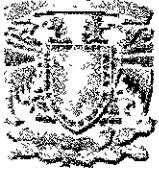


01173

9/



Universidad Nacional Autónoma de México  
División de Estudios de Posgrado  
Facultad de Ingeniería

M.C.I.A. DE DOS TIEMPOS BARRIDO POR CÁRTER CON  
VÁLVULA DE LÁMINAS

*Influencia del coeficiente de flujo de las lumbreras  
en las prestaciones del motor*

Tesis presentada para optar al grado de Maestría en Ingeniería Mecánica

JUVENTINO SANTIAGO RUIZ

Director de Tesis:  
Dr. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA

C. Universitaria, noviembre del 2000



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# INDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Introducción y objetivo	1
1.2	Organización de la tesis	3
2	MODELO UTILIZADO	11
2.1	Antecedentes y características generales	11
2.2	Modelado del proceso de barrido	15
2.3	Modelado de la dinámica de la caja de láminas	20
2.4	Características del código de cálculo	24
2.5	Entrada y salida de resultados del código de cálculo	27
3	MODELADO DEL MOTOR HONDA RS125R	31
3.1	Introducción	31
3.2	Ajuste del modelo global de cálculo al motor Honda RS125R	31
3.2.1	Geometría del motor y conducto	32
3.2.1.1	Dimensiones principales del motor	32
3.2.1.2	Características de funcionamiento	33
3.2.1.3	Geometría de los conductos	35
3.2.2	Secciones efectivas de las lumbreras	38
3.2.3	Sección efectiva de la caja de láminas	51
3.2.4	Propiedades viscoelásticas del material de los pétalos	53
3.2.5	Otros parámetros	58
3.2.5.1	Ajuste de las condiciones de funcionamiento y de los parámetros asociados al cilindro	58
3.2.5.2	Ajuste de los parámetros asociados al conducto de escape	62
3.3	Comparación de resultados	68

<b>4 ESTUDIO DE LAS LUMBRERAS</b>	<b>77</b>
4.1 Estudio previo mediante el modelado	77
4.1.1 Optimización de la sección efectiva	77
4.1.2 Optimización de la posición de las lumbreras respecto al borde superior del cilindro (Timing)	87
4.2 Desarrollo experimental	94
4.2.1 Influencia de la posición del cilindro	95
4.2.2 Lumbrera de escape	98
4.2.2.1 Mejora de la sección efectiva	100
4.3 Comentarios finales	103
<b>5 ESTUDIO DE LA CAJA DE LAMINAS</b>	<b>105</b>
5.1 Estudio previo mediante el modelado	105
5.2 Desarrollo experimental	107
5.2.1 Influencia de las características geométricas de los pétalos	107
5.2.2 Comportamiento de los pétalos para distintos materiales	113
5.2.3 Comportamiento de pétalos múltiples	115
<b>6 INFLUENCIA DE LOS REGLAJES</b>	<b>119</b>
6.1 Punto de encendido	119
6.1.1 Retraso del encendido a partir del punto standard	121
6.1.2 Avance del encendido a partir del punto standard	123
6.2 Carburación	125
6.3 Temperatura del agua de refrigeración	129
<b>7 SOPORTE EXPERIMENTAL</b>	<b>131</b>
7.1 Banco de flujo estacionario	131
7.1.1 Descripción de la instalación	133
7.1.2 Rutina de ensayos	134

7.2	Banco de rodillo inercial-estacionario	135
	7.2.1 Descripción de la instalación	137
	7.2.2 Rutina de ensayos	139
7.3	Dynamic Mechanical Thermal Analyser	140
7.4	Máquina Universal de Ensayos	143
<b>8 CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS</b>		145
8.1	Resultados finales	145
8.2	Conclusiones	148
8.3	Futuros desarrollos	152
<b>BIBLIOGRAFIA</b>		153

## *Capítulo 1*

# **INTRODUCCION**

### **1.1 INTRODUCCION, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS DE LA TESIS**

El motor HONDA NSR125 es un motor de dos tiempos de 125 cc. fabricado por HRC (Honda Racing Corporation) para su utilización en motocicletas. Las prestaciones básicas del modelo a cuyo estudio y desarrollo se ha dedicado la presente tesis son 30.2 kW a 12000 rpm y 23.5 Nm a 11500 rpm , siendo su rango normal de funcionamiento de 7500 a 12500 rpm.

Típicamente el desarrollo de este tipo de motores se ha basado en el ensayo directo del motor en banco de ensayos o bien en el de la motocicleta en banco de rodillos, y finalmente en los ensayos que se realizan de puesta a punto con el vehículo en velocidad. El uso de las técnicas de modelado por computadora en los pasados años ha revolucionado todos los campos de la ingeniería y ha contribuido a una mejora muy significativa de todos los productos en general. Un campo especial en el que los códigos de computadoras son cada vez más y más utilizados es el campo de la investigación y desarrollo de motores de combustión interna alternativos. Prácticamente en todos los departamentos de desarrollo de motores de las compañías de automoción, las técnicas de desarrollo por computadora se han incorporado totalmente a la rutina de trabajo. Hay que tener en cuenta que por un lado reducen el tiempo y el costo de las campañas de desarrollo, puesto que permiten centrar el diseño sin realizar ningún ensayo, y por otro ofrecen la gran ventaja de que proporcionan mucha información acerca de los procesos involucrados favoreciendo la comprensión de los fenómenos y resultando por tanto una gran ayuda de cara a la optimización de los motores.

Por otro lado los ensayos son y seguirán siendo siempre necesarios, pues hay multitud de fenómenos en los que se precisa la información previa obtenida experimentalmente para poder ajustar los modelos y por tanto para que resulten suficientemente predictivos, y además porque la fase final de desarrollo es necesariamente experimental. Así pues ambas técnica

se configuran como totalmente complementarias, y su utilización conjunta supone una potenciación importante del desarrollo técnico de los motores.

El objetivo de la presente tesis es doble: por un lado, el profundizar en la comprensión de los fenómenos de dinámica de gases puestos en juego en el funcionamiento de un motor de dos tiempos de alta velocidad de las características del motor estudiado, y por otro, el de alcanzar el más alto nivel de prestaciones posible de un motor de 125 cc. Adicionalmente, el propósito ha sido también el poder evaluar hasta que punto la combinación del uso de técnicas experimentales y de modelado por ordenador podría potenciar el desarrollo de un motor de 2t.

El trabajo, como a continuación se presenta, se ha basado fundamentalmente en estudios de optimización realizados mediante el cálculo por computadora y en ensayos en el banco de flujo estacionario del Laboratorio de Control de Emisiones UNAM.

## 1.2 ORGANIZACIÓN DE LA TESIS

La organización del estudio tuvo que ser pues especial, en primer lugar fue necesario establecer una clasificación de los componentes más importantes del motor, su interconexión, su influencia en las condiciones de operación y en las prestaciones, y evaluar si un análisis mediante cálculo por computadora podría ser útil en su optimización o no.

Como resumen se puede establecer la siguiente relación de orden de los componentes según su importancia sobre las prestaciones del motor:

El conducto de escape es el elemento más importante de este tipo de motores por ser el principal responsable de la respiración del motor y por lo tanto de sus prestaciones. La influencia de las modificaciones de la geometría del conducto de escape puede ser analizada mediante cálculo por ordenador por lo que este debería ser el aspecto más importante a tener en cuenta en el estudio de optimización del conjunto motor. Sin embargo, como ya se ha comentado existe una fuerte interconexión entre la optimización de este sistema y la de los demás, principalmente con los ángulos de apertura y cierre. Así pues el estudio de optimización del escape debe realizarse en conjunto al menos con el de la posición de las lumbreras.

El cilindro. Aunque este elemento del motor constituye una sola pieza varios aspectos deben ser estudiados independientemente dentro del mismo: el timing, la sección efectiva de las lumbreras y la forma interior de los conductos.

En primer lugar es necesario abordar el estudio del timing, es decir, de los ángulos de apertura y cierre de las lumbreras. No obstante, al tratarse de un motor de dos tiempos de barrido por cárter el control de apertura y cierre de las lumbreras se realiza por el propio pistón, por lo que el ángulo de cierre resulta simétrico al ángulo de apertura, concluyéndose por tanto que a diferencia de los motores de cuatro tiempos en el caso que nos ocupa la optimización del timing se reduce a la de los ángulos de apertura únicamente.

En el cilindro de este motor los puntos de apertura dependen fundamentalmente de dos factores, en primer lugar de la posición relativa entre el cilindro y el cárter, puesto que una variación de esta distancia relativa afecta a las cotas de apertura y por lo tanto a los ángulos de apertura de todas las lumbreras. En segundo lugar, la geometría de la parte



superior de las lumbreras es la que condiciona la diferencia relativa de apertura entre las diferentes lumbreras de admisión y escape.

De nuevo nos encontramos con un aspecto muy importante que puede ser investigado a través del cálculo por ordenador, este será pues el segundo punto en importancia que será necesario analizar mediante el código de cálculo sin olvidar la gran interconexión comentada en el punto anterior que existe con el diseño de la geometría del conducto de escape.

Las lumbreras. El aspecto más importante a considerar en la geometría de las lumbreras es el área efectiva que dejan al flujo. Los valores de esta área efectiva deben determinarse en ensayos experimentales, puesto que los cálculos no tienen la precisión necesaria. El objetivo de desarrollo en principio, será siempre el disponer de una sección efectiva importante para permitir un alto llenado del cilindro. De hecho la sección efectiva de este tipo de motores es ya de partida muy elevada.

La modificación de la sección efectiva puede analizarse también mediante cálculo por computadora determinando si es conveniente el aumentar o disminuir la sección efectiva de una lumbrera concreta por lo que el estudio de este aspecto mediante el modelado se plantea como una etapa previa más del desarrollo del motor.

La modificación de los conductos de las lumbreras no sólo tiene una importancia esencial sobre la sección efectiva de las mismas, sino que además tiene una gran influencia en el proceso de barrido, y por tanto en la combustión y en las prestaciones. El proceso de barrido es muy complejo por lo que en la práctica resulta imposible conocer la influencia real de variaciones de la geometría de los conductos por medio de las técnicas de modelado. Por todo ello la influencia de las variaciones de la sección efectiva estimada mediante el modelado sobre las prestaciones debe interpretarse siempre cuidadosamente, y las tendencias predichas confirmadas siempre por ensayo directo en el banco de rodillos.

Por último, las modificaciones de la geometría interior de los conductos que intenten aumentar la sección efectiva o mejorar el barrido deben ser siempre evaluadas directamente por ensayo en banco.

La caja de láminas. Es también un elemento esencial en la operación de este tipo de motores. En este trabajo se ha hecho un esfuerzo especial para modelar este tipo de elemento; en primer lugar para poder producir resultados realistas de lo que son las prestaciones del conjunto motor y, en segundo lugar para tratar de conocer cómo las modificaciones de las características principales de los pétalos podrían influir sobre las prestaciones del motor.

Las tendencias derivadas del estudio mediante el modelado deben ser asumidas con cautela y confirmadas en ensayos en el banco de rodillos. Así mismo, todas las modificaciones de cierta entidad que se desee evaluar, deberán estudiarse mediante ensayos directos en banco.

Otros elementos. Por supuesto, la modificación de cualquier elemento en este tipo de motor siempre ofrece oportunidades para mejorar las prestaciones. Los tres elementos que han sido comentados anteriormente: el conducto de escape, el cilindro y la caja de láminas, pueden ser considerados como el corazón del motor y las mayores mejoras que cabe esperar pueden ser encontradas únicamente a través de su modificación. Sin embargo los otros elementos deberían ser naturalmente estudiados con el objetivo de alcanzar el nivel más alto de optimización aunque tengan una importancia secundaria en la mejora global. En particular, la optimización de la relación de compresión, de la geometría de la cámara de combustión, el ajuste del calado del sistema de encendido, y finalmente la carburación, deberían constituir el paso final del estudio de optimización y debe ser siempre llevado a cabo directamente a través de ensayos del motor en el banco de rodillos. Precisamente son estos elementos los que ofrecen la posibilidad de ser optimizados.

En la figura 1 se ha representado esquemáticamente los diferentes bloques de trabajo que han constituido la presente tesis.

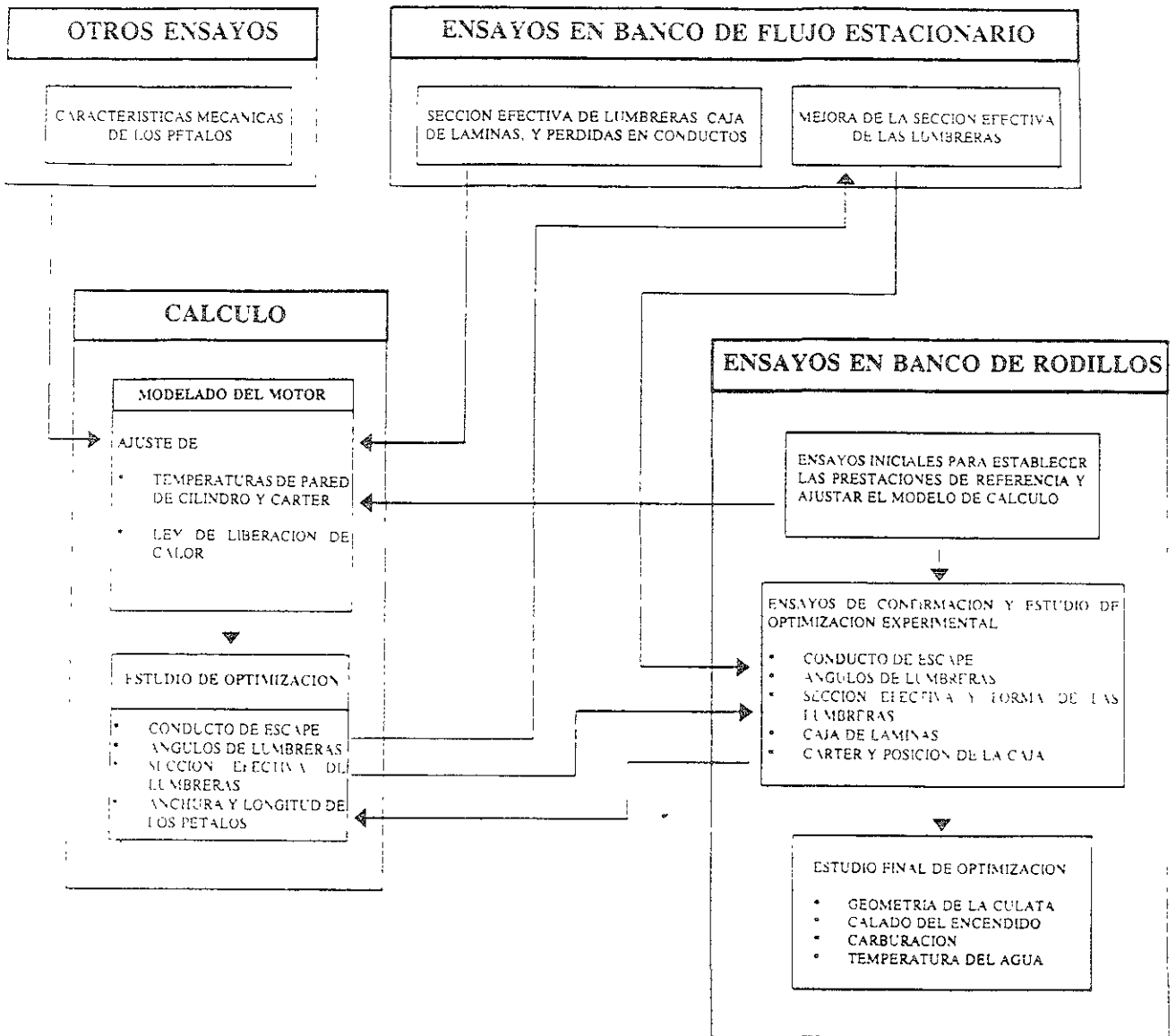


Fig.1 Organización de la tesis

Haciendo una clasificación previa se puede distinguir entre el bloque correspondiente al cálculo por ordenador y los correspondientes a los ensayos experimentales realizados en diferentes instalaciones, siendo el principal, el banco de flujo estacionario.

En la figura se esquematiza la interrelación existente entre las diferentes etapas de trabajo. La parte de cálculo por ordenador comienza con la etapa denominada modelado del motor. Para el modelado del motor es necesario en primer lugar caracterizar todos los parámetros geométricos y los parámetros de funcionamiento del motor a estudio.

Un conjunto importante de estos datos debe determinarse a partir de ensayos en banco de flujo estacionario, estos son principalmente la sección efectiva de las lumbreras en función de la posición del pistón y también la sección efectiva que ofrece la caja de láminas en función del levantamiento de los pétalos.

Existe otro conjunto de medidas inicial imprescindible para el cálculo del motor por ordenador. Dentro de este grupo, clasificado en la figura 1 como otros ensayos, se han agrupado ensayos varios como por ejemplo los de determinación del volumen de la cámara de combustión y la holgura que deja el pistón en su punto muerto superior respecto a la cara superior de la culata. De entre ellos merece especial mención las medidas realizadas para determinar las características mecánicas del material de los pétalos.

Una vez obtenida toda la información posible acerca del funcionamiento del motor y una vez realizados ciertos ensayos previos en el banco de rodillos, para que suministren información acerca de temperaturas de funcionamiento y además para establecer la referencia de las prestaciones iniciales del mismo, es necesario ajustar ciertos parámetros de los cuales es muy difícil o resulta imposible determinar su valor o sus características reales. Entre ellos merece la pena destacar la ley de liberación de calor que se utiliza para el modelado de la combustión.

Lamentablemente no ha sido posible el poder realizar ensayos para determinar la presión instantánea dentro del cilindro, lo cual hubiera permitido un ajuste adecuado de la ley de combustión. Esto no ha sido posible por carecer de la instrumentación necesaria y por tanto el ajuste de la ley de liberación del calor ha debido basarse en la comparación directa con la curva de par y las temperaturas de los gases de escape obtenidas en los ensayos.

Una vez puesto a punto el modelo de cálculo se puede pasar al estudio de optimización mediante el modelado. Tal y como se ha descrito anteriormente, los elementos del motor que pueden ser estudiados mediante cálculo por ordenador, son principalmente: la geometría del conducto de escape, los ángulos de apertura de las lumbreras, la sección efectiva necesaria de las lumbreras de admisión y escape, y alguna información acerca de la longitud y anchura de los pétalos. Para todos estos parámetros se realizaron los estudios correspondientes de optimización mediante el modelado. Los resultados de estos estudios permitieron extraer las líneas de actuación que había que seguir para mejorar el motor en sus diferentes aspectos.

Hay que destacar que por ejemplo, en las modificaciones de la geometría de lumbreras que el estudio mediante el modelado recomienda, es necesario el desarrollar primero prototipos de cilindro que muestren las modificaciones buscadas, ensayarlas después en el banco de flujo estacionario para determinar la variación de sección efectiva obtenida, y por último pasar a los ensayos en banco de rodillos para confirmar experimentalmente la bondad de los resultados obtenidos.

Una vez desarrollados los prototipos se entra por tanto en lo que se ha definido como segundo bloque, correspondiente a las medidas en el banco de rodillos, que se dedica al estudio de confirmación de las tendencias extraídas del modelado y directamente a estudios de optimización de los prototipos. Los elementos a estudiar en esta etapa son: los ángulos de apertura de las lumbreras, su combinación con la posición del cilindro, la forma de las lumbreras y su sección efectiva, el conducto de escape, la caja de láminas, y finalmente el cárter.

Hay que mencionar que esta etapa no está aislada de la etapa de cálculo por ordenador, ya que el modelado por un lado suministra información muy interesante acerca de lo que ocurre en el motor y por otro sirve también para reoptimizar dimensiones alrededor de las óptimas encontradas experimentalmente.

El último paso, una vez llegado a una optimización conjunta de todos los elementos mencionados, consiste en una etapa final de optimización que pretende la puesta a punto definitiva de aquellos parámetros en los cuales el modelado no puede contribuir a su

optimización por sus características. Entre ellos cabe la pena destacar la geometría de la cámara de combustión, el calado del encendido, la carburación y la temperatura del agua de refrigeración.

En lo que se refiere a la estrategia de optimización seguida en el presente estudio, hay que decir, que si bien en motores de cuatro tiempos es factible el plantear la optimización del conjunto entero del sistema de admisión sin considerar el conducto de escape, es decir considerándolos independientes, o incluso más, considerar la optimización del conducto de admisión como independiente de las secciones efectivas o del calado de las válvulas de admisión, esto no es en absoluto posible en este tipo de motor de 2T puesto que como ya se ha mencionado anteriormente los ángulos de apertura, las secciones efectivas de las lumbreras y el conducto de escape, tienen una interrelación muy fuerte, resultando imposible encontrar una estrategia de optimización clara para el conjunto de todos ellos. Por esta razón finalmente se decidió realizar en primer lugar un estudio de la influencia de las variaciones de cada uno de los elementos, independientemente, sobre las prestaciones del motor y después, una vez las tendencias de optimización habían sido encontradas para los valores standard de todos los demás, el realizar combinaciones de estas tendencias y el verificar a través del modelado y a través de los ensayos experimentales, que la estrategia combinada se dirigía hacia el óptimo. Esto obligó en la etapa final de desarrollo a reoptimizar combinaciones de alternativas de cada uno de los elementos.

Naturalmente este tipo de procedimiento impide el poder estar seguro de alcanzar el óptimo puesto que hay muchas combinaciones que no se logran abarcar. Sin embargo, dado que en la presente tesis no se pretendía únicamente el encontrar el valor óptimo, sino que aún era más importante el comprender los mecanismos y las tendencias de los fenómenos involucrados, fue posible el llegar a combinar de una forma razonable todas las tendencias obtenidas individualmente y por tanto se puede afirmar que el punto final de optimización conseguido si bien puede no ser el óptimo absoluto no distará mucho de serlo.

## *Capítulo 2*

### **MODELO UTILIZADO**

#### **2.1 ANTECEDENTES Y CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MODELO UTILIZADO**

Debido a que el flujo en los MCIA no puede considerarse estacionario, no fue posible desarrollar una teoría coherente de los procesos que tienen lugar en los conductos y el cilindro hasta muy recientemente. Prácticamente hasta los años cuarenta todas las teorías establecidas eran de naturaleza empírica y contribuyeron en muy poca medida al desarrollo de los MCIA. El desarrollo del motor ha basado tradicionalmente en ensayos directos en banco motor, siendo este modo de trabajo fundamental, incluso hoy en día. Sin embargo, la realización de ensayos experimentales tiene los problemas del alto costo, de la complejidad y lentitud de los mismos, y de que la validación de las modificaciones es dudosamente generalizable a otras situaciones y motores.

En los años 60-70, con la aparición de las computadoras con una alta capacidad de cálculo, los modelos de motores empezaron a adquirir mucha importancia dentro del campo de desarrollo de las compañías automotrices. La técnica del modelado ha ido adquiriendo rápidamente una gran importancia dentro de las ingenierías y es hoy por hoy una técnica fundamental para el desarrollo de los motores, habiendo quedado el ensayo en el banco motor como técnica esencial para la comprobación de las tendencias detectadas con el modelado y para la puesta a punto de los prototipos.

Dentro del campo del modelado del proceso de renovación de la carga y por lo tanto de los programas que posteriormente se han utilizado para asistir el diseño de los sistemas de admisión y escape, merece destacar como punto de partida los trabajos del profesor Benson [1] en la universidad de Manchester UMIST desarrollando una técnica numérica basada en el método de las características que en el año 65 era ya susceptible de ser resuelta mediante cálculo por ordenador.

Posteriormente aparecen técnicas numéricas basadas fundamentalmente en lo que podíamos denominar como esquemas en diferencias finitas, que permiten el cálculo de una forma más conservativa del flujo dentro de los conductos y que por lo tanto se fueron extendiendo en la mayoría de los modelos utilizados. Entre estos métodos merece la pena destacar el método de Lax&Wendroff de uno y dos pasos y el método de Mc Cormack.

Los problemas que se producen en las discontinuidades de presión y temperatura con la utilización de estos métodos estropean en muchos casos la solución y para resolver esta cuestión aparecen ya en los años 80 las técnicas denominadas de corrección de flujo. Los principales avances en la utilización de estas técnicas al campo del modelado de MCA fueron realizados por Bulaty y Niessner [31] y fueron posteriormente utilizados por otros autores como Winterbone [44], constituyendo junto con la técnica de viscosidad artificial explícita las técnicas más utilizadas en la actualidad.

Finalmente las últimas tendencias consisten en la utilización de las técnicas numéricas desarrolladas dentro del campo de la dinámica de gases que combinan la creación de esquemas robustos del tipo TVD (Variación Total Decreciente) con la resolución aproximada del problema de Riemann [38] que se plantea entre dos volúmenes de control mediante lo que denominamos "Approximate Riemann Solver". Esta técnica numérica es la utilizada en el código ENGINE CARD desarrollado por el grupo IMM del departamento de Termodinámica Aplicada, y que ha sido utilizado para los cálculos de la presente tesis.

El esquema desarrollado permite la incorporación de pérdidas de carga en el interior de conductos sin necesidad de hacer un cálculo de condición de contorno entre dos conductos separados, y así mismo permite la incorporación de pérdidas de presión distribuidas y de la transmisión de calor bien mediante la analogía de Reynolds o mediante coeficientes de convección en puntos interiores del conducto con la posibilidad de que sean o no uniformes. En cuanto a condiciones de contorno se dispone de: extremo cerrado, extremo de conducto estrangulado que es la condición de contorno característica de flujo a través de válvulas o lumbreras, unión de dos conductos, unión de varios conductos, turbina, compresor, unión de volúmenes, etc.

Como característica adicional se dispone de la posibilidad de hacer una evaluación del ruido emitido en el extremo del conducto de admisión y del extremo del conducto de escape mediante un tratamiento en serie Fourier de la oscilación del gasto másico en ambos extremos del sistema de admisión y escape.



En lo que se refiere al modelado de la combustión, en los modelos globales que pretenden el cálculo del funcionamiento del motor en su conjunto, en la mayoría de casos se utiliza una simple ley de quemado, fundamentalmente la ley de Wiebe [43], que se ajusta para reproducir los diagramas de presión indicados registrados en los ensayos experimentales. Como siguiente paso en precisión están los modelos de dos zonas en los que ya se adopta un volumen de quemado y un volumen de no quemados y siguiendo una ley de quemado se va calculando la evolución de la presión en el cilindro. El siguiente paso en complejidad consiste en utilizar una correlación de la velocidad en el frente de llama para poder calcular la evolución del mismo como separación entre volumen de no quemados y el volumen de quemados. Paralelamente a esto el poder distinguir en el cilindro una composición de gases quemados y no quemados, formada por diferentes especies con concentraciones que van evolucionando en el tiempo da nombre a lo que podemos llamar modelos de una sola especie o modelos de multiespecies. Finalmente el grado de complejidad mayor lo tiene lo que podemos denominar como modelado multidimensional, pero este modelado por el tiempo de cálculo que necesita y por ser el método totalmente diferente de los esquemas explícitos que se utilizan en los conductos de admisión y escape, no forma parte de ningún código global del motor, sino que constituye una herramienta que se aplica únicamente para los estudios específicos de la combustión.

A continuación se resumen los modelos de composición que son posibles en el código utilizado:

- a) Modelo sin especies, cuyos únicos parámetros son la fracción de masa quemada y el dosado de la mezcla. Las propiedades termodinámicas, entalpía, energía interna, y calores específicos, se calculan para este modelo a partir de los parámetros citados y la temperatura con una correlación adecuada.
- b) Modelo de composición simple, que distingue seis especies en estado gaseoso entre los productos de combustión:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$  y  $\text{H}_2$ . A su vez la mezcla fresca que aún no ha sufrido combustión se compone de aire, combustible en el caso de los motores de encendido provocado, y una fracción de gases residuales del ciclo anterior. Para el caso de dosado pobre se consideran nulas las fracciones de  $\text{CO}$  y  $\text{H}_2$ , y la fracción de cada una de las demás especies en los gases quemados resulta una función únicamente del dosado de la mezcla inicial. Para el caso de mezcla rica se supone nula

la fracción de  $O_2$  en los productos de combustión y se añade la reacción de gas-agua para completar el sistema de ecuaciones, por lo que la composición resultante depende, además del dosado, de la temperatura de la mezcla.

- c) Modelo de composición en equilibrio, que considera doce especies diferentes en los productos de combustión, las seis del modelo de composición simple más H, O, OH, NO, Ar y N. Estas especies, excepto el Ar, que es componente del aire y no reacciona, son producto de la disociación de las seis especies básicas cuando las temperaturas son suficientemente elevadas. Se considera equilibrio químico en las reacciones de disociación. Para la resolución de la composición considera, además de las ecuaciones de balance atómico para cada elemento, siete ecuaciones de equilibrio que varían según se trate de mezcla rica o pobre. La composición resultante en cada instante dependerá del dosado de trabajo del motor y de la temperatura, presión y fracción de gases quemados de la mezcla. Es el único modelo que permite realizar un cálculo de las especies contaminantes  $NO_x$  y CO.

A pesar de que la precisión obtenida mediante la opción c) es mucho mayor que con las otras, por el desarrollo de la presente Tesis se optó por utilizar la opción más simple a) principalmente a causa de la carencia absoluta de datos experimentales con los que ajustar un modelo más complejo.

El siguiente nivel de complejidad consiste en un modelo de dos zonas en el que podemos diferenciar entre volumen de quemados y volumen de no quemados y también se sigue para la evolución de frente de llama una ley de quemado de tipo de Wiebe, pero ya se distingue entre dos temperaturas diferentes en dos zonas del cilindro y por lo tanto una transmisión de calor diferente hacia las paredes de culata, cilindro y pistón. Combinado con esta diferencia de complejidad, también existe dos grados de complejidad en cuanto a las especies.

Por un lado, en el primer modelo más simple se puede combinar con una expresión que da las propiedades de la mezcla de gases quemados y gases frescos que hay en el cilindro, en función de la proporción del BGF, por lo tanto de la fracción de masa quemada de aire quemado y no quemado y en función de la temperatura.

## **2.2 MODELADO DEL PROCESO DE BARRIDO**

Para el cálculo del motor de dos tiempos objeto de este estudio era necesario introducir en el modelo global del motor un procedimiento para el cálculo del proceso de barrido que se da en el interior del cilindro. Dada la importancia de este aspecto en el cálculo del motor a estudio, a continuación se realiza un resumen de la génesis y características más importantes del modelo desarrollado.

Para empezar es necesario apuntar que el barrido es el responsable de la pureza conseguida en la carga del cilindro y por lo tanto de la potencia obtenida del motor. Un buen modelo de barrido con capacidades predictivas con diferentes barridos utilizados en los motores de dos tiempos requiere un modelo fluidodinámico multidimensional que analice el movimiento del gas en el cilindro. Sin embargo la complejidad de tal modelo ha llevado al desarrollo de otros con distinto nivel de simplificación para el cálculo del proceso. Los más sencillos parten de la hipótesis de considerar presión, temperatura y volumen constantes en el cilindro, lo que equivale a suponer que la masa es constante durante el barrido y por tanto que en cada instante el gasto por las lumbreras de transferencia y de escape es el mismo. Los modelos de mezcla perfecta y desplazamiento perfecto, como casos límite teóricos, son los más sencillos de esta categoría, existiendo otros más complicados como el de Maekawa [29] y el de Benson y Bradham [3], que definen ambos dos zonas en el cilindro para representar un barrido intermedio entre el de mezcla perfecta y el de desplazamiento perfecto.

En cualquier caso, los modelos anteriores son muy limitados, ya que la hipótesis de que la masa en el cilindro es constante durante el barrido no es admisible ya que en la realidad se produce muchas veces reflujos, es decir inversiones del flujo en las lumbreras, y una variación neta de la masa en el cilindro. Pese a la existencia de otros modelos más complejos que los anteriores, como el de Benson de tres zonas [1] o el de Sher [40], ninguno de ellos es suficientemente general para ser aplicado a un modelo no estacionario de cálculo de la evolución del motor. Por ello se ha desarrollado un nuevo modelo de barrido más general, que se basa en los siguientes supuestos:

- El cilindro se divide en tres zonas: zona de aire (a, mezcla fresca), zona de mezcla (m) y zona de gas (g, gases quemados) (figura 2.1).
- Se considera que todo el cilindro tiene una temperatura uniforme. Por tanto no se contempla transferencia de calor entre las zonas.

- No se considera transferencia de masa o de momento entre las zonas.
- Se admitirá la posibilidad de reflujos tanto en la admisión como en el escape. El hecho de que el flujo en las diferentes lumbreras de admisión o de escape pueda tener distinto sentido, hace necesaria la consideración de dos flujos tanto en la admisión como en el escape, uno de entrada ( $\Delta m^{AE}$  en admisión y  $\Delta m^{EE}$  en escape), y otro de salida ( $\Delta m^{AS}$  en admisión y  $\Delta m^{ES}$  en escape). Todos los flujos llevarán asociada una fracción de residuales.
- Un total de doce coeficientes con valor entre 0 y 1 determinan la distribución de los flujos entrantes y salientes entre las tres zonas (coeficientes  $Q_i^j, K_i^j$  de la figura 2.1). Estos coeficientes, de los que sólo 8 son independientes si se tiene en cuenta la ecuación de continuidad, pueden ser variables con el coeficiente de admisión, es decir con el avance del proceso de barrido.

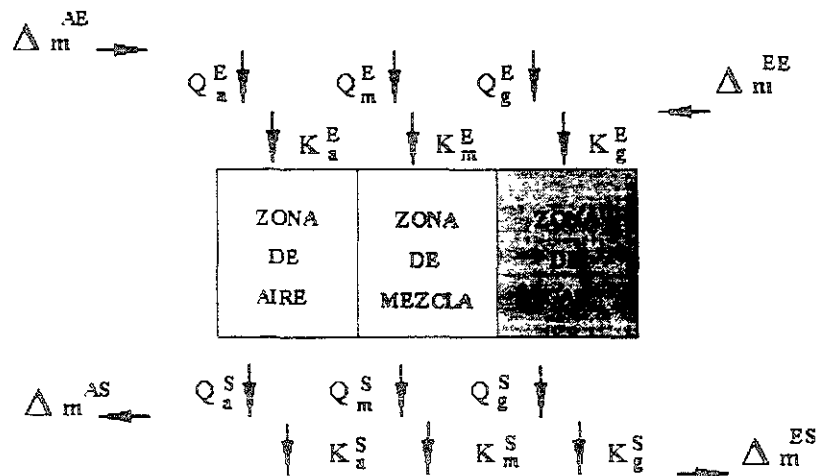


Fig.2.1 Coeficientes de distribución y zonas del modelo de barrido

El modelo de barrido parte de los resultados obtenidos del cálculo de las condiciones de contorno correspondientes a las lumbreras, tomando los gastos y la fracción de residuales del gas a través de cada una de ellas, y utilizando los valores de los coeficientes de distribución  $Q_i^j, K_i^j$ , para recalcular la masa en cada una de las zonas y la fracción de residuales en la zona de mezcla.

Las ecuaciones que se utilizan en el proceso de cálculo son:

- Definición de los coeficientes de distribución:

**Admisión:**

$$Q_i^E = \frac{\Delta m_i^{AE}}{\Delta m^{AE}} \quad Q_i^S = \frac{\Delta m_i^{AS}}{\Delta m^{AS}}$$

**Escape:**

$$K_i^E = \frac{\Delta m_i^{EE}}{\Delta m^{EE}} \quad K_i^S = \frac{\Delta m_i^{ES}}{\Delta m^{ES}}$$

donde el subíndice  $i$  indica la zona a la que va o de la que viene el flujo y tiene tres valores posibles (a:aire, m:mezcla, g:gas quemado), el primer superíndice indica si el flujo es por admisión (A) o escape (E) y el segundo si es saliente (S) o entrante (E) al cilindro.

- Conservación de la masa:

$$\Delta m_i = \Delta m_i^{AE} - \Delta m_i^{AS} + \Delta m_i^{EE} - \Delta m_i^{ES} = Q_i^E \Delta m^{AE} - Q_i^S \Delta m^{AS} + K_i^E \Delta m^{EE} + K_i^S \Delta m^{ES}$$

donde el subíndice  $i$  tiene tres valores posibles correspondientes a las tres zonas.

- Composición de las distintas zonas, indicada por la fracción de gases residuales (BGF, *burned gas fraction*):

. Zona de aire:

$$BGF_a = \frac{m_a^g}{m_a + m_g} = 0$$

ya que  $m_a^g = 0$  pues no hay gases quemados en la zona de aire.

. Zona de mezcla:

$$BGF_m = \frac{m_m^g}{m_m^a + m_m^g}$$

ya que  $m_g^a = 0$  pues no hay aire en la zona de gases quemados.

. Zona de gas:

$$BGF_g = \frac{m_g^g}{m_g^a + m_g^g} = 1$$

- Balance de residuales en la zona de mezcla:

$$\Delta m_m^k = \Delta m_m^{AE} BGF_m^{AE} - \Delta m_m^{AS} BGF_m^{AS} + \Delta m_m^{EE} BGF_m^{EE} - \Delta m_m^{ES} BGF_m^{ES}$$

Con las ecuaciones anteriores es posible resolver totalmente el cilindro, determinando la nueva masa y composición en cada zona.

La generalidad del modelo desarrollado permite obtener los modelos más sencillos comentados anteriormente como particularizaciones del mismo. Así, por ejemplo, el modelo de mezcla perfecta se obtendría considerando que sólo existe la zona de mezcla y que los coeficientes de distribución correspondientes a la misma son la unidad, siendo

cero los restantes. El modelo de desplazamiento perfecto, por su parte, se obtendría, haciendo la unidad los coeficientes  $Q_a^E$  y  $K_g^S$  y cero el resto, indicando que toda la mezcla entrante por la admisión va a la zona de aire, y toda la que sale por el escape proviene de la zona de gases quemados. El cortocircuito de mezcla fresca hacia el escape, característico de los motores de dos tiempos se reproduce en el modelo haciendo no nulo el coeficiente  $K_a^S$  que establece la proporción de gas que sale por el escape proveniente de la zona de aire.

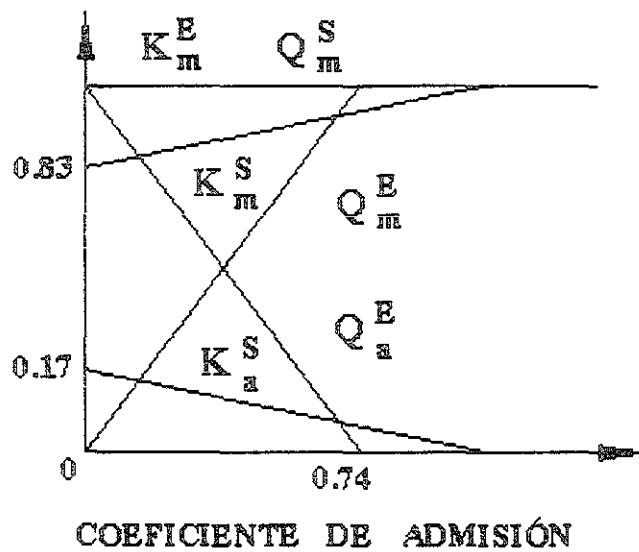


Fig.2.2 Coeficientes del modelo de barrido

Dando variación a los coeficientes de distribución en función del valor del coeficiente de admisión, se puede ajustar el proceso de barrido a los datos observados experimentalmente en algún motor. La figura 2.2 representa la variación con el coeficiente de admisión de los coeficientes no nulos utilizados en el ajuste del motor HONDA de 125 cc de competición, objeto del estudio. Estos resultan de la adaptación al modelo de barrido desarrollado, de los coeficientes propuestos por Blair [4] para su modelo. Los coeficientes relativos a la zona de gas quemado son nulos, lo que supone asumir que no existe zona de gases quemados, sino que cuando el proceso de barrido empieza, una parte del gas entrante por la admisión va mezclándose progresivamente con

el gas quemado presente en el cilindro constituyendo la zona de mezcla y el resto va formando la zona de aire puro que empuja a la anterior. Por otra parte también se asume con este conjunto de coeficientes que todos los reflujos provienen de la zona de mezcla.

Los valores mostrados en la figura anterior, son los que finalmente se han utilizado para un modelado de barrido en el motor a estudio. Desgraciadamente no contamos con la posibilidad en nuestros ensayos experimentales de comprobar si estos coeficientes están bien adaptados al funcionamiento de este motor o no, por lo cual hemos tenido que tomar estos valores siguiendo las recomendaciones propuestas por el profesor Blair y confiar en que están cercanos a lo que ocurre en la realidad. Sin embargo sí que se ha hecho un estudio de influencia de la variación de estos coeficientes sobre los resultados obtenidos en el modelado, encontrando que realmente la influencia sobre las prestaciones globales del motor de la variación de los mismos es bastante reducida. La bondad de los valores adoptados viene refrendada por los buenos resultados obtenidos en la comparación entre resultados medidos y calculados.

