TEMAS AVANZADOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

F. Payri/J.Mª. Desantes

TRANSMISIÓN DE CALOR EN MOTORES ALTERNATIVOS: APLICACIÓN AL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE LOS GASES DE ESCAPE

VICENTE DOLZ

motores térmicos

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA

EDITORIAL REVERTÉ

TEMAS AVANZADOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

F. Payri/J.Mª. Desantes

TRANSMISIÓN DE CALOR EN MOTORES ALTERNATIVOS: APLICACIÓN AL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO DE LOS GASES DE ESCAPE

VICENTE DOLZ

Dr. Ingeniero Industrial

Profesor Contratado Doctor
CMT - Motores Térmicos
Universidad Politécnica de Valencia

motores térmicos

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA

EDITORIAL REVERTÉ S.A.
www.reverte.com

Directores de la Serie

Francisco Payri González
Dr. Ingeniero Industrial

José María Desantes Fernández
Dr. Ingeniero Industrial

Catedráticos de Universidad
CMT – Motores Térmicos
Universidad Politécnica de Valencia

Transmisión de calor en motores alternativos: aplicación al aprovechamiento energético de los gases de escape

Copyright © **Vicente Dolz**

Edición en papel:
© Editorial Reverté. S.A., 2011
ISBN: 978-84-291-4715-5

Edición en e-book:
© Editorial Reverté. S.A., 2021
ISBN 978-84-291-9299-5

Propiedad de:
EDITORIAL REVERTÉ, S. A.
Loreto, 13-15, Local B
08029 Barcelona
Tel: (34) 93 419 33 36
reverte@reverte.com
www.reverte.com

Reservados todos los derechos. La reproducción total o parcial de esta obra, por cualquier medio o procedimiento, comprendidos la reprografía y el tratamiento informático, y la distribución de ejemplares de ella mediante alquiler o préstamo públicos, queda rigurosamente prohibida sin la autorización escrita de los titulares del copyright, bajo las sanciones establecidas por las leyes.

Prefacio

Es para mí un placer prologar este libro que recoge parte del trabajo que su autor y compañero, el Dr. Vicente Dolz, ha realizado en el grupo CMT-Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Trabajo que como todos los del grupo se dirige a desarrollar conocimiento para la optimización de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), tanto desde el punto de vista de reducir sus emisiones contaminantes gaseosas o acústicas, como las de CO2 ó lo que es lo mismo aumentar su rendimiento.

Este trabajo se centra en los modelos físico matemáticos que se utilizan para la predicción del comportamiento de los MCIA. Concretamente en los llamados modelos uni-dimensionales (1D) de acción de ondas. Estos modelos 1D aúnan precisión y rapidez de cálculo lo que los hace especialmente útiles en las etapas de pre-diseño y optimización de los MCIA. Por lo tanto, los modelos 1D contribuyen de manera eficaz a reducir los tiempos de desarrollo y aumentan significativamente las posibilidades a explorar dentro de los procesos de optimización de los motores.

En concreto el libro que prologo ofrece un modelo de transmisión de calor idóneo para ser utilizado en los conductos de los códigos 1D. Gracias a este modelo el Dr. Dolz ha determinado las zonas del sistema de escape donde los gases sufren las mayores pérdidas de potencia térmica, potencia que es necesario recuperar al máximo para poder utilizarla en la turbina de los grupos de sobrealimentación o en los elementos de post-tratamiento de gases contaminantes, como son los catalizadores o las trampas de partículas. El Dr. Dolz completa la presentación del modelo con un extenso trabajo de diseño teórico-experimental sobre el colector de escape idóneo para un motor Diesel turbo-sobrealimentado. El colector que resulta como síntesis de su trabajo ofrece el máximo aprovechamiento térmico de los gases de escape tanto en funcionamiento estacionario como transitorio del motor.

Por último, quiero presentar brevemente al autor de este trabajo, con el que he tenido y tengo la enorme satisfacción de compartir muchas horas de discusiones y trabajos.

El Dr. Dolz cursó los estudios de Ingeniería primero en la Escuela Universitaria de Ingenieros Técnicos Industriales y posteriormente en la

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, ambas de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV) y es Doctor por esta misma universidad desde el año 2006. Desde el curso 2006-2007 es Profesor Ayudante por la UPV y realiza su labor investigadora en el Instituto CMT-Motores Térmicos. El Dr. Dolz es experto en modelado y cálculo numérico de fenómenos termo-fluido dinámicos en los motores de combustión interna alternativos y publica regularmente sobre estos temas en revistas y congresos internacionales.

