiento permitía la resolución mediante métodos gráficos. Con este método se pueden construir los trenes de ondas de presión que viajan en ambas direcciones dentro de los tubos de admisión y de escape. Con la llegada de los ordenadores, se empleó el mismo método de las características pero con una resolución numérica [12], lo que permitió facilitar y ampliar los casos de estudio.

Sin embargo, el método de las características produce ciertos problemas en la evaluación de la conservación de la masa, lo que ha provocado que la mayoría de investigadores que utilizaban este método hayan cambiado a un método de resolución de las ecuaciones por diferencias finitas. Entre estos métodos, se encuentra el de Lax–Wendroff en el que las ecuaciones que gobiernan el problema, escritas en su forma conservativa, se convierten a un esquema centrado y se resuelve mediante la aplicación de series de Taylor [13]. Richtmyer y Morton [14] proponen una mejora sobre este esquema al resolverlo según el método de dos pasos y Takizawa lo usa por primera vez en la simulación de un motor de combustión interna alternativo [15]. Si bien el método de diferencias finitas tiene menos sentido físico en la resolución, proporciona más precisión en el cálculo a la vez que divide los tiempos de ejecución a casi la mitad.

### 3.3.2.1. Método de Lax–Wendroff

La resolución de las ecuaciones por el método de diferencias finitas de Lax–Wendroff de dos pasos conduce a un sistema de ecuaciones que se puede expresar de forma matricial [16]:

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial x} + \mathbf{C}_1 + \mathbf{C}_2 = 0 \quad (3.31)$$

donde

$$\begin{aligned} \mathbf{W}(x, t) &= \begin{bmatrix} \rho \\ \rho c \\ \rho \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\gamma-1} \end{bmatrix} & \mathbf{F}(\mathbf{W}) &= \begin{bmatrix} \rho c \\ \rho c^2 + p \\ c \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma p}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_1(x, \mathbf{W}) &= \begin{bmatrix} \rho c \\ \rho c^2 \\ c \left( \rho \frac{c^2}{2} + \frac{\gamma p}{\gamma-1} \right) \end{bmatrix} \frac{1}{S} \frac{dS}{dx} & \mathbf{C}_2(\mathbf{W}) &= \begin{bmatrix} 0 \\ g\rho \\ -\dot{q}\rho \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Las incógnitas del sistema son la densidad,  $\rho$ , la cantidad de movimiento por unidad de volumen,  $\rho c$ , y la energía por unidad de volumen,  $\rho \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\gamma-1}$ . El término  $g$  es la fricción por unidad de masa, mientras que  $\dot{q}$  es el término relativo a la potencia térmica transmitida por unidad de masa. Para obtener mejores resultados a la hora de resolver las ecuaciones de conservación, mediante la utilización de esquemas numéricos, Gascon [17] propone reescribir el sistema de forma más conservativa posible y para ello multiplica el sistema anterior por la sección  $S$ .

El método de Lax–Wendroff de dos pasos se aplica de la manera indicada en la figura 3.3. En primer lugar se evalúan las cantidades en el instante  $n + \frac{1}{2}$  en los puntos de la malla espacial  $j - \frac{1}{2}$  y  $j + \frac{1}{2}$ , para más tarde calcular a partir de éstos los valores del nodo considerado en el instante actual  $j, n + 1$ .

### 3.3.2.2. Método de la TVD

Harten [18] introdujo el concepto de la TVD<sup>1</sup>, donde la variación de la solución numérica es controlada de una manera no lineal para prohibir

<sup>1</sup>Total Variation Diminishing

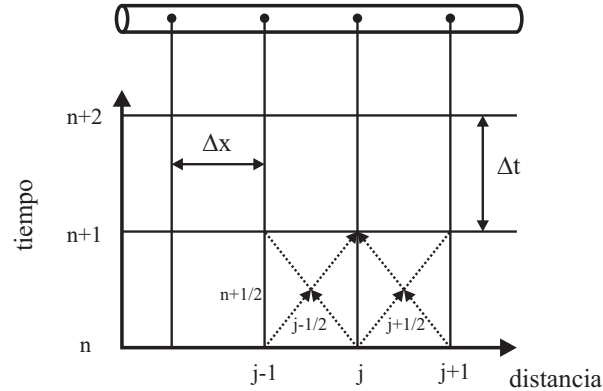


Figura 3.3: Mallado espacial y temporal del método de Lax-Wendroff.

la apariencia de cualquier nuevo máximo o mínimo. Sweby [19] obtuvo importantes resultados usando técnicas de limitación de flujo.

Los resultados obtenidos con el esquema TVD ofrecen una solución casi exacta de la fluidodinámica interna. El esquema tiene un comportamiento estable en problemas con fuerte variación de la sección. Arnau [20] concluye, en relación a la reproducción de las variables instantáneas, recomendar la utilización de estos esquemas cuando el principal objetivo del modelo sea una respuesta dinámica precisa y recomienda su aplicación a los conductos de motores con fuerte variación de sección.

### 3.3.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características

Además del cálculo en los conductos, que es siempre considerado como el núcleo de los modelos de acción de ondas, estos modelos deben de tratar el cálculo en las fronteras, es decir, el flujo en los extremos de los tubos. Los conductos de admisión y de escape de motores se hallan conectados entre sí a través de uniones, depósitos, estrechamientos, ensanchamientos, etc. o bien se conectan con elementos singulares como compresor y turbina de sobrealimentación, intercooler, filtro, mariposa, catalizadores, silenciadores, o como los propios cilindros del motor, que son precisamente la fuente de excitación de los procesos ondulatorios en los colectores. Tan importante como el cálculo del flujo en el interior de los conductos es el cálculo de las condiciones de contorno, ya que éstas determinan el cálculo en los conductos.

Las diferencias principales en los modelos de acción de ondas que se utilizan en el mundo se refieren al tratamiento de las condiciones de contorno.

En casi todos los casos de condiciones de contorno que se encuentran en un motor, el flujo se aleja claramente de la hipótesis de unidimensionalidad, y en algunos casos concretos, el patrón del flujo es extremadamente complicado, por lo que se deben hacer importantes hipótesis simplificadoras, que convierten a estas condiciones de contorno en el punto débil del modelo global. Una de las hipótesis adoptada en muchas de las condiciones de contorno es la de cuasiestacionariedad, es decir, el flujo se considera estacionario en los extremos de conductos en cada instante de resolución, actualizándose en el instante siguiente. Las condiciones de contorno se resuelven pues con un conjunto de ecuaciones algebraicas que simulan el comportamiento del elemento al que representan.

A pesar de que actualmente el método de las características no es utilizado para el cálculo del flujo en los conductos, sigue siendo utilizado para el cálculo de las condiciones de contorno por el sentido físico que representan las variables características o de Riemann utilizadas por este método de resolución: las características incidente y reflejada y el nivel de entropía, que facilitan la introducción de las condiciones de contorno mediante ecuaciones algebraicas.

En el método de las características las ecuaciones de partida 3.24, 3.25 y 3.26 son resueltas a lo largo de las dos líneas características y la línea de corriente que vienen definidas por las ecuaciones siguientes [21]:

Líneas características:

$$\frac{dx}{dt} = c + a \quad (3.33)$$

$$\frac{dx}{dt} = c - a \quad (3.34)$$

Líneas de corriente o trayectorias:

$$\frac{dx}{dt} = c \quad (3.35)$$

Las líneas características representan un sistema de referencia que se moviera solidariamente a una perturbación de presión viajando en el mismo o en sentido contrario del flujo. Las líneas de corriente representan un sistema de referencia que se mueve con la misma velocidad del flujo. Se puede entender de manera simplificada que las líneas características contienen la información de las ondas de presión que viajan en uno y otro sentido dentro de un conducto, mientras que las líneas de corriente informan de las propiedades de una porción de fluido que viaja a una velocidad  $c$ .



Se trata pues de un cambio de variable que convierte el sistema de ecuaciones en derivadas parciales de tipo hiperbólico, en un sistema de derivadas totales desacopladas:

$$\frac{dp}{dt} \pm \rho a \frac{dc}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad \text{junto con} \quad \frac{dx}{dt} = c \pm a \quad (3.36)$$

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} + \Delta_1 = 0 \quad \text{junto con} \quad \frac{dx}{dt} = c \quad (3.37)$$

donde  $\Delta_i$  representan los términos correspondientes a la fricción, la transmisión de calor y los cambios de sección de las ecuaciones 3.24, 3.25 y 3.26.

Mientras que para la resolución de las ecuaciones 3.24, 3.25 y 3.26 con el método de Lax–Wendroff las incógnitas elegidas eran la densidad, el momento y la energía, en la resolución del nuevo sistema de ecuaciones conviene realizar un cambio de variables y tomar unas nuevas, llamadas de Riemann, ya que el valor de éstas permanece constante en las definidas líneas características:

$$\lambda = A + \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (3.38)$$

$$\beta = A - \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (3.39)$$

donde  $C = \frac{c}{a_{ref}}$  y  $A = \frac{a}{a_{ref}}$  son respectivamente la velocidad adimensionalizada y velocidad del sonido adimensionalizada.

Para terminar de caracterizar el flujo se considera una variable que contiene información sobre la entropía del fluido. A tal efecto se define el nivel de entropía  $a_A$  que es la velocidad del sonido que tendría el gas si evolucionara de forma isentrópica desde su estado actual a otro de presión  $p_{ref}$ . La variable adimensionalizada es  $A_A$  que se determina según:

$$A_A = \frac{a_A}{a_{ref}} \quad (3.40)$$

Después de las simplificaciones oportunas las ecuaciones a resolver son:

Línea característica  $\lambda$ :

$$d\lambda = f_\lambda(A, A_A) dA_A + g_\lambda(A, C, \Delta_i) dZ \quad (3.41)$$

Línea característica  $\beta$ :

$$d\beta = f_\beta(A, A_A) dA_A + g_\beta(A, C, \Delta_i) dZ \quad (3.42)$$

Nivel de entropía:

$$dA_A = f(A, C, A_A, \Delta_i) dZ \quad (3.43)$$

donde  $Z = \frac{t \ a_{ref}}{L}$  es el tiempo adimensionalizado y  $L$  una longitud de referencia.

Para el cálculo de las variables características  $\lambda$  y  $\beta$ , en el instante actual y dependiendo si se trata del extremo derecho o izquierdo del conducto, sólo se conoce una de ellas, que es lo que se llama la característica incidente [22]. El procedimiento de resolución de estas ecuaciones en los extremos de los conductos depende del sentido del flujo.

**Flujo saliente del tubo.** En el caso de que el flujo sea saliente del tubo, se asigna al extremo del mismo un nivel de entropía interpolado entre las líneas de corriente más próximas. Conociendo la característica incidente y el nivel de entropía, para que el proceso de cálculo esté determinado hace falta una ecuación más que permitirá la obtención de la característica reflejada. Esta ecuación vendrá impuesta por el comportamiento de la condición de contorno.

**Flujo entrante al tubo.** En el caso de flujo entrante, y dado que el nivel de entropía depende sólo del fluido que entra, se supone inicialmente el mismo valor que tenía en el instante anterior, ya que será corregido posteriormente. Así pues, el valor del nivel de entropía no es conocido, y esto afecta a las variables de Riemann. Para estimar la relación entre los valores supuestos y los reales, se supone que todo el cambio del nivel de entropía se produce en una porción estrecha del fluido cerca del extremo, y que la presión es la misma a ambos lados de la singularidad. El resultado que se obtiene es, dependiendo del extremo del tubo:

Extremo derecho:

$$A \frac{\hat{A}_A}{A_A} = \hat{\lambda} - \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (3.44)$$

Extremo izquierdo:

$$A \frac{\hat{A}_A}{A_A} = \hat{\beta} + \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (3.45)$$

donde las variables  $\hat{A}_A$ ,  $\hat{\lambda}$  y  $\hat{\beta}$  son valores supuestos. En el caso de flujo entrante hacen falta dos ecuaciones de comportamiento de la condición de contorno para poder resolver el problema.

Como se observa en el planteamiento de resolución anterior, los valores de las propiedades en los extremos necesarios para el cálculo de las características y el nivel de entropía son valores algebraicos. Esto tiene la ventaja de que el cálculo de las condiciones de contorno va desacoplado del cálculo en los conductos, por lo tanto su resolución se lleva a cabo con ecuaciones algebraicas más sencillas.

Dentro de este apartado dedicado a la resolución de las condiciones de contorno y por su relevancia en el caso del motor que se analiza, se describe a continuación cómo debe realizarse el tratamiento, desde el punto de vista del modelado, del acoplamiento entre el cálculo unidimensional en los conductos y el cero-dimensional según un modelo de llenado y vaciado.

### 3.3.3.1. Cálculo del flujo en uniones

Se prestará especial atención en este apartado, por su implicación en el modelado de motores de 2T, a las condiciones de contorno en las que tiene lugar la unión de un conducto, resuelto con un modelo de acción de ondas, con un cilindro o con un depósito, resueltos con un modelo de llenado y vaciado. Estas condiciones de contorno teóricas que lleven a cabo esta interacción, y que desde ahora se denominarán como uniones, deben ser cuidadosamente formuladas para predecir con exactitud los pulsos de presión reflejados y el gasto másico generado en los extremos. El disco rotativo en la admisión al cárter, las lumbreras del cilindro, las conexiones entre conductos y depósitos en el airbox y en el depósito que modela la atmósfera, son algunos ejemplos de uniones que se pueden encontrar en un motor de 2T.

Una parte esencial de una formulación termodinámica no isentrópica para el análisis de uniones debe incluir la geometría local de la apertura. Puesto que el área real de paso del flujo que atraviesa una unión es menor que el área geométrica de dicha unión, es habitual describir este comportamiento con un coeficiente de descarga. Tradicionalmente, este coeficiente de descarga se mide en un banco de flujo estacionario y se incorpora al modelado no estacionario del flujo de forma cuasiestacionaria con el fin de, si no resolver el complejo patrón de flujo que aparece en la unión, sí al menos reproducir lo más fielmente posible el flujo másico y las ondas de presión generadas.

La figura 3.4 [22] muestra la situación cuasiestacionaria de flujo saliente desde un recinto, como podría ser un cilindro o un depósito, a un conducto. La situación de flujo entrante sería similar salvo que la dirección del flujo tendría sentido contrario. El flujo saliente del recinto, posición  $c$ , hacia la posición 2 en el conducto a través de la garganta, posición 1, se analiza con la combinación

del primer principio de la Termodinámica o conservación de la energía entre el recinto y la garganta, y entre la garganta y el tubo, con la conservación del momento desde la garganta al tubo, y con la ecuación de continuidad entre la garganta y el tubo [23]. Durante el análisis, que no se reproduce aquí, la ecuación de continuidad aplicada entre la garganta y el conducto se pone de manifiesto según:

$$C_d \rho_1 c_1 F_1 = \rho_2 c_2 F_2 \quad (3.46)$$

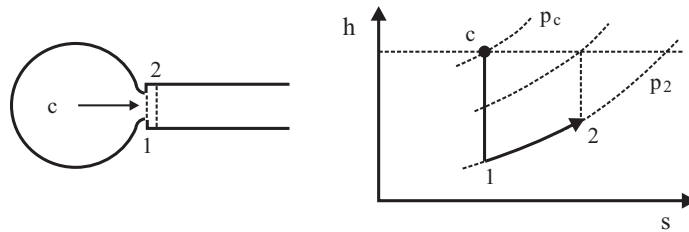


Figura 3.4: Proceso de flujo saliente de un recinto.

Se evidencia, por tanto, la necesidad de proporcionar valores de los coeficientes de descarga en cada unión durante el proceso de cálculo requerido por un modelo unidimensional. En la literatura se encuentran descripciones de la medida y determinación de los coeficientes de descarga en lumbreras y válvulas conectadas a cilindros de motores [24, 25], y previamente en sección 2.2 se ha descrito el banco de flujo así como la metodología de ensayo llevada a cabo durante los trabajos realizados en relación a este tema.

Habitualmente se calcula el coeficiente de descarga según la expresión:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{ens}}{\dot{m}_{isen}} \quad (3.47)$$

donde  $\dot{m}_{ens}$  es el gasto de aire medido en el ensayo en banco de flujo y  $\dot{m}_{isen}$  es el gasto teórico que habría si el proceso fuera isentrópico, y que puede obtenerse a partir de la ecuación de flujo estacionario compresible adiabático e ideal, también conocida como ecuación de la tobera:

$$\dot{m}_{isen} = A_{ref} \cdot p_1 \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \frac{1}{T_1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (3.48)$$

donde  $A_{ref}$  es un área de referencia, que suele adoptar el valor de la sección del tubo,  $p_1$  es la presión de parada aguas arriba del elemento,  $T_1$  es la temperatura en las mismas condiciones,  $p_2$  es la presión de parada aguas abajo del elemento,  $R$  y  $\gamma$  son características del gas que atraviesa el elemento.

Si el objetivo de la medida del coeficiente de descarga es simplemente establecer una comparación experimental entre, por ejemplo, las lumbreras de cilindros de motores de dos tiempos o entre varias cajas de láminas, entonces el uso de la fórmula 3.47 es completamente válido. Sin embargo, si el objetivo del ensayo en banco de flujo es proporcionar al modelado unidimensional de información sobre la restricción del flujo en la unión en estudio, entonces los coeficientes de descarga no deben determinarse tal y como se plantea en dicha fórmula.

En efecto, el objetivo consiste en medir y deducir el coeficiente de descarga de tal forma que, cuando se utilice en la simulación por ordenador del motor, a igualdad de valores de presión y temperaturas aguas arriba y aguas abajo de la unión, proporcione exactamente el gasto másico que fue medido, tal y como propone Blair [26–28]. Es decir, que para que concurren estas circunstancias, el gasto teórico que aparece en el denominador de la expresión 3.47 puede no ser obtenido asumiendo un proceso isentrópico, sino que debe imponerse el mismo gasto teórico que el evaluado por el programa de simulación como consecuencia del conjunto de procesos termodinámicos que sufre el fluido al atravesar dicha unión.

Para obtener este gasto másico evaluado por el programa de simulación con el objetivo de calcular el coeficiente de descarga es necesario disponer de un coeficiente de descarga previo y, por tanto, el proceso de resolución es iterativo. La solución algebraica a este procedimiento iterativo no es trivial. El número de incógnitas depende del sentido del flujo (entrante o saliente) pudiendo ser subsónico o sónico en cada uno de estos casos. En particular, el número de incógnitas puede variar entre dos y cinco, dependiendo de cada uno de los casos en los que se encuentra el flujo.

#### 3.3.4. Modelado multidimensional

La aplicación del modelado multidimensional para el estudio del barrido en el motor de dos tiempos, se plantea como una alternativa y complemento a métodos experimentales de medida y modelos teóricos para el barrido como los cerodimensionales, como los modelos de una zona y multizona o modelos semiempíricos, basados en los resultados obtenidos en ensayos experimentales. El modelado se realiza mediante los códigos de cálculo CFD

(*Computational Fluid Dynamics*) que estos códigos resuelven las ecuaciones diferenciales que gobiernan el flujo en un dominio de cálculo determinado. Actualmente es posible su aplicación para realizar una evaluación teórica de los procesos termofluidodinámicos que tienen lugar en los conductos de admisión y escape y en el interior del cilindro de los MCIAs [29]. En los últimos años, el desarrollo de la capacidad de cálculo de los ordenadores, junto con la ampliación de las posibilidades de estos códigos, ha permitido construir modelos en los que se reproducen los fenómenos físicos en el interior del motor con suficiente detalle para considerar el modelado multidimensional como una herramienta muy útil en el diseño de motores [30, 31].

Mediante el uso de herramientas de cálculo CFD, es posible identificar las zonas de formación del cortocircuito y determinar su influencia en el proceso. También debe resaltarse que la información que el modelo multidimensional ofrece resulta muy difícil de obtener experimentalmente. Por otra parte también se pueden obtener los coeficientes de descarga, ya que el uso de esta herramienta informática toma en cuenta el desarrollo o evolución del flujo en el interior de los sistemas que forman el motor.

Uno de los principales inconvenientes que presenta el modelado multidimensional resulta del elevado tiempo empleado tanto para realizar los cálculos como del necesario para la construcción y definición del modelo. La precisión del cálculo dependerá de los fenómenos fisicoquímicos que se incluyan en el modelado y de las simplificaciones que se realicen para los que se hayan considerado. Existen fenómenos como la turbulencia que no pueden modelarse completamente, detalles de la geometría real de las piezas que no pueden tenerse en cuenta, condiciones de contorno inexactas, etc., que pueden afectar a la precisión del cálculo. Debido a este tipo de limitaciones en el cálculo multidimensional en MCIAs se ha de llegar a un equilibrio entre la precisión obtenida y el tiempo de construcción del modelo y de cálculo a la solución.

En las siguientes secciones se exponen, en primer lugar, las principales características de los códigos de cálculo CFD, seguida de una revisión de distintos trabajos de su aplicación al modelado de motores de dos tiempos.

#### **3.3.4.1. Modelos de cálculo multidimensional**

Como se ha señalado anteriormente, los códigos de cálculo CFD dan solución, mediante técnicas de resolución numérica, a las ecuaciones diferenciales que gobiernan las propiedades del flujo.

La mecánica de fluidos está basada en las ecuaciones de Navier-Stokes o de conservación del momento. Así pues, el cálculo CFD deben considerarse,

además de éstas, la ecuación de continuidad o de conservación de la masa, junto con las  $n - 1$  ecuaciones de conservación para las  $n$  distintas especies químicas presentes en el flujo y la ecuación de conservación de la energía. Para el caso del fluido compresible debe añadirse la ecuación de estado que relaciona presión, temperatura y densidad entre sí.

Asimismo debe incluirse el modelado del flujo turbulento, que se presenta en numerosos problemas de dinámica de fluidos. El flujo en los MCIA es de carácter turbulento no estacionario con diferentes escalas espaciales y temporales, lo que hace necesario la consideración de los efectos de la misma en los procesos fluidodinámicos en el interior de estos.

#### 3.3.4.2. Cálculo CFD aplicado a motores de 2T

La evolución que ha seguido el modelado multidimensional en el aspecto de su aplicación a motores de dos tiempos, es el objeto del presente apartado. Inicialmente e impuesto por la capacidad de cálculo de los ordenadores y de los propios códigos CFD, el empleo de modelado multidimensional para el cálculo del flujo en motores de dos tiempos estaba limitado a dominios bidimensionales resultantes del empleo de configuraciones axisimétricas para el cilindro [32, 33]. Éstos suministraban información acerca de la configuración general del campo de velocidades del cilindro, incluso Sher [34] los emplea para el desarrollo de modelos de barrido. Sin embargo, la información que ofrecían no podía considerarse lo suficiente cercana a los procesos reales por cuestiones de precisión de geometría y de cálculo.

Una mayor precisión en el cálculo de la fluidodinámica en motores de dos tiempos se obtuvo con el empleo de mallados tridimensionales con mayor definición de la geometría del cilindro, mostrado en trabajos como los de Sweeney [35] y Ahmadi-Befrui [36]. La mayor limitación del modelado donde se emplea un dominio de cálculo en el que no se incluyen las lumbreras, viene dada por la necesidad de imponer durante todo el cálculo los flujos salientes y entrantes con una orientación prefijada y constante que viene indicada por la orientación de las lumbreras. un análisis detallado de la validez de dicha configuración en el modelado de motores que presentan formas complejas en las lumbreras de transferencia fue realizado por Smyth [37].

Posteriores estudios concluyen que los modelos del cilindro de un motor de dos tiempos permiten realizar análisis del movimiento del aire en el interior del mismo, pero sus predicciones del flujo en el cilindro no pueden considerarse de gran precisión [38]. Sin embargo, debido a que resultan de simple construcción y relativamente rápida solución, se han seguido usando para

estudios paramétricos y de prediseño para la configuración de las lumbreras [39–41]. No obstante no ofrecen suficiente precisión para el estudio en detalle de los efectos de la geometría de las lumbreras en la estructura del campo de velocidades en el cilindro [42].

Con la inclusión en los códigos de la posibilidad de utilizar mallados que, además de simular el movimiento del pistón, permiten la conexión entre distintos dominios de cálculo, aparecen trabajos como los de Epstein [43] y Amsden [44], realizados con el código KIVA. En éstos se muestran modelos donde el dominio de cálculo incluye el cilindro junto a las lumbreras de transferencia y escape y se reproduce el proceso de apertura y cierre de las mismas. Con características similares y con distintos grados de complejidad del modelo, se han realizado posteriormente aplicaciones con otros códigos de cálculo tales como STAR-CD [42, 45, 46], FIRE [47, 48] y FLUENT [49]. El empleo de estas configuraciones posibilita una mayor precisión en el cálculo del movimiento de gases en el interior del cilindro, aunque ésta viene impuesta no sólo por el correcto modelado de las características del flujo en el cilindro, sino también en las lumbreras.

Se ha comprobado, como se ha dicho anteriormente, que en este tipo de motores las variaciones de la presión durante el ciclo, a la entrada y a la salida del cilindro, influyen de forma significativa en el comportamiento del flujo en el interior del cilindro y las lumbreras [3, 10, 11, 42–44, 46, 50, 51]. Por tanto, en el modelado del proceso de barrido para distintas condiciones de operación del motor, deben emplearse los valores instantáneos correspondientes a tales condiciones.

Los resultados cuando se usa el modelado multidimensional frente a valores medios del ciclo relativos a parámetros de barrido, como el coeficiente de admisión o el rendimiento de la retención, se obtiene un buen acuerdo [39, 52]. También se han realizado comparaciones frente a medidas de velocidad para distintos instantes del ciclo, mostrando buenos resultados para los valores de velocidad en las lumbreras [51] y la estructura general del campo de velocidades en el interior del cilindro [44, 53]. Las mayores discrepancias aparecen en detalles del flujo en el cilindro [45], especialmente en los valores de la turbulencia [38]. El origen de las discrepancias entre el modelado tridimensional y las medidas experimentales se atribuyen generalmente a la falta de resolución del mallado, condiciones de contorno inapropiadas y modelos de turbulencia incompletos.



### 3.3.4.3. Modelado del proceso de barrido

Una vez descritas las bases del cálculo CFD y realizada una revisión de su aplicación en motores de dos tiempos, en este apartado se presentan las características específicas para el modelado del barrido en un motor de dos tiempos.

En el modelado del proceso de barrido, se emplea el modelado multidimensional para el cálculo de la dinámica de gases en el cilindro y las lumbreras, ya que el cálculo del flujo en todo el motor es inabordable por medio de un código CFD, tanto en términos de tiempo de cálculo como en construcción de la malla computacional. Para la determinación de las propiedades del flujo que circula por todos los elementos del motor se ha de emplear un código de cálculo unidimensional. Por tanto, el modelado del barrido se centra en la adaptación del código CFD para dicha tarea, que incluyen las características del cálculo, la malla computacional, y las condiciones de contorno. Donde el modelado 1D, se hace necesario para la obtención de las condiciones de contorno e iniciales del cálculo multidimensional.

El programa de cálculo STAR-CD es un código CFD que se ha usado para el modelado del proceso de barrido. Los resultados obtenidos nos permitirá ajustar, mediante una función de transferencia, el modelado del cilindro en el modelo de acción de ondas. El STAR-CD se basa en técnicas de resolución por volúmenes finitos, con una capacidad para acometer el modelado termofluidodinámico en configuraciones geométricas complejas como las que se presentan en los MCIAs. Además tiene capacidad para resolver modelos con mallado móvil y permite la conexión y desconexión entre dominios. Que son características requeridas para afrontar el modelado multidimensional en motores de dos tiempos [54].

**(i) Características del cálculo multidimensional.** En este acápite se muestran las principales características del cálculo del barrido que se realiza mediante el código CFD. Éstas hacen referencia a las hipótesis y modelos utilizados en la obtención de las propiedades de flujo, así como a los esquemas de resolución empleados.

El fluido de cálculo se considera como un gas ideal compresible, de forma que la densidad es función de la presión y la temperatura según la ecuación de estado de los gases perfectos. En el cálculo del barrido se consideran distintas especies escalares que representan a la mezcla fresca y a los gases de escape.

Para ello se utilizan las propiedades de una mezcla estequiométrica de aire y combustible.

Los cálculos se realizan bajo la consideración de un flujo turbulento en el que se adopta convenientemente el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$ . Con este modelo no es posible tener en cuenta la anisotropía en la turbulencia, por lo que necesariamente genera imprecisiones cuando el flujo se aleja de esta situación. Sin embargo, entre las opciones que se disponen para el modelado de la turbulencia, ésta se ofrece como la más adecuada al problema planteado y resulta la más equilibrada en términos de coste computacional y precisión de resultados. No obstante, existen opciones teóricamente superiores como los modelos *RSM*, que a pesar de las ventajas que ofrece, su uso no se ha generalizado para el cálculo del flujo en MCIA. Por una parte, añaden un tiempo de computación muy superior con respecto al modelo  $k - \epsilon$ , y por otra, los estudios de validación no están tan extendidos como en los modelos de dos ecuaciones [55, 56]. En este sentido, Lea y Watkins [57] sostienen que en el modelado del flujo en MCIA resulta difícil juzgar la capacidad de un modelo de turbulencia debido a que el cálculo en éstos requiere un mallado con una definición espacial demasiado baja y el empleo de esquemas de cálculo de primer orden, que implican generalmente un grado de precisión insuficiente para comprobar la ventaja de los modelos *RSM* frente a los de dos ecuaciones. Esta situación viene unida a la dificultad de obtener medidas experimentales precisas acerca de la turbulencia en flujos con transitorios importantes.

El modelado del barrido se inicia poco antes de la apertura de la lumbrera de escape y finaliza cuando ésta se cierra, cubriendo así todo el desarrollo del proceso. Éste es un cálculo de carácter no estacionario donde se ha empleado una discretización temporal implícita. Los intervalos de cálculo se sugieren sean entre 0.1 y a 0.25 grados de giro de cigüeñal, intervalo con los que se garantiza la estabilidad y convergencia del cálculo, así como una precisión adecuada en la discretización temporal. En general, se considera que con un paso temporal correspondiente a 0.25 grados es suficiente, pero en los instantes que son altamente sensibles como son la apertura y cierre de las lumbreras se requieren pasos temporales inferiores para garantizar la estabilidad del cálculo. Esta reducción del paso temporal se hace especialmente necesaria en el instante de apertura de la lumbrera de escape, donde se presenta un elevado gradiente de presión y temperatura entre el cilindro y el escape.

Un algoritmo de acoplamiento entre presión y velocidad ha sido el PISO, que se muestra más efectivo que otros algoritmos como el SIMPLE y las variantes de éste para cálculos en transitorio [58]. Para la discretización espacial se utiliza un esquema upwind de primer orden para todas las variables

de flujo a excepción de la densidad, donde se emplea un esquema central de segundo orden. Si bien esta opción no es la que mayor precisión numérica ofrece, se muestra más adecuada a los requerimientos en cuanto a estabilidad del cálculo que impone el modelado CFD con mallado móvil y conexión y desconexión entre dominios.

(ii) **Mallado de cálculo.** Una vez planteados los requerimientos del cálculo, el siguiente paso a realizar en el modelado mediante un código CFD es la construcción de la malla computacional. El modelo que se propone incluye el cilindro y las lumbreras de transferencia y escape al dominio de cálculo. La inclusión de las lumbreras en la malla computacional se hace necesaria, ya que éstas determinan en gran medida el movimiento de los gases en el interior del cilindro y por tanto de las características del barrido. La malla computacional usada para el modelado del proceso de barrido se muestra en la figura 3.5.

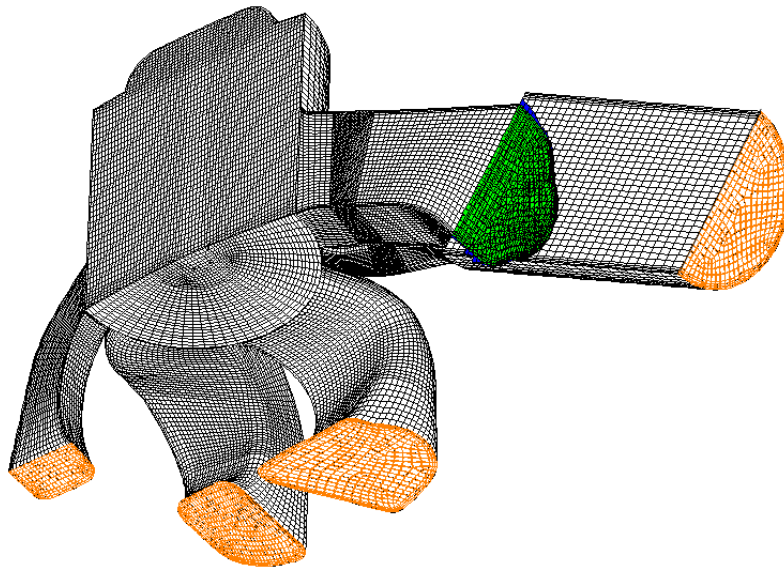


Figura 3.5: Malla del motor de 2T de 125cc de altas prestaciones usada para el modelado del proceso de barrido.

La malla ha sido construida mediante diferentes bloques de celdas que configuran el cilindro, las lumbreras de transferencia y la de escape. Dado que el cilindro y las lumbreras son geoméricamente simétricos respecto a un plano transversal del cilindro que pasa por la línea media de la lumbrera de escape, se ha mallado únicamente la mitad del dominio de cálculo inicialmente

considerado y se ha aplicado la condición de simetría del flujo respecto a dicho plano.

**(iii) Condiciones de contorno e iniciales.** Una vez se define el dominio de cálculo, deben aplicarse las condiciones de contorno y fijar los valores iniciales de las variables de flujo, ya que de éstas dependerán en gran medida los resultados ofrecidos por el modelado. Las condiciones de contorno de entrada y salida para el dominio de cálculo anteriormente definido corresponden a las propiedades del flujo en la admisión, antes de las lumbreras de transferencia, y en el sistema de escape, como muestra en las extremidades de las lumbreras en la figura 3.5.

Además se muestra la interfaz arbitraria entre lados del conducto de escape. La extensión adicional es de 71 mm de longitud del dominio, que se suma a la anterior longitud de 55 mm. Las restantes condiciones de contorno corresponden a las paredes, el plano de simetría y las condiciones específicas del código STAR-CD para las uniones entre distintos dominios. Entre éstas puede destacarse que para el cálculo de la transmisión de calor entre las paredes y el fluido se impone una temperatura fija en éstas, correspondiente a la parte del motor que representan: cilindro, escape y lumbreras de transferencia.

La longitud de las lumbreras de la malla es suficientemente extendida, en especial cuando los reflujos que salen fuera del dominio de calculo se reintroducen al interior del cilindro. De esta forma al extender la malla se evita la perdida de información que contiene los reflujos de masa cortocircuitada una vez sale del dominio de la malla. Un ejemplo del modelado del proceso de barrido del motor objeto de este estudio se muestra en la figura 3.6.

En la imagen #5 de la figura 3.6 el flujo que proviene del cárter que es mezcla fresca, se cortocircuita, sale del cilindro. Esto se aprecia de forma más acentuada en la imagen #6, pero en la imagen #7 se observa que el pulso que proviene del contracono, presión fijada como condición de contorno, reintroduce la masa con pérdida de información de la mezcla de quemados con mezcla fresca, debido a la corta longitud del dominio en la malla. Así pues se adopta la malla que fue mostrada en la figura 3.5 para el modelado del motor.

Un diagrama de la metodología llevada a cabo, para el modelado multidimensional del motor de dos tiempos de altas prestaciones que se usa en este trabajo de tesis, se muestra en la figura 3.7.

En este diagrama el proceso iterativo inicia imponiendo las condiciones de contorno, en la lumbrera de escape y transferencia, de presión instantánea obtenida del ensayo en banco motor, las temperaturas instantánea y media que

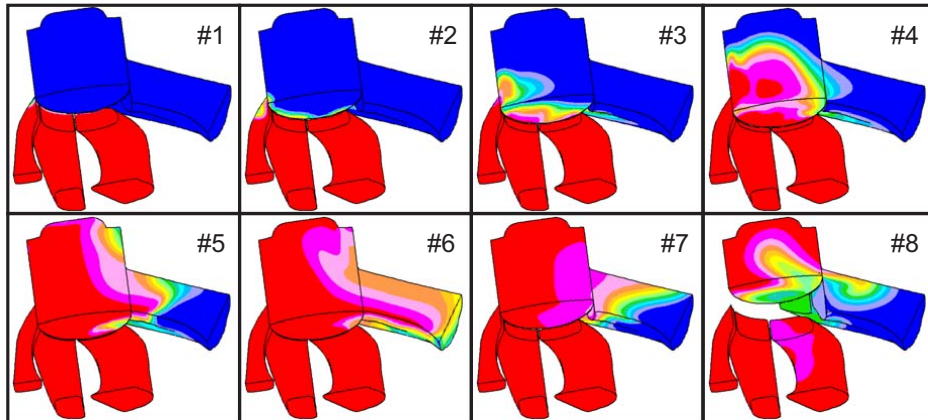


Figura 3.6: Concentración del gas (roja: aire puro; azul: gas quemado) en el plano de simetría del cilindro a 12500rpm, acelerador abierto, del motor de 2T de altas prestaciones, de barrido por lazo. Corresponde desde  $75^\circ$  hasta  $285^\circ$  de un ciclo del motor.

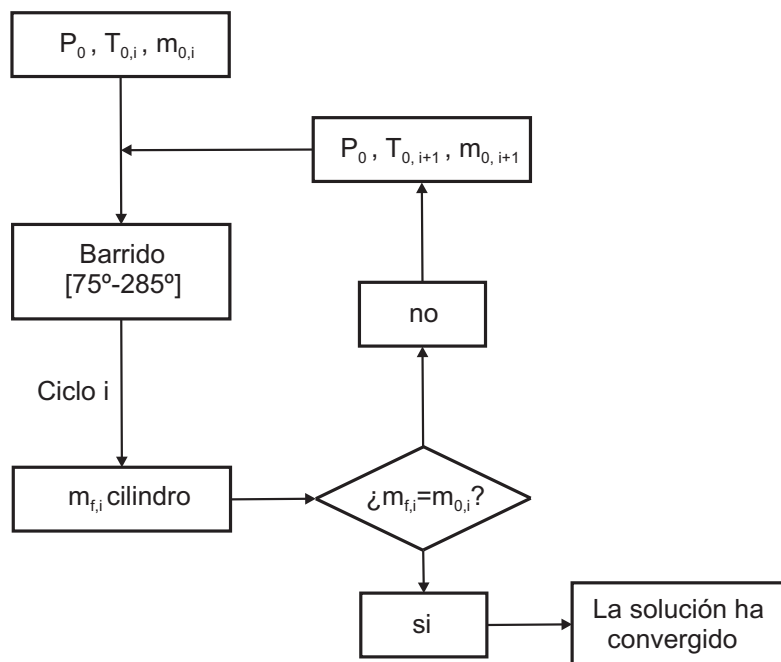


Figura 3.7: Diagrama del proceso del modelado del barrido.

proviene del modelado unidimensional, y la masa atrapada que se tiene en el ciclo cerrado, que se toma de la obtenida con el modelo unidimensional al cierre de la lumbrera de escape. Una vez declaradas las condiciones de contorno, se está en condiciones de iniciar el modelado del proceso de barrido. El intervalo de la simulación elegido es desde  $75^\circ$  después del PMS en expansión, hasta el ángulo  $285^\circ$ . Una vez hecho el primer ciclo del modelado de barrido, como se indica en el diagrama 3.7, se obtiene una masa atrapada. Si esta masa obtenida es igual a la que se ha impuesto en la condición de contorno, entonces la solución ha convergido. En caso contrario, es necesario iniciar un nuevo ciclo de cálculo. En este nuevo ciclo de cálculo la presión instantánea sigue siendo la misma que se ha definido inicialmente, debido a la certeza de esta señal. No obstante se cambian las condiciones de temperatura y masa atrapada. De esta forma inicia el segundo ciclo, se remodela el barrido y se procede a comparar los valores de masa atrapada. Este proceso se realiza sucesivamente hasta que la solución converge, es decir, la masa atrapada entre un ciclo y uno que le precede sea la misma. Este proceso iterativo converge en dos o tres ciclos.

### 3.4. Metodología de ajuste del modelo

Para que el modelo de acción de ondas simule el comportamiento real del motor de la mejor manera posible es necesario proporcionar una serie de datos al modelo, cuyos valores deberán ser obtenidos de forma experimental. Para ello, es necesario seguir una rutina de ajuste del modelo que consta de los siguientes pasos:

- Fijar las características geométricas del motor. El primer paso será seleccionar el tipo de elemento con que se pretende modelar cada parte del motor. Qué elementos constructivos van a ser modelados como tubos y cuáles serán asemejados a volúmenes. Del mismo modo, es necesario definir la tipología de las uniones entre elementos. Se deben medir las longitudes y diámetros de los conductos del motor así como los volúmenes de los diferentes elementos del sistema de admisión y escape para introducir sus valores en el modelo.
- Caracterización de los sistemas que integran el motor, mediante ensayos en banco de flujo y banco de impulsos, de esta forma alimentar al modelo tomando por una parte los coeficientes de descarga que representan las pérdidas de carga de los elementos, y que tengan similar respuesta dinámica a la obtenida experimentalmente en banco de impulsos, es decir

que en el modelo de pruebas de impulsos, mediante tubos y depósitos, se reproduzca la información obtenida experimentalmente.

- Realización de los ensayos experimentales en banco motor, para la obtención de las condiciones de referencia a las que se pretende ajustar el modelo. En estos ensayos se miden los valores medios de presión y temperatura que se buscan reproducir mediante modelado unidimensional. Del mismo modo, se deben monitorear algunas evoluciones instantáneas de presión para verificar que el modelo del motor es capaz de reproducir la dinámica de ondas en los diferentes sistemas de admisión y escape. La evolución instantánea de la presión del cárter, cilindro y escape suelen ser escogidas para este fin. No obstante, también se emplean diferentes señales registradas en banco motor como el gasto de aire, combustible, presiones manométricas, temperaturas medias, par motor. En el capítulo 2 fueron detalladas las mediciones que se han hecho para lograr este objetivo.
- Suministrar los parámetros de funcionamiento. En particular, las leyes de liberación de calor deben ser conocidas, que serán simuladas mediante la función de Wiebe [59]. Los coeficientes de esta función deben obtenerse en un primer paso por medio de información experimental del cilindro. En el capítulo 4 se realiza un diagnóstico de la combustión y se desarrolla una metodología que definen correlaciones para los parámetros que definen la ley de Wiebe.
- Por otra parte la transmisión de calor en sistemas de escape en motores de altas prestaciones, es importante tomar en cuenta las situaciones altamente no-estacionarias debidas a la turbulencia y a los cambios de velocidad del flujo, que al no ser tomadas en cuenta se subestima la transmisión de calor. Un estudio en detalle de la transmisión de calor para procesos altamente no-estacionarios es hecho en el capítulo 5.
- Validación del modelo. En esta fase se lleva a cabo mediante información registrada de forma experimental, los resultados de las simulaciones, del motor 1D que contempla la geometría completa, debe reproducir los valores instantáneos y medidos con el nivel de precisión requerido. Las variables más importantes que se pretende monitorear son: presiones instantáneas por el sistema de admisión, en el interior del cilindro y en el sistema de escape; además del coeficiente de admisión, par motor, temperaturas y presiones manométricas.

El proceso de ajuste del modelo es una tarea nada fácil para obtener buenos resultados. Se requiere conocimiento del proceso de renovación de la carga en *MCIA* y de herramientas de modelado.

### 3.5. Modelado de un motor de 2T de altas prestaciones

El objetivo de este apartado es presentar los sistemas que forman el motor utilizado para realizar los estudios de la presente tesis. A la vez que se presenta el motor, se irá descubriendo la forma en la que se ha modelado cada uno de los sistemas que lo integran de acuerdo a los modelos presentados en este capítulo. De igual forma, se indicará qué información experimental ha sido necesario recurrir para la puesta a punto del modelado de cada sistema. Los resultados de caracterización de pérdidas de presión y de coeficientes de descarga de los sistemas que integran el motor serán contrastados con los obtenidos de forma experimental para su validación.

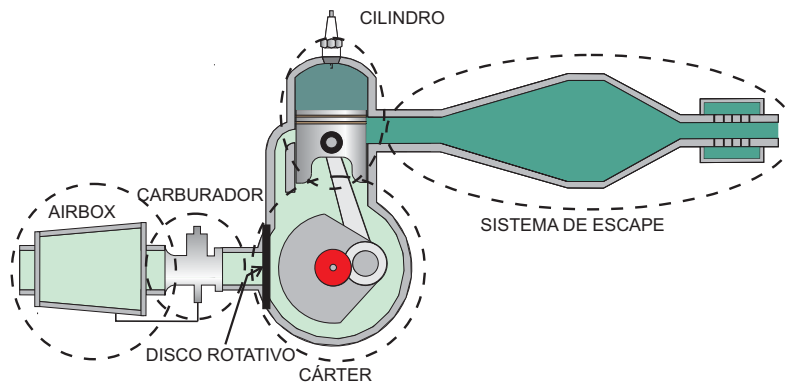


Figura 3.8: Representación esquemática del motor de 2T de altas prestaciones con sus diversos sistemas.

Se trata de un motor de 2T de 125 cc de altas prestaciones, con diagrama de distribución simétrico, gobernado por el propio movimiento del pistón. El proceso de admisión de mezcla fresca hacia el cárter se lleva a cabo a través de un disco rotativo. El propio cárter actúa como bomba de barrido y el flujo accede al cilindro a través de cinco lumbreras de transferencia.

Puesto que en secciones previas ya se han expuesto los diferentes modelos tradicionalmente usados en el modelado, se comentará a continuación cuál de



ellos se ha elegido para cada uno de los sistemas mostrados en la figura 3.8. También en esta sección se muestran resultados obtenidos de modelar los bancos de flujo y de impulsos. El objetivo de reproducir los ensayos realizados en banco de flujo es obtener la pérdida de carga por medio de coeficientes de descarga, que es información que alimenta al modelo del motor por las limitaciones de estos ya comentadas anteriormente. De igual forma, también se modela el banco de impulsos. Los coeficientes de descarga obtenidos de forma iterativa mediante esta metodología deben de reproducir las pérdidas de presión y gasto másico obtenidas en banco de flujo, y además también los resultados obtenidos en relación a las presiones instantáneas medidas en banco de impulsos. Además, cuando se ha modelado el banco de impulsos se ha obtenido información de la fricción entre el flujo y la pared interna del conducto. Otra verificación que se lleva a cabo en banco de impulsos consiste en confirmar si el modelo geométrico adoptado para el sistema real es validado desde un punto de vista de reflexión y transmisión de ondas. En el modelado de las instalaciones mencionadas, la evaluación de los mecanismos de transmisión de calor no tienen importante influencia por las bajas temperaturas del flujo en el ensayo. La evaluación de la transmisión de calor deberá realizarse en condiciones de flujo caliente, que se conseguirán en el banco motor, cuando se modele el motor con todos los sistemas que lo forman.

### 3.5.1. Airbox

El airbox forma parte del sistema de admisión. Este elemento se ha caracterizado con información que proviene de instalaciones experimentales. Se han modelado diferentes configuraciones geométricas, debido a la tridimensionalidad del flujo en el interior del dispositivo. La configuración geométrica de dos depósitos unidos por un tubo, fue el modelo que mejor se adaptó a la geometría real del airbox. Fue usado un modelo de llenado y vaciado para los depósitos, y para el tubo se ha usado el modelo de acción de ondas que toma en cuenta los fenómenos de propagación de ondas, transmisión de calor, rugosidad y fricción en el interior del mismo. Los depósitos y los tubos están acoplados mediante uniones que tienen información de la pérdida de carga en el elemento.

Los coeficientes de descarga a la entrada y salida del airbox, es información que necesita el modelo 1D, para tomar en cuenta el área efectiva de paso del flujo en el elemento, y es una solución para tomar en cuenta las pérdidas de carga. Los coeficientes de descarga se obtuvieron de forma iterativa, con información experimental, modelando el banco de flujo estacionario y el banco de impulsos. De esta forma se ha caracterizado este elemento por medio de la

caída de presión y gasto másico registradas en banco de flujo y las presiones características obtenidas en banco de impulsos.

Los resultados obtenidos de forma experimental frente a los obtenidos con el modelado del airbox con la metodología descrita se muestran en la figura 3.9.

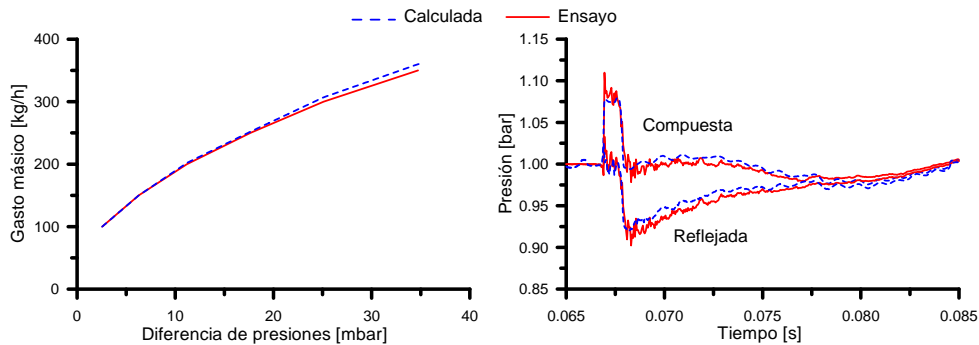


Figura 3.9: Comparación entre medido y modelado del airbox. Gasto másico frente a la caída de presión en banco de flujo: izquierda; presión frente al dominio tiempo en banco de impulsos: derecha.

En la parte izquierda de la figura se representa en el eje de la ordenada el gasto másico frente al eje de las abscisa que representa la caída de presión. En esta figura se muestra que el modelo tiene importante ajuste con respecto a la información registrada de forma experimental. En la parte derecha de la figura se muestra por una parte la presión  $p_2(t)$ , de la representación esquemática de la figura 2.18, registrada de forma experimental y la calculada con el modelo de pruebas de impulsos y también se muestra la presión reflejada, obtenida a partir de la presión de excitación incidente y de la presión compuesta.

De esta forma, una vez más, la presión compuesta contiene información del pulso incidente y del pulso reflejado. La evolución del pulso reflejado, que ha experimentado el pulso incidente en el interior del airbox, está definida por la geometría de dicho elemento.

A pesar de la tridimensionalidad del flujo, característico de la geometría del airbox motor, usando dos depósitos y un tubo para el modelado del airbox, se ha logrado reproducir con importante precisión la información obtenida experimentalmente.

### 3.5.2. Sistema de escape

Se utilizará para el modelado del sistema de escape un modelo de acción de ondas para tomar en cuenta los fenómenos ondulatorios de vital importancia que existen en el interior del sistema de escape.

El procedimiento para caracterizar las pérdidas de carga y la respuesta dinámica del sistema de escape ha sido definido usando información que proviene de las instalaciones experimentales del banco de flujo, y en particular, del banco de pruebas de impulsos [60].

La geometría del sistema de escape, ha sido detallada en la figura 2.26, se ha modelado mediante un tubo que contiene toda la información de la geometría real. Los coeficientes de descarga a la entrada y salida del escape son necesarios en el modelo 1D para tomar en cuenta la pérdida de presión del elemento. Esta información es obtenida ensayando el sistema de escape en banco de flujo estacionario. Sin embargo esta prueba no proporciona suficiente información para determinar los coeficientes de descarga del sistema de escape, pero sí se obtiene información fiable de la caída de presión del sistema en general. De esta forma el sistema de escape ha sido evaluado en el modelo de pruebas de impulsos y los coeficientes de descarga han sido reajustados, para reproducir las ondas de presión medidas en el banco de impulsos, pero además manteniendo la misma caída de presión para un determinado gasto másico que se ha registrado en el banco de flujo, mediante un proceso iterativo. La presión obtenida de forma experimental validará el modelado del sistema de escape.

Los resultados obtenidos del modelado del sistema de escape se muestran en la figura 3.10.

Esta figura muestra la comparación entre los resultados registrados experimentales y los resultados que provienen del modelado del banco de flujo y banco de impulsos. Obteniendo muy importante ajuste de la caída de presión frente al gasto másico trasegado. Además, como se observan los resultados de la figura 3.10 se reproduce con muy buena precisión la propagación de ondas.

De los resultados obtenidos del banco de impulsos la presión compuesta contiene información, tanto del pulso incidente como del pulso reflejado. La configuración del pulso reflejado que se experimenta es el resultado, por una parte, de las características del pulso incidente en el interior del escape, y por otra parte, está definida por la geometría del elemento ensayado. El efecto del cono se puede ver en la primera parte de la señal reflejada, que es la que genera una depresión. El efecto que imprime la parte del contracono se observa en la segunda parte de la señal reflejada, con una sobre presión.

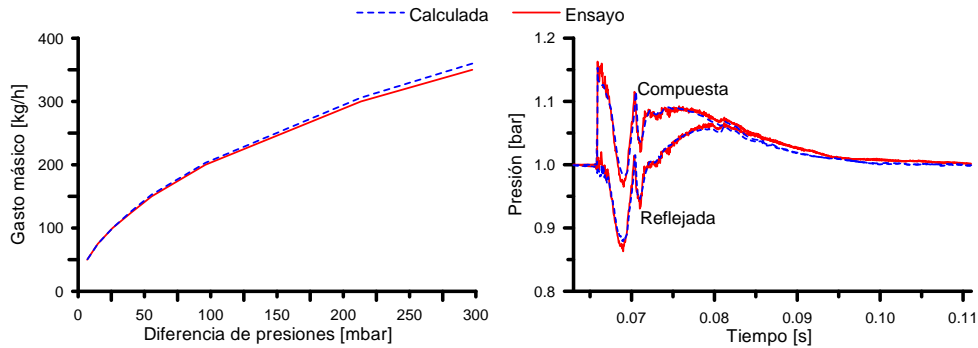


Figura 3.10: Comparación entre medido y modelado del sistema de escape. Gasto másico frente a la caída de presión en banco de flujo: izquierda; presión frente al dominio tiempo en banco de impulsos: derecha.

El buen ajuste logrado en estos resultados, indican que el modelado 1D proporciona suficiente precisión para llevar a cabo estudios paramétricos que proporcionen criterios de diseño.

### 3.5.3. Carburador, disco rotativo y cárter

El carburador se ha modelado por medio de un tubo, con coeficientes de descarga en los extremos, que comunican al airbox y al cárter, y se ha usado un modelo de acción de ondas para modelar funcionamiento del carburador. El sistema de alimentación de combustible es un carburador de 41.5 mm, que incluye un circuito que conecta el carburador con el airbox.

La metodología para la caracterización del airbox y el sistema de escape, se ha usado para caracterizar las pérdidas de carga del carburador y disco rotativo, para los diferentes grados de apertura experimentados en cada uno de estos dispositivos. Se ha modelado el banco de flujo para reproducir la pérdida de carga, con diferentes gastos másicos ensayados, además con los diferentes grados de apertura del carburador y disco rotativo que se muestran en las figuras 2.7 y 2.11 respectivamente. Resultados del modelado de estos elementos se muestran en la figura 3.11.

En esta figura se muestra un importante grado de ajuste obtenido al modelar dichos elementos. En la parte izquierda de la figura se muestran resultados del gasto másico frente a la caída de presión que origina este flujo en el interior del carburador, para los diferentes grados de apertura experimentados. En la parte derecha de esta figura se representa, para

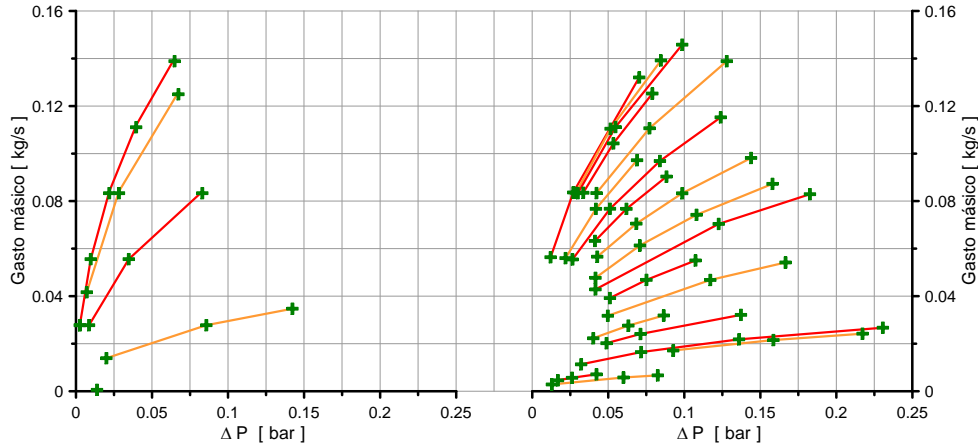


Figura 3.11: Resultados del ensayo (cruces) y modelado (líneas), del banco de flujo, del carburador (izquierda) y disco rotativo (derecha).

el disco rotativo, estos mismos resultados para las diecinueve diferentes aperturas experimentadas; donde se puede apreciar que a bajas aperturas, existe importante sensibilidad de la caída de presión cuando se experimentan incrementos bajos de gasto másico. El caso contrario se presenta a aperturas mayores, la caída de presión pierde sensibilidad frente a importantes incrementos del gasto másico. Esta sensibilidad se debe a la resistencia al paso del flujo, debida a las aperturas del disco rotativo. Finalmente para el modelado del cárter se usará un modelo de llenado y vaciado, y la evolución angular del volumen queda determinada al evaluar el mecanismo biela-manivela y la relación de compresión.

#### 3.5.4. Lumberras de transferencia y escape

El modelado del flujo en las lumberras del cilindro es de gran importancia para la reproducción del proceso de barrido, aun más a la apertura y cierre de las lumberras donde se dan lugar los reflujos que son nada despreciables para la estimación de la masa atrapada.

Se ha modelado las 5 lumberras de transferencia del motor en un solo conducto por dos razones: (i) así el ensayo en banco de flujo para la determinación de los coeficientes de descarga se hace una única vez con las cinco lumberras de forma conjunta; y (ii) por la forma en que se ha hecho el ensayo, solo es necesario modelar un conducto, el modelado de las lumberras es

más simple y versátil, con el consiguiente ahorro de tiempo de cálculo. Por otra parte, la lumbrera de escape comunica el interior del cilindro con el sistema de escape. Estos sistemas fueron caracterizados experimentalmente como se ha mostrado en las figuras 2.14, 2.15, 2.16 y 2.17.