### **2.3 MODELADO DE LA DINAMICA DE LA CAJA DE LAMINAS**

Uno de los puntos principales en los que el modelo existente debía de ser completado para poder realizar el cálculo del motor a estudio, es el modelado de la dinámica de los pétalos de la caja de láminas. En un motor de las características del estudiado, el comportamiento dinámico de los pétalos es el que condiciona fundamentalmente junto con la geometría del conducto de escape las prestaciones del motor en todo el rango de régimen de giro a estudio, por ello el modelado de la caja de láminas constituye una parte importante y esencial para obtener unos buenos resultados con el modelo global.

El modelo anterior carecía de este módulo aunque sí disponía la posibilidad de poder calcular el flujo que en cada instante circula desde la admisión hasta el cárter como flujo que se produce a través de un orificio cuya sección efectiva puede ser caracterizada en el banco de flujo. No obstante la forma en que esa sección efectiva varía con el tiempo, que depende de la posición en cada momento del pétalo, no se disponía de ningún procedimiento establecido en el código de cálculo para poder evaluarla.

Así pues para el desarrollo de este trabajo ha sido necesario afrontar el cálculo de la dinámica de una lámina que, en el caso que nos ocupa, consiste en la dinámica de una



viga empotrada en un extremo y libre en el otro, con una carga distribuida correspondiente a la diferencia de presiones existente entre la presión aguas arriba en el conducto y la presión aguas abajo en el cárter. Esta diferencia de presiones es la que en todo momento obligará a abrir y a cerrar los pétalos de la caja de láminas. Sin embargo hay que tener en cuenta la dinámica, la inercia al movimiento de la lámina y la conversión del esfuerzo producido por la diferencia de presiones en fuerza de deformación de la viga empotrada, y esto dará en conjunto un sistema de ecuaciones que es necesario resolver e incorporar al modelo.

A continuación se explica de forma general las características del modelo que se ha desarrollado.

El modelo de superposición modal que se asume para la representación del movimiento de la lámina sigue las bases establecidas anteriormente por Hinds [22]. A diferencia de otros posibles modelos que consideran exclusivamente la posición del extremo libre de la lámina, el método de representación considerado calcula el movimiento del conjunto de la lámina, lo cual se muestra como requisito básico para tener en cuenta adecuadamente su posible impacto en zonas intermedias de la misma, sobre el asiento o el freno.

Según el modelo utilizado, el desplazamiento de la lámina es considerado como superposición de los modos independientes asociados a cada posible estado de libre vibración, lo que supone que el desplazamiento de cualquier punto de la lámina es la suma de los desplazamientos de cada uno de los modos de vibración. Así el valor final del desplazamiento se expresa como suma de los respectivos productos de las funciones que representan el correspondiente modo de vibración en ese punto y el valor de la coordenada generalizada asociada con ese modo.

Es necesario caracterizar adecuadamente la carga que actúa instantáneamente sobre cada punto de la lámina. La magnitud de la correspondiente función de carga  $p(x,t)$  depende del régimen de presiones que se establece sobre la lámina, es decir, aguas arriba la presión en el extremo del conducto proveniente del carburador, y aguas abajo la presión en el depósito que representa el cárter. Dicha función también dependerá del perfil que asuma la lámina, calculado previamente para el instante de tiempo anterior.

Suponiendo el movimiento general de una lámina cargada con una fuerza distribuida  $p(x,t)$ , la ecuación correspondiente se expresa como:

$$(EIy''(x,T))'' + m(x)y(x,t) = p(x,t)$$

donde  $E$  es el módulo de elasticidad del material de la lámina,  $I$  es el momento de inercia e  $y$  es la deflexión de la lámina.

Los modos normales  $\phi_i(x)$  de dicha lámina deben satisfacer la ecuación:

$$(EI\phi_i''')'' - \omega_i^2 m(x)\phi_i = 0$$

sus condiciones de contorno.

Dichos modos normales  $\phi_i(x)$ , cuya expresión se presenta posteriormente, son funciones ortogonales que cumplen la relación:

$$\int m(x)\phi_i\phi_j dx = \begin{cases} 0 & \text{paraj} \neq i \\ M_i & \text{paraj} = i \end{cases}$$

Representando la solución general del problema en términos de  $\phi_i(x)$ , se obtiene la expresión:

$$y(x,t) = \sum \phi_i(x)q_i(t)$$

Las coordenadas generalizadas  $q_i(t)$  pueden ser determinada utilizando la ecuación de Lagrange estableciendo en primer lugar la energía cinética y potencial del sistema, según las expresiones desarrolladas por Thomson [42].

Así finalmente se obtiene la ecuación diferencial para  $q_i(t)$ :

$$q_i + \omega_i^2 q_i = \frac{1}{M_i} \int p(x,t)\phi_i(x)dx$$

Dicha ecuación se resuelve adecuadamente aplicando el método de integración de Runge-Kutta para cada uno de los modos de vibración considerados.

Las funciones  $\phi_i(x)$  son de la forma

$$\phi(x) = A \cdot \cos(\lambda x) + B \cdot \sin(\lambda x) + C \cdot \cos(h\lambda x) + D \cdot \sin(h\lambda x)$$

donde:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\rho A \omega^2}{EI}}$$

y A, B, C y D son constantes que se determinan aplicando las condiciones de contorno para una lámina empotrada según se muestra en [42].

Después de simplificar, la expresión del modo de vibración queda descrita como:

$$\phi(x) = \cos(h\lambda, x) - \cos(\lambda, x) - \rho(\sin(h\lambda, x) - \sin(\lambda, x))$$

donde:

$$\rho = \frac{\sin(h\lambda, l) - \sin(\lambda, l)}{\cos(h, l) + \cos(\lambda, l)}$$

Debido a su influencia sobre la dinámica del elemento, los efectos del contacto entre el pétalo de la lámina y el asiento o el freno deben ser tenidos en cuenta adecuadamente. En ambos casos, el levantamiento en el punto de contacto correspondiente es limitado por uno de los dos elementos. Así la longitud libre de pétalo que se debe considerar a efectos de cálculo cuando la lámina choca contra el asiento o el freno se reduce en la magnitud correspondiente, resultando así en una lámina más corta y por tanto con una frecuencia natural mayor. Cuando el extremo libre del pétalo choca con el freno o el asiento, la forma de vibración cambia de empotrado-libre a empotrado-apoyado. Al romperse el contacto, la forma de vibración se transforma de nuevo a la forma inercial.

Con el modelo descrito lo que se logra es disponer en cada instante de la posición en la que se encuentra el pétalo de la caja de láminas. A continuación y con esta información se determina por lo tanto cual es la sección efectiva de paso que existe entre el conducto de admisión y el cárter y esta sección efectiva es traspasada al modelo global para poder determinar en función de las condiciones aguas arriba y aguas abajo el flujo que se establece entre ambos elementos y así poder continuar el cálculo.

## 2.4 CARACTERISTICAS DEL CODIGO DE CALCULO

El código de cálculo utilizado para la realización de la presente tesis es el denominado ENGINE CARD (Engine Computer Aided Research & Development), que ha sido desarrollado por el grupo IMM del departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia.

El código de cálculo está escrito en FORTRAN 77 y ha sido desarrollado con ayuda del compilador de FORTRAN de la Universidad de Salford (U.K.), versión 2.65. Incorpora algunas funciones desarrolladas en dicho compilador que no pertenecen al standard ANSI, por lo que para su utilización en PC se requiere disponer de las librerías auxiliares y del gestor de memoria DBOS suministrado bajo licencia por Salford.

La longitud del código fuente es de aproximadamente 10.000 líneas, ocupando una memoria en disco de aproximadamente 500 Kbytes. La memoria ocupada por el código ejecutable está en torno a los 250 Kbytes.

El programa ha sido desarrollado en entorno PC y para su utilización se requiere disponer de un PC-386 o superior, con una capacidad de memoria RAM de 8 Mbytes o superior.

Permite el cálculo de un motor completo con una geometría determinada funcionando bajo unas determinadas condiciones de operación (régimen y carga), y en un ambiente a unas condiciones concretas.

Para poder modelar un motor completo, hay que disponer de submodelos específicos para el cálculo de cada uno de los componentes del motor y también de un programa estructurado que organice los cálculos globalmente y relacione entre sí a los distintos submodelos.

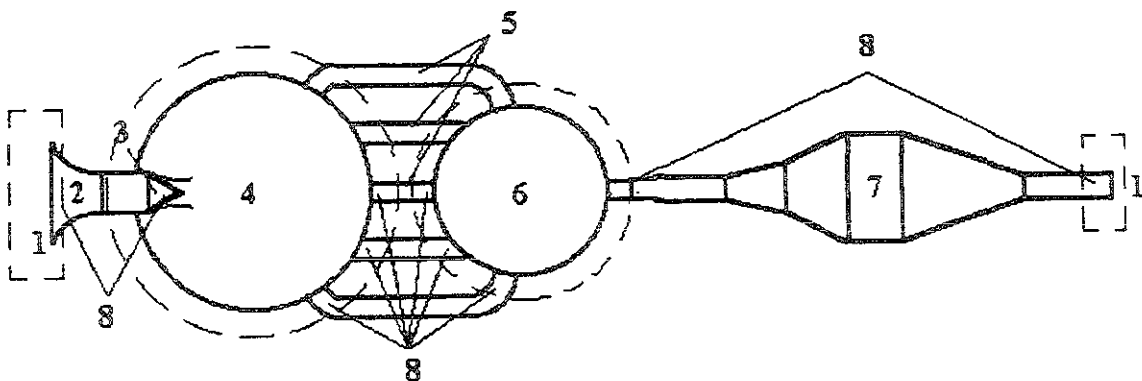
Los componentes básicos de un motor pueden clasificarse en tres grupos:

- *Conductos*, o elementos en los que se puede suponer un flujo predominantemente unidimensional, como ocurre en los colectores de admisión y escape o en las lumbreras de transferencia con una relación entre sección y longitud suficientemente pequeña.

- *Depósitos*, elementos en los que puede considerarse que la velocidad media es despreciable, como es el caso del plenum (volumen del distribuidor) que se utiliza en el

colector de admisión del motor de 4 tiempos, o los dos subvolúmenes en que el cartucho filtrante divide al filtro de aire. Los depósitos pueden ser de volumen constante, como es el caso usual de los que se han citado, o variable, como ocurre con el cárter de los motores de 2 tiempos.

- *Cilindros*, elementos en los que se produce la transformación de la energía química del combustible en mecánica. Se trata de volúmenes variables que se encuentran conectados a los conductos de escape y de admisión, o transferencia en los motores de dos tiempos, pero de los que se aíslan durante las fases de compresión, combustión y expansión gracias al cierre de las válvulas, o de las lumbreras. Por lo tanto el cálculo de estos elementos es independiente del resto de elementos del motor durante la parte del ciclo cerrado, pero está ligado al cálculo de los conductos y depósitos durante la fase de renovación de la carga.



- 1 Atmósfera.
- 2 Conducto de admisión.
- 3 Caja de láminas.
- 4 Cárter. Considerado como depósito de volumen variable.
- 5 Conductos de transferencia.
- 6 Cilindro.
- 7 Conducto de escape.
- 8 Extremos de conducto.

Fig. 2.3 Representación de los componentes básicos del motor a estudio de cara al modelado

Estos son los componentes básicos de cualquier motor, sin embargo, internamente, el modelo utilizado basa su estructura en las definiciones que se dan a continuación. En la figura 2.3 se muestra el motor de 2T objeto de estudio subdividido según requiere el programa de cálculo.

**ELEMENTO:** Se considera como elementos todos aquellos componentes caracterizados por el tipo de cálculo que requieren, y que unidos entre sí adecuadamente son capaces de reproducir la estructura de cualquier motor y su entorno. Se distinguen los siguientes tipos de elementos:

- Atmósfera, caracterizada por su presión, temperatura y composición constantes (1 en la figura 2.3).

- Interior de conductos, correspondiente a todo el conducto excepto sus extremos, y cuyo cálculo se realiza a partir de las condiciones en el instante previo en el conducto y de las nuevas condiciones en los extremos del conducto (2 conducto de admisión, 5 y 7 conducto de escape).

- Extremo de conducto, correspondiente a los últimos nudos del conducto por cada extremo en los que el cálculo es diferente al del interior del conducto por que depende de las condiciones fuera del conducto (8 en la figura 2.3).

- Depósito, caracterizado por las condiciones de velocidad nula, puede ser de volumen constante o variable (4 en la figura 2.3).

- Cilindro, que se diferencia del depósito por la posibilidad de que se produzca combustión en su interior (6 en la figura 2.3).

**CONEXION:** Se define como conexión la unión entre dos o más elementos. Se distinguen diferentes tipos de conexiones en función del tipo de elementos que unan y de las características propias de la unión. Por el tipo de cálculo que implican se pueden distinguir dos tipos básicos de conexiones:

- Volumen-volumen, es decir cualquier conexión entre dos volúmenes, entendiendo por volumen cualquier elemento en el que la velocidad es nula, bien sea atmósfera, depósito o cilindro.

- Volumen-extremo de conducto, correspondiente a la unión entre una atmósfera, depósito o cilindro con el extremo de un conducto.

La sección efectiva de una conexión puede ser constante o variable. Constante es el caso del extremo izquierdo de los conductos 5 y 2 y derecho de 7; o variable como es el caso de la caja de láminas (extremo derecho del conducto 2), las lumbreras (extremo derecho del conducto 5 e izquierdo del 7).

CONJUNTO: Se define como conjunto el grupo de elementos y conexiones que en un instante determinado están relacionados entre sí en el cálculo y, por ser éste en segunda aproximación, deben ser calculados al mismo tiempo. Los diferentes conjuntos están encerrados con línea discontinua en la figura. Sólo dos elementos, atmósfera e interior de conducto, aíslan el cálculo y separan entre sí a los diferentes conjuntos.

## **2.5 ENTRADA Y SALIDA DE RESULTADOS DEL CODIGO DE CALCULO**

En lo que se refiere a la entrada de datos y salida de resultados del código de cálculo utilizado, hay que decir que la primera se produce a través de un fichero de datos que debe de editar el usuario, en el cual se incluyen las características de todo el sistema de admisión y escape que son:

- . Geometría
- . Temperaturas de las paredes
- . Fricción
- . Coeficientes de convección gas-pared
- . Condiciones de presión y temperatura iniciales del cálculo

Así mismo es necesario describir las características generales del motor como son:

- . Diámetro de la carrera
- . Longitud de la biela
- . Volumen de la cámara de combustión
- . Superficies de la culata y pistón a efecto de transmisión de calor
- . Temperaturas de la culata, pistón y cilindro a efecto de transmisión de calor.

En lo relativo a la combustión es necesario definir el dosado de funcionamiento, fracción de combustible quemado, el poder calorífico del combustible utilizado y los parámetros de la ley de Wiebe con los cuales se va a evaluar la ley de liberación de calor: fracción máxima de calor puesta en juego, el factor de forma  $m$  que proporciona la forma de la ley de liberación de la energía, la duración de la combustión y el punto de inicio de la combustión. Algunos de estos datos dependen del régimen de giro, por lo tanto deberá introducirse su variación para cada régimen en que se quiera evaluar las prestaciones del motor.

Así mismo para el caso concreto del motor de dos tiempos es necesario introducir los coeficientes del modelo de barrido que ya se han descrito en el apartado anterior, así como las características mecánicas de los pétalos: la anchura, el espesor, la longitud libre, el módulo de Young, el momento de inercia, la amortiguación y la distancia a la que se sitúa el tope. Igualmente es necesario introducir los valores de la sección efectiva de la caja de láminas para cada posición del pétalo.

A parte de estos datos es necesario definir cual es la sección efectiva que tiene para cada posición del pistón cada una de las lumbreras de admisión y de escape tanto en flujo directo como flujo inverso, así como las cotas de éstas respecto al borde superior del cilindro.

En cuanto a la salida de resultados, tenemos dos tipos: salida a fichero de impresión y salida a fichero gráfico en pantalla. La salida en pantalla está diseñada para poder visualizar la evolución de la presión, temperatura y gasto másico en diferentes elementos del motor y esto se especifica en el fichero de datos; así por ejemplo se puede especificar la presión en el cárter, en el cilindro, en el escape o en cualquier punto de los conductos de admisión y escape.

Estos resultados además de verse en la pantalla se pueden almacenar en ficheros especiales, para compararse con los obtenidos en otras ejecuciones y poder visualizar a través de los resultados gráficos el efecto de los cambios introducidos en los ficheros de datos.



Los resultados de salida a fichero se realizan en formato ASCII y son de dos tipos: uno que contiene los resultados instantáneos de presión, temperatura, velocidad y gasto másico en los puntos definidos en el fichero de datos y que corresponden precisamente a un volcado de los valores calculados en esos puntos que son los mismos que se representan en la salida gráfica. El otro fichero contiene los resultados generales de parámetros globales del ciclo de funcionamiento del motor:

- . Masa total que entra al cilindro
- . Masa total de gases quemados que sale
- . Presión media neta
- . Calor transmitido a las paredes
- . Calor desarrollado en la combustión
- . Valores medios de presión y temperatura en el cilindro, en el cárter o en los puntos especificados en el conducto de admisión y escape

Así como los diferentes coeficientes correspondientes al proceso de la renovación de la carga:

- . Coeficiente de admisión
- . Coeficiente de retención
- . Coeficiente de barrido
- . Coeficiente de carga

Mediante una hoja de cálculo los parámetros mencionados anteriormente pueden tener una representación en función del ángulo del cigüeñal, así como también es posible representar cualquiera de ellos frente a otro.

Como ejemplo mostramos la evolución del gasto por la lumbrera de escape en función del ángulo de giro del cigüeñal (fig. 2.4).

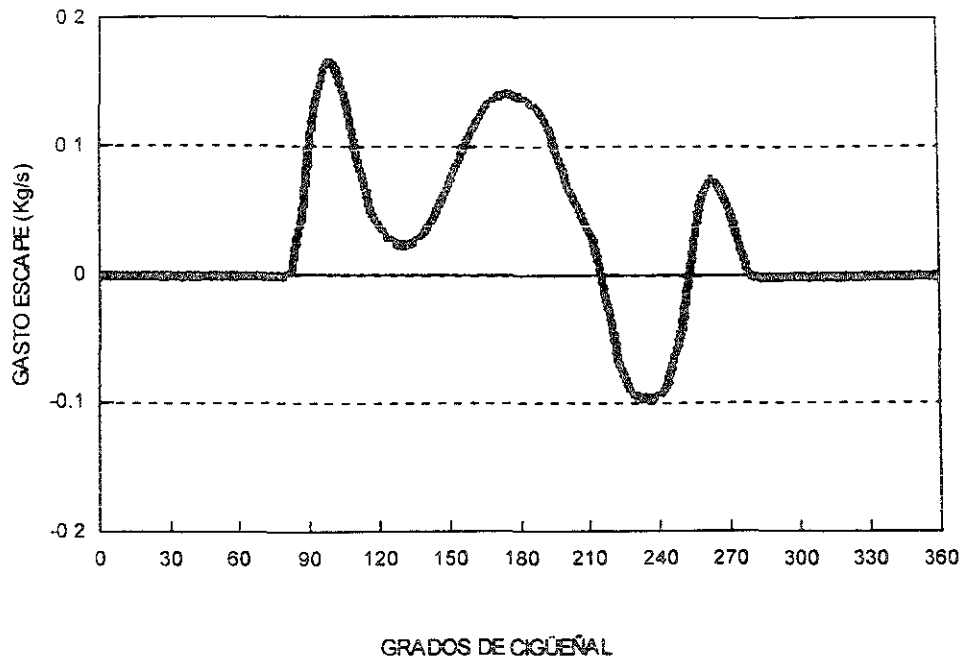


Fig. 2.4 Gasto por la lumbrera de escape a 12000 rpm.

## *Capítulo 3*

# **MODELADO DEL MOTOR HONDA RS125R**

### **3.1 INTRODUCCION**

Para el desarrollo de las diversas actividades incluidas en el presente trabajo es necesario previamente llevar a cabo el ajuste de algunos parámetros que utiliza el código de cálculo al motor objeto de estudio. Dicho proceso de ajuste hace referencia a la evaluación y cuantificación de algunos parámetros geométricos y de funcionamiento que es preciso determinar en función de las características propias de cada motor. Es este proceso de ajuste el que permite posteriormente, mediante la utilización del código, que sea posible calcular de forma adecuada el comportamiento del motor, y predecir la influencia de la modificación de diversos parámetros sobre el funcionamiento del mismo, o la selección de geometrías de admisión, cilindro y escape para la optimización del llenado. Así por tanto, esta tarea de ajuste es previa al resto de tareas y objetivos descritos anteriormente.

### **3.2 AJUSTE DEL MODELO GLOBAL DE CALCULO AL MOTOR HONDA RS125R**

En este apartado se presentan de forma resumida los aspectos más importantes relacionados con el proceso de modelado del motor objeto de estudio: se describirán los datos utilizados, tanto los que son disponibles a partir del propio motor o de su ensayo en banco, como los que ha sido necesario asumir a partir de la experiencia anterior en el modelado de motores, la configuración geométrica calculada y su representación mediante el código de cálculo, y finalmente la comparación de los resultados calculados con los datos de ensayos experimentales que han servido como referencia en el proceso de ajuste.

La correcta caracterización del conjunto lumbrera-pistón se muestra de gran importancia en el proceso de modelado del motor. La sección efectiva de las lumbreras de

admisión y escape para cada posición del pistón han sido medidas en el banco de flujo del Laboratorio de Control de Emisiones del Departamento de Termoenergía de la Universidad Nacional Autónoma de México. Los resultados de estos ensayos son descritos y analizados en el punto correspondiente de este mismo capítulo, mientras que las características de la instalación utilizada se describen en el correspondiente anexo.

Para el ajuste de ciertos parámetros de funcionamiento del motor ha sido necesaria información proveniente del ensayo del motor en banco de rodillos. En las partes correspondientes se indica de qué forma se ha obtenido la información y se comenta la precisión con la que se ha podido determinar. La descripción general de la instalación utilizada para ensayar el motor así como la rutina y características de los ensayos se describen en el anexo correspondiente de esta memoria.

### 3.2.1 Geometría del motor y conducto

#### 3.2.1.1 Dimensiones principales del motor:

. Diámetro	54 mm
. Carrera	54.5 mm
. Longitud de la biela	105 mm
. Volumen de la cámara de combustión	8 cm <sup>3</sup>
. Volumen muerto del cárter	300 cm <sup>3</sup>

A efectos de los cálculos de la transmisión de calor en el cilindro:

. Area de la cámara de combustión	46 cm <sup>2</sup>
. Area de la cabeza del pistón	23 cm <sup>2</sup>

3.2.1.2 Características de funcionamiento:

- *Rango de regímenes* de giro a estudio 7000-14000 rpm
- *Presión y temperatura ambiente:* A efectos de comparación con resultados obtenidos en el banco de ensayos, se introducen siempre los valores correspondientes al ensayo. No obstante a efectos comparativos en los estudios de optimización mediante el modelado se utilizaron condiciones de referencia siempre iguales de presión 1 bar y de temperatura 20°C.
- *Combustible:* Cara al modelado se eligió la gasolina de aviación AVgas 100LL cuyas características se incluyen en la tabla 3.1 adjunta, comparadas con otros combustibles, información extraída de "Fuels and Lubricants, Porsche Aktungesellschaft, R&D Center Weissach, Stuttgart 40, West Germany". De la tabla 3.2 del INTA (Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial) "Características generales que debe reunir la gasolina tipo 100LL", se ha tomado un valor de 43000 kJ/kg como poder calorífico neto del combustible. A efectos de modelado se ha considerado el dosado estequiométrico de este combustible como 1/14.5

TABLE 1 - Standardized values of fuels.

Properties	Avgas 100LL	Premium European Leaded <sup>b</sup>		EN 228 Premium European Unleaded		ASTM D 439 86 High Antiknock Unleaded	
		Summer	Winter	Summer	Winter	Hot Season	Cold Season
		RON x MON <sup>a</sup> / 2	102 <sup>a</sup>	91 <sup>a</sup>	90 <sup>a</sup>	90 <sup>a</sup>	91 (87) <sup>d</sup>
RON min	105 <sup>a</sup>	97 to 99	95	95	91 (88) <sup>d,e</sup>	91 (88) <sup>d,e</sup>	
MON min	90.5	85 to 89	85	85	...	...	
Sensitivity	...	...	...	...	min 7.5 <sup>c</sup>	min 7.5 <sup>c</sup>	
Density, 15°C	...	0.720 to 0.780	0.725 to 0.785	...	...	...	
Reid Vapor Pressure, bar	0.385 to 0.490	0.45 to 0.70 <sup>f</sup>	0.55 to 0.90 <sup>f</sup>	0.45 to 0.70	0.60 to 0.90	max 0.620 70 <sup>f</sup>	max 0.791 04 <sup>f</sup>
Lead content, g/gal	0.56	0.15 to 0.55	0.013	0.013	0.013	0.013	
Vapor/liquid (C)	...	...	...	...	20 at 60 to 51°C	20 at 51 to 41°C	
Ratio	...	...	...	...	...	...	
Vol. ratio	(see Fig. 1)	<i>Tabla 3.1</i>		(see Fig. 1)		(see Fig. 1)	

GASOLINA tipo 100/130  
(para aviación)

Designación de una "gasolina tipo 100/130 para aviación" de las características indicadas:  
GASOLINA 100/130, INTA 15 11 14 B

**Objeto:**

1 Indicar las condiciones generales y características que debe reunir la gasolina tipo 100/130 para su empleo en motores de aviación

**Condiciones generales:**

- 2 Estará compuesta de hidrocarburos junto con los aditivos y restantes productos que se indican a continuación
- 3 Estará libre de agua no disuelta, sedimento, materias en suspensión y sustancias tóxicas en las condiciones normales de manejo
- 4 Puede contener alguno o varios de los siguientes inhibidores de formación de gomas:
  - a) 2,6-dibutil tere-4 metilfenol
  - b) N1\*N'-dibutil sec-p-fenildiamina
  - c) 2,4 dimetil 6-butil tere- fenol
  - d) 2,6 dibutil tere- fenol
  - e) Mezcla de la siguiente composición:
    - 75% de 2,6 dibutil tere- fenol
    - 10-15% de 2,4,6 tributil tere- fenol
    - 10-15% de orto butil tere- fenol
- 4.1 La concentración total de inhibidor no excederá de 24 mg (sin incluir el peso del disolvente) por litro de gasolina

**Características:**

- 5 **Destilación:** INTA 15 02 27 B
  - 5.1 Cantidad evaporada a 75°C: de 10-40% en vol.
  - 5.2 Cantidad evaporada a 105°C: min 50% en vol
  - 5.3 Cantidad evaporada a 135°C: min 90% en vol
  - 5.4 Punto final: Máx 170°C
  - 5.5 Suma de las temperaturas correspondientes al 10 y 50% evaporado: min 135°C
  - 5.6 Residuo: Máx 1.5% en vol
    - 5.6.1 El residuo no será ácido.
    - 5.7 Pérdida por destilación: Máx 1,5% en vol
    - 5.8 Todas las temperaturas se consideran corregidas a la presión de 760 mm de Hg
- 6 **Densidad a 15°C:** No se limita, pero debe determinarse INTA 15 02 13
- 7 **Gomas actuales:** Máx 3 mg/100 ml INTA 15 04 35 B
- 8 **Gomas potenciales:** Máx 6 mg/100 ml, con 16 h de envejecimiento INTA 15 04 78 B
  - 8.1 Precipitado: Máx 2 mg/100 ml.
- 9 **Azúfre total:** Máx 0,05% en peso INTA 15 04 36
- 10 **Presión de vapor Real a 37,8°C:** De 0,38-0,50 kg/h.m<sup>2</sup> INTA 15 02 38 B
- 11 **Punto de cristalización:** Máx -60°C INTA 15 02 41 B
- 12 **Corrosión del cobre:** Máx num 1 h de la escala ASTM INTA 15 04 42 A
- 13 **Tolerancia al agua:** Máx índice de tolerancia, 2 ml INTA 15 02 47 B
  - 13.1 El aspecto físico de la interfase no excederá del num 2 de la clasificación dada en 8.1, de INTA 15 02 47 B
- 14 **Calor de combustión neto:** Min 10 300 Kcal/Kg INTA 15 02 29 A
  - 14.1 Esta determinación puede omitirse si el producto de la densidad de la gasolina, expresada en °API (INTA 15 02 23 A) por su punto de anhina en °F (INTA 15 02 48 A) es igual o superior a 7 500.
- 15 **Color:** Verde, siendo los colorantes aprobados y sus cantidades máximas admitidas las siguientes

Especificaciones Aeronáuticas Españolas  
Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial

Tabla 3.2

### 3.2.1.3 Geometría de los conductos

La composición del sistema de admisión y escape del motor a estudio se presenta esquemáticamente en la figura 2.3. El sistema de conducto de admisión está compuesto por:

#### 1. Conducto de admisión:

Como se observa en la geometría indicada en la figura 3.1, comunica la atmósfera con la caja de láminas y físicamente está formado por el carburador, el manguito de unión y la parte interior de la caja de láminas. A efectos de modelado se ha representado por un conducto de dimensiones mostradas en la parte derecha de la figura.

El extremo derecho del conducto se supone que tiene una sección efectiva de paso que es variable con el tiempo y que responde a la sección efectiva que presenta la caja de láminas en función de la posición de los pétalos. Los valores de la sección efectiva de este extremo del conducto dependerán pues de la posición instantánea de los pétalos y se dan en el punto correspondiente al modelado de la caja de láminas.

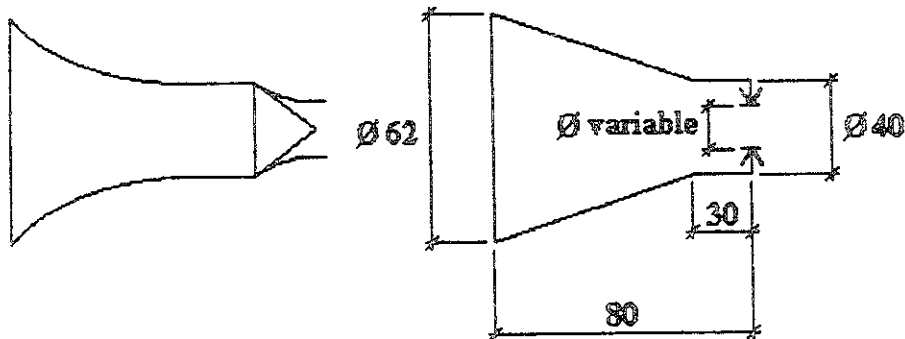


Fig 3.1 Esquema de los componentes del conducto de admisión

2. Conducto de transferencia:

En la figura 3.2 se muestran las entradas de los conductos de transferencia al cilindro, en forma desarrollada. Los conductos y lumbreras de transferencia han sido nombrados con una letra a efecto de simplificar el comentario de sus modificaciones a lo largo de este trabajo. Así pues, los conductos de transferencia "B" son los situados al lado del conducto de escape "A", los conductos "C" son los situados en el medio del cilindro, y el conducto "D" es el que queda opuesto al conducto de escape.

La forma real de estos conductos es muy compleja por lo que se ha optado por modelarlos como conductos de sección constante con una longitud equivalente a la longitud media real.

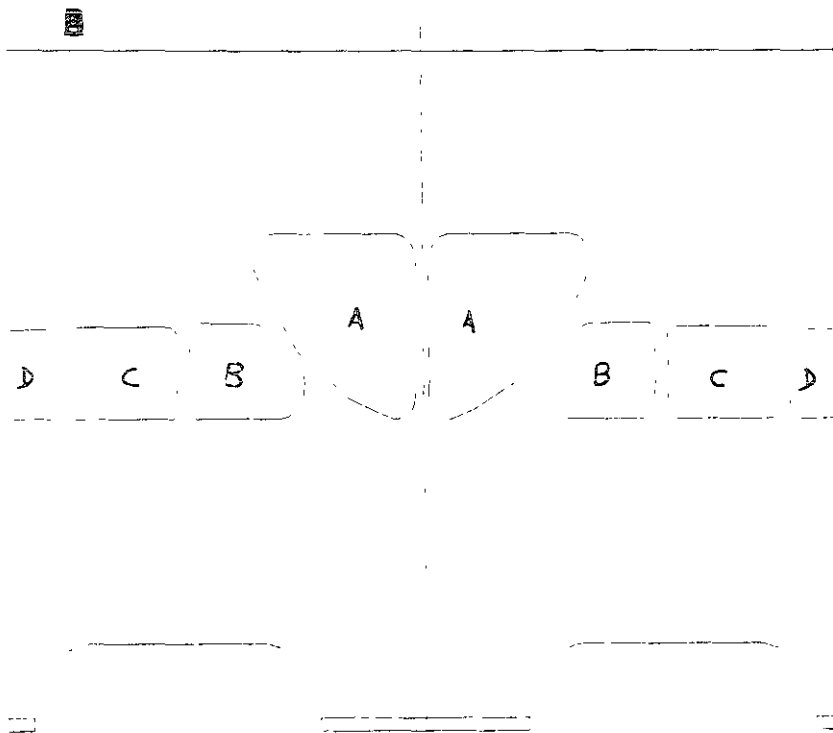


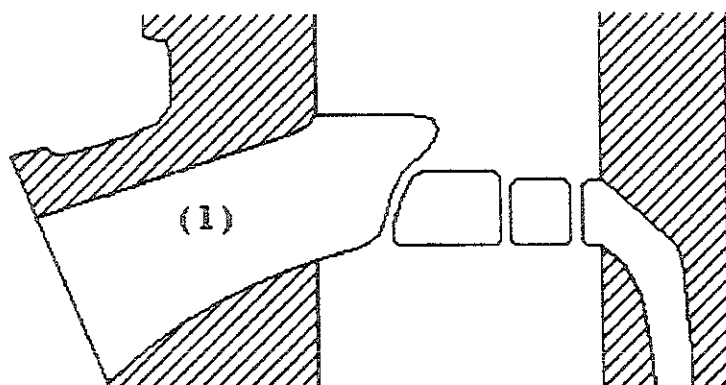
Fig. 3.2 Desarrollo del cilindro standard



### 3. Conducto de escape:

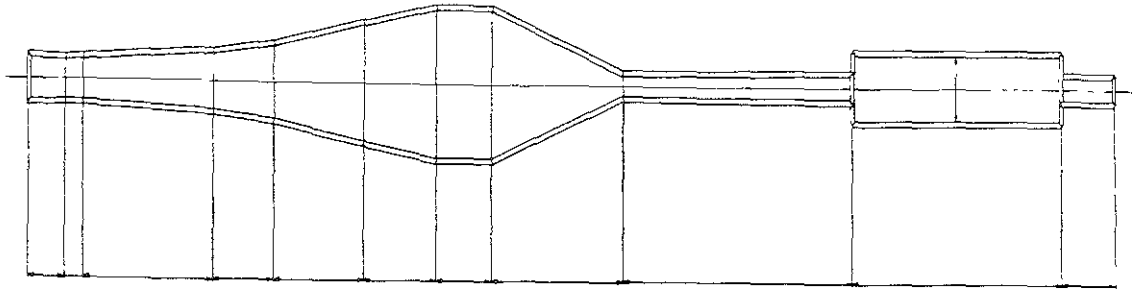
El conducto de escape se muestra en la figura 3.3 y está formado por los tramos siguientes:

- . Tramo inicial incluido en el cilindro (1)
- . Codo de acoplamiento con en el tubo de escape (2)
- . Tubo de escape propiamente dicho (3)
- . Conducto de acoplamiento entre el tubo de escape y el silenciador (4)
- . Silenciador (5)



*Fig. 3.3 Componentes básicos del conducto de escape*

Una vez analizada la forma de los conductos en su interior, el conducto de escape de cara al modelado se representa como un único conducto con las dimensiones indicadas en el esquema siguiente.



*Fig. 3.4 Dimensiones del conducto de escape*

Que corresponde aproximadamente a las dimensiones de un escape STANDARD HONDA 92 RS125. El primer tramo de este conducto de longitud de 50 mm. corresponde al tramo inicial incluido en el cilindro del motor (1).

### **3.2.2 Secciones efectivas de las lumbreras**

El cálculo mediante el modelado del flujo a través de restricciones importantes en el extremo de los conductos no puede llevarse a cabo como se hace en el interior de los mismos, puesto que se trata de un extremo y porque además la restricción que sufre el flujo en los mismos es de considerable importancia. Aparecen efectos tridimensionales importantes y además una influencia notable de la viscosidad, que es la que provoca el estrangulamiento del flujo, es decir, el que la cantidad de flujo que circula sea inferior a la que teóricamente

que teóricamente podría pasar por la sección teórica descubierta y provoca también la caída de presión total entre aguas arriba y aguas abajo del flujo.

La sección efectiva del flujo es un concepto que se utiliza dentro del modelo de cálculo para poder obtener el flujo que se establecería a través de una restricción a la sección de paso entre una presión aguas arriba y una presión aguas abajo. Para su determinación es necesario recurrir a una instalación experimental de banco de flujo estacionario, en la cual se establece un determinado flujo de aire a través de la lumbrera y se mide la caída de presión que se produce y el caudal de aire circulante. A estos datos se une el gasto másico teórico que circularía a través de una tobera ideal de las mismas dimensiones. Dicho gasto puede calcularse mediante la expresión de Saint-Venant, que proporciona el gasto másico del flujo compresible que se daría en un proceso de estrangulación isentrópico:

$$m_T = A_g \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[ \left( \frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_a}{P_{SUB}0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

- siendo:
- $m_T$  = gasto másico teórico.
  - $A_g$  = sección geométrica de la garganta.
  - $P_a$  = presión del depósito.
  - $P_0$  = presión de parada en extremo del conducto.
  - $T_0$  = temperatura de parada en el extremo del conducto.

De este modo, con los datos mencionados podemos determinar la sección efectiva de paso al flujo y el coeficiente de flujo  $C_d$  que ofrece la restricción a estudio, dividiendo el gasto real por el gasto teórico que evaluamos mediante las fórmulas siguientes:

$$C_d = \frac{m_{real}}{m_{teórico}} \quad S_{efectiva} = A_g C_d$$

En el esquema 3.5 a) se muestra el montaje del cilindro en el depósito de remanso y cómo se ha utilizado una torre de posicionamiento del pistón para en todo momento fijar la posición de éste respecto a las lumbreras.

El banco de flujo se encarga de suministrar un gasto másico de aire circulante de valor conocido, y de poderlo aspirar a través del conducto abierto o impulsarlo a través del mismo conducto.

El pistón se va colocando en diferentes posiciones dejando una determinada sección de paso entre el cilindro y el conducto a estudio, y para cada una de estas secciones de paso se determina el gasto másico circulante y la caída de presión a su través. De este modo con el procedimiento y la definición de sección efectiva dada en las líneas anteriores es posible determinar la sección efectiva para cada una de las posiciones del pistón y poder determinar tanto la sección efectiva al flujo entre el cilindro y lumbrera o entre lumbrera y cilindro según el sentido de flujo, para todas las lumbreras, de admisión y de escape.

En la figura 3.5 b) están indicados los flujos normales de circulación para la lumbrera central denominada D y para las lumbreras laterales B y C, así mismo como el flujo normal a través de la lumbrera de escape A.

Dado que durante el cálculo del flujo no estacionario en el interior del cilindro y de los conductos se producirán inversiones de flujo y existirán momentos en que por ejemplo en los conductos de admisión el flujo se dirija desde el cilindro hacia las lumbreras de transferencia, y en el escape el flujo entre desde el tubo de escape hacia el cilindro, es necesario también determinar estas secciones efectivas. Esto se ha hecho en el banco de flujo invirtiendo el sentido de flujo, cambiando entre impulsión y aspiración.

La sección efectiva de aquellas lumbreras que son simétricas se han determinado ambas al mismo tiempo, puesto que se considera que el flujo se desarrollaría del mismo modo a la vez en ambas.