José Ramón Serrano Cruz

Catedrático de Universidad

CMT-Motores Térmicos

Universidad Politécnica de Valencia

Índice General

Lista de Símbolos ..... **V**

Capítulo 1 ..... **1**

1.1 Introducción 1

1.2 Objetivos 4

1.3 Antecedentes 6

1.4 Metodología y planteamiento 8

1.5 Bibliografía 10

Capítulo 2 ..... **11**

2.1 Introducción 11

2.2 Modelos de transmisión de calor 12

2.2.1 Modelos de transmisión de calor del cilindro 13

2.2.2 Modelos de transmisión de calor en admisión y escape 15

2.3 Correlaciones de transmisión de calor interiores a los conductos 18

2.3.1 Correlaciones de admisión 21

2.3.2 Correlaciones de escape 24

2.3.3 Correlaciones de pipas de escape 29

2.4 Correlaciones de transmisión de calor exteriores a los conductos 32

2.5 Correlaciones de elementos especiales 38

2.5.1 Correlaciones en cilindros 38

2.5.2 Correlaciones de cámaras de aire 39

2.5.3 Correlaciones de intercambiadores de calor 48

2.6 Resumen 49

2.7 Bibliografía 52

Capítulo 3 57

3.1 Introducción 57

3.2 Estudio de sensibilidad del cálculo de la temperatura de pared 63

3.2.1 Modelo de 3 nodos 65

3.2.2 Modelo de 2 nodos 72

3.2.3 Modelo de 1 nodo 74

3.2.4 Modelo axial 75

3.2.5 Modelo con coordenadas cilíndricas 79

3.2.6 Justificación del esquema nodal elegido 82

3.3 Estudio de sensibilidad de los coeficientes de película 83

3.3.1 Correlación del coeficiente de película exterior 87

3.3.2 Correlación del coef. de película interior en la admisión 89

3.3.3 Correlación del coef. de película exterior de la pipa de admisión 91

3.3.4 Correlación del coef. de película interior de la pipa de escape 93

3.3.5 Justificación de las correlaciones elegidas 95

3.4 Estudio de sensibilidad para reducir tiempos de cálculo 96

3.4.1 Simplificación de las propiedades térmicas 96

3.4.2 Simplificación del cálculo de resistencias y capacidades 100

3.5 Cálculo de síntesis con el nuevo modelo de transmisión de calor 102

3.6 Modelo de convergencia rápida 109

3.6.1 Modelo sin inercia térmica con transmisión de calor radial 110

3.6.2 Modelo sin inercia térmica con transmisión radial y axial 112

3.6.3 Estructura y validación del modelo de convergencia rápida 114

3.7 Validación experimental del modelo 121

3.8 Resumen 131

3.9 Bibliografía 134

Capítulo 4 137

4.1 Introducción 137

4.2 Estudio teórico de la energía de los gases de escape 139
4.3 Estudio de un colector de escape 4-2-1 149
4.3.1 Discusión de los resultados experimentales 150
4.3.2 Discusión de los resultados modelados 154
4.4 Estudio de colectores de escape con catalizadores 159
4.4.1 Discusión de los resultados experimentales 161
4.5 Estudio de un colector de escape de baja inercia térmica 164
4.5.1 Discusión de los resultados experimentales 168
4.5.2 Discusión de los resultados modelados 173
4.6 Estudio de un colector de baja inercia térmica con pipas aisladas 180
4.6.1 Discusión de los resultados modelados 180
4.7 Estudio de un sistema de distribución variable 184
4.7.1 Estudio teórico de la energía de los gases de escape 186
4.7.2 Discusión de los resultados modelados 188
4.8 Síntesis teórica de posibles mejoras en el escape 196
4.8.1 Estudio teórico de la energía de los gases de escape 199
4.8.2 Discusión de los resultados modelados 201
4.9 Resumen 207
4.10 Bibliografía 209

Capítulo 5 211

5.1 Introducción 211
5.2 Modelo de transmisión de calor 212
5.3 Estudio de las pérdidas de energía en el escape 214
5.4 Diseño y estudio de nuevos sistemas de escape 217
5.5 Trabajos futuros 220

Bibliografía Completa 233

Lista de Símbolos

Latinos

A: Area [m^2].

$C_{m,n}$: Capacidad térmica equivalente en el nodo *m, n* [J/ºC].

C_p: Calor específico a presión constante de un gas [J/(kg·ºC)].

C_s: Calor específico de un sólido [J/(kg·ºC)].