En la línea de escape la lumbrera incorpora una válvula de guillotina, que es gobernada por la unidad central electrónica. El objetivo de esta válvula de escape es variar convenientemente en tiempo real el esquema de distribución del motor de forma parcial. El accionamiento de este sistema es mediante un servomotor eléctrico controlado por la centralita electrónica. A 9500 rpm de régimen de giro esta válvula está programada para que esté cerrada, pero la válvula de guillotina va abriendo paulatinamente conforme aumenta el régimen de giro motor, a partir de 11500 rpm está válvula está completamente abierta. Esta válvula comunica al cilindro con la lumbrera de escape. Con el uso de la válvula de guillotina el funcionamiento de este motor de altas prestaciones está optimizado de forma más elástica.

Este sistema de escape que incluye la válvula de guillotina modifica la sección geométrica en la lumbrera de escape. Esto genera dos efectos: (i) mayor carrera efectiva porque aunque la válvula de guillotina no cierra completamente la lumbrera, si dificulta la salida de gases, que por tanto, permanecen más tiempo en el cilindro y esto contribuye a tener más *pmi*. (ii) el ligero retraso del escape espontáneo también contribuye a obtener más *pmi*, debido a que la válvula cerrada a esa condición de funcionamiento configura la presión de escape, que ayuda a mejorar la renovación de la carga y el proceso de barrido debido a que las ondas de presión están mejor sintonizadas con el cierre de la lumbrera de escape.

Las lumbreras se han caracterizado por medio de ensayos en banco de pruebas de flujo y se ha reproducido las pérdidas de carga, de las lumbreras de transferencia y las lumbreras de escape mediante modelado. Se han hecho ensayos con las diferentes aperturas de la válvula de guillotina que corresponden a la condición de operación específica. El objetivo es obtener los coeficientes de descarga que corresponden a las pérdidas de carga registradas en banco de pruebas de flujo. No obstante la configuración geométrica de la lumbrera de escape influye en la direccionalidad del flujo que proviene del contracono del sistema de escape que entra en el cilindro, evitando que este pulso se canalice a la lumbrera de transferencia. De esta forma se reducen los reflujos hacia el cárter.

Para caracterizar las pérdidas de carga de las lumbreras del cilindro, se ha usado la misma metodología que la usada para caracterizar el carburador y la válvula de admisión al cárter. En la figura 3.12 se muestra los resultados del

gasto másico registrado en el ensayo y los obtenidos con el modelo 1D, para una determinada caída de presión. Estos resultados fueron obtenidos con la válvula de guillotina completamente abierta. El ensayo fue realizado tanto en impulsión como en aspiración, la configuración del ensayo de caracterización del cilindro en banco de flujo se ha mostrado en la figura 2.13.

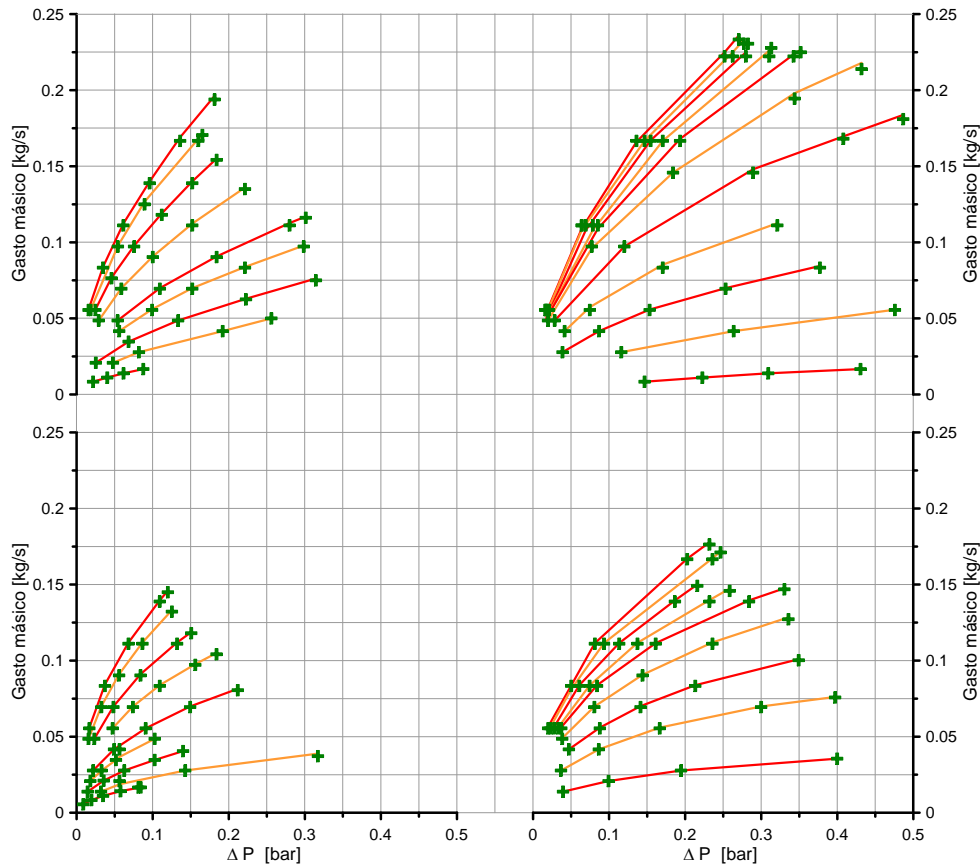


Figura 3.12: Resultados del ensayo (cruces) y modelado (líneas), del banco de flujo, del cilindro: lumberras de transferencia (izquierda); lumberras de escape (derecha); ensayo en aspiración (abajo); ensayo en impulsión (arriba).

Los resultados en términos de coeficientes de descarga alimentan al modelo del motor. De esta forma los coeficientes de descarga obtenidos, contienen información de la direccionalidad del flujo asociada a una sección efectiva de paso del flujo, por como se ha configurado el ensayo de las lumberras del cilindro en banco de flujo. De esta forma, es importantes tomar en cuenta la direccionalidad del flujo para obtener los reflujos a la apertura y cierre de

las lumbreras. Por tanto, la estimación de los reflujos, no despreciables, que se presentan por el efecto dinámico en la admisión y escape, a la apertura y cierre de las lumbreras del cilindro, se obtienen de forma más fiable.

Finalmente en la figura 3.13, como similarmente se muestra en [7], se representan los coeficientes de descarga representadas en secciones efectivas en lumbrera de escape, lumbreras de transferencia y admisión al cárter, obtenidos del motor objeto del presente trabajo.

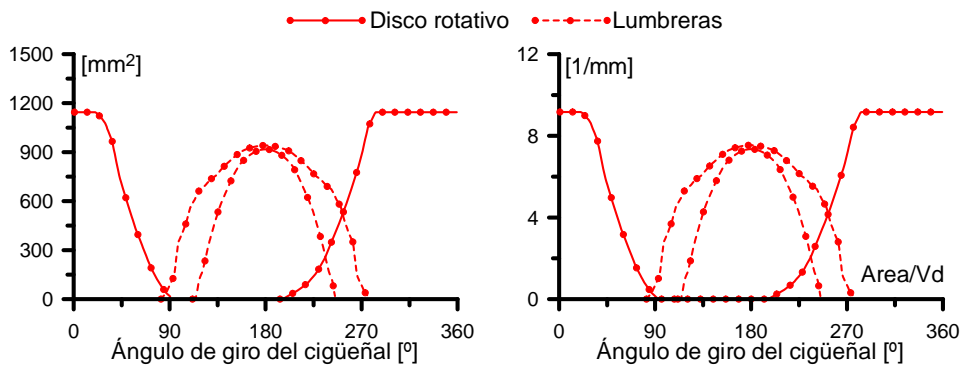


Figura 3.13: Secciones efectivas en el disco rotativo, lumbreras de transferencia y lumbreras de escape.

En la gráfica izquierda de esta figura 3.13 se muestra la evolución de la sección efectivas en la lumbrera de escape, lumbrera de transferencia y disco rotativo, en función del ángulo girado por el cigüeñal. Estos resultados que se presentan están definidos tomando como área de referencia la del pistón. En la gráfica derecha de la figura se ha adimensionalizado el área efectiva con la cilindrada del motor. Esta perspectiva tiene la ventaja de indicar cual es el área eficaz, en la admisión y lumbreras del cilindro independientemente del tamaño de ésta, por los que facilita el análisis a efectos comparativos con otros motores.

Con esta información de caracterización que se muestra en la figura 3.13, se puede obtener el gasto de aire en el modelo 1D del motor de forma más fiable. Para ser comparada con el gasto medio que fue registrado experimentalmente en banco motor 2.25, y a partir del gasto másico, mediante el coeficiente de admisión se puede evaluar una determinada condición de operación a efectos comparativos. Otra información que nos proporciona el modelo para evaluar el barrido, es el comportamiento de los fenómenos ondulatorios, que tienen influencia en los reflujos a la apertura y cierre del disco rotativo, lumbreras de



transferencia y lumbreras de escape, que se pueden caracterizar por medio de los coeficientes de barrido.

### 3.5.5. El cilindro

Se empleará un modelo de llenado y vaciado. El volumen encerrado se determina teniendo en cuenta el mecanismo biela-manivela y su relación de compresión. Posteriormente se procede al análisis del calor transmitido a las paredes, el calor aportado durante el proceso de combustión y el trabajo.

Por otra parte, la evaluación y modelado del proceso de barrido forma parte del análisis de la fenomenología del cilindro que se expondrá en la presente sección. En relación al proceso de barrido, en el presente trabajo se ha utilizado un modelo de llenado y vaciado para representar el comportamiento del cilindro, dicho de esta forma, se comete una pequeña imprecisión. Ya que si esto fuera así, si el modelo del cilindro fuese cerodimensional, desde el punto de vista de la composición de los distintos gases en su interior, se estaría asumiendo la existencia de una mezcla homogénea, lo cual introduce serios errores en la evaluación del proceso de barrido y, por tanto, de la cantidad tanto de aire como de combustible que evolucionará en el siguiente ciclo del motor. Se considera entonces que no existe variación espacial ni de presión ni de temperatura en el interior del cilindro pero sí se tendrá en cuenta esta variación desde el punto de vista de la composición de las distintas especies.

#### 3.5.5.1. Revisión bibliográfica

Es usual, al exponer los diferentes modelos desarrollados para analizar el proceso de barrido, agruparlos según sus hipótesis de cálculo, dando lugar a los llamados modelos de una zona, multizona o semi-empíricos. Éstos se describen brevemente a continuación.

**Modelos de una zona.** Fue Hopkinson [61] quien concibió los términos de “desplazamiento perfecto” y “mezcla perfecta”, que en relación al proceso de barrido se refieren a los conceptos siguientes:

**Desplazamiento perfecto.** La mezcla fresca entrante al cilindro cuando las lumbreras de transferencia se encuentran abiertas, reemplaza los gases quemados originados en el proceso de combustión con la particularidad de que no aparece el fenómeno de cortocircuito mientras no hayan sido evacuados la totalidad de estos productos quemados.

**Mezcla perfecta.** En este otro caso, se supone un proceso de mezcla entre los gases quemados con los que entran por las lumbreras de transferencia, asumiéndose además que la mezcla es homogénea en el interior del cilindro. Es evidente que, bajo esta hipótesis, aparece el fenómeno de cortocircuito desde el mismo instante en el que se produce la entrada de gases frescos al interior del cilindro.

Las hipótesis de partida para desarrollar las ecuaciones que rigen el comportamiento de las distintas especies a lo largo del proceso de barrido según estos modelos son:

- El proceso ocurre a presión y temperatura constante.
- No se permite el intercambio de masa o calor entre la mezcla fresca y los gases quemados.
- No existe transferencia de calor entre los gases contenidos en el cilindro y las paredes del mismo.
- Los dos gases involucrados cumplen con la ecuación de los gases ideales, siendo sus calores específicos iguales entre sí y constantes a lo largo del proceso.

Es obvio que el modelo de “desplazamiento perfecto” constituye un límite superior para el proceso de barrido real, cuya eficiencia va a ser mucho menor. Por otro lado, en motores relativamente modernos, la aproximación dictada por el de “mezcla perfecta” subestima de forma importante lo que sucede en la realidad, aunque aún tiene validez con fines puramente comparativos.

**Modelos multizona.** Los modelos de una zona son muy sencillos de implementar en un código de cálculo pero no se ajustan de manera suficientemente precisa a la realidad. La observación visual del proceso de barrido en motores arrastrados [62, 63] permite establecer tres fases principales en las que se divide el mismo: desplazamiento, mezcla y cortocircuito. Éstas lógicamente dependen en gran medida de las características del método de barrido, del diseño de las lumbreras y de las condiciones de funcionamiento del motor.

En estos modelos, el cilindro es dividido en dos, tres o más zonas, donde cada una de ellas puede contener mezcla fresca, productos de la combustión o una mezcla de ambas. Finalmente se adoptan, además de una presión uniforme en el interior del cilindro, las siguientes hipótesis:

- Las temperaturas en cada una de las zonas puede ser diferente pero uniforme dentro de ella.
- No se contempla la posibilidad de intercambio de calor entre las distintas zonas.

Por otra parte además de las anteriores, Baudequin y Rochelle [64] asumen que el cilindro se divide en dos zonas, de mezcla y de carga fresca, con gases de idénticos calores específicos, donde no está permitido el intercambio de masa. El flujo entrante al cilindro se divide en tres corrientes diferentes: una, que accede directamente al escape, otra que pasa a formar parte de la zona de mezcla y la tercera que entra en la zona de carga fresca. Este reparto se lleva a cabo empleando coeficientes propuestos por diversos autores, como los sugeridos por Sato y Kido [65].

Benson y Brandham [66] sugieren dividir el proceso de barrido en dos etapas en las que éste evoluciona con características completamente diferentes. En una primera fase, se asume que el proceso de barrido se lleva a cabo según un modelo de desplazamiento perfecto, mientras que en la segunda, se puede suponer que éste se comporta de forma similar al de mezcla perfecta. La frontera que delimita estas dos situaciones está fijada por una determinada cantidad de masa fresca que ha entrado en el cilindro. Posteriormente, Benson [67] completa el modelo anterior dividiendo el cilindro en dos zonas: una de mezcla adyacente a las lumbreras de transferencia y otra de gases quemados adyacente, en este caso, a la de escape. Para ello, debe incluir un término,  $\sigma$ , que contempla la cantidad de mezcla fresca que se cortocircuita directamente al sistema de escape.

Diversos autores han adoptado variaciones del modelo de Benson para configuraciones particulares de sus motores analizados. Wallace y Cave [68] añaden las variaciones de presión y volumen en el cilindro y lo aplican sobre un motor con barrido uniflujo, mientras que Streit y Borman [69], para el mismo tipo de barrido, proponen una disposición de dos zonas, superior e inferior, conectadas al escape y transferencia respectivamente, con posibilidad de intercambio de masa entre ellas, gobernado por el flujo másico entrante y el coeficiente de admisión.

En la parte izquierda de la figura 3.14 se muestra la variación del coeficiente de carga frente al coeficiente de admisión; en la gráfica derecha se muestra evolución del rendimiento de la retención frente al coeficiente de admisión. El modelo de Benson–Brandham representa una solución intermedia entre las situaciones teóricas mostradas por el de desplazamiento perfecto y el de mezcla perfecta. Si se adoptase este modelo, el problema residiría ahora tanto

en determinar el coeficiente de admisión,  $R_{Sv}$ , a partir del cual el proceso de barrido deja de comportarse como un modelo de desplazamiento perfecto para pasar a ser de mezcla perfecta, como también comprobar de alguna forma si este modelo se ajusta fielmente a la realidad.

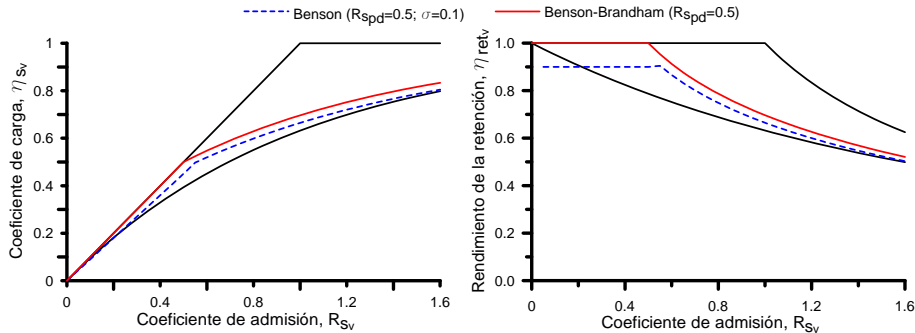


Figura 3.14: Modelos para la simulación del proceso de barrido.

Por último, un modelo de tres zonas y tres fases fue propuesto por Benson [70]. En la primera fase, por el escape sólo salen gases quemados, iniciándose el barrido con un desplazamiento del contenido del cilindro por la carga fresca, que comienza a mezclarse con éstos. En la siguiente fase, parte de la mezcla fresca se cortocircuita, estando el gasto saliente por el escape compuesto por carga fresca. Al mismo tiempo continúa el aporte de carga fresca y gases quemados a la zona de mezcla. En la última fase, es una mezcla homogénea de gases quemados y frescos la que abandona el cilindro por el escape. La proporción de carga fresca y productos quemados que se dirige a la zona de mezcla se controla mediante coeficientes que pueden variar según la fase del barrido que se considere.

**Modelos semiempíricos.** En las aportaciones de Sher [71], con su modelo tipo S, se adopta que la pureza en el escape puede representarse frente al tiempo como una función del tipo sigmoide con factores de forma recomendados por el autor y que, con los valores convenientes, permiten reproducir cualquier curva entre los modelos de “mezcla perfecta” y “desplazamiento perfecto”. Años más tarde, también Sher sugiere que la pureza en el escape depende además de la composición existente en el cilindro, con lo que presenta su modelo mejorado [72].

Blair et al. dedicaron muchos esfuerzos en establecer una metodología experimental y teórica para analizar profundamente el proceso de barrido.

Fruto de ello son sus numerosas publicaciones [35, 73–79] durante las décadas de los 70 y 80, donde se consigue correlacionar el rendimiento del barrido y el coeficiente de admisión de un determinado motor basándose en medidas experimentales, dando solución por tanto a la problemática que los modelos teóricos anteriores no lograban resolver. La expresión que relaciona estos dos parámetros se puede escribir como sigue:

$$\eta_b = 1 - e^{\kappa_0 + \kappa_1 R_S + \kappa_2 R_S^2} \quad (3.49)$$

donde los valores de  $\kappa_0$ ,  $\kappa_1$  y  $\kappa_2$  dependen del motor y se determinan a partir de un ensayo experimental realizado sobre el mismo.

En resumen, los modelos de una zona presentan una sencillez en el cálculo apetecible pero sus resultados distan bastante de los que ocurren en la realidad. Por otro lado, los modelos multizona permiten representar los fenómenos de forma más aproximada pero su proceso de cálculo requiere la resolución de varias ecuaciones diferenciales, además del empleo de diversos coeficientes que adolecen de escasa universalidad. La filosofía de los modelos semi-empíricos presentados anteriormente consiste en establecer una relación entre la masa entrante al cilindro con la que se cortocircuita, de forma que, si para un motor determinado se consigue de alguna forma, bien por métodos experimentales o bien con modelos de cálculo 3D en el cilindro, llegar a conocer esta relación, el proceso de barrido durante la simulación por ordenador queda resuelto.

### 3.5.5.2. Modelo de barrido para un motor de altas prestaciones

La metodología expuesta anteriormente es aplicable a motores convencionales donde la mezcla fresca, compuesta por aire y combustible, susceptible a abandonar directamente el cilindro proviene del flujo entrante por las lumbreras de transferencia, que puede ser tratado como una única corriente entrante al cilindro.

En el caso que se trata, al tratarse de un modelo convencional, la mezcla fresca entra al cilindro por medio de las lumbreras de transferencia, se supone válida una relación biunívoca entre la masa cortocircuitada y la masa entrante, como se justificará en el párrafo siguiente. Por consiguiente, para evaluar el cortocircuito de aire se ha adoptado un modelo de barrido semi-empírico similar al propuesto por Blair et al. [35, 73–79] pero utilizando el coeficiente de la ecuación 3.49 en lugar del rendimiento del barrido, sin que esta sustitución presente ningún inconveniente desde el punto de vista formal.

En la ilustración 3.15 se muestra la relación entre el coeficiente de carga y el coeficiente de admisión para la corriente de la mezcla aire-combustible

entrante por las lumbreras de transferencia para el motor de dos tiempos de altas prestaciones en estudio. A la izquierda se presentan las evoluciones obtenidas con la ayuda del programa de cálculo fluidodinámico que resuelve las ecuaciones de Navier–Stokes que gobiernan el flujo en tres dimensiones en el interior del cilindro. Estas dos simulaciones se han realizado bajo condiciones de funcionamiento del motor de 9500 rpm y 12500 rpm a plena carga, resolviéndose únicamente el ciclo abierto del motor usando un mallado móvil y con condiciones de contorno en las fronteras por una parte variables medias de masa atrapada provienen del modelado unidimensional y por otra parte variables instantáneas de presión son experimentales, como fue descrito en mayor detalle en la sección 3.3.4.3. Cabe destacar que, tal y como se ha adelantado, existe una relación biunívoca entre los coeficientes de carga y el coeficiente de admisión, indicando en ambas condiciones de funcionamiento que la masa de aire atrapada depende únicamente de la cantidad de aire que ha entrado en el cilindro.

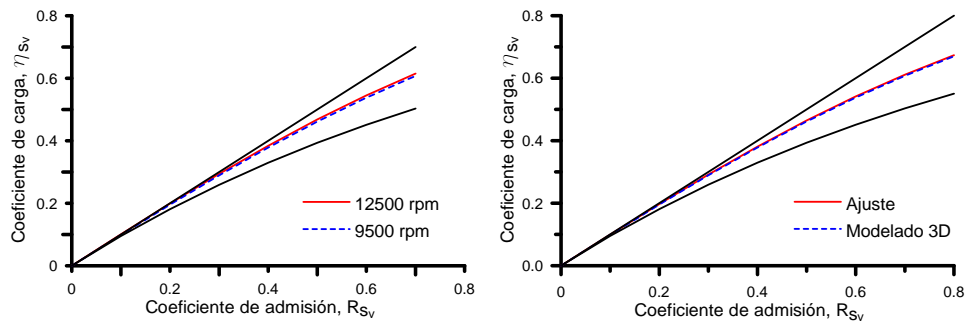


Figura 3.15: Relación entre el coeficiente de carga y el de admisión para la corriente de aire.

En la ilustración de la derecha de la misma figura se presentan las evoluciones obtenidas mediante modelado CFD para el caso de 9500 rpm y usando la expresión 3.49 con el correspondiente ajuste de los coeficientes:  $k_0$ ,  $k_1$  y  $k_2$ ; 0, -1 y -0.5 respectivamente. En el cual, se observa muy buen grado de ajuste entre ambos trazos, concluyéndose que se dispone de una relación instantánea entre la masa de aire atrapada y la suministrada por el cárter y que será utilizada en los cálculos del modelo del cilindro para simular el proceso de barrido con su inherente aparición de cortocircuito.

### 3.6. Conclusiones

En este capítulo se ha descrito la fenomenología asociada a los procesos termofluidodinámicos que ocurren en el interior de un motor de dos tiempos de altas prestaciones. Debido a la geometría que incorporan los sistemas de admisión y escape de este tipo de motores se ha creído conveniente incidir, aunque brevemente, sobre los fenómenos de propagación de ondas planas en conductos y reflexión en extremos simples. Además, se ha analizado el diagrama de flujo de un motor de dos tiempos con diagrama de distribución gobernado por el propio movimiento del pistón y, puesto que se hará uso de ellos en el desarrollo de la presente tesis, se han definido una serie de coeficientes que cuantifican el proceso de barrido y el fenómeno de cortocircuito.

Asimismo, se ha realizado una revisión bibliográfica de los distintos modelos existentes para analizar las transformaciones que sufre el fluido en el interior de motores de combustión interna alternativos. Se han incluido las ecuaciones que resuelven el comportamiento del flujo tanto en elementos cerodimensionales, como unidimensionales. A su vez, se han establecido sus respectivas ventajas e inconvenientes y se ha decidido cuál de ellos es el más conveniente para cada sistema de un motor de estas características.

También se ha descrito el tratamiento de las condiciones de contorno basadas en el método de las características, cuya ventaja reside en su resolución mediante ecuaciones algebraicas sencillas. En relación con las condiciones de contorno existentes al interaccionar un elemento cerodimensional con uno unidimensional, se ha hecho mención de su importancia en el motor analizado. Se hace uso del coeficiente de descarga que simula las pérdidas de carga de los elementos que forman el motor.

Se ha presentado una descripción en detalle del modelado multidimensional enfocada al cálculo del barrido, así como características y mallado de cálculo por medio de un código CFD. Se ha descrito una metodología para el modelado del barrido en este tipo de motores.

Se ha descrito la metodología de ajuste del modelo unidimensional del motor que incorpora la geometría completa, con el fin de obtener resultados fiables de los procesos termofluidodinámicos que describan el proceso de renovación de la carga y para obtener las prestaciones del motor.

Se ha introducido el motor de dos tiempos de pequeña cilindrada de altas prestaciones, objeto de esta tesis doctoral, con sus diversos sistemas. Se ha definido el modelo a usar, en cada uno de los sistemas del motor descritos previamente, para el modelo del motor con su geometría completa.

Se han caracterizado los diferentes dispositivos, de los sistemas de admisión, cilindro y escape. Para ellos fue registrada información experimental que proviene del banco de flujo y del banco de impulsos, que caracterizan la pérdida de carga y la respuesta dinámica respectivamente. Se han obtenido las secciones efectivas adimensionales, para el paso de flujo, que dichos resultados sirven a efectos comparativos entre motores de similares características.

Respecto a la corriente de aire que entra en el cilindro a través de las lumbreras de transferencia, se ha optado por usar un modelo de barrido semi-empírico, que relaciona la masa de aire atrapada en el interior del cilindro frente a la masa suministrada que proviene del cárter. El ajuste de los parámetros que definen esta relación se ha hecho con información de los resultados obtenidos mediante modelado tridimensional del proceso de barrido en el motor. Para ello, fue usado el código de cálculo CFD *StarCD*, con mallado móvil y posibilidad de desacoplar dominios, que resuelve las ecuaciones de Navier–Stokes que gobiernan el comportamiento del flujo en el interior del cilindro.

## Bibliografía

- [1] Torregrosa A. *Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993.
- [2] Blair G.P. *Design and simulation of two-stroke engines*. 1996.
- [3] Climent H. *Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [4] Bannister F.K. *Pressure waves in gases in pipes*. 1958.
- [5] Heywood J. y Sher E. *The two-stroke cycle engine*. 1999.
- [6] Muñoz M. y Payri F. *Motores de combustión interna alternativos*. 1989.
- [7] Payri F. y Desantes J.M. *Motores de combustión interna alternativos*. 2011.
- [8] Jenny E. “Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section”. *Brown Boveri Review*, Vol. 37(11), pp. 447–461, 1950.
- [9] Shapiro A.H. *The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol.II)*. 1954.
- [10] Arias J.R., Moreno E., Navarro E. y Varela E. “Using 1–D and 3–D models for the simulation of gas exchange processes”. *SAE Paper 2000–01–0658*, 2000.
- [11] Pastor J. *Caracterización experimental y modelado del proceso de barrido en motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [12] Benson R.S. *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.I)*. 1982.
- [13] Lax P.D. y Wendroff B. “Systems of conservation laws”. *Communications Pure Applied Mathematics*, Vol. 15, pp. 217–237, 1960.



- [14] Richtmyer R.D. y Morton K.W. *Difference methods for initial value problems*. 1967.
- [15] Takizawa M., Uno T., Que T. y Yura T. "A study of gas exchange process simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine". *SAE Paper 820410*, 1982.
- [16] Azuma T., Yura T. y Tokunaga Y. "Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed". *Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 697-711, 1983.
- [17] Gascón Ll. *Estudio de esquemas en diferencias finitas para el cálculo del flujo compresible, unidimensional, no estacionario y no isoentrópico*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1995.
- [18] Harten A. "High resolution schemes for hyperbolic conservation laws.". *Journal of Computational Physics*, Vol. 49:357, pp. 93, 1983.
- [19] Sweby P.K. "High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws.". *SIAM Journal of Numerical Analysis*, Vol. 21:995, pp. 1011, 1984.
- [20] Arnau F. J. *Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [21] Annand W.J.D. y Roe G.E. *Gas flow in the internal combustion engine*. 1974.
- [22] Galindo J. *Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores de Combustión Interna Alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia.
- [23] Payri F., Desantes J.M. y Corberán J.M. "A quasy-steady model on gas-exchange process, some results". *Motor Sympo '88, Praga*, 1988.
- [24] Blair G.P. y McConnell J.H. "Unsteady gas flow through high-specific-output 4-stroke cycle engines". *SAE Paper 740736*, 1974.
- [25] Agnew D.D. "What is limiting engine air flow. Using normalised steady air flow bench data". *SAE Paper 942477*, 1994.
- [26] Blair G.P. y Drouin F.M.M. "Relationship between discharge coefficients and accuracy of engine simulation". *SAE Paper 962527*, 1996.
- [27] Fleck R. y Cartwright A. "Coefficients of discharge in high performance two-stroke engines". *SAE Paper 962534*, 1996.
- [28] Blair G.P., McBurney D., McDonald P., McKernan P. y Fleck R. "Some fundamental aspects of the discharge coefficients of cylinder porting and ducting restrictions". *SAE Paper 980764*, 1998.
- [29] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [30] Fabre A. y Ferreira C. "Three Dimensional Modeling of Flow and Mixture Preparation in a Two Stroke Engine". *EAEC n° 91010*.
- [31] Arnone L., Janeck M., Marcacci M., Kichrberger R., Pontoppidan M. y Busi R. "Development of a direct injection two-stroke engine for scooters". *SAE Paper 2001 01 1782.*, 2001.
- [32] Sher E. "An Improved Gas Dynamic Model Simulating the Scavenging Process in a Two-Stroke Cycle Engine". *SAE Paper 800037*, 1980.
- [33] Carpenter M. H. y Ramos J. I. "Modelling a Gasoline-injected Two-Stroke Cycle Engine". *SAE Paper 860167*, 1986.

- [34] Sher E. “Prediction of Gas Exchange Performance in a Two-Stroke Cycle Engine”. *SAE Paper 850086*, 1985.
- [35] Sweeney M.E.G., Kenny R.G., Swann G.B. y Blair G.P. “Single cycle gas testing method for two-stroke engine scavenging”. *SAE Paper 850178*, 1985.
- [36] Ahmadi-Befrui B., Brandham W y Kratochwill H. “Multidimensional Calculation of the Flow Processes in a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine”. *SAE Paper 890841*, 1989.
- [37] Smyth J. G. y Kenny, R. G. Blair G. P. “Motored and Steady Flow Boundary conditions Applied to the Prediction of Scavenged Flow in a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine”. *SAE Paper 900800*, 1990.
- [38] Mc Kinley R. G., Kenny R. G. y R. Fleck. “CFD Prediction of a Two-Stroke, In-cylinder Steady Flow Field an Experimental Validation”. *SAE Paper 940399*, 1994.
- [39] Leep L.J., Strumolo G.S., Griaznov V.L., Sengputa H.J., Brohmer A.M. y Meyer J. “CFD Investigation of the scavenging process in a two-stroke engine”. *SAE Paper 941929*, 1994.
- [40] Ng K., Yianneskis M., Foster D.P. y Ganti G. “A Numerical Investigation of Effect of Inlet Charge Direction on the Escavenging Behaviour of a Two-Stroke engine”. *Computers in Reciprocating Engines and Turbines, IMechE Conference Transactions C499/056/96*, pp. 269–281, 1996.
- [41] Mc Elligot S., Douglas R., Kenny R. G. y Glover S. “An Assesment of a Stratified Scavenging Process Applied to a Loop Scavenged Two-Stroke Engine”. *Proceedings of the 1999 SAE Small Engine Technology Conference (P-348)*, pp. 262–288, 1999.
- [42] Yu L., Cambell T. y Pollock W. “A Simulation Model for Direct-Fuel-Injection of Two-Stroke Gasoline Engines”. *SAE Paper 970367*, 1997.
- [43] Epstein P. H., Reitz R. D. y Foster D. E. “Computations of Two-Stroke Cylinder and Port Scavenging”. *SAE Paper 910672*, 1991.
- [44] Amsden A. A., O'Rourke P. J., Butler T. D., Meintjes K. y Fansler T. D. “Comparisons of Computed and Measured Tree-Dimensional Velocity Fields in a Motored Two-Stroke Engine”. *SAE Paper 920418*, 1992.
- [45] Raghunathan B. D. y Kenny R. G. “CFD Simulation and Validation of the Flow within a Motores Two-Stroke Engine”. *SAE Paper970359*, 1997.
- [46] Zahn W., Rosskamp H., Raffenberg M. y Klimmek A. “Analysis of a Stratified Charging Concept for High-Performance Two-Stroke Engine”. *SAE Paper 2000-01-0900*, 2000.
- [47] Hori H., Ogawa T. y Toshihico K. “CFD In-cylinder Flow Simulation of an Engine and Flow Visualization”. *SAE Paper 950288*, 1995.
- [48] Laimböck F. J., Meist G. y Grile S. “CFD Aplication in Compact Engine Development”. *SAE Paper 982016*, 1998.
- [49] Moriyoshi Y., Kazuhiro M. y Moriwaka K. “Numerical Analysis of Gas Exchange Process in a Small Two-Stroke Gasoline Engine”. *SAE Paper 1999-01-3330 Proceedings of the 1999 SAE Small Engine Technology Conference (P-348)*, pp. 598–610, 1999.
- [50] Lai Y. G., Przekwas A. J. y Sun R. L. T. “Tree-Dimensional Computation of the Scavenging Flow Process in a Motored Two-Stroke Engine”. *SAE Paper 930499*, 1993.
- [51] Creaven J. P., Kenny R. G., Fleck R. y Cunningham G. “A Computational and Experimental-Study of the Scavenging Flow in the Transfer Duct of a Motored 2-Stroke Cycle Engine”. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineer, Part D*, Vol. 215, pp. 1017–1031, 2001.

- [52] Rosskamp H., Klimmek P., Pretzsch P. y Mugele M. “Scavenge Loss Mechanisms and the Driving Forces Loop-Scavenged High-Performance Two-Stroke Engine”. *Proceedings of the 2001 SAE Small Engine Technology Conference*, pp. 17–24, 2001.
- [53] Haworth D., El Thary S. H. y Mathess W. R. “Multidimensional Calculations for a Two-Stroke-Cycle Engine: A Detailed Scavenging Model Validation”. *SAE Paper 932712*, 1993.
- [54] Cunningham G., Kee R. J. y Boyal J. “CFD Prediction of Crankcase Flow Regimes in a Crankcase Scavenged Two-Stroke Engine”. *SAE Paper 970361*, 1997.
- [55] Reynolds W. C. “Modelling of fluid motion in engines-an introductory overview. Combustion Modelling in Reciprocating Engines.”. *London, Plenum Press*, 1980.
- [56] Haworth D., Thary S. H. El, Huebler M. S. y Chang S. “Multidimensional port and cylinder flow calculations for two- and four-valve-per-cylinder engines: Influence of intake configuration on flow structure”. *SAE Paper 900257.*, 1990.
- [57] Lea C. J. y Watkins A. P. “Differential stress modelling of turbulent flows in model reciprocating engines”. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. Vol. 211, Part D, pp. pp. 59–77, 1997.
- [58] Versteeg H. K. y Malalasekera W. *An introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, 2007.
- [59] Wiebe I. “Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit”. *Verlag der Akademie der Wissenschaften der VdSSR*, Moscow, 1956.
- [60] Payri F., Desantes J.M. y Broatch A. “Modified impulse method for the measurement of the frequency response of acoustic filters to weakly non-linear transient excitations”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107(2), pp. 731–738, 2000.
- [61] Hopkinson B. “The charging of two-cycle internal combustion engines”. *Transactions of the N.E. Coast Institution Engineers Shipbuilders*, Vol. 30, pp. 433–450, 1914.
- [62] Dedeoglu N. “Scavenging model solves problems in gas burning engine”. *SAE Paper 710579*, 1971.
- [63] Sher E. “Investigating the gas exchange process of a two-stroke cycle engine with a flow visualization rig”. *Israel Journal of Technology*, Vol. 20, pp. 127–136, 1982.
- [64] Baudequin F. y Rochelle P. “Some scavenging models for two-stroke engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 194, pp. 203–210, 1980.
- [65] Sato K. y Kido K. “Simulation of the gas exchange process in a small two-stroke cycle engine”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, pp. 1178–1187, 1983.
- [66] Benson R.S. y Brandham P.J. “A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charge efficiency on two-stroke engine performance”. *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 11, pp. 303–315, 1969.
- [67] Benson R.S. y Whitehouse N.D. *Internal combustion engines*. 1979.
- [68] Wallace E.J. y Cave P.R. “Experimental and analytical scavenging studies on a two-stroke opposed piston Diesel engine”. *SAE Paper 710175*, 1971.
- [69] Streit E.E. y Borman G.L. “Mathematical simulation of a large turbocharged two-stroke Diesel engine”. *SAE Paper 710176*, 1971.
- [70] Benson R.S. “A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop and cross scavenged engines”. *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 19, pp. 693–711, 1977.

- [71] Sher E. "A new practical model for the scavenging process in a two-stroke cycle engine". *SAE Paper 850085*, 1985.
- [72] Sher E. "Modeling the scavenging process in the two-stroke engine—An overview". *SAE Paper 890414*, 1989.
- [73] Blair G.P. "Studying scavenge flow in a two-stroke cycle engine". *SAE Paper 750752*, 1975.
- [74] Blair G.P. y Kenny R.G. "Further developments in scavenging analysis for two-cycle engines". *SAE Paper 800038*, 1980.
- [75] Sanborn D.S., Blair G.P., Kenny R.G. y Kingsbury A.H. "Experimental assessment of scavenging efficiency of two-stroke cycle engine". *SAE Paper 800975*, 1980.
- [76] Sweeney M.E.G., Kenny R.G., Swann G.B. y Blair G.P. "Computational fluid dynamics applied to two-stroke engine scavenging". *SAE Paper 851519*, 1985.
- [77] Blair G.P., Kenny R.G., Smyth J.G., Sweeney M.E.G. y Swann G.B. "An experimental comparison of loop and cross scavenging of the two-stroke cycle engine". *SAE Paper 861240*, 1986.
- [78] Blair G.P. "Correlation of theory and experiment for scavenging flow in two-stroke cycle engines". *SAE Paper 881265*, 1988.
- [79] Smyth J.G., Kenny R.G. y Blair G.P. "Steady flow analysis of the scavenging process in a loop scavenged two-stroke cycle engine. A theoretical and experimental study". *SAE Paper 881267*, 1988.

# Capítulo 4

## Simulación de la combustión

### Contenido

---

<b>4.1. Introducción</b> .....	<b>120</b>
<b>4.2. Análisis del cilindro</b> .....	<b>122</b>
4.2.1. Análisis de la fenomenología en el cilindro .....	122
4.2.2. Evaluación y modelado de la transmisión de calor .	125
4.2.2.1. Revisión bibliográfica .....	126
4.2.2.2. Descripción del modelo de transmisión de calor .....	129
4.2.3. Evaluación y modelado del proceso de combustión	130
4.2.3.1. Obtención del calor liberado .....	131
4.2.3.2. Correlaciones para la combustión .....	133
<b>4.3. Metodología</b> .....	<b>142</b>
4.3.1. Modelo de diagnóstico para la combustión .....	144
4.3.2. Tratamiento de la señal de presión .....	145
4.3.3. Determinación del ciclo medio .....	147
<b>4.4. Resultados y discusión</b> .....	<b>149</b>
4.4.1. Análisis del cilindro en ciclo cerrado: transmisión de calor y diagnóstico de la combustión .....	150
4.4.2. Correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe .....	155
4.4.3. Análisis de sensibilidad .....	172
<b>4.5. Conclusiones</b> .....	<b>177</b>
<b>4.A. Anexo: Obtención del modelo de pérdidas mecánicas</b>	<b>179</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>183</b>

---

## 4.1. Introducción

La simulación de la combustión en motores de combustión interna alternativos llega a ser necesaria no solo por la predicción de las prestaciones del motor, sino también por su influencia en el proceso de barrido, debido a que la presión y la temperatura en el interior del cilindro están fuertemente condicionadas por la evolución del proceso de combustión. La salida espontánea de los gases producto de la combustión se origina en la apertura de la lumbrera de escape durante la carrera descendente del pistón, y junto con la geometría del tubo de escape configuran la evolución instantánea de la presión. El escape espontáneo, depende de las condiciones termodinámicas en el interior del cilindro a la apertura de la lumbrera de escape.

Varias propuestas han sido consideradas para el modelado de la combustión. Enumerando en función del coste computacional se ordenan como sigue: códigos CFD y los modelos de combustión cuasi-dimensionales por una parte, y los modelos empíricos de combustión por otra. Los primeros permiten un enfoque físico pero requieren un elevado coste computacional. A pesar de sus capacidades predictivas, están más allá del alcance de este capítulo debido a que no son adecuados para simulaciones por ordenador que conlleven poco tiempo. Por otra parte, la simulación de la combustión usando modelos empíricos, como la función de Wiebe [1], carece de representación física, pero es apropiada para incluirse en el código unidimensional del motor. Aunque este método es tradicionalmente más empleado, el principal inconveniente es determinar los cuatro parámetros de la función de Wiebe, que son necesarios conocer para obtener la tasa de calor liberado en el interior del cilindro durante el proceso de combustión.

Para la determinación del calor liberado acumulado durante el proceso de combustión se resuelve el primer principio de la termodinámica en ciclo cerrado en el interior del cilindro, con ayuda de información experimental, principalmente la presión instantánea del cilindro [2]. Además, puesto que es necesario conocer la masa atrapada en el cilindro, es posible estimarse realizando las hipótesis oportunas, o bien, usando modelos más elaborados que incluyen la simulación del ciclo abierto para una mejor estimación de ésta [3]. En motores de dos tiempos, que es el caso que ocupa, el ciclo abierto es aún más crítico, debido a que los fenómenos de propagación de ondas en el interior del sistema de escape influyen fuertemente en la masa atrapada en el interior del cilindro [4] y la configuración de las lumbreras de transferencia juega un papel importante en las características del tipo de barrido y el fenómeno de cortocircuito. Por tanto, para reproducir el calor liberado acumulado en

motores de dos tiempos es necesario resolver ambos, el ciclo cerrado y el ciclo abierto, si se desean resultados coherentes.

Por consiguiente, para reproducir en el modelo unidimensional el calor liberado por la combustión, se utiliza la función de Wiebe. No obstante, determinar los parámetros que forman la función de Wiebe no es inmediato. En una revisión bibliográfica se han encontrado correlaciones para estos parámetros, pero están enfocadas para motores de cuatro tiempos, donde las condiciones de operación están alejadas a las experimentadas en motores de dos tiempos de altas prestaciones. Por tanto, un objetivo en este capítulo es obtener correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe.

Los modelos predictivos en motores necesitan esta información para obtener resultados fiables para tratar de reproducir la realidad. Por tanto, es necesario desarrollar una metodología para determinar el calor liberado acumulado en motores de dos tiempos. De esta forma, poder construir leyes de quemado ad-hoc por medio del ajuste de los parámetros de la función de Wiebe, bajo un rango amplio de condiciones de operación. Estos parámetros serán finalmente relacionados con variables de funcionamiento del motor. Posteriormente, se hace la validación experimental y se realiza un análisis de sensibilidad para estimar el efecto de cada uno de las variables que forman las funciones de las correlaciones.

Este capítulo se estructura de la siguiente forma: el análisis del cilindro se hace en la sección 4.2 donde se describe el proceso termodinámico que experimenta el motor. Además se detalla el modelo de transmisión de calor usado para estimar este fenómeno y se expone una breve revisión bibliográfica. En esta misma sección se aborda el proceso de combustión para su evaluación y modelado. En la sección 4.3 se introduce una metodología en detalle para determinar la tasa de calor liberado. También se explica el modelo de diagnóstico para la combustión, que forma parte de la metodología. También se indica la pauta seguida para el tratamiento de la presión en el interior del cilindro registrada en banco motor en esta sección, y se expone un criterio para determinar el ciclo medio de un conjunto de ciclos registrados que tienen dispersión cíclica. Los principales resultados y su discusión se hace en la siguiente sección. Estos resultados son:

1. La evaluación y modelado del cilindro. Para ello, se hace un análisis integral de la transmisión de calor y del diagnóstico de la combustión bajo diferentes condiciones de operación.
2. Se presentan las correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe, donde se hace un análisis de las funciones que la forman.

3. Se hace un análisis de sensibilidad de las correlaciones, modificando las variables que la forman. Se muestran resultados y se hace un análisis para una mejor comprensión del funcionamiento de las correlaciones.

Las conclusiones obtenidas del presente capítulo son presentadas en la sección 4.5. Finalmente, un modelo de pérdidas mecánicas desarrollado a partir de información experimental de presión en el interior del cilindro y del cárter, que sirve para obtener la presión media neta y la presión media efectiva se presenta en el anexo 4.A.

## 4.2. Análisis del cilindro

Esta sección tiene por objeto describir los procesos termofluidodinámicos que ocurren en el interior del cilindro. Para lograr este objetivo se analizarán todos los fenómenos que ocurren durante el proceso de combustión en las proximidades al punto muerto superior y se analizará la transferencia de calor como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el gas y las paredes en cilindro, pistón y culata. Del mismo modo y para ambos fenómenos, combustión y transmisión de calor, se describirán los modelos más apropiados para su reproducción en un código de cálculo por ordenador.

### 4.2.1. Análisis de la fenomenología en el cilindro

Resulta evidente que el ciclo ideal con aire usado con cierta frecuencia para describir un motor de combustión interna alternativo atmosférico no resulta útil como herramienta de diseño. El principal problema reside en que para la predicción directa de la potencia que proporcionará un motor a un determinado régimen de giro, se requiere evaluar el trabajo realizado sobre el pistón,  $W = \int p \, dV$ , es decir, es necesario conocer la evolución de la presión en el interior del cilindro en función del volumen encerrado por el pistón. Esto necesita dos fuentes de información.

La primera de ellas supone ser capaces de determinar las propiedades de estado, masa y pureza del fluido atrapado en el cilindro para cualquier régimen de giro del motor. El método para determinar esta información se basa en el análisis del proceso de renovación de la carga, en el que juegan un importante papel tanto la dinámica de ondas en los sistemas de admisión y escape como la evolución del proceso de barrido, que fue expuesta en la sección 3.5.5.

Habiendo conseguido un modelo capaz de predecir las condiciones del fluido atrapado en el cilindro, toma relevancia la segunda fuente de información,



puesta de manifiesto por el ciclo cerrado termodinámico y teniendo en cuenta tanto el proceso de combustión como los fenómenos de pérdidas de calor del gas contenido en el cilindro.

En el interior del cilindro de un motor de combustión interna alternativo ocurren complejos procesos en los que se produce un intercambio tanto de masa como de energía, ya sea en forma de calor,  $\delta Q$ , o de trabajo,  $\delta W$ , siguiendo la nomenclatura usada en la ecuación 3.10. Particularizando para el caso que se trata, el calor intercambiado con el entorno<sup>1</sup>,  $\delta Q$ , se descompone en dos factores de naturaleza distinta, el calor liberado por el proceso de combustión,  $\delta Q_c$ , y el calor transmitido desde el gas hacia las paredes del cilindro,  $\delta Q_t$ .

Por consiguiente, el intercambio de energía con el entorno se concreta de tres formas diferentes. En primer lugar, en forma de trabajo de compresión realizado sobre la mezcla fresca durante la carrera ascendente del pistón, o bien de expansión de los gases quemados en la carrera descendente del pistón, siendo ésta la carrera útil de trabajo. En segundo lugar, a causa de los gradientes de temperatura existentes entre el gas y las superficies con las que entra en contacto, paredes del cilindro, de la culata y cabeza del pistón, se establece un flujo de calor entre ambos. Por último, existe siempre un aporte de calor que se consigue mediante un proceso de combustión cuando el pistón se encuentra en las proximidades del punto muerto superior.

Para el modelado del cilindro se usará un modelo de llenado y vaciado como el que se presentó en sección 3.3.1. En relación al proceso de combustión el único inconveniente es determinar la cantidad de calor liberada en cada instante de cálculo. A continuación, aplicando el primer principio de la termodinámica, se detalla la obtención del calor liberado a partir de la presión medida en el cilindro.

Considérese el sistema termodinámico mostrado en la figura 4.1, donde un pequeño giro del cigüeñal ha provocado el cambio de volumen de  $V_1$  a  $V_2$ . Estos volúmenes son conocidos, ya que dependen del ángulo girado y de la geometría del motor.

El proceso de combustión libera una cantidad de calor,  $\delta Q_c$ , durante este espacio de tiempo, existe también,  $\delta Q_t$ , que es el calor que se transmite a través de las paredes del cilindro, del pistón y de la culata. La presión en el cilindro pasa de  $p_1$  a  $p_2$  durante este tiempo, así como la energía interna, que cambia de  $U_1$  a  $U_2$ , y la temperatura, de  $T_1$  a  $T_2$ . El trabajo realizado por el pistón durante este periodo es  $\delta W$ , por lo que, según el primer principio de la

---

<sup>1</sup>El concepto entorno se refiere aquí a todo lo que rodea gas en el interior del cilindro

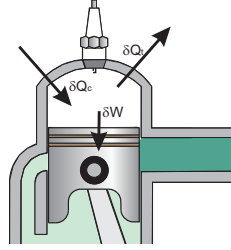


Figura 4.1: Sistema termodinámico durante la combustión.

Termodinámica, para este sistema cerrado se tiene:

$$\delta Q_c - \delta Q_t = U_2 - U_1 + \delta W \quad (4.1)$$

Utilizando la masa del gas en la cámara de combustión,  $m$ , y su calor específico a volumen constante,  $c_v$ , el cambio de energía interna vendrá dado aproximadamente por la expresión:

$$U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1) \quad (4.2)$$

Este valor será aproximado ya que el calor específico a volumen constante es función de la temperatura y también de las propiedades del gas. Durante la combustión ambas varían rápidamente ya que se produce un aumento de cientos de grados por grado girado por el cigüeñal. El valor de  $c_v$ , así como las propiedades del gas han de estar referidas a un estado en concreto el cual puede ser el 1, el 2, o la media de los dos. El método más simple es referir las propiedades al estado 1, ya que éste siempre será conocido.

Sustituyendo en la ecuación 4.2 las temperaturas teniendo en cuenta la ecuación de los gases perfectos y la relación de Mayer, dicha ecuación puede reescribirse de la siguiente forma:

$$U_2 - U_1 = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\gamma - 1} \quad (4.3)$$

Como el trabajo realizado por el pistón durante el intervalo se puede obtener según:

$$\delta W = p dV \approx \frac{p_1 + p_2}{2} (V_2 - V_1) \quad (4.4)$$

entonces la ecuación 4.1 queda así:

$$\delta Q_c - \delta Q_t = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{\gamma - 1} + \frac{p_1 + p_2}{2} (V_2 - V_1) \quad (4.5)$$

Así pues, la obtención del calor liberado durante el proceso de combustión, mediante el modelo de diagnóstico, a partir de la presión registrada en el cilindro queda supeditada a la determinación del calor transmitido por el gas hacia las paredes del pistón, cilindro y culata.

Finalmente en la evaluación y modelado de la transmisión de calor, objeto de la siguiente sección, se hará una revisión bibliográfica y se describirá el modelo de transmisión de calor que se usa en el cilindro.

#### 4.2.2. Evaluación y modelado de la transmisión de calor

La transmisión de calor entre el gas y el cilindro en un motor de combustión interna alternativo tiene especial relevancia sobre su funcionamiento. El conocimiento de la transferencia de calor es importante para calcular, junto con otros procesos, las prestaciones del motor, sus emisiones contaminantes y las cargas térmicas a las que se verá sometido.

En el caso de la presente tesis en el modelo de acción de ondas, como se puso de manifiesto en la ecuación 3.23, para determinar la temperatura en el interior del cilindro en el instante de tiempo actual, es necesario conocer, entre otras, la transferencia de calor que ha tenido lugar entre el sistema, es decir el gas contenido en el cilindro, y las paredes del mismo durante el intervalo de cálculo considerado. Además como se ha descrito en el apartado anterior, el conocimiento del calor instantáneo intercambiado con las paredes es también necesario para la determinación del calor liberado por la combustión.

Realmente, la transmisión de calor en el interior de motores de combustión interna está dentro de los problemas más complicados de resolver por el hecho de que implica cambios rápidos de temperatura y velocidad, y las distribuciones de estas dos variables en el cilindro están lejos de ser uniformes. Además, la transmisión de calor desde los gases quemados procedentes del proceso de combustión incluye convección forzada a través de la capa límite del gas caliente, conducción a través de la pared del cilindro y convección forzada con el fluido refrigerante en la culata y bloque motor.

El cálculo de la transmisión de calor en el cilindro es complejo, además, debido al flujo no estacionario de aire y combustible y a las pequeñas dimensiones del cilindro. El problema aumenta por la presencia del proceso de combustión que produce fuentes de difusión térmica en el interior del fluido. La determinación del flujo de calor desde el gas hacia las paredes en un ciclo del motor actualmente representa un problema que ha sido estudiado por muchos investigadores, pero que las condiciones operativas están lejos de las

condiciones de funcionamiento del motor en estudio. Una revisión bibliográfica se detalla en el siguiente apartado.

#### 4.2.2.1. Revisión bibliográfica

El problema de la transmisión de calor entre las paredes y el refrigerante puede resolverse de forma relativamente sencilla, partiendo de la hipótesis de que el régimen de giro del motor es suficientemente elevado de forma que las fluctuaciones de temperatura tan sólo penetran uno o dos milímetros en la pared del cilindro y la resolución se reduce a un problema estacionario [5].

La complicación existe cuando se pretende evaluar la transmisión de calor en el interior del cilindro. En la literatura relacionada con este tema, existen diversos planteamientos que aportan diferentes métodos para resolver el problema y que pueden clasificarse en las tres siguientes categorías:

1. Planteamientos basados en la transmisión de calor por convección estacionaria y que calculan el coeficiente de película mediante correlaciones entre parámetros adimensionales (números de Nusselt, Reynolds y Prandtl).
2. Planteamientos basados en la solución de la ecuación de transmisión de calor no estacionaria junto con la conservación de la energía en la capa límite para examinar el efecto del proceso de combustión cíclico sobre el perfil de temperaturas en la pared del cilindro.
3. Planteamientos basados en la conservación de la energía para toda la masa encerrada en el cilindro.

Tradicionalmente y dentro de la primera categoría, para estudiar el calor transmitido desde el gas hacia las paredes, la hipótesis de que el proceso es estacionario ha sido la más extendida [5]. Los modelos desarrollados para considerar el problema de la transmisión de calor a menudo representan una modificación de los principios básicos de transmisión de calor estacionaria. Estos modelos se describen por medio de la ley de Newton donde el coeficiente de película se obtiene a partir de correlaciones experimentales que son fruto de multitud de ensayos sobre diversos motores.

Entre el fluido de trabajo y las superficies internas de un motor se considera predominante el mecanismo de transmisión de calor por convección forzada. Casi todos los modelos usan la parte convectiva de la ley de Newton, que afirma que el flujo de calor por unidad de superficie es proporcional a la diferencia de

temperaturas entre el gas y la pared. El punto de partida de estos modelos se basa en la clásica ecuación que calcula el flujo de calor instantáneo escrita en términos de un coeficiente de película, es decir:

$$\dot{Q}_t = hA\Delta T = hA(T_g - T_p) \quad (4.6)$$

donde el coeficiente de película,  $h$ , puede variar tanto espacial como temporalmente.

El coeficiente de película puede evaluarse por medio de correlaciones con los números adimensionales de Nusselt y Reynolds. Estos modelos no tienen resolución espacial, e imponen el mismo valor del coeficiente de película en todas las superficies internas del cilindro. Se han propuesto muchas correlaciones para el cálculo de este coeficiente. Éstas se basan en la hipótesis de que el número de Nusselt puede expresarse en función de los números de Reynolds y Prandtl, que también son independientes de la coordenada espacial.

Un modelo de transmisión de calor que se utiliza actualmente en simulaciones de motores es el propuesto por Woschni [6], desarrollado para motores Diesel. Blair [7] es partidario de emplear en motores de encendido provocado los trabajos presentados por Annand [8, 9] por su efectividad y precisión. En las correlaciones presentadas tanto por Woschni como por Annand, existen constantes que deben ser modificadas para ajustar el modelo termodinámico a un motor específico. Por consiguiente, se estima un coeficiente de película medio para todas las superficies de intercambio de calor. Pero la variación espacial de dicho coeficiente, que tiene información de los efectos no estacionarios, aún no se tiene en cuenta.

Las ventajas de estos modelos radica en que su formulación es relativamente sencilla de introducir en un modelo de cálculo. Sin embargo, en la última década, se han desarrollado algunos modelos que tienen en cuenta la naturaleza no estacionaria de la transmisión de calor, circunstancia particularmente importante en motores de pequeña cilindrada.

El problema aparece cuando se demuestra teórica y empíricamente la existencia de un desfase entre la variación instantánea del flujo de calor con la variación de la diferencia de temperaturas entre el gas y la pared, como así evidencian Franco y Martorano en [10].

Los datos obtenidos según la formulación del coeficiente de película medio en la forma de la ley de Newton puede conducir a valores de dicho coeficiente bien negativos o bien exageradamente elevados que son característicos de situaciones fluctuantes no estacionarias durante un ciclo motor. Además experimentalmente estos autores obtuvieron valores extremadamente altos del

flujo de calor (del orden de  $10 - 100 \text{ MW}/m^2$ ), en un rango de régimen de giro de 5000-8000 rpm, imposibles de conseguir con una formulación basada en la clásica ley de transmisión de calor estacionaria sin modificar las constantes del modelo. Según los autores, el desfase existente entre el flujo de calor y la temperatura debilita la hipótesis del modelo de gas perfecto con presión y temperatura uniformes en el interior del cilindro.