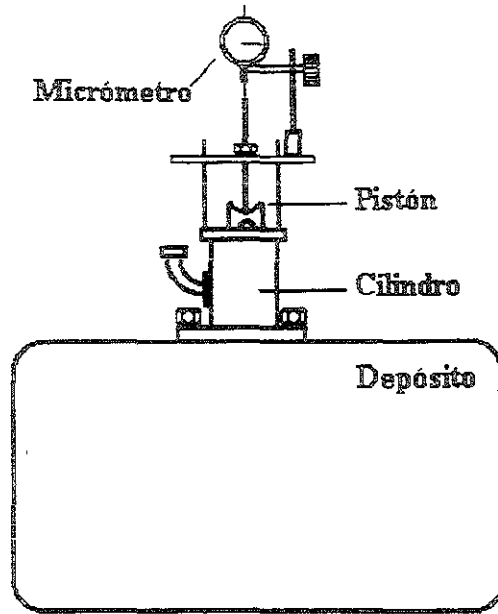


Fig. 3.5 a) Montaje de un cilindro RS125R en el depósito de remanso

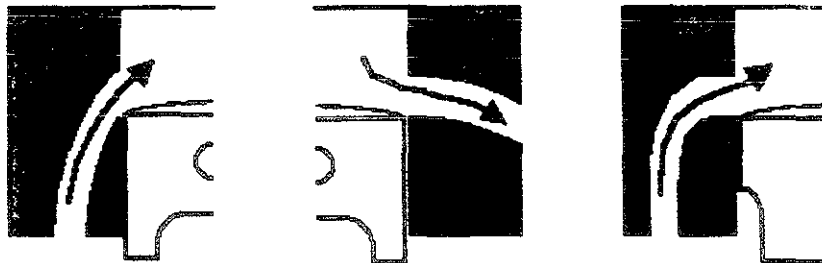


Fig. 3.5 b) Sentido normal de los flujos en las lumbreras

A continuación en las tablas 3.3 a 3.6 y en las gráficas 1 a 5 de la figura 3.6 se dan los valores que se obtuvieron en la medida de las secciones efectivas de los cuatro tipos de lumbreras ensayadas: escape A, transferencia B, transferencia C, y transferencia central D. En la gráfica 5 se muestra la sección efectiva a través de la lumbrera de escape en sentido normal de flujo, es decir saliente del cilindro comparada con las secciones efectivas de las lumbreras de transferencia B, C y D así como de la suma total de sección efectiva correspondiente a dichas lumbreras en el sentido también normal de flujo, es decir entrando desde los conductos al cilindro.

En cada una de las gráficas de 1 a 4 se ha representado la sección efectiva correspondiente a cada lumbrera según el flujo, sea saliente o entrante del cilindro. Por lo tanto el flujo saliente correspondería al flujo normal en la lumbrera de escape, mientras que correspondería a flujo inverso en las lumbreras de transferencia.

Como puede observarse en la gráfica 5, la sección efectiva de la lumbrera de escape totalmente abierta tiene el mismo orden de magnitud aunque ligeramente mayor respecto a la sección efectiva total de las lumbreras de transferencia.

Los valores de la sección efectiva determinados en el banco de flujo estacionario, son los utilizados posteriormente por el código de cálculo para en cada instante de tiempo, según la posición del pistón y el sentido de flujo, poder determinar cual es la sección efectiva entre cada conducto y el cilindro.

POSICION PISTON (mm)	COEF DE FLUJO NORMAL	COEF DE FLUJO INVERSO	SECC EFECTIVA F NORMAL (m2)	SECC EFECTIVA F INVERSO (m2)
27.1	0.0248	0.0245	0.000026	0.000025
28.1	0.0441	0.04335	0.000046	0.000045
29.1	0.083	0.07935	0.000086	0.000082
30.1	0.129	0.117	0.000133	0.000121
31.1	0.174	0.1565	0.00018	0.000162
32.1	0.227	0.1965	0.000235	0.000203
33.1	0.2783	0.233	0.000288	0.000241
34.1	0.3323	0.274	0.000344	0.000284
35.1	0.374	0.315	0.000387	0.000326
36.1	0.416	0.345	0.000431	0.000357
37.1	0.456	0.376	0.000472	0.000389
38.1	0.487	0.4065	0.000504	0.000421
39.1	0.518	0.43	0.000536	0.000445
40.1	0.55	0.457	0.000569	0.000473
41.1	0.58	0.494	0.0006	0.000511
42.1	0.6	0.516	0.000621	0.000534
43.1	0.625	0.538	0.000647	0.000557
44.1	0.653	0.5585	0.000676	0.000578
45.1	0.683	0.578	0.000707	0.000598
46.1	0.713	0.598	0.000738	0.000619
47.1	0.739	0.618	0.000765	0.00064
48.1	0.762	0.642	0.000789	0.000664
49.1	0.786	0.659	0.000813	0.000682
50.1	0.815	0.676	0.000843	0.000700
51.1	0.844	0.681	0.000873	0.000705
52.1	0.862	0.685	0.000892	0.000709

Tabla 3 3 Coef. de flujo y area efectiva de la lumbrera de escape "A", con diámetro de referencia 0.0363 m. (La posición del pistón se considera respecto al plano de la culata)

POSICION PISTON (mm)	COEF. FLUJO INVERSO	COEF. FLUJO NORMAL	SEC.EFEC. INVERSO (m2)	SEC.EFEC.N ORMAL (m2)
40.1	0.0452	0.0291	0.000027	0.000017
41.1	0.0803	0.0651	0.000048	0.000039
42.1	0.1195	0.1090	0.000071	0.000065
43.1	0.1570	0.1440	0.000094	0.000086
44.1	0.1970	0.1795	0.000118	0.000107
45.1	0.2300	0.2120	0.000137	0.000127
46.1	0.2640	0.2500	0.000158	0.000149
47.1	0.3020	0.2815	0.000180	0.000168
48.1	0.3420	0.3325	0.000204	0.000199
49.1	0.3925	0.3830	0.000234	0.000229
50.1	0.4425	0.4395	0.000264	0.000263
51.1	0.4885	0.4970	0.000292	0.000297
52.1	0.5310	0.5430	0.000317	0.000324
53.1	0.5700	0.5820	0.000340	0.000348
54.1	0.5915	0.6135	0.000353	0.000366
55.1	0.5965	0.6295	0.000356	0.000376
56.1	0.5857	0.6245	0.000350	0.000373
57.1	0.5750	0.6215	0.000343	0.000371

Tabla 3.4 Coeficiente de flujo y area efectiva de la lumbrera "B", con diámetro de referencia 0.0195 m. (La posición del pistón se considera respecto al plano de la culata).

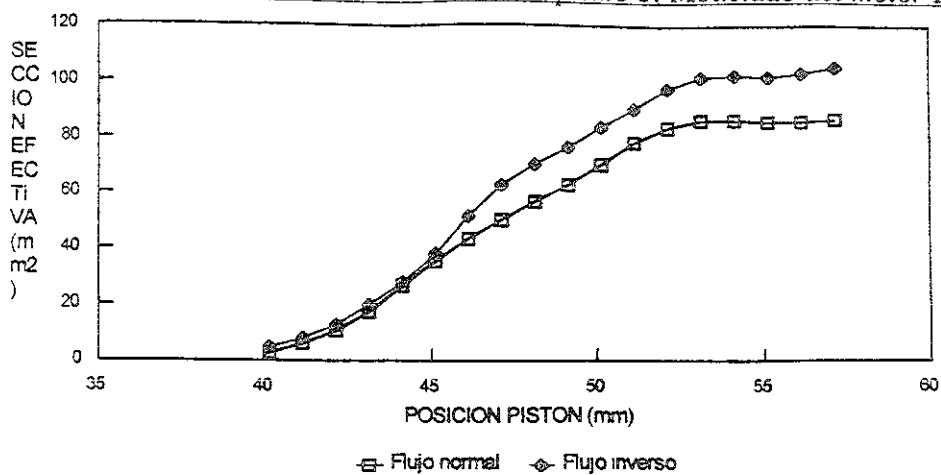


POSICION PISTON (mm)	COEF. FLUJO SALIENTE	COEF. FLUJO ENTRANTE	SECCION EFECTIVA SALIENTE	SECCION EFECTIVA ENTRANTE
40.1	0.0433	0.0346	0.000026	0.000021
41.1	0.0725	0.0649	0.000043	0.000039
42.1	0.1135	0.1085	0.000068	0.000065
43.1	0.1610	0.1495	0.000096	0.000089
44.1	0.1990	0.1985	0.000119	0.000119
45.1	0.2349	0.2370	0.000140	0.000142
46.1	0.2890	0.2780	0.000173	0.000166
47.1	0.3341	0.3250	0.000200	0.000194
48.1	0.3755	0.3720	0.000224	0.000222
49.1	0.4197	0.4135	0.000251	0.000247
50.1	0.4532	0.4550	0.000271	0.000272
51.1	0.4949	0.4960	0.000296	0.000296
52.1	0.5368	0.5325	0.000321	0.000318
53.1	0.5715	0.5690	0.000341	0.000340
54.1	0.5941	0.5865	0.000355	0.000350
55.1	0.6125	0.6035	0.000366	0.000360
56.1	0.6184	0.6105	0.000369	0.000365

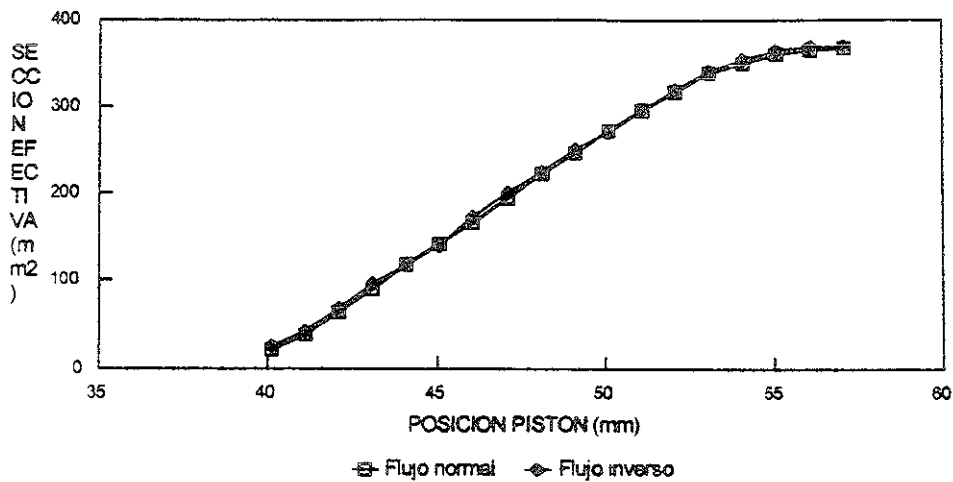
Tabla 3.5 *Coefficiente de flujo y area efectiva de la lumbrera "C", con diámetro de referencia 0.0195 m. (La posición del pistón se considera respecto al plano de la culata)*

POSICION PISTON (mm)	COEF. DE FLUJO INVERSO	COEF. DE FLUJO NORMAL	SEC.EFEC. F.INVERSO (m2)	SEC.EFEC F. NORMAL (m2)
40.1	0.0295	0.0170	0.000005	0.000003
41.1	0.0465	0.0340	0.000008	0.000006
42.1	0.0760	0.0624	0.000013	0.000010
43.1	0.1200	0.1060	0.000020	0.000018
44.1	0.1715	0.1605	0.000028	0.000027
45.1	0.2320	0.2130	0.000038	0.000035
46.1	0.3135	0.2620	0.000052	0.000043
47.1	0.3800	0.3040	0.000063	0.000050
48.1	0.4275	0.3455	0.000071	0.000057
49.1	0.4610	0.3830	0.000076	0.000063
50.1	0.5070	0.4260	0.000084	0.000070
51.1	0.5490	0.4760	0.000091	0.000079
52.1	0.5910	0.5055	0.000098	0.000083
53.1	0.6155	0.5235	0.000102	0.000086
54.1	0.6200	0.5230	0.000102	0.000086
55.1	0.6150	0.5200	0.000102	0.000086
56.1	0.6250	0.5195	0.000103	0.000086

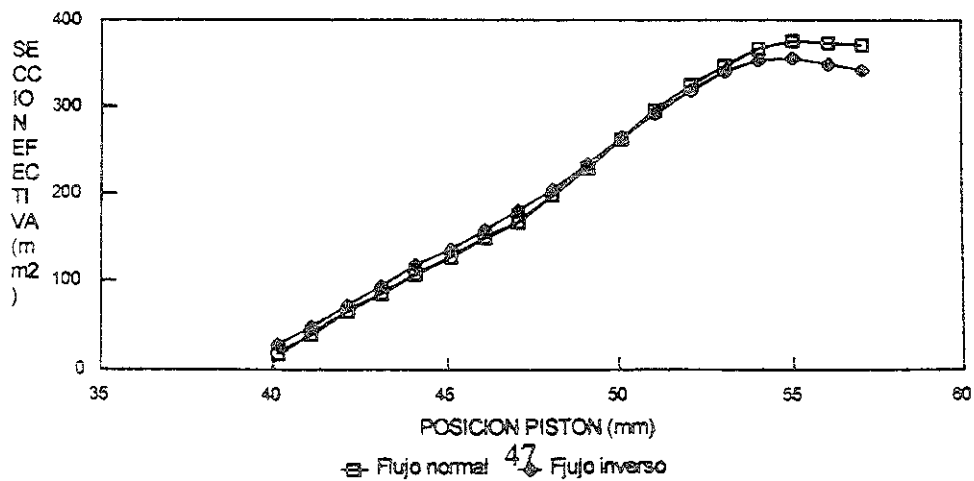
Tabla 3.6 Coeficiente de flujo y area efectiva de la lumbrera "D", con diámetro de referencia 0.0145 m. (La posición del pistón se considera respecto al plano de la culata)



Gráfica 1



Gráfica 2



Gráfica 3

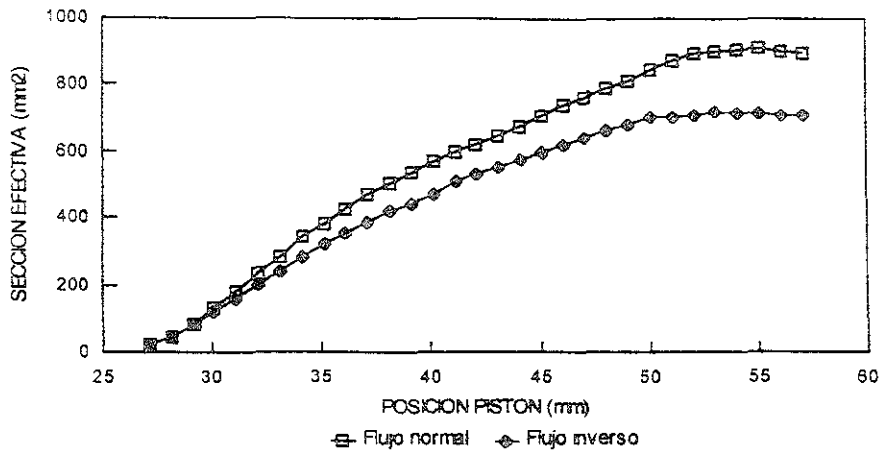
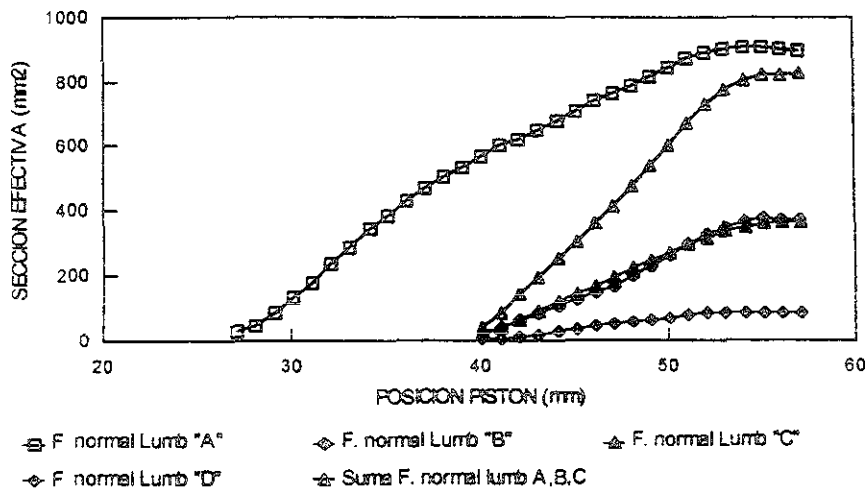


Gráfico 4



Gráfica 5

Fig. 3.6 Representación de las secciones efectivas de las lumbreras respecto a la posición del pistón.

Los ensayos en banco de flujo estacionario se han realizado para diferentes relaciones de presión aguas arriba y aguas abajo del flujo. La sección efectiva en general, depende de esa relación de presiones, sin embargo dadas las características del banco de flujo estacionario que se ha utilizado no ha sido posible investigar la influencia de modificaciones importantes de esa relación de presiones sobre las secciones efectivas determinadas. Se ha detectado una ligera variación pero ésta es muy pequeña como para poder inferir la variación dentro del rango en el que luego se va a mover con los resultados de presiones instantáneas calculados en el modelo.

Para tener en cuenta la influencia de este efecto, se ha utilizado una sencilla correlación que permite aumentar el coeficiente de flujo en función de la relación de presiones siguiendo más o menos una ley parecida a la tendencia publicada en otros trabajos. En concreto en el desarrollo de este trabajo se ha utilizado la expresión siguiente, cuya representación gráfica se incluye en la figura 3.7:

$$\alpha = 1,29489 - 0,831246 e^{-1,03632 \epsilon}$$

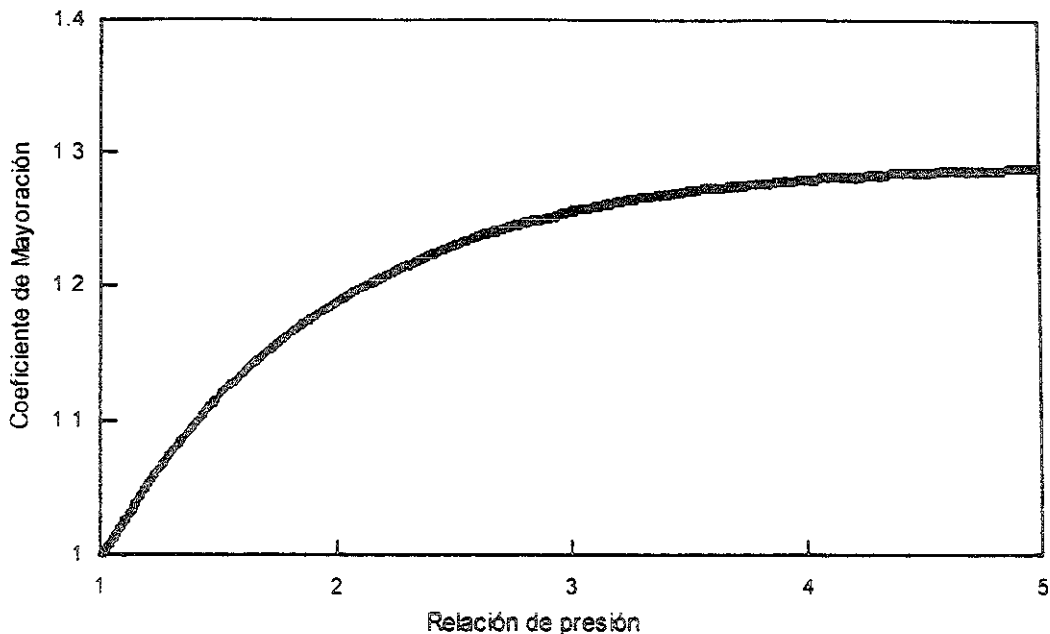


Fig. 3.7

La expresión anterior intenta introducir una influencia de la variación de la relación de presiones similar a la que se observa en la siguiente figura, fig 3.8, extraída del libro de Jonh B. Heywood "Internal Combustion Engine Fundamentals".

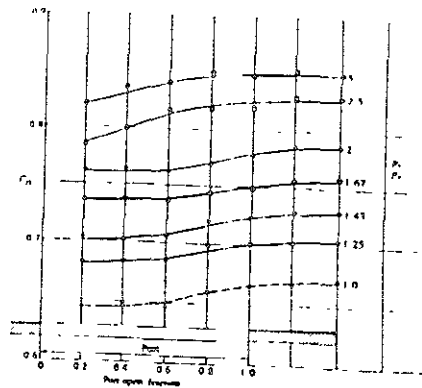


Fig. 3.8

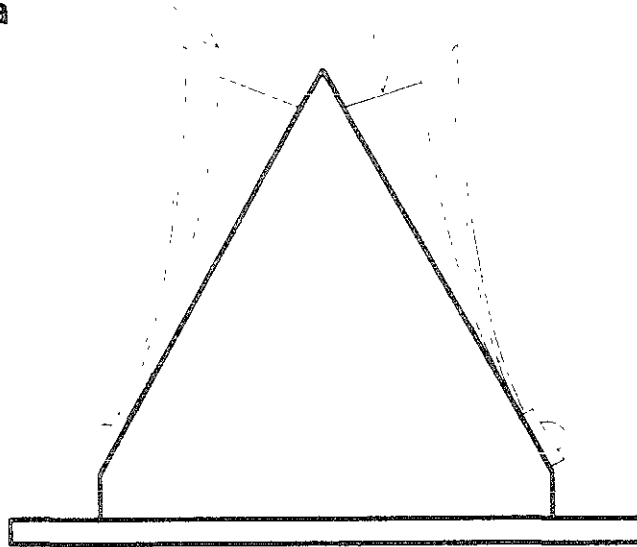
Esta variación de la sección efectiva con la relación de presiones, no resulta sin embargo importante de cara a los resultados globales del modelo, sino que tiene una influencia pequeña. Se han hecho estudios de sensibilidad de variar esta ley y se ha detectado que su influencia es pequeña sobre los resultados globales, no obstante se ha decidido considerarla puesto que es un efecto conocido y de hecho en la realidad debe presentarse.

### 3.2.3 Sección efectiva de la caja de láminas

Del mismo modo que con las secciones de las lumbreras, se realizaron ensayos en el banco de flujo para determinar las secciones de paso de la caja de láminas, en función del levantamiento de los pétalos, para lo cual se efectuaron mediciones para distintas aberturas de los mismos, desde 1 a 12 mm, en intervalos de 1 mm, con la ayuda de alfileres de distinto tamaño, como se observa en la fig. 3.9.

Ptalo

Aguja



Caja

*Fig. 3.9 Levantamiento de los pétalos mediante alfileres*

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.7 y en la figura 3.10 se representan las secciones efectivas de dicha caja de láminas, en función del levantamiento de los pétalos, para los dos sentidos de flujo, en la que se observa que la sección efectiva del flujo entrante al cárter es mayor que la del flujo inverso, siendo esta diferencia más acusada conforme el levantamiento aumenta.

LEVANT PETALO (mm)	COEF. FLUJO INVERSO	COEF. FLUJO NORMAL	SEC.EFEC. F.INVERSO (m2)	SEC.EFEC. F.NORMAL (m2)
1	0.0653	0.1009	0.000108	0.000166
2	0.1463	0.1900	0.000241	0.000314
3	0.2280	0.2675	0.000376	0.000441
4	0.2908	0.3317	0.000480	0.000547
5	0.3548	0.3888	0.000585	0.000641
6	0.3950	0.4381	0.000652	0.000723
7	0.4378	0.4875	0.000722	0.000804
8	0.4621	0.5268	0.000763	0.000869
9	0.4865	0.5660	0.000803	0.000934
10	0.4993	0.5886	0.000824	0.000971
12	0.5290	0.6288	0.000873	0.001037

Tabla 3.7 Coef. De flujo y area efectiva de la caja de láminas, con diámetro de referencia 0.04583 m.

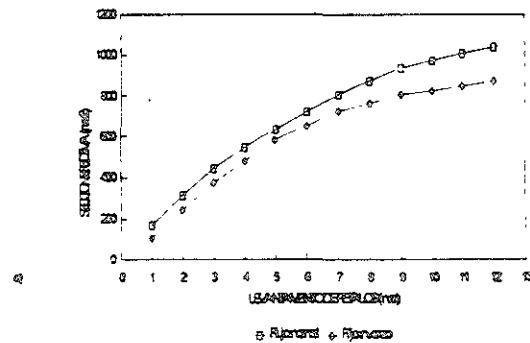


Fig. 3.10 Sección efectiva de la caja de láminas



### **3.2.4 Propiedades viscolásticas del material de los pétalos**

La obtención de la sección efectiva instantánea que ofrecen los pétalos al paso del flujo en cada instante del tiempo, está basada en el cálculo de la dinámica del movimiento de los pétalos que se realiza mediante el código de cálculo, y en la determinación experimental, tal y como se ha comentado en el punto anterior, de la sección efectiva que ofrece la caja para diferentes valores de apertura de los mismos.

El modelo que se utiliza para la dinámica de los pétalos está basado en la integración de las ecuaciones del movimiento no estacionario de una lámina empotrada por un extremo y libre por el otro, que estuviera sometida a un gradiente de presiones uniforme entre ambas caras de la lámina.

El que los resultados de este método de cálculo puedan aportar una buena estimación del comportamiento de la lámina es de una importancia fundamental para el funcionamiento del motor que nos ocupa, puesto que ésta permite el paso hacia el cárter del flujo y bloquea el contraflujo que se produce hacia la admisión. Así pues, aparte de utilizar un modelo que se aproxime lo más posible a la realidad del comportamiento dinámico de los pétalos, es necesario el poder determinar con la mayor exactitud las propiedades viscolásticas del material a utilizar. Las propiedades viscolásticas que necesitamos para el correcto modelado del movimiento de la lámina son fundamentalmente el módulo de elasticidad y el coeficiente de amortiguamiento en función de la frecuencia.

El modelo utilizado está basado en la integración de las ecuaciones del movimiento de la lámina por descomposición de las mismas en tres ecuaciones diferenciales para los tres armónicos principales de vibración. Este método es muy adecuado para el cálculo de vibraciones y cálculo de deformaciones de pequeña amplitud. Para el cálculo de deformaciones de gran amplitud sería necesario utilizar un método de elementos finitos. sin embargo en nuestro caso esto es imposible puesto que aumentaría en un orden de magnitud mucho mayor que la del método que nos ocupa el tiempo de cálculo del programa total. Así pues, a pesar de que los desplazamientos que en nuestro caso se van a dar son elevados, el modelo está basado en la hipótesis de pequeña amplitud y se ha comprobado que con tres armónicos la predicción que se obtiene es bastante estable y buena.

Para la determinación de las propiedades mecánicas del material se han realizado diversos tipos de ensayos. En primer lugar se pensó en realizar una serie de ensayos simples para poder determinar el módulo de elasticidad. Estos ensayos consistieron en cargar la punta de la lámina con diferentes masas y medir su desplazamiento, de tal modo que por la relación que existe en una deformada estática entre carga y deflexión del extremo en voladizo es posible determinar el módulo de Young. Estos ensayos aportaron un valor del módulo de Young que oscilaba entre 2,3 y  $2,8 \times 10^{10}$  Pascales. Sin embargo resultó patente que existía una gran dificultad para poder medir la deflexión del extremo libre, puesto que los desplazamientos máximos eran del orden de 12 mm. y para valores menores resultaba muy difícil tener una precisión suficiente. Así pues, se decidió realizar un ensayo de mayor precisión.

La segunda tanda de ensayos que se realizaron fue en una instalación de ensayos de tracción existente en el Departamento de Materiales de esta Universidad. Los ensayos consistieron en determinar la curva de tensión-deformación de una muestra del material situada entre dos apoyos en sus extremos y deformada por la parte central, de tal modo que la deformación correspondía a una viga apoyada en sus dos extremos y cargada en el centro. Los resultados de este ensayo arrojaron valores entre 2,9 y  $3,3 \times 10^{10}$  Pascales. La dispersión entre ambos resultados así como la necesidad de determinar también la característica de amortiguamiento del material ante el comportamiento dinámico del mismo, hizo necesario buscar algún otro tipo de instalación donde poder realizar dicha caracterización.

No obstante al analizar la cuestión se entendió que la caracterización del material de los pétalos es un problema de gran magnitud, puesto que se trata de materiales compuestos con una matriz de fibra de carbono o de fibra de vidrio y un polímero poliéster que lo cubre y además presenta espesores variables que van desde 0.38 a 0.41 mm. De este modo su comportamiento ante la flexión depende de las condiciones del ensayo y por lo tanto de aquí que sea natural que exista una dispersión importante si además a esto le sumamos las incertidumbres de medida de los valores obtenidos. También es necesario resaltar que la precisión alcanzable con la instalación mencionada de tracción no era muy alta dado que es una instalación adecuada para ensayos de muestras mucho mayores que la que se ensayó.

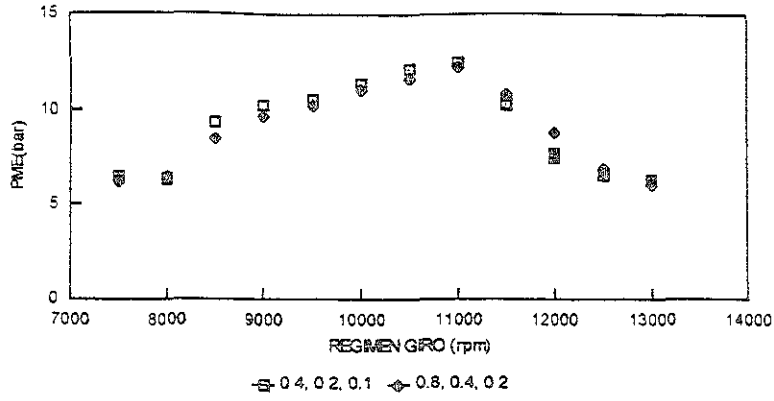
Finalmente se pudo utilizar una instalación denominada DMTA (Dynamic Mechanical Thermal Analyser), que se emplea en el Laboratorio de materiales de la ESIME-IPN para la

IPN para la caracterización de las propiedades viscolásticas en función de la temperatura de los materiales poliméricos. Esta es una instalación de laboratorio de gran precisión que realiza a una temperatura controlada un ensayo de excitación a una frecuencia dada de una muestra del material a estudio empotrada en los extremos y deformada en su parte central. Ya que la frecuencia se puede escoger, es posible hacer un barrido de las mismas y estudiar el comportamiento en cada una de ellas. La temperatura también se puede variar con el objetivo de poder determinar la influencia de la misma en el comportamiento mecánico de los materiales.

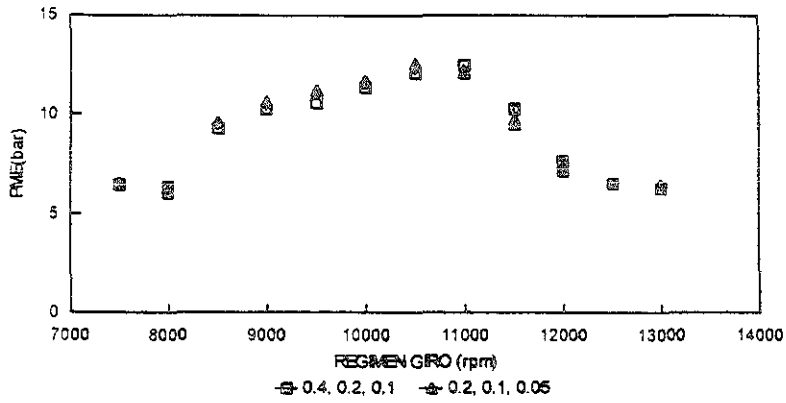
Esta instalación nos permitió hacer una caracterización mucho más precisa del material que nos ocupaba. Los valores que arrojó este aparato oscilaban entre  $2,3$  y  $2,9 \times 10^{10}$  Pascales, en función del tipo de material y de la composición de la muestra, valores coincidentes con los anteriormente determinados en las otras instalaciones. Además estos valores no tenían una variación significativa ni con la frecuencia ni con la variación de la temperatura que podía darse en el motor y que se estudió entre una temperatura ambiente y unos  $80^{\circ}\text{C}$ .

Así mismo el aparato demostró que el coeficiente de amortiguamiento tenía un valor muy bajo, por lo que el material prácticamente podía considerarse como elástico, indicando además que el valor de dicho coeficiente no resultó constante a lo largo de los ensayos, sino que sufría ligeras modificaciones. No obstante la conclusión principal fué que el valor era pequeño y que mostraba una tendencia a disminuir en función del aumento de la frecuencia de la excitación.

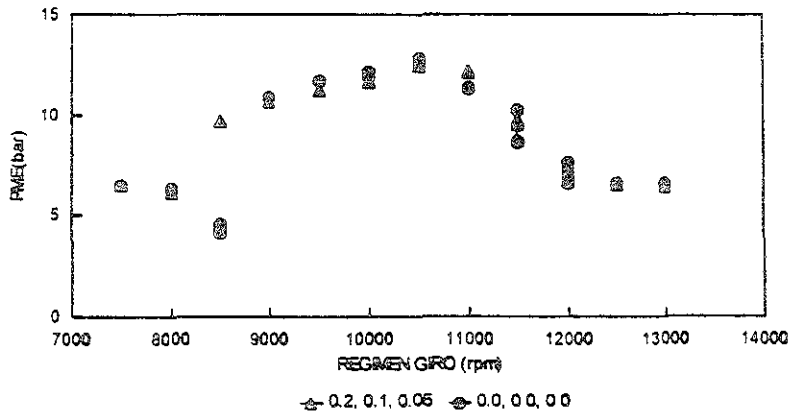
Dada la dificultad para determinar con una mayor precisión las propiedades viscolásticas del material se decidió utilizar un valor promedio de  $2,5 \times 10^{10}$  Pascales para el módulo de Young, y para el coeficiente de amortiguamiento se decidió estudiar su comportamiento, comparándolos directamente con los resultados experimentales. En la figura 3.11 puede observarse la influencia de diferentes conjuntos de coeficientes de amortiguamiento sobre los resultados predichos por el modelo. Como se puede observar, se ha utilizado la tendencia encontrada experimentalmente a reducir el coeficiente de amortiguamiento para cada uno de los armónicos. Por tomar una regla se ha utilizado un decrecimiento siempre por un factor de dos con el aumento del número de armónico y se incluyen los valores de los tres armónicos utilizados durante el cálculo.



Gráfica 1



Gráfica 2



Gráfica 3

Fig. 3.11 Influencia del coeficiente de amortiguamiento sobre la presión media efectiva

Los resultados que se obtendrían con los valores del coeficiente de amortiguamiento determinados en el ensayo en el aparato DMTA, resultarían los correspondientes a la parte inferior de la figura 3.11 con valor nulo del coeficiente de amortiguamiento, ya que el valor determinado en dicho aparato era un valor como se ha mencionado muy pequeño.

Sin embargo, como también se puede observar, el comportamiento prácticamente sin amortiguamiento, es decir, puramente elástico, produce unos resultados que en muchos casos son oscilatorios. En dichas gráficas se ha representado para un número muy elevado de ciclos una vez la solución ya es estable, todos los puntos calculados, con lo cual cuando se ve una dispersión en ordenadas de un determinado punto se puede observar el grado de dispersión obtenido, es decir, la variación cíclica obtenida en los resultados.

La gráfica inferior de la figura muestra que en el rango entre 11000 y 12000 r.p.m., existe una variación cíclica de los resultados sin amortiguamiento y además a 8500 r.p.m. aparece un vano en la curva de presión media efectiva no justificado por un comportamiento razonable del pétalo y que además no aparece en el comportamiento real del motor.

Sin embargo, tal como se observa, en cuanto se le da un coeficiente de amortiguamiento mayor, se comprueba que dicho punto de 8500 r.p.m. resulta ya un valor coherente con los resultados experimentales, dando una curva de comportamiento ascendente como parece razonable esperar de la presión media efectiva, mientras que inmediatamente en la zona de alto régimen de giro también se observa que la variación cíclica que se produciría sin amortiguamiento desaparece casi completamente.

Si se sigue aumentando el amortiguamiento a 0.4 para el primer armónico, se comprueba que la variación cíclica en el régimen de alta desaparece por completo, mientras que se deforma algo la curva en la parte de par máximo, como se ve, ganando algo de potencia máxima y de par a regímenes de giro altos y perdiendo algo de par en la zona de medias.

Si se sigue aumentando todavía más el coeficiente de amortiguamiento, tenemos en la parte superior de la figura un valor de 0.8, comprobándose que sigue produciéndose este efecto, es decir, sigue aumentando el par en la parte de alta, mientras que sigue bajando el par en la parte de baja. Como se ve, la influencia tampoco es muy importante y se comprobó

que además no afecta a la predicción de modificaciones de otros parámetros geométricos que luego serán objeto de estudio, sino que únicamente afectan a la curva de presión media efectiva de partida.

Por todo ello se decidió finalmente y para estar seguros de que no se iba a producir una variación cíclica no detectada en los ensayos experimentales, se decidió mantener para todo el estudio del modelado un coeficiente de amortiguamiento para el primer armónico de 0.4, de 0.2 para el segundo y de 0.1 para el tercero. Hay que resaltar que a lo largo de todo el proceso no se volvió a registrar una variación cíclica apreciable y que los resultados fueron siempre estables en todo el rango de régimen de giro que se analizó.

También hay que destacar que los profesores Blair y Hinds [ 22 ], en un artículo en el que daba detalles del modelado de la caja de láminas, también utilizaba valores elevados del coeficiente de amortiguamiento, tal como 0.5, 0.275 y 0.1, que son incluso más elevados que los que se han adoptado para este estudio.

### 3.2.5 Otros parámetros

Como se ha indicado, la mayoría de parámetros necesarios para el modelado se obtienen directamente de los ensayos, pero otros deben de ser ajustados a partir de información técnica o de la experiencia acumulada en el modelado de motores similares. Seguidamente se presenta el conjunto de datos necesarios para el modelado del motor y los correspondientes valores utilizados.

#### 3.2.5.1 Ajuste de las condiciones de funcionamiento y de los parámetros asociados al cilindro

- *Condiciones ambientales*

En el cálculo de cada uno de los ensayos experimentales descritos, se han utilizado las condiciones ambientales y los registrados en los correspondientes hojas de ensayos.

◦ *Parámetros de la ley de WIEBE para la simulación de la combustión*

Respecto a la relación aire-combustible, hay que indicar que se utiliza un dosado estequiométrico para el cálculo de la cantidad de combustible que se va a quemar en cada ciclo.

Una vez que cierra la lumbre de escape y en función de la proporción de la masa residual existente en el cilindro, se determina la cantidad de mezcla fresca disponible, y a partir de esta la cantidad de combustible que puede llegar a quemarse.

En el código de cálculo para la simulación del calor aportado por el proceso de combustión, se utiliza la expresión propuesta por Wiebe, que permite mediante una modificación sencilla de los parámetros correspondientes representar procesos de combustión muy diferentes entre sí.

En el caso de este tipo de motores no ha sido posible encontrar información relativa a la forma de liberación del calor de combustión o de la presión instantánea en el cilindro a partir de los que fuera posible el ajuste de los mencionados parámetros de la ley de Wiebe, por lo que ha sido necesario utilizar otros datos. En cualquier caso hay que considerar que la influencia de la ley de combustión adoptada no será excesiva siempre que los valores sean razonables.