C_v: Calor específico a volumen constante de un gas [J/(kg·ºC)].

c_m: Velocidad lineal media del pistón [m/s].

c_u: Componente tangencial del gas en la cámara de combustión [m/s].

e: Espesor [m].

d: Diámetro [m].

F_{xy}: Factor de forma entre el punto x e y.

f: Factor de fricción.

g: Aceleración de la gravedad [m/s^2].

h: Coeficiente de transmisión de calor [$W/(m^2 \cdot ºC)$].

k: Conductividad térmica [W/(m·ºC)].

L: Longitud característica [m].

l: Levantamiento de la válvula [m].

M: Par [N·m].

M_0: Par a potencia máxima de motor [N·m].

m: Masa [kg].

$\dot{m}$: Gasto másico [kg/s].

n: Velocidad de motor [rpm].

p: Presión [Pa].

R: Constante de los gases perfectos [R= 287 J/(kg·K)].

$R_{m,n}$: Resistencia térmica equivalente en el nodo *m, n* [W/ºC].

r: Coeficiente de correlación.

S: Carrera [m].

S_x: Desviación típica de la variable *x*.

$S_{x,y}$: Covarianza entre las variables *x* e *y*.

T: Temperatura [ºK].

t: Tiempo [s].

u: Velocidad del fluido [m/s].

V: Volumen característico [m^3].

$\dot{W}$: Potencia [W].

Z: Número de cilindros.

Griegos

α: Coeficiente de difusividad, definido como $\alpha=k/(\rho.C_S)$ [m^2/s].

β: Coeficiente volumétrico de expansión, definido como 1/k [m·ºC/W].

ε: Emisividad.

γ: Cociente de calores específicos.

λ: Escala de longitud de Taylor.

μ: Viscosidad dinámica [kg/(m·s)].

ν: Viscosidad cinemática [m^2/s].

ρ: Densidad [kg/m^3].

σ: Constante de Stefan-Boltzmann [$\sigma = 5.67x10^{-8}$ $W/(m^2K^4)$].

ω: Velocidad angular [rad/s].

Subíndices

0: Subíndice que indica condiciones de parada.

1: Subíndice que indica condiciones en el nodo 1.

2: Subíndice que indica condiciones en el nodo 2.

3: Subíndice que indica condiciones en el nodo 3.

atm: Subíndice que indica condiciones atmosféricas.

b: Subíndice que indica condiciones promedio.

CA: Subíndice que indica condiciones al final del proceso de admisión.

C: Subíndice que indica condiciones de transmisión de energía por convección.

c: Subíndice que indica condiciones del cilindro.

ca: Subíndice que indica condiciones de la camisa.

cu: Subíndice que indica condiciones de la culata.

d: Subíndice que indica condiciones basadas en el diámetro.

e: Subíndice que indica condiciones efectivas de motor.

f: Subíndice que indica condiciones de película.

g: Subíndice que indica condiciones del gas.

gr: Subíndice que indica condiciones por grado de cigüeñal.

i: Subíndice que indica condiciones en el interior.

in: Subíndice que indica condiciones de entrada.

j: Subíndice que indica condiciones basadas en la velocidad del chorro (jet).

K: Subíndice que indica condiciones de transmisión de energía por conducción.

max: Subíndice que indica condiciones de máximos.

o: Subíndice que indica condiciones en el exterior.

out: Subíndice que indica condiciones de salida.

pi: Subíndice que indica condiciones del pistón.

R: Subíndice que indica condiciones de transmisión de energía por radiación.

v: Subíndice que indica condiciones basadas en la válvula.

w: Subíndice que indica condiciones en la pared.

x: Subíndice que indica condiciones en el nodo número x.

δ: Subíndice que indica condiciones basadas en el espesor.

ξ: Subíndice que indica condiciones basadas en una ponderación.

∞: Subíndice que indica condiciones de corriente libre.

Superíndices

p: Superíndice que indica condiciones en el instante de cálculo p.

Grupos adimensionales

Bi: Número de Biot definido como [$Bi = \frac{h \cdot \Delta x}{h}$].

Fo: Número de Fourier definido como [$Fo = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{\Delta x^2}$].

Gr: Número de Grashof definido como [$\mathrm{Gr} = \frac{\mathrm{g} \cdot \beta \left(\mathrm{T_p} - \mathrm{T_\infty} \right) \cdot \mathrm{L}^3}{\nu^2}$].

Nu: Número de Nusselt definido como [$Nu = \frac{h \cdot d}{k}$].

Pe: Número de Peclet definido como [$\mathrm{Pe} = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}$].