Annand y Pinfold [11] detectan también el desfase entre flujo de calor y temperatura realizando medidas experimentales sobre un motor en arrastre. En cambio, el modelo basado en la ley de Newton no se abandona sino que se modifica correlacionando el número de Nusselt no sólo en función del número de Reynolds sino también de la diferencia de temperaturas entre el gas y la pared y de la variación de la temperatura del gas con el tiempo, dando lugar a modelos con número de Nusselt complejo, es decir, con parte real y parte imaginaria. Kornhauser y Smith [12] proponen la utilización de un coeficiente de película en forma de número complejo de manera que el flujo de calor consta de una parte proporcional a la diferencia de temperaturas y de otra proporcional a su variación temporal.

El mecanismo real para evaluar teóricamente la transferencia de calor entre el gas y las superficies internas del cilindro parece ser la teoría de la capa límite que relaciona el flujo de calor con el gradiente de temperatura en las proximidades de la pared. Dentro de la segunda categoría, como se ha descrito al inicio de la presente revisión bibliográfica, existen modelos basados en la teoría de la capa límite [13–16], que establecen que el cálculo del flujo de calor es el resultado de las características del flujo local, la energía transmitida debido al movimiento del pistón y los efectos del proceso de combustión.

En estos casos, el cálculo del flujo de calor depende fuertemente de la conductividad térmica local del gas y el espesor de la capa límite térmica, que puede ser considerada la zona que separa el gas a elevada temperatura de la pared, donde se produce el gradiente de temperaturas más acusado. Mientras que el primer parámetro puede ser calculado sin demasiado error, es muy complicado determinar teóricamente el espesor de la capa límite.

En el interior del cilindro, las condiciones están bastante alejadas del equilibrio y la hipótesis de temperatura uniforme es muy restrictiva. Para tener en cuenta la no uniformidad de la temperatura es necesario recurrir a modelos tridimensionales [10]. Sin embargo, un análisis numérico llevado a cabo con un código tridimensional puede no proporcionar una información exacta sobre el valor absoluto del flujo de calor debido a que, generalmente, el espesor de la capa límite es menor que el mallado del dominio de cálculo. Una discretización suficientemente fina ocasionaría un coste computacional prohibitivo.

En la tercera categoría, como se ha mencionado al inicio de la presente revisión bibliográfica, se encuentran los modelos desarrollados para evaluar la transmisión de calor y que consisten en la aplicación del primer principio de la Termodinámica sobre el cilindro [5, 10]. El inconveniente de esta metodología es que, al aplicar la ecuación de conservación de la energía, es necesario conocer la tasa de calor liberado durante el proceso de combustión, salvo que se realice el análisis de un ciclo con el motor arrastrado (sin combustión). En este caso, la determinación de  $Q_t$  es inmediata si bien las condiciones del gas en el interior del cilindro varían respecto a cuando hay presencia de combustión (sobre todo en relación a la evolución de la temperatura del gas).

#### 4.2.2.2. Descripción del modelo de transmisión de calor

Por lo comentado anteriormente, las correlaciones  $Nu = f(Re)$  son el método más usado para modelos cero-dimensionales de una zona para el modelado de la transmisión de calor en el cilindro en motores de dos tiempos de encendido provocado.

A continuación se describe el procedimiento de cálculo para obtener el calor transmitido a las paredes del motor.

En motores de encendido provocado, un método para calcular la transmisión de calor en el cilindro es propuesto por Annand [9], que recomienda la siguiente expresión que relaciona al número de Reynolds y el número de Nusselt:

$$Nu = a Re^{0.7} \quad (4.7)$$

donde la constante  $a$  debe ser ajustada con información experimental y resolviendo el primer principio de la termodinámica en las fases donde no existe combustión. El número de Reynolds se calcula según:

$$Re = \frac{\rho_c c_m D_c}{\mu_c} \quad (4.8)$$

donde  $\rho_c$  es la densidad se calcula con la presión, temperatura y composición del gas del cilindro del instante anterior sin que se cometa un error significativo, la velocidad del gas en el interior del cilindro se asume igual a la velocidad lineal media del pistón, que se obtiene sabiendo la carrera del pistón y el régimen de giro,  $c_m = 2 s n$ ,  $D_c$  es el diámetro del cilindro y la viscosidad del gas  $\mu_c$ , es función de la temperatura.

El coeficiente de transmisión de calor por convección, es extraído ahora de la definición del número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu k_c}{D_c} \quad (4.9)$$

siendo  $k_c$  la conductividad térmica del gas encerrado en el cilindro.

Por tanto, el calor transmitido, uno de los términos necesarios en la ecuación 3.23, durante el intervalo de cálculo se resuelve mediante la siguiente expresión:

$$\delta Q_t = h [A_{cilindro} (T_g - T_{cilindro}) + A_{culata} (T_g - T_{culata}) + A_{piston} (T_g - T_{piston})] dt \quad (4.10)$$

donde las temperaturas de las superficies internas del cilindro, la culata y la de la cabeza del pistón, deben ser conocidas por el modelo. Será obligatorio entonces proceder a un proceso de ajuste de éstas, ya que dependen de cada motor y, a su vez, de las condiciones de funcionamiento. La variación de la temperatura de la pared es el resultado de la condición de contorno impuesta por la interfase gas-pared que depende del tiempo y que resulta muy complicado de medir. Sin embargo, como se sugiere en la literatura [5, 17], esta variación temporal de la temperatura de la pared puede despreciarse. Por otro lado, las áreas por donde se cede calor son parámetros puramente geométricos, que en el caso de la superficie de intercambio del cilindro varía en cada instante con el ángulo girado por el cigüeñal.

#### 4.2.3. Evaluación y modelado del proceso de combustión

El proceso de combustión en MCIA, desde un punto de vista de la termodinámica más básica, se manifiesta como un proceso de aporte de calor sobre un sistema cerrado. Este proceso tiene lugar en una cámara de volumen variable, el cual viene determinado por el mecanismo biela-manivela y por la relación de compresión. En el ciclo Otto ideal el proceso de combustión se define como un proceso a volumen constante y por tanto es instantánea, pero la realidad es que la variación de presión durante el ciclo muestra un proceso de combustión que depende del tiempo.

Existen dos planteamientos teóricos para analizar este proceso, uno microscópico y otro macroscópico. El planteamiento microscópico, inspirado por Clarke [18] y Bellan [19], revela cuál es el calor liberado debido a la propagación del frente de llama y cómo éste puede verse influido por la forma de la cámara de combustión, los niveles de swirl y turbulencia, y la presencia de residuales. Desde el punto de vista macroscópico, el objetivo es



obtener la ley de liberación de calor durante el proceso de combustión sin tener en cuenta la propagación del frente de llama, las reacciones químicas o la turbulencia en el interior del cilindro. En el desarrollo de la presente tesis, el planteamiento microscópico se aleja de los objetivos establecidos y por tanto se analizará el calor liberado por el proceso de combustión desde el punto de vista macroscópico.

Este planteamiento macroscópico se suele adoptar en situaciones donde los fenómenos no son suficientemente conocidos o donde el número de variables involucradas es tan ingente que resulta muy complicado reproducir su comportamiento. Así pues, el proceso de combustión no será modelado, sino que su análisis consiste en estudiar de manera empírica cómo actúan las variables de salida a partir de las de entrada. En el modelo de diagnóstico para la combustión será la presión del cilindro y la masa atrapada, y para el modelo de acción de ondas será una ley de liberación de calor que puede ser definida por correlaciones en función de parámetros que tienen que ver con el proceso de la combustión [20].

El cálculo del volumen instantáneo en el cilindro que es la suma del volumen de la cámara de combustión y el volumen desplazado instante a instante por el pistón, queda determinado por el ángulo de giro del cigüeñal  $V = f(\alpha, r_c)$ , conociendo las dimensiones geométricas del mecanismo biela-manivela.

#### 4.2.3.1. Obtención del calor liberado

Introducir en el modelo la evolución temporal del calor liberado durante el proceso de combustión en cada intervalo de cálculo resulta poco manejable desde un punto de vista práctico y, por ello, se suele relacionar su variación con la fracción de masa quemada. Ésta se puede obtener a partir del calor liberado acumulado dividido por la masa de combustible ( $m_f$ ) y el poder calorífico ( $H_c$ ) del mismo. Otra forma práctica es dividiendo el calor liberado obtenido entre el calor total que idealmente se podría haber producido si el proceso de combustión se hubiera llevado a cabo completamente, o bien matemáticamente, la fracción de masa quemada ( $FMQ_i$ ) en un determinado ángulo  $\alpha_i$  vale:

$$FMQ_i = \frac{\sum_{\alpha=\alpha_0}^{\alpha=\alpha_i} \delta Q_c}{\sum_{\alpha=\alpha_0}^{\alpha=\alpha_0+\Delta\alpha} \delta Q_c} = \frac{FQL_i}{m_f H_c} \quad (4.11)$$

donde  $\alpha_0$  representa el ángulo en el que comienza el proceso de combustión y  $\Delta\alpha$  la duración de la misma.

La función de Wiebe [21], que es una expresión matemática conveniente para simular el combustible quemado en motores de combustión de encendido provocado, puede representar la fracción de masa quemada según:

$$FMQ = 1 - e^{-a\left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha}\right)^{m+1}} \quad (4.12)$$

donde  $a$  y  $m$  son variables de ajuste, el parámetro  $a$  representa la eficiencia de la combustión, y la  $m$  es el parámetro de forma y su valor determina la rapidez de quemado en el proceso de combustión. La tasa de masa quemada se obtiene derivando la ecuación 4.12, cuyo resultado es:

$$\frac{d(FMQ)}{d\alpha} = \frac{a(m+1)}{\Delta\alpha} \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha}\right)^m e^{-a\left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha}\right)^{m+1}} \quad (4.13)$$

Obtenidas estas ecuaciones 4.12 y 4.13, el principal inconveniente es la determinación de los cuatro parámetros que las definen, y de esta forma obtener la tasa de calor liberado.

En la figura 4.2 se muestra la ley de quemado obtenida con el modelo de diagnóstico frente a una obtenida mediante las expresiones 4.12 y 4.13. La fracción de masa quemada obtenida con el modelo de diagnóstico fue obtenida a partir del calor liberado acumulado, usando la ecuación 4.11, donde el calor liberado instantáneo es dividido por el calor liberado acumulado al final de la combustión. Estos resultados ponen de manifiesto la capacidad que tiene la función de Wiebe para reproducir la evolución de la liberación de calor durante el proceso de combustión con precisión aceptable. En la sección de resultados 4.4 se mostrarán más resultados en detalle donde se ha constatado de forma experimental variaciones importantes entre leyes de liberación de calor obtenidas bajo diferentes condiciones de funcionamiento del motor.

Así pues, para introducir la evolución del calor liberado en el modelo únicamente hace falta proporcionar las cuatro variables que se obtienen del ajuste a una ley de Wiebe para cada condición de funcionamiento del motor. A partir de ésta, suponiendo el poder calorífico del combustible constante a lo largo del proceso de combustión y conociendo la cantidad de combustible quemado, se puede entonces realizar el proceso inverso al detallado anteriormente y estar ya en disposición de resolver la ecuación 3.23, determinando así las propiedades termodinámicas del gas en el instante de cálculo actual.

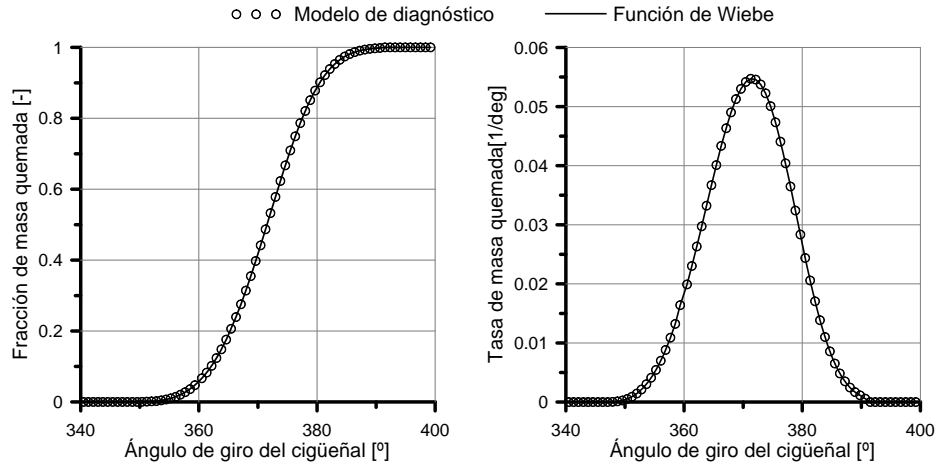


Figura 4.2: Fracción de masa quemada (izquierda) a 12000 rpm a plena carga. Y su derivada (derecha).

#### 4.2.3.2. Correlaciones para la combustión

En el contexto que enmarca la simulación de la combustión por medio de correlaciones para definir el proceso de combustión en modo automático, una revisión bibliográfica pone de manifiesto que la duración de la combustión ( $\Delta\alpha$ ) y el parámetro de forma ( $m$ ) de la función de Wiebe [1] son parámetros que se correlacionan con variables relacionadas con el funcionamiento del motor porque son los que dictan la evolución instantánea de la ley de quemado. El inicio de la combustión ( $\alpha_0$ ) de la función de Wiebe 4.12 es el ángulo de encendido tomando en cuenta el retraso de la combustión que depende de la evolución de la primera fase de combustión, y esta es influenciada por la presencia de gases residuales donde se origina la combustión, entre otros factores como la calidad de la chispa que tiene importante influencia. El parámetro de completitud ( $a$ ) de la función de Wiebe se relaciona con el fin de la combustión. Cuando la fracción de masa quemada es  $x_r = 99.9\%$  el parámetro de completitud  $a$  tiene el valor  $a = -\ln(1 - x_r) = -\ln(0.001) = 6.9$ .

Por otra parte, las correlaciones para el proceso de combustión encontradas en la literatura se enfocan en motores de cuatro tiempos. Resulta evidente que las condiciones de operación de régimen de giro, fracción de residuales, densidad de la carga que se experimentan en motores de cuatro tiempos difieren a las experimentadas en los motores de dos tiempos tratados en la presente tesis. Por tanto, el rango de validez de las correlaciones encontradas

en la literatura quedan fuera del experimentado en el motor que se estudia en este trabajo. De esta forma, es necesario desarrollar correlaciones para la función de Wiebe que se adapten a las condiciones de operación en estudio.

Pese a que se deben desarrollar nuevas correlaciones para los parámetros de la ley de Wiebe, se describe a continuación la metodología seguida por varios autores en el campo de los motores de cuatro tiempos. Así, en la medida de lo posible, las funciones que definan las correlaciones en el motor en estudio serán similares en forma a las ya obtenidas en motores de cuatro tiempos pero válidas en los rangos específicos del motor de dos tiempos de altas prestaciones.

Csallner [22], presenta correlaciones que relacionan el ángulo de encendido, la relación aire/combustible, la presión y temperatura en el interior del cilindro 60°APMS, la fracción de gases residuales y el régimen de giro, con parámetros que tienen influencia en la combustión. Csallner usa un principio básico, que consiste, en establecer que a partir de un punto de referencia característico y determinada su tasa de calor liberado del proceso de combustión, pueden existir variaciones. Estas variaciones, que dan lugar a nuevas leyes de liberación de calor pueden ser reproducidas mediante correlaciones. Estas ecuaciones tienen en cuenta la evolución o el cambio de curso de la combustión debido a la variación de los parámetros que la forman.

Los rangos experimentados para las correlaciones que ha obtenido son: ángulo de encendido 25-50°APMS, relación aire combustible  $\lambda = 0.7-1.2$ , la presión y temperatura en el interior del cilindro 60°APMS; la concentración de quemados no superior al 10%, y el régimen de giro de 1000-4500 rpm. El proceso de combustión lo aproxima mediante la función de Wiebe con la fracción de masa quemada. Estas correlaciones están hechas con variaciones relativas a una condición de operación de referencia. La influencia de las ecuaciones 4.14,  $G_i$  y  $H_i$ , son funciones normalizadas que describen las variaciones de la duración de la combustión y el parámetro de forma.

$$\begin{aligned}\Delta\alpha &= \Delta\alpha_{ref} \cdot g(\lambda) \cdot g(T_{300}) \cdot g(p_{300}) \cdot g(x_r) \cdot g(n) = \Delta\alpha_{ref} \cdot \prod_i G_i \\ m &= m_{ref} \cdot h(\lambda) \cdot h(n) = m_{ref} \cdot \prod_i H_i\end{aligned}\quad (4.14)$$

donde  $\lambda$  es la relación aire-combustible,  $T_{300}$  y  $p_{300}$  son la temperatura y presión 60 °APMS (durante el proceso de compresión),  $x_r$  es la fracción de masa quemada,  $n$  es el régimen de giro.

Para su estudio, Csallner, usó dos MCIA de aspiración natural. Uno de los motores fue monocilíndrico MTU MB 331 con 3.3 l de cilindrada y el otro

motor fue un motor BMW de cuatro cilindros de 0.5 l de cilindrada unitaria de dos válvulas por cilindro. Sus correlaciones fueron obtenidas con 31 condiciones de operación.

Las funciones de la ecuación 4.14 para duración de la combustión,  $\Delta\alpha$ , son:

$$g(\lambda) = 5,6\lambda^2 - 9,52\lambda + 4,92; \quad g(T_{300}) = 1,33 \frac{T_{300,ref}}{T_{300}} - 0,33$$

$$g(p_{300}) = (p_{300})^{-0,28}; \quad g(x_r) = 0,237 \frac{x_{r,ref}}{x_r} + 0,763 \quad (4.15)$$

$$g(n) = -\frac{660}{n} + 1,33$$

Las funciones de la ecuación 4.14 para el parámetro de forma,  $m$ , son las siguientes:

$$h(\lambda \leq 0,95) = 0,375\lambda + 0,644; \quad h(\lambda \geq 0,95) = -1,33\lambda + 2,77 \quad (4.16)$$

$$h(n) = \frac{750}{n} + 0,625$$

Los valores de estas funciones se multiplican entre sí para definir los parámetros de la función de Wiebe. También estas correlaciones toman en cuenta el efecto de los gases residuales hasta un 10% como ocurre en los motores de combustión actuales de cuatro tiempos sin circuito de EGR.

Para definir el inicio de la combustión, Csallner propone una correlación para el retraso de la combustión en función del ángulo de encendido, la relación aire combustible, la fracción de gases residuales, el régimen de giro, y la temperatura y presión del gas en el cilindro en el ángulo 60 °APMS.

Witt [23], por otra parte, propone correlacionar los parámetros de duración de la combustión y parámetro de forma de la función de Wiebe, usando diferentes grados de carga en sus simulaciones y ensayos de un motor de cuatro tiempos de cuatro válvulas de aspiración natural. La metodología que emplea se basa en los trabajos hechos por Csallner. Para determinar los parámetros de la función de Wiebe lo hace para el 50% de la masa quemada. Witt usa una extensa base de datos experimental, con 221 condiciones de operación a cargas parciales y 193 condiciones de operación a plena carga. Los principales parámetros que estudia para sus correlaciones fueron: el ángulo de encendido,

el porcentaje de gases residuales, el trabajo indicado y el régimen de giro. La influencia de las ecuaciones 4.17,  $G_i$  y  $H_i$ , al igual que Csallner, son funciones normalizadas que describen las variaciones de la duración de la combustión y el parámetro de forma.

$$\begin{aligned}\Delta\alpha &= \Delta\alpha_{ref} \cdot g(\alpha_e) \cdot g(x_r) \cdot g(w_i) \cdot g(n) = \Delta\alpha_{ref} \cdot \prod_i G_i \\ m &= m_{ref} \cdot h(\alpha_e) \cdot h(x_r) \cdot h(w_i) \cdot h(n) = m_{ref} \cdot \prod_i H_i\end{aligned}\quad (4.17)$$

De esta forma Witt, a diferencia de Csallner, propone incluir el trabajo indicado y el ángulo de encendido como variable dependiente en sus correlaciones, pero considera que la relación aire-combustible, la presión y temperatura no son variables de influencia en sus resultados. Las funciones de la duración de la combustión que forman la ecuación 4.17 son:

$$\begin{aligned}g(\alpha_e) &= 0.596 + \frac{2.48}{(\alpha_e)^{1/2}}; & g(x_r) &= 0.429 + 0.031x_r^2 \\ g(w_i) &= 1.115 - 0.346(w_i); & g(n) &= 1.355 - \frac{18.49}{\sqrt{n}}\end{aligned}\quad (4.18)$$

donde  $\alpha_e$  es el ángulo del encendido en grados [ $^\circ APM S$ ],  $x_r$  es la composición de quemados en [%],  $w_i$  es el trabajo indicado en [ $kJ/dm^3$ ] y  $n$  es el régimen de giro en [rpm]. Por otra parte, las funciones para el parámetro de forma de la ecuación 4.17 propuestas por Witt son:

$$\begin{aligned}h(\alpha_e) &= 0.964 + \frac{75.56}{(\alpha_e)^2}; & h(x_r) &= 1.076 - 2.534 \cdot 10^4 x_r^2 \\ h(w_i) &= 1.007 + 0.004 \ln(w_i); & h(n) &= 1.046 - 4.075 \cdot 10^{-7} n^{3/2}\end{aligned}\quad (4.19)$$

Cabe señalar que la base de datos que ha usado para determinar estas ecuaciones es bastante más extensa, en comparación con los demás autores.

Witt para definir el inicio de la combustión propone una correlación para el retraso de la combustión en función del ángulo del encendido, la fracción de gases residuales, el régimen de giro, y el trabajo indicado.

Bayraktar y Durgun [24], por otra parte, presentan una correlación para la duración de la combustión que la forman funciones de orden cuadrático

que dependen de: la relación de compresión ( $r_c$ ), el régimen de giro ( $n$ ), el dosado relativo ( $F_R$ ) y el ángulo del encendido ( $\alpha_e$ ). El modelo propuesto por Bayraktar y Durgun se basan en los modelos de combustión de Blizard y Keck [25], Beretta et al. [26] y Keck [27].

La variación de la duración de la combustión, en este caso, se calcula con funciones polinomiales de segundo grado de cada uno de los parámetros operativos. La correlación para la duración de la combustión se expresa, de forma general, según la ecuación siguiente:

$$\Delta\alpha(r_c, n, F_R, \alpha_e) = f_1(r_c)f_2(n)f_3(F_R)f_4(\alpha_e)\Delta\alpha_{ref} \quad (4.20)$$

donde  $\Delta\alpha_{ref}$  es la duración de la combustión de referencia. A partir de dicha condición de referencia,  $\Delta\alpha$  varía en función de  $r_c, n, F_R, \alpha_{te}$ . Los efectos de dichos parámetros se representan por medio de funciones  $f_1(r_c), f_2(n), f_3(F_R), f_4(\alpha_e)$  como se muestra en las ecuaciones 4.21. Por otra parte, para definir el inicio de la combustión toman como referencia el ángulo de encendido.

Bayraktar y Durgun determinan dichas funciones dividiendo todas las variables que integran las funciones por su valor de referencia. Usando esos valores para la duración de la combustión, experimentando diferentes valores de  $r_c, n, F_R, \alpha_{te}$  y, aplicando el método de funciones polinomiales de segundo orden para ajustar los resultados a una curva, han obtenido funciones aproximadas  $f_1(r_c), f_2(n), f_3(F_R), f_4(\alpha_{te})$ . Las funciones que forman la ecuación 4.20 para la duración de la combustión son:

$$\begin{aligned} f_1(r_c) &= 3,2989 - 3,3612 (r_c/r_{c,ref}) + 1,08 (r_c/r_{c,ref})^2 \\ f_2(n) &= 0,1222 + 0,9717 (n/n_{ref}) - 5,051 \times 10^{-2} (n/n_{ref})^2 \\ f_3(F_R) &= 4,3111 - 5,6383 (F_R/F_{R,ref}) + 2,3040 (F_R/F_{R,ref})^2 \\ f_4(\alpha_e) &= 1,0685 - 0,2902 (\alpha_e/\alpha_{e,ref}) + 0,2545 (\alpha_e/\alpha_{e,ref})^2 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Los parámetros de funcionamiento de la condición de operación de referencia son:  $r_{c,ref} = 7,5, n_{ref} = 1000 \text{ rpm}, F_{R,ref} = 1, \alpha_{te,ref} = 30^\circ \text{ APM S}$ , y para este mismo caso,  $\Delta\alpha_{ref} = 24^\circ \text{ APM S}$

Lindström et al. [28, 29], por otra parte, proponen un modelo de combustión que toma en cuenta la velocidad de combustión laminar ( $c_{cl}$ )

para cuantificar los parámetros de la función de Wiebe en función de una condición operativa de referencia. Para ello emplea correlaciones ya existentes de la velocidad de combustión laminar. Las simulaciones y ensayos se hacen en un motor de cuatro tiempos MEP a plena carga y sobrealimentado. Las correlaciones que obtiene se basan en las obtenidas por Witt [23]. Además deja de manifiesto que las constantes de las correlaciones obtenidas por Csallner y Witt necesitan ser recalibradas para cada nuevo motor. En la tabla 4.1 se resumen dichas condiciones de operación para los que se han construido las correlaciones que proponen.

Tabla 4.1: Condiciones de operación base y rangos de condiciones experimentales investigadas por Lindström et al. [28, 29]

Parámetros del motor	Condiciones de operación base	Rangos experimentados
$\lambda$ [–]	1.0	0.85–1.14
$EGR$ [%]	0	0–5.5
$T_{adm}$ [°C]	34	29–54
$P_{adm}$ [kPa]	128	112–143
Ángulo de encendido [°APMS]	15	6–25
Régimen de giro [rpm]	2500	1500–4000

Así pues, el modelo de combustión relaciona la duración de la combustión con parámetros de la velocidad de combustión laminar, ángulo de encendido y régimen de giro. Además, para cuantificar el parámetro de forma, Lindström desarrolla una correlación que depende de la duración de la combustión y del régimen de giro. Las correlaciones propuestas son:

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{ref} \cdot G(c_{cl}) \cdot G(\alpha_e) \cdot G(n)$$

$$G(c_{cl}) = \frac{g(c_{cl})}{g(c_{cl,ref})}; \quad G(\alpha_e) = \frac{g(\alpha_e)}{g(\alpha_{e,ref})}; \quad G(n) = \frac{g(n)}{g(n_{ref})} \quad (4.22)$$

$$m = m_{ref} \cdot H(\Delta\alpha, n)$$

donde la velocidad de combustión laminar que usa en la ecuación 4.22 se basa en las correlaciones obtenidas por Heywood [30]. Para la influencia del ángulo de encendido desarrolla un polinomio de segundo orden. Para el efecto de la



turbulencia en el interior del cilindro durante el proceso de combustión se incluye una función que toma en cuenta el régimen de giro similar a la forma de la función que desarrolla Witt, pero con las constantes que se ajustan al motor con el que trabaja. De esta forma las funciones para la duración de la combustión de la ecuaciones 4.22 son:

$$g(c_{cl}) = \frac{1}{c_{cl}}$$

$$g(\alpha_e) = 1.6 - 0.053\alpha_e + 9.1 \cdot 10^{-4}\alpha_e^2 \quad (4.23)$$

$$g(n) = 2.13 - \frac{55.5}{\sqrt{n}}$$

La ecuación de la velocidad de combustión laminar que se usa para el calculo de la ecuación 4.23 [30] es:

$$c_{cl} = c_{cl,ref} \left( \frac{T_{te}}{298} \right)^{a_{gas,opt}} \left( \frac{p_{te}}{1.013} \right)^{b_{gas,opt}} (1 - 2.06\tilde{x}_r^{0.77}) \quad (4.24)$$

donde  $\tilde{x}_r$  es la fracción molar de gases residuales,  $c_{cl,ref}$  es una función que depende del dosado relativo de referencia y está definida por la expresión:

$$c_{cl,ref} = B_m + B_{FR} (F_R - F_{R,m})^2 \quad (4.25)$$

Las variables  $a_{gas,opt}$  y  $b_{gas,opt}$  y las constantes de referencia  $B_m$ ,  $B_{FR}$  y  $F_{R,m}$  son valores para la gasolina, con un peso molecular promedio de 107 g/mol y una relación de entalpía/velocidad absoluta del gas de 1.69, usada como combustible por Lindström en su estudio:

$$a_{gas,opt} = 1.3 - 0.271 \cdot F_R^{3.51}; \quad b_{gas,opt} = -0.15 + 0.141 \cdot F_R^{2.77} \quad (4.26)$$

$$B_m = 30.5; \quad B_{FR} = -54.9; \quad F_{R,m} = 1.21$$

Para identificar los nuevos parámetros, Lindström normalizó los datos con una condición de operación de referencia.

Como se ha indicado, Lindström también propone una función que permite determinar el parámetro de forma  $m$ . Que expresa de forma linealmente

dependiente con la duración de la combustión y con el régimen de giro, y la define como:

$$m = m_{ref} - 0.0421 (\Delta\alpha - \Delta\alpha_{ref}) + 3.51 \times 10^{-4} (n - n_{ref}) \quad (4.27)$$

donde  $m_{ref}$  es el parámetro de forma de referencia y los otros términos son las variaciones que imprimen la duración de la combustión y el régimen de giro para diferentes condiciones de operación.

Por otra parte, el valor de la constante del parámetro de completitud  $a$  de la función de Wiebe 4.12, la deriva de la definición del fin de la combustión. Cuando la fracción de masa quemada  $x_r = 99.9\%$  en el fin de la combustión,  $a$  tiene el valor de 6.9. Para definir el inicio de la combustión de la función de Wiebe, Lindström toma como valor el ángulo de encendido. Debido a que el retraso de la combustión lo toma en cuenta en la correlación del parámetro de forma.

Finalmente cuando Lindström aplica sus correlaciones para el cálculo de la duración de la combustión frente al valor obtenido vía experimental, obtiene un coeficiente de determinación múltiple  $R^2=96\%$  y un  $R^2=72\%$  para el caso del parámetro de forma.

Por otra parte, la determinación y uso de correlaciones para los parámetros de la ley de Wiebe se sigue empleando por diferentes autores en la actualidad. En 2010, Bonatesta et al. [31–33] desarrollan funciones empíricas, para el 0–90% de fracción de masa quemada, debido a que la predicción en este punto se determina con importante certeza, para la duración de la combustión y el parámetro de forma de la función de Wiebe. Al igual que los anteriores autores usan un motor de cuatro tiempos de encendido provocado de cuatro cilindros, cuatro válvulas por cilindro, 1600cc, con EGR externo. Los rangos experimentados por Bonatesta se expresan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2: Rangos de condiciones de operación experimentales investigadas por Bonatesta et al. [32]

Parámetro	Rangos
<i>Fracción de gases residuales</i> [–]	0.06-0.26
<i>Régimen de giro</i> [rpm]	1250-3500
<i>pmi</i> [bar]	2-7
<i>Ángulo de encendido</i> [°APMS]	35-8

La correlación de la duración de la combustión y el parámetro de forma, para el 90 % de la combustión, obtenida por Bonatesta et al. se determina con el producto de cuatro funciones que representan cuatro factores de influencia: densidad de la carga en el ángulo de encendido, velocidad lineal media del pistón, fracción de residuales y ángulo de encendido. La forma general de dichas funciones es:

$$\Delta\alpha = k R(\rho_{\alpha,e}) S(c_m) X(x_r) T(\alpha_e) \quad (4.28)$$

$$m = k' S'(c_m) T'(\alpha_e) X'(x_r) - 1$$

En estas ecuaciones,  $k$  es una constante dimensional y cada factor asume un efecto individual e independiente en la duración de la combustión y el parámetro de forma. Las funciones  $R(\rho_{\alpha,e})$ ,  $S(c_m)$ ,  $X(x_r)$  y  $T(\theta_{\alpha,e})$  son expresiones basadas en la literatura [29, 32, 34, 35]. Bonatesta toma en cuenta la variable de la densidad de la carga en el ángulo de encendido, para tomar en cuenta las condiciones de presión y temperatura al inicio de la combustión. Las correlaciones obtenidas por Bonatesta son:

$$\Delta\alpha = 178 \left( \frac{1}{\rho_{\alpha,e}} \right)^{0.34} \left( 1 - \frac{1.164}{\sqrt{c_m}} \right) \left( \frac{1}{1-2.06x_r^{0.77}} \right)^{0.85} (0.00033\alpha_e^2 - 0.0263\alpha_e + 1) \quad (4.29)$$

$$m = 3.46 \left( \frac{1}{\sqrt{c_m}} \right)^{0.45} \left( \frac{1}{1+\sqrt{\alpha_e}} \right)^{-0.35} (1 - 1.28x_r) - 1$$

donde  $\rho_{\alpha,e}$  es la densidad en el ángulo de encendido en  $[kg/m^3]$ ,  $c_m$  es la velocidad lineal media del pistón en  $[m/s]$ ,  $x_r$  es la fracción de residuales [-] que es expresada como la relación de masa quemada y la masa total atrapada y  $\alpha_e$  es el ángulo de encendido en  $[^\circ APMS]$ . Para el parámetro de completitud de la función de Wiebe, Bonatesta et al. [32] lo definen para el intervalo de hasta el 90 % de masa quemada, seleccionando un valor de  $a = 2.3$ . Y para el inicio de la combustión de la función de Wiebe, no toma en cuenta ningún tipo de retraso de la combustión y selecciona directamente el ángulo de encendido.

Los resultados usando las correlaciones 4.29 se validan de forma experimental. En el caso de la duración de la combustión la validación, se hace en tres puntos del proceso de la combustión: durante el desarrollo inicial de la combustión, durante el periodo de combustión rápida 10–90 % y en el 50 % de la combustión, obteniendo un coeficiente de determinación múltiple  $R^2$

de 87 % en los tres puntos de la combustión. El  $R^2$  obtenido del parámetro de forma al comparar con la información experimental es de 92 % generalmente.

Una vez más, cabe indicarse y como posteriormente se demostrará, que el uso directo de las correlaciones desarrolladas para motores de 4T como las descritas en párrafos anteriores, no se adaptan a las condiciones de operación que se experimentan en los motores de 2T de encendido provocado de altas prestaciones. De esta forma, nace la motivación para desarrollar nuevas correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe en motores que son objeto la presente tesis.

### 4.3. Metodología

En la presente sección se establece una metodología para obtener la tasa de calor liberado en un motor de dos tiempos de altas prestaciones. El objetivo último es generar una base de datos que servirá para obtener correlaciones para la simulación del proceso de combustión por medio de la función de Wiebe. Así, se obtendrá un modelo predictivo para reproducir la presión en el interior del cilindro y la presión media indicada en estas versiones de motor. Se ha desarrollado un modelo de diagnóstico para la combustión para obtener el calor liberado acumulado. Además, esta metodología incluye el uso de un modelo de acción de ondas del motor con la geometría completa que fue detallada y caracterizada en la sección 3.5.

El modelo de diagnóstico para la combustión se aplica para conocer el calor del proceso de combustión. Para obtener la tasa de calor liberado usando la expresión 4.5, el modelo de diagnóstico contempla diferentes modelos: el de transmisión de calor y el modelo para el cálculo de volumen instantáneo. La descripción del modelo de diagnóstico con las hipótesis adoptadas se detallarán en la sección 4.3.1.

El modelo de acción de ondas incluye los sistemas de admisión y escape para tener en cuenta los fenómenos ondulatorios que son de vital importancia, en motores de dos tiempos y de esta forma obtener la masa atrapada con buena exactitud.

La información experimental por excelencia en un MCIA es la presión instantánea del cilindro, que alimentará al modelo de diagnóstico. Diferentes autores proponen, a partir de esta señal experimental, obtener la naturaleza del funcionamiento del motor [3, 7, 30, 36–38]. Las tareas de post-procesado de la presión del cilindro experimental, que conducen a la determinación del calor liberado, son descritas posteriormente en esta sección. La presión en la

admisión, cilindro y escape han sido obtenidas en banco motor como se ha detallado en el capítulo 2. Esta información experimental registrada en los diferentes sistemas del motor es de vital importancia, si se desea una buena validación del modelo del motor. Por otra parte, en relación a la presión en el interior del cilindro experimental, esta presenta una significativa dispersión cíclica. Este fenómeno de dispersión, ha sido comentado en la sección 2.4.3, se da ciclo a ciclo y ha sido ampliamente investigado [39, 40]. El problema de la dispersión cíclica es la primera incógnita que se debe resolver. El objetivo es determinar un ciclo representativo para una condición de operación específica, como se detallará posteriormente en esta misma sección.

En la figura 4.3 se muestra un esquema de la metodología para obtener la tasa de calor liberado, para una específica condición de operación del motor. Para cumplir este objetivo, esta metodología contempla el uso de un modelo de diagnóstico para la combustión, un modelo de acción de ondas y la información experimental. El proceso se resuelve de forma iterativa hasta alcanzar la convergencia entre el modelo de diagnóstico para la combustión y el modelo del motor unidimensional.

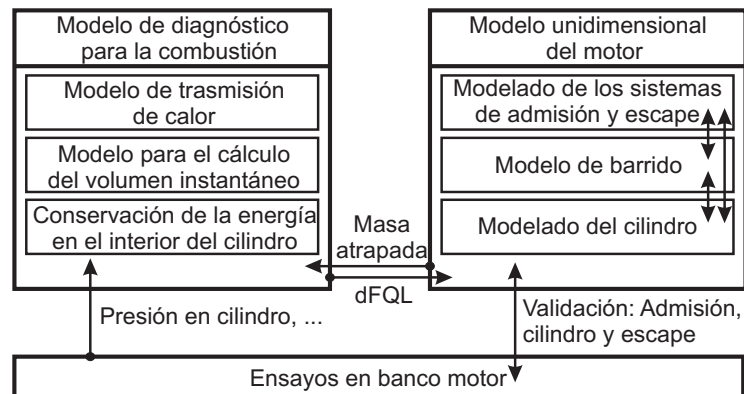


Figura 4.3: Metodología para obtener la liberación de calor en el interior del cilindro.

El proceso iterativo inicia cuando el modelo de acción de ondas proporciona una masa atrapada, al cierre del escape, al modelo de diagnóstico que además emplea la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro obtenida del banco motor. Además, se alimenta al modelo de diagnóstico con información de constantes de variables de funcionamiento como: régimen de giro y el ángulo de encendido. Se aplica el primer principio de la termodinámica al modelo de una zona, que incluye el modelo desarrollado por Annand según la ecuación 4.7 para la transmisión de calor. Para discretizar el proceso de

combustión y obtener la evolución del trabajo generado y la energía interna de la masa, se incluye un sub-modelo para el cálculo del volumen instantáneo. La principal información que se obtendrá del diagnóstico de la combustión es la dFQL. Esta dFQL alimenta al modelo de acción de ondas que realiza el modelado del cilindro que toma en cuenta los fenómenos ondulatorios en el sistema de admisión y escape, para calcular el cortocircuito durante el proceso de barrido. De esta forma se ha obtenido la masa atrapada que sirve para actualizar esta información al modelo de diagnóstico y proceder a iniciar una segunda iteración, donde el principal resultado es la tasa de liberación de calor. De esta forma continúan las iteraciones hasta que el valor obtenido de masa atrapada de una iteración y una que le precede tenga una diferencia de despreciable. La información experimental que proviene del banco motor que fue registrada en admisión, cilindro y escape se usa para validar el modelo unidimensional.

Una vez que, para una determinada condición de operación, se ha aplicado la presente metodología descrita, el modelo unidimensional tiene capacidad de reproducir los procesos termofluidodinámicos que sufre el gas en el interior del cilindro. Al mismo tiempo, se dispone de lo que, en adelante, se llamará ley de Wiebe ad-hoc. Es decir, el conjunto de los cuatro parámetros de la ley de Wiebe que hacen que el modelo 1D reproduzca con buen grado de ajuste el comportamiento del motor.

#### 4.3.1. Modelo de diagnóstico para la combustión

Se pueden destacar varias técnicas de diagnóstico para la combustión. Las técnicas orientadas a la detección de funcionamientos anómalos del motor, basada en la medida de las oscilaciones del bloque de motor, que permite estimar las variaciones del par [41]. Por otra parte las técnicas de visualización para el diagnóstico de la combustión emplean tanto accesos ópticos en motores reales como en instalaciones que producen las condiciones de funcionamiento de motor real. Los modelos termodinámicos de diagnóstico a partir de la presión emplean las mismas ecuaciones, de conservación de la masa y energía, que los modelos termodinámicos de simulación, pero no imponen la ley de liberación de calor, si no que la obtiene a partir de la presión experimental.

Las ventajas del diagnóstico de la combustión a partir de la presión experimental es que permite conocer el diagrama indicador y parámetros indicados, la dispersión cíclica en el interior del motor, ley de liberación de calor y el ruido de combustión radiado por el motor. Además usando esta técnica de diagnóstico con referencia a las técnicas ópticas, representa una

ventaja ya que para el registro de la presión del cilindro solo se instala un captador de presión en la cámara, además de la necesidad de registrar alguna variable media. La gran rapidez de cálculo representa otra ventaja, debido a que se pueden adoptar simplificaciones adecuadas para su uso en estrategias de control del motor.

La ley de liberación de calor (FQL) proporciona información precisa acerca de la evolución de la combustión y permite calcular parámetros como el inicio y duración de la combustión. La información de la FQL sirve para tener una mejor comprensión de la naturaleza del proceso de combustión [37].

En el presente estudio la presión del cilindro fue medida con un captador piezoeléctrico.

Las hipótesis del modelo de diagnóstico para la combustión son:

1. La presión es uniforme en la cámara de combustión, la cual es válida cuando las velocidades de propagación del fluido y la llama son mucho menor que la velocidad del sonido [2].
2. El fluido en la cámara se considera como una mezcla de tres gases: aire, gasolina y gases quemados.
3. Se asume el comportamiento de gas perfecto para la mezcla del gas.
4. Correlaciones basadas en la temperatura son usadas para calcular la energía interna sensible de la mezcla del gas.
5. Durante el proceso de combustión no se considera el paso de flujo de la mezcla hacia el cárter de esta forma el *blow-by* es nulo.
6. No se consideran las deformaciones mecánicas de las partes móviles (pistón, biela y manivela) o del cilindro producidas por la presión en la cámara y las inercias, de esta forma la relación de compresión solo es función de la geometría del motor.

#### 4.3.2. Tratamiento de la señal de presión

El tratamiento de las señales de presión registradas en banco motor consisten en filtrar y referenciar la presión de admisión, cilindro y escape. La presión del cilindro se usará para el diagnóstico de la combustión. Mientras que la presión en la admisión, el cilindro y el escape serán utilizadas para validar el motor 1D usando el modelo de acción de ondas.

En todos los ciclos registrados en el sistema de adquisición de datos fue aplicado un filtro. En el proceso de filtrado se eliminan las oscilaciones de alta frecuencia. Se debe tener cuidado para eliminar el ruido que se origina en alta frecuencia, sobretodo en la presión del cilindro para no perder información del fenómeno físico de la combustión, en media y alta frecuencia. Siendo en muchos casos realmente difícil, establecer un límite riguroso entre ambas componentes.

La aplicación de filtros una vez es muestreada la señal analógica con un intervalo regular, conduce a una señal discreta a la que se le pueden aplicar filtros digitales. Los más comunes son los que realizan la transformación de la señal discreta del dominio temporal al de frecuencia; se filtra en este dominio y posteriormente se vuelve al dominio del tiempo. Son filtros estables y ampliamente empleados [36, 37] ya que la potencia de cálculo que requieren no es un problema con los ordenadores actuales. Así pues, la transformación de la señal discretizada del dominio temporal al dominio frecuencia, es el filtro que se va a aplicar a las señales de presión instantáneas obtenidas experimentalmente en banco motor, como se describe a continuación.

Una vez realizado el ensayo formal, y se ha obtenido la información del sistema de adquisición de datos, se procede a aplicar un filtro paso-bajo. Con el fin de eliminar las oscilaciones de alta frecuencia y mantener el espectro intacto, por debajo de una determinada frecuencia de corte, correspondiente al armónico  $k_c=6000$  Hz de la frecuencia elemental. No obstante, es posible que al hacer esto se elimine parte de la información útil de la señal, apareciendo oscilaciones que pueden ser muy acusadas en la derivada de la presión o en la dFQL. El método de filtrado es por medio de la transformada rápida de Fourier *FFT*, la cual provee de buena precisión en los resultados, sin emplear mucho tiempo y excesivos recursos informáticos.

Por otra parte, otra tarea en el tratamiento de la señal de presión, consiste en referenciar la presión relativa obtenida con el captador piezoeléctrico en banco motor. Por lo que es necesario referenciar esta señal experimental, para su uso en el diagnóstico de la combustión. Las elevadas condiciones de temperatura que se experimentan en el interior del cilindro, inutilizan a los captadores piezoresistivos con los que se puede obtener la presión absoluta.

Por otra parte, para el referenciado de la presión en el cilindro, existen diferentes procedimientos de ajuste. Una forma de referenciar la presión en cámara es a partir de un valor conocido en algún momento del ciclo [42]. Habitualmente se suele tomar un instante durante el ciclo abierto. Tinaut [43] propone imponer que la presión promediada en las proximidades del *PMI* coincida con la promediada en el colector de admisión, o que la presión media



durante el escape coincida con la media en dicho colector [44], pero esto es útil en motores de 4T.

Por otra parte, para obtener la referencia de la señal de presión, también existen métodos termodinámicos que se basan en la evolución politrópica del gas,  $pV^n = cte$ , en la cámara durante la compresión antes de iniciarse la combustión [45, 46] o durante la compresión y expansión en el caso del motor en arrastre [47, 48].

Este tipo de ajuste consiste en determinar de forma correcta el valor del exponente politrópico que reproduzca convenientemente la evolución del gas. Dicho valor puede ser considerado constante o no, aunque debido a errores de medida, en la práctica es recomendable asumirlo constante [49, 50].

En nuestro caso, tratándose de un motor de dos tiempos, durante el proceso de barrido, el sistema de admisión, cilindro y escape comparten información, principalmente de presión. En las proximidades al PMI la presión del cilindro tiende a ser mínima y tiene valores promedio a los registrados en la admisión y escape. Siguiendo este criterio y usando el modelo de acción de ondas, que contempla los fenómenos ondulatorios en los sistemas de admisión y escape, la señal de presión se referenciará con el obtenido con el modelo unidimensional del motor. Finalmente para la referencia angular se obtiene de forma experimental obteniendo el desfase angular entre el codificador angular y el punto muerto superior.

### 4.3.3. Determinación del ciclo medio

Las causas que originan la dispersión cíclica han sido detalladas en la sección 2.4.3 y se mostraban en la tabla 2.1. Tratar la variación ciclo a ciclo está más allá del alcance del presente estudio. En lugar de eso, se decide realizar ensayar 100 ciclos consecutivos, para posteriormente elegir un ciclo cuyo valor de  $pmi$  se aproxime más a la media de la  $pmi$  de 100 ciclos. Este ciclo será considerado como característico de una específica condición de operación del motor. En esta sección se detalla el criterio de elección del ciclo promedio.

La dispersión cíclica [40] en estas versiones de motor es diferente en referencia a otros motores, también es diferente para cada régimen de giro del motor. Esta dispersión cíclica se debe, entre otros factores, al efecto que representa tener diferentes cantidad de residuales en las condiciones de funcionamiento entre un ciclo y uno que le precede.

La dispersión cíclica en esta versión de 125 cc de altas prestaciones, se acentúa de forma significativa en puntos de operación extremos. Esto se debe

a que los fenómenos ondulatorios en la línea de admisión y escape están menos sintonizados en estos puntos de operación.

Un punto de vista práctico del impacto de la dispersión cíclica en el proceso de combustión en las prestaciones del motor, es el consumo de combustible y las emisiones contaminantes. La medida de la variación cíclica se obtiene mediante la presión en el cilindro [40, 51]. Esta medida se calcula mediante el coeficiente de variación  $COV$  que permite evaluar la dispersión cíclica por medio de la razón entre la desviación típica de la  $pmi$  de los ciclos registrados y el promedio de la  $pmi$  del intervalo de ciclos registrados. De esta forma el coeficiente de variación está definido por:

$$COV_{pmi} = \frac{\sigma_{pmi}}{pmi} \times 100 \quad (4.30)$$

donde el  $COV$  se expresa de forma porcentual [%]. Se han encontrado problemas en la conducción de vehículos que usualmente se producen cuando el coeficiente de variación excede el 10%. En la figura 4.4 se muestra una gráfica del coeficiente de variación frente al régimen de giro. Se puede observar, como se comentó anteriormente que el coeficiente de variación que cuantifica la dispersión cíclica se acentúa en los puntos de operación extremos. El coeficiente de variación tiene un mínimo a 10500 rpm, esto indica que las causas que propician este fenómeno son menos acentuadas en este punto de operación.

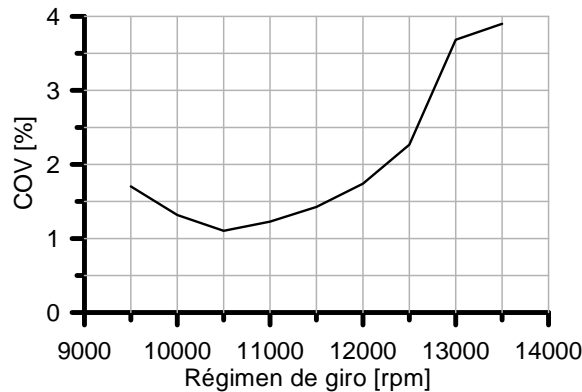


Figura 4.4: Coeficiente de variación del motor de 125cc.

Para los propósitos del modelado, como ha mostrado en la figura 2.28, la dispersión cíclica no se traslada a la señal del cárter o sistema de escape. Esto se debe a que cuando se configuran estas señales, la presión del cilindro en el ciclo abierto no presenta este fenómeno.

El procedimiento de elección del ciclo medio es simple como se define a continuación. En la instalación del banco motor una vez hecha la medición formal, que muestra repetitividad con respecto a previos muestreos de medidas, se han registrado 100 ciclos consecutivos estabilizados. La presión media indicada, a partir de la presión en el cilindro, se calcula para todos los ciclos registrados. De esta forma el ciclo cuya *p<sub>mi</sub>* está más cerca del promedio de esos 100 ciclos, es el seleccionado como condición de operación representativa de ese régimen de giro. La medición de los 100 ciclos no es arbitraria. La figura 4.5 muestra el histograma con diferentes regímenes.

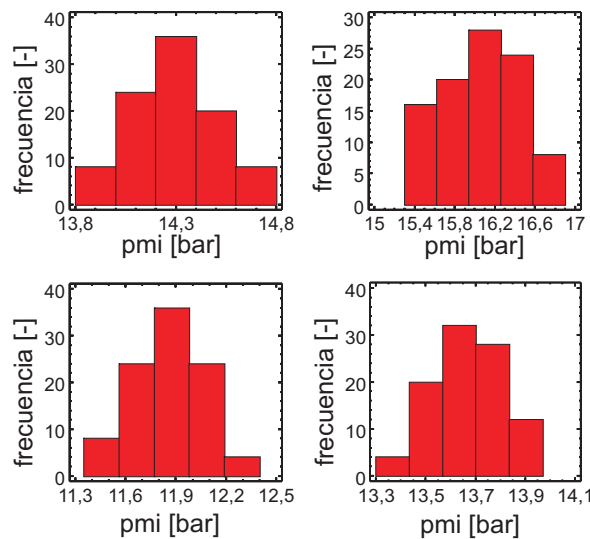


Figura 4.5: Histogramas de distribución de frecuencias de la *p<sub>mi</sub>* ensayada en el banco motor (9500 rpm: abajo a la izquierda, 10500 rpm: abajo a la derecha, 11500 rpm: arriba a la izquierda, 12500 rpm: arriba a la derecha).

En este caso los histogramas de la figura sirven para mostrar la tendencia de una distribución normal, de cada uno de los ejemplos con los 100 ciclos de *p<sub>mi</sub>* obtenidas de la presión del cilindro, Además, de estos resultados se puede extraer el ciclo medio representativo.

#### 4.4. Resultados y discusión

La aplicación de la metodología introducida en este capítulo fue aplicada para todas las condiciones de operación experimentadas que son: escape *ES#1* con nueve regímenes de giro, escape *ES#2* con siete regímenes de giro, escape

*ES#3* con siete regímenes de giro y escape *ES#4* con cinco regímenes de giro. En todas las condiciones de funcionamiento antes descritas fue modificado el ángulo de encendido por medio de una unidad electrónica de control, que utiliza la temperatura de escape para definir dicho ángulo de encendido. A continuación, se tiene como resultado una base de datos consistente en los siguientes campos: (i) los cuatro parámetros de Wiebe que conforman la ley de liberación de calor ad-hoc (ajustados con la *dFQL* experimental), (ii) velocidad media del pistón y ángulo de encendido (que son parámetros de control durante el ensayo) y, (iii) densidad de la mezcla al inicio de la combustión y fracción de gases residuales al cierre del escape (obtenidas mediante simulaciones con el modelo de acción de ondas). Además, curvas de presión instantáneas se compararon en cada condición de operación del motor para verificar las capacidades predictivas del modelo. Los objetivos ahora son obtener una ley de liberación de calor, posteriormente se procede a la obtención de correlaciones y finalmente una vez validadas las correlaciones, de forma experimental, se trata de monitorear la sensibilidad de las variables que forman las correlaciones en el proceso de combustión.

#### 4.4.1. Análisis del cilindro en ciclo cerrado: transmisión de calor y diagnóstico de la combustión

El diagnóstico del proceso de combustión fue hecho a partir de la presión del cilindro. A partir de esta señal se puede obtener el trabajo realizado, la energía interna del gas y la energía liberada del proceso de combustión. Para obtener el calor aportado por el proceso de combustión es importante conocer la evolución instantánea de las variables termodinámicas que se relacionan con el proceso de la transmisión de calor, esto se muestra en la figura 4.6.

En esta figura se muestran resultados obtenidos a 9500 y 11500 rpm a partir de la presión del cilindro experimental obtenida en banco motor. Donde, el número de Reynolds es calculado a partir de la expresión 4.8; la densidad de la carga es obtenida a partir de la masa y el volumen, la masa es obtenida de las simulaciones 1D y el volumen es un dato geométrico del motor; el coeficiente de película se ha obtenido por la definición del número de Nusselt para la transmisión de calor por convección 4.9; y el número de Nusselt fue calculado a partir del modelo de Annand [9].

En la figura 4.7 se muestran las evoluciones instantáneas a 12500 y 13000 rpm.

En estas figuras 4.6 y 4.7 se pone de manifiesto que el número de Reynolds aumenta no solo por la turbulencia que se promueve cuando aumenta la

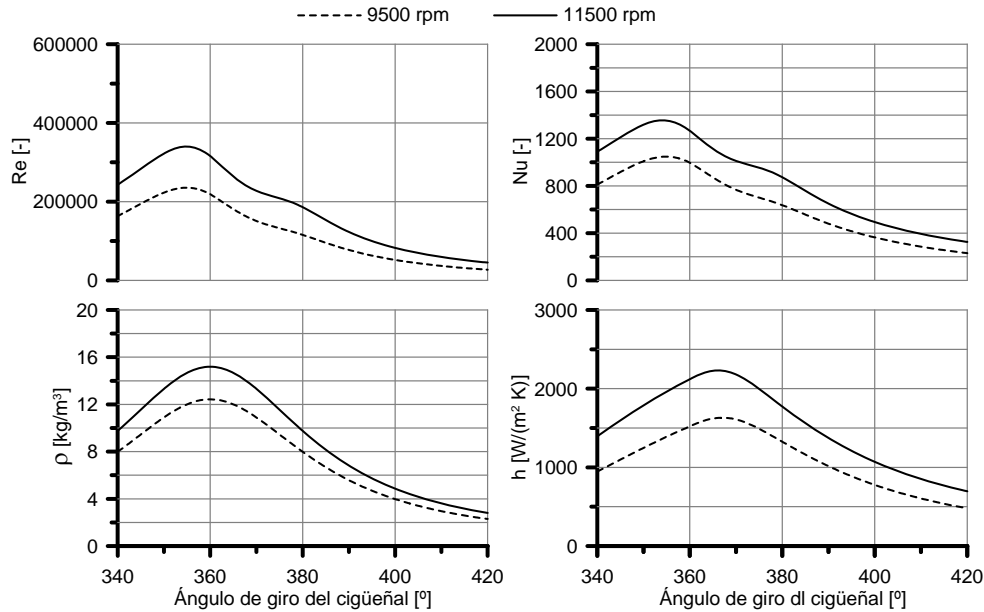


Figura 4.6: Evolución instantánea del número de Reynolds, densidad de la carga, coeficiente de película y número de Nusselt para el cálculo de la transmisión de calor a 9500 y 11500 rpm.

velocidad lineal media del pistón, sino por el aumento de la densidad, que un valor promedio en el intervalo analizado de  $340^\circ$  a  $420^\circ$  de estos valores son: 7.49, 9.04, 10.14 y 10.62 respectivamente para los regímenes de giro analizados, en  $kg/m^3$ . Las variaciones de la viscosidad dinámica dependen de la temperatura del gas, y manifiesta su efecto cuando inicia el proceso de combustión. Por otra parte, la evolución del coeficiente de película se debe principalmente a las variaciones del número de Nusselt, que está en función del número de Reynolds. También, se debe a la conductividad que es función de la temperatura.

En la figura 4.8 se muestra el calor transmitido durante el proceso de combustión a diferentes regímenes de giro.