Para el modelado del motor Honda se han utilizado los parámetros correspondientes a otros motores de cuatro tiempos de los que se tiene una mayor información. Los valores introducidos, que se mantuvieron constantes para todo el rango de regímenes de giro, fueron:

Parámetro de forma  $m = 2$

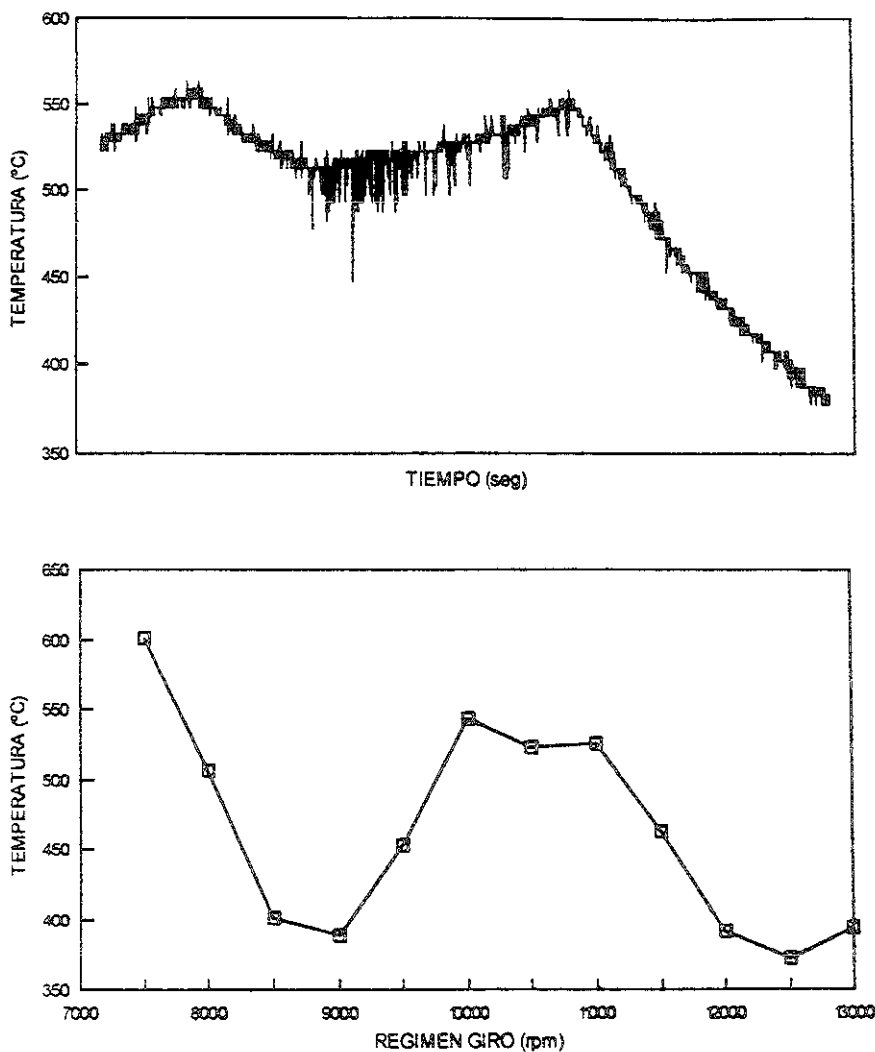
Constante  $a = 5$

Duración de la combustión  $45^\circ$

Angulo de inicio =  $-5$

Para poder contrastar la bondad de estos valores por otro medio, además de por comparación directa entre la curva de par medida y calculada, se realizaron medidas de la

temperatura de los gases en el conducto de escape (situado a 100 mm. del cilindro) y se compararon con los valores calculados por el modelo. En la figura 3.12 se muestra gráficamente la comparación obtenida. Hay que decir que la medida de la temperatura ha presentado muchos problemas, ya que la inercia debería ser la mínima para tener una respuesta rápida, pero por otro lado fue imposible disminuir mucho el tamaño de la unión del termopar por las difíciles condiciones de temperatura y vibraciones en que trabaja. Como se observa en la gráfica, existe una dispersión importante de la magnitud absoluta de la temperatura, pero no obstante dada la cantidad de incertidumbres que involucra el cálculo de dicha temperatura, se observa que la predicción de valores así como de su variación resulta aceptable, demostrando indirectamente que el ajuste de la combustión empleado resulta adecuado para el propósito de nuestro estudio.



*Fig. 3.12 Comparación entre la temperatura de los gases medida en el tubo de escape y calculadas por el modelo*



• *Temperaturas de la pared del cilindro*

No ha sido posible obtener información fiable acerca de las temperaturas de las superficies interiores del cilindro en el motor. Se realizaron algunas medidas de la temperatura en la culata y de su variación con el régimen de giro. A partir de dichos datos se ajustó el conjunto de valores que normalmente se utilizan en estudios de motores de cuatro tiempos.

Los valores utilizados son los siguientes:

RPM	T <sup>a</sup> (°C) pistón	T <sup>a</sup> (°C) culata	T <sup>a</sup> pared cilindro	Parámetros de Wiebe			
				Eficien.	Forma	Duración	Inicio
7000	90	60	60	5	2	45	340
7500	97	65	64	5	2	45	340,4
8000	103	70	68	5	2	45	340,8
8500	109	75	73	5	2	45	341,6
9000	115	80	77	5	2	45	346,4
9500	122	86	82	5	2	45	345,2
10000	128	91	86	5	2	45	347,1
10500	135	96	90	5	2	45	348,9
11000	142	101	94	5	2	45	350,7
11500	148	107	99	5	2	45	352,5
12000	154	112	103	5	2	45	354,4
12500	161	117	107	5	2	45	350
13000	167	122	111	5	2	45	350

- *Coficiente de transmisión del calor*

En el código de cálculo se utiliza la expresión de Woschni para la evaluación del coeficiente de convección con las paredes del cilindro. Para la parte cerrada del ciclo se consideran válidos los coeficientes propuestos por Woschni. Pero en el proceso de renovación de la carga se utiliza un valor de 36,7 para el factor  $C_1$  de la expresión de Woschni, que es sensiblemente mayor que el propuesto por el autor. Los mismos valores han sido utilizados por el grupo de investigación en el modelado de otros motores, obteniéndose siempre resultados satisfactorios.

No ha sido posible contar para el desarrollo de esta tesis doctoral con captadores de presión piezo-eléctricos ni con la cadena de medida adecuada para poder haber podido registrar los diagramas de presión en cilindro, cárter y admisión; información que hubiera permitido un ajuste mucho mejor del modelo de cálculo.

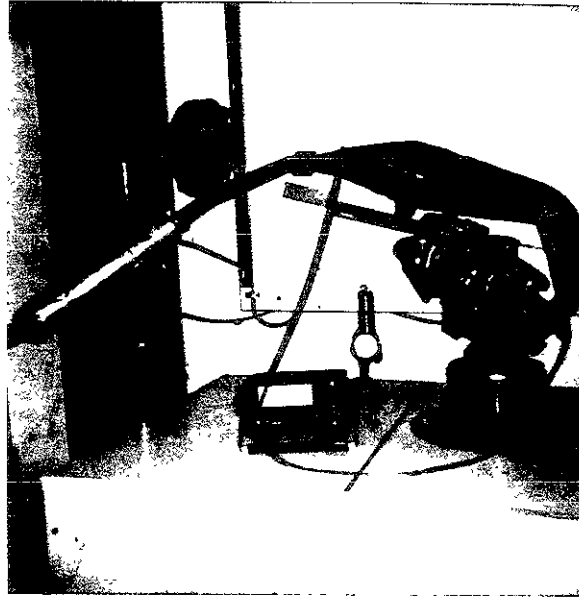
Así pues, especialmente en lo que se refiere al proceso de combustión y de transmisión de calor en el cilindro, no ha sido posible realizar un buen ajuste y el modelado ha debido basarse en la experiencia anterior con otros motores y en la medida directa del par en el banco de rodillos.

### 3.2.5.2 Ajuste de los parámetros asociados al conducto de escape

- *Pérdidas de presión en el conducto de escape*

En este motor se ha realizado una medición exhaustiva en el banco de flujo de las pérdidas de presión en el conducto de escape.

En la figura 3.13 se muestra el montaje utilizado para determinar dichas pérdidas en el banco de flujo. Como puede observarse se ha realizado la medida de la caída de presión en diferentes puntos del sistema de escape con el fin de poder ajustar los coeficientes de pérdidas de cada zona.



*Fig. 3.13 Montaje del conducto de escape para la determinación de las pérdidas de presión en diferentes tramos del mismo*

A partir de los resultados de estas medidas, se han determinado los correspondientes coeficientes de pérdidas de presión, que se utilizaron en el modelado del motor. El procedimiento de ajuste consiste en calcular mediante el código de cálculo el flujo a través del conducto de escape con las mismas condiciones entre aguas arriba y aguas abajo, y ajustar los valores de los coeficientes de los diferentes tramos hasta obtener el mismo gasto másico circulante y la misma distribución de pérdida de presión encontrada en los ensayos.

Dado que la pérdida de presión es del tipo distribuida, se ha optado por introducir su efecto a través del ajuste del valor del coeficiente de fricción del conducto para cada tramo del mismo.

En la figura 3.14 se muestra la variación de los valores del coeficiente de fricción obtenidos en el proceso de ajuste para los diferentes tramos del conducto de escape.

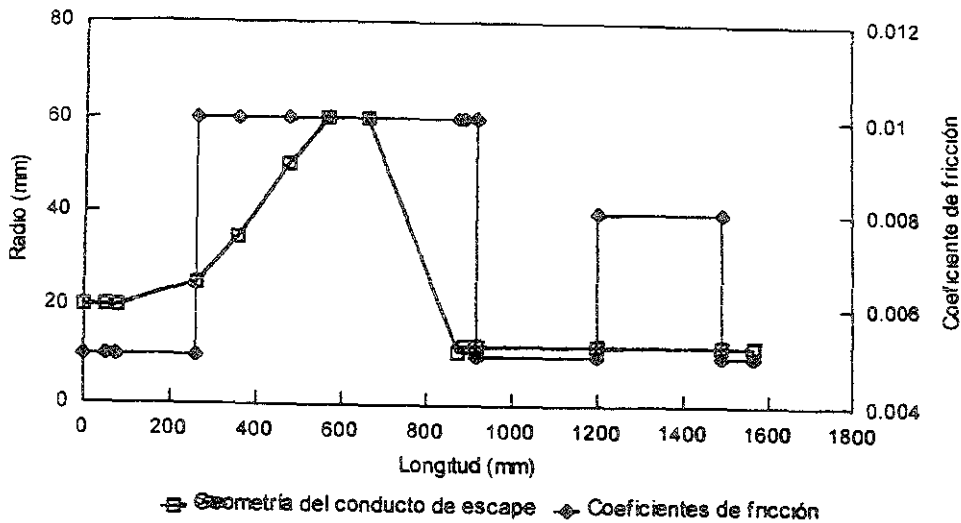


Fig. 3.14 Variación del coeficiente de fricción en el conducto de escape cara al modelado

Como se observa en la figura, el valor del coeficiente de fricción en la parte ancha del conducto es más elevado que en el resto, porque al depender las pérdidas de presión del cuadrado de la velocidad, es necesario aumentar mucho el coeficiente de fricción para poder producir una pérdida de carga real. Hay que tener en cuenta que en este caso se están englobando las pérdidas de desprendimiento del flujo en el difusor con las pérdidas debidas únicamente a la fricción. Se puede observar también que el coeficiente de fricción del tramo del silencioso es lógicamente mayor.

• *Intercambio de calor con las paredes del conducto de escape*

Para la estimación del coeficiente de convección entre el flujo de los gases de escape y las pérdidas del conducto, se utilizó la analogía de Reynolds. Esta técnica es la que se utiliza normalmente en el modelado de otros motores, y las comparaciones realizadas en los cálculos y medidas experimentales han mostrado siempre una buena concordancia. La ventaja de basar el cálculo del coeficiente de convección en el del coeficiente de fricción, es que una vez ajustado éste último mediante ensayos de banco de flujo, se realiza un ajuste indirecto también de la transmisión de calor.

Respecto a las temperaturas en las paredes del conducto se realizaron medidas con termopares soldados en la superficie externa del mismo en las condiciones normales de ensayo. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.8.

La toma de temperaturas se realiza por medio de un sistema de adquisición de datos compuesto por un ordenador PC compatible, una tarjeta de adquisición de datos pci-812pg y una tarjeta amplificadora-acondicionadora de baja señal pcli-889.

La señal se toma por medio de termopares de tipo K, que tienen la posibilidad de trabajar en un rango de temperaturas comprendido entre los -200 y los 1200 °C y debido a que la sensibilidad de estos termopares es muy baja, del orden de 0.04mV/°C, esta señal debe ser amplificada.

La amplificación de la señal se realiza con la mencionada tarjeta PCLD-889. Esta tarjeta tiene un ámbito de 16 canales de entrada analógica con posibilidad de ajustar la ganancia entre 0.5 y 1000, siendo posible programar ésta tanto por hardware como por software, con un rango máximo de entrada de +/- 10V. La compensación de unión fría (CJC) la realiza la propia tarjeta obteniéndose por uno de los canales de salida programable. La salida de tarjeta PCLD-889 se conecta directamente a la PCL-812.

El procesado de la señal lo realiza la tarjeta de adquisición de datos PCL-812. Esta tarjeta cuenta con 16 canales de entrada analógica con masa común, resolución de 12 bits, con rangos de entrada de +/- 10,5,2 y 1 V, con una tensión límite de +/- 30 V. Esta tarjeta utiliza un convertidor de aproximaciones sucesivas (HAD574Z) con una frecuencia de muestreo máxima de 30 Khz, teniendo una precisión del 0.015% de la lectura +/- 1 bit y una

linealidad de +/- 1 bit. Dicha tarjeta tiene tres modos de disparo: por programa, utilizando el temporizador de la placa (INTEL 8253-5) y por señal externa. La transferencia de datos se puede realizar por programa, por interrupciones o por transferencia DMA (acceso directo a memoria).

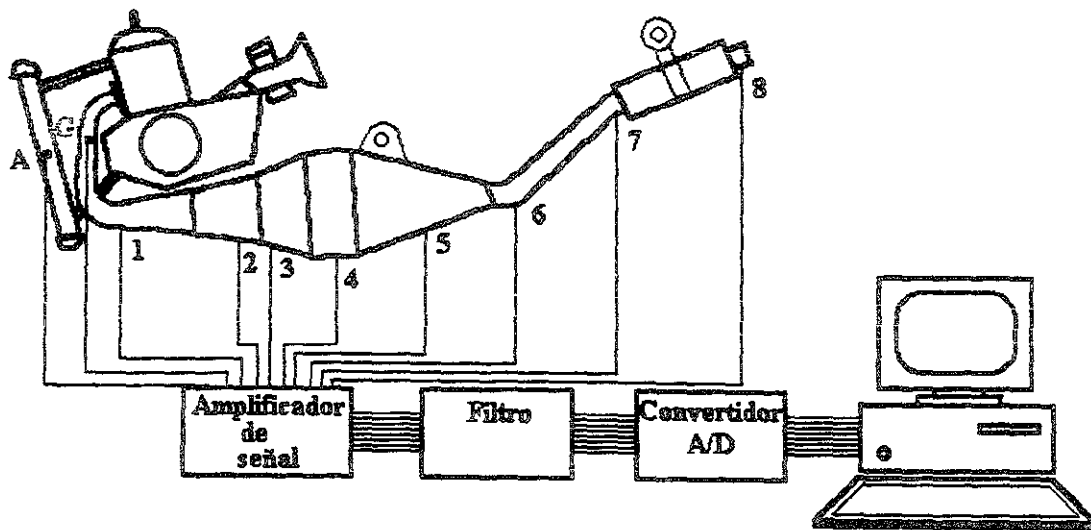


Fig. 3.15 Esquema indicativo de la posición de los puntos de medida de temperatura y de la cadena de adquisición de datos

RPM	PUNTO 1	PUNTO 2	PUNTO 3	PUNTO 4	PUNTO 5	PUNTO 5	PUNTO 7	GAS. ESCP.
7000	195	130	107	124	152	137	119	334
7500	200	135	110	128	156	140	124	358
8000	206	140	114	131	161	145	128	402
8500	210	145	117	135	165	149	132	442
9000	216	150	120	138	170	154	136	449
9500	221	155	123	142	175	160	141	507
10000	226	160	127	145	180	162	145	501
10500	231	166	130	148	184	166	149	488
11000	236	171	133	152	189	171	153	524
11500	241	176	136	155	194	175	158	491
12000	246	181	140	159	198	179	162	534
12500	251	186	143	162	203	183	166	555
13000	256	191	147	166	208	188	170	442
13500	261	196	150	170	212	192	174	460
14000	266	201	153	173	217	196	178	435

*Tabla 3.8 Temperatura de las paredes del conducto y de los gases de escape*

### 3.3 COMPARACION DE RESULTADOS

Una vez concluido el proceso de ajuste, se procedió a establecer una comparación entre resultados calculados mediante el modelo y resultados medidos en el banco de ensayos del motor.

En la figura 3.16 puede verse la comparación entre los valores de presión media efectiva calculados mediante el modelo y los valores obtenidos con el ensayo realizado en el banco de rodillos, a partir del motor standard en su totalidad.

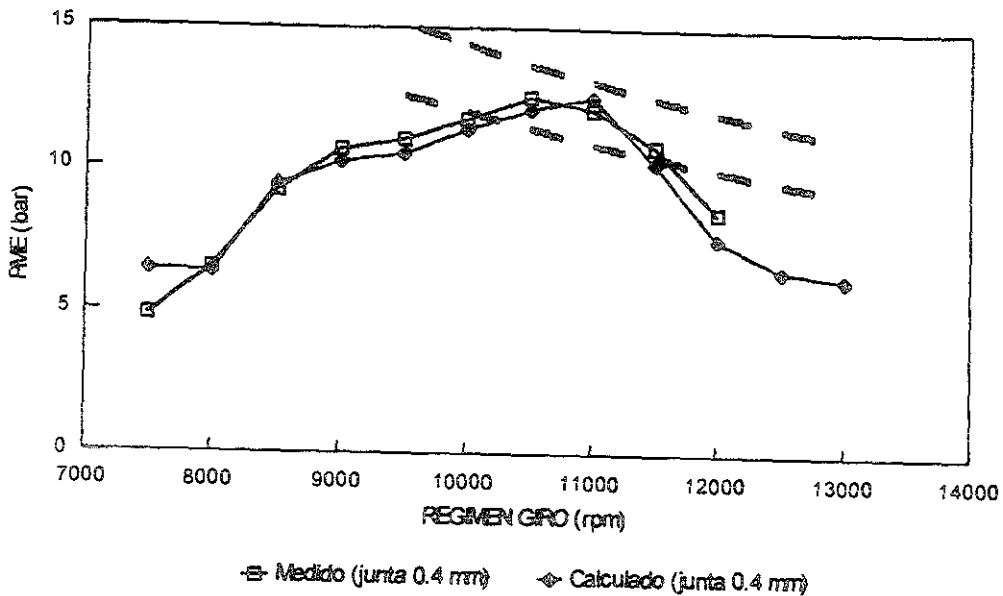


Fig. 3.16 Comparación de resultados obtenidos mediante el modelo y mediante ensayo en el banco de rodillos



Un punto que hay que resaltar, como se ve en la gráfica, son las dos líneas que aparecen en la parte superior dibujadas con trazo discontinuo, que indican niveles de potencia de 25 y 30 KW respectivamente, mostrando el rango en el que normalmente el punto de potencia máxima se va a mover a lo largo de todo este estudio. Las curvas de potencia en un diagrama del tipo presión media efectiva o par contra régimen de giro, son curvas hiperbólicas y se ha tomado el intervalo anterior porque coincide bien con los valores en que luego se va a mover el motor, de tal modo que cuando el punto superior de la curva de par se aproxime a la curva de arriba, nos acercaremos a los 30 KW y de este modo se puede saber cuanto se modifica la potencia máxima, dato muy significativo en el desarrollo del motor.

Como se observa en esta figura, la concordancia entre los resultados medidos y calculados es muy buena, mostrando la bondad del modelo en la predicción de los parámetros efectivos del funcionamiento del motor.

El ensayo del motor standard se realiza con una junta de 0,4 mm. posicionada en la base entre el cilindro y el cárter, de ahí que se haya puesto como parámetro de ambas curvas dicho valor.

A continuación y para mostrar cómo responde el modelo ante las variaciones de geometría, una vez ajustado el mismo a las condiciones de funcionamiento del motor, se puede observar en las gráficas 3.17 y 3.18, los resultados obtenidos mediante el modelado y mediante ensayo experimental respectivamente al variar la posición relativa entre cilindro y cárter.

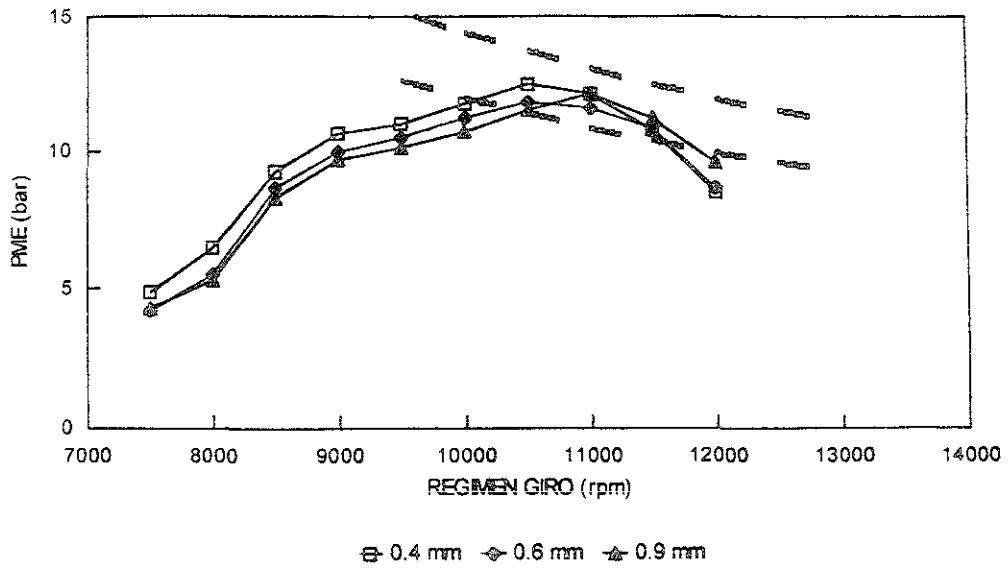


Fig. 3.17 Influencia sobre la P.M.E. de la variación de la posición relativa del cilindro respecto al cárter obtenida experimentalmente

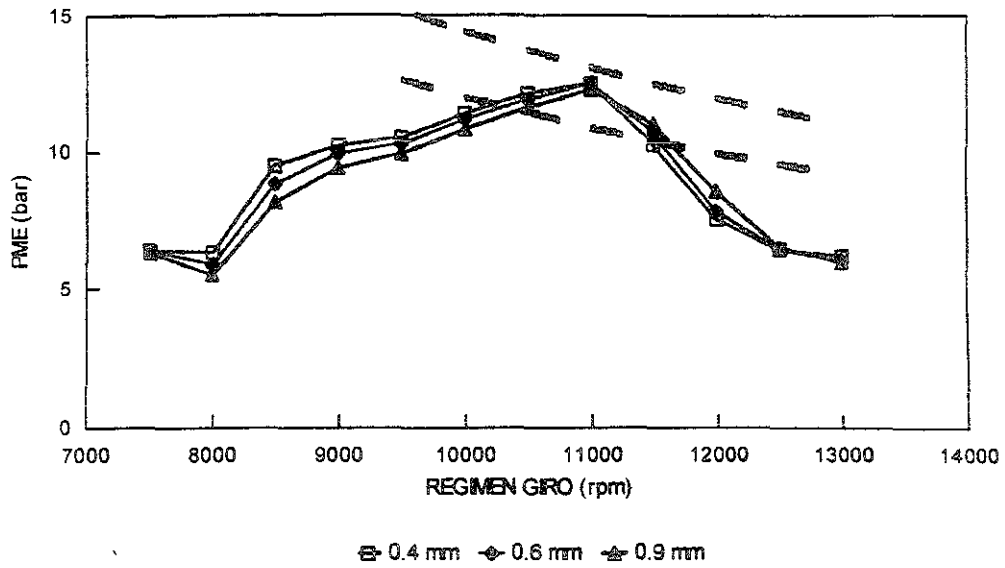


Fig. 3.18 Influencia sobre la P.M.E. de la variación la posición relativa del cilindro respecto al cárter obtenida mediante el modelado

En la primera gráfica (3.17) se muestra la presión media efectiva obtenida experimentalmente, al variar la posición relativa entre cilindro y cárter aumentando el espesor de la junta que los separa. Para ello se han utilizado tres juntas: la standard de 0.4, posteriormente una junta de espesor total 0.6 y finalmente una junta de espesor total 0.9 mm. Como puede observarse el realizar esta modificación conlleva una pérdida de par en toda la parte de régimen medio y bajo, mientras que cuando ya se sube mucho el cilindro, se llega a obtener un aumento de par a régimen de giro alto. Hay que tener en cuenta que durante esta campaña de ensayos no se ha alterado la posición de la culata ni la geometría de la misma, lo que quiere decir que en estos ensayos conforme se iba subiendo el cilindro la relación de compresión iba bajando, puesto que el volumen muerto aumentaba cada vez.

En la gráfica 3.18 puede verse la misma comparación realizada mediante cálculo por ordenador. Para poder representar las mismas condiciones que las ensayadas, se ha variado en la proporción mencionada, es decir, se han subido las cotas a las que abren las lumbreras en 0.3 y en 0.6 mm. respectivamente, para poder calcular la diferencia entre la junta standard y las dos juntas ampliadas. Y para tener en cuenta que el volumen de la cámara de combustión aumentaba, se ha aumentado en la misma proporción que lo haría experimentalmente.

Como puede observarse, el comportamiento y la magnitud de la variación resultan muy similares tanto en los resultados calculados como en los resultados obtenidos experimentalmente. Hay que destacar sin embargo que naturalmente las tendencias predichas por el modelo son mucho más continuas, apreciándose una variación gradual de la pérdida o de la ganancia de par en la parte de medio y bajo régimen de giro así como en la parte de alta, variación que no se detecta tan uniformemente en los ensayos experimentales por las incertidumbres que conllevan. Como se puede observar el resultado de variar esta cota, como demuestra el modelado, consiste en un giro de la curva de par alrededor del punto de 11000 vueltas, prediciendo variaciones muy similares a las encontradas experimentalmente.

En la figura 3.19 puede verse la comparación de presión media efectiva calculada mediante el modelo y medida experimentalmente para la misma geometría del motor standard, pero con un conducto de escape prototipo sensiblemente diferente al conducto de escape standard. Como se ve en esta gráfica la concordancia entre los resultados medidos y calculados es también notable en la zona de regímenes de giro medios y bajos, mientras que existe una separación entre las prestaciones predichas en la zona de alto régimen.

fundamentalmente en el sentido de que el cálculo sobrevalora la ganancia de par a 11.500 vueltas provocando una potencia excesiva, mientras que los resultados medidos muestran un resultado de par y potencia de un nivel muy inferior.

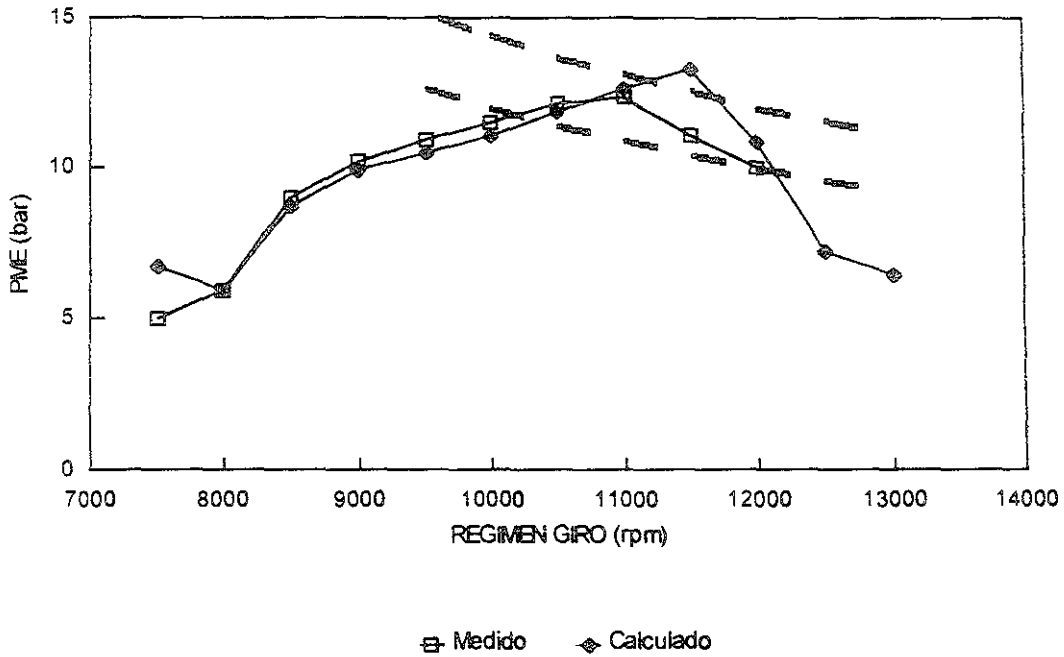


Fig. 3.19 Comparación entre resultados medidos y calculados, para un motor standard con un conducto de escape prototipo

Este fenómeno se ha repetido a lo largo de todo el estudio existiendo la tendencia del modelo a sobrevalorar las mejoras de par a regímenes altos y sobre todo de la cifra de potencia máxima. Esto puede tener fácilmente su explicación en que las mejoras de par en el modelo responden directamente a las mejoras de llenado del cilindro, mientras que las mejoras de par reales se ven naturalmente influidas por otros fenómenos como es fundamentalmente la combustión, que puede hacer que aunque se obtenga un mejor llenado del cilindro no pueda éste aprovecharse porque el aumento que normalmente acompaña al mayor llenado del cilindro puede producir un deterioro importante de la combustión, y por tanto el que no sea directamente explotable la ganancia de llenado que con el modelo se supone que habría.

En las gráficas 3.20 y 3.21 puede observarse la comparación relativa de estos resultados. es decir, la influencia que experimentalmente se encuentra al cambiar de conducto de escape y la influencia que el modelo calcularía de la variación de la geometría del conducto de escape. Como puede observarse tanto en los resultados experimentales como en los calculados se observa que el conducto de escape prototipo produce una pérdida de par a regímenes de giro bajos, fácilmente detectable en ambos resultados. Igualmente se observa el efecto comentado de que el modelo sobrepredice los valores obtenidos de ganancia de potencia con el conducto prototipo, mientras que experimentalmente la ganancia que se obtiene es mucho menor especialmente en el punto de potencia máxima que antes se había comentado.

En general las curvas mostradas de la figura 3.16 a la 3.21, demuestran que el ajuste realizado del modelo y su comportamiento ante variaciones de geometría importantes son predecibles con bastante exactitud y por tanto justifican el que su empleo para apoyar el desarrollo experimental sea de gran utilidad como de hecho se confirmó a lo largo del desarrollo de la presente tesis.

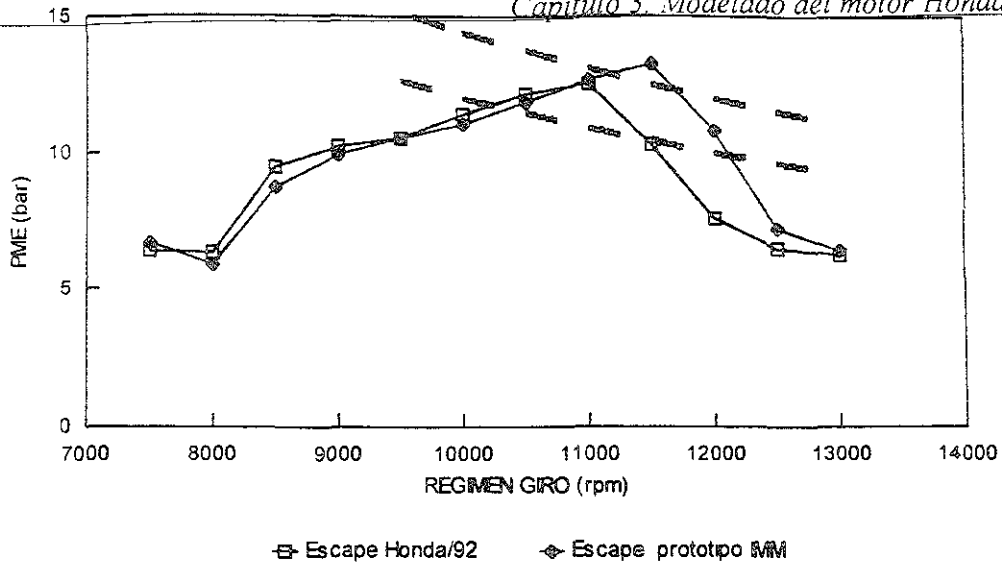


Fig. 3.20 Influencia calculada mediante el modelo de la variación de la geometría del tubo de escape

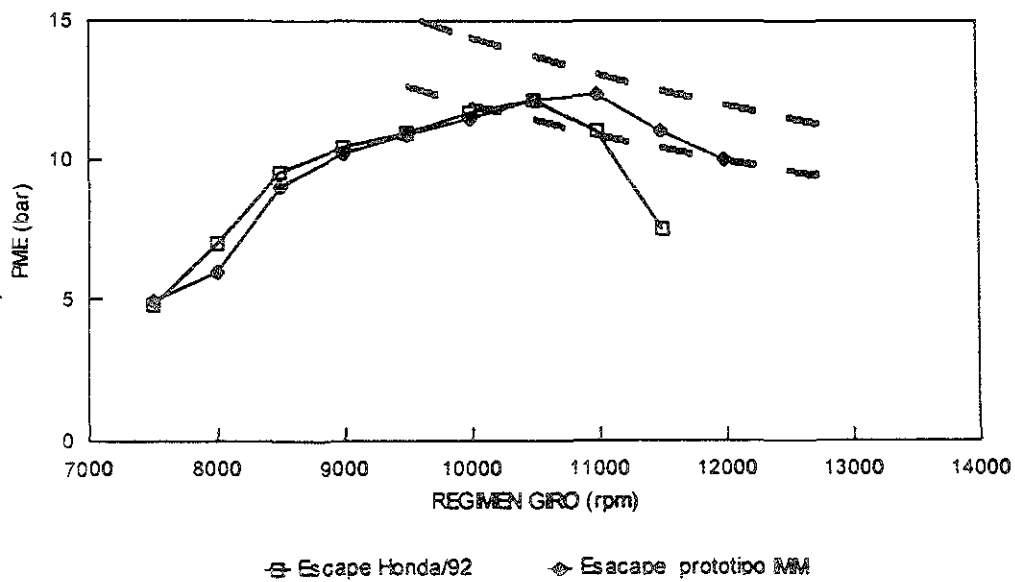


Fig. 3.21 Comparación obtenida experimentalmente del funcionamiento del motor para distintos conductos de escape

## *Capítulo 4*

### **ESTUDIO DE LAS LUMBRERAS**

#### **4.1 ESTUDIO PREVIO MEDIANTE EL MODELADO**

La optimización de las lumbreras conlleva el estudio de la influencia de variaciones tanto de la sección efectiva de cada una de las lumbreras como de la influencia del ángulo de apertura y cierre sobre las prestaciones del motor.

En este punto se va a presentar el estudio paramétrico que se realizó con el fin de poder determinar estas influencias mediante el modelado.

Este apartado se ha dividido en dos subapartados: en el primero de ellos se estudia la influencia de las variaciones de sección efectiva en todas las zonas donde esto es posible, sobre las prestaciones del motor, mientras que en el segundo apartado se trata la influencia del ángulo de apertura de las lumbreras.

##### **4.1.1 Optimización de la sección efectiva**

La sección efectiva de las lumbreras fue medida para el motor standard en el banco de flujo estacionario y los resultados de las mismas se han presentado en el punto correspondiente del capítulo 3 dedicado al ajuste del modelo de cálculo.

Las posibilidades de aumentar la sección efectiva de paso de una lumbrera dependen de la forma geométrica de la misma. Dado que la forma geométrica de la lumbrera de escape y de las lumbreras de admisión es sensiblemente diferente puesto que la de escape envuelve a estas últimas por la parte superior, el estudio de la influencia de estas secciones efectivas en las prestaciones se ha dividido en dos partes: la primera dedicada al estudio de modificaciones de la sección efectiva de la lumbrera de escape, y la segunda dedicada a las de admisión independientemente para cada una de ellas.



Las posibilidades de aumentar la sección efectiva de escape se han representado en la figura 4.1. En la parte a) de la figura se observa la posible ganancia de sección efectiva a partir de ir aumentando la sección por los laterales superiores de la lumbrera por encima de la lumbrera de admisión tipo B. El modificar esta zona permitiría aumentar la sección efectiva de la lumbrera de escape desde el inicio de la apertura hasta el punto medio (M) que se indica precisamente en esta parte a) de la figura. Este aumento conseguido hasta el punto M se mantendría constante para todo el diagrama de aperturas mayores de la lumbrera de escape. Esta modificación de la sección efectiva de la lumbrera de escape se ha representado en la gráfica a) de la figura 4.2. En la misma se han introducido las modificaciones sobre el diagrama de la sección efectiva de la lumbrera standard marcada con el factor 1.0, y se han representado los diagramas de sección efectiva que se obtendrían en el caso de aumentarla un 10 %, un 20 % y un 30 % del modo indicado en dicha gráfica

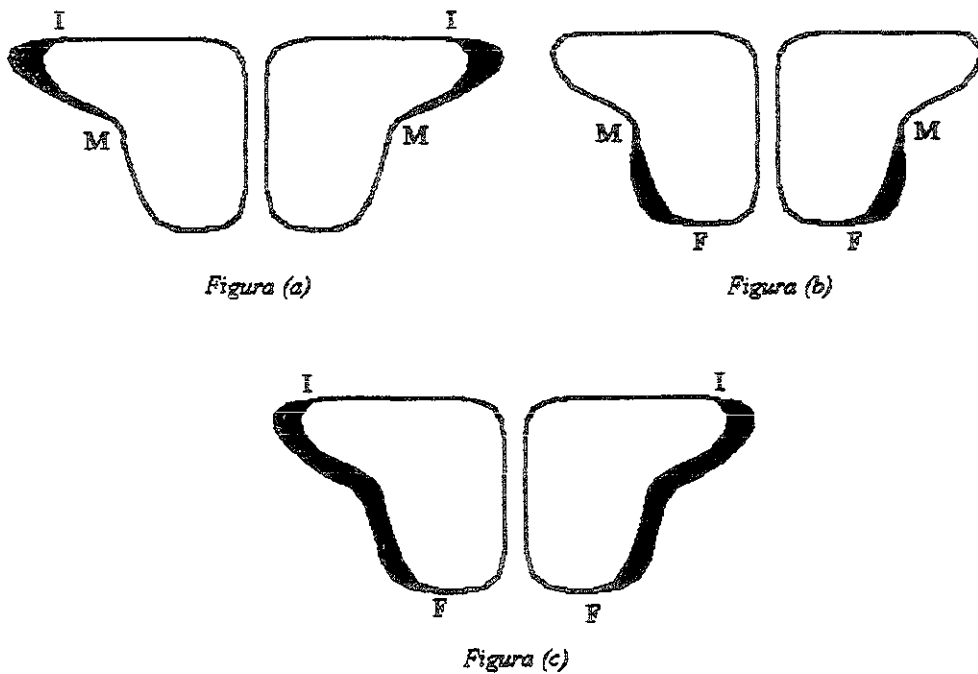


Fig.4.1 Alternativas de aumento de la sección efectiva en la lumbrera de escape

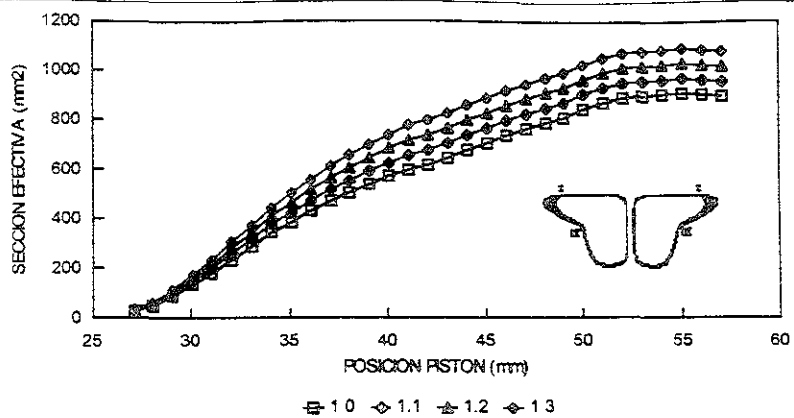


Figura (a)

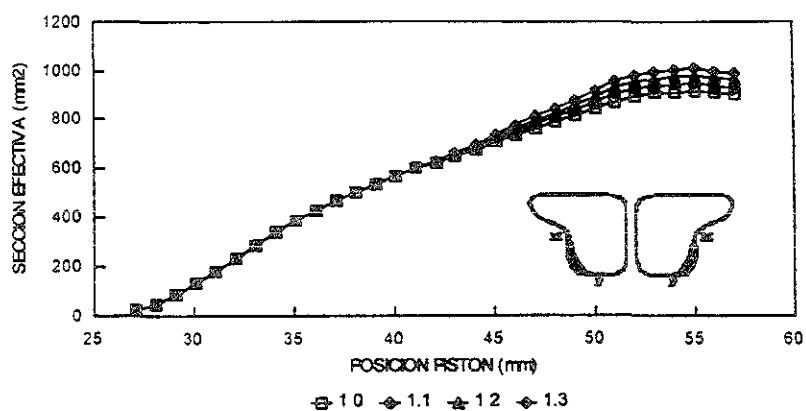


Figura (b)

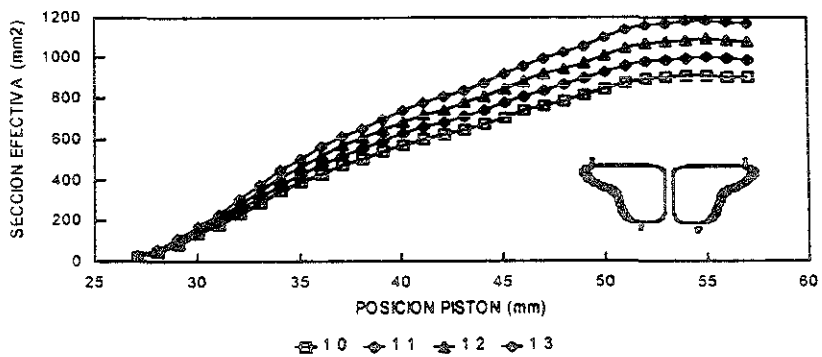


Figura (c)

Fig. 4.2 Aumento de la sección efectiva sobre la curva standard de la lumbrera de escape

ESTADO DE SERVICIO  
 DE LA ESTACION

La segunda posibilidad de modificación de la sección efectiva consistiría en intentar disminuir el tabique que separa la lumbrera de escape por su parte inferior con la lumbrera de admisión tipo B. Aunque es más difícil alterar este contorno dado el pequeño espesor del tabique, se decidió estudiar también esta posibilidad. Esta modificación está representada en la figura 4.1.b) y la curva de sección efectiva correspondiente aparece en la figura 4.2.b). Como se ve la modificación de esta parte afectaría únicamente, como es lógico, a aperturas de posición del pistón mayores de 42 mm. aproximadamente, es decir solo al tramo final de apertura.