Pr: Número de Prandtl definido como [$\mathrm{Pr} = \frac{\mu \cdot \mathrm{C_p}}{\mathrm{k}}$].

Ra: Número de Rayleigh definido como [$\mathrm{Ra} = \mathrm{Gr} \cdot \mathrm{Pr}$].

Re: Número de Reynolds definido como [$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu}$].

Siglas

AAA: Avance a la apertura de la admisión [grados de cigüeñal].

AAE: Avance a la apertura del escape [grados de cigüeñal].

CAF: Convective Augmentation Factor.

CFD: Computational Fluid Dynamics.

DMMT: Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.

EA: Energía Acumulada [J].

ECU: Electronic Control Unit (Control electrónico del motor).

EDC+EUDC: European Driving Cycle + Extra Urban Driving Cycle.

EGR: Exhaust Gas Recirculation.

HSDI: High Speed Direct Injection.

HVA: Hydraulic Valve Actuation (Válvulas de accionamiento hidráulico).

MCIA: Motor de Combustión Interna Alternativo.

MEC: Motor de Encendido por Compresión.

MEP: Motor de Encendido Provocado.

NIT: Potencia Isentrópica de la Turbina [W].

PMB: Presión Media de Bombeo [bar].

RCA: Retraso al cierre de la admisión [grados de cigüeñal].

RCE: Retraso al cierre del escape [grados de cigüeñal].

TGV: Turbina de Geometría Variable.

TIT: Trabajo Isentrópico de la Turbina [J].

TWC: Three-Way Catalytic Converter.

UPV: Universidad Politécnica de Valencia.

VNT: Variable Nozzle Turbine (Turbina de alabes móviles).

VVA: Variable Valve Actuation (Válvulas de distribución variable).

WAM: Wave Action Model (Modelo de acción de ondas).

Capítulo 1

Introducción

1.1 Introducción

El panorama de alta competencia en el mercado actual de los motores diesel, junto a una normativa cada vez más estricta en cuanto a las limitaciones de emisiones contaminantes, han motivado la introducción de nuevas tecnologías en el diseño de este tipo de motores para mejorar sus prestaciones. Estos nuevos elementos han aumentado la complejidad de los motores de encendido por compresión (MEC).

Un aumento significativo de las prestaciones ha sido motivado por el uso generalizado de la sobrealimentación y de la refrigeración del aire a la salida del compresor. Dentro de los motores diesel de automoción, el método de sobrealimentación más utilizado es la sobrealimentación mediante un turbogrupo o turboalimentación. Aprovechando la energía de los gases de escape, se acciona una turbina acoplada a un compresor que suministra aire a los cilindros a presiones mayores que la atmosférica. A continuación, el aire puede ser enfriado en un intercooler, para compensar el calentamiento sufrido en el proceso de compresión y elevar su densidad. Estas estrategias de sobrealimentación confieren una gran importancia a los procesos de transmisión de calor, ya sea para disminuir las pérdidas de calor en el escape y suministrar la mayor cantidad de energía posible a la turbina, o para refrigerar de una forma más eficiente el aire en la admisión y aumentar la

masa de aire admitida en los cilindros y en consecuencia, la capacidad de quemar mayor cantidad de combustible.

En cuanto a las normativas anticontaminantes, el mercado de los motores diesel ha visto aparecer en los últimos tiempos nuevos sistemas de control de las emisiones, como la recirculación de gases de escape (EGR), catalizadores y trampas de partículas. En estos sistemas también tienen gran importancia los procesos de transmisión de calor, ya sea en el enfriamiento del EGR para no perjudicar el rendimiento volumétrico del motor; o en la disminución de las pérdidas de calor en la línea de escape para que los gases lleguen a temperaturas elevadas al catalizador y a la trampa de partículas, aumentando así el rendimiento de las reacciones químicas que tienen lugar en el catalizador y la capacidad regenerativa de la trampa de partículas.