En esta figura se muestra que el calor transmitido por la culata ha sido la parte del motor por la que se transmite mayor flujo de calor. Que es razonable que se transmita más energía por esta parte del motor, debido a que: (i) el mayor flujo de calor se da durante el proceso de combustión y este se manifiesta en las proximidades del punto muerto superior, (ii) el área geométrica de transmisión en las proximidades al *PMS* es mayor en la culata (25% frente

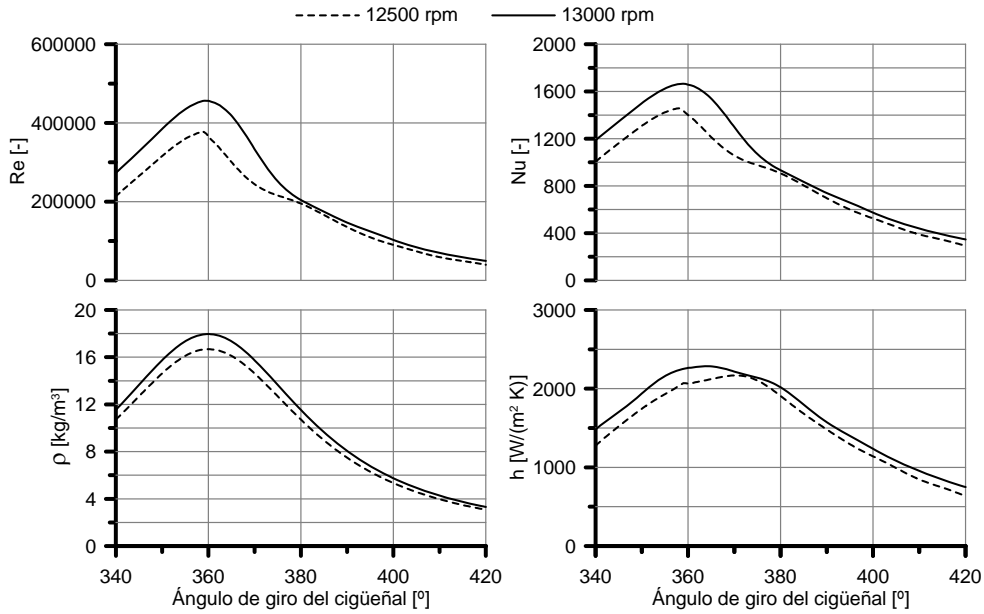


Figura 4.7: Evolución instantánea del número de Reynolds, densidad de la carga, coeficiente de película y número de Nusselt para el cálculo de la transmisión de calor a 12500 y 13000 rpm.

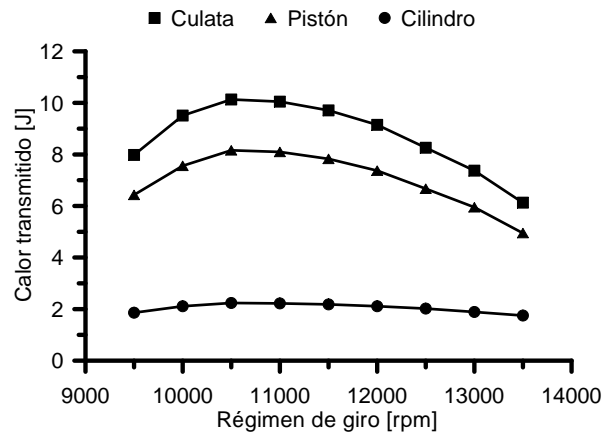


Figura 4.8: Calor transmitido por la cilindro, pistón y culata durante el proceso de combustión.

al pistón), donde el área transmisión del cilindro está aún más reducida por la posición del pistón cuando este está cerca del PMS.

Por otra parte, el hecho de transmitir menos flujo de calor conforme aumenta el régimen de giro, salvo el caso a 9500 *rpm* y 10000 *rpm*, se debe a que el tiempo para transmitir calor es menor conforme aumenta la velocidad lineal media del motor, en el periodo analizado que es desde 340° hasta 420°. También, se muestra la energía disipada por transmisión de calor en el pistón, donde se observan tendencias similares a las obtenidas en la culata, donde el hecho de transmitir menos calor a 9500 *rpm* y 10000 *rpm* frente a 10500 *rpm*, pese a que existe mayor tiempo para que se disipe la energía por este mecanismo, se debe a que el calor aportado por el proceso de combustión es menor. Finalmente, en esta misma figura se muestra el calor transmitido por las paredes del cilindro, que es notablemente inferior, ya que buena parte de la energía se ha transformado en trabajo que es efectuado por el pistón. Cuando el área del cilindro es mayor a la de la culata, que existe cuando el ángulo del cigüeñal es de 421.75° en adelante, la transmisión de calor, debida a la liberación de calor por el combustible, ya ha sido transmitida de forma importante. Asimismo, los factores que propician la transmisión de calor como el número de Reynolds, densidad del gas, coeficiente de película, número de Nusselt, y la diferencia de temperatura entre el gas y las paredes, han menguado. Para complementar la información expuesta en los dos anteriores párrafos, las temperaturas del gas en el interior del cilindro a la apertura de la lumbrera de escape, en el ángulo de giro del cigüeñal de 113° son: 1395°C, 1300°C, 1394°C y 1435°C respectivamente. El trabajo efectuado para el intervalo entre 340° hasta 420° son: 130.68 *J*, 172.41 *J*, 162.12 *J* y 162.80 *J*. Esta información responde al hecho de que a 9500 *rpm* se ha tenido menor transmisión de calor frente a la condición de 11500 *rpm*, donde las temperaturas del gas son mayores a 9500 *rpm*. De forma análoga, para los puntos de operación de 12500 *rpm* y 13000 *rpm*, donde el flujo de transmisión de calor se reduce, y por tanto, las temperaturas del gas contienen más energía térmica. Así pues, para tener una mejor comprensión del proceso de combustión se hace un diagnóstico de la combustión que se presenta a continuación.

El modelo de diagnóstico se ha utilizado para calcular la tasa de calor liberado. En la figura 4.9 se muestran las tasas de las evoluciones instantáneas de la energía interna del gas, el calor transmitido por las paredes, el trabajo realizado, la presión en el interior del cilindro, la dFQL y la FQL, calculados con el modelo de diagnóstico para la combustión y con el modelo de acción de ondas.

En esta figura se muestran resultados obtenidos a 9500 *rpm*, con el modelo de diagnóstico a partir de la presión del cilindro experimental, frente a los resultados obtenidos con el modelo de acción de ondas en el que se impone

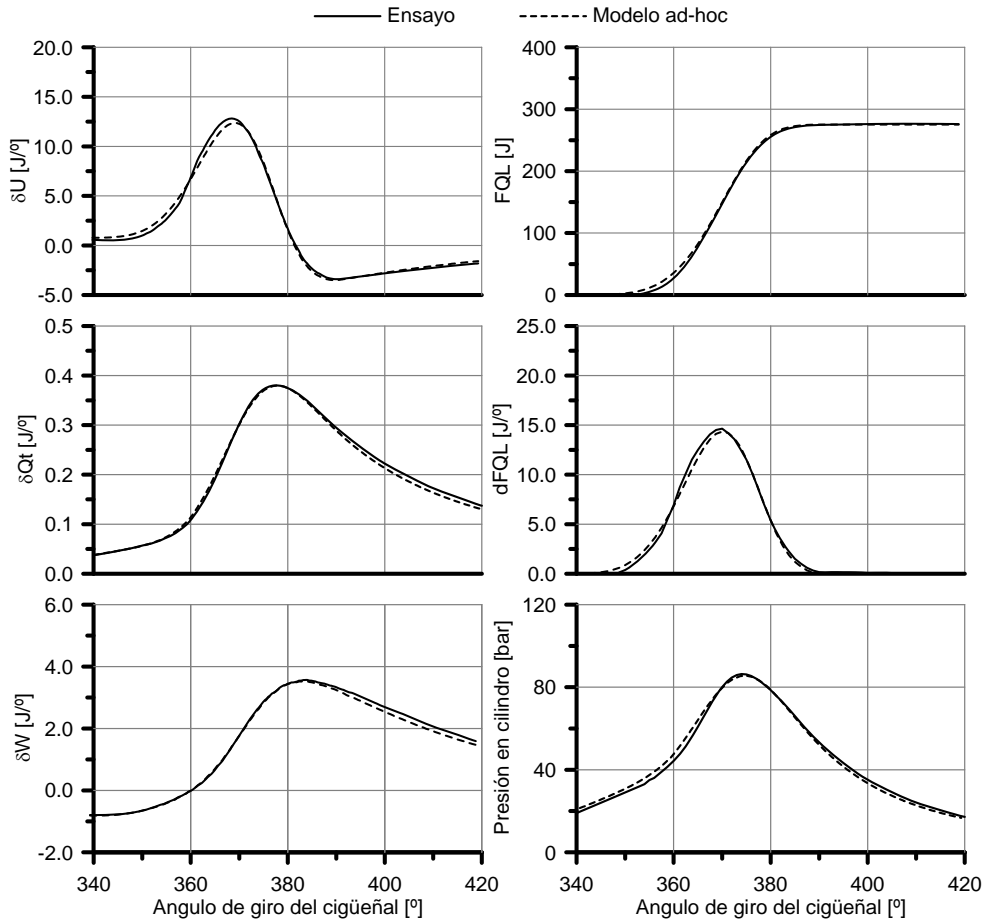


Figura 4.9: Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 9500 rpm.

una ley de liberación de calor ad-hoc por medio de la función de Wiebe para el modelado de la combustión. Por otra parte, para obtener la energía liberada del proceso de combustión por medio del diagnóstico de la combustión se ha aplicado el primer principio de la termodinámica. Mientras que, con el modelo de acción de ondas la dFQL ad-hoc impuesta nos proporciona un importante ajuste frente a la presión obtenida experimentalmente en banco motor. Asimismo, en esta figura 4.9 la tasa de la energía interna es obtenida mediante la ecuación 4.3, a partir de la masa atrapada en el interior del cilindro, la temperatura del gas y su calor específico a volumen constante; la  $\delta Q_t$  es el diferencial o la tasa de la transmisión de calor por las paredes del



cilindro, pistón y culata que se ha estimado por medio de la ecuación 4.10; el  $\delta W$  es el diferencial de trabajo que es calculado a partir de la ecuación 4.4, usando la presión promedio entre un instante y uno que le precede y el volumen en esos mismos instantes; la presión del cilindro es la obtenida experimentalmente y la reproducida por el modelo ad-hoc; la  $dFQL$  es la tasa de calor liberado por el combustible, que se obtiene a partir de la ecuación de conservación de la energía 4.1; finalmente la FQL que es el calor liberado por el proceso de combustión.

En la figuras 4.10, 4.11 y 4.12 se muestra el balance de energía en la cámara que permite obtener la tasa de calor liberado por medio del diagnóstico de la combustión a 11500 rpm, 12500 rpm y 13000 rpm.

En estas figuras se muestra la evolución instantánea de la energía interna del gas donde la masa atrapada y la temperatura del gas tienen influencia. Así pues cuando aumenta el régimen de giro, aumenta la masa atrapada y el combustible que es capaz de quemar. Por otra parte, el calor transmitido por las paredes provienen de los resultados que se muestran en las figuras 4.6 y 4.7. Además, el trabajo obtenido es función de la presión y el volumen, siendo este último de variación constante en las diferentes condiciones de operación, de esta forma, las variaciones de trabajo efectuado están relacionadas con la presión en el cilindro. Finalmente, la energía liberada del proceso de combustión se canaliza en calor transmitido por las paredes, en la energía interna del gas y el trabajo realizado. En resumen, se puede observar que la energía interna tiene importante influencia en la tasa de calor liberado, posteriormente es el trabajo efectuado, y por último el que tiene menor influencia, pero nada despreciable, es la transmisión de calor.

El diagnóstico de la combustión se ha aplicado a todas las condiciones de operación experimentadas, modificando el sistema de escape, régimen de giro y tiempo de encendido, De esta forma se ha modificado las condiciones de operación en el interior del cilindro que sirve para caracterizada el proceso de combustión en motores de dos tiempos de 125cc de altas prestaciones. Una forma interesante para modelar el proceso de combustión en el modelo de acción de ondas, es posible mediante el desarrollo de correlaciones que definan los parámetros de la función de Wiebe, esto es objeto del siguiente apartado.

#### 4.4.2. Correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe

Una vez obtenido un modelo ad-hoc, aplicando la metodología descrita en la sección 4.3, capaz de reproducir la presión en el interior del cilindro

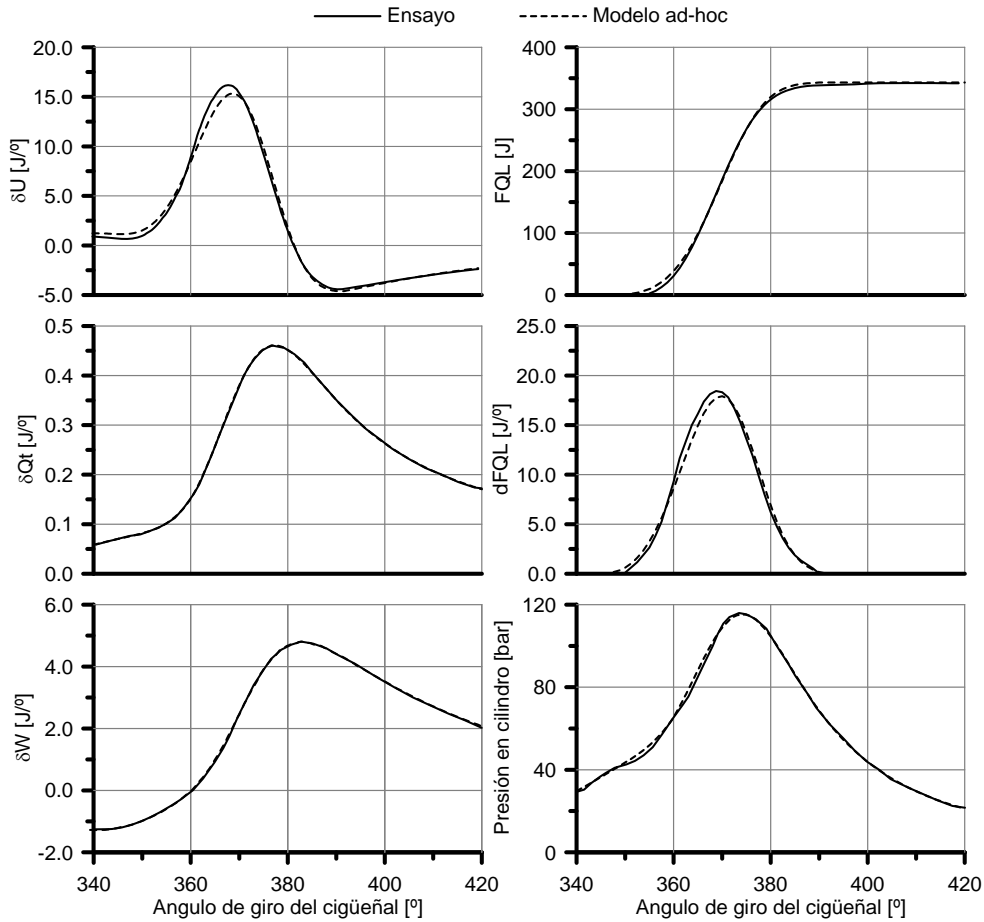


Figura 4.10: Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 11500 rpm.

por medio de una ley de liberación de calor ajustada de modo manual, es posible caracterizar los coeficientes de la función de Wiebe. Para ello se han experimentado diferentes condiciones de operación en el interior del cilindro modificando el sistema de escape, régimen de giro y tiempo de encendido. Posteriormente, aplicando una análisis de regresión múltiple para los parámetros de la función de Wiebe (duración de la combustión y parámetro de forma) con parámetros relacionados con el motor, se determina una influencia significativa con la densidad de la carga al inicio de la combustión, la velocidad lineal media del pistón, la fracción de residuales, y el ángulo

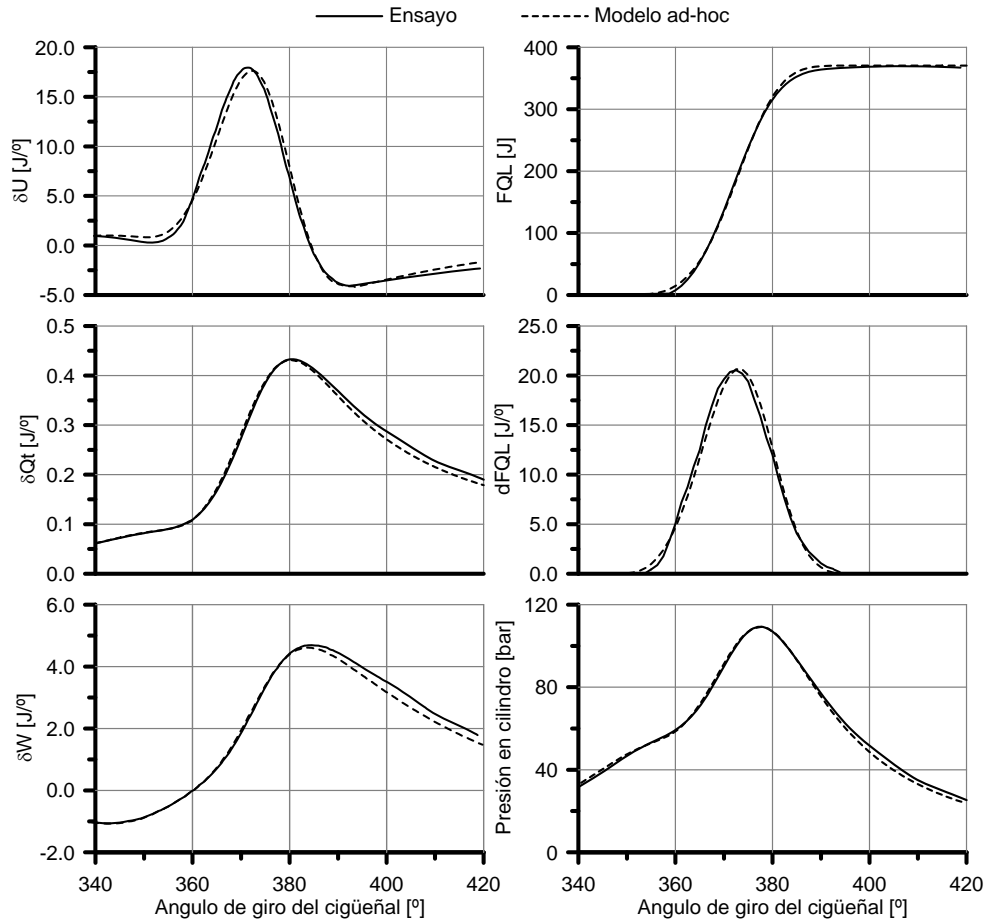


Figura 4.11: Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 12500 rpm.

de encendido. Los valores correspondientes que se han obtenidos de las simulaciones con el modelo de acción de ondas se muestran en la figura 4.13.

Estos resultados fueron obtenidos con el sistema de escape *ES#1* con diferentes regímenes de giro entre 9500 rpm y 13500 rpm, modificando el ángulo de encendido desde 25°APMS hasta 6°APMS. En esta figura se muestra que la densidad de la carga en el ángulo del encendido aumenta con el régimen de giro. Tiene lógica debido a que se tiene mayor masa atrapada en el interior del cilindro con el aumento de régimen de giro, además la densidad ha sido calculada en función del inicio de la combustión, donde el volumen tiende a reducirse debido a que el tiempo de encendido se atrasa cuando

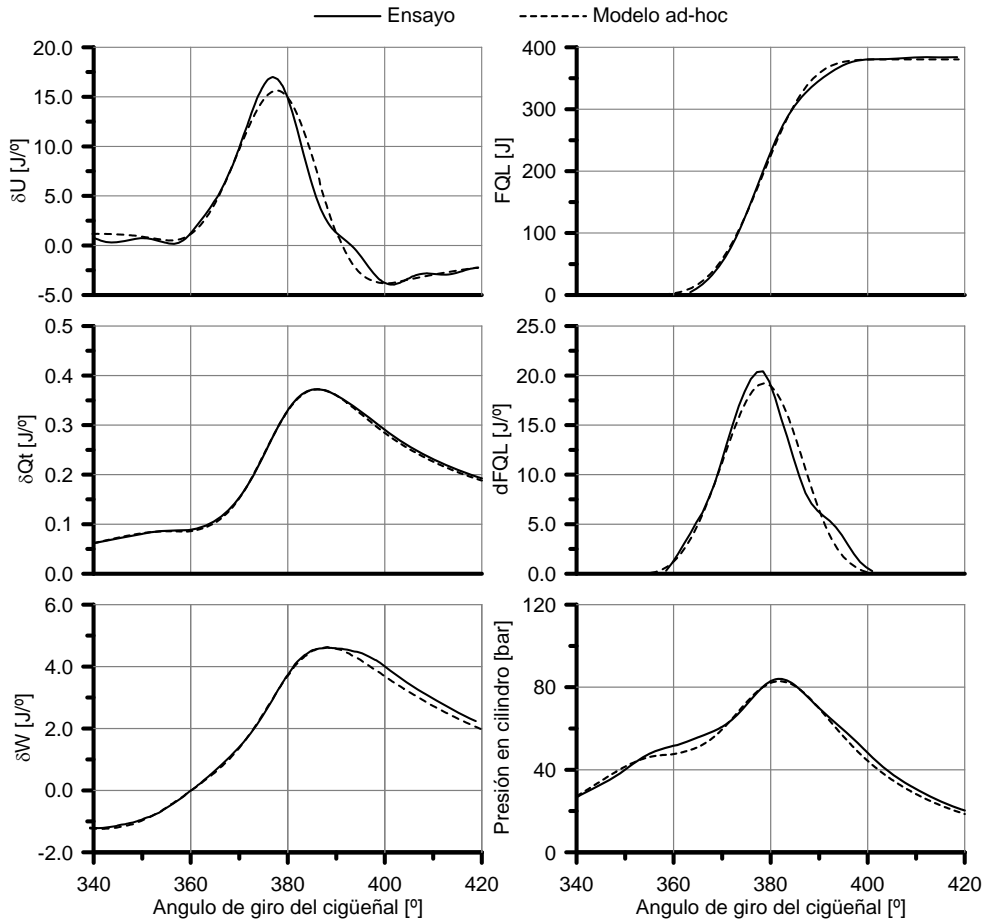


Figura 4.12: Diagnóstico de la combustión por medio de la presión del cilindro obtenida del ensayo frente a la obtenida con el modelo ad-hoc a 13000 rpm.

aumenta el régimen de giro. Esto contribuye a que la densidad de la carga aumente. La velocidad lineal media del pistón y el ángulo de encendido son variables impuestas en el ensayo. En este trabajo se ha tomado un retraso en la combustión de dos grados para todas las condiciones experimentadas. Finalmente los residuales al cierre del escape tienen un mínimo y un máximo a 11500 rpm y 13500 rpm respectivamente. Este parámetro tiene una tendencia similar a la que se muestra en la figura 4.4 que cuantifica la dispersión cíclica por medio del coeficiente de variación. Esto se debe a que la fracción de residuales tiene gran influencia en la dispersión cíclica.

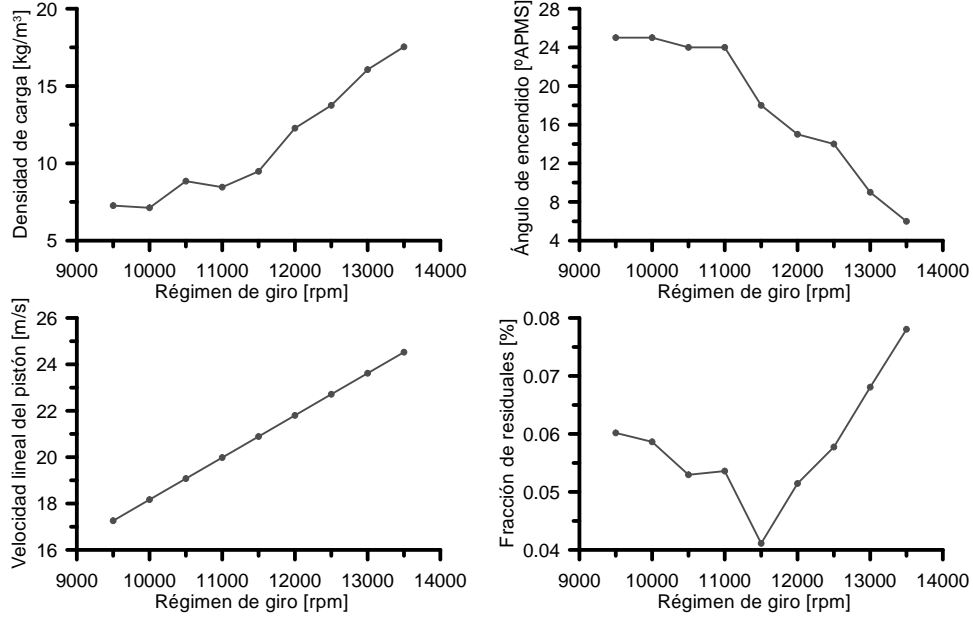


Figura 4.13: Valores de los parámetros que forman las correlaciones de la duración de la combustión y el parámetro de forma.

A partir de estas variables que se relacionan con el proceso de combustión y aplicando una análisis de regresión múltiple se han obtenido correlaciones tomando en cuenta las condiciones de operación específicas de este motor. Las ecuaciones 4.31 son correlaciones para la duración de la combustión y el parámetro de forma:

$$\Delta\alpha = 130 \left( \frac{1}{\rho_{\alpha,e}} \right)^{0.34} \left( 1 - \frac{0.8}{\sqrt{c_m}} \right) \left( \frac{1}{1 - 2.06x_r^{0.85}} \right)^{0.85} (0.0005\alpha_e^2 - 0.022\alpha_e + 1.045) \quad (4.31)$$

$$m = 1.6 \left( \frac{1}{\sqrt{c_m}} \right)^{0.25} \left( \frac{1}{1 + \sqrt{\alpha_e}} \right)^{-0.6} (1 + 8.2x_r)$$

Una comparación de los resultados obtenidos con el modelo ad-hoc frente a las obtenidas con el modelo que tiene programadas las correlaciones 4.31 para

la duración de la combustión y el parámetro de forma, se presentan en la figura 4.14.

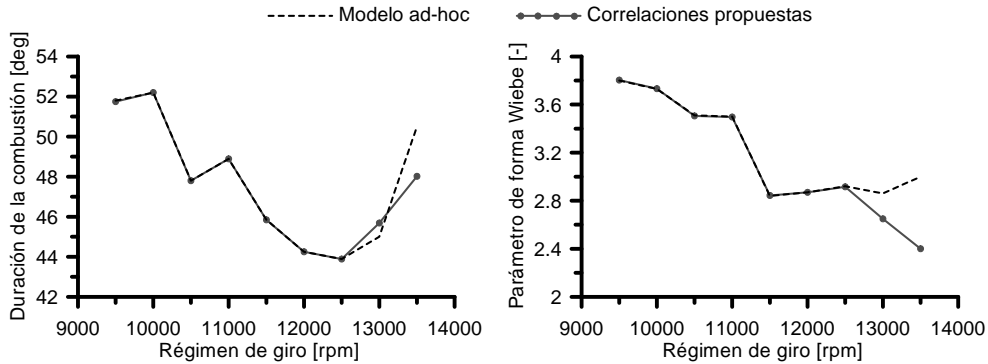


Figura 4.14: Duración de la combustión y parámetro de forma del modelo Ad-hoc frente al modelo que tiene programadas las correlaciones 4.31.

En esta figura se puede observar que la duración de la combustión tiene una tendencia decreciente hasta el punto óptimo de funcionamiento del motor, esto se debe, al aumento de la densidad con el régimen de giro y al ángulo de encendido. No obstante, después de 12500 *rpm* la duración de la combustión vuelve a aumentar considerablemente, debido a que predominan los efectos de la velocidad lineal del pistón y la fracción de residuales. De esta forma, al tener más densidad en la carga a 12500 *rpm*, promueve que se lleve a cabo una combustión más rápida por cómo está definida la función de la densidad de la carga. Además, la velocidad lineal media del pistón contiene información de la turbulencia en el interior del cilindro que promueve la rapidez de la combustión. En el caso de 13500 rpm, la duración de la combustión en el modelo ad-hoc aumenta significativamente. Esto se debe a que en este punto de operación la fracción de quemados alcanza un máximo.

La forma general de las funciones que forman la correlación para la duración de la combustión han sido tomadas de los trabajos publicados previamente [20, 22, 23, 32, 34, 35, 52]. Además, para el parámetro de forma, Bonatesta et al. [32] han introducido una forma general de las funciones para dicha correlación, la cual se tomará como referencia en este trabajo.

Por otra parte, una comparación de los valores obtenidos de la duración de la combustión y el parámetro de forma entre las correlaciones propuestas por Bonatesta et al. [32] y las correlaciones propuestas en este trabajo se muestra en la figura 4.15. Las correlaciones propuestas por Bonatesta et al. [32], como ya se ha mencionado, fueron desarrolladas para un motor de cuatro tiempos,

de encendido provocado de 1600 cc de cuatro cilindros, que incluye un sistema de EGR externo.

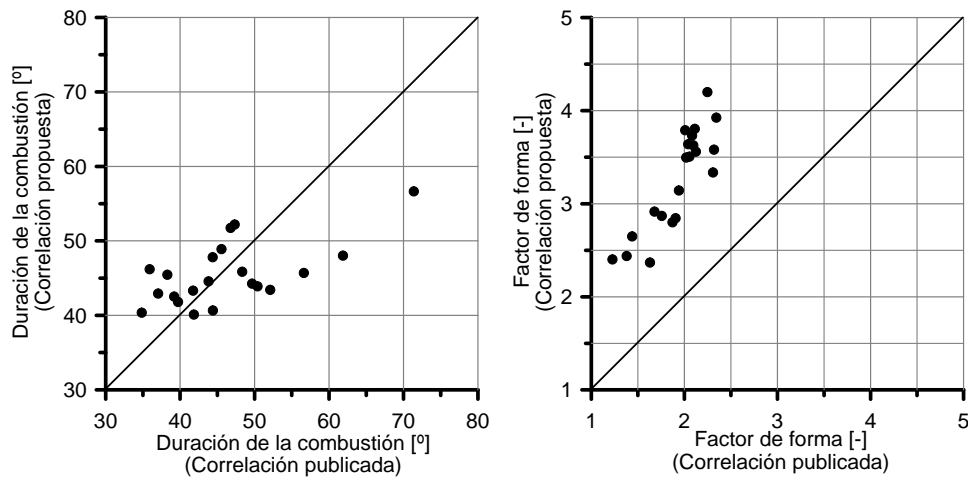


Figura 4.15: Comparación de la duración de la combustión y el parámetro de forma entre las correlaciones publicadas por Bonatesta et al. y las correlaciones propuestas.

En esta figura se observa que la duración de la combustión y el parámetro de forma calculados con las correlaciones de Bonatesta y las propuestas en este trabajo, salen fuera de las bisectrices trazadas a  $45^\circ$  en cada gráfica. Esto se debe a que las correlaciones tienen diferentes rangos de validez, para diferentes condiciones de operación. Así pues, esta figura pone de manifiesto que el uso de correlaciones desarrolladas para motores de cuatro tiempos no pueden ser usadas en motores de dos tiempos.

Por otra parte, sería interesante analizar el efecto que imprimen cada una de las funciones de las correlaciones propuestas en este trabajo, y razonar el sentido físico que representan cada una de ellas en relación al proceso de combustión. De esta forma, en la figura 4.16 se muestra el efecto de cada una de las funciones que forman parte de la correlación de la duración de la combustión.

La función de la densidad de la carga concuerda con los resultados reportados [32], donde bajas duraciones de combustión se tienen cuando aumenta la densidad de la carga. Un amplio rango de valores para la densidad de la carga son obtenidas durante el ensayo en banco motor, del cual se obtienen buenos ejemplos para una amplia base de datos. Por otra parte, la duración de la combustión es representada en términos del ángulo de giro del cigüeñal, en todas las condiciones de operación investigadas el aumento de la

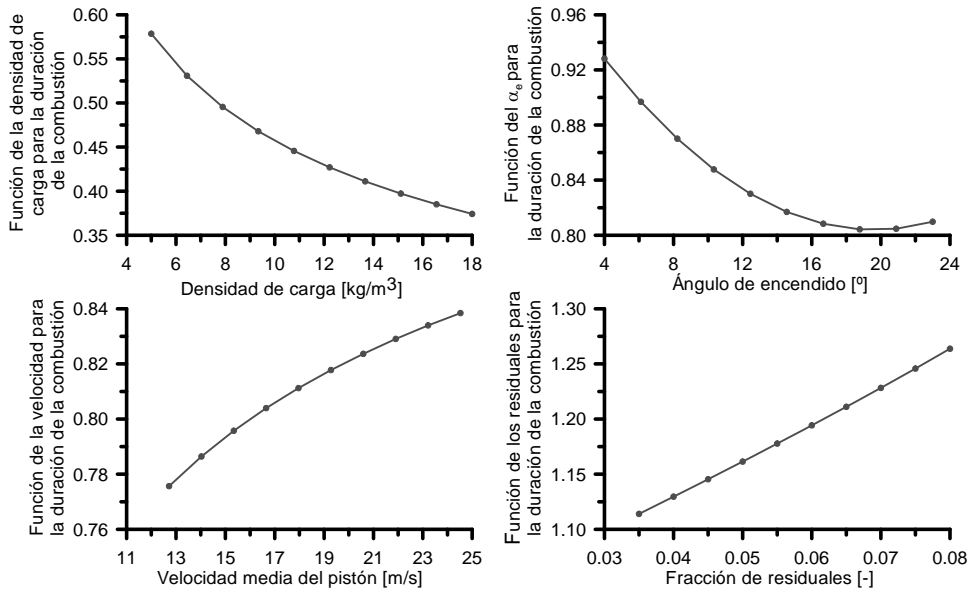


Figura 4.16: Funciones para la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el inicio de la combustión y la fracción de residuales, usadas para la predicción de la duración de la combustión.

densidad induce que la duración de la combustión disminuya. Pero conforme aumenta el régimen de giro este efecto se va reduciendo, esto se debe a que conforme aumenta la velocidad lineal media del pistón también lo hace la turbulencia del gas, y esta propicia la velocidad de combustión. Asimismo, es de conocimiento común que altas concentraciones de residuales al cierre del escape conduce a ralentizar el proceso de combustión, por tanto, esta función contribuye a aumentar la duración de la combustión como se muestra en la figura 4.16. Finalmente, el ángulo de encendido, en banco motor, no fue posible su variación de forma manual, fue ajustada por la *ECU* a partir de información de temperatura del gas a la salida del cilindro. No obstante, grandes variaciones en el ángulo de encendido fueron registradas en el ensayo en banco motor. Donde adelantar el ángulo de encendido reduce la duración de la combustión, aunque su efecto se reduce a medida que el avance aumenta.

Al mismo tiempo, los efectos cuantitativos de cada una de las funciones para la correlación de la duración de la combustión 4.31, con los valores obtenidos del ensayo (tiempo de el encendido y velocidad lineal media del pistón) y de los resultados que provienen de las simulaciones (densidad de



la carga y fracción de residuales) que fueron mostradas en la figura 4.13, se muestran en la figura 4.17.

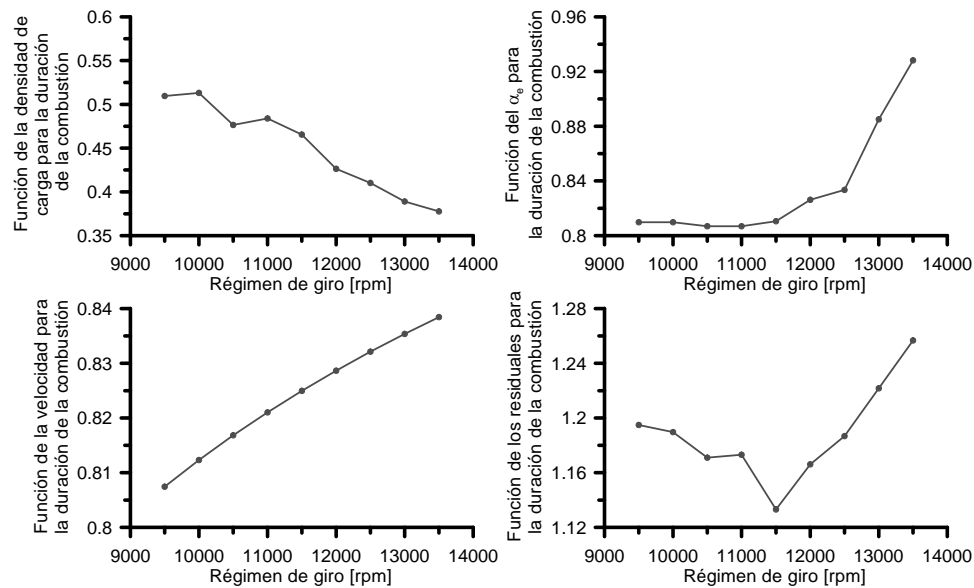


Figura 4.17: Efecto de la funciones de la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el inicio de la combustión y la fracción de residuales, en la predicción de la duración de la combustión.

En esta gráfica se observa el peso individual de cada una de las funciones, la tendencia de estos resultados esta impuesta por el tipo de función que representa cada uno de los términos y por la condición de operación que se experimenta. Un ejemplo de ello, se muestra en la figura 4.13 frente a la presente figura 4.17, donde la densidad de la carga aumenta con el régimen de giro. No obstante cuando se introduce este valor en la función de la densidad, tiene una relación inversa. Igualmente, es el mismo caso para el ángulo de encendido donde la relación es inversa entre el desarrollo de la variable conforme aumenta el régimen de giro y la evolución de esta en la función para el ángulo de encendido. Por otra parte, para los casos de la velocidad lineal media del pistón y la fracción de residuales, la tendencia de cada una de las funciones es la misma conforme evolucionan estas variables.

Conjuntamente, los resultados de la interacción de estas funciones, que es el resultado, fueron mostradas en la figura 4.14. Los valores de duración

de la combustión obtenidos, en el rango de en las condiciones de operación experimentadas, tienen un mínimo y un máximo de  $44^\circ$  y  $52^\circ$  respectivamente.

Por otra parte, una correlación para este parámetro de forma fue presentada en la ecuación 4.31. Esta correlación la forma un término constante y tres funciones individuales que están relacionadas de forma particular con un parámetro. Un análisis de regresión múltiple indicó que la velocidad lineal media del pistón, el inicio de la combustión y la fracción de residuales, son parámetros significativos para reproducir la rapidez del proceso de la combustión, con un importante nivel de confianza y mínima desviación estándar en los residuales.

El parámetro de forma de la función de Wiebe indica la rapidez del proceso de la combustión para una determinada duración de la combustión. Así pues, la velocidad de la combustión es mayor cuando el pistón está cerca del PMS, de esta forma, el parámetro de forma está en función del inicio de la combustión. Asimismo, de la fracción de residuales, que tiene influencia en el desarrollo de la primera parte de la combustión. Conjuntamente, la velocidad lineal media del pistón nos proporciona información de la fase de combustión rápida que se experimenta entre 10 %–90 % de la masa quemada frente a la posición del pistón en relación al PMS.

Los resultados obtenidos del efecto de cada una de las funciones se muestran en la columna izquierda de la figura 4.18. En estos resultados se han usando valores provenientes del ensayo (velocidad lineal media del pistón y inicio de la combustión) y del modelo 1D (fracción de residuales) que fueron mostrados en la gráfica 4.13.

En las gráficas de la derecha de esta misma figura 4.18 se muestra la evolución de individual de cada función, que indica el significado físico de cada parámetro, en relación a las variables que forman la correlación para el parámetro de forma 4.31.

En el análisis de regresión lineal que fue hecho para determinar la relación entre las variables relacionadas con el proceso de combustión y el parámetro de forma determinó que la influencia de la densidad de la carga no es significativa. Igualmente, las constantes de las funciones que forman la correlación del parámetro de forma, fueron ajustadas en función de la dFQL obtenida con datos experimentales.

De esta forma, la correlación del parámetro de forma consta de una constante dimensional y tres funciones independientes. Heywood [53] propone un valor de referencia, para el parámetro de forma  $m$  de 2 para todos los puntos de operación en un motor de dos tiempos de prestaciones comunes. No

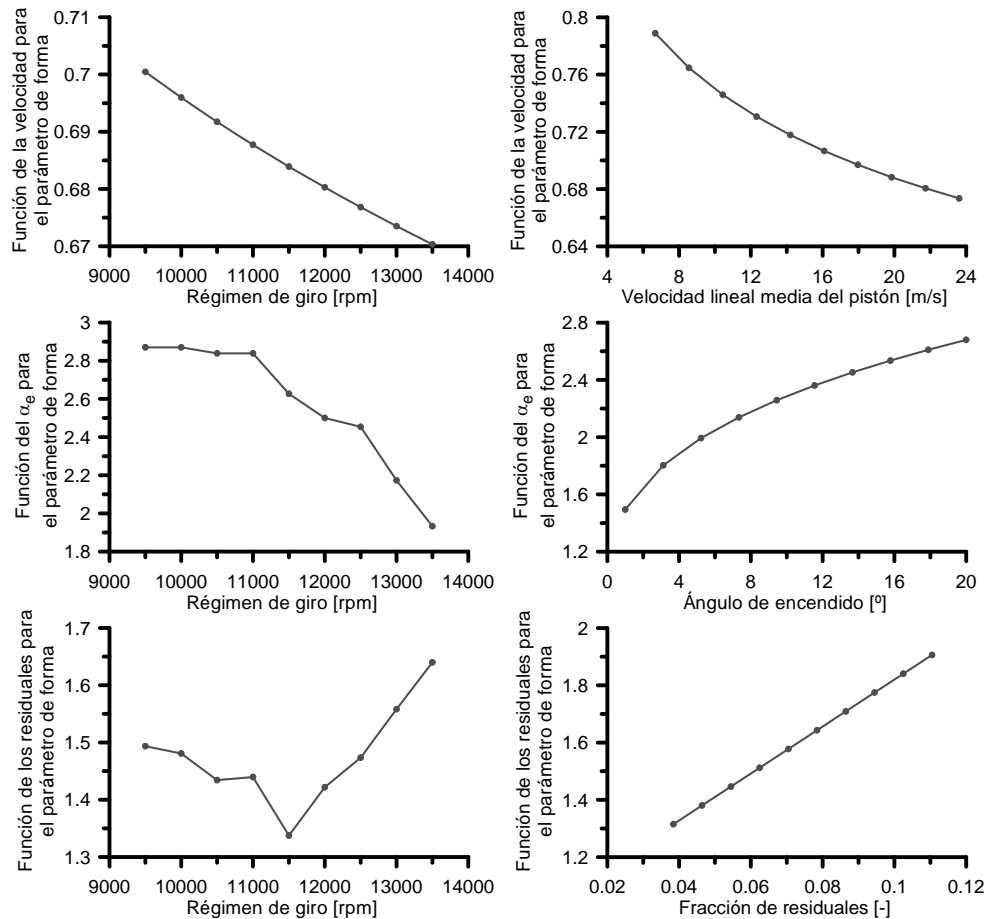


Figura 4.18: Efecto de las funciones: Izquierda; Estudio paramétrico de las funciones: Derecha; Para la densidad de la carga, la velocidad media del pistón, el ángulo de encendido y la fracción de residuales, usadas para el parámetro de forma.

obstante, en el presente estudio el valor promedio que se ha obtenido es de 3. Esto se debe a las condiciones de operación, que conducen al desarrollo del proceso de combustión, que en motores de dos tiempos de altas prestaciones es diferente.

Por otra parte, en las funciones individuales que forman parte de la correlación del parámetro de forma, se observa en la gráfica de la izquierda de la figura 4.18 el efecto multiplicativo de la velocidad lineal media del pistón indica que favorece la velocidad de quemado. Por tanto, cuando la velocidad lineal media del pistón aumenta, el proceso de combustión se lleva a cabo

de forma más rápida. Esto también se observa en la gráfica de la derecha de esta misma figura. Esto se justifica porque la velocidad lineal media del pistón tiene información de la turbulencia del gas en el interior del cilindro que promueve la rapidez de la combustión. No obstante, el ángulo de encendido reduce la rapidez de quemado, pero este efecto se reduce cuando se adelanta el ángulo de encendido. Esto se debe, a que la primera fase de la combustión que es más lenta, se desarrolla cerca del PMS se promueve su velocidad por las condiciones de presión y temperatura. Finalmente, el efecto de la fracción de residuales inferen velocidades de combustión más lentas, y como se observa en las gráfica 4.18 la velocidad de quemado es más lenta conforme aumenta la fracción de residuales.

Por otra parte, los resultados obtenidos de aplicar las correlaciones en la función de Wiebe para simular el proceso de combustión en el modelo de acción de ondas, se muestra en las figuras 4.19 y 4.20.

En estas gráficas se observa un importante ajuste, entre la ley de liberación de calor obtenida con el modelo ad-hoc de forma manual, frente a las leyes obtenidas de forma automática con las correlaciones 4.31 para los parámetros de la función de Wiebe. Esta leyes de combustión son otra perspectiva a efectos comparativos, frente a la información de la FQL y dFQL que ha sido mostrada en las figuras 4.9, 4.10, 4.11 y 4.12, que es la misma pero sin considerar la masa de combustible y su poder calorífico. En estas gráficas, se puede observar que las curvas se desplazan hacia la derecha conforme el régimen de giro aumenta, esto es debido a que el ángulo del encendido se adelanta con forme aumenta el régimen de giro. De esta forma, queda de manifiesto la fortaleza de la metodología empleada y la capacidad predictiva de las correlaciones obtenidas para la función de Wiebe para reproducir la FQL, y más aún su derivada que es la dFQL que es donde se puede probar la bondad de las correlaciones.

Por otra parte, al dotar al modelo 1D del motor con las correlaciones propuestas para la combustión, se adquieren capacidades predictivas para simular el proceso de combustión. De esta forma, se alimenta con una tasa de calor liberado al modelo 1D, y se obtiene la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro. Así pues, en la figura 4.21 se muestra una comparación entre la evolución instantánea de la presión del cilindro registrada en el ensayo en banco motor frente a la obtenida con el modelo 1D del motor que tiene programadas las correlaciones en el modelo de acción de ondas.

En esta gráfica se observa un importante ajuste cuando se usan las correlaciones para la combustión en el modelo 1D, frente a la información experimental registrada en banco motor. En esta figura se ha incluido para cada una de las gráficas una segunda escala, que contiene la misma información

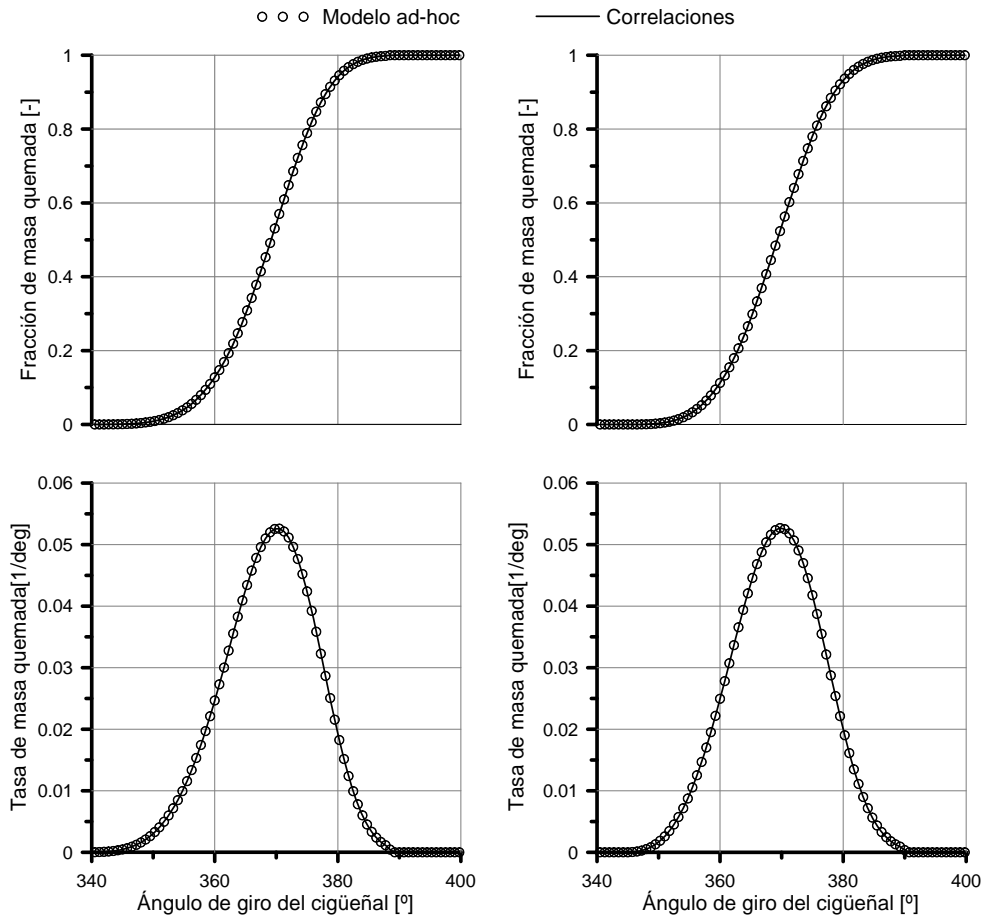


Figura 4.19: Ley de liberación de calor. 9500 rpm; 11500 rpm respectivamente.

pero en un rango más pequeño, para monitorear la evolución de la presión durante el proceso de combustión–expansión y compresión, que contiene información de la transmisión de calor y masa atrapada en el interior del cilindro. Por otra parte en todas las condiciones de operación experimentadas, las correlaciones ofrecen muy buen ajuste frente al ensayo, no obstante a regímenes de giro máximos la predicción de los resultados empiezan a tener un deterioro, esto se observa a 13000 rpm en la figura 4.21 donde la presión al inicio de la combustión difiere relativamente con respecto al ensayo, pese a que el ángulo de combustión es el mismo. Esto se debe a la forma en que se lleva a cabo el quemado del combustible, ya que difiere ligeramente frente a la

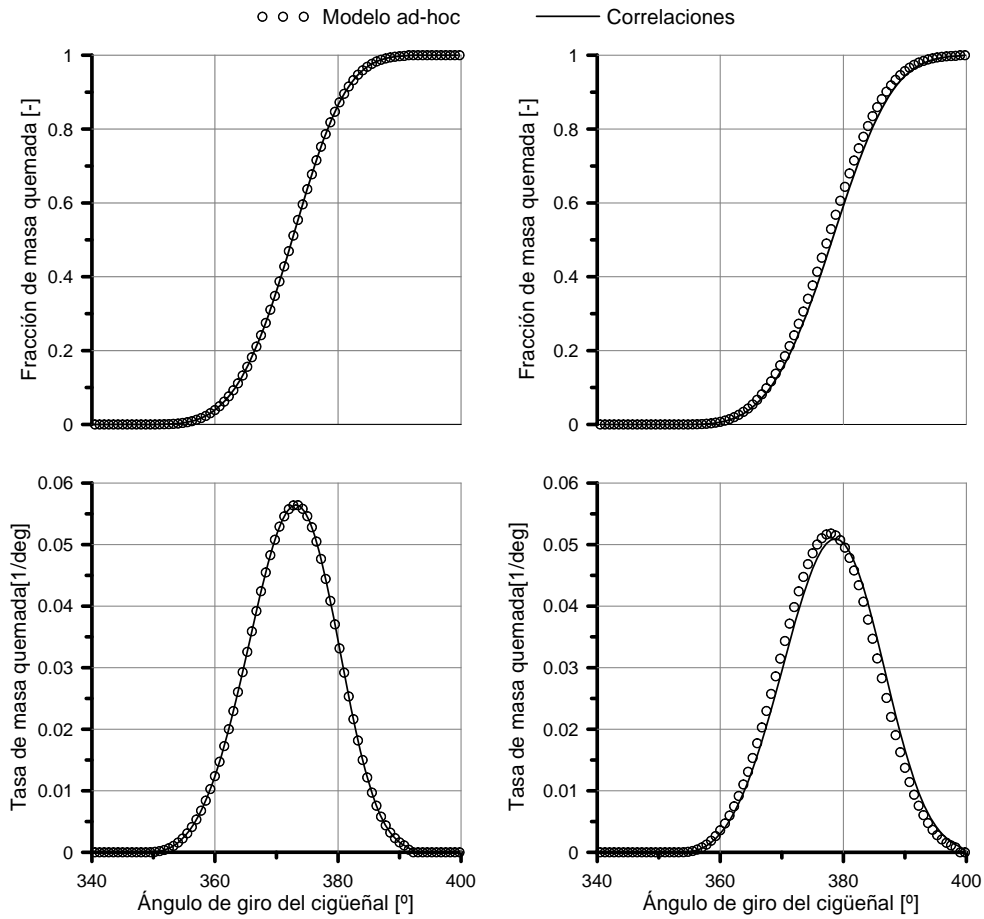


Figura 4.20: Ley de liberación de calor. 12500 rpm; 13000 rpm respectivamente.

obtenida con el modelo ad-hoc, esto se observa en la figura 4.20 a 13000 rpm, en el que muestra un desfase.

Por otra parte, en la figura 4.22 se muestra un resumen de los resultados obtenidos en términos de prestaciones del motor medidas y calculadas.

En la gráfica de la izquierda los resultados de la  $pmi$  se han obtenidos a partir del diagrama indicador del cilindro con la expresión 4.4, donde se muestra una comparación entre el ensayo y el modelo que incluye las correlaciones para la combustión 4.31. El ensayo es representado por el ciclo medio, siguiendo la metodología expuesta en la sección 4.3.3 para su elección. Conjuntamente, en la gráfica derecha de la misma figura 4.22 se muestra

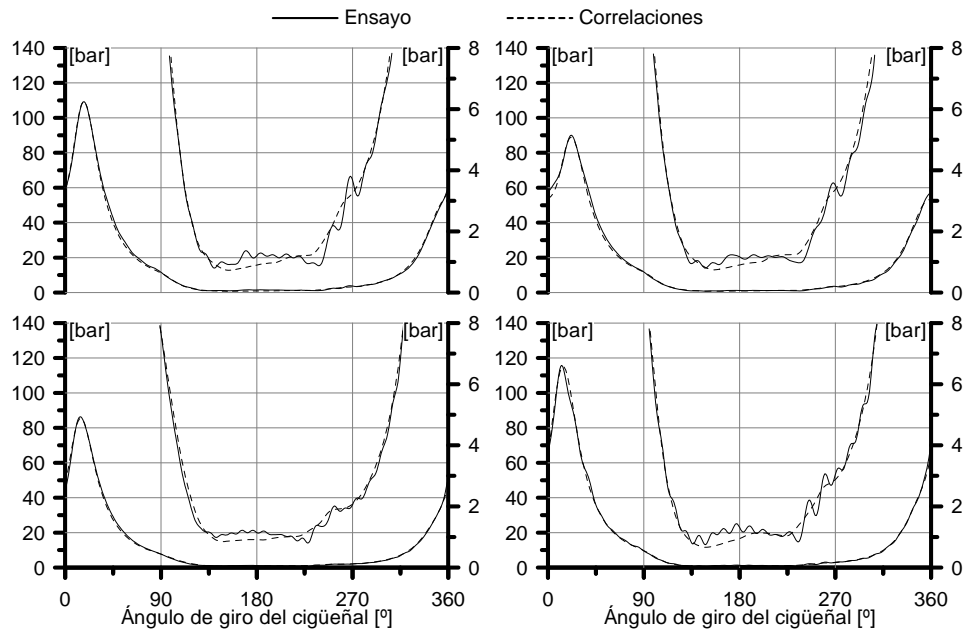


Figura 4.21: Presión en el interior del cilindro medida y calculada con las correlaciones 4.31. 9500 rpm: izquierda y abajo; 11500 rpm: derecha y abajo; 12500 rpm: izquierda y arriba; 13000 rpm: derecha y arriba.

la presión media de pérdidas mecánicas,  $pmpm$ , obtenidas vía experimental, frente a la obtenida con el modelo propuesto 4.32, en el anexo 4.A, para el cálculo de las pérdidas mecánicas.

La misma información mostrada en la figura 4.22 se muestra en la figura 4.23. La información de los cuatro sistemas de escape ha sido descrita en la sección 2.4.2.

En esta figura se observa una comparación de los resultados experimentales registrados en banco motor mediante el freno de corrientes de Foucault frente a los resultados obtenidos con el modelo 1D que tiene programadas tanto las correlaciones para la combustión 4.31, como la correlación para la estimación de las pérdidas mecánicas 4.32, que será presentada en el anexo 4.A. Además, esta figura muestra los resultados obtenidos modificando el sistema de escape, régimen de giro y el tiempo del encendido. De esta forma, cuando se modifica el sistema de escape, viene implícito la modificación del tiempo del encendido. Se observa que los fenómenos de propagación de ondas en el interior del sistema de escape tienen influencia en el sintonizado del motor. Además, en estas gráficas

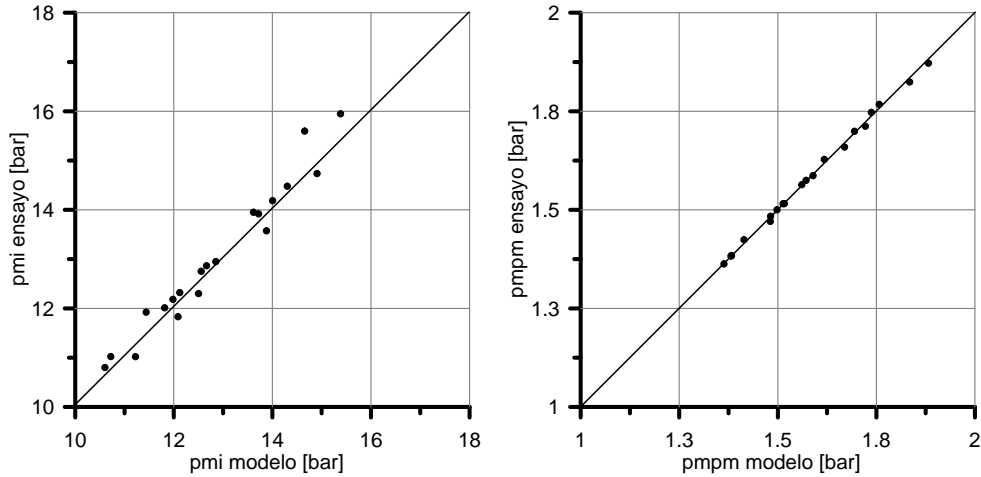


Figura 4.22: Comparación ensayo frente al modelo. Estimación de la  $p_{mi}$  por medio de las correlaciones 4.31: izquierda; estimación de la  $p_{mpm}$  con el modelo 4.32: derecha.

se ha incluido una segunda escala, con el objeto de mostrar el error porcentual entre la  $p_{me}$  obtenida con el modelo predictivo frente a la obtenida en el ensayo del motor, donde se observa que los errores no exceden el 3% en la mayoría de los casos en la predicción de prestaciones en la  $p_{me}$  del motor. No obstante, en situaciones donde el proceso de combustión está muy deteriorado estos errores están por debajo del 5%, donde el coeficiente de variación excede el 3%.

Un resumen de validación del modelo usando las correlaciones 4.31 se muestra en la tabla 4.3.