En el caso de conseguir modificar en todo el contorno lateral la lumbrera, es decir, ensancharla en todos los puntos de apertura, se conseguiría un aumento que sería mantenido para cualquier posición del pistón, y se incrementaría en el porcentaje conseguido. Este tipo de modificación se ha representado en la figura 4.1.c) y en la gráfica correspondiente de la figura 4.2.c) donde se puede observar la variación del diagrama de sección efectiva con respecto a la posición del pistón.

Evidentemente de todas estas alternativas la mayor variación se consigue con el tipo de modificación c), pero precisamente el estudio pretendía discernir cuál de estas modificaciones era la más adecuada y poder cuantificar qué mejora cabía esperar de cada una de ellas para poder determinar cuál era la vía de modificación oportuna en este sentido.

De cualquier forma habría que resaltar que dada la geometría del cilindro, la modificación tipo b) y tipo c) están muy restringidas puesto que el tabique de separación entre la lumbrera de admisión B y la lumbrera de escape es muy reducido.

Por tanto las mayores posibilidades de modificación reales se encuentran en la de tipo a) de la parte superior de la lumbrera. También hay que añadir que este tipo de modificación conlleva una dificultad importante en la práctica, puesto que por un lado la sección en esa parte ya es considerable, con lo cual la mejora esperable de sección efectiva es difícil de obtener por modificación de esa zona de la lumbrera y por otro lado conlleva una desventaja importante de cara al funcionamiento del motor, ya que aumenta el riesgo de enganche del segmento en su carrera ascendente o descendente.

Los resultados de estas modificaciones se han resumido en la figura 4.3. En la parte c) de la figura puede verse la modificación de la curva de presión media efectiva que se obtiene al realizar la modificación tipo c), es decir, la correspondiente a toda la

longitud de la lumbrera, que es proporcional a la sección efectiva a lo largo de todo el rango de variación de la posición del pistón. Como se ve la tendencia general con el aumento de la sección es a una pérdida de PME a regímenes de giro medios y bajos y se observa una mejora de la potencia máxima y de la PME a regímenes de giro altos a partir de 11000 vueltas.

Si ahora miramos la gráfica correspondiente a la influencia de la modificación tipo b), es decir la modificación únicamente de la parte inferior de la lumbrera de escape, se observa en la figura que esta modificación no altera significativamente la PME a regímenes de giro medios y bajos. Sin embargo sí se observa una ligera tendencia a disminuir la potencia máxima y la PME a regímenes elevados, fundamentalmente entre 11000 y 11500 vueltas con el aumento de la sección de la parte inferior de la lumbrera.

Como se comprueba además en la gráfica a) de la figura 4.3, toda la modificación que se ha registrado en regímenes de giro medios y bajos se debe únicamente a la modificación de la parte superior de la lumbrera, entre los puntos I y M, es decir, que la ganancia que se obtiene con la modificación tipo c) de la lumbrera completa en la parte superior se debe fundamentalmente al aumento de la sección efectiva de la modificación tipo a) entre los puntos I y M. Esta modificación ofrece un aumento importante de potencia. Por tanto viendo ahora únicamente la modificación tipo a), se observa cómo el aumento de PME en la parte de régimen de giro alto y de potencia máxima se debe exclusivamente a esta modificación, es decir la modificación entre los puntos I y M.

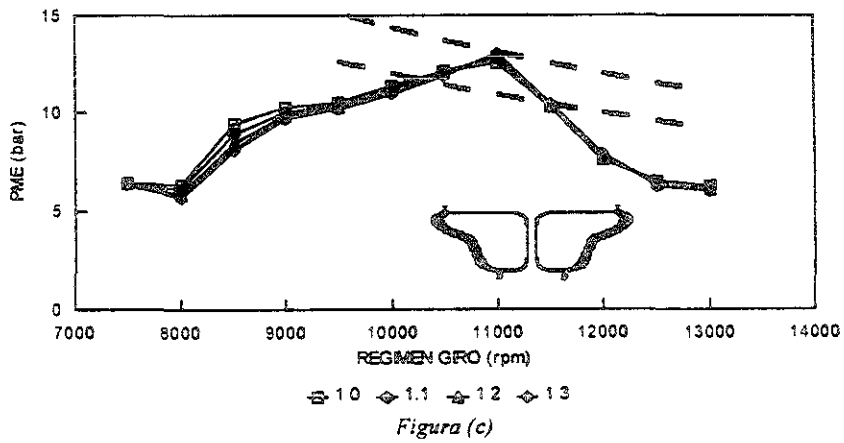
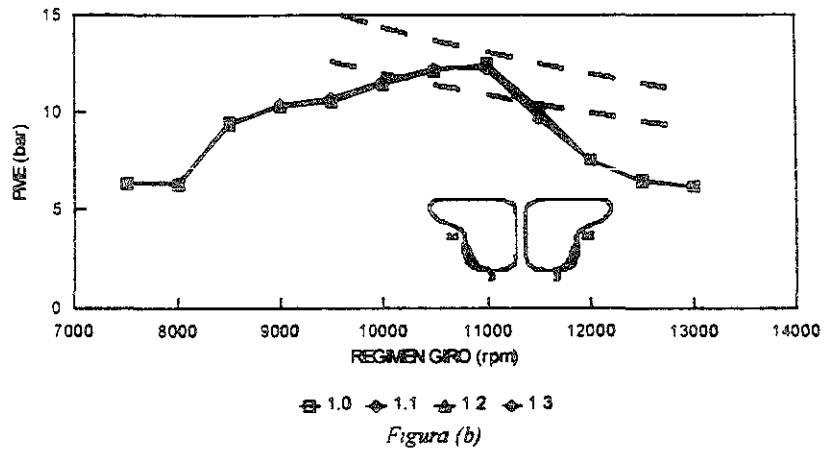
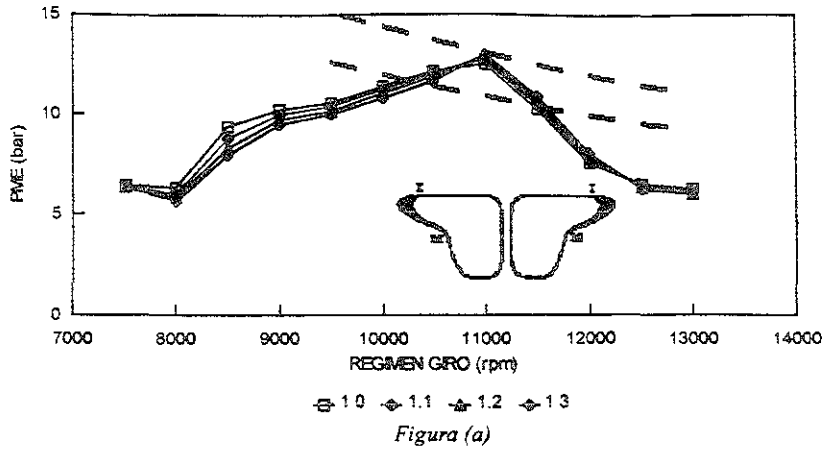


Fig. 4.3 Influencia de la PME ante el aumento de la sección efectiva de la lumbrera de escape

De todo lo expuesto se puede deducir que la modificación de la sección efectiva de la lumbrera de escape sería interesante, con los objetivos propuestos en el desarrollo del motor a estudio, únicamente en el caso de querer obtener una potencia máxima mayor, y sería siempre en el sentido de aumentar la sección efectiva con la modificación tipo a), es decir en la parte superior de la lumbrera desde los puntos I al M, y que esto siempre vendrá acompañado de una disminución significativa de PME en los rangos de giro medios y bajos.

En relación con la influencia de la modificación de sección efectiva de las lumbreras de admisión se ha realizado un estudio similar al que se acaba de exponer con la lumbrera de escape. En este caso y dado que la forma de las lumbreras es rectangular, la única modificación posible consiste en disminuir los tabiques de separación entre ellas y por lo tanto aumentar la anchura de las mismas. Una modificación relativa de la anchura de la lumbrera conllevaría un aumento de la sección efectiva en función de la posición del pistón del tipo representado en la figura 4.4, en la que se presenta la variación de la sección efectiva para las tres lumbreras estudiadas B, C y D.

Hay que resaltar que la lumbrera tipo D es una lumbrera única mientras que las lumbreras B y C son lumbreras dobles simétricas, de ahí que su sección efectiva sea el doble que la de la lumbrera tipo D.

La magnitud de las modificaciones que se han estudiado es del mismo orden que las realizadas en el escape y por lo tanto se ha estudiado un aumento de su sección efectiva en un 10, un 20 y un 30%.

Hay que decir que de cara a la aplicación práctica de este tipo de modificación, resulta muy difícil el aumentar la sección efectiva de la lumbrera B, puesto que se encuentra muy cercana ya a la lumbrera C y a la lumbrera de escape, aunque sí sería factible aumentar ligeramente la lumbrera C en la dirección de la lumbrera D, sin embargo por la geometría del cilindro resultaría difícil aumentar su sección efectiva. La lumbrera que sí que sería fácil de modificar su sección efectiva sería la lumbrera D puesto que cuenta con una sección efectiva y con unas dimensiones bastante reducidas.

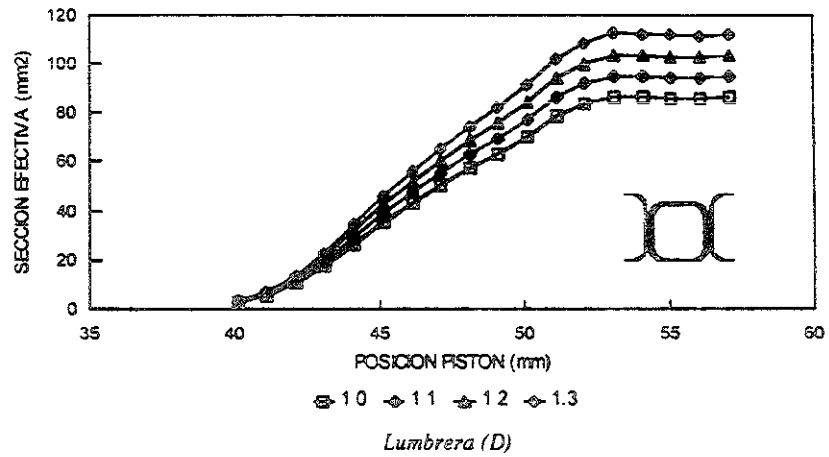
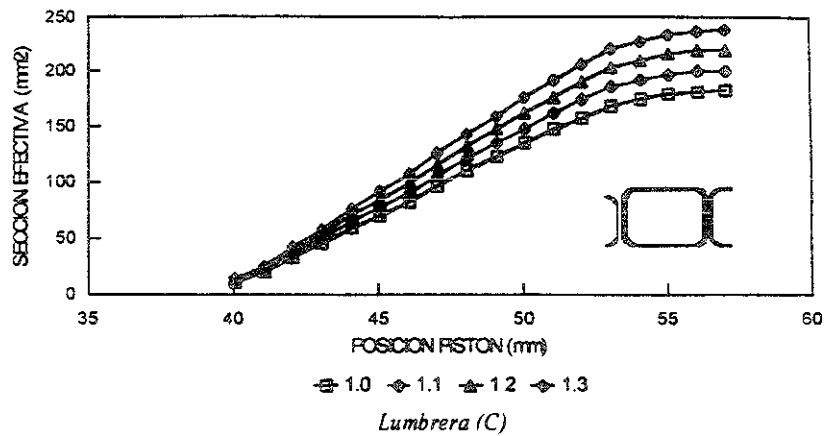
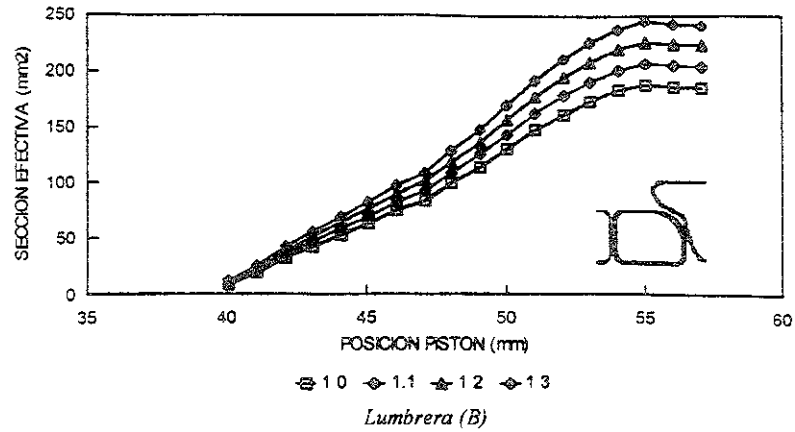


Fig. 4.4 Aumento de la sección efectiva sobre la curva standard de la lumbrera de admisión

En la figura 4.5 se encuentra representados los valores de PME calculados cuando se introducen estas modificaciones de las lumbreras de admisión en el modelo de cálculo.

Como se ve en dichas figuras la mayor influencia sobre la curva de PME se produce en las lumbreras B y C. Esta influencia es muy similar y se resume diciendo que se produce con el aumento de la sección efectiva por el aumento de la anchura de la lumbrera. Se produce un aumento de la PME a regímenes medios y claramente un descenso de la potencia máxima acompañado de un ligero descenso de la PME a altos regímenes.

La modificación de la lumbrera D casi no tiene influencia en las prestaciones del motor, aunque todo hay que decirlo, la modificación relativa de la lumbrera D es de menor magnitud puesto que la sección es la mitad que las otras dos lumbreras de admisión y por lo tanto está justificado el que su influencia sea menor. No obstante el hecho de que una modificación del 20 y del 30% no afecte nada en absoluto implica que la curva de PME es insensible a esta lumbrera.

En resumen y de cara a satisfacer los objetivos del estudio propuesto, la modificación de la anchura de las lumbreras de admisión se plantea solo interesante en el caso de querer aumentar la PME a medio régimen de giro. Sin embargo la penalización que se obtiene de potencia máxima indica en la práctica que sería conveniente el disponer de sección efectiva de lumbrera de admisión menor.



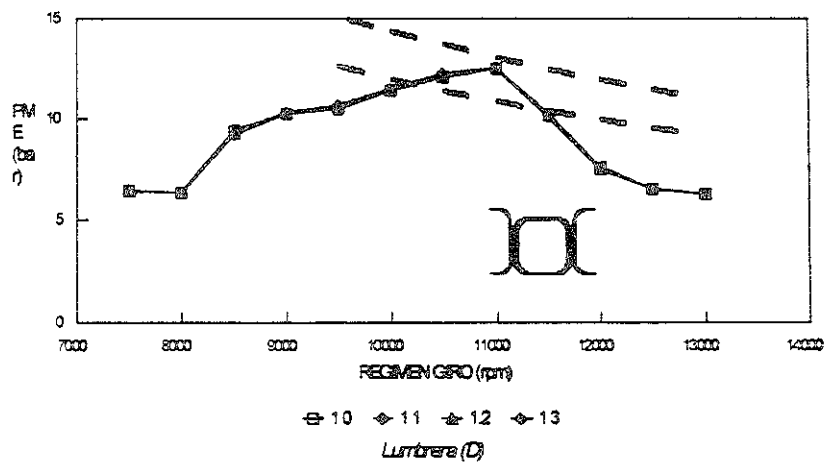
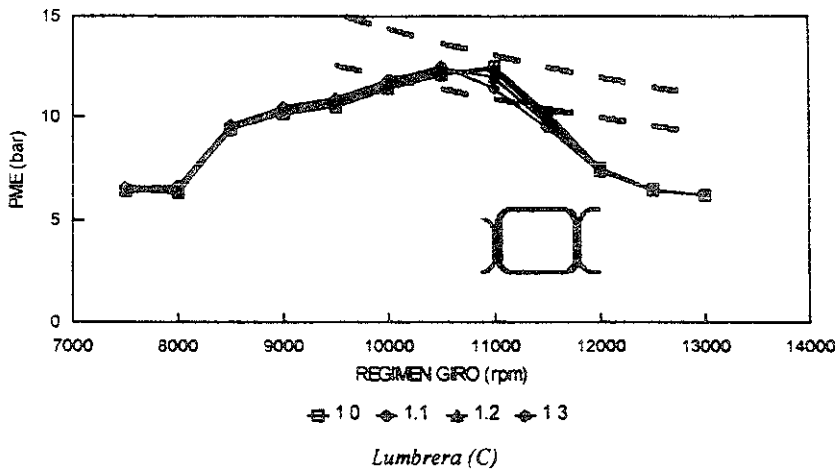
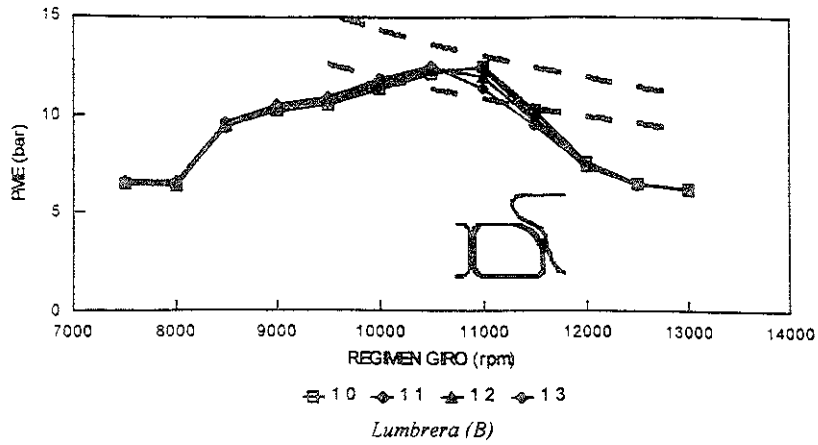


Fig. 4.5 Influencia de la PME ante el aumento de la sección efectiva de las lumbreras de admisión

#### **4.1.2 Optimización de la posición de las lumbreras respecto al borde superior del cilindro (Timing)**

Una vez analizada la influencia de la variación de la sección efectiva de las lumbreras sobre las prestaciones del motor, es necesario el analizar la influencia de la modificación de los ángulos de apertura de las lumbreras de escape y de admisión. Dado que la forma más sencilla de realizar ensayos en banco de rodillos a este respecto consiste en desplazar todo el conjunto del cilindro hacia arriba y hacia abajo variando la altura del cilindro y con la interposición de juntas de distintos espesores entre el cárter y el cilindro, se consideró como etapa inicial de cálculo por el modelado el analizar la influencia de este tipo de modificación sobre las prestaciones del motor.

En las figuras 4.6 y 4.7 aparece la curva de PME calculada mediante el modelo frente al régimen de giro; en la figura 4.6 para los casos en que el cilindro se desplaza hacia abajo en las cotas indicadas que abarca desde 0.5 hasta 4.0 mm., indicando 0 mm. la posición standard del cilindro; mientras que en la figura 4.7 se muestran los resultados que se obtienen al subir la posición del cilindro en las cotas indicadas desde 0.5 a 3 mm.

Como se observa las curvas presentan una gradualidad importante y como tendencias generales se puede destacar el hecho de que se consigue un aumento de par a régimen de giro bajo y medio muy importante, sobre todo a régimen de giro bajo, cuando se baja la posición del cilindro (figura 4.6), es decir, cuando los ángulos de apertura de las lumbreras de escape y admisión se aumentan considerablemente y por tanto abren más tarde y esto es así hasta modificaciones importantes de esta posición, como vemos para 3 mm. Únicamente solo cuando el desplazamiento ya es muy considerable hacia la curva de 4 mm. se empieza a detectar un deterioro de las prestaciones a régimen de giro medio y de la potencia máxima. El aumento en par, sobre todo a régimen de giro bajo y algo a medio régimen, se ve también acompañado de una ligera disminución de par en la parte de altos regímenes de giro que sin embargo no conlleva una pérdida de potencia máxima. Este tipo de comportamiento supone una importante vía de mejora para este motor, puesto que el aumento de par es muy considerable y si la potencia máxima no disminuye supone un aumento importante de las prestaciones, con el único defecto de que las relaciones de cambio deberían de ser más próximas para evitar que el motor girara por encima del punto de potencia máxima.

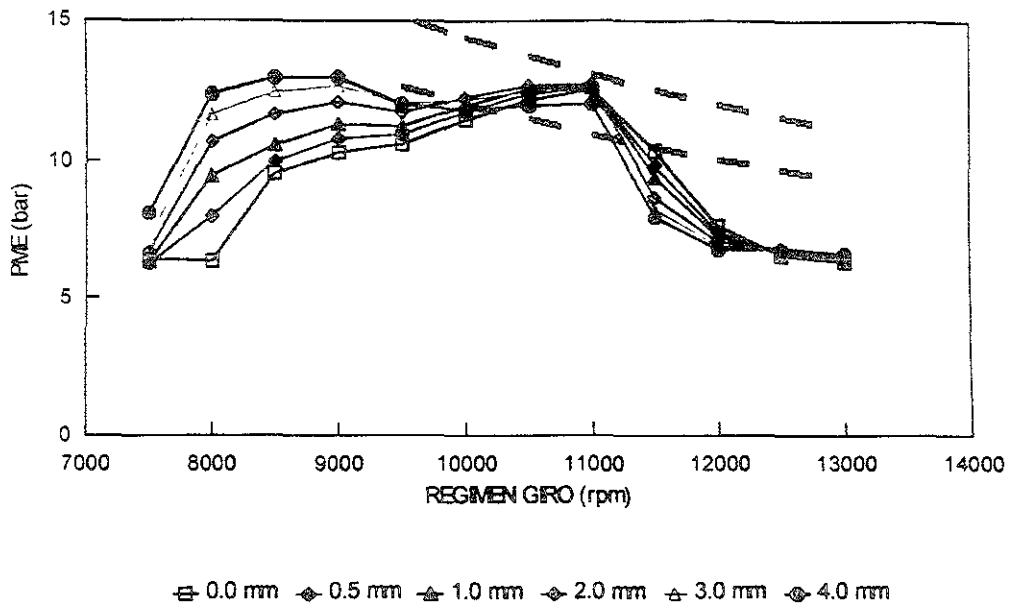


Fig 4.6 Influencia del desplazamiento del cilindro hacia abajo en la PME

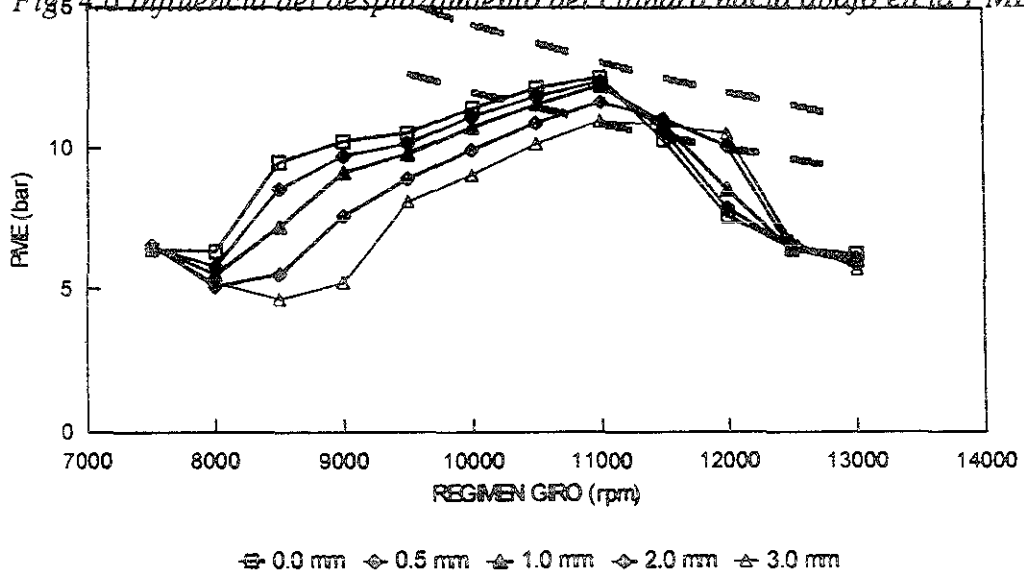


Fig 4.7 Influencia del desplazamiento del cilindro hacia arriba en la PME

En la gráfica 4.7 se ve claramente una tendencia inversa, es decir, la de disminuir los ángulos de apertura de las lumbreras alejando el cilindro del cárter, lo que supone un deterioro general de las prestaciones del motor, no compensándose en ningún momento con un aumento de potencia significativa.

Así pues, el descenso del cilindro se constituye como una de las alternativas principales de mejora que se perfilan en este estudio.

Es importante conocer si estas modificaciones se deben al incremento del ángulo de apertura de la lumbrera de escape o bien de la lumbrera de admisión. Aunque es muy difícil de discernir en ensayos experimentales acerca de esto, es muy fácil mediante el modelado repetir el estudio realizado con todo el cilindro independientemente para cada una de las lumbreras.

En la figura 4.8 se muestra el comportamiento de la curva de par del motor al variar la cota de apertura de la lumbrera de escape únicamente, mientras las lumbreras de admisión permanecen en la cota correspondiente al motor standard. Como se observa, las variaciones de la curva de par registradas coinciden con mucha similitud con las detectadas cuando se bajaba todo el cilindro, detectándose por un lado un fuerte incremento de las prestaciones en la parte de bajo régimen de giro y por otro lado, tal como se veía, el decremento de las prestaciones a altos regímenes de giro. Así pues, esta figura parece indicar que la importante modificación detectada con la variación de la posición del cilindro se debe principalmente, como luego se confirmará, a la modificación del ángulo de apertura de la lumbrera de escape.

En la figura 4.9 se muestran los resultados obtenidos al variar esta vez la cota correspondiente a las lumbreras de admisión. Como se observa en la gráfica los resultados obtenidos confirman la hipótesis enunciada anteriormente de que las mayores variaciones con el desplazamiento del cilindro se registran por la influencia del ángulo de apertura de la lumbrera de escape. Como se ve en esta gráfica, las variaciones detectadas cuando se modifica el ángulo de apertura de las lumbreras de admisión son mucho más pequeñas, afectando principalmente en el sentido de aumentar el par a regímenes de giro elevados y producir un ligero decrecimiento a regímenes de giro medios, así como un incremento del par a 8000 rpm., siendo estas influencias mucho menores como hemos dicho a las anteriores.

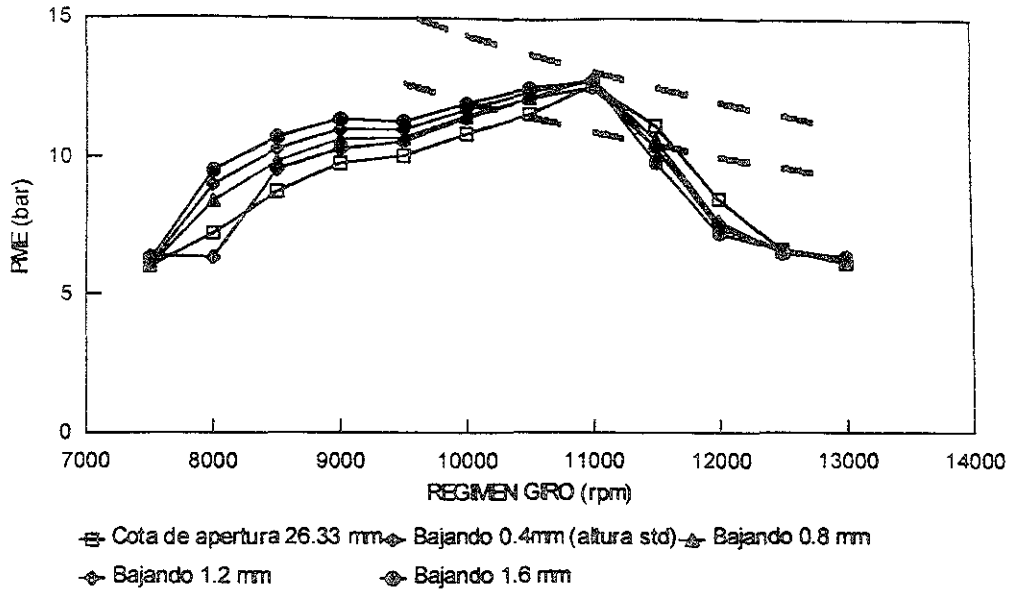


Fig. 4.8 Influencia de la variación de la cota de apertura de la lumbrera de escape en la PME

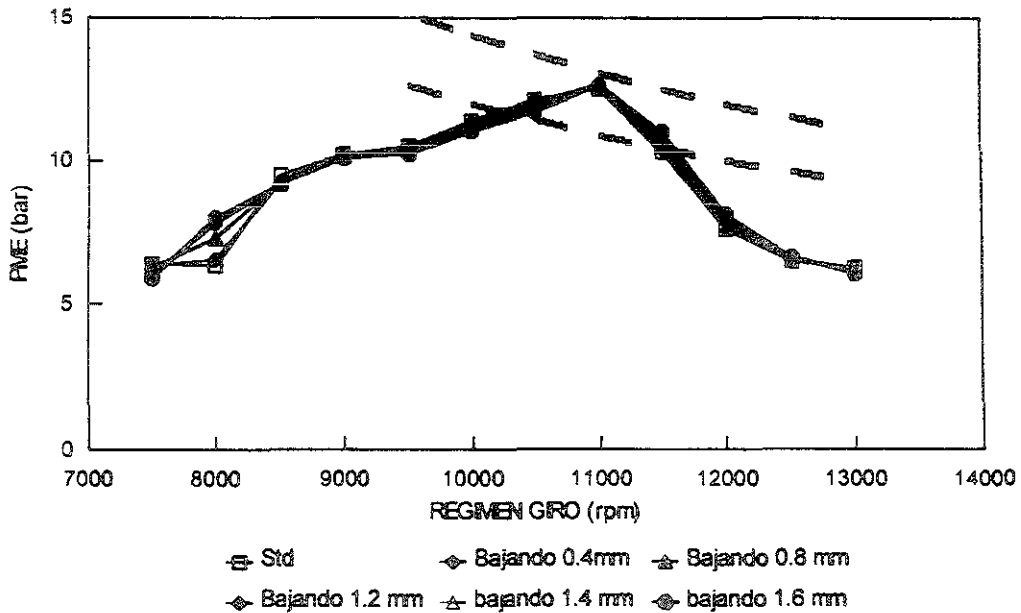


Fig. 4.9 Influencia de la variación de la cota de apertura de las lumbreras de admisión en la PME

Tal como se deduce de la comparación entre las gráficas anteriores 4.8 y 4.9, que se refieren a la variación de la posición de las lumbreras de escape y admisión independientemente, con la gráfica 4.6 referida a la bajada del conjunto de todo el cilindro, se observa que la pequeña mejora que se consigue cuando se aumenta el ángulo de apertura de la admisión, compensa en cierta forma la pérdida de par a alto régimen que se obtiene cuando se aumenta únicamente el ángulo de apertura de la lumbrera de escape. Por otro lado la pequeña caída que se registra cuando se baja la admisión a medio régimen de giro disminuye la mejora que se obtiene a dicho régimen de giro cuando se baja el escape, de ahí que las ganancias del conjunto de bajar todo el cilindro (figura 4.6) sean algo menores; e igualmente la mejora que se obtiene a 8000 rpm al bajar la admisión se suma a la mejora que se obtiene cuando se baja el escape, produciendo una mejora conjunta bastante mayor.

Respecto a la influencia de la diferencia de posiciones relativas de la apertura entre el escape y la admisión, en la gráfica 4.10 se muestra la influencia sobre los resultados del cilindro bajado completamente 1.2 mm., de ir subiendo la cota de apertura de las lumbreras de admisión cada 0.4 mm. hasta la cota total de 1.2 mm., llegando a recuperar la misma distancia que antes había bajado todo el cilindro, es decir, recuperando el mismo ángulo de apertura que en el motor standard. La curva de PME obtenida con el motor standard también se ha incluido como referencia en la misma gráfica.

De la observación de la gráfica 4.10, se puede desprender fácilmente la conclusión de que la mejora obtenida a regímenes de giro medios, como se había discutido anteriormente, es debida casi en su totalidad al retraso de la apertura en la lumbrera de escape, mientras que existe una gran influencia del punto de apertura de la lumbrera de admisión en el punto correspondiente a las 8.000 rpm. Como se ve, cualquier desplazamiento relativo de los considerados en la figura, consistentes en disminuir la distancia relativa entre la apertura del escape y la apertura de la admisión lleva a resultados peores que la curva de partida original, que corresponde al cilindro bajado 1.2 mm.

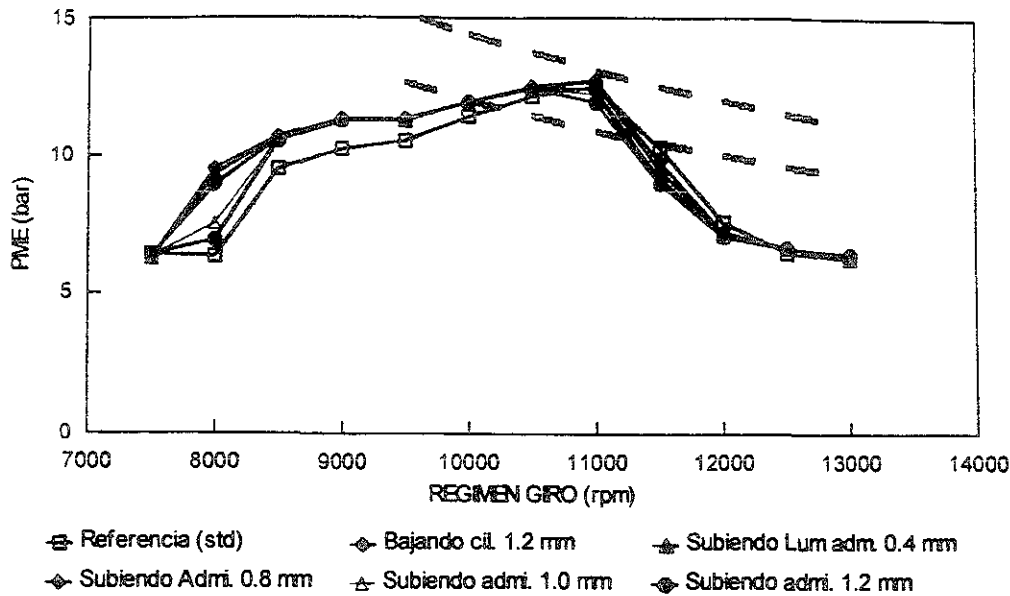


Fig. 4.10 Influencia en la PME de la subida relativa de las lumbreras de admisión sobre el cilindro bajado 1.2 mm.

En la gráfica 4.11 se pueden observar los resultados que se obtienen haciendo la maniobra inversa, ya que como se desprende de la figura 4.10 cabe esperar una mejora de los resultados cuando después de haber bajado todo el cilindro 1.2 mm. en lugar de reducir la distancia entre la apertura del escape y de la admisión se aumenta. En concreto se ven desplazamientos cada 0.2 mm. en el sentido de retrasar todavía más la apertura de la lumbrera de admisión, con una posición de partida ya de desplazamiento de 1.2 mm. Como se observa en la figura al realizar esta medida, es decir, bajar todavía más la apertura de las lumbreras de admisión, conlleva siempre una mejora de par a regímenes de giro altos, sobre todo a 11500 rpm., sin embargo sí que se observa un deterioro del par a regímenes de giro medios que afecta al punto de potencia máxima, por lo cual esta medida no resulta conveniente.

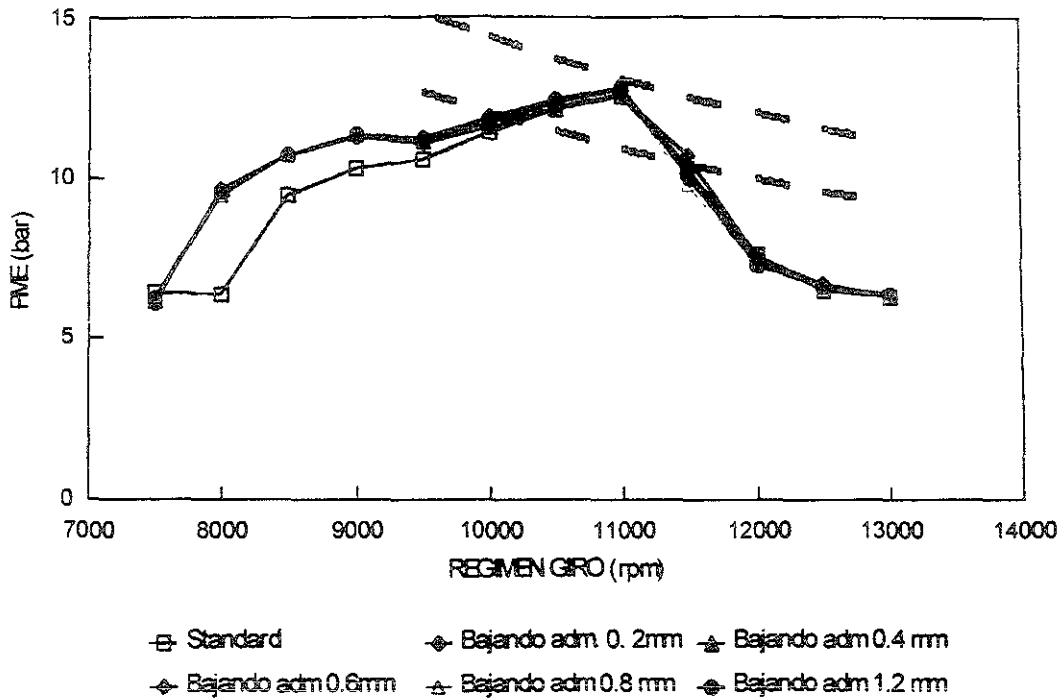


Fig. 4.11 Influencia en la PME de la bajada relativa de las lumbreras de admisión sobre el cilindro bajado 1.2 mm.

Como se observa de la comparación conjunta de las figuras 4.10 y 4.11 parece conveniente para la posición inicial del cilindro desplazado 1.2 mm., el todavía retrasar más la apertura de la lumbrera de admisión, pero únicamente en pequeña cuantía tal como arroja la figura 4.11, únicamente en una magnitud de 0.2 mm. puesto que sin afectarse la curva de par en la zona de medio régimen sí se obtiene una mejoría a 11500 rpm.



Por tanto como conclusiones de esta parte del estudio del modelado queda claramente establecido el que es muy conveniente para este tipo de motor el retrasar la apertura de las lumbreras de admisión y de escape aproximadamente en una magnitud cercana a los 2 ó 3 mm. y una vez hecha esta modificación, el estudiar si un retraso superior de la lumbrera de admisión pueda llevar a una cierta mejora en puntos de altos regímenes de giro.

La dificultad con la que nos encontramos de cara a la verificación de estas hipótesis desde el punto de vista experimental, consiste en la mecanización de los cilindros de modo que los ensayos puedan tener una fiabilidad grande y que no se destruya el material necesario para el desarrollo del estudio. No obstante como luego se comprobará los resultados experimentales han permitido corroborar las tendencias que se han detectado claramente en el modelado.

#### **4.2 DESARROLLO EXPERIMENTAL**

Después del estudio realizado minuciosamente con el modelo matemático, entramos al proceso de verificación experimental de las tendencias encontradas con el modelo y a intentar llevar a la práctica las modificaciones encontradas óptimas:

Variación de la posición del cilindro respecto a la cara plana del cárter, levantándolo o bajándolo cada dos décimas de milímetro mediante la adición o eliminación de juntas especiales de diferentes espesores interpuestas entre éste y el cárter. De esta manera fue posible variar el punto de apertura de las lumbreras.