A medida que el nivel de sobrealimentación y la potencia en los motores diesel han aumentado, un nuevo problema ha ido surgiendo, las bajas prestaciones del motor turboalimentado en condiciones transitorias. Una de las causas importantes en la ralentización del transitorio del motor, es el transitorio térmico de éste. Este transitorio no tiene lugar únicamente en los motores sobrealimentados, ya que las paredes de cualquier motor absorben parte de la energía destinada al cigüeñal cuando se están calentando. En el motor turboalimentado hay un factor negativo añadido que es la absorción, durante el calentamiento de las paredes, de parte de la energía destinada a la turbina, no sólo en las paredes del motor (culata, camisa y pistón), sino también en las pipas y los colectores de escape. La causa de la elevada duración de este calentamiento es la acumulación de energía térmica en los diferentes materiales del motor que se encuentran a bajas temperaturas, aumentando así sus temperaturas hasta alcanzar el equilibrio. Este transitorio depende de la inercia térmica de los materiales del motor, la cual se puede definir como la inversa de la difusividad térmica *"α"* (1.1), es decir, el producto de su densidad y su calor específico dividido por su conductividad.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_S} \tag{1.1}$$

El transitorio térmico es de mayor duración que el provocado por el retraso del turbogrupo ante un cambio definido en las condiciones operativas del motor. Esto es debido a que las temperaturas de equilibrio no podrán alcanzarse hasta que se hayan alcanzado las condiciones de equilibrio en el motor. Por lo tanto, el transitorio térmico continúa una vez ha finalizado el transitorio del turbogrupo, el cual suele ser del orden de unos segundos, al contrario que el transitorio térmico que puede llegar a ser del orden de minutos.

En el caso de un transitorio de carga, donde el motor aumente bruscamente su par efectivo, este post-transitorio térmico origina que el rendimiento volumétrico obtenido justo al acabar el transitorio del turbogrupo (generalmente tras unos pocos segundos), sea mayor que el obtenido en condiciones estables de motor (tras algunos minutos, cuando el motor está estabilizado térmicamente), debido a que las paredes de la admisión están a menos temperatura durante los primeros instantes del transitorio. La *pmi* crece durante el transitorio térmico debido a la disminución de las pérdidas de calor. Además, el trabajo de la turbina aumenta, por aumentar la temperatura de los gases a la entrada de ésta; por lo tanto, el régimen de giro del turbogrupo y la presión de sobrealimentación también aumentarán ligeramente. Este aumento de la *pmi* y de la presión de sobrealimentación, en muchas ocasiones, compensa la disminución del rendimiento volumétrico causado por al aumento de temperatura de las paredes, con lo que finalmente la masa de aire puede llegar a aumentar.

Estos cambios producen una *pme* menor en los primeros instantes del transitorio térmico que la obtenida al final del transitorio, cuando el motor llega a condiciones estacionarias. Woschni 1967 [1.4] constató este hecho de reducción del par en funcionamiento dinámico con respecto al par en estacionario, achacándolo a pérdidas de calor en colector de escape y carcasa de la turbina y en menor medida, a las inercias térmicas en pistón, cilindro y culata. Winterbone y Backhouse 1986 [1.3] realizaron medidas en transitorio y analizaron los resultados mediante métodos de respuesta en frecuencia. Detectando, como consecuencia del análisis, la existencia de una componente en el retraso de la respuesta dinámica del motor atribuible a la inercia térmica de las paredes del mismo.

Para el estudio de este transitorio térmico, es fundamental la determinación de las pérdidas de energía en la línea de escape de los MCIA, antes de la turbina. Además, la cuantificación de estas pérdidas y su naturaleza son muy útiles para el diseño de nuevos sistemas de escape que mejoren el funcionamiento del motor. Las mejoras obtenidas por la disminución de estas pérdidas energéticas en el escape, se consiguen tanto en condiciones transitorias del motor, mejorando la aceleración del turbogrupo, como en condiciones estacionarias, debido al aumento de energía aportada a la turbina.

Una herramienta de cálculo muy útil para la predicción y estudio de estos balances energéticos, son los modelos de acción de ondas 1-D utilizados para el cálculo de la evolución de los gases en los conductos de MCIA. La utilización de modelos de transmisión de calor entre el gas y el ambiente, dentro de estos modelos de acción de ondas 1-D, proporcionan la herramienta

de cálculo necesaria para el estudio de las pérdidas energéticas, tanto en condiciones estacionarias, como en condiciones transitorias de motor. Así como para el diseño de nuevos sistemas de escape que mejoren las prestaciones de éstos.

La disminución de las pérdidas de calor, además de aportar mejoras en las prestaciones dinámicas del motor desde el punto de vista de la potencia o par, también implican un efecto sobre la emisión de contaminantes. Este efecto de las temperaturas, se puede observar tanto en el origen de la formación de contaminantes (mecanismos de formación de contaminantes durante el arranque y calentamiento del motor) como en los sistemas de post-tratamiento (influencia de las temperaturas sobre las variaciones del rendimiento del catalizador y la capacidad regenerativa de la trampa de partículas). Desde el punto de vista de los fabricantes de motores, es de especial importancia la influencia de los fenómenos de transmisión de calor sobre la formación de contaminantes durante los ciclos de homologación, descritos en la normativa anticontaminantes [1.1]. Es importante destacar que en los últimos años los niveles de las principales emisiones contaminantes se han reducido en un factor de diez y la normativa europea para los próximos años prevé reducir aún más estos niveles. En la actualidad, todos los motores que salen al mercado en alguno de los países miembros de la Unión Europea, cumplen la normativa anticontaminantes Euro IV, la cual entró en vigor en el año 2005.