En esta tabla se muestra un resumen de todas las condiciones de operación experimentadas, para los cuatro sistemas de escape usados para el desarrollo de correlaciones. La información que se compara es: (i) la presión media indicada, que proviene de la presión del cilindro instantánea; (ii) el ajuste de la evolución instantánea de la presión de escape que junto con la presión del cilindro proviene del banco motor y del modelo 1D del motor usando el modelo de acción de ondas; (iii) la evolución instantánea de la  $dFQL$ , que han sido obtenidas con el modelo de diagnóstico a partir de la presión del cilindro experimental frente a la obtenida con las correlaciones 4.31. Como se muestra en esta tabla, las combustiones en puntos bastante alejados del óptimo conducen a un deterioro importante de la misma. Y generalmente tienen un coeficiente de variación, que evalúa la dispersión cíclica, por encima del 3%.





Cabe destacarse que la presión instantánea en el sistema de escape se ha reproducido con importante ajuste en todos los puntos de operación que se introducirá en el capítulo 5. Asimismo, la  $pmi$ ,  $dFQL$  y la presión instantánea en el cilindro se reproducen sin importantes diferencias. El deterioro de la presión en el cilindro se debe a que la primera fase de la combustión, que es lenta, se experimenta en las cercanías al PMS. A pesar de, que en el PMS se desea que se manifieste la segunda fase de la combustión por ser más rápida. No obstante esta segunda fase, en procesos de combustión retrasados, se experimenta bastantes grados después del PMS, provocando una presión máxima del cilindro más alejado del PMS. Por otra parte, ocurre de forma similar en los sistemas de escapes ES#2, ES#3 y ES#4, donde también existen puntos de funcionamiento que presentan combustiones deterioradas con presiones máximas alejadas del PMS. No obstante, como ya se comentó antes, en los demás puntos de operación la capacidad predictiva del modelo tiene un importante ajuste. Donde además el coeficiente de variación es inferior al 3%, por ende la combustión es buena y no tiene importante dispersión cíclica.

#### 4.4.3. Análisis de sensibilidad

Finalmente, una vez validadas las correlaciones 4.31 de forma experimental, se propone un estudio de sensibilidad modificando las variables que forman parte de las correlaciones para generar variaciones en las funciones. En la tabla 4.4 se muestra un resumen de los resultados obtenidos de dicho análisis de sensibilidad.

Tabla 4.4: Análisis de sensibilidad:  $[\rho_{\alpha,e}, x_r, c_m \text{ y } \alpha_e]$  sobre  $[\Delta\alpha \text{ y } m]$ .

Parámetro	9500 rpm ( $\Delta\alpha=51.75$ ; $m=3.80$ )				12500 rpm ( $\Delta\alpha=43.89$ ; $m=2.92$ )			
	$\Delta\alpha$ [°]	Variación [%]	m [-]	Variación [%]	$\Delta\alpha$ [°]	Variación [%]	m [-]	Variación [%]
$\rho_{\alpha_e}$ (+25 %)	47.97	-7.3	3.80	0.0	40.68	-7.3	2.92	0.0
$\rho_{\alpha_e}$ (-25 %)	57.07	10.3	3.80	0.0	48.40	10.3	2.92	0.0
$x_r$ (+25 %)	53.99	4.3	4.20	10.5	45.71	4.1	3.23	10.6
$x_r$ (-25 %)	49.62	-4.1	3.41	-10.3	42.16	-3.9	2.60	-11.0
$c_m$ (+25 %)	53.05	2.5	3.67	-3.4	44.83	2.1	2.81	-3.8
$c_m$ (-25 %)	49.84	-3.7	3.98	4.7	42.52	-3.1	3.06	4.8
$\alpha_e$ (+5°)	53.67	3.7	4.05	6.6	42.52	-3.1	3.25	11.3
$\alpha_e$ (-5°)	51.46	-0.6	3.52	-7.4	46.61	6.2	2.47	-15.4

En esta tabla se muestran variaciones importantes en la duración de la combustión cuando se modifica la densidad de la carga, no obstante las variaciones en el parámetro de forma  $m$  son nulas debido a que la variable de la densidad no forma parte de la correlación del parámetro de forma. Al parametrizar la fracción de masa de residuales se obtienen variaciones en torno al  $\pm 4\%$  en la duración de la combustión, y del  $\pm 10\%$  en el parámetro de forma, esto se debe a que la masa de residuales tienen más influencia en el parámetro de forma, como se observa en las figuras 4.17 y 4.18, que muestran el efecto de las funciones en las correlaciones 4.31. Por otra parte, las variaciones en las correlaciones al modificar el régimen de giro son menores, debido a que el efecto de la velocidad lineal media en el proceso de combustión es usada de forma auxiliar para ajustar con más precisión la ley de liberación de calor que proporcione una presión del cilindro más parecida a la experimental. Para el caso, cuando se parametriza el ángulo de encendido en las funciones de las correlaciones, se manifiesta un efecto creciente al aumentar el régimen de giro, obteniendo variaciones promedio del 2% y 7% para la duración de la combustión y parámetro de forma a 9500 rpm, y para 12500 rpm se obtienen variaciones porcentuales promedio de 5% y 12% para la duración de la combustión y el parámetro de forma.

Los valores que se han presentado en la tabla 4.4 para la duración de la combustión y el parámetro de forma, que son el estudio de sensibilidad, han sido valores de entrada al modelo de combustión. Así pues, en la figura 4.24 se muestran estos efectos que imprimen cada una de las variables.

En esta figura 4.24 se observa la evolución instantánea del calor liberado. En la parte izquierda de esta figura se presentan los resultados obtenidos a 9500 rpm y en la parte derecha a 12500 rpm. En las gráficas de arriba de esta figura se muestra la variación  $\pm 25\%$  la densidad de la carga sobre el valor base que ha sido obtenido con la condición de operación experimentada en banco motor, que se mostraba en la figura 4.13. Asimismo, en las gráficas de en medio en la parte de arriba se muestra la parametrización de la fracción de residuales. En las gráficas de en medio en la parte de abajo se muestra la parametrización de la velocidad lineal media del pistón. Finalmente en las gráficas de abajo se muestra la parametrización del ángulo de encendido  $\pm 5^\circ$  en función del valor de referencia específico a 9500 rpm y a 12500 rpm, cuyos valores son  $23^\circ$  APMS y  $12^\circ$  APMS respectivamente.

En esta figura 4.24 se observan diferencias importantes cuando se modifica la densidad de la carga y la fracción de residuales. No obstante, estas diferencias no son muy acentuadas cuando se modifica la velocidad lineal media del pistón y el ángulo del encendido, de esta forma, estas variables son para

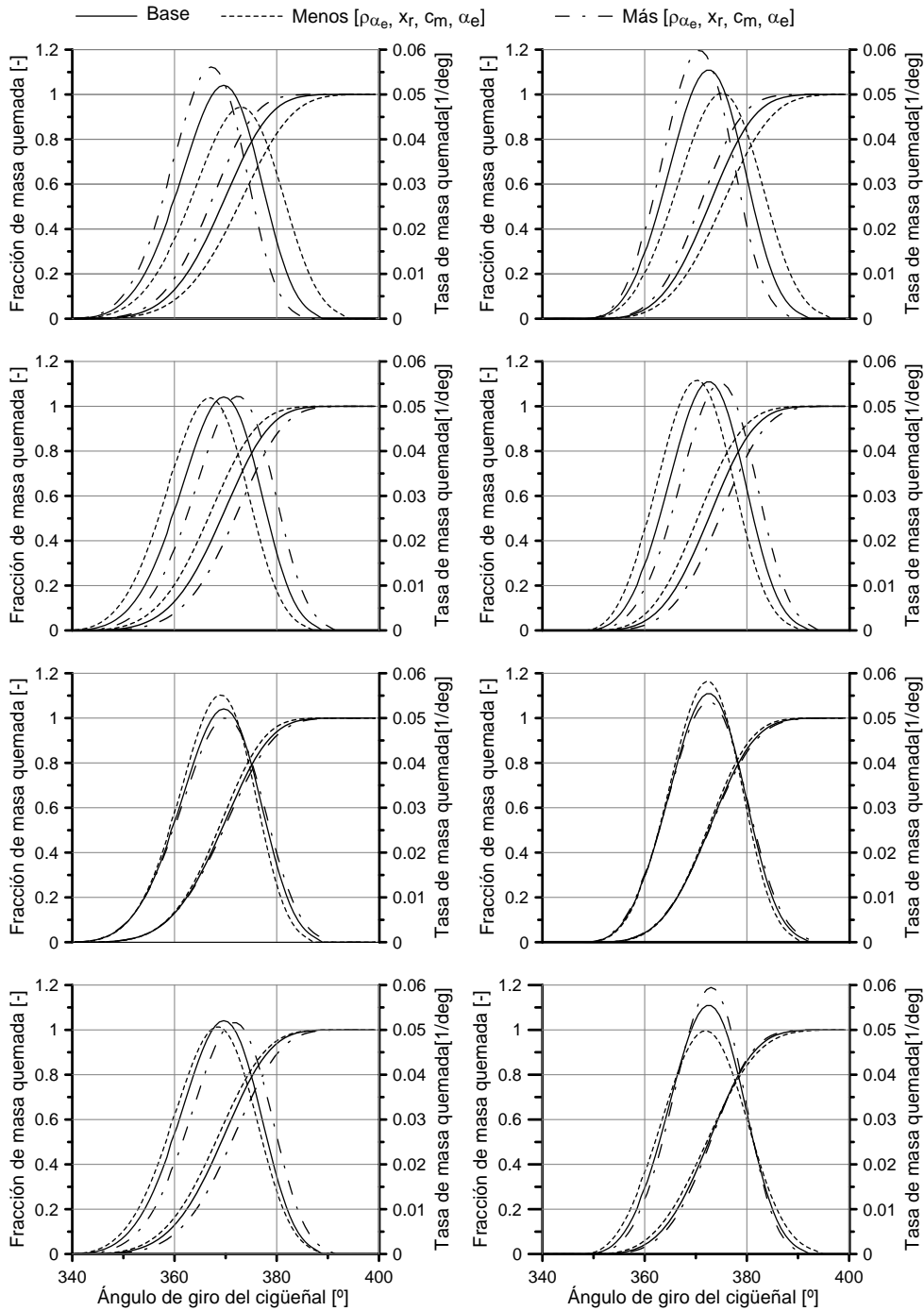


Figura 4.24: Ley de liberación de calor, estudio paramétrico de las correlaciones 4.31 para simular el proceso de combustión. A 9500: izquierda; A12500:derecha. Desde arriba hasta abajo: Densidad de la carga al inicio de la combustión, fracción de residuales al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón y ángulo de encendido.

ajustar con más precisión la dFQL, que es donde se prueba la bondad de las correlaciones.

Es importante mencionar que en el estudio paramétrico de las correlaciones, los valores usados de la densidad de la carga al inicio de la combustión, fracción de residuales al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón y ángulo de encendido para la obtención de la duración de la combustión y el parámetro de forma, nos son obviamente los valores obtenidos en las simulaciones. De esta forma solo se evalúa el efecto que imprimen las funciones.

Una vez simulado el proceso de combustión mediante el estudio de sensibilidad de las funciones modificando las variables relativas a cada caso, en la figura 4.25 se muestra el efecto de las leyes de liberación en las prestaciones del motor.

En esta figura se muestra la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro. En la escala derecha de cada gráfica se muestra la misma información pero en una escala amplificada. En la escala amplificada se puede observar en mayor detalle el proceso de expansión y el de compresión, que contiene información la transmisión de calor y la masa atrapada, que en los casos presentados se observa que la masa atrapada es muy similar. Otra información que es más visible en la escala amplificada de la presión del cilindro es que los pulsos de presión en la admisión y escape tienen las mismas características de longitud y amplitud de los pulsos de presión. Esto es apreciable por la evolución de la presión del cilindro durante el proceso de barrido.

Por otra parte, en las gráficas de arriba de esta misma figura 4.25 se muestran los resultados de la presión en el interior del cilindro cuando se modifica la dFQL en función de la densidad de la carga. Se observa que la densidad de la carga tiene importante efecto en la evolución de la presión, como se ha mostrado de igual forma en la anterior figura 4.24. Estas condiciones de operación se experimentan en la realidad cuando varía la presión, la temperatura y la masa atrapada. Igualmente, cuando se modifica la fracción de residuales, la presión en el cilindro también experimenta variaciones. Es de conocimiento común el efecto que imprime este parámetro en el proceso de combustión. Este efecto se traslada en proporción similar en las funciones de las correlaciones, como fue mostrado en las gráficas de las figuras 4.16 y 4.18. Conjuntamente, los resultados proporcionados de presión en el cilindro que se muestran en la figura 4.25 indican que cuando aumenta la fracción de residuales en el proceso de combustión, la duración de la combustión y el parámetro de forma también aumentan. Esto hace por tanto, que para una misma masa atrapada en el interior del cilindro que contenga mayor cantidad de masa de residuales, la presión máxima sea menor por efecto del deterioro del proceso

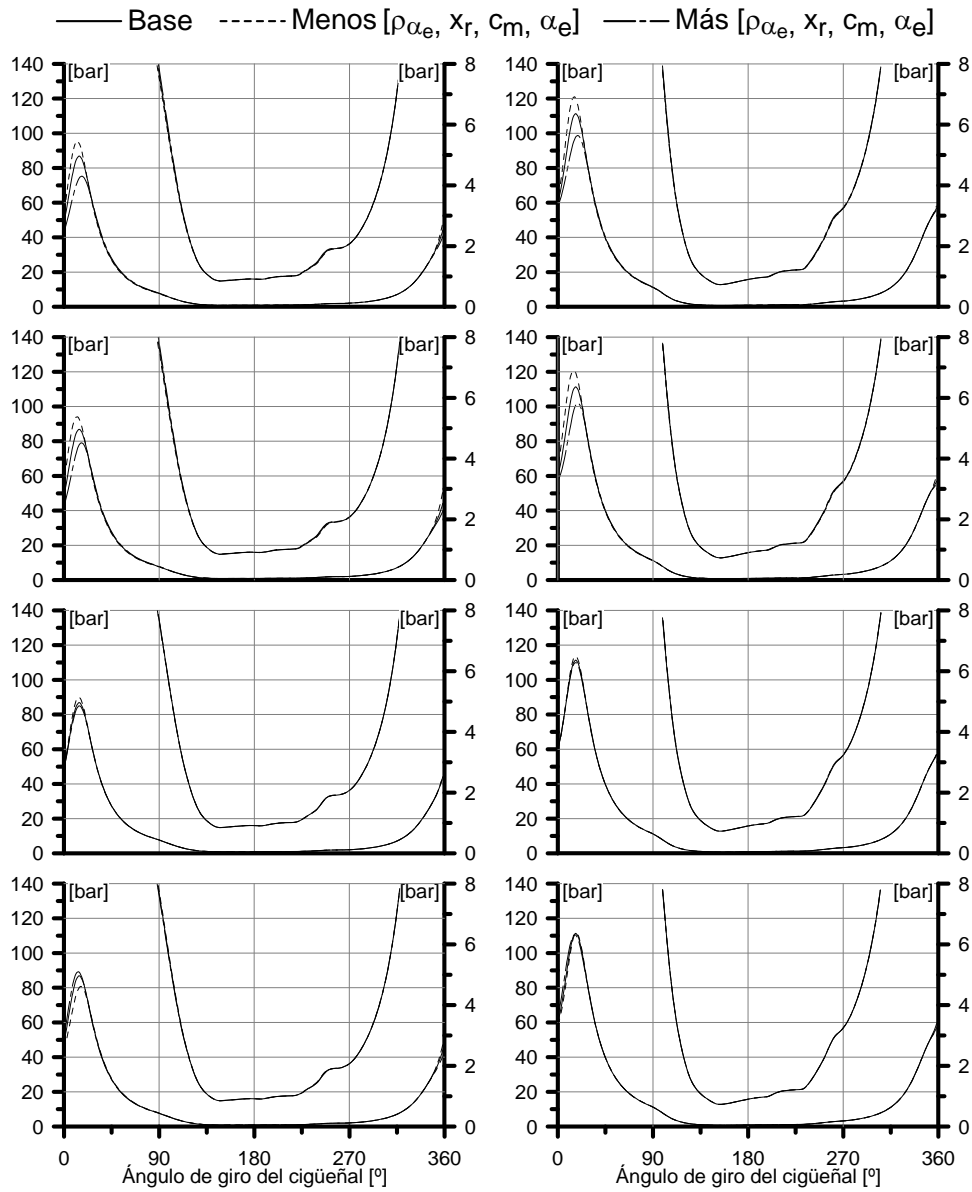


Figura 4.25: Presión en el interior del cilindro, obtenida a partir del estudio paramétrico que se muestra en la figura 4.24. A 9500: izquierda; A11250:derecha. Desde arriba hasta abajo: Densidad de la carga al inicio de la combustión, fracción de residuales al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón y ángulo de encendido.

de combustión. Por tanto, la presión máxima es mayor cuando la fracción de residuales disminuye, como se muestra en la figura 4.25. No obstante, al variar la velocidad lineal media del pistón y el ángulo de encendido en las funciones de las correlaciones, la ley de liberación de calor se ve afectada en menor escala con respecto a las dos variables anteriormente razonadas. Aun así, estas variables contienen información útil para ajustar con mayor precisión la tasa de liberación de calor que se usa para calcular la presión en el interior del cilindro. Asimismo la modificación en conjunto de más de una variable generan cambios más significativos.

Finalmente, en la tabla 4.5 se muestran las variaciones porcentuales de la masa atrapada, coeficiente de admisión y pmi a 9500 y a 12500 rpm, obtenidas modificando las variables son objeto del presente análisis de sensibilidad.

Tabla 4.5: Análisis de sensibilidad:  $[\rho_{\alpha_e}, x_r, c_m$  y  $\alpha_e]$  sobre [Masa atrapada, Coeficiente de admisión y pmi].

Parámetro	9500 rpm			12500 rpm		
	$m_{atrap}$ [%]	Coef. Adm. [%]	pmi [%]	$m_{atrap}$ [%]	Coef. Adm. [%]	pmi [%]
$\rho_{\alpha_e}$ (+25%)	-0.57	-0.09	+0.44	-0.64	-0.21	+1.62
$\rho_{\alpha_e}$ (-25%)	+0.80	+0.49	-2.02	+0.85	+0.37	-2.94
$x_r$ (+25%)	0.67	+0.52	-0.87	+0.65	+0.24	-2.30
$x_r$ (-25%)	-0.61	-0.10	-0.22	-0.70	-0.36	+1.58
$c_m$ (+25%)	+0.14	+0.33	-0.29	+0.02	-0.06	+0.42
$c_m$ (-25%)	-0.09	-0.36	+0.51	+0.03	-0.02	+0.29
$\alpha_e$ (+5°)	+0.45	+0.19	-0.76	+0.26	+0.17	-0.10
$\alpha_e$ (-5°)	-0.32	-0.08	-0.45	-0.08	-0.13	-0.16

Esta información se obtiene de las simulaciones hechas con la información de la tabla 4.4 y que se muestra en las figuras 4.24 y 4.25 de la ley de liberación de calor y presión del cilindro instantánea respectivamente. En esta tabla no se observan variaciones porcentuales importantes, debido a que las variaciones máximas son: 0.85%, 0.52% y -2.94% en la masa atrapada, coeficiente de admisión y pmi respectivamente. No obstante estas diferencias pueden aumentar si se modifican mas de una variable al mismo tiempo.

## 4.5. Conclusiones

Las simulaciones de los modelos unidimensionales por ordenador requieren información con respecto al proceso de combustión, principalmente de la

liberación de calor, que usualmente es representada en motores de encendido provocado por una sola función de Wiebe. Una metodología que incluye tareas de modelado y mediciones experimentales, fue propuesta para caracterizar la tasa de calor liberado en motores de dos tiempos de pequeña cilindrada.

Entre otros parámetros relacionados con el motor, la presión instantánea en el cilindro fue medida y usada en el modelo de diagnóstico. Debido a que la masa atrapada en el cilindro es empleada por este modelo, un modelo unidimensional fue desarrollado para tomar en cuenta el fenómeno de propagación de ondas en el sistema de admisión y el sistema de escape, y reproducir el proceso de barrido. Las señales instantáneas de presión en la admisión, el cilindro y el escape obtenidas con el modelo han sido validadas vía experimental. Esto demuestra que la masa atrapada fue predicha correctamente.

Se ha presentado una metodología para la determinación del ciclo medio, para obtener una condición característica de funcionamiento del motor, cuando se manifiesta la dispersión cíclica. Además, se han encontrado que valores en el coeficiente de variación por arriba de 3%, las combustiones están deterioradas por el retraso de la presión máxima en el cilindro desde el PMS en las diferentes condiciones de operación experimentadas.

Además, se ha hecho un análisis de transmisión de calor en el cilindro donde se han contrastado los resultados obtenidos en diferentes puntos de operación. También, se ha hecho un análisis integral del diagnóstico de la combustión y se han presentado los principales resultados. La  $dFQL$  fue obtenida bajo un extenso rango de condiciones de funcionamiento del motor, modificando el sistema de escape, el régimen de giro y el tiempo del encendido. Los cuatro parámetros que forman la función de Wiebe fueron ajustados para reproducir cada  $dFQL$  que resultó del modelo de diagnóstico de la combustión. Posteriormente, se han relacionado variables relacionadas con el funcionamiento del motor con la duración de la combustión y el parámetro de forma de la función de Wiebe. Por tanto, mediante un análisis de regresión múltiple se determinó que la densidad de la carga, fracción de gases residuales, velocidad lineal media del pistón y el inicio de la combustión fueron parámetros del motor significativos que tienen influencia en la evolución de la  $dFQL$ .

De esta forma, se han obtenido las correlaciones para la combustión, que tienen representación física ya que el efecto que imprimen las funciones que forman las correlaciones están relacionadas con el efecto que manifiesta el proceso de combustión por medio de la  $dFQL$ . Se ha observado que, aumentando la densidad de la carga o el ángulo de encendido (con referencia al  $PMS$ ) se reduce la duración de la combustión. No obstante, el efecto



del ángulo de encendido en el parámetro de forma cuando se adelanta la combustión, contribuye a incrementar este parámetro. De esta forma, esta función complementa el efecto que produce esta variable en la función de la duración. Asimismo, la velocidad lineal media del pistón es una variable que reduce la duración de la combustión, pero este efecto mengua conforme aumenta la velocidad. De igual forma, esta variable reduce el parámetro de forma, pero su efecto se incrementa al aumentar dicha velocidad. Por último, la fracción de gases residuales disminuye la velocidad de la combustión, de esta forma esta variable contribuye a incrementa la duración de la combustión y parámetro de forma. Se han presentado resultados de la evolución instantánea de la presión en el interior del cilindro obtenida de forma experimental frente a la obtenida con las correlaciones para la combustión propuestas en el presente trabajo. Posteriormente, se ha obtenido un modelo para determinar las pérdidas mecánicas que son producto de: (a) producto de la fricción entre las piezas en movimiento y contacto; (b) las pérdidas por bombeo debidas al barrido por carter; (c) las pérdidas auxiliares debidas al accionamiento de los diferentes sistemas que se incluyen en el motor. De esta forma, se predice la presión media efectiva obteniendo importante ajuste con errores del 3% en el 90% de los casos, donde las combustiones presentan un coeficiente de variación inferior al 3%. Asimismo en el restante 10% de los casos, donde las combustiones están deterioradas el error fue inferior al 5%. De esta forma, se contribuye al modelado de la combustión al tomar en cuenta correlaciones con sentido físico que resuelven en modo automático el cálculo de las prestaciones del motor.

Finalmente una vez validadas las correlaciones de forma experimental, se ha hecho un análisis de sensibilidad para determinar los efectos de estas variables en las correlaciones. Se concluye que la densidad de la carga y la fracción de residuales tienen importante influencia. Además, la velocidad lineal media del pistón y el ángulo de encendido son variables que presentan menor influencia.

#### **4.A. Anexo: Obtención del modelo de pérdidas mecánicas**

La presión media de pérdidas mecánicas fue obtenida experimentalmente, mediante el método del diagrama indicador [54], a partir de la presión instantánea en el cilindro y el cárter y variables medias obtenidas en banco motor de par y régimen de giro. La metodología consiste en obtener una base de datos experimental con diferentes condiciones de operación en el motor.

Las señales instantáneas discretizadas se usarán para obtener la  $p_{mi}$  y la  $p_{mb}$ , a partir de la ecuación 4.4 junto con el volumen total y el régimen de giro.

Por otra parte la presión media neta  $p_{mn}$  se obtendrá a partir de la presión media de bombeo  $p_{mb}$ . Esta se obtiene mediante el cálculo del trabajo absorbido por el cárter. La relación del trabajo obtenido con la ecuación 4.4 y el volumen total del cárter, que considera el volumen total del cilindro cuando el pistón está en  $PMS$  y el volumen desplazado por el pistón en la carrera descendente, es la presión media de bombeo. Este trabajo de bombeo es el que consume el cárter para efectuar la renovación de la carga de la mezcla fresca al interior del cilindro. Por otra parte, para obtener la  $p_{mi}$  a partir de la presión del cilindro, se realiza el mismo procedimiento de cálculo que el hecho para obtener la  $p_{mb}$ , pero en este caso se usa la presión en cilindro y el volumen de la cámara de combustión más el volumen desplazado. En la figura 4.26 se muestra el diagrama indicador p-V, del cárter y de el cilindro, a partir del cual se obtiene el trabajo.

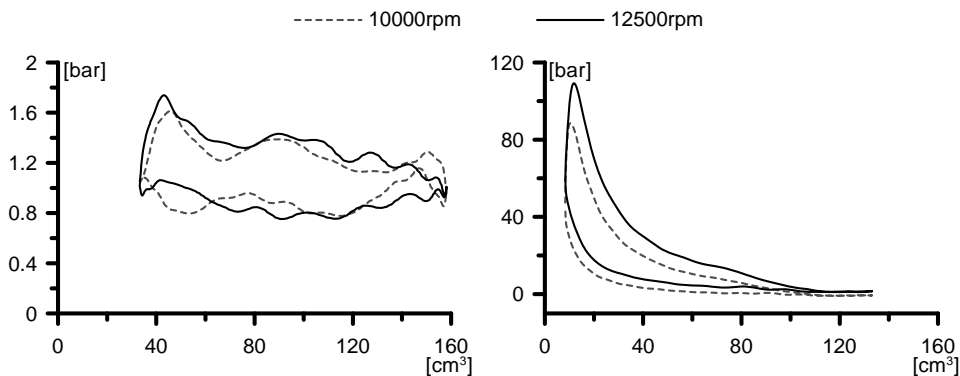


Figura 4.26: Diagrama indicador obtenido con información experimental en banco motor. Carter: izquierda; cilindro: derecha. Línea discontinua gris: 10000 rpm; línea negra: 12500 rpm.

En estas gráficas, el área del interior de las gráficas es el trabajo, de esta forma, el trabajo neto es la sustracción entre trabajo indicado y el trabajo por bombeo. Asimismo, para obtener la presión media de pérdidas mecánicas  $p_{mpm}$ , que son la suma de las pérdidas por fricción, bombeo por cárter y elementos auxiliares, es necesario obtener la presión media efectiva  $p_{me}$ . Esta se puede obtener por medio del freno de corrientes de Forcault a partir del par registrado en banco motor. Para obtener las pérdidas por fricción y auxiliares, estas son el resultado de la sustracción de la  $p_{mpm}$  y la  $p_{mb}$ , de esta forma, la

$pmpm = pmi - pme$ . En la figura 4.27 se muestran las prestaciones obtenidas en banco motor como se han descrito previamente.

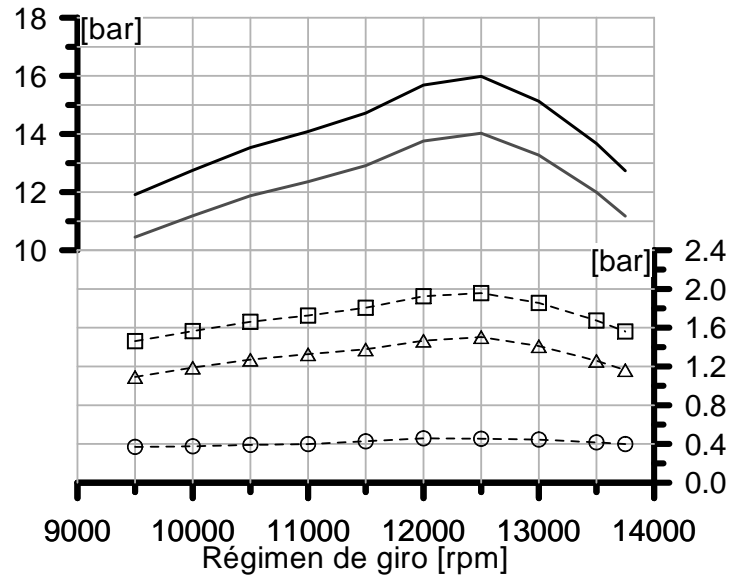


Figura 4.27: Prestaciones del motor. ( $p_{mi}$ : línea negra continua;  $p_{me}$ : línea gris continua;  $p_{mb}$ : línea discontinua con puntos circulares; presión media de pérdidas por fricción y transmisión: línea discontinua con puntos triangulares;  $p_{mpm}$ : línea discontinua con puntos cuadrados.)

En esta gráfica se observa que la  $p_{mb}$  que absorbe el cárter es prácticamente constante, con un promedio en todos los puntos de operación de 0.4 bar. No obstante la presión media de pérdidas por fricción y auxiliares tiene una tendencia similar a la  $p_{mi}$ , con un valor promedio de 1.2 bar.

Seguidamente, a partir de la base de datos experimental usando 5 sistemas de escape, el régimen de giro, y el ángulo de encendido. Se ha aplicado un análisis de regresión múltiple, que determino que la velocidad lineal media del pistón y la presión media indicada contienen información para reproducir la presión media de pérdidas mecánicas. Esta correlación es:

$$pmpm = 0.85 + 4.93 \times 10^{-4} c_m + 4.34 \times 10^{-3} pmi^2 \quad (4.32)$$

donde  $pmpm$  y la  $pmi$  está en [bar]; la velocidad lineal media del pistón esta en [m/s]. El coeficiente de determinación múltiple indica que esta correlación tiene un  $R^2$  del 99.8 % frente al ensayo. Además, en esta correlación muestra

que las pérdidas mecánicas aumentan con la velocidad lineal media del pistón. Asimismo, el término de la  $p_{mi}$  reproduce la tendencia decreciente que se registra en los puntos de operación, a elevados regímenes de giro después del punto óptimo de funcionamiento. Esta correlación que determina la presión media de pérdidas mecánicas tiene un coeficiente de determinación múltiple de 99.8 % cuando se compara con la información registrada experimentalmente.

Finalmente, en la figura 4.28 se muestra la relación entre la presión media de bombeo, la presión media de pérdidas por fricción y transmisión frente a la  $p_{mi}$ .

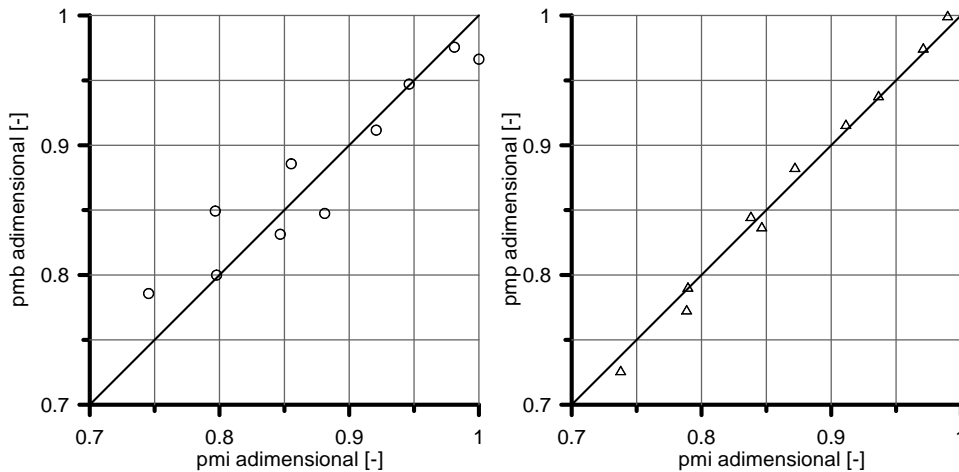


Figura 4.28: Relación de la  $p_{mb}$  adimensional frente a la  $p_{mi}$  adimensional: izquierda; relación de la presión media de pérdidas por fricción y transmisión mecánica adimensional frente a la  $p_{mi}$  adimensional: derecha.

En la parte izquierda de esta figura se puede observar la relación entre la presión media de bombeo adimensionalizada frente a la  $p_{mi}$  adimensionalizada, esta evaluación ha sido realizada con diferentes condiciones de funcionamiento, que provienen de la figura 4.27. Resultados similares han sido obtenidos por Nuti [55] en diversos ensayos experimentales en motores de dos tiempos. Además, en la parte derecha de esta gráfica se muestra relación entre la presión de pérdidas por fricción y transmisión mecánica adimensionalizada frente a la  $p_{mi}$  adimensionalizada, la cual se tiene una importante relación cuando se compara estos valores. De esta forma, la correlación propuesta para el cálculo de  $p_{mpm}$  con la ecuación 4.32, incluye un término que incluye la  $p_{mi}$  con importante peso, y un término de la velocidad lineal media con menor peso, pero que contribuye a tener mejor ajuste en el cálculo de la  $p_{mpm}$ .

## Bibliografía

- [1] Wiebe I. “Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit”. *Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR*, Moscow, 1956.
- [2] Lapuerta M., Armas O. y Hernández J. J. “Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19 n° 5, pp. 513–529, 1999.
- [3] Payri F., Molina S., Martín J. y O. Armas. “Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 226–236, 2006.
- [4] Galindo J., Serrano J. R., Climent H. y Tiseira A. “Analysis of gas-dynamic effects in compact exhaust systems of small two-stroke engines”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 8 n° 4, pp. 403–411, 2007.
- [5] Franco A. y Martorano L. “Methods to evaluate in-cylinder heat transfer and thermal load in the small internal combustion engines”. *SAE Paper 1999-01-1252*, 1999.
- [6] Woschni G. “A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine”. *SAE Paper 670931*, 1967.
- [7] Blair G.P. *Design and simulation of two-stroke engines*. 1996.
- [8] Annand W.J.D. “Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 177, pp. 973–980, 1963.
- [9] Annand W.J.D. y Ma T.H. “Instantaneous heat transfer rates to the cylinder heat surface of a small compression ignition engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 185, pp. 976–988, 1970.
- [10] Franco A. y Martorano L. “Evaluations on the heat transfer in the small two-stroke engines”. *SAE Paper 980762*, 1998.
- [11] Annand W.J.D. y Pinfold D. “Heat transfer in the cylinder of a motored reciprocating engine”. *SAE Paper 800457*, 1980.
- [12] Kornhauser A.A. y Smith J.L. “Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion”. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 536–542, 1994.
- [13] Nikanjam M. y Greif R. “Heat transfer during piston compression”. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 527–530, 1978.
- [14] Yang J. y Martin J.K. “Approximate solution one-dimensional energy equation for transient, compressible, low Mach number turbulent boundary layer flows”. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 619–624, 1989.
- [15] Yang J. y Martin J.K. “Predictions of the effects of high temperature walls, combustion, and knock on heat transfer in engine type flows”. *SAE Paper 900690*, 1990.
- [16] Chen C. y Vesnagh A. “A one-dimensional model for in-cylinder heat convection based on the boundary layer theory”. *SAE Paper 921733*, 1992.
- [17] Eckert E.R.G. y Drake R.M. *Analysis of heat and mass transfer*. 1972.
- [18] Clarke J.S. “Initiation and some controlling parameters of combustion in the piston engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 5, pp. 165–191, 1960.

- [19] Bellan J.R. y Sirignana W.A. "A theory of turbulent flame development and nitric oxide formation in stratified charge internal combustion engines". *Combustion Science and Technology*, Vol. 8, pp. 51–68, 1973.
- [20] Galindo J., Climent H., Pla B. y Jiménez V.D. "Combustion for Wiebe function parameters for combustion simulation in two-stroke small engines". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1190–1199, 2011.
- [21] Serrano J.R., Climent H., Guardiola C. y P. Piqueras. "Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 150–158, 2009.
- [22] Csallner P. *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen*. Tesis Doctoral, Techn. Univer, München, 1981.
- [23] Witt A. *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*. Tesis Doctoral, Graz University of Technology, 1999.
- [24] Bayraktar H. y Durgun O. "Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines". *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 1419–1431, 2004.
- [25] Blizard N. y Keck J. "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines". *SAE Technical Paper 740191*, 1974.
- [26] Beretta G., Rashidi M. y Keck J. "Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition engines". *Combustion and Flame*, Vol. 52, pp. 217–245, 1983.
- [27] Keck J. "Turbulent flame structure and speed in spark-ignition engines". *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 19 n° 1, pp. 1451–1466, 1982.
- [28] Lindström F. *Empirical combustion modelling in SI Engines*. Tesis Doctoral, Royal Institute of Technology (KTH), 2005.
- [29] Lindström F., Ångström H., G. Kalghati. y Moller G. "An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations". *Society of Automotive Engineers - SAE paper*, Vol. 2005-01-2106, 2005.
- [30] Heywood J. *Internal combustion engine fundamentals*. 1988.
- [31] Bonatesta F. *The charge burn characteristics of a gasoline engine and the influence of valve timing*. Tesis Doctoral, University of Nottingham, 2006.
- [32] Bonatesta F., Waters B. y Shayler P. J. "Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing". *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (2), pp. 177–186, 2010.
- [33] Bonatesta F. *Advances In Internal Combustion Engines and Fuel Technologies; Chapter 1: Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and The Influence of Operating Variables*. InTech, 2013.
- [34] Scharrer O., Heinrich C., Heinrich M., Gebhard P. y Pucher H. "predictive engine part load modelling for the development of a doble variable cam phasing (DVCP) strategy". *SAE 2004-01-0614*, 2004.
- [35] Vávra J. y Takáts M. "Heat release regression model for gas fuelled SI engines". *SAE paper 2004-01-1462*, 2004.

- [36] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [37] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.
- [38] Desantes J.M., Galindo J., Guardiola C. y Dolz V. “Air Mass Flow Estimation In Turbocharged Diesel Engines From In-Cylinder Pressure Measurement”. *Experimental Thermal And Fluid Science*, Vol. 34 (1), pp. 37–47, 2010.
- [39] Young M.B. “Cyclic Dispersion in the Homogeneous-Charge Spark-Ignition Engine-A Literature Survey”. *SAE Paper 810020*, 1981.
- [40] Ozdor N., Dulger M. y Sher E. “Cyclic variability in spark ignition engines: A literature survey”. *SAE Paper 940987*, 1994.
- [41] Olmeda P. *Diagnóstico de fallos de motores Diesel mediante el análisis de la oscilación del bloque*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [42] Brown W. L. “Methods for evaluating requirements and errors in cylinder pressure measurement”. *SAE Paper 670008*, 1967.
- [43] Tinaut F.V., Melgar A., Laget H. y Domínguez J.I. “Determinación del punto muerto superior de un motor de combustión interna alternativo a partir del régimen instantáneo”. *Anales de ingeniería mecánica (XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León)*, Vol. Vol. 3, pp. 1925–1930, 2004.
- [44] Neo G.H. y Collings N. “Pressure data analysis of formula one racing engines”. *SAE Paper 970061*, 1997.
- [45] Hohenberg G. *Experimentelle Erfassung der Wandwarme in Kolbenmotoren (Experimental acquisition of the wall heat in piston engines)*. Tesis Doctoral, Technical University of Graz, Graz, Austria, 1980.
- [46] Ghojel J. y Honnery D. “Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI Diesel engines”. *Applied thermal engineering*, Vol. Vol. 25, pp. 2072–2085, 2005.
- [47] Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A. y Heywood J.B. “Heat release analysis of engine pressure data”. *SAE Paper 841359*, 1984.
- [48] Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H. “Measurements and analysis of engine pressure data”. *SAE Paper 750026*, 1975.
- [49] Randolph A.L. “Cylinder-pressure-based combustion analysis in race engines”. *SAE Paper 942487*, 1994.
- [50] Brunt M.F.J. y Pond C.R. “Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction”. *SAE Paper 970036*, 1997.
- [51] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [52] Hires S., Tabaczynski R. y Novak J. “The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge spark ignition engine”. *SAE paper 780232*, 1978.
- [53] Heywood J. y Sher E. *The two-stroke cycle engine*. 1999.
- [54] Payri F. y Desantes J.M. *Motores de combustión interna alternativos*. 2011.
- [55] Nuti M. *Emissions from two-stroke engines*. 1998.





# Capítulo 5

## Nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape

### Contenido

---

<b>5.1. Introducción</b> .....	<b>188</b>
<b>5.2. Correlaciones de transmisión de calor en el interior de conductos</b> .....	<b>190</b>
5.2.1. Correlaciones en la línea de admisión .....	193
5.2.2. Correlaciones en la línea de escape .....	196
5.2.3. Correlaciones en pipas de escape .....	200
<b>5.3. Coeficientes para la transmisión de calor no estacionaria</b> .....	<b>203</b>
5.3.1. Longitud de entrada. Deterioro de la turbulencia ..	203
5.3.2. Variaciones de la velocidad del flujo. Variables dinámicas .....	209
<b>5.4. Desarrollo del nuevo modelo de transmisión de calor</b> .....	<b>211</b>
<b>5.5. Ajuste experimental de los modelos expuestos...</b>	<b>215</b>
5.5.1. Escape recto .....	215
5.5.2. Selección de los modelos .....	216
<b>5.6. Validación del modelo</b> .....	<b>219</b>
5.6.1. Análisis de la termofluidodinámica interna .....	221
<b>5.7. Conclusiones</b> .....	<b>239</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>241</b>

---

## 5.1. Introducción

El escape espontáneo se origina cuando la lumbrera de escape abre, al experimentar una diferencia de presiones aguas arriba y aguas abajo de la lumbrera. La presión instantánea en el sistema de escape depende de las condiciones termodinámicas en el interior del cilindro, la rapidez de apertura de la lumbrera de escape, la configuración geométrica del sistema de escape y la transmisión de calor que se produzca en este [1]. La transmisión de calor en sistemas de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones es, por tanto, un parámetro muy importante y, como se demostrará más adelante, es subestimada cuando se usan los modelos convencionales que existen en la literatura. Esto se pone de manifiesto al observar el desfase entre los pulsos de presión de escape calculada frente a la registrada experimentalmente.

En comparación con los motores de cuatro tiempos, el fenómeno de propagación de ondas en el interior del sistema de escape en motores de dos tiempos es aun más crítico debido a su influencia en el proceso de barrido de los gases y sobre la masa atrapada en el interior del cilindro. Así pues, el modelado de la transmisión de calor en el sistema de escape cobra vital importancia. Esto se debe a que el sistema de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones incrementa un 30 % la potencia efectiva del motor, esto se experimenta a 9500 rpm, con el sistema de escape recto alcanza su punto óptimo de funcionamiento frente a la potencia obtenida con el escape motor en ese mismo régimen de giro.

Para el cálculo de la transmisión de calor en motores de combustión interna alternativos se usan expresiones para flujo turbulento completamente desarrollado del tipo  $Nu = f(Re, Pr)$ . Entre las expresiones más clásicas son las desarrolladas por Dittus-Boelter [2], Sieder-Tate [3] y Huber [4]. Diversos trabajos de investigación tratan la transmisión de calor en pipas y colectores de escape de MCI de forma específica [5–12]. Que toman como base las expresiones clásicas pero reajustando las constantes que las definen.

No obstante, en procesos no estacionarios dichas expresiones clásicas, se complementan con coeficientes adimensionales para el cálculo de la transmisión de calor en colectores de escape de sección constante que son característicos de los MCI de cuatro tiempos. Estos coeficientes se representan por modelos que tienen sentido físico con el fenómeno de transmisión de calor. Esta fenomenología es modelada tomando en cuenta: (i) los efectos de entrada del flujo y el desarrollo de la turbulencia a lo largo del tubo de escape [6, 13–15]. (ii) las variaciones de velocidad del flujo, en procesos no estacionarios, que no son nada despreciables [16].

En resumen, en este capítulo se analizan los últimos modelos existentes en la literatura y se introduce un nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape de tubos cónicos para motores de 2T de altas prestaciones. Este modelo propuesto, tendrá en cuenta tanto los fenómenos de entrada como la situación altamente no estacionaria que experimenta el flujo en el interior del sistema de escape.

Para verificar si los fenómenos ondulatorios se han reproducido con buena exactitud, se puede comparar las presiones instantáneas en diferentes puntos del sistema de escape así como el gasto másico que atraviesa el motor. A continuación se puede utilizar el modelo para obtener los coeficientes que caracterizan el proceso de barrido en el interior del cilindro a través de: (a) el coeficiente de admisión, (b) el rendimiento de la carga, (c) el coeficiente de llenado, (d) el rendimiento de la retención y (e) el rendimiento de barrido, que fueron presentados en la sección 3.2. De esta forma, se determinan variables termofluidodinámicas del motor, que serían difícilmente medibles en instalaciones experimentales.

Finalmente, este capítulo se estructura de la siguiente forma: en la sección 5.2 se hace una revisión bibliográfica de las correlaciones de transmisión de calor por convección interna en conductos. Una revisión del estado del arte de los modelos de la transmisión de calor no estacionaria que toman en cuenta los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo se realiza en la sección 5.3. Posteriormente, en la sección 5.4, se presenta el desarrollo de un nuevo modelo de transmisión de calor que toma en cuenta la física de la fenomenología altamente no estacionaria del flujo, por medio de la longitud de entrada y las variaciones de velocidad del flujo. El ajuste del modelo de transmisión de calor propuesto y de los modelos de similares características que servirán para realizar un análisis de transmisión de calor se presenta en la sección 5.5. Asimismo, la validación de los modelos de transmisión de calor no estacionaria se realiza en la sección 5.6. La validación se hace de forma experimental por medio de las presiones de escape y coeficiente de admisión. Además, se comparan los modelos evaluados por medio de las evoluciones instantáneas de la masa atrapada, gasto másico en admisión y escape. Finalmente, las conclusiones del análisis de la transmisión de calor se hace en la sección 5.7.

## 5.2. Correlaciones de transmisión de calor en el interior de conductos

En todos los modelos de transmisión de calor en conductos hace falta la utilización de un coeficiente de película interior y exterior en el tubo, para determinar el calor transmitido por convección del gas al tubo y del tubo a la atmósfera. En estos casos de convección en tubos, no siempre es posible obtener soluciones analíticas sencillas, y es necesario recurrir a métodos experimentales. Para la obtención de estas correlaciones empíricas, en sistemas tan complejos, se recurre a la utilización de los números adimensionales. Dado que el coeficiente de transmisión de calor depende de muchos parámetros, es necesario realizar un análisis dimensional para reducir el número de variables involucradas.

En el caso de flujo interno en tuberías, es ampliamente aceptado que el coeficiente de película ( $h$ ) depende del diámetro ( $D$ ), la velocidad del flujo ( $c$ ) y algunas propiedades del mismo como la densidad ( $\rho$ ), la viscosidad ( $\mu$ ), el calor específico a presión constante ( $c_p$ ), y la conductividad ( $k$ ); es decir:

$$h = f(D, c, \rho, \mu, c_p, k) \quad (5.1)$$

El número de variables en la ecuación es  $n=7$  y el número de dimensiones de estas es  $m=4$  ( $L, M, T, t$ ). Según el teorema de  $\pi$ -Buckingham se pueden obtener  $n - m$  números adimensionales que caracterizan el proceso. Estos tres números son el número de Nusselt ( $Nu$ ), número de Reynolds ( $Re$ ) y número de Prandtl ( $Pr$ ).

Los datos experimentales suelen expresarse como fórmulas empíricas, que se correlacionan mediante ecuaciones similares a la solución analítica de problemas análogos. Así, basándose en el razonamiento físico y la experiencia del análisis de este tipo de fenómenos, se puede esperar una relación importante entre el proceso de transferencia de calor y el campo de velocidades  $y$ , en consecuencia, con el número de Reynolds. También cabe esperar una relación importante del fenómeno con las velocidades relativas de transmisión de calor y de la cantidad de movimiento, que se encuentran relacionadas en el número de Prandtl. De este modo, basándose en la experiencia del análisis de este tipo de fenómenos, es de esperar que la solución empírica presente una correlación de la forma:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (5.2)$$

donde  $C$ ,  $m$  y  $n$  son los coeficientes a determinar en la correlación con los datos experimentales. Estas soluciones empíricas han sido estudiadas ampliamente por varios autores y serán descritas en los siguientes párrafos.

Una de las correlaciones más clásicas, para el cálculo del coeficiente de película en flujo turbulento completamente desarrollado dentro de tubos lisos, es la que recomiendan Dittus y Boelter [2] en el año 1930, con el coeficiente 0.023 recomendado por McAdams [17] 14 años después:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (5.3)$$

donde:

$n = 0.3$  si el gas está a mayor temperatura que la pared.

$n = 0.4$  si la pared está a mayor temperatura que el gas.

Esta correlación es válida para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, en fluidos con números de Prandtl comprendidos entre 0.7 y 100 y números de Reynolds mayores de 10000. El coeficiente  $n$  de la correlación de Dittus-Boelter ya intuía cambios en los mecanismos de la transmisión de calor entre flujos de calor del gas a la pared y flujos de calor de la pared al gas, aumentando el número de Nusselt en el caso de que la temperatura de pared fuera mayor que la del gas. Estos cambios los confirmarían 6 años después Sieder y Tate [3] mediante las relaciones de viscosidades del fluido desarrollado y el fluido próximo a la pared.

Tres años después de la publicación de la correlación de Dittus-Boelter, Colburn [18], partiendo de la Analogía de Reynolds modificada para la transmisión de calor en el interior de tubos, recomienda la utilización de una correlación similar cambiando el exponente al que esta elevado el número de Prandtl [19].

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (5.4)$$

Como en el caso de la ecuación de Dittus-Boelter, esta correlación es válida para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, en fluidos con números de Prandtl comprendidos entre 0.7 y 100, y números de Reynolds mayores de 10000.

En los tubos en los que existen variaciones importantes de las viscosidades del fluido desarrollado respecto al fluido próximo a las paredes del conducto, se suele utilizar la correlación propuesta por Sieder-Tate en 1936 [3]. En esta correlación se contemplaban los cambios de mecanismos en la transmisión

de calor dependiendo del sentido del flujo de calor mediante la relación de viscosidades.

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.5)$$

Cuando el término que relaciona las viscosidades es despreciable, la correlación de Sieder-Tate queda reducida a una correlación similar a la utilizada por Colburn.

Esta correlación es válida para flujo turbulento completamente desarrollados en tubos lisos, en fluidos con números de Prandtl comprendidos entre 0.7 y 16700, números de Reynolds mayores de 10000. Todas las propiedades se determinan a la temperatura del fluido y  $\mu_w$  que se evalúa a la temperatura superficial de la pared.

Petukhov [20] desarrolla una correlación de mayor complejidad, ya que toma en cuenta el factor de fricción de la tubería según:

$$Nu = \frac{(f/8) \overline{Re} Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{(f/8)} (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_g}{\mu_w} \right)^n \quad (5.6)$$

donde los subíndices  $g$  y  $w$  de la relación de viscosidades hacen referencia al flujo y pared respectivamente. Por tanto,  $n = 0.11$  para  $T_w > T_g$ , y  $n = 0.25$  para  $T_w < T_g$ . Esta correlación es válida para flujo turbulento completamente desarrollado, en fluidos con números de Prandtl comprendidos entre 0.5 y 2000, números de Reynolds entre  $10^4$  y  $5 \times 10^6$  y  $\mu_g/\mu_w$  entre 0.8 y 40. Todas las propiedades se determinan a la temperatura del fluido ( $T_{film} = (T_w + T_g)/2$ ), excepto  $\mu_w$  que se evalúa a la temperatura superficial de la pared y  $\mu_g$  que se evalúa a la temperatura promedio del fluido.

Gnielinski [21], para obtener concordancia a menores valores de Re, modificó la correlación de Petukhov obteniendo las ecuaciones 5.7 y 5.8.

$$Nu = \frac{(f/8) \overline{Re} Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{(f/8)} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.7)$$

$$Nu = \frac{(f/8) (\overline{Re} - 1000) Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{(f/8)} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.8)$$

La ecuación 5.7 tiene validez para números de Reynolds inferiores a  $10^4$ , y la ecuación 5.8 se aplica para flujos con números de Reynolds comprendidos entre  $10^4$  y  $5 \times 10^6$ .

A menudo, en los MCIA, debido a la naturaleza del fluido de trabajo, la influencia de las variaciones del número de Prandtl en el gas son despreciables para el cálculo de la transmisión de calor. Así las correlaciones del número de Nusselt pueden ser determinadas en función únicamente del número de Reynolds, mediante correlaciones de la forma:

$$Nu = C Re^m \quad (5.9)$$

Los coeficientes de esta ecuación son fácilmente ajustables con datos experimentales medidos en el motor. Diversos autores han estudiado este tipo de correlaciones ajustándolas a valores experimentales medidos, tanto en la línea de admisión, como en la de escape de MCIA. Algunas de estas correlaciones, se describen en los siguientes apartados.

### 5.2.1. Correlaciones en la línea de admisión

Martins y Finlay [22] en 1990, mediante ensayos en condiciones estacionarias ajustan la correlación del número de Nusselt para la pipa de admisión, obteniendo:

$$Nu = 0.0675 Re^{0.713} \quad (5.10)$$

Shayler et al. [23] definen la siguiente correlación en pipas de admisión:

$$Nu = 0.0135 Re^{0.713} \quad (5.11)$$

Bauer et al. [5] en 1997, obtienen una correlación mediante medidas obtenidas en la pipa de admisión de un motor *MEP*.

$$Nu = 0.521 Re^{0.561} \quad (5.12)$$

Al año siguiente, Bauer et al. [6] definen una nueva correlación del número de Nusselt esta vez para el colector de admisión, diferenciando entre tubos rectos, ecuación 5.13, y curvos, ecuación 5.14, para flujo estacionario.

$$Nu = 0.062 Re^{0.73} \quad (5.13)$$

$$Nu = 0.14 Re^{0.66} \quad (5.14)$$

En 2002, Depcik y Assanis [7] mediante el ajuste de una correlación con datos medidos, proponen la solución:

$$Nu = 0.0694 Re^{3/4} \quad (5.15)$$

Graficando estas correlaciones en la misma figura 5.1, extraída de [24], pueden observarse las diferencias existentes entre ellas. El rango de Reynolds de la gráfica abarca los órdenes de magnitud de dicho número en conductos de MCI.

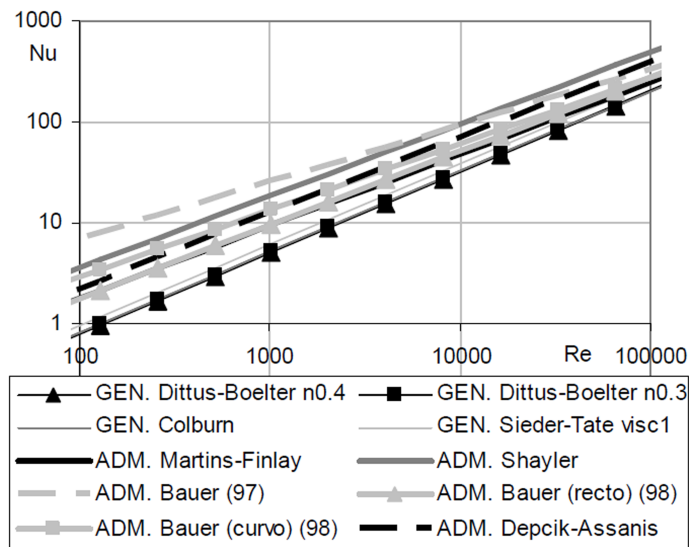


Figura 5.1: Correlaciones propuestas por diferentes autores en la admisión.

En la figura 5.1, las correlaciones de ámbito general toman en cuenta el número de Prandtl, que tiene un valor promedio de 0.7 y se encuentran representadas en trazo fino, mientras que las correlaciones específicas de conductos de admisión de motores se encuentran representadas en trazo grueso. La correlación de Dittus-Boelter está representada tanto para el caso de gas a mayor temperatura que la pared ( $n=0.3$ ), como para el caso contrario ( $n=0.4$ ). No obstante, se puede observar en la gráfica como esto no afecta de una manera significativa a la correlación y ambas correlaciones aparecen superpuestas en la figura. La correlación de Sieder-Tate está representada suponiendo la misma viscosidad del fluido desarrollado que el fluido cercano a la pared ( $\mu_g/\mu_p = 1$ ), con lo cual también mantiene un gran parecido a la correlación de Dittus-Boelter.



En la figura 5.1 puede observarse que las correlaciones específicas obtenidas mediante medidas experimentales en las líneas de admisión de diferentes motores presentan un importante incremento en el número de Nusselt respecto a las correlaciones de ámbito general, debido a los fenómenos no estacionarios del flujo que tienen lugar en la admisión. Este tipo de fenómeno aún es más acusado, en el caso de correlaciones como las de Shayler y Bauer, realizadas con medidas en las pipas de admisión.

Dentro del grupo de correlaciones obtenidas con datos experimentales en líneas de admisión, se puede observar que la correlación obtenida por Depcik y Assanis, queda centrada en el área que delimitan el resto de correlaciones para la admisión. Además, ésta es la que presenta un mayor coeficiente de correlación en las medidas experimentales utilizadas, como se puede observar en la tabla 5.1.

Tabla 5.1: Coeficientes de correlación de las correlaciones del  $Nu=f(Re)$  en la línea de admisión [7]

Correlación	r
Martins–Finlay [22]	0.727
Shayler [23]	0.637
Bauer [5]	0.815
Bauer (tubo recto) [6]	0.765
Bauer (tubo curvo) [6]	0.824
Depcik-Assanis [7]	0.846

Este coeficiente de correlación indica cuál es el conjunto de medidas con la tendencia más marcada, entre Nusselt y Reynolds y se define como:

$$r = \frac{S_{Nu,Re}}{S_{Nu} S_{Re}} \tag{5.16}$$

siendo:

$$S_{Nu,Re} = \frac{\sum_{i=1}^n (Nu - \overline{Nu})(Re - \overline{Re}_i)}{n-1}; \tag{5.17}$$

$$S_{Nu} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Nu - \overline{Nu})^2}{n}}; \quad S_{Re} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Re - \overline{Re}_i)^2}{n}}$$

donde  $Nu$  y  $Re$  son el número de Nusselt y de Reynolds instantáneos respectivamente, y  $\overline{Nu}_i$  y  $\overline{Re}_i$  son el Número de Nusselt y Reynolds promedio respectivamente.