Aumento de la sección efectiva, haciendo que los conductos que llegan a las lumbreras de carga presenten una evolución uniforme y suave y haciendo que las lumbreras que forman parejas sean simétricas. Por último ensancharlas según las diferentes estrategias planteadas en el punto anterior.

Por último se modificó la dirección del flujo que llega del cárter con la finalidad de alterar el barrido en el cilindro. Cabe mencionar que este punto no fue analizado con el modelado debido a que no es posible tener en cuenta la influencia de cambios en la dirección del flujo entrante al cilindro en el código de cálculo actual, ya que ello requeriría el modelado tridimensional del proceso de barrido.

### **4.2.1 Influencia de la posición del cilindro**

Como del estudio previo mediante el modelado se deduce, la posición del cilindro juega un papel muy importante debido a que modifica el ángulo de apertura de las lumbreras de admisión y escape y por tanto condiciona de forma importante el proceso de renovación de la carga, y por consiguiente las prestaciones del motor. Hay que tener también en cuenta que al alterar la posición del cilindro sin alterar la geometría de la culata la relación de compresión de la cámara cambia por dos motivos: en primer lugar porque se altera el volumen muerto que deja el pistón al llegar al punto muerto superior, y en segundo lugar porque el cierre de la lumbrera de escape condiciona la relación de compresión efectiva de la mezcla. Por ello fue necesario para poder realizar esta fase del estudio experimental el compensar dichos efectos mediante el desplazamiento de la culata respecto al cilindro.

Para poder estudiar la influencia de la posición del cilindro, se mecanizó previamente el mismo reduciendo su altura en 1.5 mm. por su cara inferior, siendo esta reducción la máxima a la que podía someterse, y por lo tanto, a partir de la cual y mediante la inclusión de juntas poder ir subiendo cada dos décimas de milímetro. Para poder montar la culata en la posición inicial, es decir sin ninguna junta y por lo tanto con el cilindro lo más bajo posible, fue necesario sustituir la culata inicial por otra que tuviera la cara paralela con el pistón rebajada lo suficiente como para que se mantuviera el "squish" mínimo necesario de 0.5 mm.

A partir de esta configuración inicial se hicieron dos series de ensayos: la primera con la relación de compresión variable y la segunda manteniendo la relación de compresión constante a lo largo de toda la tanda de ensayos.

En la primera, a medida que se iban añadiendo juntas de dos décimas de milímetro de espesor, la culata se iba alejando de la cara superior del pistón en su P.M.S. y el volumen de la cámara de combustión aumentaba por lo que iba disminuyendo progresivamente la relación de compresión. Los resultados de este ensayo se muestran en la gráfica de la figura 4.12, en donde se muestra la tendencia de la presión media efectiva al subir el cilindro, observándose que a medida que se levantan junto con el cilindro las lumbreras, aumenta el par en altos regímenes de giro y se reduce para regímenes bajos. Como consecuencia de esta operación las lumbreras tanto de escape como de carga se abren antes, con lo que permiten alcanzar un buen llenado a altos regímenes de giro, consiguiendo que la curva de par se prolongue a mayores regímenes de giro. Sin embargo,

la lumbrera cierra también más tarde y ello hace que el cortocircuito a regímenes de giro bajos y medios aumente la masa retenida y disminuya por tanto también el par.

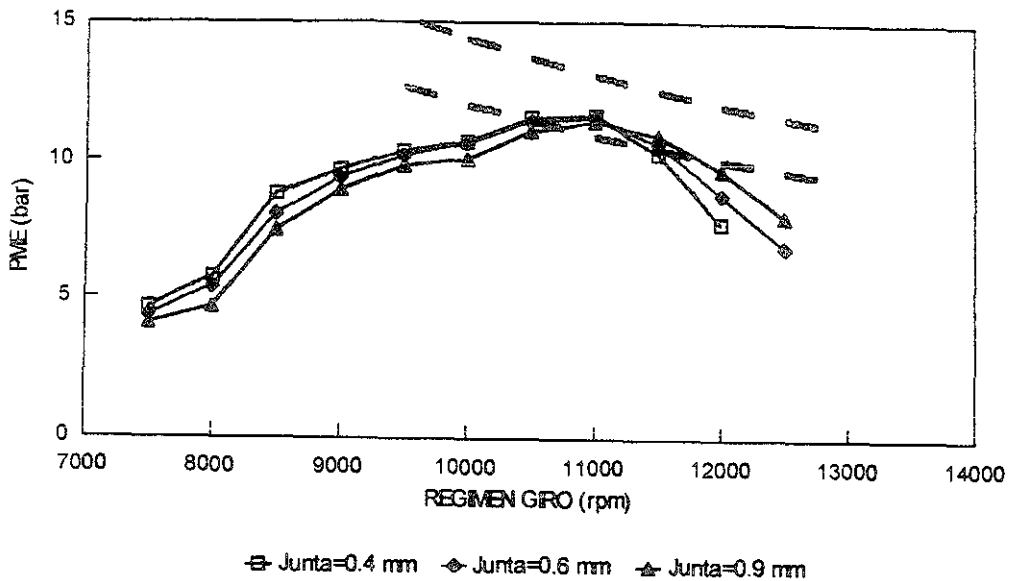


Fig. 4.12 Influencia del levantamiento del cilindro, con la relación de compresión variable, en la P.M.E.

Como se deduce de lo anterior y se observa en la figura 4.12 una primera conclusión que se puede extraer de esta parte del estudio y que ya se encontró en las conclusiones del estudio realizado mediante el modelado, es que las lumbreras abren en este motor demasiado pronto, y que un desplazamiento del cilindro hacia abajo alargando la cota desde la cara superior de la culata a la apertura de las lumbreras es muy conveniente, consiguiéndose una ganancia muy importante de par a regímenes de giro bajos y medios, y consiguiéndose además que no se pierda potencia máxima. La única desventaja que aparece es que el motor no consigue llegar a regímenes de giro altos, pero esta desventaja puede compensarse con una selección adecuada de la relación de cambio.

Los valores que se han utilizado, por ser en los que se ha podido mover el estudio en la práctica, han sido cercanos a una reducción de la altura del cilindro del orden de 1.5 mm. y posteriormente sobre esta cota se ha estudiado variaciones hacia arriba o hacia

abajo de la misma, encontrándose experimentalmente que esa cota de 1.5 mm. produce unos resultados bastante óptimos.

Así pues la disminución de la altura del cilindro en la cota mencionada constituye la base para el desarrollo posterior del motor, que plantea en los puntos siguientes de modificación de la geometría de las lumbreras de escape y de admisión así como de otros parámetros de puesta a punto.

En la segunda serie de ensayos se procedió del mismo modo con la adición de juntas, sin embargo para cada dos décimas de levantamiento del cilindro se le fresaba la cara plana inferior a la culata, de tal modo que el volumen resultante en la cámara de compresión fuera tal que la relación de compresión volumétrica se mantuviera en todo momento constante. En donde se observa (figura 4.13) una pérdida de PME a regímenes medios a medida que se va levantando el cilindro, y un ligero aumento de la PME entre 10500 y 11200 rpm.

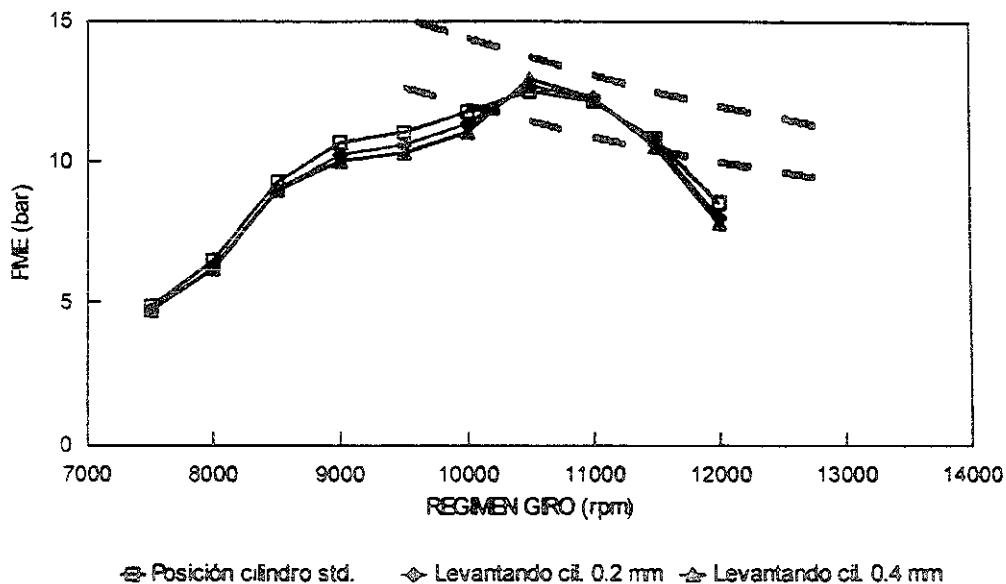


Fig. 4.13 Influencia del levantamiento del cilindro manteniendo la relación de compresión constante en la P.M.E.

#### **4.2.2 Lumbrera de escape**

De lo estudiado en el apartado del modelado se puede decir que la lumbrera de escape es el punto más importante para la mejora del motor. Por lo tanto su diseño juega un papel decisivo ya que cualquier variación en la misma tiene un efecto sobre el motor muy significativo.

Las mejoras sobre dicha lumbrera fueron encaminadas a cumplir dos importantes objetivos. Por un lado conseguir que, en el intervalo que va desde que el pistón va descubriendo después de la apertura la sección de la lumbrera de escape hasta que las lumbreras de carga se encuentran ya considerablemente abiertas, las ondas produzcan una depresión en la entrada a la lumbrera que succione los gases quemados que ya de por sí tienden a salir por la alta presión reinante en el cilindro, mejorando así el proceso de barrido. Por otro lado se buscó que, en el intervalo en que la lumbrera de escape permanece parcialmente abierta desde que las lumbreras de carga se han cerrado al ascender el pistón hasta que se cierra completamente, se produzca un impulso de alta presión en la boca de la misma que impida que la mezcla fresca se escape y así retener una mayor cantidad en el cilindro.

El objetivo principal a perseguir, de acuerdo con las indicaciones extraídas del estudio mediante el modelado, es el de aumentar la sección efectiva de la parte superior de la lumbrera de escape de cara a aumentar por esta vía la potencia máxima del motor y el par a alto régimen.

Otros aspectos a considerar en el diseño de la lumbrera de escape son la forma irregular que presenta el conducto en su interior, que dificulta el control sobre las variaciones que se efectúan en el mismo, así como el hecho de que el pistón al ir bajando toma diferentes posiciones respecto a la boca de la lumbrera, formándose en esta zona un salto o escalón distinto para cada instante que provoca un fuerte desprendimiento del flujo y la turbulencia de gases a la salida de la misma dificultando su descarga. Para tener en cuenta este efecto, las modificaciones de la lumbrera de escape se evalúan en el banco de flujo con el primer tramo del conducto de escape instalado. Con el apoyo del banco de flujo se puede detectar claramente el efecto de los desbastes en el interior del conducto que llega a la lumbrera sobre la sección efectiva que presenta finalmente la misma.

La tarea de aumentar la sección efectiva de la lumbrera de escape no es nada simple ya que la geometría standard se encuentra ya muy explotada en este sentido. Como

muestra de las consecuencias de una mala operación en este sentido mostramos a continuación una gráfica correspondiente a un desbaste erróneo, ya que generó una pérdida de sección efectiva considerable.

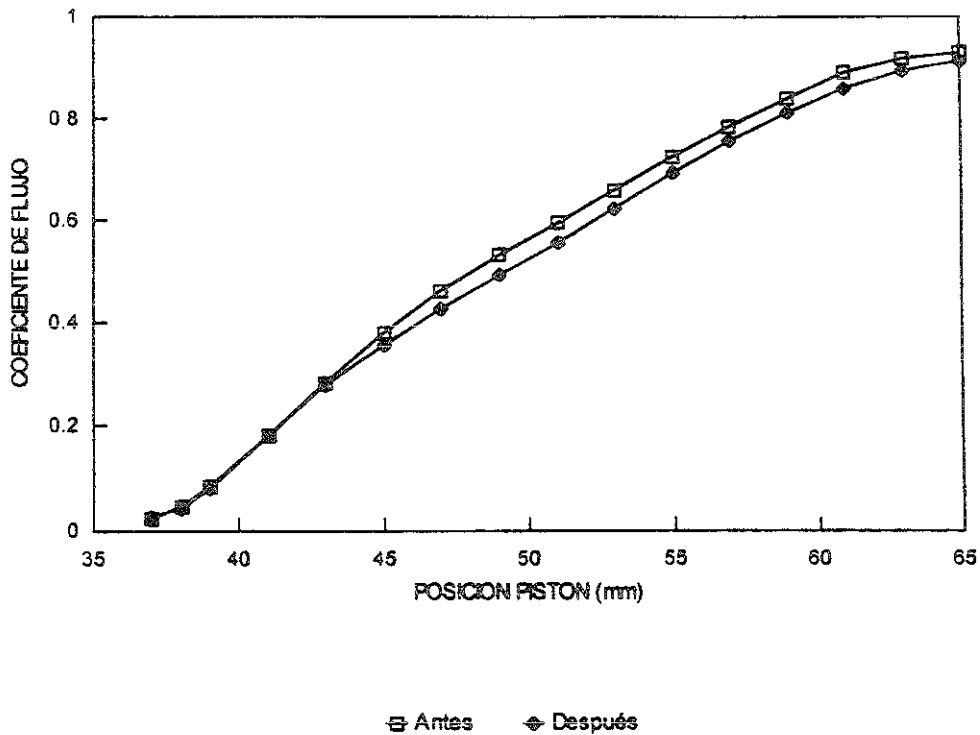


Fig. 4.14 Comparación del coeficiente de flujo de la lumbrera de escape antes y después de un mecanizado erróneo

#### 4.2.2.1 Mejora de la sección efectiva

Para empezar a tratar el aspecto de la mejora de la sección efectiva de la lumbrera de escape, se debe recordar tal y como se ha visto anteriormente, que éste es el punto más influyente en la consecución de la potencia del motor, y además el más sensible ante cualquier modificación. Por estos motivos, cualquier variación debe estar fundamentada y meditada lo máximo posible.

Dada la escasez de material con el que se ha contado para el desarrollo del trabajo experimental, la mejora de la sección efectiva se acometió siguiendo las directrices generales encontradas mediante el modelado, con un orden secuencial en fases, con el doble objetivo de proceder cuidadosamente y de obtener resultados controlables que permitieran estudiar sus fundamentos.

La primera fase consistió en mejorar el coeficiente de descarga sin variar los contornos de entrada y salida del conducto de esta lumbrera. Por lo tanto las modificaciones se concentraron en el mecanizado de las superficies interiores del conducto.

Es imposible del análisis visual de la forma del conducto el inferir las posibles líneas de acción en este aspecto, y únicamente la imaginación acerca del camino seguido por los gases durante el proceso de descarga permite indicar de manera intuitiva algunas posibilidades. La inspección visual del conducto una vez abierto el cilindro, tras varios ensayos en el banco de rodillos, fue de gran ayuda para inferir en qué zona debíamos de pulir, pues se percibe claramente un rastro que deja el aceite que acompaña a los gases en su salida que marca la trayectoria que tienden a seguir dentro del conducto. Por lo tanto se mecanizó sobre la superficie de esta huella con el propósito de intentar facilitar el proceso de descarga.

Es muy importante el seguimiento de los resultados, que se realizó mediante sucesivos ensayos en el banco de flujo (figura 4.15), con su posterior comprobación en el banco de rodillos (figura 4.16), y tal como se predijo se produjo una progresiva mejora en las dos primeras fases de limado, por lo que se decidió continuar por este camino. Sin embargo, se llegó a un determinado punto en que pasado el óptimo comenzaron a empeorar los resultados perdiéndose potencia.

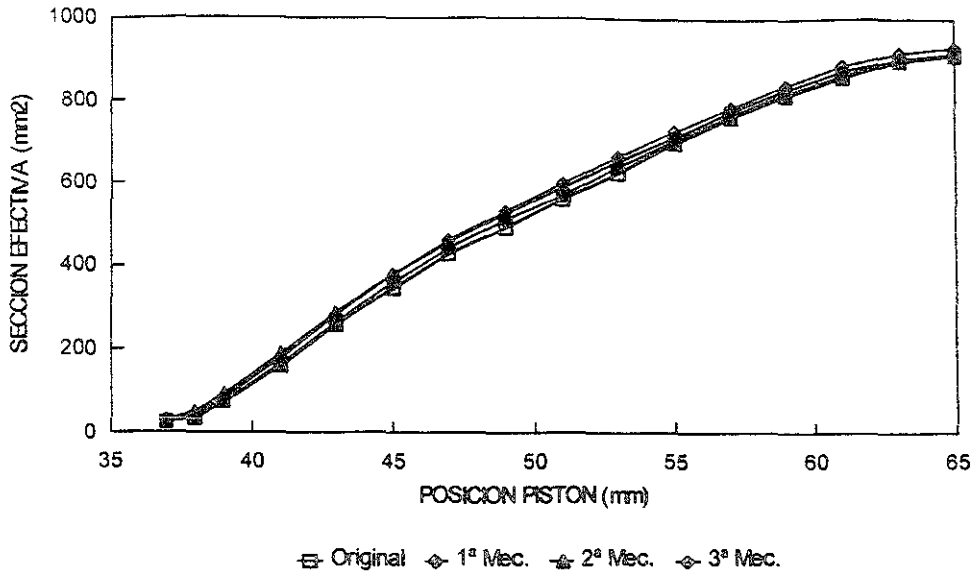


Fig. 4.15 Influencia sobre la sección efectiva del mecanizado en el interior del conducto de la lumbrera de escape

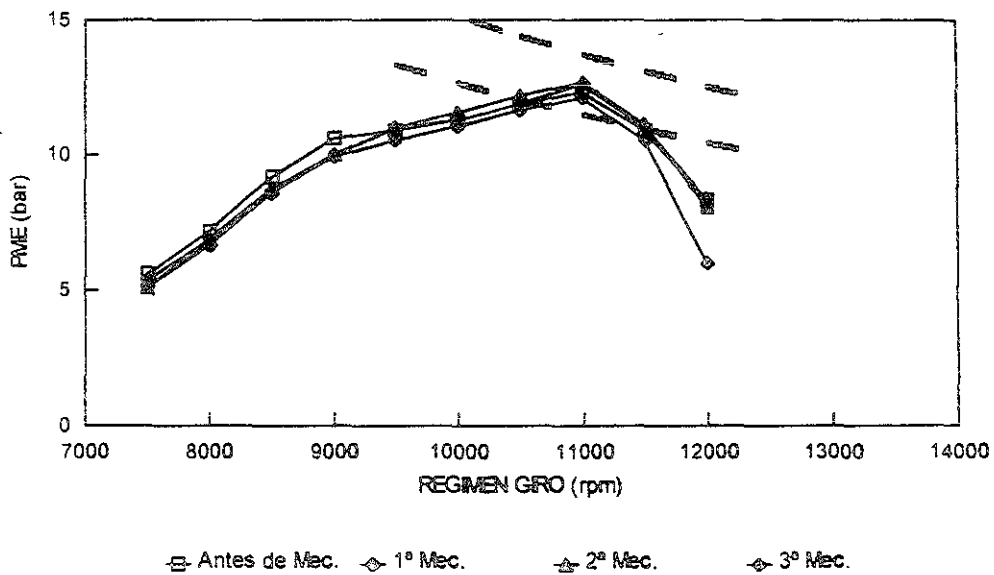


Fig. 4.16 Influencia en el funcionamiento del motor del mecanizado en el interior del conducto de la lumbrera de escape



La segunda fase de este punto del estudio consistió en comprobar con la práctica experimental los puntos de mejora de las prestaciones del motor que nos proporcionó la etapa del modelado. De este modo las variaciones introducidas en la sección efectiva en esta fase consisten en la modificación del contorno de la lumbrera de escape, en el sentido tal como indicaba el modelado de aumentar la sección efectiva de la parte superior de la misma. En concreto se procedió al mecanizado de los contornos laterales superiores a la inflexión central, es decir, desde el punto "I" al "M" tal como muestra la figura 4.1.a).

Los resultados correspondientes en el banco de rodillos aparecen en la gráfica de la figura 4.17, donde se observa claramente respecto a la potencia del motor, que ésta aumenta progresivamente con el desbastado progresivo, hasta llegar a un cierto punto, que sería el máximo que podemos alcanzar, ya que a partir de él se produce una caída de par y potencia máxima aunque el motor consigue un mayor alcance a altos regímenes de giro. Estos resultados permiten cuantificar las mejoras obtenidas y confirmar la bondad del modelo en la predicción del efecto de las variaciones de sección efectiva estudiadas.

Se comprueba pues que el ensanchar la parte superior de la lumbrera de escape es una buena medida para alcanzar mayores regímenes de giro y potencia máxima pero puede venir acompañada de una posible pérdida de par a regímenes de giro bajos y medios.

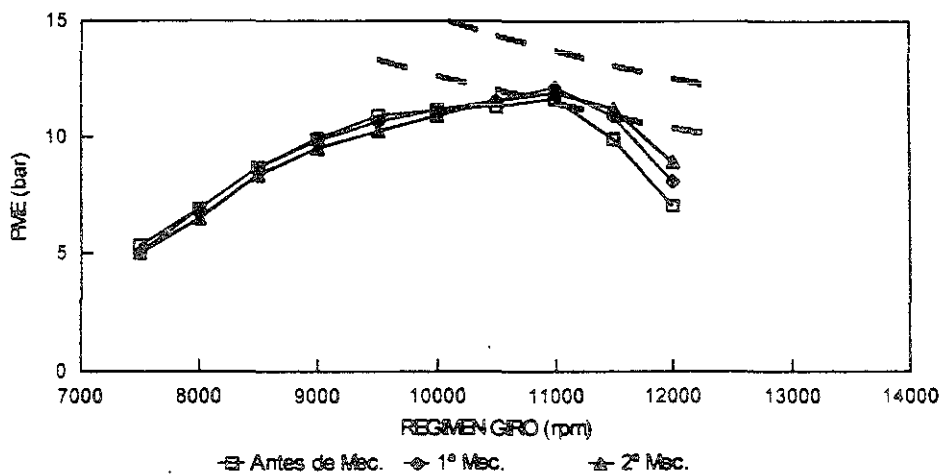


Fig. 4.17 Influencia en el funcionamiento del motor de la modificación del contorno superior de la lumbrera de escape

#### 4.5 COMENTARIOS FINALES

Como conclusiones finales del capítulo de estudio de las lumbreras podemos citar en primer lugar que es conveniente en este motor el retrasar la apertura de la lumbrera de escape y de las lumbreras de admisión en una magnitud considerable respecto a sus dimensiones standard.

El modelado indica que un desplazamiento importante del orden de 2.5 a 3.5 mm. puede ser el óptimo. sin embargo en los estudios experimentales ha sido imposible poder realizar una modificación tan grande de la altura del cilindro y del conjunto de la culata para poder comprobar que esto es cierto, con lo que el estudio experimental se tuvo que limitar a una modificación exclusivamente de 1.5 mm. de reducción de la altura del cilindro. La conclusión final del estudio en este sentido ha sido que dicha disminución de 1.5 mm. y por lo tanto dicho desplazamiento del punto de apertura de las lumbreras es muy positiva para este motor, no registrándose pérdida alguna o muy ligera potencia máxima y sin embargo obteniéndose un aumento de par muy considerable en todo el rango de regímenes de giro bajos y medios, por lo tanto un aumento considerable de las prestaciones en su conjunto.

Para intentar que la curva de par a partir de 11500 vueltas no caiga tan rápidamente sino que se estire algo para permitir que no sea tan crítico el cambio de velocidad una vez pasado el punto de potencia máxima, se ha intentado en la parte del desarrollo experimental el modificar la lumbrera de escape por su parte superior, que tal como lo indicaba el modelado era la parte más sensible en esta zona. Se ha conseguido un efecto importante en este sentido y se ha aumentado a través de esta vía y a través de la mejora de lo que es el conducto interior en el cilindro, un aumento de potencia máxima y, como se ha dicho, que la potencia no caiga tan rápidamente estirándose hasta regímenes de giro más elevados.

Respecto a las lumbreras de admisión se puede decir que únicamente el mecanizado de los conductos en su interior ha dado un efecto positivo en cuanto a un ligero aumento de prestaciones de todo el conjunto debido a la disminución de pérdida de carga, ya que como se había visto en el modelado su influencia es pequeña. Así pues, como configuración de partida del motor se plantea la utilización del cilindro rebajado y con conductos mejorados, y se plantea como objetivo básico de la optimización del resto de elementos el de aumentar la potencia máxima del motor.

## Capítulo 5

# ESTUDIO DE LA CAJA DE LAMINAS

### 5.1 ESTUDIO PREVIO MEDIANTE EL MODELADO

Tal como se comentó en el capítulo 3 correspondiente al ajuste del modelo, el cálculo de la dinámica de los pétalos de la caja de láminas es uno de los puntos más difíciles y a la vez más críticos en el modelado de este tipo de motores.

Como allí se comentó, las propiedades mecánicas del material de los pétalos se determinaron experimentalmente pero hubo que ajustar el valor de los coeficientes de amortiguamiento para evitar la aparición de inestabilidades en el cálculo. Dado que en definitiva el modelado empleado es demasiado simple como para pretender realizar un estudio amplio sobre la influencia de los diversos parámetros de diseño de la caja de láminas sobre las prestaciones, y dado que no se disponía en un principio de materiales de diferente espesor o composición, se decidió limitar el estudio mediante el modelado en este apartado a la longitud de los pétalos. Para mostrar como responde el modelado ante las variaciones geométricas de los pétalos, en comparación con los ensayos experimentales, podemos observar los resultados de las gráficas 5.1.a) y 5.1.b) que corresponden respectivamente al ensayo en el banco de rodillos y a los valores obtenidos por el modelado.

Como puede observarse, el comportamiento y la magnitud de la variación resultan en general similares tanto en los resultados calculados como en los resultados obtenidos experimentalmente. De hecho podemos apreciar tanto para bajos como para medios regímenes que la evolución de la PME se comporta igualmente en ambos casos. Sin embargo después de la potencia máxima a 11000 rpm. se detecta un ligero aumento de par en los resultados calculados que no se detecta en los experimentales, resultando en la realidad una disminución de potencia del aumento de la longitud de los pétalos.

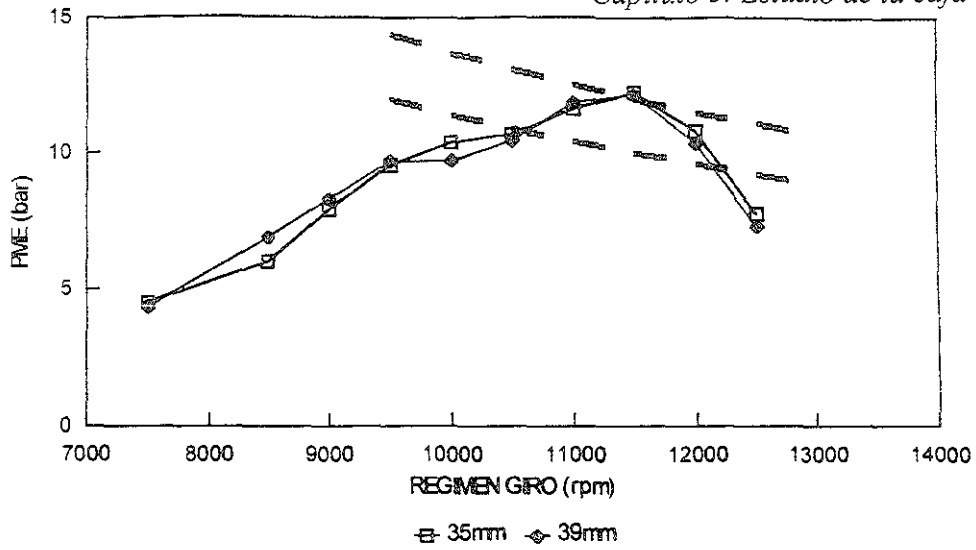


Fig. 5.1 a) Influencia sobre la P.M.E. de la variación de la longitud de los pétalos obtenida experimentalmente

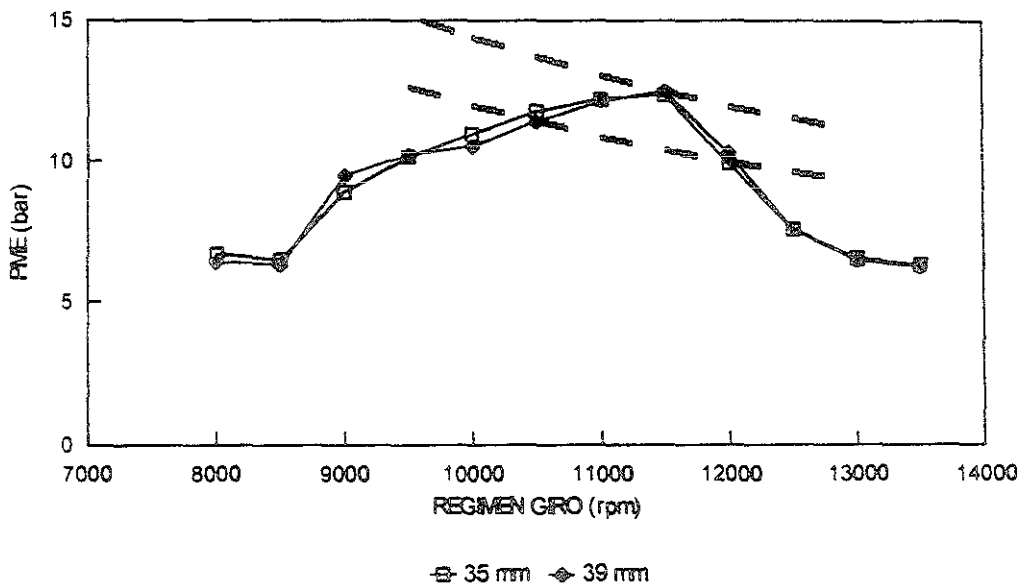


Fig. 5.1 b) Influencia sobre la P.M.E. de la variación la longitud de los pétalos obtenida mediante el modelado

## 5.2 DESARROLLO EXPERIMENTAL

La caja de láminas del motor es un elemento fundamental en su funcionamiento. De ella depende la admisión correcta de la mezcla que alimenta al cárter, y posteriormente al cilindro. Sólo se abren sus pétalos cuando es necesario, esto es, cuando la presión del cárter baja lo suficiente, y se cierran cuando la presión del cárter sube por encima de la atmosférica. La posición de la caja respecto al cárter así como las características geométricas de sus pétalos, fundamentalmente su longitud, es importante, ya que condiciona sobre manera el proceso de renovación de la carga en su conjunto

En el transcurso del trabajo realizado se probaron diversas cajas de láminas con distintas acotaciones y formas, observándose importantes variaciones en el comportamiento del motor para cada una de las diferentes cajas. Finalmente se optó por emplear el modelo standard y realizar variaciones sobre sus medidas y forma original.

### 5.2.1 Influencia de las características geométricas de los pétalos

Debido a los elevados regímenes de giro a que trabaja este tipo de motor, el diseño de la caja y los pétalos es fundamental para que puedan seguir los requerimientos del motor, de apertura y cierre que exige el funcionamiento de este tipo de motores. En este sentido se trabajó en la variación de las características geométricas de los pétalos, operando sobre la longitud, el espesor y la forma de los mismos, para conseguir alterar la inercia del sistema y obtener diferentes comportamientos del motor.

La caja de láminas empleada consta de 6 pétalos, tres en cada lado, con una anchura por pétalo de 18 mm. y una longitud inicial de 37,5 mm. como muestra la figura 5.2. El perfil de la caja de láminas y el desplazamiento de éstas al abrir y cerrar aparecen en la figura 5.3.

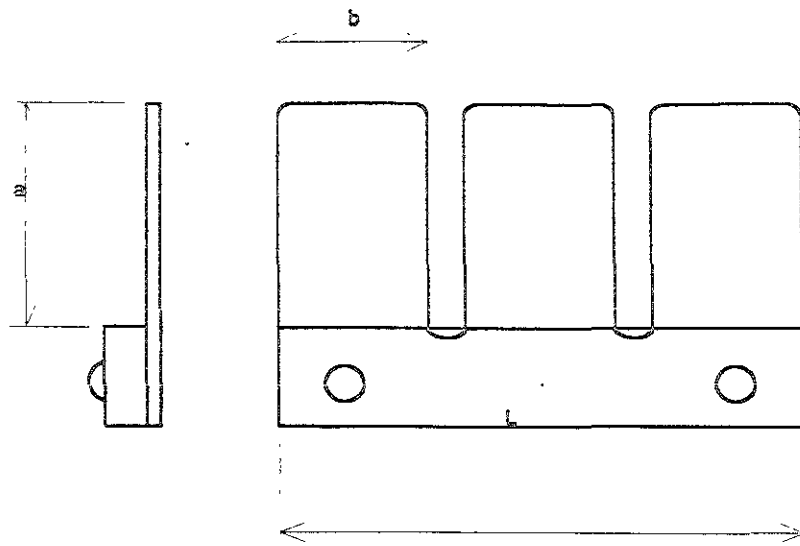


Fig. 5.2 Geometría de las láminas empleadas para los ensayos

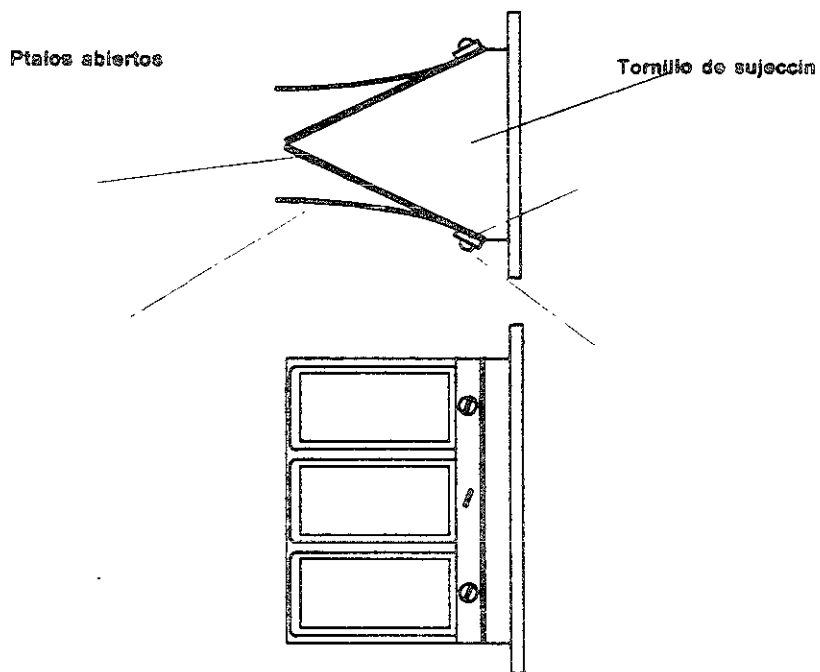


Fig. 5.3 Perfil y planta de la caja de láminas

Para analizar la influencia de la longitud de los pétalos es conveniente establecer en primer lugar cómo afecta ésta a la inercia de los mismos. La expresión que nos proporciona la inercia de una placa delgada de dimensiones  $a$  y  $b$  respecto a un eje que es paralelo al lado  $b$  y pasa por el centro de gravedad de la misma es la siguiente:

$$I_G = \frac{1}{12} b a^3$$

Aplicando el teorema de Steiner para trasladar la inercia a un extremo de la placa se tiene:

$$I_b = I_G + A d^2$$

Siendo  $A$  el área de la placa ( $A = a \cdot b$ ) y  $d$  la distancia entre el eje que pasa por el centro de gravedad y el nuevo eje considerado, paralelo al anterior.

$$I_b = (1/12) * b * a^3 + a * b (a/2)^2$$

$$I_b = (1/12) * b * a^3 + (1/4) b * a^3$$

$$I_b = (1/3) * b * a^3$$

Por lo tanto la inercia de la lámina es proporcional a su longitud al cubo. Variando la longitud se conseguirá tener diferencias importantes en su inercia, y ésta nos proporcionará comportamientos muy diferentes en las frecuencias de movimiento que pueden tener estas láminas cuando el motor gira a 12000 rpm. o más, cuando se hace realmente difícil seguir el movimiento del flujo, y abrir y cerrar en fase con el movimiento del pistón.

Se realizaron pruebas con longitudes de pétalos entre 35 y 40 mm. aumentando la longitud de 1 mm. en 1 mm. En la gráfica 5.5 se observa los resultados de PME obtenidos para longitudes de pétalos de 35, 37, y 39 mm. respectivamente. Los resultados muestran una clara tendencia a mejorar el funcionamiento del motor en regímenes elevados cuando la

longitud de la lámina disminuye, pasado el régimen de potencia máxima. Las curvas de potencia obtenidas tienen más curvatura en esta zona y el motor puede subir de régimen con más facilidad. Esto debe ser consecuencia de que al disminuir la longitud de los pétalos, éstos tienen menor inercia, como se ha demostrado anteriormente y, por lo tanto, pueden seguir con más fidelidad las oscilaciones de presiones en el cárter cuando las velocidades son elevadas. De igual modo podemos observar que para longitudes cortas la gráfica correspondiente es más estable en su crecimiento a medida que aumenta el régimen de giro, mientras que para las mayores longitudes presenta pérdida de potencia a mitad de su desarrollo. Esto es debido a que la mayor longitud de la lámina dificulta que su frecuencia se sincronice con la del motor, presentando disfunciones a mitad de desarrollo.

De la misma manera que se hizo con los pétalos simples (standard) se ensayó la caja con pétalos dobles (figura 5.4), reflejando un comportamiento muy similar al de variar su longitud, tal y como se muestra en la gráfica 5.6. Comparando el resultado obtenido entre pétalos dobles o sencillos se puede observar que su influencia es pequeña, llevando en todo caso a una ligera pérdida de potencia máxima.