En conclusión, las nuevas normativas anticontaminantes, cada vez más exigentes, confieren en sus ciclos de homologación una elevada importancia al transitorio térmico de los diferentes sistemas de control de emisiones (EGR, catalizador y trampa de partículas). Además, este transitorio térmico juega un importante papel en la evolución de las prestaciones dinámicas de los motores turbosobrealimentados, haciendo del estudio de la fenomenología de la transmisión de calor en los motores HSDI, una herramienta fundamental para el diseño y desarrollo de las nuevas líneas de admisión y escape en este tipo de motores.

1.2 Objetivos

El presente libro ha sido realizado con el fin de abordar los fenómenos de transmisión de calor que tienen lugar en los MCIA, desde el punto de vista del proceso de renovación de la carga. El principal objetivo del libro será aprovechar estos conocimientos en el diseño de sistemas de escape que

reduzcan las pérdidas de energía aprovechable en la turbina. Para lograr este objetivo principal, se han planteado diferentes objetivos parciales.

En primer lugar, para realizar un correcto estudio del funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos, sobretodo en condiciones transitorias de motor, se hace necesaria la implementación de un modelo de transmisión de calor. Este modelo de transmisión de calor debe tener en cuenta las inercias térmicas del motor, siendo su principal objetivo el de ayudar a un modelo global de acción de ondas de 1-D (WAM) en el cálculo de los fenómenos de transmisión de calor. Este nuevo modelo debe tener un correcto funcionamiento, tanto en condiciones estacionarias, como en condiciones transitorias de motor. Ya que la evolución de las temperaturas en las paredes del motor, durante el transitorio térmico, afecta a los fenómenos implicados en el proceso de renovación de la carga de los MCIA. Al mismo tiempo, el modelo de cálculo debe permitir la convergencia rápida de las temperaturas en condiciones de motor estables, de tal forma que se minore el tiempo de convergencia del cálculo, sin que esto afecte a la precisión del resultado final. Teniendo en cuenta estas premisas, se hace necesario el análisis y la implementación de un modelo de cálculo de temperaturas de pared que tenga en cuenta toda la fenomenología de transmisión de calor, tanto en condiciones estables de motor, como en condiciones transitorias y que sirva de herramienta para el posterior análisis de estos fenómenos.

El segundo objetivo planteado en el libro es el estudio de las pérdidas energéticas en la línea de escape, entre el cilindro y la turbina principalmente en condiciones transitorias de motor. El estudio de estas pérdidas energéticas se hará con el fin de determinar los posibles cambios en el sistema de escape que puedan mejorar el comportamiento del turbogrupo en condiciones no estacionarias del motor, prestando especial atención a la tipología y magnitud de las pérdidas energéticas en condiciones de bajo grado de carga y plena carga, para observar las diferencias en el comportamiento de éste a bajos y altos grados de carga. Para abordar este punto, se utilizará un parámetro denominado NIT, definido por Santos 1999 [1.2] como la potencia producida por una hipotética turbina isentrópica situada en el punto estudiado. Santos, en su tesis [1.2] utiliza este parámetro para realizar el estudio de un motor de transporte pesado en condiciones estacionarias. Mediante este parámetro se analizarán las principales pérdidas de energía que tienen lugar en el escape, entre el cilindro y la turbina, en un motor diesel de pequeña cilindrada para turismos y principalmente en condiciones transitorias. Con ayuda de este estudio, se podrá estimar la tipología de las pérdidas energéticas que tienen lugar en los distintos elementos del escape, es decir, las válvulas, pipas y el colector de escape y las que influyen en mayor medida en la evolución de los transitorios térmicos.

El último objetivo planteado en el libro será aprovechar la herramienta de cálculo de la transmisión de calor, junto con los conocimientos adquiridos en el estudio de las pérdidas energéticas en el escape, para abordar el estudio de la mejora del sistema de escape. Como el transitorio del trubogrupo depende en gran medida de la inercia térmica y de las caídas de presión en los elementos de la línea de escape (válvulas, pipas y colector), se actuará sobre cada uno de estos elementos en particular, mediante estudios teórico-experimentales y se buscará un diseño óptimo que mejore el comportamiento del motor en condiciones transitorias.