### 5.2.2. Correlaciones en la línea de escape

Al igual que sucede en la admisión, en la línea de escape son varios los autores que han estudiado los coeficientes de transmisión de calor entre los gases de escape y las paredes de los conductos.

Sachdev [25] en 1981 estudió los coeficientes de transmisión de calor en el escape, y Meisner y Sorenson [26] cinco años después, correlacionaron los datos obtenidos por Sachdev, obteniendo la siguiente expresión:

$$Nu = 0.0774 Re^{0.769} \quad (5.18)$$

Wendland [8], reajustando la correlación de Sieder-Tate y haciendo algunas adaptaciones basadas en la física del proceso, obtiene la siguiente expresión:

$$Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} C_{entr} \quad (5.19)$$

El término  $C_{entr}$  fue incluido por Wendland para tener en cuenta los efectos del fluido en la pared a la entrada de las pipas, que se puede calcular según:

$$C_{entr} = 0.892 + \frac{2.02}{L/D} \quad (5.20)$$

donde  $L$  y  $D$  son la longitud y diámetro del tubo correspondientes a la posición del tubo en estudio. Este término hace que cuanto menor sea la distancia a la entrada del tubo, mayor será el coeficiente  $C_{entr}$ . Además, el autor indica la posibilidad de incluir un factor aumentativo de convección ( $CAF$ ), para tener en cuenta las características pulsantes del gas en el escape.

$$Nu = CAF \cdot 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} C_{entr} \quad (5.21)$$

donde:

$$CAF = \frac{Nu_{real}}{Nu_{teórico}}$$

Los valores típicos del  $CAF$  oscilan entre dos [11] y tres [27], lo cual da una idea de la importancia de la característica pulsante del flujo desde el punto de vista de la transmisión de calor.

Algunos autores, utilizan también un coeficiente para tener en cuenta la curvatura de los tubos desde el punto de vista de la transmisión de calor. Entre los coeficientes de este tipo más utilizados está el desarrollado por Hausen [28] que se define como:

$$\frac{Nu_{curvo}}{Nu_{recto}} = 1 + \frac{21 D_1}{Re^{0.14} D_{codo}} \quad (5.22)$$

donde  $D_1$  es el diámetro de la sección transversal del tubo y  $D_{codo}$  es el diámetro de la curvatura del tubo.

Shayler et al. [9], además de estudiar coeficientes de transmisión de calor para la admisión, también ajustaron correlaciones a datos experimentales medidos en el escape, obteniendo la correlación:

$$Nu = 0.14 Re^{0.68} \quad (5.23)$$

Depcik y Assanis [7] en 2002, mediante el ajuste de una correlación como el que realizaron para los conductos de admisión, esta vez con datos medidos en el escape, proponen la siguiente solución:

$$Nu = 0.0718 Re^{3/4} \quad (5.24)$$

Graficando estas correlaciones en la misma figura 5.2, extraída de [24], pueden observarse las diferencias existentes entre ellas. Como en el caso de la figura 5.1 con las correlaciones de admisión, el rango de número de Reynolds representa los órdenes de magnitud de dicho número en MCIA, las correlaciones de ámbito general se encuentran representadas en trazo fino, mientras que las correlaciones específicas de conductos de escape de motores se encuentran representadas en trazo grueso.

La correlación de Wendland, en la figura, ha sido representada para dos casos extremos. El caso A, en el que se supone la misma viscosidad del fluido promedio que el fluido cercano a la pared ( $\mu_g/\mu_w = 1$ ), un bajo coeficiente de pulsación ( $CAF=2$ ) y flujo desarrollado alejado de la entrada del conducto ( $C_{entr}=0.892$ ) y el caso B, en el que se supone la misma viscosidad del fluido promedio que el fluido cercano a la pared ( $\mu_g/\mu_w = 1$ ), un alto coeficiente de pulsación ( $CAF=3$ ) y condiciones a la entrada del conducto ( $C_{entr}=2.912$ ).

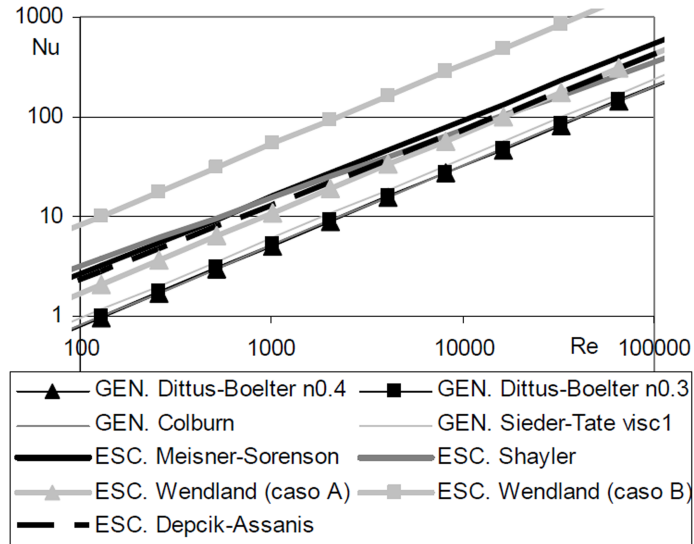


Figura 5.2: Correlaciones propuestas por diferentes autores en el escape.

En dicha figura, como sucedía en la admisión, se puede observar la diferencia entre las correlaciones de Nusselt generales y las correlaciones obtenidas mediante medidas experimentales, debido a los fenómenos no estacionarios del flujo que tienen lugar en el escape.

Se puede observar que la correlación obtenida por Depcik-Assanis, como en el caso de las correlaciones de admisión, queda centrada en el área que delimitan las otras correlaciones del mismo tipo, a excepción de la correlación de Wendland (caso B) que está ampliamente mayorada respecto a las otras al considerar, en este caso, condiciones a la entrada del conducto y flujo altamente pulsante, lo cual representa las condiciones típicas en las cercanías de las pipas de escape.

Resumiendo en la tabla 5.2 los resultados del coeficiente de correlación dado en la expresión 5.16 para los resultados experimentales obtenidos por los diferentes autores, se puede observar que las medidas con la tendencia más marcada son las de Shayler, presentando así un mejor ajuste de los valores experimentales con la correlación obtenida.

Como en el caso de la admisión, otros autores hacen un estudio del número de Nusselt utilizando velocidades instantáneas en lugar de velocidades medias, para tener en cuenta las características pulsantes del fluido en el escape. Huber [4] en 1977, basándose en medidas de velocidad y temperatura realizadas en

Tabla 5.2: Coeficientes de correlación de las correlaciones del  $Nu=f(Re)$  en la línea de escape (Fuente: Depcik y Assanis [7]).

Correlación	r
Meisner-Sorenson [26]	0.603
Shayler [9]	0.822
Depcik-Assanis [7]	0.798

conductos de escape, observó desfases temporales entre la señal de velocidad y temperatura. Así, Huber propone correlacionar el número de Nusselt con una velocidad promedio mediante:

$$Nu = 1.6 \overline{Re}_\xi^{0.4} \quad (5.25)$$

Este promedio se realiza ponderando la historia de velocidades en cada punto, dando mayor peso a las velocidades recientes y menor peso a las más distantes en el tiempo. Así, el cálculo de la velocidad para dicho número de Reynolds se hace según:

$$\overline{c}_\xi = \frac{\sum_{i=0}^N \xi_i c_{(t-i\Delta t)}}{\sum_{i=0}^N \xi_i} \quad (5.26)$$

donde  $\xi_i$  es una sucesión de  $N$  números comprendida entre 0 y 1,  $\Delta t$  es la discretización temporal utilizada para cada velocidad de forma que  $t_m = N\Delta t$  es el tiempo considerado para la ponderación de la velocidad. Tanto las hipótesis como experimentos a través de los cuales Huber dedujo la forma de la velocidad característica  $\overline{c}_\xi$  y los coeficientes de la correlación 5.25 han sido desarrollados de forma que la turbulencia generada por las condiciones locales en la válvula a la apertura de escape tenga poca influencia, debido a que los puntos del colector donde fueron registradas las medidas estaban localizados a una distancia lo suficientemente alejada del motor, es decir a 16 y 100 diámetros. Por tanto, que la correlación propuesta por Huber es válida siempre y cuando el punto de consideración se encuentre situado lejos de la válvula de escape.

### 5.2.3. Correlaciones en pipas de escape

Hires [10] en 1976, utilizando los datos experimentales obtenidos por Rush [29], obtuvo la siguiente correlación:

$$Nu = 0.258 \overline{Re}^{0.8} \quad (5.27)$$

Malchow et al. [11] ajustaron correlaciones a datos experimentales medidos en pipas de escape de MCIA, llegando a la siguiente expresión:

$$Nu = 0.0483 \overline{Re}^{0.783} \quad (5.28)$$

Santos [12], a partir de una ecuación similar a la de Sieder-Tate [3] y tomando como base experimental las medidas de presión obtenidas a la salida de una pipa de escape de un motor *MEC* sobrealimentado de 6 cilindros y 10 litros de cilindrada, obtiene:

$$Nu = 0.1 \overline{Re}^{0.8} \Pr \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.29)$$

Graficando estas correlaciones frente al número de Reynolds en la figura 5.3, extraída de [24], pueden observarse las diferencias existentes entre ellas. Se puede observar la comparación de las correlaciones de Hires, Malchow y Santos. Estas correlaciones utilizan valores medios de ciclo del número de Reynolds y han sido ajustadas con valores medios medidos en el motor. Comparando estas correlaciones con las otras correlaciones de carácter más general, cuyos coeficientes han sido ajustados a medidas con flujo estacionario (Dittus-Boeter, Colburn, Sieder-Tate), se puede observar que el flujo pulsante de la pipa mayor el número de Nusselt y en consecuencia también el calor transmitido, al igual que sucedía en el resto de la línea de escape.

Existe también una elevada similitud entre las correlaciones de Hires y Wendland (caso B) en la figura 5.2, ya que este caso de la correlación de Wendland, para la línea de escape, considera condiciones a la entrada del conducto y flujo altamente pulsante, lo cual se asemeja bastante a las condiciones existentes en la pipas de escape. Es interesante destacar la elevada discrepancia entre los diferentes autores en este tipo de correlaciones, calculadas con valores de Reynolds medios de ciclo, siendo la correlación de Hires del orden de 5 veces mayor que la de Malchow, como ya se intuía al observar los términos independientes en las ecuaciones 5.27 y 5.28.

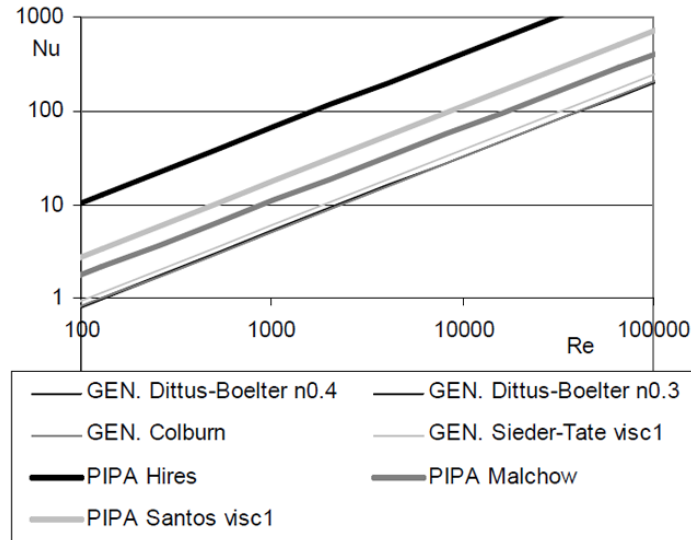


Figura 5.3: Correlaciones propuestas por diferentes autores en las pipas de escape.

Para un estudio más detallado de la transmisión de calor en las pipas de escape, otros autores dividen el proceso en varias partes, distinguiendo un periodo en el que la válvula está abierta o en diferentes tramos de su levantamiento y otro periodo en el que la válvula está cerrada. En el primer periodo las velocidades en la pipa son elevadas, haciendo que el calor transmitido en la pipa sea proporcional a las velocidades instantáneas en ella. Mientras que en el segundo periodo, la válvula está cerrada y priman los efectos de los torbellinos generados por las altas velocidades de salida del gas durante el periodo anterior. Haciendo que en este periodo en el que la válvula se encuentra cerrada, el calor transmitido no sea proporcional a la velocidad instantánea y sea necesario buscar otros ajustes para modelar la transmisión de calor.

Caton [30], en 1982, propone una serie de correlaciones que dependen de la apertura de la válvula de escape. Así, Caton divide el proceso de escape en cuatro periodos, determinados por el levantamiento adimensional de la válvula, los cuales dan rango de validez a diferentes correlaciones del número de Nusselt.

Estos resultados se muestran en la tabla 5.3, donde  $l_v/D_v$  es la relación entre el levantamiento de la válvula y el diámetro de la misma. La correlación utilizada en el periodo inicial, fue obtenida empíricamente ajustando los coeficientes a los valores instantáneos en dicho periodo. La ecuación usada

Tabla 5.3: Correlaciones del número de Nusselt para la pipa de escape propuestas por Caton [30]

periodo	$l_v/D_v$	Nusselt
Inicial	$< 0.22$	$Nu = 0.4 Re_j^{0.6}$
Intermedio	abriendo $> 0.22$	$Nu = 0.0194 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot Re_d^{0.8}$
Intermedio	cerrando $> 0.19$	$Nu = 0.0194 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot Re_d^{0.8}$
Final	$< 0.19$	$Nu = 0.516 Re_j^{0.8}$
Cerrado	0	$Nu = 0.022 Re^{0.8}$

en el periodo intermedio es una correlación para flujo estacionario afectada por dos constantes de ajuste que dependen de la tipología de escape utilizada. La correlación del periodo final supone la existencia de torbellinos generados por la válvula de escape. Estos torbellinos tienen un diámetro aproximado a la mitad del diámetro del conducto y una velocidad tangencial del mismo orden de magnitud que la velocidad del chorro generado en la válvula. Por último, la correlación utilizada durante el periodo de válvula cerrada es una correlación para flujo estacionario, que se calcula mediante la velocidad media del fluido durante todo el ciclo.

Reyes [13], usando las medidas de temperaturas en pipas de escape realizadas por Caton [31], obtiene una correlación más sencilla que la de Caton para el periodo en el que la válvula se encuentra abierta, de tal manera que ésta pueda ser utilizada en cálculos con flujo unidimensional:

$$Nu = k_1 0.0075 Re_j \quad k_1 = 0.5 \quad (5.30)$$

Esta correlación supone que la condición de contorno en la válvula para flujo unidimensional está calculada como si fuera una tobera isentrópica, obteniendo el número de Reynolds a partir de la velocidad característica en la garganta de la tobera multiplicada por un coeficiente  $k_1$ . La correlación presenta un buen ajuste, aunque existen pequeñas diferencias con las temperaturas del gas medidas en la parte final de la pipa y durante la fase inicial de la apertura de la válvula de escape, debido a la utilización de la velocidad en la garganta de la tobera para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor en toda la pipa.



### 5.3. Coeficientes para la transmisión de calor no estacionaria

Las condiciones altamente no estacionarias se dan en procesos donde el número de Reynolds se desarrolla con variaciones importantes de presión, temperatura y velocidades del flujo. El principal inconveniente es el desconocimiento del coeficiente de película en las diferentes zonas del sistema de escape para el cálculo de la transmisión de calor.

Los modelos de transmisión de calor previamente descritos en la anterior sección no reproducen con exactitud situaciones donde el comportamiento del flujo es fuertemente no estacionario [16]. Hay soluciones para contemplar este tipo de situaciones que han sido propuestas por diferentes autores [6, 13–16]. Se basan en el uso de coeficientes adimensionales que toman en cuenta la turbulencia, longitud de entrada y términos dinámicos que incluyen la variaciones de la velocidad del flujo en el interior del tubo.

#### 5.3.1. Longitud de entrada. Deterioro de la turbulencia

Reyes [13] presenta un modelo de transmisión de calor para colectores de escape. Para ello, realiza un estudio de caracterización del coeficiente de película en función de parámetros relacionados con el motor. En el uso un motor monocilíndrico *MEP* de 500 cc de 4T con un escape recto con sección transversal constante. Además, estudia el carácter no estacionario y la variación del coeficiente de película en diferentes zonas del tubo de escape recto (de 37 mm de diámetro y 1.7 m de longitud) a 2000 rpm. En estas condiciones estudia la influencia del número de Reynolds, el levantamiento de la válvula y el ángulo de entrada del flujo sobre el coeficiente de película en la pipa y su distribución a lo largo del colector. Para determinar la influencia del número de Reynolds, Reyes fija el levantamiento adimensional,  $l_v/D_v$ , en 0.27 y el ángulo de entrada en 30°. Una vez fijadas las condiciones para estudiar la influencia del Reynolds, Reyes realizó simulaciones para  $Re = 25 \times 10^3$ ,  $50 \times 10^3$ ,  $100 \times 10^3$ ,  $200 \times 10^3$ , basado en el diámetro de la pipa y la velocidad media del flujo. Por otra parte, para determinar la influencia del levantamiento de válvula, Reyes realizó simulaciones con  $l_v/D_v$  de 0.09, 0.136, 0.181, 0.27 y 0.36 con un ángulo de entrada de 30° y un  $Re = 100 \times 10^3$ . Finalmente la influencia del ángulo de entrada la estudio fijando el  $Re = 100 \times 10^3$  y  $l_v/D_v=0.27$ . Los valores usados para el ángulo fueron 30°, 45° y 60°.

Del primer estudio de la influencia del número de Reynolds, se obtuvo que los altos gradientes de velocidad que se producen entre el chorro de entrada y

los vórtices generados por estos gradientes, son los responsables del incremento de la intensidad turbulenta por encima de los niveles correspondientes al flujo totalmente desarrollado. En esta última situación, no se observaron variaciones en las características del flujo para los diferentes números de Reynolds. Esto es debido a que los números de Reynolds que fueron analizados son mucho mayores que el número de Reynolds en transición y en consecuencia la turbulencia ya se ha desarrollado por completo, incluso en los nodos más cercanos a la pared. Esto hace que el campo de flujo resultante sea independiente de las propiedades del fluido y del tamaño del dominio.

Por otra parte, del estudio de la influencia del levantamiento de válvula, Reyes obtuvo números de Nusselt más altos al disminuir dichos levantamientos. Esto se debe a que al aumentar la velocidad relativa entre el chorro de entrada y la zona del vórtice, aumentan los esfuerzos cortantes, generando niveles de turbulencia mayores que los existentes cuando el levantamiento es alto. El aumento de los esfuerzos cortantes entre el chorro y el vórtice también influye sobre la estructura del campo de flujo aumentando el tamaño del vórtice. Esto permite relacionar el coeficiente de película con el tamaño del vórtice, como expone Caton [31, 32] partiendo de un análisis de órdenes de magnitud. De este estudio también se puede concluir que la fuerza motriz del proceso de transferencia de calor es la velocidad asociada al chorro de entrada.

Por último, el estudio de la influencia del ángulo del asiento en el coeficiente de película señala un aumento importante en el tamaño del vórtice situado detrás de la válvula y una reducción de este vórtice en la pared de la pipa. Estos resultados muestran una disminución del 12 % del coeficiente de película al variar el ángulo de 30° a 45°, y del 18 % al variar de 45° a 60°. Estas variaciones tienen proporcionalidad a las obtenidas por Hires [10] que también obtiene, por medio de ensayos experimentales, la disminución del coeficiente de película a medida que aumenta el ángulo de asiento.

Reyes, analizando estos resultados para escapes rectos de sección constante en motores de combustión interna alternativos de encendido provocado, obtiene una distribución del coeficiente de película a lo largo del colector, donde el alto coeficiente de película generado en la pipa se mantiene varios diámetros aguas abajo de la misma, hasta una longitud de 20 diámetros aproximadamente. Esta distribución del coeficiente de película, a lo largo del colector con los diferentes casos le permite caracterizarla con la función:

$$\varphi = e^{-\left(\frac{1}{ic} \frac{x}{D}\right)} \quad (5.31)$$

siendo  $lc$  un parámetro a determinar, que representa una longitud característica, y en el caso estudiado por Reyes toma el valor de 4;  $D$  es el diámetro de la sección y  $x$  es la longitud desde la válvula de escape en estudio.

Reyes se apoya en los trabajos hechos por Huber [4], que pudo constatar que el coeficiente de película en un colector de escape no depende únicamente de la velocidad del flujo en el instante considerado, sino también del valor de ésta en instantes anteriores. Lo cual indica que utilizar la hipótesis de condiciones cuasiestacionaria en el cálculo del calor transmitido desde el flujo a la pared del colector puede llevar a errores importantes, en especial en los casos donde las variaciones de la velocidad varían sustancialmente a lo largo de un ciclo, como es el caso de colectores monocilíndricos, circunstancia que se da en el motor estudiado en la presente tesis.

De esta manera, para contemplar de forma más acentuada los efectos de la turbulencia del flujo por el colector de escape, Reyes usa un coeficiente adimensional que simula la turbulencia y el deterioro de esta a lo largo del sistema de escape y también usa una velocidad característica del flujo similar a la deducida por Huber [4]. En resumen, la ecuación usada por Reyes para calcular el número de Nusselt en cualquier punto del colector es:

$$Nu = 1.6 \cdot \overline{Re}_\xi^{-0.4} C_{pos} \quad (5.32)$$

donde  $C_{pos}$  es un coeficiente mayorador relacionado con la distancia a la válvula, y se define como:

$$C_{pos} = \left(1 + 3e^{-\left(\frac{1}{4} \frac{x}{D}\right)}\right) \quad (5.33)$$

Reyes estima el número de Reynolds  $\overline{Re}_\xi$  usando una velocidad que considera la característica pulsante del flujo de los gases de escape. Esta velocidad considera la historia de velocidades en cada punto y se define como:

$$c_{\xi(t)} = (1 - c_1)c(t) + c_1 c_{\xi(t-\Delta t)} \quad (5.34)$$

$$c_1 = \frac{2}{\frac{0.013}{\Delta t} + 1}$$

Esta forma de definir  $c_\xi$  reduce los recursos necesarios para su cálculo, haciendo más sencilla su programación en el modelo. Este tipo de correlaciones son más precisas que las anteriores que utilizan números de Reynolds promedio.

De esta forma la ecuación 5.32 toma en cuenta las características pulsantes del flujo, calculando el número de Reynolds de una forma similar al Reynolds promedio definido por Huber [4].

Bauer et al. [6], por otra parte, estudian los efectos del flujo de entrada basado en los trabajos hechos por Boelter [33] y Mills [34]. Los estudios experimentales realizados por Bauer se han hecho bajo condiciones de flujo pulsante y estacionario, con números de Reynolds desde 3000 a 36000. Los experimentos se llevan a cabo en un tubo recto y curvo de sección constante. El diámetro y longitud de dichos tubos son 38 mm y 350 mm; 40 mm y 350 mm, respectivamente para cada tipo de tubo experimentado. En los ensayos experimentales usa un motor monocilíndrico de 500 cc con una relación de compresión de 10.14:1. Bauer usa el coeficiente mayorador propuesto por Reyes visto en la ecuación 5.33, reajustando las constantes a dichos trabajos experimentales.

$$Nu_x = a Re_x^b \left[ 1 + c e^{\left(\frac{d}{D}\right)} \right] \quad (5.35)$$

donde el número de Reynolds es evaluado como  $Re = \bar{c}(x) D_{hyd} / \nu(x) = 4\bar{m} / \{\pi D_{hyd} \mu [T(x)]\}$ , donde  $\bar{m}$  es el gasto medio de masa fresca medida. Estos resultados están validados para condiciones de operación de 1000, 2500, 2750 y 4500 rpm. La tabla 5.4 lista el ajuste de los parámetros  $a$  y  $d$  para cada correlación de la ecuación 5.35

Tabla 5.4: Coeficientes de ajuste para el número de Nusselt [6]

Colector/flujo	a	b	c	d
Recto/estacionario	0.043	0.73	2.9	-0.68
Recto/pulsante	0.051	0.77	1.95	-0.49
Curvado/estacionario	0.013	0.66	0.69	-1.05
Curvado/pulsante	0.077	0.74	1.0	-0.42

Los resultados instantáneos medidos muestran que la dinámica de ondas pulsantes inducen significantes flujos de calor debido a las fluctuaciones de la velocidad.

Farrugia et al. [14, 35] estudian las condiciones de entrada y presentan un estudio experimental para ciclos con valores instantáneos y valores promedios para colectores de escape rectos de sección constante en motores de 4T de 1900 cc de encendido provocado, con condiciones de operación de 1000 rpm

a carga parcial, hasta 4000 rpm a plena carga. En los ensayos el colector de escape fue modificado, imponiendo un tubo recto de sección constante en un cilindro. De esta forma, los pulsos de presión en este cilindro no se ven afectados por los efectos que generan los otros tres cilindros.

De esta forma Farrugia et al. [14], se basan en la correlación propuesta por Wendland [8],

$$C_{ent} = 1 + C_1 \left( \frac{D}{x} \right)^n \quad (5.36)$$

y en las mediciones hechas por Boelter et al. [33] que consideran los efectos de entrada en la transmisión de calor que incluye el número de Reynolds. Así pues, el coeficiente que adopta Farrugia es:

$$C_{ent} = 1 + \frac{C_1 \overline{\text{Re}}_D^d}{(x/D)} \quad (5.37)$$

donde  $C_1$  y  $d$  son constantes que se ajustan experimentalmente y cuyos valores son 0.075, y 0.25, respectivamente. Para obtener el número de Reynolds promedio,  $\overline{\text{Re}}$ , se utiliza:

$$\overline{\text{Re}} = \frac{4\dot{m}_{ex,c}}{\pi\mu D} \quad (5.38)$$

donde  $\dot{m}_{ex,c}$  es el gasto medio por cilindro y ciclo, que es la suma de los gastos medios registrados experimentalmente de aire y combustible para los 4 cilindros del motor,  $\mu$  es la viscosidad de los gases de escape bajo las condiciones de temperatura y concentración de especies, y  $D$  es el diámetro de la sección.

El enfoque proyectado por Farrugia para desarrollar la correlación para el cálculo del número de Nusselt para situaciones estacionarias, fue determinado experimentalmente midiendo en dos puntos del colector de escape con un sensor de flujo de calor. De esta forma, obtiene la siguiente expresión para situaciones estacionarias:

$$\frac{Nu}{C_{ent}} = 0.76 \overline{\text{Re}}_D^{-0.44} \quad (5.39)$$

La correlación 5.39, multiplicada por el término que contempla la longitud de entrada, puede ser usada para obtener el número de Nusselt local en cualquier parte del colector de escape. dicha correlación es:

$$\overline{Nu}_D(x) = \left\{ 1 + \frac{0.075 \overline{Re}_D^{0.25}}{(x/D)} \right\} 0.76 \overline{Re}_D^{0.44} \quad (5.40)$$

Además, esta ecuación está validada experimentalmente usando dos tipos de sensores de flujo de calor en un sistema de escape recto de sección constante, con 16 condiciones de operación que oscilan entre 1000 y 4000 rpm, con cargas parciales y a plena carga. Usando esta información se puede construir el modelo que simula el deterioro del flujo de calor registrado experimentalmente, desde una posición aguas arriba comparada con una posición aguas abajo, que este deterioro se atribuye a los efectos de entrada. Que en el coeficiente mayorador 5.37 difiere al modelo desarrollado por Boelter [33] solo por el coeficiente ( $C_1 = 0.075$ ) que multiplica al número de Reynolds.

Balzan et al. [15] basado en los trabajos hechos por Farrugia y Wendland [8], llevan a cabo un trabajo experimental para determinar los efectos de entrada con el coeficiente de convección en un colector de sección recta en la línea de escape en un motor de cuatro cilindros de encendido provocado, para investigar la variación axial de la transmisión de calor en estado estacionario en la pared interna del tubo. En un motor de 1.9lt de 4T de cuatro cilindros de encendido provocado que fue instrumentado para registrar el flujo de calor a lo largo del colector.

De esta forma, Balzan adopta una correlación que toma en cuenta los efectos de entrada del flujo que es similar a la propuesta por Boelter 5.37 [33].

$$Nu(x) = \left\{ 1 + \frac{1.887}{(x/D)} \right\} 0.0289 \overline{Re}_D^{0.77} \quad (5.41)$$

También a partir de la correlación 5.41, Balzan obtiene una correlación equivalente, usando la correlación de Sieder–Tate [3], que incluye el número de Prandtl y la relación de viscosidades. De esta forma el coeficiente 1.887 de la correlación 5.41 fue reajustado al valor de 1.67 que es el equivalente al punto arbitrario donde  $x/D = 0.5$ , para tomar en cuenta el cambio del coeficiente en el número de Reynolds. Así pues, la correlación para la transmisión de calor resultante es:

$$Nu(x) = \left( 1 + \frac{1.67}{x/D} \right) 0.027 \overline{Re}_D^{0.8} Pr^{0.333} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.42)$$

Los rangos de validez de dicha correlación son:  $2000 < Re < 13500$ ; y una relación de  $x/D > 2$ .

### 5.3.2. Variaciones de la velocidad del flujo. Variables dinámicas

Zeng y Assanis [16, 36] estudian las características no estacionarias de la transmisión de calor. Estos autores desarrollan dos modelos para dos fases no estacionarias basándose en un análisis de la ecuación del momento en la capa límite y en una relación que toma en cuenta el deterioro de la turbulencia. Esto se debe al desfase que se tiene en la transmisión de calor por la variación de la velocidad del flujo. De esta forma, el coeficiente de transmisión de calor, además de ser función de los números de Reynolds y Prandtl, también es función de las variaciones de velocidad del flujo. En la segunda fase el proceso de transmisión de calor experimenta una disminución relacionada con el proceso de deterioro de la turbulencia. Para validar los modelos de transmisión de calor no estacionaria se usó una instalación experimental para flujos no estacionarios. Para obtener el modelo de transmisión de calor no estacionario para la primera fase de inducción Zeng y Assanis asumen un fluido incompresible en un campo de presión uniforme para la ecuación de momento en la capa límite. De esta forma, dicha ecuación se puede escribir como:

$$\frac{\partial \bar{c}}{\partial t} + \bar{c} \frac{\partial \bar{c}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{c}}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 \bar{c}}{\partial y^2} \quad (5.43)$$

donde  $\bar{c}$  es la velocidad en dirección axial,  $\bar{v}$  es la velocidad en dirección perpendicular al eje axial y  $\nu$  la viscosidad cinemática del fluido. Esta ecuación está caracterizada por términos que incluyen la diferencia de la velocidad con respecto al tiempo para contemplar los fenómenos no estacionarios. Esta ecuación puede ser normalizada usando variables adimensionales definidas como:

$$\begin{aligned} c^* &= \frac{\bar{c}}{c}, & v^* &= \frac{\bar{v}}{c}, \\ x^* &= \frac{x}{L}, & y^* &= \frac{y}{L} \\ t^* &= \frac{t}{L^2/\alpha} \end{aligned} \quad (5.44)$$

donde  $L$  es una longitud característica para la superficie de interés, relacionada con el diámetro del tubo del colector. Introduciendo las variables adimensionales en la ecuación anterior y operando convenientemente se llega a:

$$\left(\frac{L}{c^2} \frac{dc}{dt}\right) c^* + \frac{1}{\text{Re Pr}} \frac{\partial c^*}{\partial t^*} + c^* \frac{\partial c^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial c^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 c^*}{\partial y^{*2}} \quad (5.45)$$

De esta forma Zeng y Assanis obtienen una nueva variable adimensional relacionada con la capa límite no estacionaria que es:

$$\Pi = \frac{L}{c^2} \frac{dc}{dt} \quad (5.46)$$

donde  $\Pi$  es una variable adimensional que se relaciona con la capa límite no estacionaria. De esta forma es posible extender cualquier correlación estacionaria a situaciones no estacionarias. Así pues, se puede definir la velocidad dinámica ( $c_{din}$ ) para la transmisión de calor por convección usando la variable adimensional 5.46, cuyo resultado es:

$$c_{din} = c(1 + C_2\Pi) = c \left(1 + C_2 \frac{D}{c^2} \frac{dc}{dt}\right) \quad (5.47)$$

donde  $C_2$  es una constante de calibración que se determina de forma experimental. De esta forma, obtienen el número de Reynolds dinámico ( $Re_{din}$ ) usando esta velocidad dinámica. La correlación de transmisión de calor usada por Zeng y Assanis finalmente queda:

$$Nu_{din} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \left(1 + C_2 \frac{D}{c^2} \frac{dc}{dt}\right)^b \quad (5.48)$$

donde  $b$  es una constante que modifica el efecto del término no estacionario. La correlación 5.48 está compuesta por una solución estacionaria y por un término que adapta el modelo estacionario a situaciones no estacionarias. De esta forma dicha correlación es válida para obtener el calor transmitido por convección tanto en situaciones estacionarias, como en un escenario no estacionario.

En la segunda fase se trata el deterioro de la turbulencia. Zeng y Assanis, asumiendo que la turbulencia es isotrópica y homogénea, la evalúan usando la relación para el desarrollo de la turbulencia. Finalmente adoptan la correlación de transmisión de calor desarrollada por Malan y Johnston [37] para obtener el coeficiente de película en esta fase:

$$Nu = 0.333 \text{Re}^{3/4} \quad (5.49)$$

Por último, los modelos presentados por Zeng y Assanis para las dos fases fueron validados con los datos experimentales obtenidos por Bauer en un



colector de admisión de un MCIA de 4T de encendido provocado. Si bien, es necesario reajustar la constante del modelo presentado en la ecuación 5.48 de 0.023 a un valor de 0.018.

## 5.4. Desarrollo del nuevo modelo de transmisión de calor

En la sección anterior se ha hecho una revisión bibliográfica de los modelos de transmisión de calor para situaciones no estacionarias en colectores de escape (rectos y curvos) de sección transversal constante en motores de cuatro tiempos. En esta sección se va a desarrollar un nuevo modelo de transmisión de calor que incorpore tanto el fenómeno de la longitud de entrada como la situación de flujo no estacionario. El sistema de escape usado en banco motor para el desarrollo del modelo de transmisión de calor es el escape ES #5, cuya representación esquemática fue mostrada en la figura 2.26.

Para justificar la necesidad de desarrollar un nuevo modelo, en la figura 5.4 se observa una gráfica que muestra la presión de escape instantánea obtenida experimentalmente frente a la calculada con el modelo propuesto por Dittus-Boelter [2].

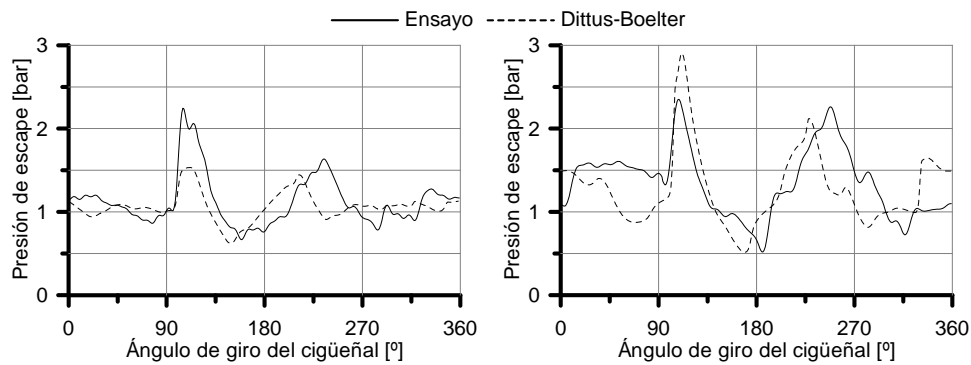


Figura 5.4: Desfase en la longitud y la amplitud de los pulsos de presión en el sistema de escape medida y modelada a 9500 rpm: izquierda; 12500 rpm: derecha.

En esta figura, a ambos regímenes de giro, se observa un desfase en los pulsos de presión debido a una mala predicción de la transmisión de calor. Es inmediato pensar que estos errores provienen del hecho de que el modelo de Dittus-Boelter no contempla las condiciones altamente no estacionarias del flujo en el interior del sistema de escape en un motor de las características

estudiadas. Por otro lado, en la figura 5.5 se muestra la evolución instantánea de la masa atrapada en el cilindro y el gasto másico en la lumbrera de escape correspondientes a los regímenes de giro representados en la figura anterior.

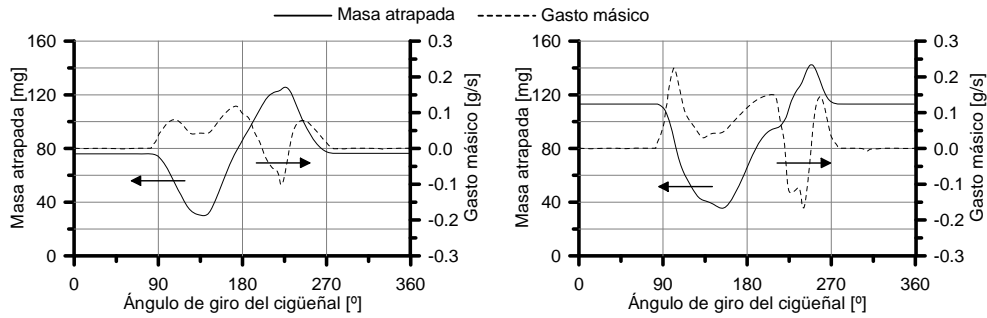


Figura 5.5: Evolución instantánea de la masa atrapada en el interior del cilindro y del gasto másico en la lumbrera de escape, usando el modelo de transmisión de calor de Dittus-Boelter. A 9500: Izquierda; A 12500: Derecha.

Las evoluciones instantáneas que se muestran en esta figura, están relacionadas con el efecto que imprime la geometría del sistema de escape, que se manifiesta en la configuración de la presión de escape como se muestra en la figura 5.4. La evolución del gasto másico en ambos regímenes de giro, muestra a la apertura de la lumbrera de escape un pulso que se origina por el escape espontáneo. El segundo pulso que se muestra en la figura, que incrementa el flujo del gasto másico, se debe a la onda de rarefacción que se genera en el cono del sistema de escape. Seguidamente el efecto del contracono imprime una onda de sobrepresión que contribuye a que el flujo cambie de sentido reintroduciendo masa cortocircuitada en el cilindro. La llegada de estos pulsos depende de la temperatura que tenga el gas en el interior del sistema de escape y su posición en función del ángulo girado por el cigüeñal depende del régimen de giro del motor. En ambos regímenes se observa que los pulsos en la presión de escape llegan antes al cilindro cuando se modela el ensayo. Esto quiere decir que la temperatura del gas que predice el modelo es superior a la que existe en la realidad. De aquí se puede deducir que el flujo de calor modelado es inferior al real.

En resumen, se necesita un modelo de transmisión de calor para situaciones altamente no estacionarias que tome en cuenta por una parte los efectos de la longitud de entrada, y por otra parte, las variaciones de la velocidad del flujo. De esta forma, nace la motivación para desarrollar un modelo de transmisión de calor para procesos que contemple estos efectos, para sistemas de escape rectos de sección transversal variable.

A partir de los modelos revisados en la anterior sección, tomando en cuenta las variaciones de la velocidad para procesos no estacionarios,  $\frac{\partial c}{\partial t}$ , por medio del número adimensional  $\Pi$ , y además, considerando los efectos de entrada por medio de la relación de parámetros de la geometría del propio sistema de escape,  $\frac{D}{x}$ , se obtiene una nueva variable adimensional definida según:

$$\Upsilon = \frac{D}{x} \times \Pi = \frac{D^2}{x} \frac{dc}{c^2 dt} \quad (5.50)$$

incluyendo constantes de calibración obtenemos:

$$\Upsilon = \left(1 + V_1 \frac{D^2}{x} \frac{dc}{c^2 dt}\right)^{V_2} \quad \text{valida para } \frac{x}{D} \geq 2 \quad (5.51)$$

donde  $x$  es la distancia desde la lumbrera de escape hasta el punto de estudio y  $D$  es el diámetro en la situación considerada.  $\Upsilon$  tiene en cuenta los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo y justificará un coeficiente de película no estacionario a lo largo del sistema de escape. Se puede observar que cuando la posición  $x$  de la sección en estudio se va alejando del cilindro, el valor del término adimensional correspondiente es modulado por los efectos de entrada.

Partiendo de la analogía de Reynolds que relaciona el coeficiente de fricción ( $C_f$ ) con los números adimensionales de Stanton, Nusselt, Reynolds, y Prandtl, y usando la analogía de Chilton–Colburn, se obtiene el modelo propuesto por Dittus–Boelter [2]. Si se integra en ésta expresión el nuevo número adimensional presentado anteriormente obtenemos:

$$Nu_\Upsilon = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(1 + V_1 \frac{D^2}{x} \frac{dc}{c^2 dt}\right)^{V_2} \quad (5.52)$$

donde  $V_1$  y  $V_2$  son constantes de calibración que se obtienen experimentalmente. La ecuación 5.52 presenta una correlación coherente con el fenómeno de transmisión calor que trata con situaciones altamente no estacionarias que experimenta el flujo en sistemas de escape de sección cónica en motores de altas prestaciones.

De esta forma, la ecuación 5.52 es una correlación que se puede aplicar en cualquier parte del tubo de escape, y es válida para situaciones tanto estacionarias, como altamente pulsantes. La primera situación, se experimenta cuando las variaciones de velocidad y la turbulencia son nulas, es decir  $\frac{dc}{dt} = 0$ , en este caso el coeficiente mayorador toma el valor de 1. Que es el resultado de

una situación estacionaria que puede ser resuelto por la ecuación de Dittus–Boelter. La segunda situación, pulsante o no estacionaria, se experimenta cuando las variaciones de la velocidad no son nulas ( $\frac{dc}{dt} \neq 0$ ).

Por otra parte, el parámetro  $\dot{q}$  que aparece en la ecuación 3.32 en el capítulo 3 que hacia referencia a la ecuación de la conservación de la energía en el interior de un conducto, se actualiza a  $\dot{q}_\gamma$  no estacionario, que representa la cantidad de calor cedida o absorbida por unidad de tiempo y masa del flujo que evoluciona por una malla determinada del conducto. Para poder obtener su valor, primero se relacionará con el calor intercambiado por unidad de tiempo y de longitud del conducto  $q'_\gamma$  no estacionario, mediante la expresión:

$$\dot{q}_\gamma = \frac{q'_\gamma}{(\dot{m}/c)} = \frac{4 q'_\gamma}{(\pi D^2 \rho)} \quad (5.53)$$

donde  $\dot{m}$  representa el gasto másico que transcurre por la malla,  $c$  la velocidad del flujo,  $D$  el diámetro del sistema de escape en estudio y  $\rho$  su densidad. El valor de  $q'_\gamma$  no estacionario se obtendrá mediante la ecuación general de transmisión de calor por convección, la cual adopta la forma:

$$q'_\gamma = h_\gamma \pi D \Delta x (T_g - T_w) \quad (5.54)$$

donde el parámetro  $h_\gamma$  es el coeficiente de película no estacionario,  $\Delta x$  es la longitud de la malla del conducto,  $T_g$  la temperatura del fluido, y  $T_w$  la temperatura de la pared interna del conducto.

La temperatura de pared interna es muy similar a la temperatura de pared externa debido a dos razones: la primera, al reducido espesor de la chapa con la que está fabricado el sistema de escape (2 mm), y la segunda, se debe a la alta conductividad térmica del material con el que está fabricado. Por otra parte, la temperatura de pared externa es obtenida experimentalmente usando una cámara termográfica, con la cual fue posible obtener la distribución de la temperatura a lo largo del sistema de escape. En la figura 2.24 se mostró la distribución de la temperatura con diferentes condiciones de operación. El perfil de temperaturas obtenido con la cámara termográfica es un dato de entrada al modelo.

El coeficiente local de convección ( $h_\gamma$ ) se obtiene utilizando el número de Nusselt definido con la expresión 5.52 y de la propia definición de este:

$$h_\gamma = \frac{Nu_\gamma k}{D} \quad (5.55)$$

donde la conductividad del gas  $k$  es obtenida a partir de una correlación que es función de la temperatura [38].

## 5.5. Ajuste experimental de los modelos expuestos

En esta sección se realiza el ajuste experimental de las diferentes constantes que han venido apareciendo en los modelos de transmisión de calor por convección no estacionaria. Este ajuste se realizará en un sistema de escape de geometría sencilla (conducto de sección transversal constante). Por último, se seleccionarán los tres modelos que mejor reproduzcan el comportamiento de las ondas en el interior del sistema de escape para su posterior análisis.

### 5.5.1. Escape recto

Para realizar el ajuste experimentalmente se ha instrumentado un sistema de escape recto y midiendo con captadores de presión piezoeléctrico y piezoresistivo. La geometría del sistema de escape es de 39.35 mm de diámetro y 458 mm de longitud. El criterio de usar una geometría de diámetro constante como sistema de escape, tiene por objetivo reducir incertidumbres en relación al modelado de los cambios de sección, que presenta el sistema de escape real. Este sistema de escape permite ensayar bajo un amplio rango de condiciones de operación que varían entre 7000 y 11000 rpm.

La instrumentación del sistema de escape se ha hecho en dos secciones cercanas al cilindro. De esta forma se registra información en puntos donde los procesos no estacionarios son más acentuados. El primer y segundo punto donde fue registrada la presión están a 100 y 223 mm de distancia de la lumbrera de escape. En un primer lugar se usaron captadores piezoeléctricos. Además, en la segunda posición, se usó un captador piezoresistivo con el objetivo de determinar el valor medio de la señal y así referenciar las medidas de los sensores piezoeléctricos para su posterior comparación con el modelo 1D. Asimismo, se ha registrado la temperatura media en la pared y la temperatura media del gas de escape en las mismas posiciones con ayuda de termopares apropiados.

La geometría del sistema de escape recto fue incorporada al modelo 1D del motor. También fue reprogramado el código fuente del modelo de acción de ondas para incorporar los modelos de transmisión de calor no estacionarios que fueron previamente descritos en la sección 5.3. De esta forma, se puede evaluar las capacidades predictivas de cada uno de ellos.

### 5.5.2. Selección de los modelos

Tal y como se ha presentado, los modelos propuestos por Reyes, Farrugia y Balzan tratan con el deterioro de la turbulencia y la longitud de entrada del flujo. Asimismo, el modelo de Zeng y Assanis [16] toma en cuenta las variaciones de la velocidad por su relación con la transmisión de calor.

El primer objetivo es seleccionar un modelo de entre los expuestos, que trate con el mecanismo de la longitud de entrada. Se elegirá el que tenga mejor capacidad predictiva para reproducir la presión de escape en el tubo recto. Además se escogerá el modelo de Zeng y Assanis que trata con las variaciones de la velocidad, por ser el único modelo que trata este fenómeno. También se evaluará el modelo propuesto en esta tesis que combina tanto los efectos de entrada como los cambios de velocidad.

El proceso de ajuste se hace parametrizando las constantes que utiliza cada modelo. Los valores seleccionados de las constantes, son los que proporcionen el mejor coeficiente de determinación múltiple, al comparar la presión de escape calculada en el captador #1 con el modelo frente a la registrada experimentalmente en banco motor. Posteriormente, en la siguiente sección, una vez definidas las constantes, se cambiará en el modelo la geometría del sistema de escape recto, por la geometría del sistema de escape con el que se obtienen las máximas prestaciones, con el objetivo de evaluar las capacidades predictivas de los modelos ajustados.

En la figura 5.6 se muestran los resultados obtenidos con los modelos de transmisión de calor previamente descritos, usando el sistema de escape recto a 10500 *rpm*. El eje de la ordenada representa la presión de escape del modelo y en el eje de las abscisas se muestra la presión de escape experimental.

El grado de ajuste entre la información experimental y la calculada, por medio del coeficiente de determinación múltiple  $R^2$ , determina que: el modelo propuesto por Farrugia tiene un  $R^2$  de 92.3%, mientras que el modelo de Reyes y Balzan tienen un  $R^2$  de 91.2% y 90.8% respectivamente. Asimismo, el modelo de Zeng y Assanis tiene un coeficiente de determinación múltiple de 92.7%. Además, el modelo propuesto en esta tesis tiene un ajuste de 93.5% frente al ensayo. Cabe indicarse que se han obtenido tendencias similares con los diferentes regímenes de giro experimentados.

De esta forma, los modelos seleccionados son: el modelo propuesto por Farrugia, el modelo de Zeng y Assanis y el modelo introducido en esta tesis.

Por otra parte, las constantes que definen el modelo de Farrugia definido por la ecuación 5.37 son:  $C_1$ , que afecta de forma multiplicativa, y  $d$ , que es el exponente. En la figura 5.7 se muestra los resultados del coeficiente de

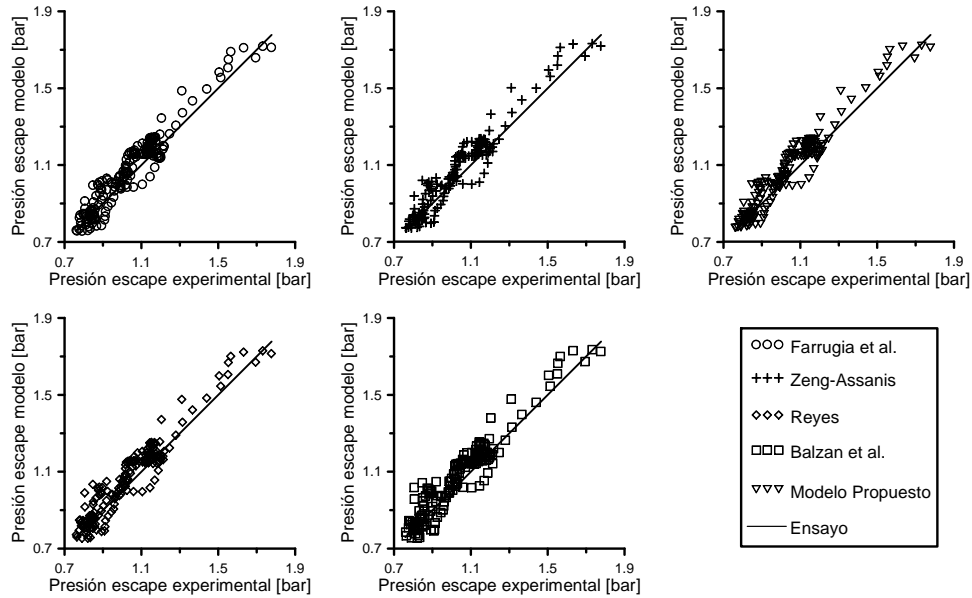


Figura 5.6: Comparación medida y modelada de la presión de escape captador #1 a 10500 rpm.

determinación múltiple obtenidos de la parametrización de estas constantes al comparar las presiones instantáneas medidas y modeladas en el captador #1 a dos regímenes de giro diferentes.

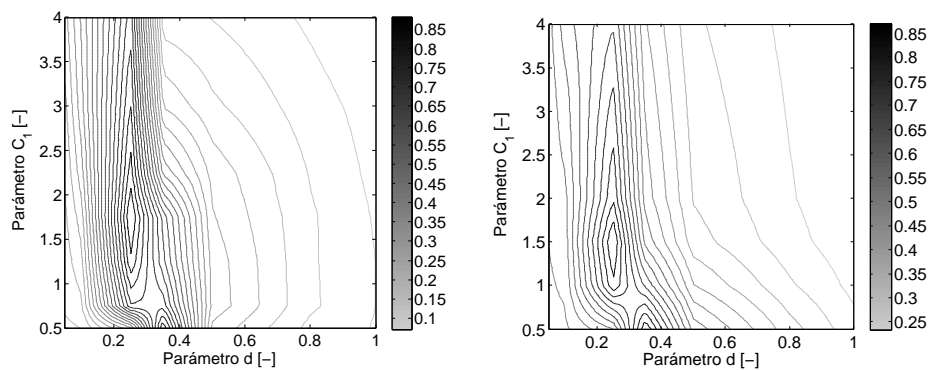


Figura 5.7: Estudio paramétrico del modelo 5.37 propuesto por Farrugia et al. Izquierda: a 7500 rpm; Derecha: a 10500 rpm.

Los resultados que se muestran en esta figura, indican que la constante multiplicativa que mejor se ajusta es  $C_1 = 1.5$ , y el valor del exponente  $d = 0.25$ . Cabe reseñar que los valores de estas constantes en el trabajo de Farrugia fueron de 0.075 y 0.25 respectivamente. El valor de la constante  $d$  es idéntica, sin embargo ha sido necesario mayorar significativamente el término multiplicativo.

A continuación, en la figura 5.8 se muestran los resultados obtenidos de la parametrización de las constantes del modelo de Zeng y Assanis en las mismas condiciones que anteriormente se mencionaron.

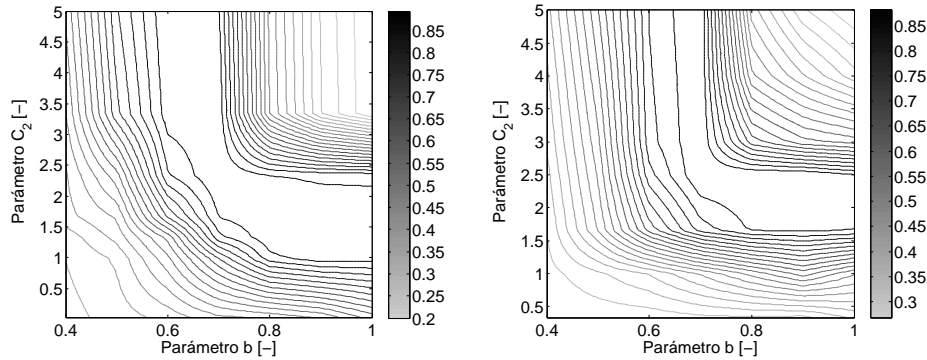


Figura 5.8: Estudio paramétrico del modelo 5.47 propuesto por Zeng y Assanis. izquierda: a 7500 rpm; derecha: a 10500 rpm.

En esta figura, se observa que las constantes que mejor  $R^2$  proporcionan son  $C_2 = 2$  y  $b = 0.8$ , donde la primera constante afecta de forma multiplicativa y la segunda  $b$  es un exponente tal y como se mostró en la ecuación 5.48. No obstante, no tiene sentido la comparación entre los coeficientes obtenidos por Zeng y Assanis y los obtenidos en este trabajo, debido a que dichos autores han obtenido sus constantes usando un colector de admisión. Sin embargo, el valor de la constante  $b$  obtenida en el estudio paramétrico coincide con el valor propuesto por Zeng y Assanis en sus estudios.

Finalmente, en la figura 5.9 se muestran resultados obtenidos de la parametrización de las constantes del modelo propuesto en la presente tesis que responde a la ecuación 5.52.

En esta figura se muestra que los valores que presentan elevados coeficientes de determinación múltiple son  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$ . La constante  $V_1$  es positiva, lo cual indica que, cuando el flujo experimenta cambios de velocidad intercambia más calor con las paredes del conducto. La constante  $V_2$  coincide con el valor



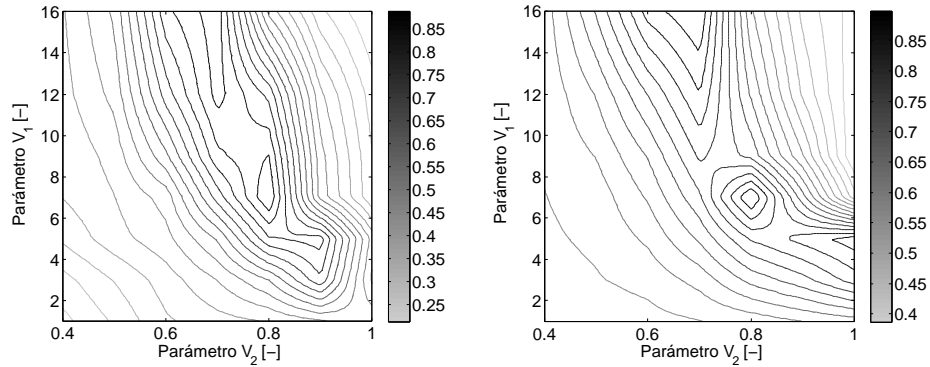


Figura 5.9: Estudio paramétrico del modelo 5.52 propuesto. izquierda: a 7500 rpm; derecha: a 10500 rpm.

obtenido para el exponente del número de Reynolds que se obtiene a partir de la analogía de Chilton–Colburn.

Como resumen de la metodología usada para ajustar las constantes que definen a los modelos, se compara en la figura 5.10 los resultados de presiones instantáneas en las dos secciones de medida y a dos regímenes de giro. A partir de estos resultados, se puede apreciar un importante grado de ajuste en cualquiera de los modelos cuando se visualiza la presión instantánea en función del ángulo de giro del cigüeñal.

## 5.6. Validación del modelo

La validación de los modelos de transmisión de calor es el objetivo de esta sección. Para ello se hará uso de información experimental que será por un lado, la presión de escape instantánea en cuatro secciones de medida diferentes, y por otro lado, el coeficiente de admisión que se obtiene a partir del gasto másico medio obtenido en banco motor. Además, es posible obtener otros coeficientes de barrido por medio de las simulaciones del modelo 1D. Esta información es útil para llevar a cabo una comparación entre los modelos expuestos.

Se sustituirá el sistema de escape recto que fue usado para el ajuste de las constantes de los modelos, por el sistema de escape motor ES#5, cuya geometría está optimizada para obtener elevadas prestaciones, y que fue mostrada en la figura 2.26.