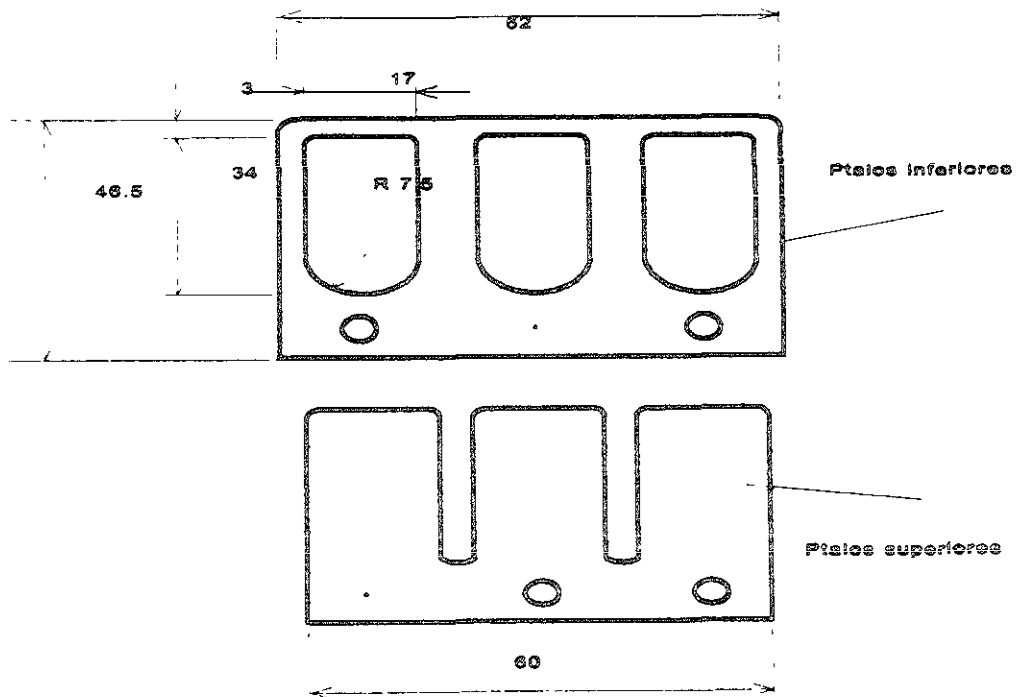


Fig. 5.4 Geometría de los pétalos dobles



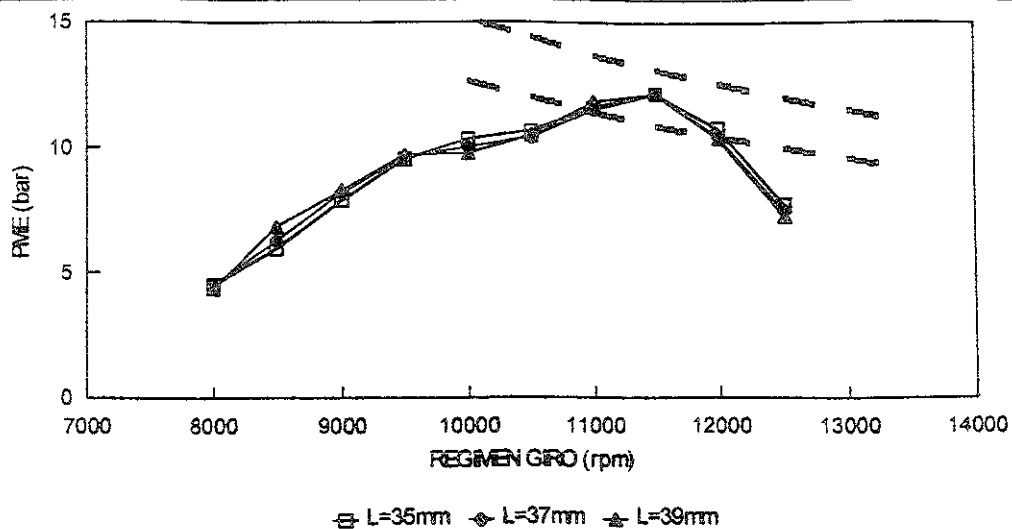


Fig. 5.5 Comparación con longitudes distintas de pétalos simples

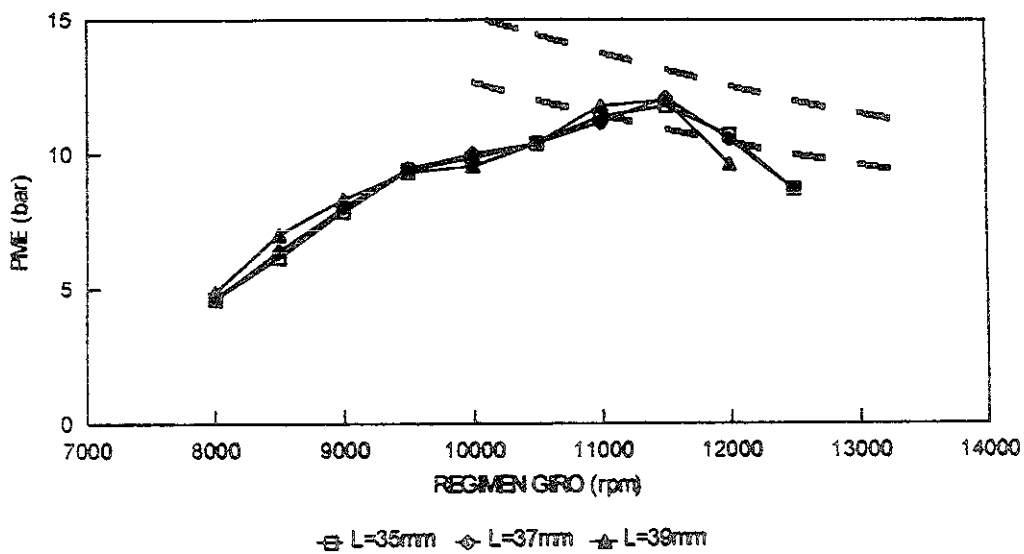


Fig. 5.6 Comparación con longitudes distintas de pétalos dobles

A continuación se estudia la influencia que tiene la variación del espesor de las láminas en el funcionamiento del motor. Para ello, tal como se hizo con la longitud, se establecerá previamente su efecto sobre el momento de inercia de la lámina y además el consecuente efecto sobre la deformación de la misma.

La lámina bien puede considerarse como una viga en voladizo sometida a una carga uniformemente distribuida correspondiente de diferencia de presiones entre aguas arriba y abajo. En dicho caso la expresión que proporciona la deformación de la punta en función de la carga y de las características geométricas y mecánicas del material es:

$$f_F = pl^4/8EI$$

siendo:  $f_p$  = deformación (flecha) en el extremo del voladizo  
 $p$  = carga por unidad de longitud  
 $l$  = longitud de la lámina  
 $E$  = módulo de Young del material de la lámina  
 $I$  = momento de inercia de la sección transversal a la lámina

El momento de inercia que se considera es el que pasa por el centro de gravedad de la sección transversal a la lámina, es decir, el de una sección que tiene de altura el espesor "e" de la lámina y de anchura el ancho "b" de la misma, y por lo tanto su expresión es la siguiente:

$$I = be^3 / 12$$

Sustituyendo la expresión del momento de inercia en la de la flecha, para obtener la relación entre ésta y el espesor, resulta:

$$f_F = 3pl^4/2Ebe^3$$

### **5.2.2 Comportamiento de los pétalos para distintos materiales**

En esta fase del análisis experimental de la caja de láminas vamos a tratar del estudio de la influencia en las prestaciones del motor del material de los pétalos de la caja.

Con el objeto de que los ensayos sean equiparables entre sí vamos a partir de unos pétalos con características geométricas iguales, a diferencia del apartado anterior. Por lo tanto se escogieron láminas con idéntico espesor, dimensiones de ancho, largo y forma, es decir, con la misma inercia.

Los materiales de que dispusimos para este estudio fueron la fibra de carbono y la fibra de vidrio, aunque también existen otras posibilidades no usuales en los motores de dos tiempos, como la lámina de acero que se utiliza frecuentemente en refrigeración de compresores herméticos, con la que no se pudo contar y con la que hubiera sido interesante contrastar.

Las propiedades mecánicas de estos materiales principalmente el módulo de elasticidad (módulo de Young) ya analizadas en el punto correspondiente al modelado, junto con las características de durabilidad del material determinan el comportamiento de estos materiales. El módulo de elasticidad se determinó mediante ensayos en una máquina de tracción universal. y por el DMTA dando unos valores de 26300 MPa. para la fibra de vidrio y de 28530 MPa. para la fibra de carbono, es decir, que la fibra de carbono es un material más rígido que la fibra de vidrio, que es más elástica.

Los resultados que se obtuvieron con el ensayo de estos pétalos de fibra de vidrio y de carbono en el motor se muestran en la figura 5.7. Tal como en ellos se aprecia, la fibra de vidrio ofrece una mayor potencia hasta 9500 rpm. A partir de éste régimen y hasta 10500 rpm, ambos materiales se comportan de igual modo respecto a la potencia. Desde 10500 hasta 11000 rpm. los pétalos de fibra de vidrio son los que tienen un mejor comportamiento, alcanzando la potencia máxima a 11000 rpm. Sin embargo a altos regímenes de giro son los pétalos de fibra de carbono los que superan en potencia a los de fibra de vidrio.

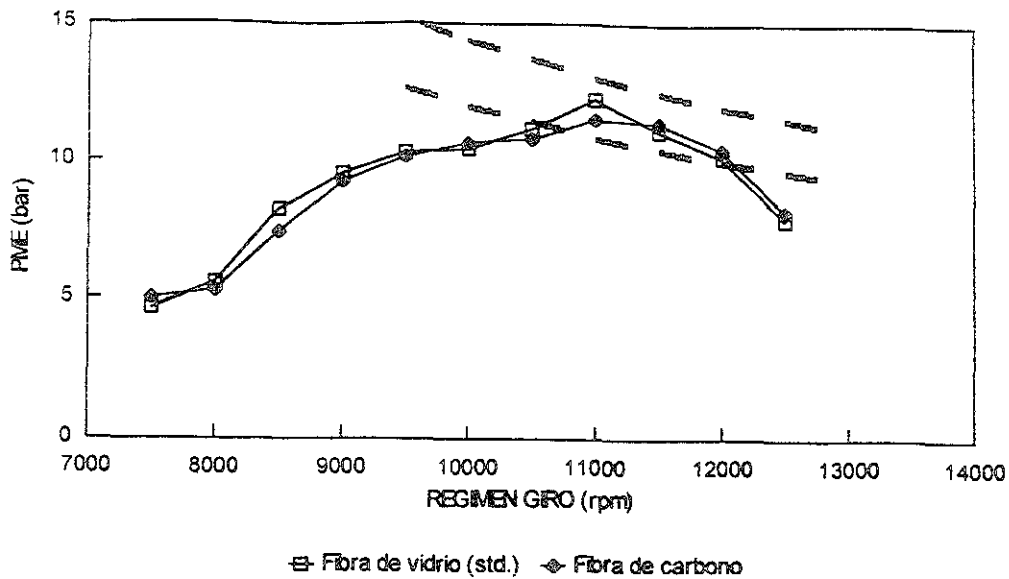


Fig. 5.7 Comparación del comportamiento del motor para pétalos de distintos materiales

De estos resultados se deduce que la gráfica del material de fibra de carbono presenta un trazado similar al que tendría la de fibra de vidrio con un mayor espesor de los pétalos, es decir un desplazamiento de la curva hacia la zona de altos regímenes de giro. Lo mismo se puede decir respecto de la que tendría la fibra de vidrio con una longitud más corta. Esto es debido a que ambas operaciones, aumentar el espesor y reducir la longitud, conducen a una mayor inercia, cosa que produce un efecto equiparable al que consigue la lámina de fibra de carbono con su mayor rigidez, por su mayor módulo de Young.

Otro aspecto importante que se detectó en los ensayos en el motor fue la menor durabilidad del pétalo de fibra de carbono frente a los de fibra de vidrio con el tiempo. Este problema se empieza a detectar en la punta en voladizo de los pétalos, que tiende a abrirse, separándose el recubrimiento polímero del alma de fibra interior, para progresivamente ir perdiendo material desde las puntas, con la consecuente filtración de flujo provocando el inmediato deterioro de las prestaciones.

Después de este análisis se puede concluir que el material de fibra de vidrio es más adecuado para la mejora del motor, porque sus efectos favorables sobre la potencia abarcan una mayor amplitud de regímenes entre los que se incluye el punto de potencia máxima, así como por su mayor durabilidad. Sin embargo podemos decir que el material de fibra de carbono, por su mejor comportamiento en altos regímenes, podría tener expectativas de evolución favorable mediante el estudio de sus características técnicas y de durabilidad a través de ensayos sobre un mayor espesor que mejore su resistencia y sobre su geometría que compensen el exceso de rigidez para bajos regímenes.

### **5.2.3 Comportamiento de pétalos múltiples**

Cuando el régimen de giro del motor es bajo, la sección de paso que se necesita en la caja de láminas es pequeña ya se dispone de suficiente tiempo para que la mezcla fresca entre al cárter. Parece pues lógico pensar que a bajos regímenes de giro las secciones de paso requeridas sean menores y a regímenes elevados éstas aumenten para dejar pasar la mezcla con mayor facilidad, disminuyendo las pérdidas de carga en la caja.

Por la vital importancia que tiene la caja de láminas en el funcionamiento del motor, lo ideal sería que ésta tuviese posibilidad de variar su geometría para adecuarse a las condiciones del flujo.

Siguiendo este razonamiento se trabajó sobre pétalos perforados y montados unos sobre otros, con secciones de paso en aumento según fuesen destapándose, de manera que cuando el régimen de giro fuese bajo y los requerimientos de mezcla escasos, la pequeña diferencia de presiones abriera tan sólo los pétalos superiores, dejando así destapados únicamente los huecos de los pétalos situados inmediatamente debajo de los primeros, de menor sección.

A medida que el régimen de giro aumentase lo haría igualmente la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo de la caja de láminas, las velocidades irían en aumento y empezarían a abrir los segundos pétalos, dejando actuar a los situados debajo de ellos, cuya sección de paso era mayor que la de los anteriores. Por último a elevados regímenes de giro los últimos pétalos también abrirían, dejando al descubierto toda la sección de paso de la caja.

La figura 5.8 muestra los distintos pétalos de que consta el montaje efectuado. Los inferiores, de una sola pieza con mayor sección de paso que los siguientes, pero menor que la de la propia caja. Los intermedios, de tres pétalos, debido a la falta de material, que se fabricaron partiendo de unos superiores y practicándoles unos orificios similares a los de los pétalos inferiores pero con menor sección. Por último están los pétalos superiores que son los que llevaba la caja inicialmente.

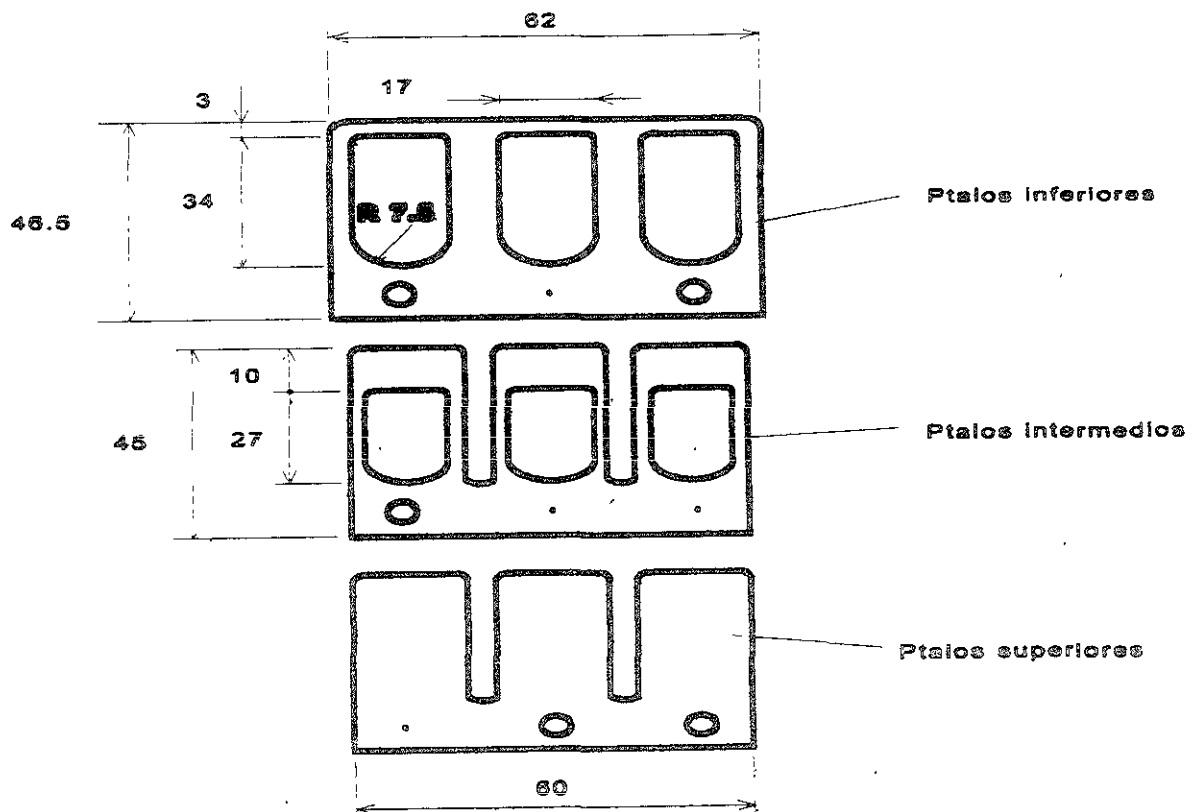


Fig. 5.8 Distintos pétalos de una caja múltiple

Con la caja de pétalos simples mejoró debilmente el comportamiento del motor en regímenes intermedios y sobre todo facilitó que alcanzara mayor régimen de giro y mayores potencias para altas velocidades de giro, lo cual se aprecia en la traza de la gráfica 5.9 más abierta y con mayor alcance en su último tramo. Además este tratamiento de la caja hizo posible acortar más todavía los pétalos superiores, que como se ha explicado en el apartado anterior beneficia mucho el comportamiento en alta del motor.

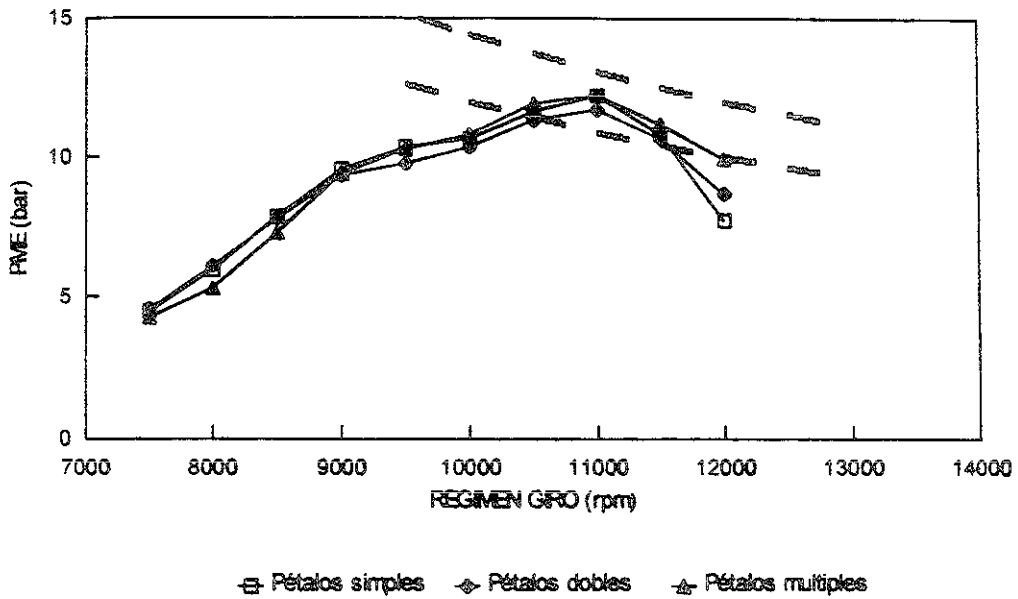
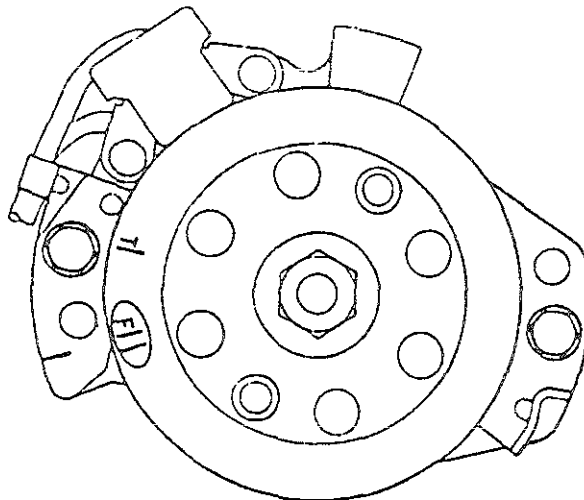


Fig. 5.9 Comparación del funcionamiento del motor para caja de láminas con pétalos simples y múltiples

## INFLUENCIA DE LOS REGLAJES

### 6.1 PUNTO DE ENCENDIDO

El encendido influye considerablemente sobre el comportamiento del motor, de una manera directa y sin necesidad de realizar cambios excesivos sobre éste. Debido al proceso de fabricación con el que se hacen los encendidos con los que se ha trabajado a lo largo de esta tesis, es imposible manipularlos sin que el circuito se destruya. La única posibilidad de variación en el sistema de encendido es la modificación de la posición del estator respecto al rotor, es decir hacer que la chispa salte antes o después del punto muerto superior pero con variaciones fijas del calado. Cabe mencionar que el fabricante recomienda la posición standard, que es la que se consigue al hacer coincidir las marcas del estator y el rotor cuando el motor gira a 7500 rpm, aproximadamente  $24^\circ$  antes de que el pistón llegue a su punto muerto superior (fig.6.1).



*Fig. 6.1 Conjunto estator-rotor del encendido con sus respectivas marcas*



Con el análisis que se ha hecho en este apartado, podemos llegar a dos conclusiones básicas. Por un lado que el encendido juega un papel importante para la puesta a punto del motor, ya que al conseguir el punto óptimo se evitan fallos que se producen en el motor como son: pérdida de potencia, gripaje, calentamiento del conjunto cilindro-culata-pistón, etc. Por otro lado, ante cualquier variación del motor como puede ser altura de las lumbreras, relación de compresión de la cámara de combustión, carburación o al reemplazar el conducto de escape, el encendido debe de ser reajustado.

Los ensayos para estudiar el comportamiento del encendido se realizaron respetando la temperatura del sistema de refrigeración recomendada por el fabricante ( $60^{\circ}\text{C}$ ), valor que fue modificado posteriormente como se expone en el correspondiente apartado del sistema de refrigeración, al ver como influía en las prestaciones del motor.

A continuación se observa la gráfica que caracteriza el encendido para todo el rango de régimen de giro del motor.

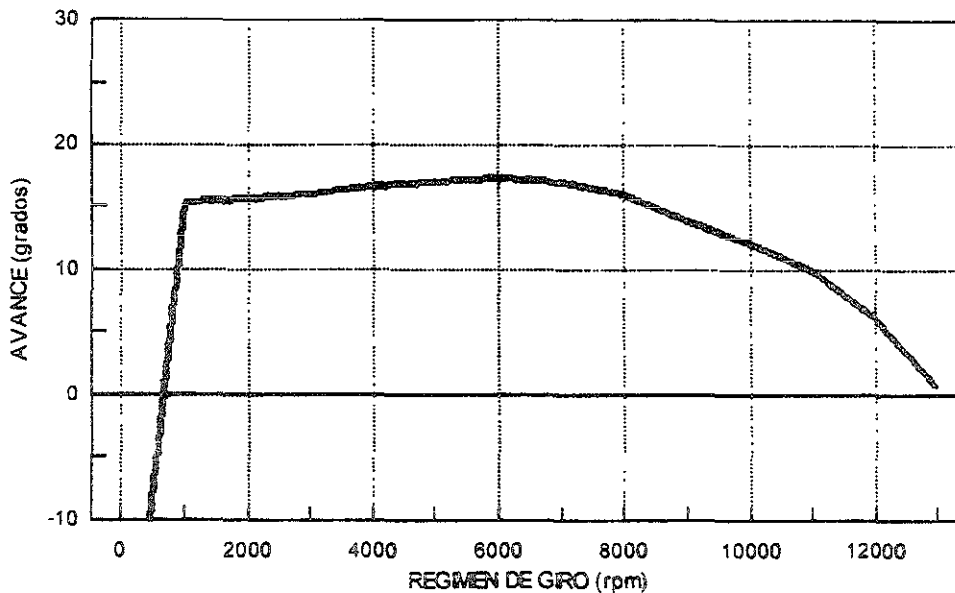


Fig. 6.2 Evolución del encendido para todo el rango de régimen de giro del motor

### 6.1.1 Retraso del encendido a partir del punto standard

Para encontrar el punto óptimo de encendido se analizó en primer lugar como influía el retraso del mismo sobre las prestaciones del motor en toda la gama de régimen de giro. Tomando en cuenta que un retraso del punto de encendido supone que la chispa, y por tanto la combustión, se retrase perdiendo rendimiento indicado y por tanto par, aunque sin embargo se disminuye la detonación y el motor acaba alcanzando mayor régimen de giro. Hay que tener en cuenta que este parámetro afecta también a la temperatura de los gases quemados y por tanto a la transmisión de ondas por el conducto de escape y de ahí a todo el proceso de renovación de la carga y a las prestaciones del motor.

En la gráfica 6.3 observamos el efecto que produce dicho retraso, comprobando el mayor alcance de velocidad mencionado, acompañado sin embargo de una pérdida de par y potencia máxima. Esta disminución de par y potencia es debido a que al saltar la chispa en la bujía más atrasada, la combustión se descentra disminuyendo la parte de combustión a volumen constante y por tanto disminuyendo el trabajo desarrollado.

La mejora de par que se alcanza a altos regímenes de giro puede ser debida a dos efectos; en primer lugar a que con la curva de encendido standard un retraso resulta positivo en dicha zona, y en segundo lugar a que un retraso del encendido supone un aumento de la temperatura de los gases de escape y por tanto de la velocidad de las ondas de presión, resultando de ello que el conducto de escape se comporta como si fuera más corto, favoreciendo de este modo el llenado del cilindro a regímenes de giro más altos.

Respecto al comportamiento del motor en aceleración, tal como refleja la gráfica 6.4 el retraso del encendido provoca una pérdida de aceleración respecto a la curva standard, y sin embargo la curva de aceleración se prolonga más allá del límite final de la standard, lo que significa que, tal como ya habíamos dicho, se alcanzan mayores velocidades. Pero en la misma gráfica se observa claramente como se pierde aceleración debido a la pérdida de par a bajos y medios regímenes.

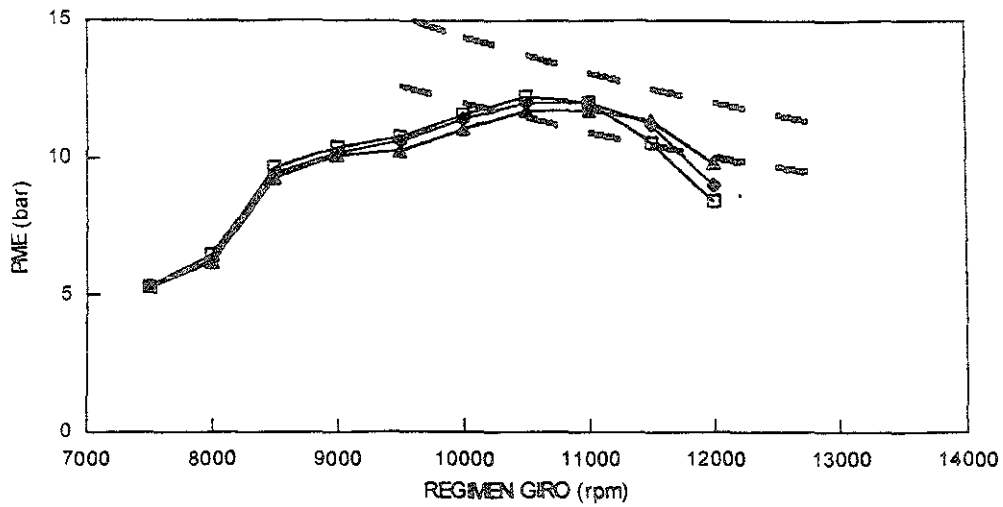


Fig. 6.3 Influencia del retraso del encendido respecto del punto standard recomendado por "Honda"

recomendado por "Honda"

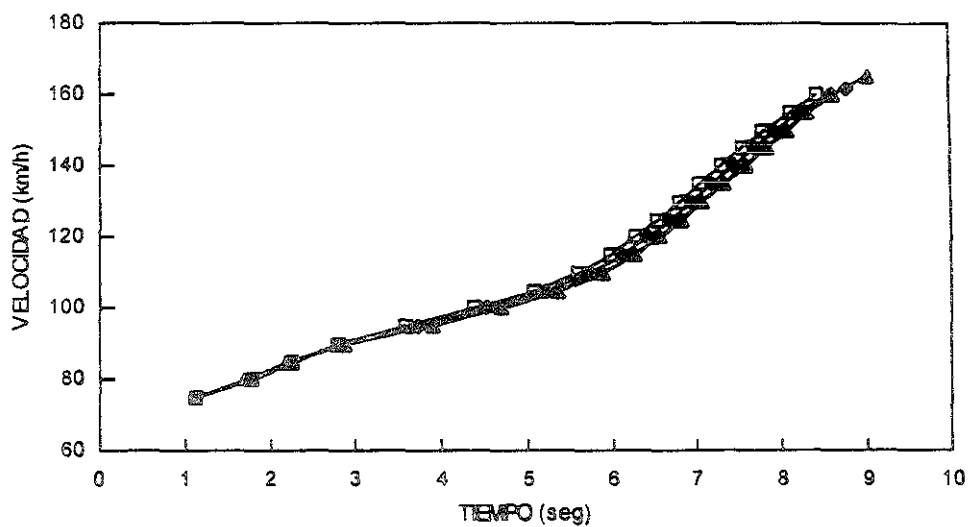


Fig. 6.4 Comportamiento en aceleración del retraso del encendido respecto del punto standard

### 6.1.2 Avance del encendido a partir del punto standard

A continuación del estudio del retraso del encendido, se procedió a analizar los efectos del avance de éste respecto del punto recomendado por el fabricante o standard.

El avance del encendido supone naturalmente el aumentar la fase de la combustión que se produce a volumen esencialmente constante, y por tanto supone un aumento de par y de las cargas mecánicas y térmicas, así mismo favorece la aparición de detonación si la turbulencia no es elevada. Además, y como ya se ha comentado en el punto anterior, el avance del encendido normalmente disminuye la temperatura de los gases de escape y por tanto el conducto se comporta como si fuese más largo por lo que tiende a mejorar a bajo régimen y empeorar a alto régimen.

Si el avance resulta excesivo la presión media efectiva máxima crece hasta un punto en el que en vez de aumentar comenzará a disminuir, debido fundamentalmente a un descentrado excesivo de la combustión, aumentando la proporción de combustión que se produce durante la carrera ascendente del pistón que resulta en detrimento del trabajo desarrollado.

Tal como la gráfica 6.5 demuestra, al adelantar el encendido se alcanzan más rápidamente los regímenes intermedios debido al mayor par disponible, pero superado el régimen de potencia máxima el rendimiento cae y el motor apenas puede seguir subiendo de vueltas debido probablemente al efecto comentado de la velocidad de las ondas de presión y puede que también a la detonación.

Como se comprueba el calado de encendido recomendado por el fabricante resulta probablemente óptimo como compromiso entre par en baja y potencia máxima, evitando problemas de detonación. No obstante es importante resaltar que si se modifican otros parámetros de diseño del motor se debe siempre buscar el punto óptimo de encendido, pudiendo resultar diferente al óptimo para la geometría standard.

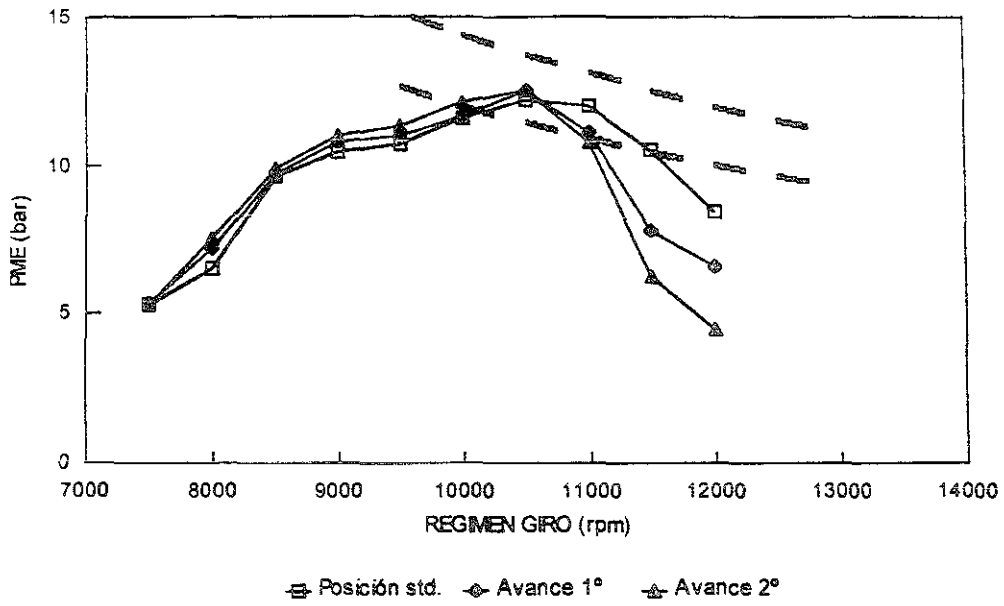


Fig. 6.5 Influencia del avance del encendido respecto al punto standard recomendado por "Honda"

## 6.2 CARBURACION

El ajuste de la carburación se lleva a cabo una vez definida la geometría del motor incluyendo la relación de compresión, la cámara de combustión y el punto de encendido idóneos, es decir, una vez están en condiciones óptimas los aspectos que dependen principalmente de factores de diseño propios del motor. Se trata pues de dar una puesta a punto final para aprovechar al máximo el llenado logrado y para lograr una progresividad adecuada en todo el rango de funcionamiento transitorio del motor.

Dicho ajuste consiste en encontrar la mezcla idónea aire-gasolina de tal forma que el motor responda adecuadamente tanto para bajos como para altos regímenes, y del mejor modo posible para una amplia gama de revoluciones. El proceso de carburación, por producirse en un punto de contacto del motor con el exterior, se ve muy influido por las condiciones medio ambientales que determinan tanto las características como el modo de entrada de aire y combustible al motor, y por tanto de la mezcla. De los factores ambientales que intervienen en el reglaje y que pueden variar considerablemente con el tiempo como pueden ser:

- la presión atmosférica
- la humedad
- la temperatura

Hay que tener presente, que cualquier fallo de esta operación nos puede llevar a una pérdida de rendimiento del motor considerable, lo que obliga a realizarla de un modo lo más cuidadoso posible.

Para entender la influencia de los factores anteriormente comentados es preciso estudiarlos conjuntamente con el funcionamiento del proceso de carburación. A plena carga la velocidad del aire al entrar en el carburador depende del régimen del motor y de su eficiencia volumétrica, así mismo la diferencia de presiones existente entre la atmosférica y la que el aire produce a través de la tobera del carburador, provoca que el combustible salga por el surtidor principal del carburador (ver figura 6.6) y la

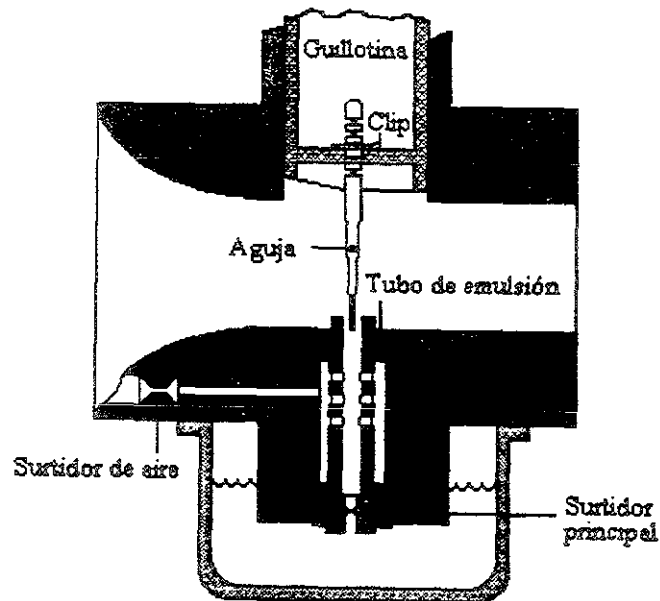


Fig. 6.6 Componentes principales de un carburador

velocidad del aire lo disgrega en partículas finas y lo lleva hacia el interior del cárter. Por lo tanto, el flujo dependerá de muchos factores muy difíciles de considerar pero fundamentalmente del calibre del surtidor por el que tiene que pasar, ya que la geometría de este y la posición de la aguja determinarán la sección de paso del combustible.

Básicamente el comportamiento respecto a las condiciones atmosféricas se puede resumir de la siguiente forma:

- . Con respecto a la temperatura ambiental, se sabe que cuando ésta aumenta, la densidad del aire baja y por tanto también la cantidad de oxígeno permisible para la combustión, por consiguiente se debe disminuir la sección del surtidor principal para que entre menos gasolina y así se mantenga constante el dosado.
- . La humedad relativa del aire afecta de un modo similar a la cantidad de oxígeno. De este modo si aumenta el porcentaje de humedad disminuirá el de oxígeno, y por lo tanto también se debe seleccionar básicamente un chicle de menor diámetro.
- . En lo que respecta a la presión atmosférica, un aumento de la misma supondrá una entrada de mayor cantidad de oxígeno, por consiguiente se debe aumentar la sección del surtidor principal.

A continuación se muestra como indicación la tabla facilitada por el manual de Honda Racing que indica las modificaciones a realizar en el surtidor principal en función de las condiciones metereológicas.

Condiciones atmosféricas standard	Cambio de condiciones	Surtidor principal
20°C	+4 a 5°C	-1 rango
0,6	+20%	-1 rango
760 mmHg	+25 mmHg	+1 rango

Los ensayos experimentales se empezaron con una mezcla de riqueza muy elevada y posteriormente se procedió a disminuir el surtidor principal. Con lo que respecta al ajuste de la aguja, se llevó a cabo fundamentalmente subiendo o bajando el clip de la misma, ya que al bajar el clip la holgura con el orificio de salida del surtidor se modifica y por tanto el dosado también se modifica.



En la figura 6.7 se muestra la influencia de los "chiclés" en el rendimiento del motor. A partir de la mezcla rica correspondiente con un surtidor de 180, se observa un aumento del rendimiento del motor a medida que disminuye el diámetro del chiclé. Esto indica que el dosado inicial de la mezcla no es el correcto y que el motor requiera una proporción menor de combustible. Hay que tener en cuenta que este resultado se ve afectado por las condiciones atmosféricas del momento concreto del ensayo, y que en otras circunstancias el surtidor óptimo puede ser diferente.

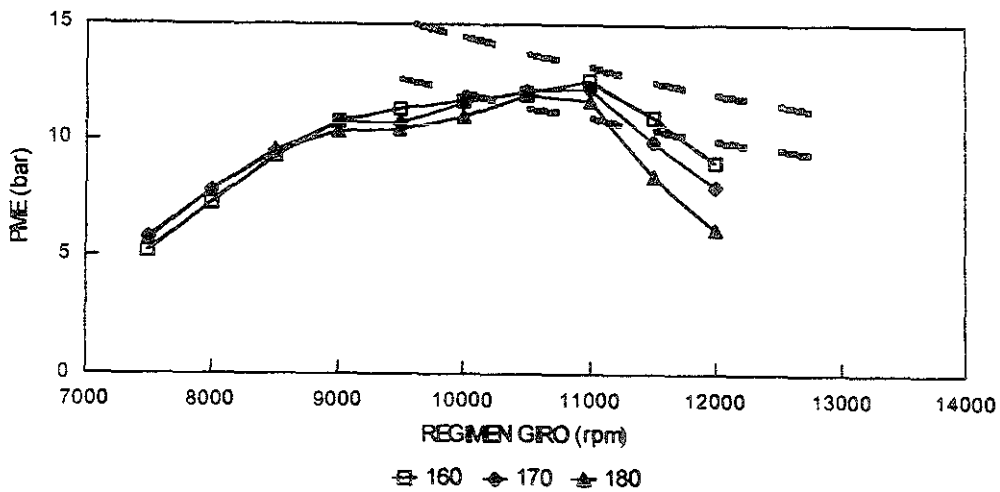


Fig. 6.7 Influencia de los surtidores principales en las prestaciones del motor

### 6.3 TEMPERATURA DEL AGUA DE REFRIGERACION

Como es de sobra conocido, las temperaturas que se alcanzan en el interior de la cámara de cualquier motor de combustión interna son muy elevadas y el calor que se genera en el interior del cilindro por la combustión debe evacuarse a través del sistema de refrigeración para conseguir un doble objetivo, que las temperaturas de funcionamiento de las piezas sean admisibles, y que el calentamiento de la mezcla fresca no sea muy elevado a su entrada y por tanto el llenado sea mayor. Sin embargo, no hay que olvidar que las pérdidas de calor constituyen una pérdida de par considerable ya que el rendimiento indicado disminuye, y esta disminución será mayor cuanto menor sea la temperatura de las paredes escogida. De ahí que la temperatura de refrigeración sea un parámetro adicional a poner a punto.

El objetivo del estudio es ajustar la temperatura del sistema de refrigeración para proporcionar las máximas prestaciones. Se realizó un barrido de las temperaturas del sistema de refrigeración desde 30°C hasta 80°C, lo que se conseguía con ayuda de un potente ventilador dirigido directamente sobre el radiador. Así mismo para que los ensayos fueran comparables se tomó un punto de referencia de la temperatura del motor, que se trataba de mantener constante al inicio de cada ensayo mediante ventiladores, y que en concreto fue un punto del conducto de escape (punto 5 en la figura 6.19).

En la figura 6.8 puede observarse la evolución de la potencia obtenida para temperaturas del agua de refrigeración de 40, 50, 60, 70 y 80 °C, observándose un aumento de la PME hasta 11500 rpm para temperaturas bajas y a partir de este rango en adelante son las altas temperaturas las que producen una mejora de la PME. El fabricante del motor recomienda una temperatura de funcionamiento alrededor de los 60°C, sin embargo puede concluirse, a la vista de los resultados obtenidos, que la temperatura óptima se sitúa sobre los 40-60 °C.