1.3 Antecedentes

Para estudiar el comportamiento de los gases en los MCIA, se va a utilizar un programa de modelado de acción de ondas 1-D (WAM), desarrollado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) de la Universidad Politécnica de Valencia (UPV). En el presente libro, se desarrollará un modelo de transmisión de calor que se integrará en el WAM, para modelar las pérdidas de calor del gas al ambiente y al refrigerante. Además, este programa también será utilizado para estudiar las pérdidas energéticas en el escape, mediante la utilización del parámetro NIT, definido por Santos 1999 [1.2].

El programa original, realizado en el Departamento, fue desarrollado a partir de la propuesta formulada por Benson (1982), a la que posteriormente se le incorporan diversas mejoras (Payri, Corberán y Boada 1986), y (Payri, Benajes, Chust, 1991). Éste utilizaba para la resolución de las ecuaciones generales del flujo unidimensional el método de las características.

Posteriormente se creó un modelo en paralelo para sustituir el método de las características en la resolución de las ecuaciones del flujo en los conductos, por otro basado en un esquema de diferencias finitas; con objeto de acelerar el proceso de cálculo y disminuir los tiempos de computación. Entre los diferentes esquemas de posible utilización y después de realizar un estudio comparativo (Desantes, Chust y Llorens, 1993), se llegó a la conclusión que los dos métodos más idóneos eran una variación de las versiones de MacCormak y de Lax-Wendroff. El programa utiliza actualmente el último de estos métodos.

Al programa se le han ido añadiendo, asimismo, la resolución de otros elementos singulares como turbinas (Benajes, Reyes, 1993), compresores (Benajes, Reyes, Luján, 1993), intercooler y válvula waste-gate (Payri,

Benajes, Luján, 1994) con lo que se permite la posibilidad del modelado de grupos de sobrealimentación. Posteriormente se le añadió un nuevo submodelo para analizar la transferencia de calor en las líneas de escape (Reyes 1994).

En la actualidad el programa permite también el modelado de sistemas, tanto internos como externos, de recirculación de gases del escape, mediante la incorporación de los submodelos de barrido y de EGR externo (Payri, Benajes, Luján 1995).

Santos 1999 [1.2] introdujo el término Trabajo Isentrópico de la Turbina (TIT) en el modelo. Este término se define como la diferencia de entalpía total, en cada instante de tiempo, entre el estado o punto de estudio en el sistema de escape y la entalpía que se tendría, realizando una expansión isentrópica hasta la presión atmosférica y hasta una velocidad de salida ideal nula.

Desde el punto de vista físico, este parámetro trata de cuantificar la variación de la energía aprovechable por medio de una turbina isentrópica colocada de manera hipotética en los diferentes puntos de cálculo. De esta forma se puede estimar la influencia que tienen diferentes configuraciones de motor en la energía aprovechable en la turbina, con el fin de encontrar la configuración más idónea. Un parámetro muy similar al TIT es la exergía. El problema que plantea la utilización de este parámetro respecto al TIT es que para la determinación de la degradación de la energía en el escape, en el cálculo de la exergía, se considera que en los gases de escape existe una energía disponible en forma de temperatura (mayor a la temperatura ambiente). Sin embargo, cuando se trata de computar la energía aprovechable en una turbina, este tipo de energía térmica solo es aprovechable cuando existe un salto de presión.

Partiendo del TIT, se puede definir también la Potencia Isentrópica de la Turbina (NIT_{α}) como la potencia instantánea que se obtendría idealmente de los gases, expandiéndolos isentrópicamente desde sus condiciones de parada hasta la presión atmosférica en cada instante de tiempo de giro de cigüeñal.

Santos [1.2] estudia el NIT en motores diesel de transporte pesado, en condiciones estacionarias de funcionamiento y en tres elementos diferentes del escape (válvulas, pipas y colector de escape), concluyendo que las mayores perdidas de NIT, con el motor a plena carga, se producen en las válvulas y son debidas principalmente a las condiciones sónicas que se producen en éstas, seguidas por las pérdidas en pipas y colector, las cuales

son, principalmente, en forma de calor transmitido al refrigerante o al ambiente.