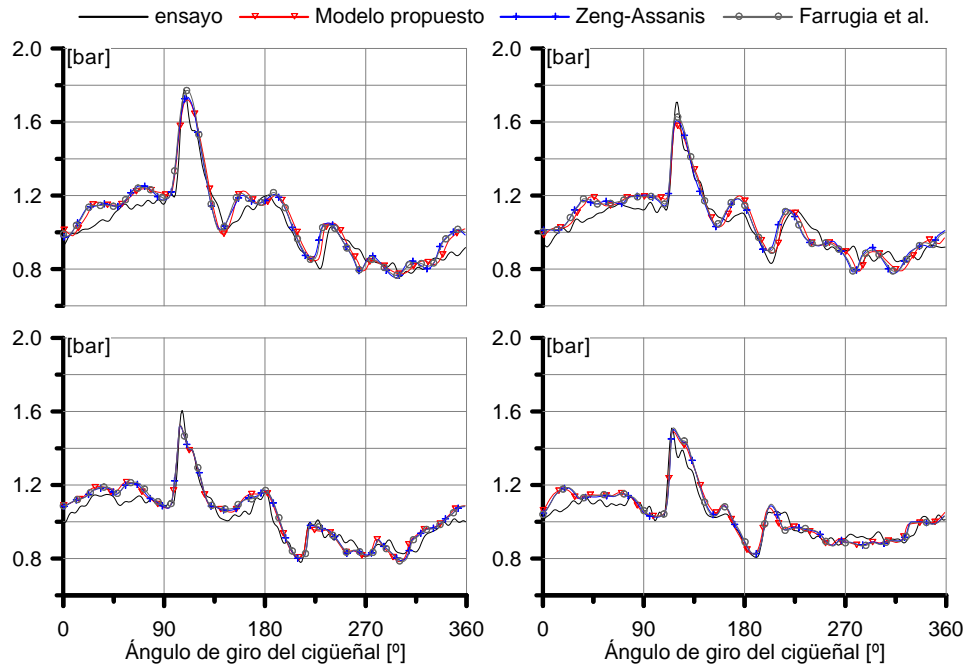


Figura 5.10: Presión de escape medida y modelada usando los coeficientes de mayoración para la transmisión de calor no estacionarios. Para el sistema de escape recto. A 7500 rpm: abajo; a 10500 rpm: arriba; captador #1: izquierda; captador #2: derecha.

El banco motor es acondicionado, como previamente fue descrito en la sección 2.4, para ensayar el motor de 125 cc de altas prestaciones. Se han registrado mediciones de presión en cuatro partes del sistema de escape, para monitorizar el comportamiento dinámico de los pulsos de presión. En esos mismos puntos se ha registrado la temperatura del gas, y además, para obtener la distribución de temperaturas en la pared del sistema de escape, fue usada una cámara termográfica en los ensayos en banco motor. Esta distribución de temperaturas servirá para imponerla en el modelo y aislar el efecto que representa la transmisión de calor por convección externa y radiación. Esto se hace para reducir la incertidumbre que representa el uso de los modelos de transmisión de calor por medio de estos mecanismos.

El sistema de escape se ha instrumentado en cuatro puntos, que están a una distancia desde el cilindro de: 64, 200, 349 y 471 mm. De esta forma, es posible conocer la evolución de la presión de escape a lo largo del mismo y detectar zonas donde se producen mayores discrepancias cuando es comparada

con la información obtenida con el modelo 1D. La elección de estos puntos de medida no es arbitraria; la señal registrada con el captador #1 está en una posición muy cercana al cilindro, y por tanto es muy significativa, ya que en este punto los procesos no estacionarios son más acentuados. El captador #2 está en el primer tercio del tubo divergente, que es donde se genera el pulso reflejado. El captador #3 está en el segundo tercio del tubo divergente del sistema de escape y el captador #4 está en el tramo recto entre los conos divergente y convergente del sistema de escape, donde el diámetro es mayor. Esta última señal de presión contiene información de la influencia del cono y contracono, no obstante, la magnitud de esta señal es baja debido al elevado valor de la sección transversal. Estas señales fueron registradas en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, que van desde 9500 hasta 13500 rpm.

### 5.6.1. Análisis de la termofluidodinámica interna

La presión de escape contiene información de la transmisión de calor. Esto se debe, a que los pulsos de presión viajan a la velocidad del sonido,  $a = \sqrt{\gamma RT}$ , donde la variable que mayor influencia tiene para modificar dicha velocidad es la temperatura. En la figura 5.11 se muestran resultados obtenidos a 9500 rpm de la evolución instantánea de la presión en los cuatro puntos instrumentados del sistema de escape.

En estas figuras se muestra la evolución instantánea de la presión de escape experimental frente a los resultados obtenidos con los diferentes modelos de transmisión de calor, que han sido integrados en el modelo 1D del motor que incluye la geometría completa. Los resultados obtenidos con el modelo 1D toman en cuenta los modelos propuestos por Farrugia, Zeng y Assanis, y el modelo de transmisión de calor propuesto en la sección 5.4. El eje de la ordenada representa la presión y el eje de las abscisas representa el ángulo de giro del cigüeñal.

Para obtener los resultados que se muestran en la gráfica 5.11, se decide modificar las constantes que ajustan cada modelo con el fin de poner en fase el pulso reflejado en el contracono. Así pues, los valores de estas constantes pueden variar ligeramente respecto a los valores que se obtuvieron en el ajuste con el escape recto. No obstante, aquellos ensayos sirven como estimación inicial de los valores de las constantes que se van a utilizar a continuación.

Así pues, el valor de las constantes del modelo de Farrugia para poner en fase el pulso reflejado son  $C_1 = 1.2$  y  $d = 0.25$ , donde el valor de la  $d$  se ha mantenido constante mientras que ha sido necesario reducir ligeramente el valor de  $C_1$  desde 1.5 hasta 1.2. La discrepancia en el valor de la constante  $C_1$

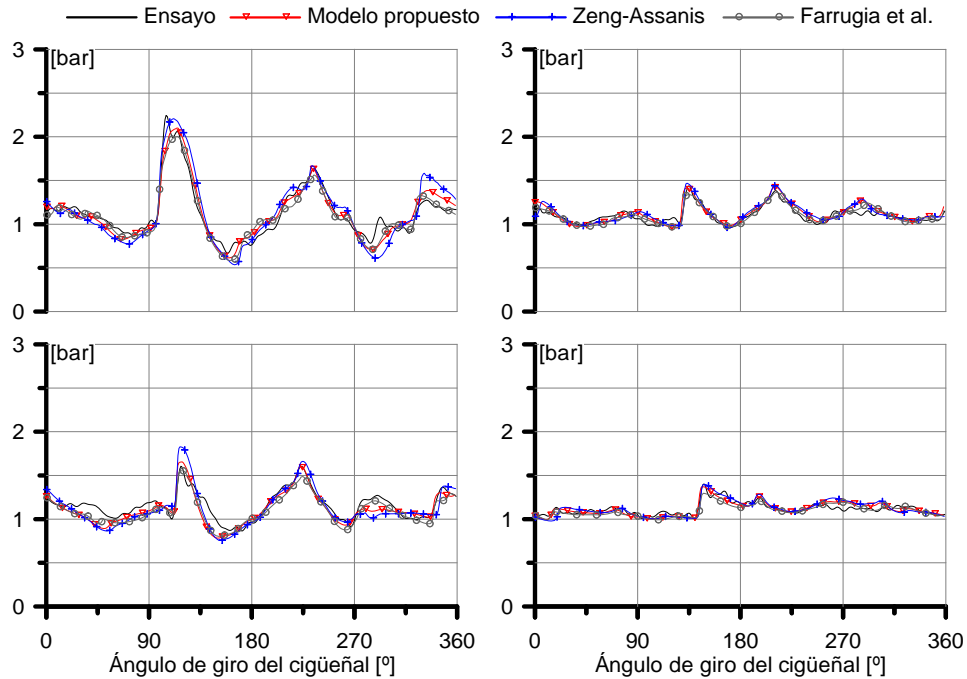


Figura 5.11: Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 9500 rpm. Captador #1: Superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha.

entre el escape recto y el original del motor no es significativa al observar el estudio paramétrico presentado en la figura 5.7. En esta figura se detecta poca variación en el coeficiente de determinación múltiple al modificar el parámetro  $C_1$  y, si bien el óptimo se encontraba en 1.5, resultados similares se obtienen para 1.2. Por otro lado, el valor de las constantes del modelo de Zeng y Assanis son  $C_2 = 2$  y  $b = 0.8$ , que coinciden con los valores obtenidos usando el escape recto. Los valores de las constantes usando el modelo propuesto son  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$ , que también mantienen el mismo valor que fue obtenido usando el tubo recto.

En la figura 5.12 se muestra la evolución instantánea del coeficiente mayorador y del calor transmitido en el captador #1 a 9500 rpm.

En esta figura se puede apreciar que el coeficiente mayorador del modelo propuesto por Farrugia permanece constante durante todo el ciclo. Por otro lado, los coeficientes mayoradores del modelo propuesto en este trabajo y el propuesto por Zeng y Assanis muestran una variación temporal, que dependen

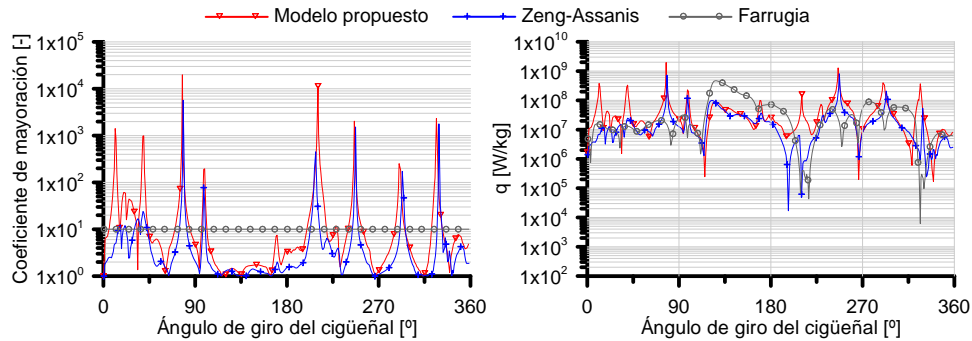


Figura 5.12: Modelado de la transmisión de calor no estacionaria del sistema de escape en el captador #1 a 9500 rpm.

de las variaciones de la velocidad. También, se puede observar que el coeficiente mayorador del modelo propuesto está, por lo general, por encima del modelo de Zeng y Assanis. Así pues, esto se traslada a la gráfica derecha, que muestra el flujo de calor. Puede intuirse que el modelo que más transmite calor es el propuesto por Farrugia, como se observa en la zona previa al *PMI*. Asimismo, el modelo propuesto en este trabajo transmite más que el propuesto por Zeng y Assanis, como posteriormente se cuantificará. Un análisis espacial del calor transmitido en los diferentes captadores a 9500 rpm se muestra en la tabla 5.5.

Tabla 5.5: Calor transmitido por el escape [W].

	Captador#1	Captador#2	Captador#3	Captador#4
Zeng y Assanis	299(45 %)	288(43 %)	44(7 %)	28(5 %)
Farrugia et al.	414(67 %)	177(29 %)	17(3 %)	9(1 %)
Modelo propuesto	352(55 %)	241(37 %)	36(6 %)	14(2 %)

En la tabla 5.5 se puede observar la distribución espacial del calor transmitido a las paredes. El modelo de Zeng y Assanis transmite la mayor parte de calor y prácticamente el mismo en los dos primeros captadores, que se recuerda que estaban ubicados en el primer tercio del sistema de escape. El modelo de Farrugia transmite calor también de forma importante en los captadores #1 y #2, pero lo hace de una forma más acentuada en el captador #1. El modelo propuesto en esta tesis también transmite la mayor parte del calor en los dos primeros captadores, en una proporción intermedia entre los otros dos modelos.

Por otra parte, en la figura 5.13 se observa la evolución de la presión a 11500 rpm.

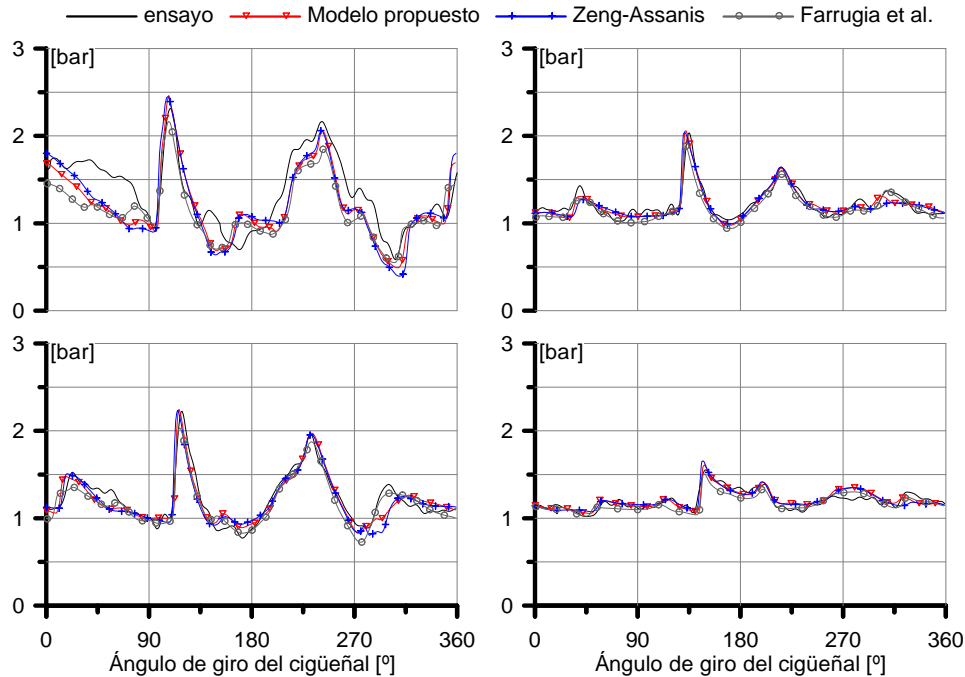


Figura 5.13: Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 11500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha.

En esta figura se detecta que la señal registrada con el captador #1 muestra importantes diferencias con cualquiera de los modelos. No obstante, cabe destacarse que la comparación de la presión instantánea en los captadores #2, #3 y #4 presentan un buen ajuste. Esta circunstancia puede explicarse por el hecho de que el captador #1 está muy próximo al cilindro donde el patrón del flujo es altamente tridimensional y el modelo no sea capaz de capturar estos fenómenos. También, se puede observar que el pulso del escape espontáneo que predice el modelo de Farrugia tienen una menor amplitud frente al obtenido con los otros modelos, que se asemejan más al registrado en el ensayo. Esto se ve de forma más acentuada en el captador #4, donde el valor promedio de la presión es inferior en referencia al ensayo. Esto se detectará de forma más visible cuando más adelante se comparen los coeficientes del barrido. Para obtener los resultados que se muestran en la gráfica 5.13, los valores de las constantes del modelo propuesto por Farrugia son  $C_1 = 1.0$  y  $d = 0.25$ . La

constante  $C_1$  es necesario que sea menor, en comparación con el valor obtenido con el escape recto, para lograr tener el pulso de presión reflejado en fase con el ensayo. De esta forma se reduce el efecto de la longitud de entrada con esta condición de operación. Por otra parte, con el modelo de Zeng y Assanis la constantes usadas fueron  $C_2 = 2.4$  y  $b = 0.8$ , para obtener los pulsos en fase. Por último, los valores de las constantes del modelo propuesto son  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$  que son los mismos que los obtenidos en el ajuste experimental del modelo con el tubo recto.

En la figura 5.14 se muestran los resultados obtenidos a 12500 rpm en los cuatro captadores.

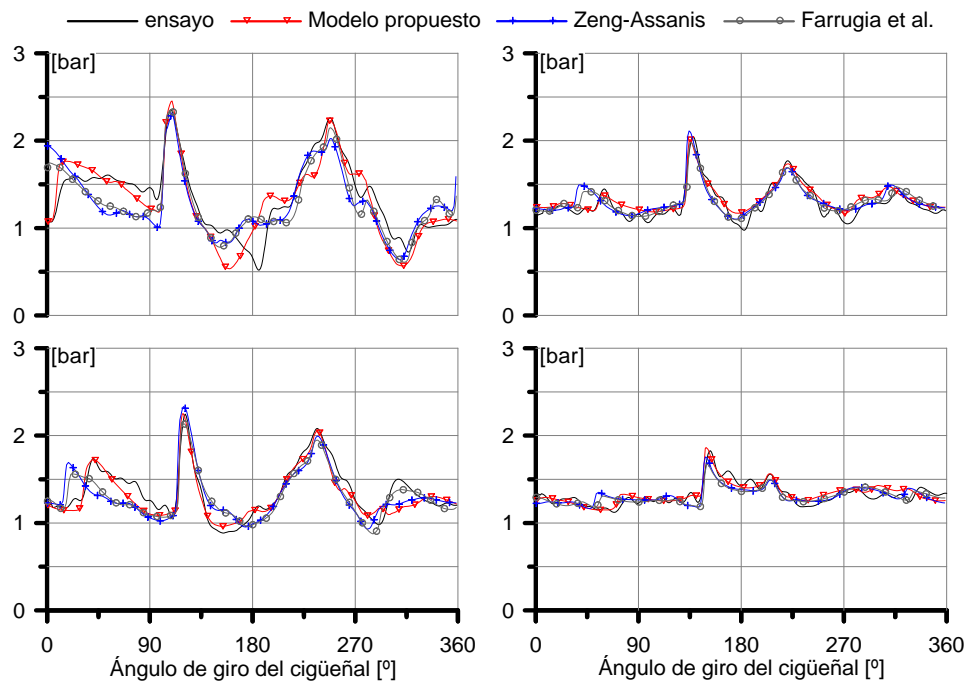


Figura 5.14: Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 12500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha.

Observando los resultados en el captador #1 se vuelve a confirmar las discrepancias entre la medida y las predicciones de los diferentes modelos como ya sucedía en el régimen de giro anterior. Los resultados en el resto de captadores presentan muy buen grado de acuerdo. Los valores de las constantes que se introdujeron para obtener los pulsos de presión en fase con el ensayo,

usando el modelo de Farrugia son  $C_1 = 0.9$  y  $d = 0.25$ . Asimismo, el valor de las constantes del modelo de Zeng y Assanis son  $C_2 = 1.5$  y  $b = 0.8$ . Y por último, el valor de las constantes con el modelo propuesto, una vez más, son  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$ . Cabe mencionar que el punto de operación de 12500 rpm es el óptimo del motor con el cual se obtienen las mejores prestaciones. En estas condiciones de funcionamiento, además de los pulsos del escape espontáneo y las reflexiones en cono y contracono, se detectan fácilmente pulsos de presión cuando la lumbrera se encuentra cerrada (alrededor de  $45^\circ$  de ángulo de giro de cigüeñal). Es importante destacar que el modelo propuesto reproduce con mucha precisión la aparición de este pulso en los cuatro captadores.

Finalmente, en la figura 5.15 se muestran los resultados obtenidos a 13500 rpm.

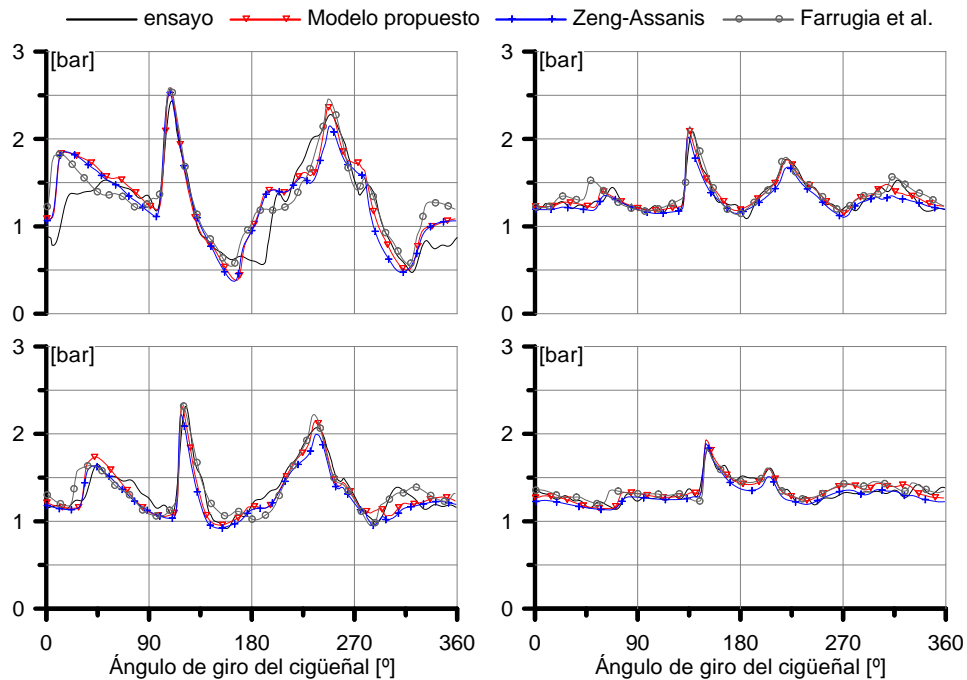


Figura 5.15: Evolución de la presión instantánea en el sistema de escape medida y modelada a 13500 rpm. Captador #1: superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: superior-derecha; captador #4: inferior-derecha.

En esta gráfica se muestran los resultados obtenidos en el punto de operación con el máximo régimen de giro experimentado. El valor de las constantes del modelo propuesto por Farrugia son  $C_1 = 1.4$  y  $d = 0.25$ . Por



otra parte, el valor de las constantes obtenidas con el modelo de Zeng y Assanis son  $C_2 = 1.4$  y  $b = 0.8$ . Por último, los valores de las constantes obtenidas usando el modelo propuesto se mantienen fijas frente a las condiciones de operación y son  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$ .

Por otra parte, para analizar los pulsos de presión de escape obtenidos en los cuatro puntos de medida, en la figura 5.16 se muestran las evoluciones instantáneas de las ondas de presión progresiva y regresiva que componen la presión total en diversos puntos del escape a 12500 rpm con el modelo propuesto.

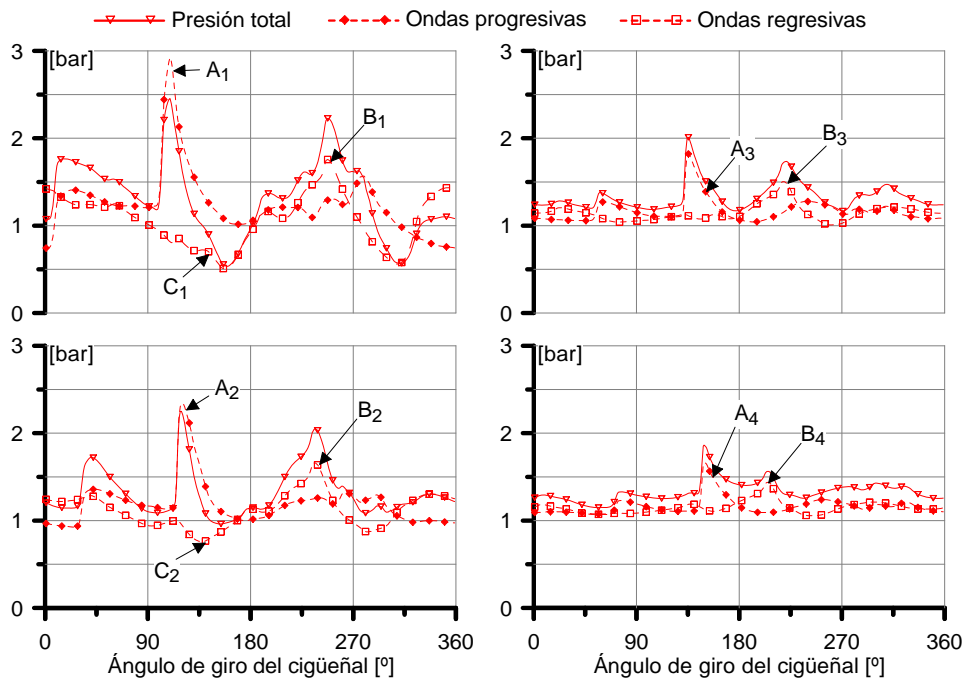


Figura 5.16: Análisis de las ondas de presión existentes en el sistema de escape.

En esta figura se muestran las ondas progresivas en los cuatro captadores que fue instrumentado el sistema de escape, donde el subíndice indica la posición del captador de presión. Asimismo, el pulso incidente está señalado con la letra  $A$  que se genera por la salida espontánea a la apertura de la lumbrera de escape, donde la onda de presión progresiva  $A_1$  se manifiesta en el cono del escape generando una onda de depresión  $C_1$ . Además, la onda de presión progresiva del captador #1 se manifiesta en el captador #2 como  $A_2$ , que genera una ligera onda de rarefacción  $C_2$  originada por su paso por

el cono del escape. La onda de presión progresiva continua a lo largo del tubo en el tercer tercio del cono en  $A_3$ . En el captador #3, por encontrarse al final del cono, no detecta ninguna onda de rarefacción. Asimismo, el pulso incidente continua en  $A_4$  en el captador #4 que está entre el cono y contracono, que genera una onda de sobrepresión regresiva  $B_4$  al hacerse presente en el contracono del sistema de escape. Este pulso de sobrepresión viaja hacia el cilindro en los sucesivos captadores #3, #2 y #1, como se denotan en la figura con  $B_3$ ,  $B_2$  y  $B_1$ , respectivamente.

Para analizar los pulsos de presión de escape obtenidos con los diferentes modelos que se han expuesto, en la figura 5.17 se muestra la evolución de las ondas de presión progresivas y regresivas en los cuatro captadores a 12500 rpm.

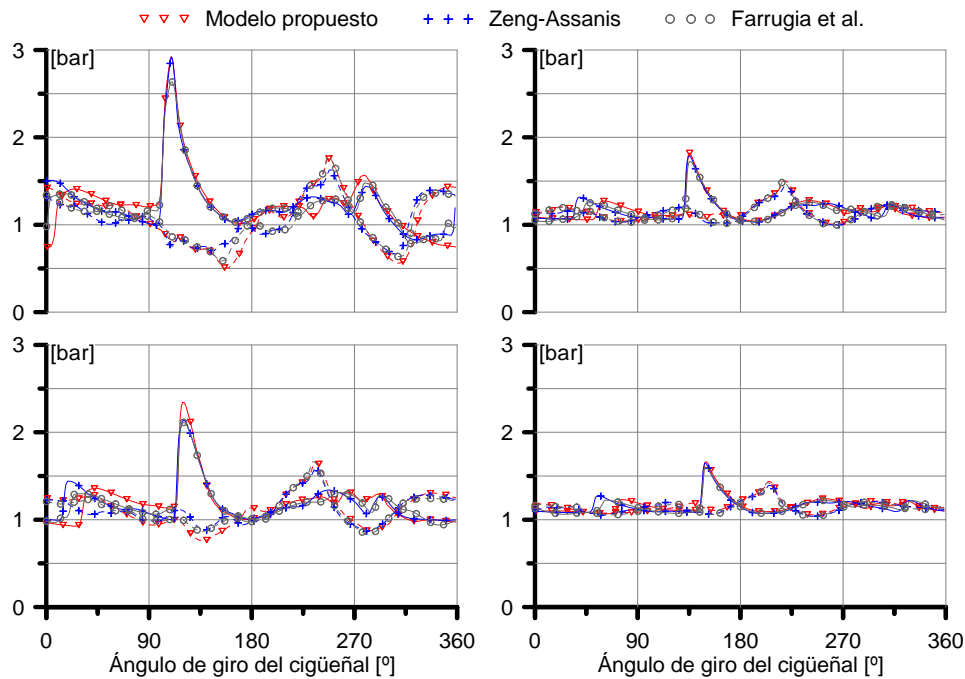


Figura 5.17: Evolución instantánea de la presión progresiva: línea continua; y la presión regresiva: línea discontinua. Usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios a 12500 rpm. Captador #1: gráfica superior-izquierda; captador #2: gráfica inferior-izquierda; captador #3: gráfica superior-derecha; y captador #4: gráfica inferior-derecha.

En esta figura se observa la descomposición de los pulsos de presión que corresponden a los mostrados en la figura 5.14. Se detectan mayores diferencias en los pulsos a medida que el captador está más cerca del cilindro. La principal

diferencia que se detecta en el captador #4 es el pulso que se manifiesta entre el ángulo de  $45^\circ$  y  $90^\circ$  *DPMS*. Este mismo fenómeno se traduce en los otros captadores. Asimismo, se puede observar diferencias en las ondas de presión progresiva y regresiva en los captadores #1, #2 y #3. Por último, se pueden ver importantes diferencias en las ondas de depresión que se genera en el cono en los captadores #1 y #2.

Como se ha mostrado en párrafos anteriores, usar diferentes modelos de transmisión de calor afecta a la evolución de la presión instantánea, si bien no parece haber diferencias significativas al visualizarlas en el dominio angular. Los pulsos de la presión de escape configuran los gastos instantáneos en las lumbreras de transferencia y escape, y estos a su vez la evolución de la masa en el cilindro. A continuación se mostrarán los resultados en cuanto a masa atrapada y gastos máxicos en las lumbreras. En la figura 5.18 se muestra la evolución instantánea de estas variables a 9500 y 11500 *rpm*, que corresponden con los resultados obtenidos en las figuras 5.11 y 5.13.

A la hora de presentar los gastos máxicos en las lumbreras se ha seguido el criterio de indicar con un valor negativo cuando es entrante al cilindro y positivo cuando sale de él. Estos mismos resultados se muestran para las condiciones de operación de 12500 y 13500 *rpm* en la figura 5.19.

En las figuras 5.18 y 5.19 se muestran ligeras diferencias en la evolución del gasto máxico en la lumbrera de transferencia. No obstante, se detectan mayores diferencias en la evolución del gasto máxico entre el periodo que comprende desde el PMI hasta el cierre de la lumbrera de escape ( $277^\circ$ ), que es donde se manifiesta el pulso reflejado por el contracono, que a su vez está definido por la geometría del sistema de escape y la transmisión de calor, siendo la primera constante en todos los casos. Por tanto, la evolución del gasto máxico en la lumbrera de escape, infiere cambios en la evolución de la masa atrapada, como se observa en estas figuras, así mismo esto provoca capturar diferente masa atrapada en el cilindro.

También, en la figura 5.20 se muestra con una escala angular ampliada la presión de escape, el gasto máxico en la lumbrera de admisión, lumbrera de escape y presión en el cilindro a 11500 *rpm*.

En esta figura se muestran ligeras diferencias en la presión de escape y gasto máxico en la lumbrera de admisión, no obstante, se observan mayores diferencias en la evolución del gasto máxico en la lumbrera de escape y en la presión en el interior del cilindro.

Por otra parte, los coeficientes de barrido se usan para evaluar la termofluidodinámica interna del motor a partir de un balance máxico en el

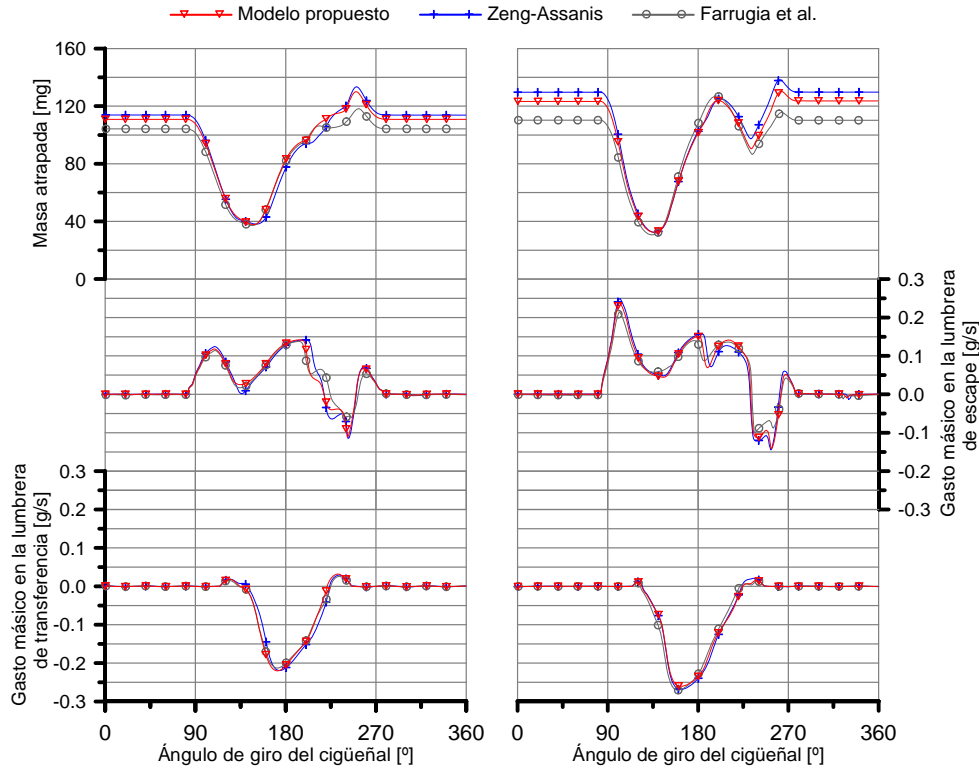


Figura 5.18: Evolución instantánea usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios. Gasto másico en la lumbrera de transferencia: abajo; gasto másico en la lumbrera de escape: en medio; masa en el cilindro: arriba; a 9500 rpm: izquierda; a 11500 rpm: derecha.

cilindro [1, 39]. En la figura 5.21 se hace una representación gráfica del balance másico en el interior del cilindro, mediante un diagrama del proceso de barrido de igual forma a como se presentó en la figura 3.2. Esta información proviene de las simulaciones del modelo 1D del motor que se mostraron en las figuras 5.11 y 5.13.

En esta figura se observa poca diferencia entre los modelos expuestos a 9500 y 11500 rpm en la masa suministrada. No obstante, existen diferencias en la masa atrapada entre el modelo de Farrugia frente a los otros modelos. Esto es debido a que la masa de cortocircuito es diferente.

La masa suministrada se ha calculado a partir de la integral del gasto másico instantáneo que se muestra en la figura 5.18 a 9500 y 11500 rpm. La masa atrapada (o de carga) proviene también del modelo de acción de ondas

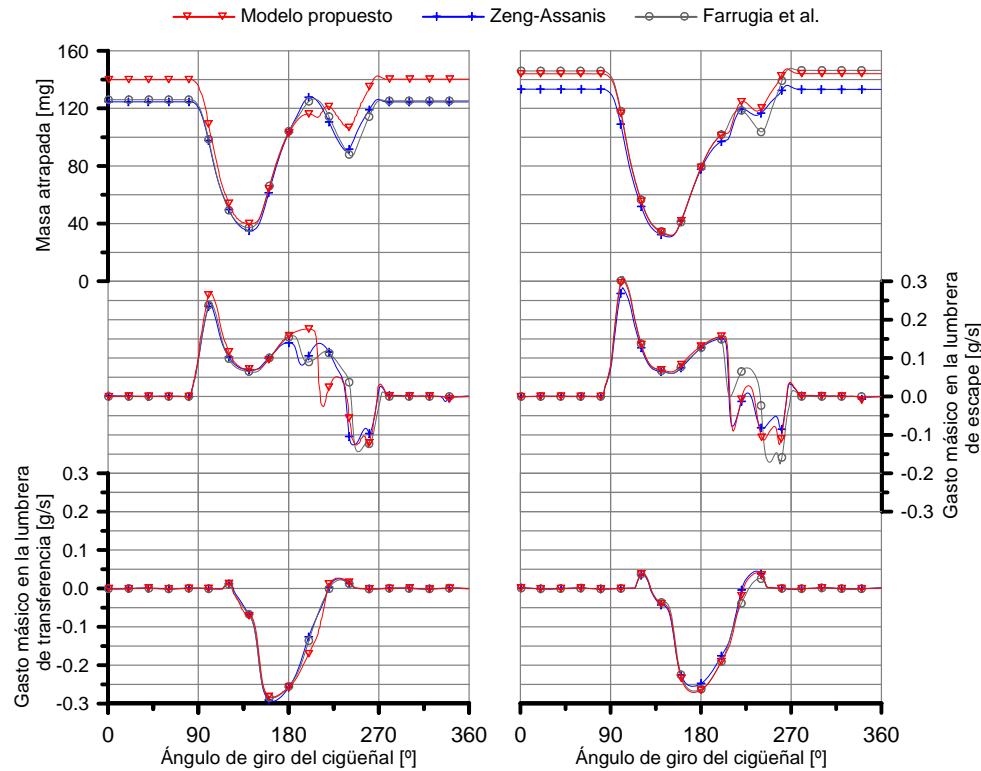


Figura 5.19: *Evolución instantánea usando los modelos de transmisión de calor no estacionarios. Gasto másico en la lumbrera de transferencia: abajo; gasto másico en la lumbrera de escape: en medio; masa en el cilindro: arriba; a 12500 rpm: izquierda; a 13500 rpm: derecha*

que considera los fenómenos ondulatorios en la admisión y el escape. Asimismo, para obtener la masa de residuales se ha usado el modelo explicado en detalle en el apartado 3.5.5.2. La masa retenida es la sustracción entre la masa de atrapada y la masa de residuales. La masa de cortocircuito es la diferencia entre la masa suministrada y la masa retenida.

El modelo de Farrugia tiene mayor masa cortocircuitada frente al modelo propuesto y el modelo de Zeng y Assanis. Esto se debe a la forma en que evoluciona el gasto másico de escape entre el intervalo de  $180^\circ$  a  $270^\circ$  como se mostró en la figura 5.18. Allí se observa que el modelo de Farrugia no introduce masa al interior del cilindro debido a que el pulso del contracono no se manifiesta como lo hacen los otros dos modelos.

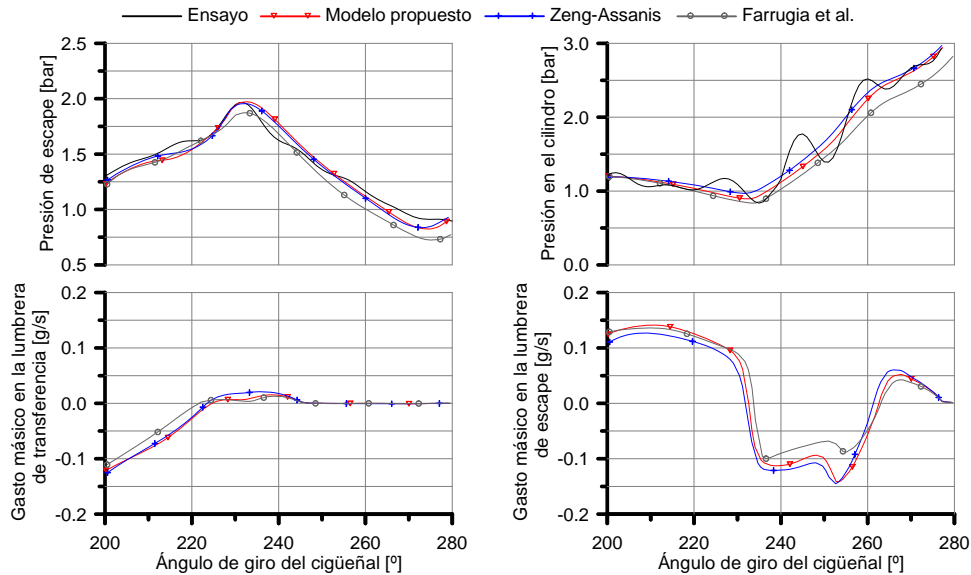


Figura 5.20: Evolución instantánea de las variables termofluidodinámicas, usando una escala amplificada que corresponden a los resultados que fueron mostrados en las figuras 5.13 y 5.18 a 11500 rpm.

En la figura 5.22, en la gráfica inferior se muestra la representación gráfica del proceso de barrido a 12500 rpm, donde se observan diferencias mayores en la masa suministrada que predice el modelo propuesto respecto a los otros dos modelos. Esta diferencia en la masa suministrada se traslada a la masa de carga porque no hay cambios significativos ni en la masa cortocircuitada ni en la de residuales. Este aumento de la masa suministrada ya se observaba en el gasto por las lumbreras de transferencia representado en la figura 5.19, donde el modelo propuesto introduce mayor masa al cilindro entre el intervalo de  $180^\circ$  y  $225^\circ$ . Esto es debido a que la onda de depresión, que se mostró en la figura 5.17, y que se genera en el cono, logra succionar mayor cantidad de masa del cilindro, como así se pone de manifiesto en el gasto por la lumbrera de escape.

Finalmente, en la misma figura 5.22 se imprimen resultados a 13500 rpm que ponen de manifiesto la evolución de la masa durante el proceso de barrido. Al comparar con el ensayo, la masa suministrada obtenida en el modelo propuesto tiene mejor exactitud frente a los modelos de Farrugia y Zeng y Assanis, con diferencias de 0.95 %, 2.68 % y -7.93 % respectivamente. La diferencia en la masa suministrada entre el modelo de Zeng y Assanis frente a

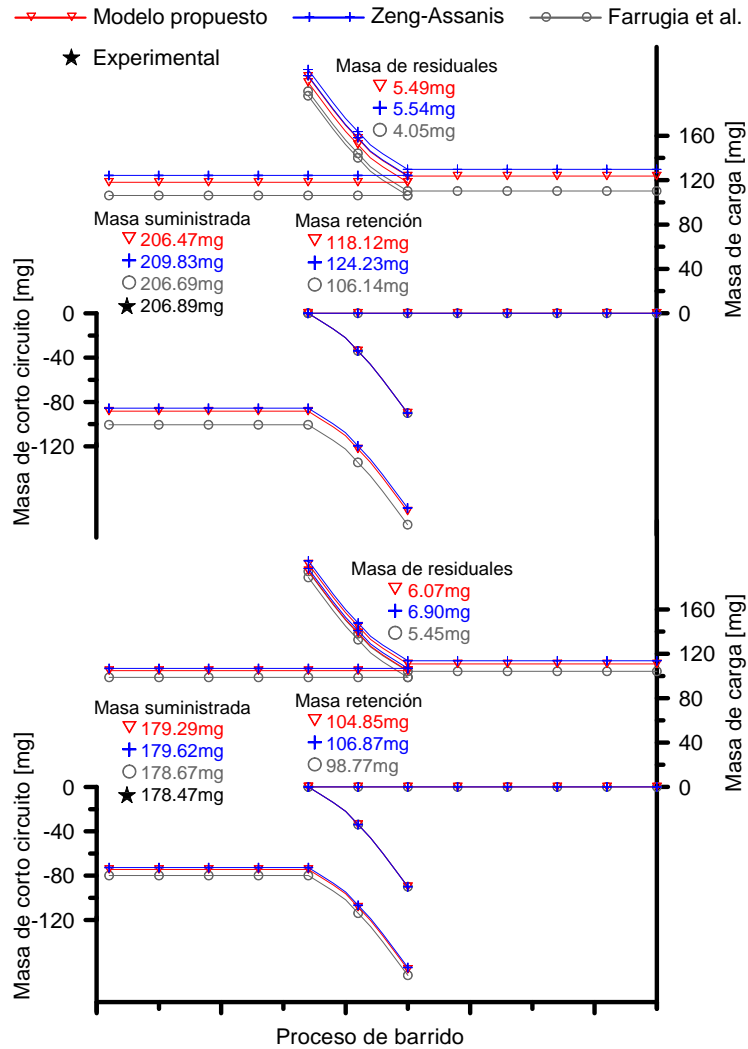


Figura 5.21: Representación esquemática del proceso de barrido. 9500: abajo; 11500: arriba

los otros dos modelos se debe a que el modelo de Zeng y Assanis no introduce de igual forma la masa por la lumbrera de transferencia al interior del cilindro entre el intervalo de 158° y 210°.

En la figura 5.23 se muestra el coeficiente de admisión experimental obtenido a partir del gasto másico medio registrado en banco motor, frente a los resultados obtenidos con los modelos expuestos. En esta figura se puede

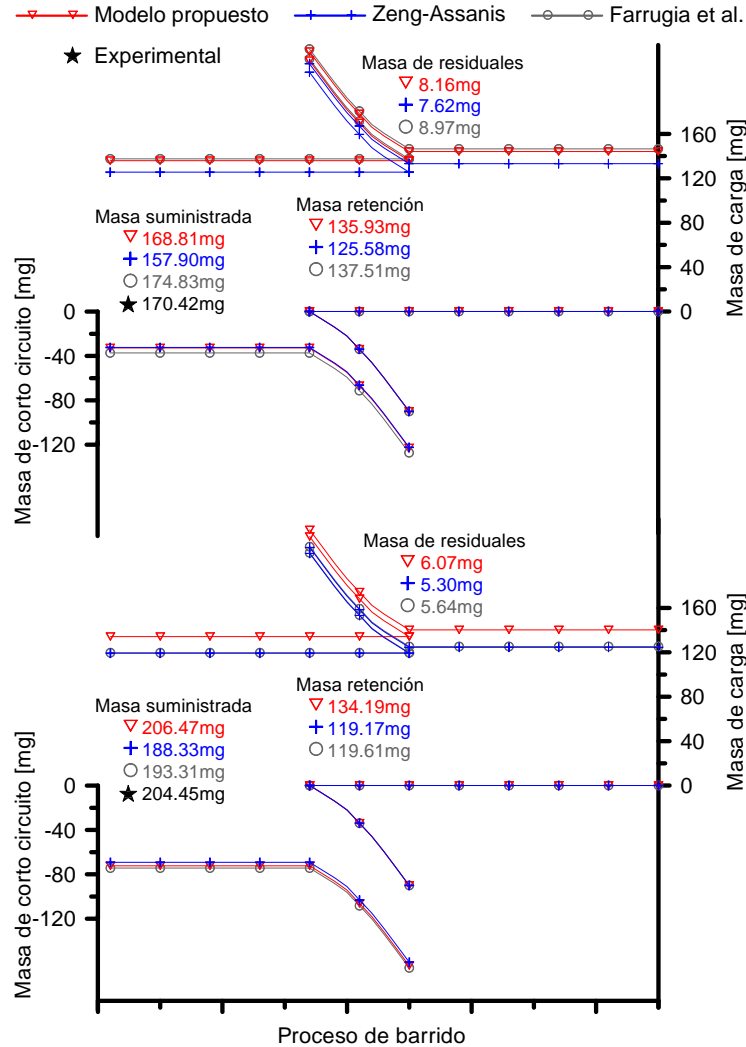


Figura 5.22: Representación esquemática del proceso de barrido. 12500: abajo; 13500: arriba

apreciar diferencias entre los tres modelos analizados en este trabajo. Por una parte, se muestra un importante ajuste en la reproducción del coeficiente de admisión con el modelo propuesto en el presente trabajo donde las diferencias no exceden el 2%. Se obtienen diferencias máximas, de hasta 9%, cuando se compara el coeficiente de admisión experimental frente a los modelos de Farrugia y Zeng y Assanis. La gráfica derecha de la figura 5.23 representa la



$p_{me}$  obtenida experimentalmente a plena carga, frente a la obtenida con los modelos que se exponen. Las diferencias que existen se deben principalmente a las diferentes masas atrapadas en los diferentes casos.

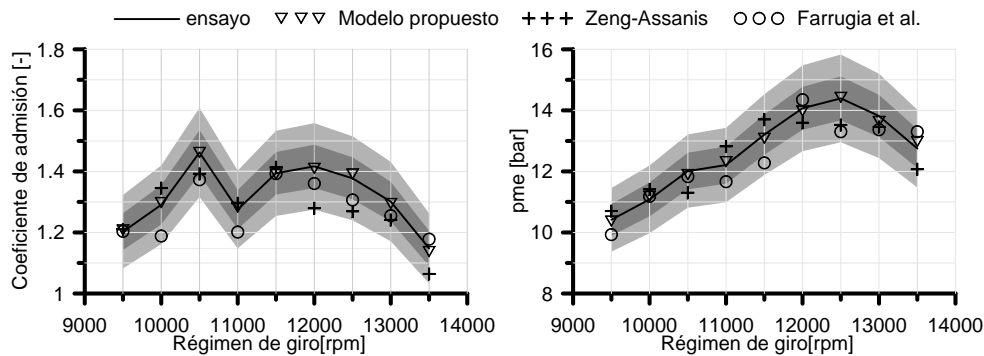


Figura 5.23: Evaluación experimental del coeficiente de admisión y  $p_{me}$  medidos y calculados con los tres modelos de transmisión de calor. Zona gris oscura:  $\pm 5\%$ ; zona gris clara:  $\pm 10\%$ .

Por otra parte, así como se ha evaluado el funcionamiento de la bomba de barrido a través del coeficiente de admisión, también es importante evaluar por medio de otros coeficientes de barrido, los fenómenos ondulatorios que afectan al cortocircuito, la masa de residuales, y la relación entre ellos. En la figura 5.24 se muestran los coeficientes de barrido obtenidos a partir de información que proviene de las simulaciones 1D del motor. En esta figura se muestran los coeficientes de barrido obtenidos mediante las ecuaciones 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6, para condiciones de operación experimentadas desde 9500 rpm a 13500 rpm.

El rendimiento de la retención evalúa la masa cortocircuitada. Este coeficiente relaciona la masa retenida con la masa suministrada mediante la ecuación 3.4. La configuración del pulso reflejado, que proviene del contracono del sistema de escape, tiene influencia en la cantidad másica cortocircuitada, y es conveniente que este pulso esté ajustado para que se manifieste en la lumbrera de escape, al cierre de esta. De esta forma, este pulso reintroduce parte de la masa cortocircuitada que ha salido de cilindro durante el proceso de barrido. En la figura 5.24 se muestran las diferencias entre los modelos expuestos. Estas diferencias se deben a las diferentes masas cortocircuitadas calculadas, producto de la configuración que tienen los pulsos reflejados, como consecuencia de las diferentes formas de transmisión de calor que se tiene con los modelos evaluados. Se obtienen diferencias en el rendimiento de la retención

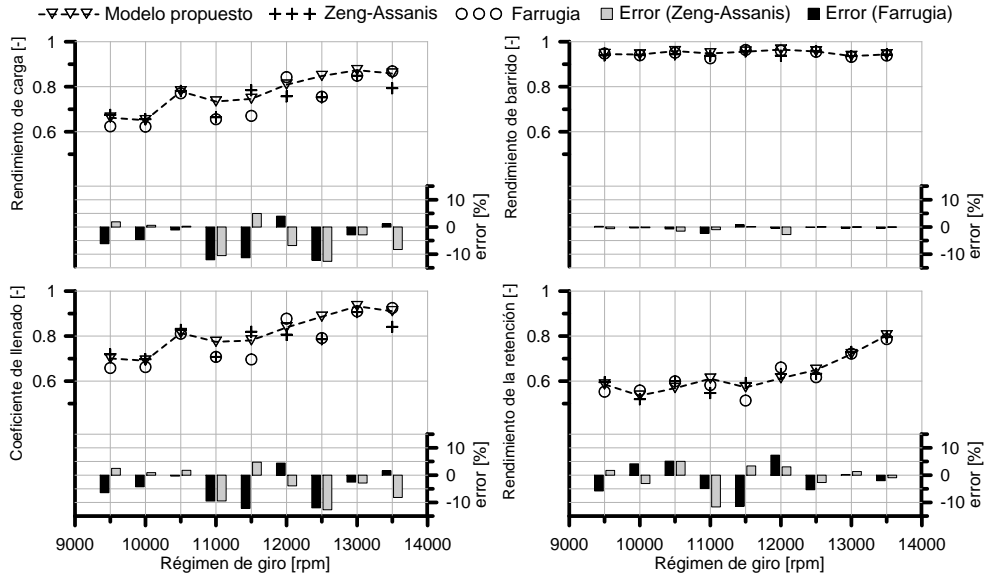


Figura 5.24: Evaluación de los modelos de transmisión de calor no estacionarios mediante coeficientes de rendimiento.

de hasta un 11% cuando se compara con el modelo propuesto. También, las diferencias en el rendimiento de la retención se deben a las diferencias que existen en la masa suministrada.

Por otra parte, a 9500 rpm, el rendimiento de la retención obtenido con el modelo de Farrugia es inferior frente al estimado con el modelo introducido en la sección 5.4. Esto se debe a que cuando se usa el modelo de Farrugia se obtiene más masa cortocircuitada, debido a las características de desfase y amplitud del pulso de presión de escape reflejado, como se observaba en las figuras 5.11 y 5.17. El diagrama del proceso de barrido de la figura 5.21 a 9500 rpm muestra que cuando se usa el modelo de Farrugia se captura un 6.2% menos de masa de retención, frente a la obtenida con el modelo propuesto. No obstante, la masa suministrada son casi iguales y el cortocircuito es mayor. Por otra parte, el rendimiento de la retención obtenido con el modelo de Zeng y Assanis frente al modelo propuesto son muy parecidos, como también se mostraba en el diagrama de flujo másico a 9500 rpm en la figura 5.21.

Por otra parte a 11500 rpm, el modelo propuesto por Farrugia tiene menor rendimiento de retención frente al modelo propuesto. Esto se debe, como se indicaba en la figura 5.21, a que la masa de retención obtenida con el modelo de Farrugia es más baja frente al modelo propuesto. No obstante, la

masa suministrada es prácticamente la misma, lo cual indica que la masa cortocircuitada obtenida con el modelo de Farrugia es mayor frente a la obtenida con el modelo propuesto. Esto justifica que el modelo de Farrugia tenga menor rendimiento de retención obteniendo una diferencia de -10% cuando se compara con el modelo propuesto. Por otra parte, cuando usa el modelo de Zeng y Assanis se captura un 5% más de masa de retención y 1.6% más de masa suministrada, lo cual indica que tiene un 3.1% menos de masa cortocircuitada, como se mostraba en la figura 5.21. Estos resultados proporcionan rendimientos de la retención similares en estos casos. No obstante, cabe mencionar que la masa suministrada obtenida con el modelo de Zeng y Assanis, al ser mayor, proporciona un coeficiente de admisión mayor al obtenido experimentalmente como se mostraba en la figura 5.23 a 11500 rpm con valores cercanos al 1.4%.

Por otra parte, a 12500 rpm, los rendimientos de la retención cuando se usan los modelos de Farrugia y Zeng y Assanis frente al modelo propuesto tienen unas diferencias de -5% y -3% respectivamente, como se observa en la figura 5.24. Esto se debe en parte, como se mostraba en la figura 5.22 a 12500 rpm, a que la masa de retención obtenida con el modelo de Farrugia y el modelo de Zeng y Assanis son inferiores un 12%, y las masas suministradas también son menores un 6.8% y 9.6% respectivamente. Estas diferencias también se trasladan al coeficiente de admisión que son del 5% y 8% respectivamente, frente a la información experimental o el modelo propuesto.

Por otra parte, a 13500 rpm, el rendimiento de la retención es muy similar al obtenido con el modelo propuesto. Esto se debe a que la relación entre la masa de retención y la masa suministrada es similar a la relación obtenida con el modelo propuesto. Asimismo, cabe señalar nuevamente que la masa suministrada está relacionada con el coeficiente de admisión, como se observa en la figura 5.23 a 13500 rpm, que también se encuentra por arriba un 2.6% frente a la información experimental y a la obtenida con el modelo propuesto. Igualmente, cuando se usa el modelo de Zeng y Assanis, el rendimiento de la retención es similar al obtenido con el modelo propuesto. Esto se debe, nuevamente a que la relación masa de retención y masa suministrada es parecida a la obtenida con el modelo propuesto. No obstante la cantidad de masa de retención y suministradas obtenidas con el modelo de Zeng y Assanis son inferiores a la obtenida con el modelo propuesto. De esta forma el coeficiente de admisión obtenida con el modelo de Zeng y Assanis se encuentra también por debajo 6.46% frente al modelo propuesto.

Por otra parte, el rendimiento de la carga es la relación entre la masa de retención y una masa de referencia obtenida bajo condiciones de presión y

temperatura ambiente. Este coeficiente se estima mediante la ecuación 3.3 y evalúa también a la masa cortocircuitada desde el punto de vista de condiciones de referencia. Dicho de esta forma parecería que la tendencia del rendimiento de la carga es similar a la obtenida con el rendimiento de retención. No obstante, el rendimiento de la bomba de barrido evaluado a través del coeficiente de admisión imprime cambios nada despreciables.

A 9500 rpm, por otra parte, el rendimiento de la carga cuando se comparan los resultados obtenidos con el modelo de Farrugia frente al modelo propuesto existe una diferencia de 5.78 % menor. Esto se debe, pese a que la masa suministrada es casi la misma, a que la masa de retención es inferior en igual proporción porcentual. Por otra parte, cuando se compara el modelo de Zeng y Assanis con el modelo propuesto las diferencias en el rendimiento de la carga son del 2 %. Esto se debe a que la masa suministrada, masa de cortocircuito y masa de retención son muy parecidas en ambos casos.

Por otra parte, a 11500 rpm, el rendimiento de la carga cuando se usa el modelo propuesto por Farrugia tiene una diferencia de -10.13 % frente al modelo propuesto. Esto se debe a que el rendimiento de la retención es menor por tener más cortocircuito para una similar masa suministrada, como se mostraba en la figura 5.21 a 11500 rpm. Por otra parte, cuando se compara el modelo de Zeng y Assanis frente al modelo propuesto se tiene una diferencia de 5.17 % que se deben a las diferencias principalmente de masa de retención, al coeficiente de admisión y a la masa atrapada, como se ilustró en las gráficas 5.21, 5.23 y 5.18 respectivamente.

Por otra parte, a 12500 rpm el rendimiento de la carga cuando se usa el modelo de Farrugia y el modelo de Zeng y Assanis manifiesta diferencias importantes por arriba del 10 % que se deben a las diferencias en la masa suministrada y masa de retención por el cortocircuito que aparece, tal y como se observaba en las gráficas 5.22 y 5.23.

A 13500 rpm, el rendimiento de la carga cuando se usa el modelo de Farrugia tiene una diferencia del 1.16 % cuando se compara con el modelo propuesto. Esto es así pese a que la masa suministrada tiene una diferencia del 7.5 % cuando se compara con la información experimental por medio del gasto másico, como se mostraba respectivamente en las gráficas 5.22, 5.23. Además, el rendimiento de la carga estimado con el modelo de Zeng y Assanis frente al modelo propuesto, tienen una diferencia de -7.61 %. Sin embargo, la cantidad de masa cortocircuitada es muy parecida, pero el coeficiente de admisión es inferior en la misma proporción.

Por otra parte, el rendimiento del barrido es la relación entre la masa de retención y la masa de carga. Es calculada mediante la ecuación 3.5, que

evalúa la masa de residuales que permanecen en el interior del cilindro. El proceso de barrido se experimenta durante el periodo de renovación de la carga a la apertura de la lumbrera de escape, donde se hace presente el escape espontáneo y se evacua parte de los gases quemados. Además, la mezcla fresca que proviene del cárter empuja otra parte de los gases residuales que aún no han sido evacuados. Finalmente, el pulso de depresión generado en el cono divergente del sistema de escape, contribuye a expulsar en gran parte del resto de gases de escape. De esta forma, es posible obtener importantes rendimientos de barrido, como se muestra en la figura 5.24. El hecho de tener elevados valores de rendimientos de barrido, en todas las condiciones de operación, se debe a que la masa de residuales que se tiene en el interior del cilindro una vez concluye el proceso de renovación de la carga es muy pequeña. La diferencia porcentual más acentuada es del 2.5 % con los diferentes modelos que se están evaluando.

Finalmente, el parámetro adimensional del coeficiente de llenado, es la relación de la masa total atrapada en el interior del cilindro y la masa de referencia, que es obtenida mediante la expresión 3.6. Este coeficiente evalúa tanto el barrido, como la renovación de la carga, frente a condiciones de referencia. La tendencia de este coeficiente es la misma que la obtenida en el rendimiento de la carga. Esto se debe, a que ambos parámetros han sido calculados con una misma condición de referencia, y además, la masa de residuales es muy baja frente a la masa de carga. Así pues, las diferencias porcentuales son de hasta 11.25 % entre los modelos que se están evaluando.

## 5.7. Conclusiones

Se ha caracterizado la transmisión de calor en sistemas de escapes en motores de dos tiempos de altas prestaciones. De esta forma se ha profundizado en el conocimiento de los fenómenos termofluidodinámicos que se experimentan en el interior del sistema de escape. Para ello, por un lado se ha hecho una revisión bibliográfica de los modelos de transmisión de calor que son del tipo  $Nu = f(Re, Pr)$ , y por otro lado, se han descrito los coeficientes de mayoración para la transmisión de calor que toman en cuenta los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo.

Se ha introducido un nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape basado en la expresión:  $Nu_{\Upsilon} = Nu_{Dittus-Boelter} (1 + 7\Upsilon)^{0.8}$ , donde  $\Upsilon$  es una variable adimensional que toma en cuenta los efectos de entrada del flujo ( $D/x$ ), y las variaciones de la velocidad ( $dc/dt$ ) y se define como:

$$\Upsilon = \frac{D^2}{xc^2} \frac{dc}{dt} \quad (5.56)$$

El modelo propuesto se ha evaluado frente a los modelos encontrados en la revisión bibliográfica. Todos ellos se han ajustado previamente con información que proviene del banco motor. Para ello, se han llevado a cabo ensayos con un sistema de escape recto, con el objetivo de reducir la incertidumbre que genera la compleja geometría del escape motor. Para el ajuste de los modelos se ha hecho un estudio paramétrico y se han caracterizado las constantes que definen a los modelos y se han evaluado de forma experimental por medio de la evolución instantánea presión de escape. Se ha demostrado que las características de la fase y amplitud de los pulsos de presión tienen gran influencia en la evolución instantánea del gasto másico por las lumbreras y la masa atrapada. Esto se debe a la influencia que tiene el pulso que proviene del contracono en los instantes previos al cierre del escape, donde la física de la transmisión de calor a lo largo del tubo de escape influye de forma importante.

También se han evaluado los modelos de transmisión de calor expuestos por medio del coeficiente de admisión experimental. Se detecta un importante ajuste en el modelo de transmisión de calor propuesto en la presente tesis. Además, se han evaluado los modelos de transmisión de calor por medio de los coeficientes de barrido, donde fueron detectadas importantes diferencias, debidas a la influencia de la presión de escape en el proceso de barrido. De esta forma se ha hecho un análisis en profundidad del proceso de barrido con los diferentes modelos expuestos. Se han detectado importantes diferencias en la masa suministrada, masa de cortocircuito, masa de retención, masa de residuales y masa de carga. Estas diferencias se deben en gran parte a las características de la presión de escape, y por ende, a la forma en como se lleva a cabo de transmisión de calor a lo largo del tubo de escape. Así pues se ha caracterizado el proceso de barrido del motor de dos tiempos de altas prestaciones.

En resumen, en las gráficas 5.23 y 5.24 fueron evaluados los efectos de la longitud de entrada y la variación de la velocidad no estacionaria del flujo en diferentes modelos de transmisión de calor, obteniendo importantes resultados cuando ambos efectos son tomados en cuenta. Esto se debe, por una parte, a que el deterioro de la turbulencia se experimenta a lo largo del sistema de escape, y por otra parte, se debe a que las fluctuaciones del flujo y las variaciones de la velocidad son variables con importante efecto en el proceso de transmisión de calor. Estas variaciones de velocidad se acentúan en tubos de escape de compleja geometría, que incluyen cambios de sección a lo largo

del tubo, como es el caso de sistemas de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones.

## Bibliografía

- [1] Galindo J., Serrano J. R., Climent H. y Tiseira A. “Analysis of gas-dynamic effects in compact exhaust systems of small two-stroke engines”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 8 n° 4, pp. 403–411, 2007.
- [2] Dittus P. W. y Boelter L. M. K. “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”. *University of California Berkeley Publications on Engineering*, Vol. 2 n° 13, pp. 443–461, 1930.
- [3] Sieder E.N. y Tate G. E. “Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes”. *IECh*, Vol. 28 n° 12, pp. 1429–1435, 1936.
- [4] Huber E.W. y Koller T. “Pipe Friction and Heat Transfer in the Exhaust Pipe of a Firing Combustion Engine”. In *CIMAC*, pp. 2075–2105, 1977.
- [5] Bauer W.D., Balun P. y Heywood J.B. “Heat Transfer and Mixture Vaporization in Intake Port of Spark-Ignition Engine”. *SAE 972983*, 1997. M.I.T. Sloan Automotive Lab. Stefan Grönniger RWTH Aachen.
- [6] Bauer W.D., Wenisch J. y Heywood J.B. “Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of spark-ignition engine”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 1–9, 1998.
- [7] Depcik C. y Assanis D. “A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine”. *SAE 2002-01-0372*, 2002.
- [8] Wendland D.W. “Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer”. *SAE 931085*, 1993.
- [9] Shayler P.J., Harb C.M. y Ma T. “Time-Dependent Behaviour of Heat Transfer Coefficients for Exhaust Systems”. *IMEchE Paper C496/021/95*, Vol. C496/046/95 n° ISBN 0852989474, pp. 21–28, London, May 1995 1995. Proc VTMS2 Conference.
- [10] Hires S.D. y Pochmara G.L. “An Analytical Study of Exhaust Gas Heat Loss in a Piston Engine Exhaust Port”. *SAE 760767*, 1976.
- [11] Malchow, G.L. Sorenson S.C. Buckius R.O. “Heat Transfer in the Straight Section of an Exhaust Port of a Spark Ignition Engine”. *SAE 790309*, 1979.
- [12] Santos R. *Estudio del Aprovechamiento de la Energía de los Gases de Escape en Motores Diesel*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1999.
- [13] Reyes M. *Modelo de Transferencia de Calor Para Colectores de Escape de Motores Alternativos*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1994.
- [14] Farrugia M., Alkidas A. C. y Sangeorzan P. “Cycle-Average Heat Flux Measurements in a Straight-Pipe Extension of the Exhaust Port of an SI Engine”. *SAE 2006-01-1033*, 2006.
- [15] Balzan N., Sangeorzan B. P. y Alkidas A. C. “Steady-state local heat flux measurements in a straight pipe extension of an exhaust port of a spark ignition engine”. *SAE 2007-01-3990*, 2007.

- [16] Zeng P. y Assanis D.N. “Unsteady convective heat transfer modeling and application to engine intake manifolds”. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and RD and D Expo, Nov. 13-19, Anaheim, California USA*, pp. 1–9, 2004.
- [17] Mc Adams W. H. *Heat Transmission*. McGraw-Hill Publishing, 3ra. ed. edition, 1954.
- [18] Colburn A. P. “A method for correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction”. *Trans. AIChE*, Vol. 29 n° 3, pp. 174–210, 1933.
- [19] Churchill S.W. y Bernstein M. “A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow”. *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300–306, 1977.
- [20] Petukhov B.S. *Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties*. Advances in Heat Transfer, Academic Press, Inc., Nueva York, 1970.
- [21] Gnielinski V. “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow”. *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359–368, 1976.
- [22] Martins J.J.G. y Finlay I.C. “Heat Transfer to Air Ethanol and Air-Methanol Sprays Flowing in Heated Ducts and Across Heated Intake Valves”. *SAE 900583*, 1990.
- [23] Shayler P.J., Colechin M.J.F. y Scarisbrick A. “Heat Transfer Measurements in the Intake Port of a Spark Ignition Engine”. *SAE 960273*, 1996. University of Nottingham y Ford Motor Co.
- [24] Dolz V. *Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2006.
- [25] Sachdev R. “An investigation of instantaneous heat transfer rates in the exhaust port of an internal combustion engine”. *Department of Mechanical and Industrial Engineering. University of Illinois. Urbana*, 1981.
- [26] Meisner S. y Sorenson S.C. “Computer Simulation of Intake and Exhaust Manifold Flow and Heat Transfer”. *SAE 860242*, 1986.
- [27] Maciejewski P.K. y Moffat R.J. “Heat Transfer with Very High Freestream Turbulence”. *Department of Mechanical Engineering, Stanford University*.
- [28] Hausen H. *Heat Transfer in Counter Flow, Parallel Flow and Cross Flow*. McGraw-Hill, New York, 1985.
- [29] Rush J. H. “Exhaust Port Heat Rejection in a Piston Engine a Preliminary Report”. *SAE760766*, 1976.
- [30] Caton J.A. “Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine”. *SAE 820050*, 1982.
- [31] Caton J.A. y Heywood J.B. “An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port”. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 581–895, 1981.
- [32] Caton J. A. “The use of a simple heat transfer model for separated flow in tubes”. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 928–931, 1983.
- [33] Boelter LMK., Young G. e Iversen HW. “An investigation of aircraft heaters XXVII: distribution of heat-transfer rate in the entrance section of a circular tube”. *NASA Technical Reports Server (NTRS)*, Vol. Document ID: 19930082084; Accession Number: 93R11374; NACA-TN-1451, pp. 54, 1948.



- 
- [34] Mills A. F. “Experimental investigation of turbulent heat transfer in the entrance region of a circular conduit”. *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 4, pp. 63–77, March 1962.
- [35] Farrugia M. *Transient surface heat flux measurements in a straight pipe extension of the exhaust port of a spark ignition engine*. Tesis Doctoral, Department of Mechanical Engineering, Oakland University, Rochester MI, 2005.
- [36] Zeng P. *Unsteady Convective Heat Transfer Modeling and Application to Internal Combustion Engine*. Tesis Doctoral, University of Michigan at Ann Arbor, 2004.
- [37] Malan P. y Johnston J. P. “Heat transfer in shear free turbulent boundary layers”. *Stanford University, Stanford CA, Report MD-64*, 1993.
- [38] Blair G.P. *Design and simulation of two-stroke engines*. 1996.
- [39] Payri F., J. Galindo, H. Climent, J.M. Pastor y C. Gaia. “Optimisation of the scavenging and injection processes of an air-assisted direct fuel injection 50cc 2-stroke S.I. engine by means of modelling”. *SAE Paper 2001-01-1814*, 2001.



# Capítulo 6

## Conclusiones y discusión

### Contenido

---

6.1. Introducción.....	246
6.2. Apartado experimental.....	247
6.3. Herramientas de modelado.....	248
6.4. Simulación de la combustión.....	249
6.5. Nuevo modelo de transmisión de calor.....	250
6.6. Trabajos futuros.....	252
Bibliografía.....	253

---

## 6.1. Introducción

Finalmente en este último capítulo se presentan las conclusiones de cada uno de los trabajos expuestos en los anteriores capítulos. Para su exposición, se plantean secciones que se relacionan con los capítulos que forman la presente tesis. Estas son: apartado experimental, herramientas de modelado, simulación de la combustión y nuevo modelo de transmisión de calor en el sistema de escape.

En primer lugar, se describe la importancia del uso de las instalaciones experimentales, tanto, para la caracterización de los elementos que forman al motor de dos tiempos de altas prestaciones, como, para su uso en la validación de los resultados mostrados en cada uno de los capítulos.

Posteriormente, se pone de manifiesto la importancia del uso del modelo de acción de ondas para simular el funcionamiento termofluidodinámico de los motores de dos tiempos de altas prestaciones. Además, se han modelado las instalaciones experimentales usadas en este trabajo de tesis, conjuntamente, se fueron analizados los resultados obtenidos con el modelo de cada uno de los elementos que forman el motor.

En el siguiente apartado, se obtienen conclusiones integrales del análisis del cilindro. Para ello, se resalta la viabilidad del uso de correlaciones para los parámetros de la función de Wiebe para simular el proceso de combustión. Posteriormente, se discute la fortaleza de la metodología llevada a cabo para obtener dichas correlaciones por medio de un proceso iterativo entre un modelo de diagnóstico para la combustión, un modelo de acción de ondas y ensayos en banco motor. Además, se analizan los resultados obtenidos del estudio de sensibilidad de las variables que forman la función de Wiebe.

En el apartado de transmisión de calor se analizará el proceso de desarrollo, evaluación y validación de un nuevo modelo de transmisión de calor para sistemas de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones. Este toma en cuenta los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo a lo largo del tubo de escape, que ha sido programado en el modelo de acción de ondas para el modelado de la transmisión de calor en sistemas de escape.

Finalmente, en el último apartado, para concluir la tesis, se ponen de manifiesto recomendaciones en relación a los trabajos expuestos. También se incluyen los trabajos futuros para marcar nuevas líneas de investigación.

## 6.2. Apartado experimental

La información experimental es importante suplemento tanto, para alimentar de información a los modelos teóricos, como, para la validación de los resultados obtenidos con los modelos desarrollados en los diferentes capítulos de esta tesis. Para el desarrollo de esta tesis, fue acondicionado un banco de flujo, un banco de impulsos y un banco motor para la caracterización de los elementos que forman el motor y para obtener sus prestaciones.

El uso de instalaciones experimentales ha contribuido a definir el modelo unidimensional del motor que incluye la geometría completa de los sistemas de admisión, cilindro y sistema de escape. Se han instrumentado los elementos que forman al motor, estos son: el airbox, sistema de escape, carburador, el cárter y el cilindro.

En primer lugar, fueron caracterizadas las pérdidas de carga que generan cada uno de los elementos que forman el motor en el banco de flujo. De esta forma se ha podido determinar los coeficientes de descarga de cada elemento. Posteriormente, se han mostrado resultados de la caracterización dinámica del sistema de escape y del airbox realizada en banco de impulsos. Esta información obtenida, fue de vital importancia para definir y construir el modelo unidimensional del motor. De esta forma, fue posible reproducir la dinámica de ondas que se experimenta en el interior del motor con importante similitud a la experimentada en la realidad.

Además, se ha registrado la evolución instantánea de la presión en el sistema de admisión. También fue resuelta la problemática de medir directamente la presión en el interior del cárter. Esta problemática se debe al diseño propio del cárter, donde el cigüeñal y la biela cuando el motor está en operación alteraban la señal registrada. Por tanto, fue mostrado un estudio donde se justifica que la mejor solución es registrar la presión en la lumbrera de transferencia. Ya que este punto de medida es lo suficientemente alejado y los elementos en movimiento no alteran la medición de la presión.

Asimismo, en banco motor también fue registrada la presión instantánea en el interior del cilindro. Esta información es de gran importancia para la caracterización del proceso de combustión por medio de la tasa de calor liberado. Para ello se han experimentado diferentes condiciones de funcionamiento, modificando el sistema de escape, régimen de giro y ángulo del encendido.

Finalmente, se ha caracterizado por medio de ensayos experimentales la termofluidodinámica en el interior del motor en los sistemas de admisión, cilindro y sistema de escape, por medio de la medida de: (i) la presión

instantánea, (ii) gasto másico de flujo que atraviesa los sistemas del motor y (iii) temperaturas medias de pared y gas en diferentes partes de los sistemas que forman el motor.

### 6.3. Herramientas de modelado

Las herramientas de modelado son de gran importancia para reproducir con buena precisión los complejos fenómenos termofluidodinámicos que se experimentan en los motores de dos tiempos de altas prestaciones. Los modelos validados en éste trabajo de tesis han permitido realizar estudios paramétricos, que sirven para establecer criterios de diseño.

En el capítulo 3 fueron explicados los procesos termofluidodinámicos que se experimentan en los motores de dos tiempos de altas prestaciones. Además, fueron detallados los modelos usados para la simulación de los procesos experimentados en el motor de dos tiempos de altas prestaciones.

Asimismo, se ha modelado el banco de flujo con el modelo de acción de ondas, de esta forma fue posible reproducir las pérdidas de carga del airbox, sistema de escape, carburador, disco rotativo y las lumbreras de transferencia y escape.

También, se ha modelado el banco de impulsos con el modelo de acción de ondas, para caracterizar la fluidodinámica interna en el interior del sistema de escape y airbox. El objetivo de modelar el banco de impulsos fue para monitorear que el modelo de acción de ondas tiene capacidades para reproducir los fenómenos ondulatorios en tubos del tipo cónicos, como es el caso del sistema de escape. Además ha servido para definir la geometría del airbox, debido a la configuración geométrica del mismo.

Se ha establecido una metodología para desarrollar y ajustar un modelo del motor usando el modelo de acción de ondas.

Se han mostrado los resultados obtenidos del modelado de los elementos que forman el motor de dos tiempos de altas prestaciones, obteniendo un importante grado de ajuste frente a la información registrada experimentalmente.

Finalmente, para resolver la simulación del proceso de barrido en motores de altas prestaciones, se ha propuesto un modelo semiempírico que se basa en el modelo general introducido por Blair [1]. El modelo propuesto reproduce con importante ajuste el coeficiente de carga frente al coeficiente de admisión obtenida mediante el modelado CFD en las condiciones de funcionamiento reales de operación del motor.

## 6.4. Simulación de la combustión

La simulación de la combustión por medio de correlaciones para definir los parámetros de la función de Wiebe es una alternativa que se recomienda.

La metodología propuesta para determinar la tasa de calor liberado durante el proceso de combustión en motores de dos tiempos es coherente y contempla el uso iterativo del modelo de diagnóstico, el modelo de acción de ondas y los ensayos en banco motor. Así, el modelo de diagnóstico provee de una tasa de liberación de calor a partir de la presión del cilindro, usando una masa atrapada que proviene del modelo de acción de ondas. Este toma en cuenta los importantes fenómenos termofluidodinámicos que se dan lugar en los sistemas de admisión, cilindro y escape durante el proceso de barrido.

Se ha desarrollado un modelo de diagnóstico para la combustión que se basa en la resolución del primer principio de la termodinámica. Por tanto, se ha usado para caracterizar el proceso de combustión con todas las condiciones de funcionamiento experimentadas en banco motor. De esta forma, se ha obtenido el calor transmitido por las paredes, el trabajo efectuado y la energía interna del gas.

El uso del modelo de diagnóstico para determinar la liberación de calor a servido para caracterizar los coeficientes de la función de Wiebe. De esta forma, fue posible obtener correlaciones que proveen con importante exactitud la ley de liberación de calor. Las correlaciones obtenidas en la presente tesis para simular el proceso de combustión son:

$$\Delta\alpha = 130 \left( \frac{1}{\rho_{\alpha,0}} \right)^{0.34} \left( 1 - \frac{0.8}{\sqrt{c_m}} \right) \left( \frac{1}{1-2.06x_r^{0.85}} \right)^{0.85} (0.00051\alpha_0^2 - 0.02\alpha_0 + 1) \quad (6.1)$$

$$m = 1.6 \left( \frac{1}{\sqrt{c_m}} \right)^{0.25} \left( \frac{1}{1+\sqrt{\alpha_e}} \right)^{-0.6} (1 + 8.2x_r)$$

Estas correlaciones toman en cuenta variables que se relacionan con el funcionamiento del motor. De esta forma, Se han definido funciones independientes con sentido físico que se relacionan con variables que inferen en el proceso de combustión. De esta forma, al incluir la física del proceso de combustión, se fortalece el modelado de la combustión.

Las correlaciones propuestas para la  $\Delta\alpha$  y  $m$  han sido validadas experimentalmente para un importante rango de condiciones de operación del motor a plena carga. Esto se ha logrado modificando el sistema de escape, el régimen de giro y el ángulo de encendido. También se han validado usando un sistema de escape reoptimizado, que se ha empleado para el estudio de transmisión de calor en el capítulo 5.

Las cuatro variables que definen las correlaciones, densidad de la carga al inicio de la combustión, velocidad lineal media del pistón, la fracción de residuales al inicio de la combustión y ángulo de encendido fueron los parámetros significantes determinados mediante un análisis de regresión múltiple. Al evaluar las funciones que forman las correlaciones propuestas, las tendencias y efectos que imprimen dichas funciones son similares a las publicadas por Bonatesta et al. [2]. Pero difieren en el rango de validez, definidas por las condiciones de operación del motor.

Un análisis de sensibilidad determino la influencia de los parámetros que forman las correlaciones en su estimación. Obteniendo variaciones de hasta 10 % cuando se modifica la densidad de la carga y la fracción de residuales un 25 %. Además, variaciones del 4 % cuando se parametriza la velocidad lineal media del pistón un 25 %. La influencia en el ángulo de encendido en las correlaciones es el parámetro que determino mayor influencia, al obtener variaciones entorno al 15 % cuando se adelanta este parámetro 5°.

No obstante, las variaciones máximas obtenidas al modificar la densidad de la carga un 25 % en la masa atrapada, coeficiente de admisión y pmi fueron 0.85 %, 0.49 % y 2.9 % respectivamente. Asimismo, las variaciones máximas al modificar un 25 % la fracción residuales fueron de 0.7 %, 0.52 % y 2.30 % respectivamente. La influencia máxima de modificar 25 % la velocidad lineal media del pistón fue 0.14 %, 0.36 % y 0.51 % respectivamente. Por último, la variación máximas del ángulo de encendido se han dado al atrasar 5 grados el proceso de combustión siendo estas de 0.45 %, 0.19 % y 0.76 %.

## 6.5. Nuevo modelo de transmisión de calor

En el capítulo 5, se ha introducido un nuevo modelo de transmisión de calor que toma en cuenta los efectos de entrada y las variaciones de la velocidad del flujo. Permite modelar la transmisión de calor entre los gases de escape y las paredes del conducto con importante precisión. De esta forma, el modelo toma en cuenta situaciones altamente no estacionarias que experimenta el flujo en el interior del sistema de escape.



En resumen, para el desarrollo, evaluación y validación del modelo propuesto se obtienen las siguientes conclusiones:

- El flujo de calor en sistemas de escape en motores de dos tiempos de altas prestaciones es subestimado cuando se usan los modelos convencionales encontrados en la literatura. Así mismo, existen modelos similares al propuesto en esta tesis, en la bibliografía, pero su principio de funcionamiento está limitado. Estos modelos presentan deficiencias a la hora reproducir la compleja fenomenología que se experimenta en el interior del sistema de escape. Esto se observa cuando se realiza la validación con información experimental registrada en banco motor. Fueron evaluados los modelos expuestos y se han observado diferencias en: (i) las ondas de presión progresivas y regresivas que componen la presión total de escape, (ii) la evolución instantánea del gasto en la lumbrera de escape con diferencias de 6.75 % a 13500 rpm entre el modelo de Farrugia y Zeng y Assanis frente al ensayo ó modelo propuesto; diferencias en la masa atrapada en el cilindro de hasta el 11 % a 12500 rpm entre el modelo propuesto y los otros modelos, (iii) los coeficientes de barrido, que son los que evalúan el proceso de renovación de la carga, con diferencias en el rendimiento de la carga y coeficiente de llenado de hasta 12.6 % entre el modelo propuesto en esta tesis y el modelo de Zeng y Assanis a 12500 rpm, además diferencias de 11.4 % en el rendimiento de la retención entre el modelo propuesto y el modelo de Farrugia a 11500 rpm; No obstante, no se observaron diferencias mayores al 1 % en el rendimiento del barrido cuando se comparan los modelo expuestos, y (iv) las prestaciones del motor, obteniendo diferencias de  $pme$  de hasta 7 % cuando se compara el modelo de Farrugia y Zeng y Assanis frente al ensayo o el modelo propuesto a 12500 rpm.
- El modelo propuesto toma en cuenta los efectos de entrada que promueven en mayor escala la transmisión de calor en las zonas del sistema de escape más cercanas al cilindro. Este efecto se disipa con el desarrollo de la turbulencia del flujo. Este efecto de entrada es simulado por la relación  $D_i/x_i$ .
- Asimismo, el modelo propuesto toma en cuenta los efectos de las variaciones de la velocidad,  $dc/dt$ , en la transmisión de calor. El coeficiente desarrollado ha sido adimensionalizado con parámetros como el diámetro, la longitud del sistema de escape y la velocidad del flujo, de forma similar a la realizada por Zeng y Assanis [3].

- El modelo de transmisión de calor propuesto se basa en la correlación de Dittus-Boelter, pero fue necesario incluir un término que toma en cuenta los efectos altamente no estacionarios. Este modelo es:  $Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \Upsilon$ . Donde  $\Upsilon$  es una nueva variable adimensional que toma en cuenta la longitud de entrada y las variaciones de la velocidad:

$$\Upsilon = \left( 1 + V_1 \frac{D^2}{x} \frac{dc}{c^2} \frac{dt}{} \right)^{V_2} \quad (6.2)$$

Las constantes  $V_1 = 7$  y  $V_2 = 0.8$  se han obtenido de forma experimental. Estas constantes están definidas por la condición de entrada del flujo, y el desarrollo del flujo por el sistema de escape.

## 6.6. Trabajos futuros

Una vez concluida la tesis, en este apartado se establecen los trabajos futuros y recomendaciones que dan lugar a nuevas líneas de investigación.

En primer lugar, en cuanto al apartado experimental, sería interesante obtener las prestaciones del motor en el vehículo, tomando en cuenta los procesos transitorios a los que se ve sometido el motor en operación real. De esta forma, sería interesante simular estas situaciones, con el modelo propuesto de combustión.

Por otra parte, es interesante abordar el problema de la dispersión cíclica, tomando como referencia los modelos estocásticos que existen en la literatura que cuantifican dicha dispersión.

Desarrollar un modelo de diagnóstico más elaborado, como los desarrollados para motores de cuatro tiempos diesel [4, 5]. Esto se logra al incluir submodelos que infieren en el proceso de combustión.

Asimismo, es interesante desarrollar un modelo de transmisión de calor que complemente el modelo de Annand para el flujo de calor en el cilindro, pistón y culata. Que tome en cuenta la temperatura del refrigerante y variables fisicoquímicas del proceso de combustión, que tienen influencia en el fenómeno de transmisión de calor. Estas variables son la velocidad y desarrollo de la turbulencia que experimenta el gas en el interior del cilindro.

Finalmente, sería interesante analizar la transmisión de calor por el mecanismo de convección externa forzada en condiciones reales de funcionamiento del vehículo en pista.

## Bibliografía

- [1] Blair G.P. *Design and simulation of two-stroke engines*. 1996.
- [2] Bonatesta F., Waters B. y Shayler P. J. “Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (2), pp. 177–186, 2010.
- [3] Zeng P. y Assanis D.N. “Unsteady convective heat transfer modeling and application to engine intake manifolds”. *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and RD and D Expo, Nov. 13-19, Anaheim, California USA*, pp. 1–9, 2004.
- [4] Armas O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [5] Martín J. *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.



# Índice Bibliográfico

**Abraham M. y Prakash S.**

A theory of cyclic variations in small two-stroke cycle spark ignited engines—An analytical validation of experimentally observed behavior.

*SAE Paper 920426*, 1992.

(citado en pp. 48, 49)

**Agnew D.D.**

What is limiting engine air flow. Using normalised steady air flow bench data.

*SAE Paper 942477*, 1994.

(citado en p. 86)

**Ahmadi-Befru B., Brandham W y Kratochwill H.**

Multidimensional Calculation of the Flow Processes in a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine.

*SAE Paper 890841*, 1989.

(citado en p. 89)

**Amsden A. A., O'Rourke P. J., Butler T. D., Meintjes K. y Fansler T. D.**

Comparisons of Computed and Measured Tree-Dimensional Velocity Fields in a Motored Two-Stroke Engine.

*SAE Paper 920418*, 1992.

(citado en p. 90)

**Annand W.J.D.**

Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 177, pp. 973–980, 1963.

(citado en p. 127)

**Annand W.J.D. y Ma T.H.**

Instantaneous heat transfer rates to the cylinder heat surface of a small compression ignition engine.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 185, pp. 976–988, 1970.

(citado en pp. 127, 129, 150)

**Annand W.J.D. y Pinfold D.**

Heat transfer in the cylinder of a motored reciprocating engine.

*SAE Paper 800457*, 1980.

(citado en p. 128)

**Annand W.J.D. y Roe G.E.**

*Gas flow in the internal combustion engine.*

1974.

(citado en p. 82)

**Arias J.R., Moreno E., Navarro E. y Varela E.**

Using 1-D and 3-D models for the simulation of gas exchange processes.

*SAE Paper 2000-01-0658*, 2000.

(citado en p. 74)

**Armas O.**

*Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa.*  
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores  
Térmicos, 1998. (citado en pp. 18, 146, 252)

**Arnau F. J.**

*Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA.*  
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores  
Térmicos, 2003. (citado en p. 81)

**Arnone L., Janeck M., Marcacci M., Kicherberger R., Pontoppidan M. y Busi R.**

Development of a direct injection two-stroke engine for scooters.  
*SAE Paper 2001 01 1782.*, 2001. (citado en p. 88)

**Azuma T., Yura T. y Tokunaga Y.**

Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed.  
*Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 697–711, 1983.  
(citado en p. 80)

**Balzan N., Sangeorzan B. P. y Alkidas A. C.**

Steady-state local heat flux measurements in a straight pipe extension of an exhaust port of  
a spark ignition engine.  
*SAE 2007-01-3990*, 2007. (citado en p. 208)

**Bannister F.K.**

*Pressure waves in gases in pipes.*  
1958. (citado en p. 66)

**Baudequin F. y Rochelle P.**

Some scavenging models for two-stroke engines.  
*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 194, pp. 203–210, 1980.  
(citado en p. 109)

**Bauer W.D., Balun P. y Heywood J.B.**

Heat Transfer and Mixture Vaporization in Intake Port of Spark-Ignition Engine.  
*SAE 972983*, 1997.  
M.I.T. Sloan Automotive Lab. Stefan Grönniger RWTH Aachen.  
(citado en pp. 188, 193, 195)

**Bauer W.D., Wenisch J. y Heywood J.B.**

Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake  
manifold of spark-ignition engine.  
*International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 1–9, 1998.  
(citado en pp. 193, 195, 206)

**Bayraktar H. y Durgun O.**

Development of an empirical correlation for combustion durations in spark ignition engines.  
*Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 1419–1431, 2004. (citado en p. 136)

**Bellan J.R. y Sirignana W.A.**

A theory of turbulent flame development and nitric oxide formation in stratified charge  
internal combustion engines.  
*Combustion Science and Technology*, Vol. 8, pp. 51–68, 1973. (citado en p. 130)

**Benson R.S.**

A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop and cross scavenged engines.

*International Journal of Mechanical Science*, Vol. 19, pp. 693–711, 1977.

(citado en p. 110)

**Benson R.S.**

*The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.I)*.

1982.

(citado en p. 79)

**Benson R.S. y Brandham P.J.**

A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charge efficiency on two-stroke engine performance.

*International Journal of Mechanical Science*, Vol. 11, pp. 303–315, 1969.

(citado en p. 109)

**Benson R.S. y Whitehouse N.D.**

*Internal combustion engines*.

1979.

(citado en p. 109)

**Beretta G., Rashidi M. y Keck J.**

Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition engines.

*Combustion and Flame*, Vol. 52, pp. 217–245, 1983.

(citado en p. 137)

**Blair G.P.**

Studying scavenge flow in a two-stroke cycle engine.

*SAE Paper 750752*, 1975.

(citado en p. 111)

**Blair G.P.**

Correlation of theory and experiment for scavenging flow in two-stroke cycle engines.

*SAE Paper 881265*, 1988.

**Blair G.P.**

An alternative method for the prediction of unsteady gas flow through the internal combustion engine.

*SAE Paper 911850*, 1991.

(citado en p. 33)

**Blair G.P.**

*Design and simulation of two-stroke engines*.

1996.

(citado en pp. 65, 127, 142, 215, 248)

**Blair G.P. y Drouin F.M.M.**

Relationship between discharge coefficients and accuracy of engine simulation.

*SAE Paper 962527*, 1996.

(citado en p. 87)

**Blair G.P. y Kenny R.G.**

Further developments in scavenging analysis for two-cycle engines.

*SAE Paper 800038*, 1980.

**Blair G.P., Kenny R.G., Smyth J.G., Sweeney M.E.G. y Swann G.B.**

An experimental comparison of loop and cross scavenging of the two-stroke cycle engine.

*SAE Paper 861240*, 1986.

**Blair G.P., Lau H.B., Cartwright A., Raghunathan B.D. y Mackey D.O.**

Coefficients of discharge at the apertures of engines.

*SAE Paper 952138*, 1995.

(citado en p. 28)

**Blair G.P., McBurney D., McDonald P., McKernan P. y Fleck R.**

Some fundamental aspects of the discharge coefficients of cylinder porting and ducting restrictions.

*SAE Paper 980764*, 1998.

(citado en p. 87)

**Blair G.P. y McConnell J.H.**

Unsteady gas flow through high-specific-output 4-stroke cycle engines.

*SAE Paper 740736*, 1974.

(citado en p. 86)

**Blizard N. y Keck J.**

Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines.

*SAE Technical Paper 740191*, 1974.

(citado en p. 137)

**Boelter LMK., Young G. e Iversen HW.**

An investigation of aircraft heaters XXVII: distribution of heat-transfer rate in the entrance section of a circular tube.

*NASA Technical Reports Server (NTRS)*, Vol. Document ID: 19930082084; Accession Number: 93R11374; NACA-TN-1451, pp. 54, 1948.

(citado en pp. 206, 207, 208)

**Bonatesta F.**

*The charge burn characteristics of a gasoline engine and the influence of valve timing.*

Tesis Doctoral, University of Nottingham, 2006.

(citado en pp. 5, 140)

**Bonatesta F.**

*Advances In Internal Combustion Engines and Fuel Technologies; Chapter 1: Premixed Combustion in Spark Ignition Engines and The Influence of Operating Variables.*

InTech, 2013.

(citado en pp. 5, 140)

**Bonatesta F., Waters B. y Shayler P. J.**

Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing.

*International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (2), pp. 177–186, 2010.

(citado en pp. 5, 140, 141, 160, 161, 250)

**Broatch A.**

*Medida de la respuesta acústica de silenciadores.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1995.

(citado en p. 31)

**Brown W. L.**

Methods for evaluating requirements and errors in cylinder pressure measurement.

*SAE Paper 670008*, 1967.

(citado en p. 146)

**Brunt M.F.J. y Pond C.R.**

Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction.

*SAE Paper 970036*, 1997.

**Carpenter M. H. y Ramos J. I.**

Modelling a Gasoline-injected Two-Stroke Cycle Engine.

*SAE Paper 860167*, 1986.

**Caton J. A.**

The use of a simple heat transfer model for separated flow in tubes.

*ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 928–931, 1983.



**Caton J.A.**

Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine.

*SAE 820050*, 1982.

(citado en pp. 201, 202)

**Caton J.A. y Heywood J.B.**

An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port.

*Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 581–895, 1981.

(citado en pp. 202, 204)

**Chen C. y Vesnagh A.**

A one-dimensional model for in-cylinder heat convection based on the boundary layer theory.

*SAE Paper 921733*, 1992.

(citado en p. 128)

**Churchill S.W. y Bernstein M.**

A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow.

*J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300–306, 1977.

(citado en p. 191)

**Clarke J.S.**

Initiation and some controlling parameters of combustion in the piston engine.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 5, pp. 165–191, 1960.

(citado en p. 130)

**Climent H.**

*Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2002.

(citado en pp. 5, 31, 47, 65, 66)

**Colburn A. P.**

A method for correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction.

*Trans. AIChE*, Vol. 29 n° 3, pp. 174–210, 1933.

(citado en p. 191)

**Creaven J. P., Kenny R. G., Fleck R. y Cunningham G.**

A Computational and Experimental Study of the Scavenging Flow in the Transfer Duct of a Motored 2-Stroke Cycle Engine.

*Proc. of the Institution of Mechanical Engineer, Part D*, Vol. 215, pp. 1017–1031, 2001.

(citado en p. 90)

**Csallner P.**

*Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen.*

Tesis Doctoral, Techn. Univer, München, 1981.

(citado en p. 134)

**Cunningham G., Kee R. J. y Boyal J.**

CFD Prediction of Crankcase Flow Regimes in a Crankcase Scavenged Two-Stroke Engine.

*SAE Paper 970361.*, 1997.

(citado en p. 91)

**Dedeoglu N.**

Scavenging model solves problems in gas burning engine.

*SAE Paper 710579*, 1971.

(citado en p. 108)

**Depcik C. y Assanis D.**

A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine.

*SAE 2002-01-0372*, 2002.

(citado en pp. 194, 195, 197, 199)

**Desantes J.M., Galindo J., Guardiola C. y Dolz V.**

Air Mass Flow Estimation In Turbocharged Diesel Engines From In-Cylinder Pressure Measurement.

*Experimental Thermal And Fluid Science*, Vol. 34 (1), pp. 37–47, 2010.

**Dittus P. W. y Boelter L. M. K.**

Heat transfer in automobile radiators of the tubular type.

*University of California Berkeley Publications on Engineering*, Vol. 2 n° 13, pp. 443–461, 1930.  
(citado en pp. 188, 191, 211, 213)

**Dolz V.**

*Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga.*

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2006.  
(citado en pp. 5, 194, 197, 200)

**Douaud D., De, Soete G.C. y Henault C.**

Experimental analysis of the initiation and development of part-load combustion in spark-ignition engines.

*SAE Paper 830338*, 1983.  
(citado en p. 49)

**Eckert E.R.G. y Drake R.M.**

*Analysis of heat and mass transfer.*

1972.  
(citado en p. 130)

**Epstein P. H., Reitz R. D. y Foster D. E.**

Computations of Two-Stroke Cylinder and Port Scavenging.

*SAE Paper 910672*, 1991.  
(citado en p. 90)

**Fabre A. y Ferreira C.**

Three Dimensional Modeling of Flow and Mixture Preparation in a Two Stroke Engine.

*EAEF n° 91010*.  
(citado en p. 88)

**Farrugia M.**

*Transient surface heat flux measurements in a straight pipe extension of the exhaust port of a spark ignition engine.*

Tesis Doctoral, Department of Mechanical Engineering, Oakland University, Rochester MI, 2005.  
(citado en pp. 12, 206)

**Farrugia M., Alkidas A. C. y Sangeorzan P.**

Cycle-Average Heat Flux Measurements in a Straight-Pipe Extension of the Exhaust Port of an SI Engine.

*SAE 2006-01-1033*, 2006.  
(citado en pp. 6, 12, 206, 207)

**Fleck R. y Cartwright A.**

Coefficients of discharge in high performance two-stroke engines.

*SAE Paper 962534*, 1996.  
(citado en p. 87)

**Franco A. y Martorano L.**

Evaluations on the heat transfer in the small two-stroke engines.

*SAE Paper 980762*, 1998.  
(citado en pp. 127, 128, 129)

**Franco A. y Martorano L.**

Methods to evaluate in-cylinder heat transfer and thermal load in the small internal combustion engines.

*SAE Paper 1999-01-1252*, 1999.  
(citado en pp. 126, 129, 130)

**Galindo J.**

*Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores de Combustión Interna Alternativos.*  
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia. (citado en pp. 84, 85)

**Galindo J., Climent H., Pla B. y Jiménez V.D.**

Combustion for Wiebe function parameters for combustion simulation in two-stroke small engines.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1190–1199, 2011. (citado en p. 131)

**Galindo J., Serrano J. R., Climent H. y Tiseira A.**

Analysis of gas-dynamic effects in compact exhaust systems of small two-stroke engines.

*International Journal of Automotive Technology*, Vol. 8 n<sup>o</sup> 4, pp. 403–411, 2007.  
(citado en pp. 47, 120, 188, 230)

**Gascón Ll.**

*Estudio de esquemas en diferencias finitas para el cálculo del flujo compresible, unidimensional, no estacionario y no isoentrópico.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1995. (citado en p. 80)

**Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A. y Heywood J.B.**

Heat release analysis of engine pressure data.

*SAE Paper 841359*, 1984. (citado en p. 147)

**Ghojel J. y Honnery D.**

Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI Diesel engines.

*Applied thermal engineering*, Vol. Vol. 25, pp. 2072–7085, 2005.

**Gnielinski V.**

New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow.

*International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359–368, 1976. (citado en p. 192)

**Harten A.**

High resolution schemes for hyperbolic conservation laws.

*Journal of Computational Physics*, Vol. 49:357, pp. 93, 1983. (citado en p. 80)

**Hausen H.**

*Heat Transfer in Counter Flow, Parallel Flow and Cross Flow.*

McGraw-Hill, New York, 1985. (citado en p. 197)

**Haworth D., El Thary S. H. y Mathess W. R.**

Multidimensional Calculations for a Two-Stroke-Cycle Engine: A Detailed Scavenging Model Validation.

*SAE Paper 932712*, 1993.

**Haworth D., Thary S. H. El, Huebler M. S. y Chang S.**

Multidimensional port and cylinder flow calculations for two- and four-valve-per-cylinder engines: Influence of intake configuration on flow structure.

*SAE Paper 900257.*, 1990. (citado en p. 92)

**Heywood J.**

*Internal combustion engine fundamentals.*

1988. (citado en pp. 138, 139)

**Heywood J. y Sher E.**

*The two-stroke cycle engine.*

1999. (citado en pp. 48, 50, 68, 164)

**Heywood J. B.**

*Internal combustion engine fundamentals.*

McGraw-Hill Publishing, 1988.

(citado en pp. 88, 148)

**Hires S., Tabaczynski R. y Novak J.**

The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge spark ignition engine.

*SAE paper 780232*, 1978.

(citado en p. 160)

**Hires S.D. y Pochmara G.L.**

An Analytical Study of Exhaust Gas Heat Loss in a Piston Engine Exhaust Port.

*SAE 760767*, 1976.

(citado en pp. 200, 204)

**Hohenberg G.**

*Experimentelle Erfassung der Wandwarme in Kolbenmotoren (Experimental acquisition of the wall heat in piston engines).*

Tesis Doctoral, Technical University of Graz, Graz, Austria, 1980.

(citado en p. 147)

**Hopkinson B.**

The charging of two-cycle internal combustion engines.

*Transactions of the N.E. Coast Institution Engineers Shipbuilders*, Vol. 30, pp. 433–450, 1914.

(citado en p. 107)

**Hori H., Ogawa T. y Toshihico K.**

CFD In-cylinder Flow Simulation of an Engine and Flow Visualization.

*SAE Paper 950288*, 1995.

(citado en p. 90)

**Huber E.W. y Koller T.**

Pipe Friction and Heat Transfer in the Exhaust Pipe of a Firing Combustion Engine.

In *CIMAC*, pp. 2075–2105, 1977.

(citado en pp. 188, 198, 205, 206)

**Jenny E.**

Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section.

*Brown Boverly Review*, Vol. 37(11), pp. 447–461, 1950.

(citado en pp. 74, 79)

**Keck J.**

Turbulent flame structure and speed in spark-ignition engines.

*Symposium (International) on Combustion*, Vol. 19 n<sup>o</sup> 1, pp. 1451–1466, 1982.

(citado en p. 137)

**Kornhauser A.A. y Smith J.L.**

Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion.

*ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 536–542, 1994.

(citado en p. 128)

**Lai Y. G., Przekwas A. J. y Sun R. L. T.**

Tree-Dimensional Computation of the Scavenging Flow Process in a Motored Two-Stroke Engine.

*SAE Paper 930499*, 1993.

**Laimböck F. J., Meist G. y Grilc S.**

CFD Application in Compact Engine Development.

*SAE Paper 982016*, 1998.

**Lancaster D.R., Krieger R.B. y Lienesch J.H.**

Measurements and analysis of engine pressure data.

*SAE Paper 750026*, 1975.

(citado en p. 48)

**Lapuerta M., Armas O. y Hernández J. J.**

Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 19 n° 5, pp. 513–529, 1999. (citado en pp. 120, 145)

**Lax P.D. y Wendroff B.**

Systems of conservation laws.

*Communications Pure Applied Mathematics*, Vol. 15, pp. 217–237, 1960.

(citado en p. 79)

**Lea C. J. y Watkins A. P.**

Differential stress modelling of turbulent flows in model reciprocating engines.

*Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. Vol. 211, Part D, pp. pp. 59–77, 1997.

(citado en p. 92)

**Leep L.J., Strumolo G.S., Griaznov V.L., Sengputa H.J., Brohmer A.M. y Meyer J.**

CFD Investigation of the scavenging process in a two-stroke engine.

*SAE Paper 941929*, 1994.

(citado en p. 90)

**Lindström F.**

*Empirical combustion modelling in SI Engines*.

Tesis Doctoral, Royal Institute of Technology (KTH), 2005.

(citado en pp. 137, 138)

**Lindström F., Ångström H., G. Kalghati. y Moller G.**

An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations.

*Society of Automotive Engineers - SAE paper*, Vol. 2005-01-2106, 2005.

**Maciejewski P.K. y Moffat R.J.**

Heat Transfer with Very High Freestream Turbulence.

*Department of Mechanical Engineering, Stanford University*.

(citado en p. 197)

**Malan P. y Johnston J. P.**

Heat transfer in shear free turbulent boundary layers.

*Stanford University, Stanford CA, Report MD-64*, 1993.

(citado en p. 210)

**Malchow, G.L. Sorenson S.C. Buckius R.O.**

Heat Transfer in the Straight Section of an Exhaust Port of a Spark Ignition Engine.

*SAE 790309*, 1979.

(citado en pp. 197, 200)

**Martins J.J.G. y Finlay I.C.**

Heat Transfer to Air Ethanol and Air-Methanol Sprays Flowing in Heated Ducts and Across Heated Intake Valves.

*SAE 900583*, 1990.

(citado en pp. 193, 195)

**Martín J.**

*Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa*.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2007.

(citado en p. 145)

**Matekunas F.A.**

Modes and measures of cyclic combustion variability.

*SAE Paper 830037*, 1983.

(citado en p. 49)

**Mc Adams W. H.**

*Heat Transmission*.

McGraw-Hill Publishing, 3ra. ed. edition, 1954.

(citado en p. 191)

**Mc Elligot S., Douglas R., Kenny R. G. y Glover S.**

An Asseement of a Stratified Scavenging Process Applied to a Loop Scavenged Two-Stroke Engine.

*Proceedings of the 1999 SAE Small Engine Technology Conference (P-348)*, pp. 262–288, 1999.

**Mc Kinley R. G., Kenny R. G. y R. Fleck.**

CFD Prediction of a Two-Stroke, In-cylinder Steady Flow Field an Experimental Validation.

*SAE Paper 940399*, 1994. (citado en pp. 89, 90)

**Meisner S. y Sorenson S.C.**

Computer Simulation of Intake and Exhaust Manifold Flow and Heat Transfer.

*SAE 860242*, 1986. (citado en pp. 196, 199)

**Mills A. F.**

Experimental investigation of turbulent heat transfer in the entrance region of a circular conduit.

*Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 4, pp. 63–77, March 1962.

(citado en p. 206)

**Moriyoshi Y., Kazuhiro M. y Moriwaka K.**

Numerical Analysis of Gas Exchange Process in a Small Two-Stroke Gasoline Engine.

*SAE Paper 1999-01-3330 Proceedings of the 1999 SAE Small Engine Technology Conference (P-348)*, pp. 598–610, 1999. (citado en p. 90)

**Muñoz M. y Payri F.**

*Motores de combustión interna alternativos*.

1989. (citado en p. 70)

**Neo G.H. y Collings N.**

Pressure data analysis of formula one racing engines.

*SAE Paper 970061*, 1997. (citado en p. 147)

**Ng K., Yianneskis M., Foster D.P. y Ganti G.**

A Numerical Investigation of Effect of Inlet Charge Direction on the Escavenging Behaviour of a Two-Stroke engine.

*Computers in Reciprocating Engines and Turbines, IMechE Conference Transactions C499/056/96*, pp. 269–281, 1996.

**Nikanjam M. y Greif R.**

Heat transfer during piston compression.

*ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 527–530, 1978. (citado en p. 128)

**Nuti M.**

*Emissions from two-stroke engines*.

1998. (citado en p. 182)

**Olmeda P.**

*Diagnóstico de fallos de motores Diesel mediante el análisis de la oscilación del bloque*.

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003. (citado en p. 144)

**Ozdor N., Dulger M. y Sher E.**

Cyclic variability in spark ignition engines: A literature survey.

*SAE Paper 940987*, 1994. (citado en p. 147)

**Ozdor N., Dulger M. y Sher E.**

An experimental study of the cyclic variability in a spark-ignition engine.  
*SAE Paper 960611*, 1996. (citado en p. 49)

**Pastor J.**

*Caracterización experimental y modelado del proceso de barrido en motores de dos tiempos de pequeña cilindrada.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2003.

**Payri F. y Desantes J.M.**

*Motores de combustión interna alternativos.*  
2011. (citado en pp. 71, 106, 179)

**Payri F., Desantes J.M. y Broatch A.**

Modified impulse method for the measurement of the frequency response of acoustic filters to weakly non-linear transient excitations.

*Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107(2), pp. 731-738, 2000.  
(citado en p. 101)

**Payri F., Desantes J.M. y Corberán J.M.**

A quasi-steady model on gas-exchange process, some results.  
*Motor Sympo '88, Praga*, 1988. (citado en p. 86)

**Payri F., J. Galindo, H. Climent, J.M. Pastor y C. Gaia.**

Optimisation of the scavenging and injection processes of an air-assisted direct fuel injection 50cc 2-stroke S.I. engine by means of modelling.

*SAE Paper 2001-01-1814*, 2001.

**Payri F., Molina S., Martín J. y O. Armas.**

Influence of measurement errors and estimated parameters on combustion diagnosis.  
*Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 226-236, 2006. (citado en p. 120)

**Petukhov B.S.**

*Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties.*  
Advances in Heat Transfer, Academic Press, Inc., Nueva York, 1970. (citado en p. 192)

**Raghunathan B. D. y Kenny R. G.**

CFD Simulation and Validation of the Flow within a Motores Two-Stroke Engine.  
*SAE Paper 970359*, 1997. (citado en p. 90)

**Randolph A.L.**

Cylinder-pressure-based combustion analysis in race engines.  
*SAE Paper 942487*, 1994. (citado en p. 147)

**Reyes M.**

*Modelo de Transferencia de Calor Para Colectores de Escape de Motores Alternativos.*  
Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1994.  
(citado en pp. 5, 188, 202, 203)

**Reynolds W. C.**

Modelling of fluid motion in engines-an introductory overview. Combustion Modelling in Reciprocating Engines.

*London, Plenum Press*, 1980. (citado en p. 92)

**Richtmyer R.D. y Morton K.W.**

*Difference methods for initial value problems.*  
1967. (citado en p. 79)

**Rosskamp H., Klimmek P., Pretzsch P. y Mugele M.**

Scavenge Loss Mechanisms and the Driving Forces Loop-Scavenged High-Performance Two-Stroke Engine.

*Proceedings of the 2001 SAE Small Engine Technology Conference*, pp. 17-24, 2001.

**Rush J. H.**

Exhaust Port Heat Rejection in a Piston Engine a Preliminary Report.

*SAE760766*, 1976. (citado en p.200)

**Sachdev R.**

An investigation of instantaneous heat transfer rates in the exhaust port of an internal combustion engine.

*Department of Mechanical and Industrial Engineering. University of Illinois. Urbana*, 1981. (citado en p.196)

**Sanborn D.S., Blair G.P., Kenny R.G. y Kingsbury A.H.**

Experimental assessment of scavenging efficiency of two-stroke cycle engine.

*SAE Paper 800975*, 1980.

**Santos R.**

*Estudio del Aprovechamiento de la Energía de los Gases de Escape en Motores Diesel.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1999. (citado en p.200)

**Sato K. y Kido K.**

Simulation of the gas exchange process in a small two-stroke cycle engine.

*Bulletin of the JSME*, Vol. 26, pp. 1178-1187, 1983. (citado en p.109)

**Scharrer O., Heinrich C., Heinrich M., Gebhard P. y Pucher H.**

predictive engine part load modelling for the development of a doble variable cam phasing (DVCP) strategy.

*SAE 2004-01-0614*, 2004.

**Serrano J.R., Climent H., Guardiola C. y P. Piqueras.**

Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 150-158, 2009. (citado en p.132)

**Shapiro A.H.**

*The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol.II).*

1954. (citado en p.74)

**Shayler P.J., Colechin M.J.F. y Scarisbrick A.**

Heat Transfer Measurements in the Intake Port of a Spark Ignition Engine.

*SAE 960273*, 1996.

University of Nottingham y Ford Motor Co. (citado en pp.193, 195)

**Shayler P.J., Harb C.M. y Ma T.**

Time-Dependent Behaviour of Heat Transfer Coefficients for Exhaust Systems.

*IMEchE Paper C496/021/95*, Vol. C496/046/95 n° ISBN 0852989474, pp. 21-28, London, May 1995 1995.

Proc VTMS2 Conference. (citado en pp.197, 199)

**Sher E.**

An Improved Gas Dynamic Model Simulating the Scavenging Process in a Two-Stroke Cycle Engine.

*SAE Paper 800037*, 1980.

(citado en p.89)



**Sher E.**

Investigating the gas exchange process of a two-stroke cycle engine with a flow visualization rig.

*Israel Journal of Technology*, Vol. 20, pp. 127–136, 1982. (citado en p. 108)

**Sher E.**

A new practical model for the scavenging process in a two-stroke cycle engine.

*SAE Paper 850085*, 1985. (citado en p. 110)

**Sher E.**

Prediction of Gas Exchange Performance in a Two-Stroke Cycle Engine.

*SAE Paper 850086*, 1985. (citado en p. 89)

**Sher E.**

Modeling the scavenging process in the two-stroke engine—An overview.

*SAE Paper 890414*, 1989. (citado en p. 110)

**Sieder E.N. y Tate G. E.**

Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes.

*IECh*, Vol. 28 n° 12, pp. 1429–1435, 1936. (citado en pp. 188, 191, 200, 208)

**Smyth J. G. y Kenny, R. G. Blair G. P.**

Motored and Steady Flow Boundary conditions Applied to the Prediction of Scavenged Flow in a Loop-Scavenged Two-Stroke Cycle Engine.

*SAE Paper 900800*, 1990. (citado en p. 89)

**Smyth J.G., Kenny R.G. y Blair G.P.**

Steady flow analysis of the scavenging process in a loop scavenged two-stroke cycle engine.

A theoretical and experimental study.

*SAE Paper 881267*, 1988.

**Streit E.E. y Borman G.L.**

Mathematical simulation of a large turbocharged two-stroke Diesel engine.

*SAE Paper 710176*, 1971. (citado en p. 109)

**Sweby P.K.**

High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws.

*SIAM Journal of Numerical Analysis*, Vol. 21:995, pp. 1011, 1984. (citado en p. 81)

**Sweeney M.E.G., Kenny R.G., Swann G.B. y Blair G.P.**

Computational fluid dynamics applied to two-stroke engine scavenging.

*SAE Paper 851519*, 1985.

**Sweeney M.E.G., Kenny R.G., Swann G.B. y Blair G.P.**

Single cycle gas testing method for two-stroke engine scavenging.

*SAE Paper 850178*, 1985. (citado en p. 89)

**Takizawa M., Uno T., Que T. y Yura T.**

A study of gas exchange process simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine.

*SAE Paper 820410*, 1982. (citado en p. 79)

**Tinaut F.V., Melgar A., Laget H. y Domínguez J.I.**

Determinación del punto muerto superior de un motor de combustión interna alternativo a partir del régimen instantáneo.

*Anales de ingeniería mecánica (XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León)*, Vol. Vol. 3, pp. 1925–1930, 2004. (citado en p. 146)

**Torregrosa A.**

*Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos.*

Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993.

(citado en pp. 32, 63)

**Tsuchiya K., Nagai Y. y Gotoh T.**

A study of irregular combustion in 2-stroke cycle gasoline engines.

*SAE Paper 830091*, 1983.

(citado en p. 49)

**Versteeg H. K. y Malalasekera W.**

*An introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method.*

Pearson Education Limited, 2007.

(citado en p. 92)

**Vávra J. y Takáts M.**

Heat release regression model for gas fuelled SI engines.

*SAE paper 2004-01-1462*, 2004.

**Wallace E.J. y Cave P.R.**

Experimental and analytical scavenging studies on a two-stroke opposed piston Diesel engine.

*SAE Paper 710175*, 1971.

(citado en p. 109)

**Wendland D.W.**

Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer.

*SAE 931085*, 1993.

(citado en pp. 196, 207, 208)

**Wiebe I.**

Halbempirische Formel für die Verbrennungs-Geschwindigkeit.

*Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR*, Moscow, 1956.

(citado en pp. 97, 120, 133)

**Witt A.**

*Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten.*

Tesis Doctoral, Graz University of Technology, 1999.

(citado en pp. 135, 138)

**Woschni G.**

A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine.

*SAE Paper 670931*, 1967.

(citado en p. 127)

**Yang J. y Martin J.K.**

Approximate solution one-dimensional energy equation for transient, compressible, low Mach number turbulent boundary layer flows.

*ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 619–624, 1989.

(citado en p. 128)

**Yang J. y Martin J.K.**

Predictions of the effects of high temperature walls, combustion, and knock on heat transfer in engine type flows.

*SAE Paper 900690*, 1990.

(citado en p. 128)

**Young M.B.**

Cyclic Dispersion in the Homogeneous-Charge Spark-Ignition Engine-A Literature Survey.

*SAE Paper 810020*, 1981.

(citado en p. 143)

**Yu L., Cambell T. y Pollock W.**

A Simulation Model for Direct-Fuel-Injection of Two-Stroke Gasoline Engines.  
*SAE Paper 970367*, 1997. (citado en p. 90)

**Zahn W., Roskamp H., Raffenberg M. y Klimmek A.**

Analysis of a Stratified Charging Concept for High-Performance Two-Stroke Engine.  
*SAE Paper 2000-01-0900*, 2000.

**Zeng P.**

*Unsteady Convective Heat Transfer Modeling and Application to Internal Combustion Engine.*

Tesis Doctoral, University of Michigan at Ann Arbor, 2004. (citado en pp. 12, 209)

**Zeng P. y Assanis D.N.**

Unsteady convective heat transfer modeling and application to engine intake manifolds.  
*Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and RD and D Expo*,  
Nov. 13-19, Anaheim, California USA, pp. 1-9, 2004.

(citado en pp. 6, 12, 188, 203, 209, 216, 251)