1.4 Metodología y planteamiento

La metodología utilizada para la realización del presente trabajo, se ha basado, en primer lugar, en realizar un estudio del estado del arte en el campo de los modelos de transmisión de calor, para, a partir de éste, realizar un modelo de transmisión de calor que estime las pérdidas de calor, tanto en condiciones estacionarias, como en condiciones transitorias de motor. Finalmente y con ayuda de este nuevo modelo de transmisión de calor, se hará un análisis de las pérdidas energéticas en el escape y se estudiarán diferentes sistemas de escape que mejoren el comportamiento de los motores en condiciones transitorias.

En la revisión bibliográfica realizada, se hará especial hincapié en los distintos modelos para el cálculo de la temperatura de pared, utilizados por los diferentes autores en las pipas, colectores y resto de conductos de los MCIA. Además, se estudiarán los coeficientes de película más utilizados en el modelado de la transmisión de calor por convección en estos conductos. Esta revisión bibliográfica será descrita en detalle en el capítulo 2 del libro.

Con ayuda de la revisión bibliográfica realizada, se propondrán diferentes modelos de pared para el cálculo de la transmisión de calor, así como diferentes correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transmisión de calor por convección. Estos modelos y correlaciones serán estudiados en el capítulo 3, proponiendo al final del mismo un nuevo modelo de transmisión de calor para ser utilizado en el modelo de acción de ondas 1-D (WAM).

El nuevo modelo propuesto será evaluado y validado en este mismo capítulo, donde en primer lugar se realizará un análisis de su sensibilidad, proponiendo simplificaciones en el modelo que disminuyan los tiempos de cálculo. Validando seguidamente los resultados obtenidos con el nuevo modelo, tanto en condiciones estacionarias de motor, como en condiciones transitorias, mediante medidas realizadas sobre un motor instalado en un banco de ensayos.

El nuevo modelo de transmisión de calor programado en el WAM, será utilizado en el capítulo 4 para analizar las pérdidas de calor en el escape. Este estudio se realizará mediante la evaluación del parámetro denominado NIT.

El estudio de las pérdidas energéticas en el escape, se aprovechará en este mismo capítulo, para diseñar y proponer nuevas ideas en los sistemas de escape que puedan mejorar el comportamiento de los MEC en condiciones transitorias. Este estudio del sistema de escape se realizará diferenciando los tres elementos ya mencionados: el colector de escape, las pipas y las válvulas.

En el colector de escape, se realizarán diferentes estudios. El primero de ellos consistirá en la construcción, ensayo y modelado de un colector 4-2-1 para observar los efectos de la direccionalidad y el aislamiento de pulsos durante un transitorio de carga. En segundo lugar, se construirá y ensayará un colector con catalizadores incorporados, con el objetivo de mejorar el comportamiento de éstos, situándolos delante de la turbina. De esta manera, los gases que circulen por ellos tendrán mayores temperaturas y al mismo tiempo, las reacciones exotérmicas que tienen lugar en los catalizadores, aumentarán la energía térmica a la entrada de la turbina en condiciones estacionarias. Por último, se realizará un estudio encaminado a observar la influencia del aislamiento y la inercia térmica del colector de escape sobre las pérdidas energéticas durante los transitorios de carga, con el objetivo de mejorar el transitorio térmico de los gases de escape. En dicho estudio se comparará un colector aislado de doble pared y baja inercia térmica con un colector de referencia no aislado, el cual, además de ser modelado, se construirá y probará en motor mediante un banco de ensayos.

En las pipas de escape, al igual que se hizo en el colector de escape, se estudiará la posibilidad de aislar térmicamente los conductos mediante una doble pared de baja inercia térmica, para tratar de disminuir las importantes pérdidas de calor que tienen lugar en estos tubos, entre los gases de escape que se encuentran a elevadas temperaturas y el refrigerante que se encuentra a temperaturas cercanas a los 90ºC.

Debido a las conclusiones presentadas por Santos [1.2] y a los datos que se presentan en este estudio sobre las elevadas pérdidas de NIT en las válvulas de escape, se estudiará la posibilidad de considerar un dispositivo electro-hidráulico para la rápida apertura y cierre de las válvulas. De tal manera que se eliminen, dentro de lo posible, las fases de apertura y cierre en las que las secciones de paso son pequeñas y se producen condiciones sónicas debido a las elevadas diferencias de presiones entre cilindro y escape. No obstante, el desarrollo más profundo de este estudio quedará encomendado a futuros trabajos de investigación.

Para cerrar el libro, las mejoras más destacadas en los estudios precedentes se combinarán en un sistema de escape síntesis, que permita evaluar las posibilidades del conjunto de mejoras en las prestaciones dinámicas de los motores HSDI.