Como se ha comprobado cuanto menor es la temperatura mayor es el par a regímenes de giro bajos y medios produciendo una aceleración mucho más rápida. Sin embargo, este aumento se comienza por el aumento de llenado que se produce al calentarse menos la mezcla fresca a su entrada al motor, pero este aumento de llenado provocará un aumento de la presión máxima en el cilindro, y por tanto un aumento de las cargas mecánicas y térmicas

por lo que probablemente podrían aparecer problemas de duración si se escoge una temperatura demasiado baja. El compromiso que la práctica indica parece estar en el rango entre 50 y 60 °C

Hay que aclarar que esta temperatura óptima podría variar en función de los parámetros operativos del motor, e incluso de las condiciones ambientales. Todos los ensayos incluidos en este apartado fueron realizados sin modificar ningún parámetro que pudiese afectar al rendimiento.

Una vez llegados a la conclusión de que la temperatura idónea de funcionamiento esta entre los 40 y 60°C, todos los estudios posteriores encaminados a ajustar y analizar otros parámetros del motor, se hicieron intentando tener inicialmente una temperatura de 55°C cuando el motor giraba alrededor de 7000 rpm., es decir al inicio de los ensayos.

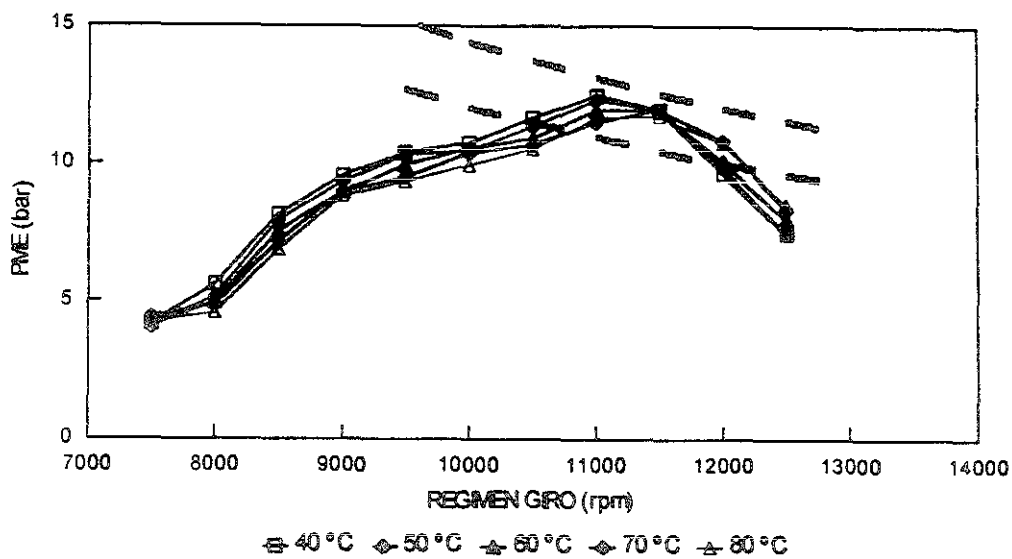


Fig. 6.8 Influencia de la temperatura del sistema de refrigeración en las prestaciones del motor

## **SOPORTE EXPERIMENTAL**

### **7.1 BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO**

Los ensayos en banco de flujo estacionario son muy empleados en la investigación y desarrollo de los motores de combustión interna alternativos (MCIA).

Una instalación de banco de flujo estacionario, básicamente consiste en un equipo generador del flujo, que puede ser bien una soplante centrífuga o bien un compresor de lóbulos o paletas, de un sistema de medida del gasto másico circulante, y por último de un depósito de remanso al que se conectan los elementos a ensayar. La instalación debe ser capaz de suministrar el flujo másico de aire suficiente para la caracterización de los diversos elementos que en ella van a ser ensayados, que en el caso de esta tesis son: caja de láminas, lumbreras de admisión y escape,

El proceso de renovación de la carga en los MCIA tiene la particularidad de que el flujo es variable con el tiempo, aunque conserva siempre la característica cíclica, propia del funcionamiento permanente de los mismos. El estudio de dicho proceso en los motores se apoya en los resultados que se obtienen de modelos matemáticos que permiten el cálculo del flujo no estacionario característico de los modelos. Sin embargo estos modelos están basados en hipótesis simplificadoras, sobre todo la de unidimensionalidad, y por tanto en los lugares del sistema de admisión y escape en los que el flujo tiene un carácter fuertemente tridimensional y en los que se producen fuertes pérdidas de presión, es necesario recurrir a ajustar modelos simples mediante coeficientes que determinándose experimentalmente permiten reproducir el comportamiento real del flujo mediante el modelo simple que sí admite simulación numérica. Ejemplo de esta situación es el extrangulamiento del flujo en zonas con fuerte desprendimiento como el que se da a través de válvulas y lumbreras, o por ejemplo la determinación del coeficiente de pérdidas de presión que se da en determinado difusor o contracono. Para poder determinar estos coeficientes de ajuste es necesario reproducir mediante el cálculo las condiciones que se dan en una situación susceptible de ser medida hasta que los resultados del cálculo

coinciden con los del flujo real. El ensayo de elementos en banco de flujo permite el ajuste de los mencionados coeficientes.

Los estudios de comportamiento del fluido en condiciones reales, se basan en la hipótesis de cuasi-estacionariedad que consiste en admitir que la variación en el tiempo de las características del flujo se produce a través de la sucesión de estados estacionarios instantáneos. Estados que posteriormente se intentan reconstruir en los ensayos para poder estudiar el comportamiento del flujo durante los mismos.

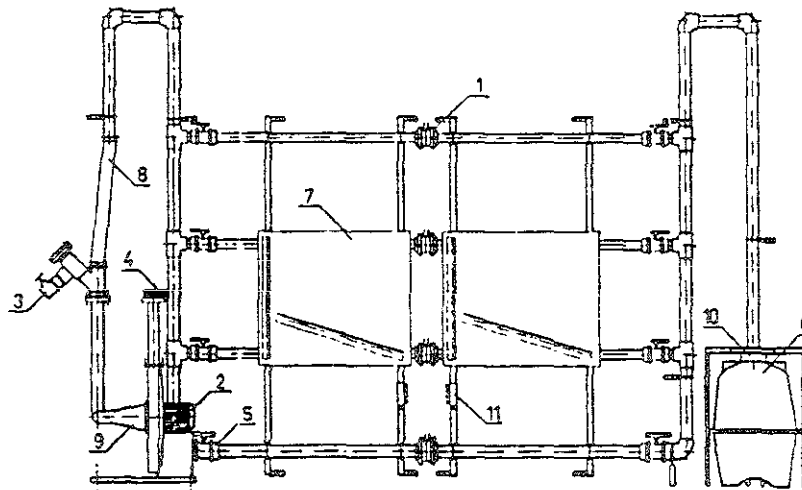


Fig. 7.1 Banco de flujo estacionario

### 7.1.1 Descripción de la instalación

El banco de flujo estacionario del *Laboratorio de Control de Emisiones* del departamento de Termoenergía (figura 7.1) está formado por una soplante centrífuga, un conjunto de conductos de diferente diámetro, un sistema de medición del gasto másico circulante mediante diafragmas y de un depósito de remanso con una brida donde se acoplan los elementos del motor que se desean caracterizar.

La soplante generadora de flujo (9), es capaz de crear una corriente de impulsión o aspiración regulable mediante una válvula (3), con un caudal máximo y presión máxima de 0.222 m<sup>3</sup>/seg. y 900 mm.c.a. respectivamente.

La soplante se puede conectar al banco mediante su terminal de impulsión o de aspiración por medio de un tubo flexible con lo cual se consigue generar flujo de impulsión o de aspiración a través del elemento a estudiar (8).

Los conductos se encargan de canalizar el aire desde la soplante al depósito (6), pasando a través de un diafragma calibrado (1) que permite obtener el caudal circulante por medida de la caída de presión.

El banco dispone de dos líneas (12) que son seleccionadas dependiendo de la magnitud de caudal circulante con ayuda de sendas válvulas de bola (5).

El depósito de remanso tiene como objetivo regularizar el flujo y amortiguar las pequeñas fluctuaciones de presión que pudieran ser generadas por la soplante, de forma que el flujo a través del elemento a estudiar sea estacionario.

Las medidas que es preciso realizar son:

- Presión en el conducto activo de medida
- Caída de presión a través del elemento activo
- Temperatura del aire que circula por el conducto activo
- Presión y temperatura ambiente
- Presión y temperatura en el depósito de remanso

Para medir la presión manométrica, o bien la diferencia de presión entre distintos puntos del banco de ensayo se utilizan columnas de mercurio o de agua, según sea la magnitud de las presiones a medir. La instalación cuenta con tres tableros (7), de los que dos se ven en la instalación anterior. Cada uno de ellos llevan fijados 2 columnas de vidrio con agua coloreada, una vertical y otra oblicua, con unas reglas graduadas para la medida directa de la presión en mm.c.a.

Al igual que la presión, es necesario medir la temperatura para determinar las propiedades del fluido en los puntos analizados. La medición se realiza mediante termopares crómel-alumen siendo convertida la señal eléctrica que generan por un voltímetro digital de canal múltiple.

Como las presiones medidas en las columnas son presiones manométricas, es preciso conocer el valor de la presión atmosférica para conocer el valor de las presiones absolutas del aire, lo que junto con la temperatura, posibilita el cálculo de la densidad. Por otro lado tanto la presión como la temperatura ambiente son valores de referencia de los ensayos, y además constituyen el control de que no se producen variaciones notables de las características del ensayo durante las pruebas.

Para la medida de un determinado elemento en el banco de flujo deben utilizarse piezas adecuadas para adaptarlas a la brida del depósito. Antes de realizar las medidas se procede a la calibración de la instalación utilizando una pieza patrón con un orificio calibrado, así como al ajuste de cero de las columnas.

### **7.1.2 Rutina de ensayos**

A continuación y a modo de ejemplo se describe el proceso para obtener la sección efectiva y el coeficiente de flujo de un determinado conjunto de elementos:

- Colocación de la pieza a caracterizar en el banco de ensayo, prestando especial atención a la correcta disposición sobre la brida.
- Selección a través de cual de las dos líneas disponibles se va a hacer pasar el aire para medir el caudal. La más apropiada en cada caso, dependiendo de la sección de la pieza, es la que proporciona la mayor precisión de las medidas.

- Se sitúan las válvulas del banco en la posición adecuada para que la soplante quede conectada a línea de medida seleccionada, ya sea en impulsión o en aspiración.
- Puesta en funcionamiento del motor eléctrico de la soplante.
- Antes de la toma de datos, se espera a que se estabilice el flujo de aire que atraviesa el elemento. En este instante se registran la presión indicada en cada una de las columnas de la instalación, la temperatura del depósito de remanso y de la línea y las condiciones ambientales.
- Con estos datos se procede al cálculo de la sección efectiva y del coeficiente de flujo del elemento caracterizado. Como referencia para el coeficiente de flujo se utiliza la ecuación de Saint-Venant que emplea como datos de partida el gasto másico circulante, la caída de presión entre el depósito de remanso y la atmósfera, y las condiciones de presión y temperatura del flujo aguas arriba.

## **7.2 BANCO DE RODILLOS INERCIAL-ESTACIONARIO**

El banco de rodillos empleado en el desarrollo de esta tesis, permite realizar ensayos inerciales y estacionarios. No obstante dadas las condiciones críticas de funcionamiento del motor objeto de estudio, todos los ensayos se realizaron en aceleración para que de ese modo el deterioro de los elementos en el transcurso del trabajo fuera mínimo. Por todo ello los ensayos se llevaron siempre a cabo con el banco en el modo inercial.

En el ensayo inercial se determina la potencia de la motocicleta a partir de su capacidad para acelerar un rodillo cuyo momento de inercia es conocido. El principio de la conservación de la cantidad de movimiento permite deducir el par instantáneo, conociendo el momento de inercia y la aceleración angular en cada instante. Así pues el elemento de medida básico es un encoder con captador óptico que permite la determinación de la velocidad angular instantánea y por tanto de la aceleración angular.



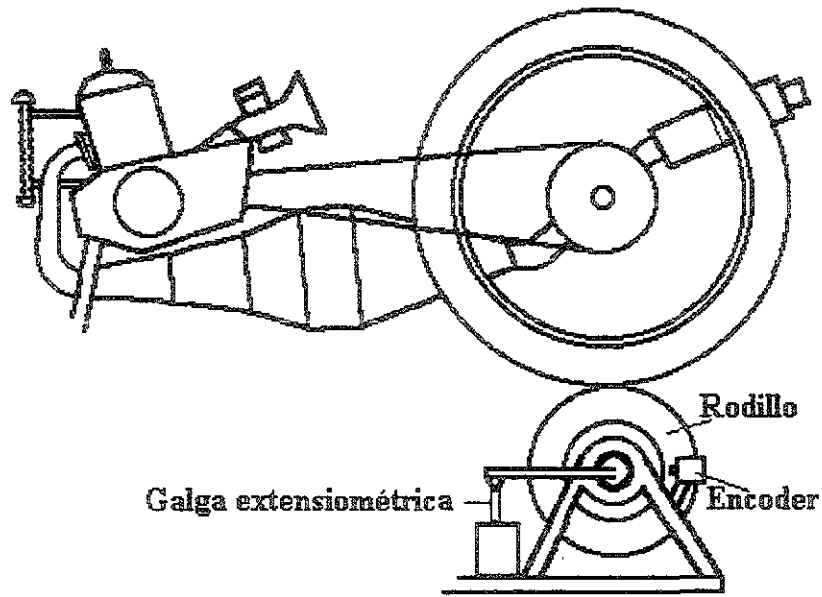


Fig 7.2 Banco de rodillos inercial y estacionario

A partir de la medida de velocidad angular ( $w$ ) y del momento de inercia del rodillo ( $I$ ), se calcula la potencia ( $W$ ) instantánea del motor mediante la expresión siguiente:

$$W = I * (dw/dt) * w \quad (1)$$

En el modo estacionario el banco utilizado dispone de un dinamómetro de absorción basado en corrientes de Foucault que opone una resistencia al giro de la rueda del vehículo, regulable de forma continua en todo el rango de utilización de la motocicleta, permitiendo ensayos en régimen estabilizado. El par de frenado se mide mediante una galga extensométrica. Al mismo tiempo que se registra el régimen de giro del rodillo. Estas dos lecturas continuas dan el par ( $M$ ), la velocidad ( $w$ ) y por tanto la potencia en rueda ( $W$ ) a partir de la expresión:

$$W = M * w \quad (2)$$

### 7.2.1 Descripción de la instalación

El equipo está compuesto básicamente por una bancada, la instrumentación necesaria y un sistema de adquisición de datos y tratamiento de los resultados.

#### BANCADA:

La bancada es una estructura rígida tubular con chapa antideslizante en su parte superior, que sostiene todos los elementos mecánicos del banco. En sus apoyos lleva cuatro amortiguadores. El rodillo se une al bastidor mediante rodamientos oscilantes. En la parte delantera tiene unas pinzas de sujeción de la rueda delantera de la moto, que se desplazan electromecánicamente sobre la bancada para posicionar la rueda trasera sobre el rodillo.

El banco dispone de un motor de arranque, que acciona el rodillo, para poner en marcha el motor a probar.

La consola de mandos situada en el gabinete, permite un fácil manejo desde la postura del conductor, centraliza el control de los actuadores.

La energía eléctrica de los actuadores y el motor de arranque proviene de una batería de 12 Vcc, cargada por un grupo rectificador.

#### INSTRUMENTACION:

La instalación cuenta para la lectura del par con:

- . Célula de carga: Tipo extensométrico, de resistencias variables, en montaje de puente de Wheatstone completo, compensado en temperatura.
- . Acondicionador extensométrico: Amplificador operacional lineal autocompensado, con ajustes independientes de cero y fondo de escala. Salida analógica proporcional al parámetro, de 0-10V.
- . Visualizador digital: Voltímetro de tres dígitos con ajuste de cero y fondo de escala.

Para la lectura de velocidad cuenta con:

- . Captador magnético fijado a la bancada y enfrentado a una rueda dentada, de 60 dientes, que es solidaria al rodillo. La señal de salida es senoidal de 10 Vpp y con frecuencia proporcional al régimen de giro del rodillo.
- . Convertidor de señal frecuencia-tensión para la obtención de salida analógica proporcional al régimen.
- . Visualizador digital, de cuatro dígitos, con base de tiempos programable para conversión directa de velocidad lineal.

#### SISTEMA DE TRATAMIENTO:

Este sistema permite recibir las señales de los elementos descritos anteriormente y tratarlos adecuadamente, para visualizar en el monitor la evolución del ensayo, registrando los parámetros para posterior proceso o impresión.

### 7.2.2 Rutina de ensayos

Antes de iniciar cada sesión de ensayos se registran la humedad relativa ambiente y la temperatura, así como la presión atmosférica.

Los ensayos se realizan estabilizando la temperatura del motor antes de iniciar la prueba, en dos puntos (agua del radiador y gases de escape).

Se realizan tres ensayos con los mismos parámetros de funcionamiento y se escoge el mejor resultado de ellos, siempre y cuando sea coherente con los anteriores.

Una vez puesto en marcha el banco y arrancado el programa, se selecciona el tipo de ensayo inercial.

En el modo inercial, la motocicleta hace girar al rodillo, que no opone más resistencia al giro que la de rodadura.

Para realizar el ensayo se siguen las instrucciones que aparecen en el monitor:

- 1- Se trata de llevar la motocicleta progresivamente a la marcha superior, pero a pocos gases, hasta que esté rodando a la mínima velocidad aceptable en dicha marcha, en nuestro caso 7000 rpm.
- 2- Se da gas A FONDO, hasta llegar al régimen máximo del motor.
- 3- En este momento, se presiona el embrague, se desacelera y se deja rodar el rodillo y la rueda hasta que se paren.  
Alternativamente, puede finalizar el ensayo antes de que el rodillo se pare, pulsando el botón correspondiente, pero la velocidad en ese instante debe ser menor que la del inicio de la prueba, para que puedan ser calculadas las curvas de pérdidas en las transmisión.
- 4- Tras finalizar el ensayo se pueden obtener curvas de potencia, par y empuje, tanto en rueda como en el motor y en función del régimen de giro o de la velocidad de la motocicleta. Los datos registrados se guardan en un archivo para su posterior análisis o impresión.

### 7.3 DYNAMIC MECHANICAL THERMAL ANALYSER

Este equipo (DMTA) se ha utilizado para la caracterización de las propiedades viscoelásticas del material de los pétalos de la caja de láminas. Esta es una instalación de laboratorio de gran precisión utilizada por el Departamento de Resistencia de Materiales con el fin de estudiar las propiedades de los materiales poliméricos.

El ensayo se realiza colocando de la muestra como una viga firmemente empotrada en sus extremos (Fig 7.4), y se somete a una fuerza sinusoidal en su punto medio, manteniendo una frecuencia de excitación constante a una temperatura controlada. Tanto la frecuencia como la temperatura se pueden escoger, de tal modo que se puede hacer un barrido de frecuencias y también estudiar la influencia de la temperatura en el comportamiento mecánico de los materiales.

También cuenta el equipo con unas especificaciones técnicas relativas a la dinámica del ensayo, control de la temperatura y salida de resultados. Los aspectos más importantes son:

#### *Dinámica del ensayo*

-Frecuencia: 0.033, 0.1, 0.33, 1, 3, 10, 30 y 90 Hz

-Rangos de: módulo de Young:  $E = 10^5 \text{ N/m}^2 - 10^{11} \text{ N/m}^2$   
módulo de rigidez:  $10^3 \text{ N/m}^2 - 5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$   
módulo de amortiguamiento: 0.001-9.999

-Resolución: Para módulo de amortiguamiento 0.0005

La exactitud depende de la optimización del empotramiento

#### *Control térmico*

-Rango de temperatura: -150°C a 300°C.

-Variación de temperaturas: caliente 1°C/10min a 20°C/min  
frio 1°C/10min a 15°C/min

-Exactitud:  $\pm 2^\circ\text{C}$

-Modos: Frio, calor, variación cíclica  
Temperatura constante en cualquier punto  
Selección en panel o con control remoto

Salida de resultados

-Digital:           Log E                   00.000-12.999  
                       Mod amortiguamiento 0.000-9.999  
                       Temperatura           -200 A 300°C

-Analógica:        Y1 - Log E            0 - 13 Volts  
                       Y2 - M.amortig.    0 - 10 Volts  
                       X - Temperatura    1mV/°C

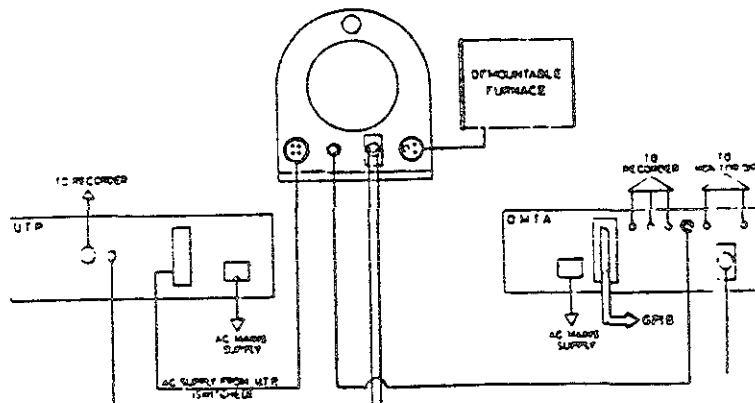


Fig. 7.3 Conexiones eléctricas del DMTA

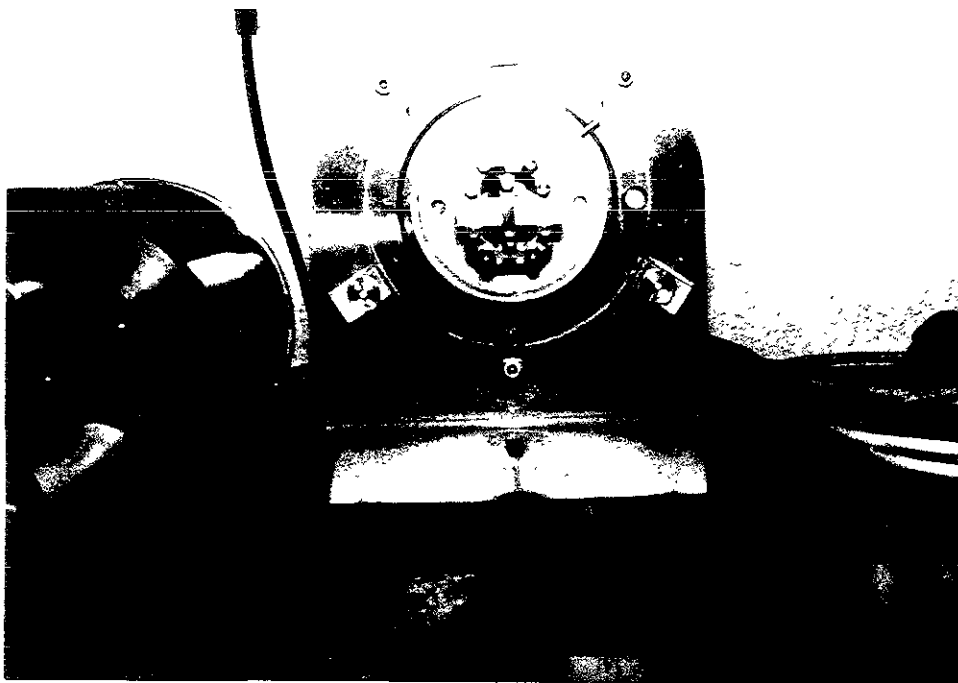
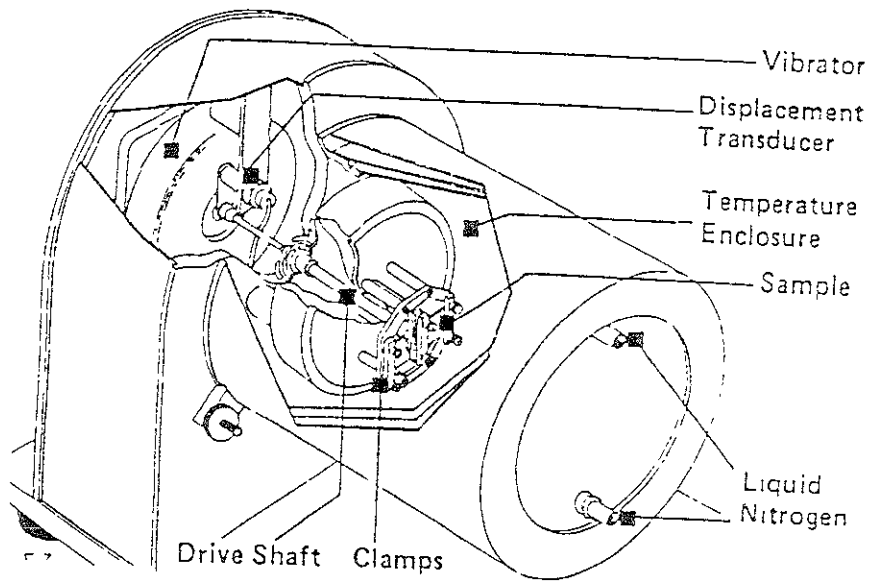
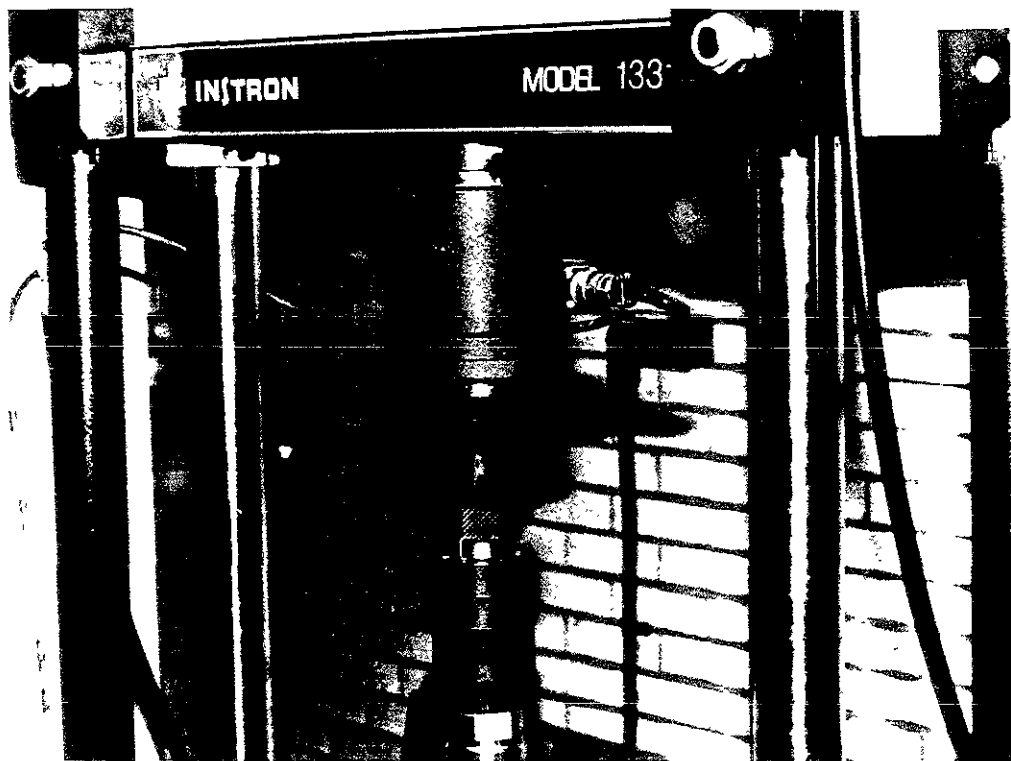


Fig. 7.4 Dynamic Mechanical Thermal Analyser

#### 7.4 MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS

Esta máquina se empleó para determinar las propiedades mecánicas de los pétalos de la caja de láminas. La instalación utilizada pertenece al Laboratorio de la Facultad de Ingeniería de la UNAM. Consiste básicamente en una prensa de velocidad variable que puede trabajar a tracción o compresión, y que mediante el empleo de unos sensores conoce la fuerza que aplica sobre la muestra y su deformación en todo momento. Dependiendo del tipo de ensayo (tracción compresión, flexión, etc) se emplean unas mordazas o útiles distintos.



*Fig 7.5 Máquina universal. Detalle de la mordaza y colocación del pétalo*



En el caso que nos ocupa se ensayaron las muestras a flexión (ya que es fundamentalmente el modo en que trabajan los pétalos), para lo cual se colocaron como una viga biapoyada con extremos libres y se les aplicó la carga en su punto medio (ver detalle en la fig. 7.5).

El equipo empleado es un Instron de la serie 4000 y sus principales características son:

- Capacidad de carga: 50 kN
- Máxima fuerza a velocidad límite: 25 kN (500 mm/min.)
- Máxima velocidad a carga límite: 100 mm/min.
- Rango de velocidades: 0.05 a 500 mm/min.
- Precisión del sistema de lectura de carga:  $\pm 0.5$  % de la carga máxima
- Precisión en la medida de posición:  $\pm 0.1$  mm
- Precisión en la velocidad de ensayo:  $\pm 0.2$  % de la velocidad máxima

## Capítulo 8

# CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

### 8.1 RESULTADOS FINALES

Como resultado final de la faceta de desarrollo del presente estudio se presenta en las figuras 8.1, 8.2 y 8.3 los valores de potencia en rueda, presión media efectiva y aceleración de las dos alternativas de diseño que finalmente han proporcionado los mejores resultados en cuanto a prestaciones del motor.

La primera alternativa se caracteriza por proporcionar mayor par al motor que el cilindro standard a medios regímenes de giro gracias a contar con una apertura de las lumbreras retardada. Parte de la mejora en dicha zona no aparece en estos resultados porque el resto del diseño, sobre todo el del conducto de escape, ha pretendido sobrepasar la potencia máxima y alcanzar regímenes de giro más altos. Así pues esta alternativa supone una mejora notable de aceleración y de potencia.

La segunda alternativa parte del cilindro en su posición standard y se ha centrado en alcanzar la mayor potencia máxima posible sin deteriorar demasiado el par a regímenes medios y por lo tanto la aceleración (ver figura 8.1). Como se comprueba en la figura 8.2 la curva par resultante es muy amplia y la potencia máxima mucho más elevada que la de la configuración de partida.

En términos globales la alternativa de máxima aceleración es probablemente la óptima dado lo pequeño de la diferencia existente entre las potencias máximas de las dos alternativas.

Hay que resaltar que la mejora obtenida es considerable ya que proporciona una curva de par muy amplia y un nivel muy alto de potencia máxima y aceleración (figura 8.3), y con mucha elasticidad.

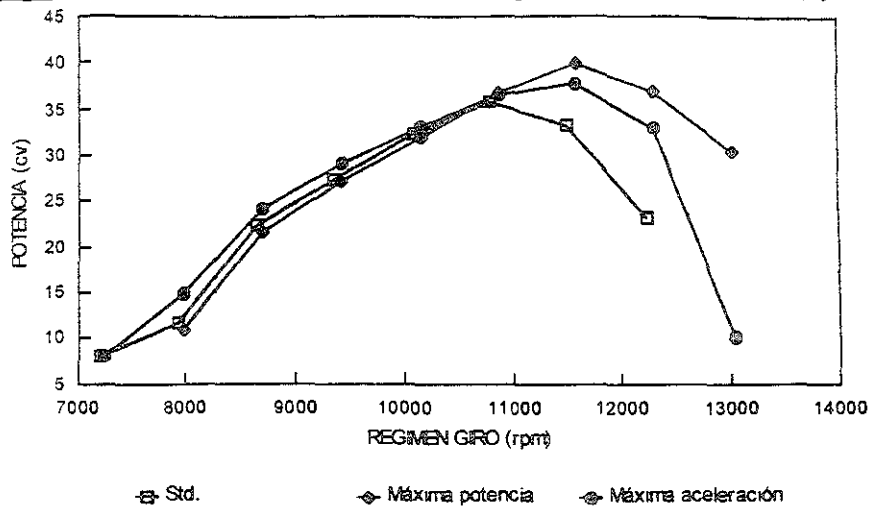


Fig. 8.1 Comparación de potencia en rueda entre el motor standard y las dos alternativas propuestas

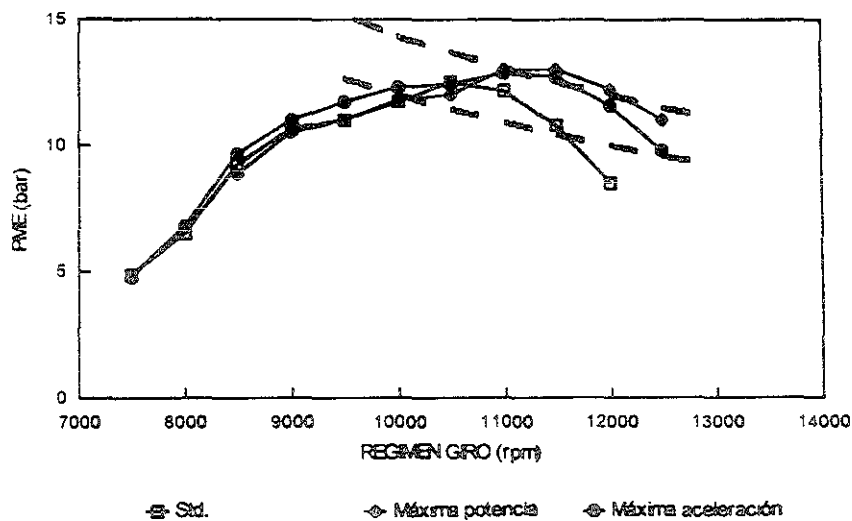


Fig. 8.2 Comparación de la PME entre el motor standard y las dos alternativas propuestas

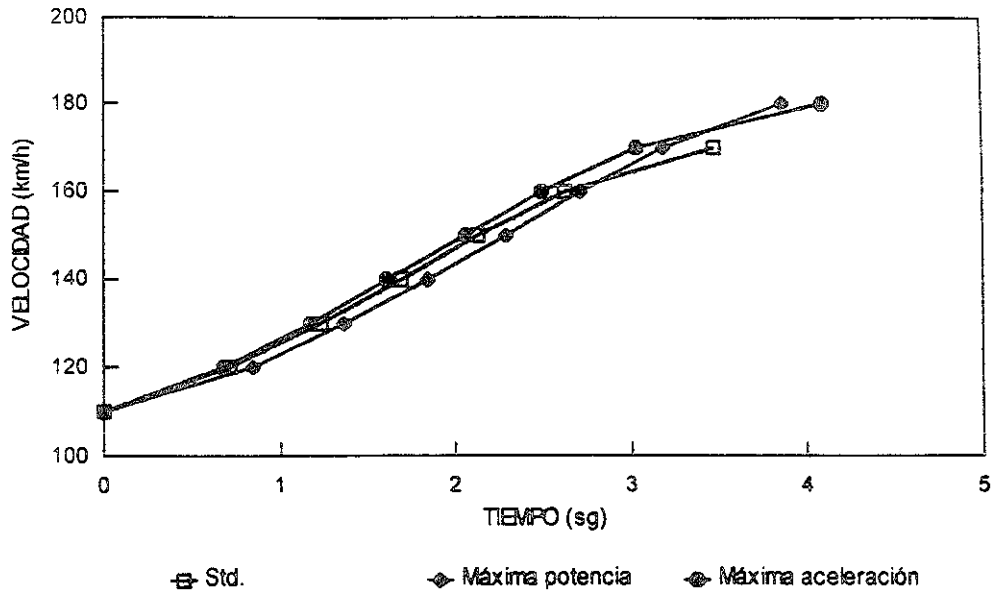


Fig. 8.3 Comparación de la aceleración entre el motor standard y las dos alternativas propuestas

## 8.2 CONCLUSIONES

Del desarrollo de la presente tesis se pueden deducir, aparte del alto nivel alcanzado en la comprensión de los fenómenos de dinámica de gases que se dan por el interior de los conductos y que son los que condicionan las prestaciones del motor en definitiva, las siguientes conclusiones y comentarios para cada uno de los capítulos en los que se ha dividido el trabajo:

1) Referente al *modelo de cálculo* hay que decir que el modelo del que se partía era un modelo firmemente basado en una larga experiencia de desarrollo con motores de cuatro tiempos. El hecho de que la tesis se haya planteado para un motor de dos tiempos y de unas prestaciones tan elevadas como las del motor objeto a estudio, ha obligado a una adaptación del código de cálculo original a este tipo especial de motores. En concreto cabe resaltar el esfuerzo que se ha debido realizar para el modelado del proceso de barrido y para el modelado del movimiento de los pétalos de la caja de láminas. En general se puede decir que ambos modelos suponen una potenciación importante de la capacidad del código de cálculo y que han dado unos resultados completamente satisfactorios.

2) Respecto al *ajuste del modelo* se puede decir en primer lugar, que se han caracterizado las secciones efectivas de las lumbreras de admisión y de escape para diferentes posiciones del pistón (cada mm.) en ambos sentidos de flujo, normal e inverso. Así mismo se han determinado en banco de flujo estacionario las secciones efectivas correspondientes a la caja de láminas para diferentes posiciones de apertura de los pétalos. Se han determinado también las propiedades mecánicas del material de los pétalos de la caja de láminas, en concreto se ha determinado el módulo de elasticidad (módulo de Young) y el coeficiente de amortiguamiento.

En segundo lugar hay que decir que, a pesar de haber carecido de las medidas adecuadas de gasto másico de aire entrante y de combustible, por la naturaleza transitoria del ensayo, y de medidas de presión instantánea en el cilindro y en los conductos, que hubieran permitido realizar un buen ajuste del funcionamiento del modelo y sobre todo de la ley de liberación de calor que se da durante la combustión, el ajuste final conseguido ha resultado muy satisfactorio, habiendo sido posible alcanzar una buena estimación de las prestaciones del motor muy cercana siempre a los valores medidos. Además, se ha demostrado a lo largo de todo el estudio que la predicción de las variaciones en las prestaciones que se producen ante cambios de la geometría del sistema de escape o del cilindro predichos con el modelo

resultan en muy buena concordancia con las variaciones que se han registrado ante los mismos cambios en la realidad.

3) En cuanto a las *lumbreras* se ha estudiado en primer lugar el efecto de modificar la sección efectiva de las lumbreras de admisión y de escape sobre las prestaciones del motor, teniendo en cuenta siempre la posibilidad real de llevarlo posteriormente a la práctica. Se ha estudiado también el efecto del cambio en la geometría y trazado de los conductos por el interior del cilindro, e incluso de la modificación de los mismos en su parte final para variar los ángulos de entrada del flujo al interior del cilindro. Por otro lado se ha estudiado también la influencia de la variación del ángulo de apertura de las lumbreras sobre las prestaciones del motor.

Como conclusiones de este estudio se ha comprobado que para el motor que nos ocupa resultan recomendables las siguientes modificaciones:

Retrasar la apertura de las lumbreras de escape y de admisión resulta muy conveniente. Dicho retraso puede muy bien conseguirse reduciendo la altura del cilindro o usando una biela más corta; la cifra recomendable puede llegar a ser 2.5 mm. En la práctica la reducción que se ha realizado, por no introducir un cambio tan profundo respecto de la geometría standard, ha sido de 1.5 mm. Esta modificación ha permitido un aumento muy considerable del par en todo el rango de regímenes de giro bajos y medios, lo cual provee al motor de una aceleración mucho mayor. Como único inconveniente se presenta una ligera disminución de potencia máxima a partir de la cual el par cae muy rápidamente. Para intentar compensar esta caída del par y que el motor se estire a regímenes de giro más altos, es recomendable el abrir la lumbrera de escape por la parte superior de la misma que se encuentra encima de las lumbreras de admisión. El aumento de la sección efectiva en esta zona se ha demostrado como el punto clave para poder estirar el motor, dándole mayor elasticidad hacia regímenes de giro altos, aunque esto hay que hacerlo sin tocar la parte superior de la lumbrera para no modificar el ángulo de apertura.

En cuanto a la sección efectiva de las lumbreras de admisión resulta suficiente el valor de la geometría original, únicamente un pulido de los conductos en su interior se ha mostrado conveniente.

4) Respecto al diseño de la *caja de láminas* se pueden extraer las siguientes conclusiones:

La longitud del pétalo afecta a las prestaciones de modo que cuando se alarga aumenta el par en bajos y se pierde a altos regímenes de giro, mientras que la potencia máxima se muestra algo insensible a la variación de este parámetro. De este modo la optimización de la longitud de los pétalos debe ser algo que se deje como elemento de puesta a punto final incluso para adaptarse ligeramente a las condiciones del circuito, por ello es recomendable el emplear unas barras de fijación de los pétalos que tengan ranuras de modo que se puedan desplazar y por lo tanto variar la longitud equivalente de los mismos.

En cuanto al espesor de los pétalos, su variación afecta fundamentalmente a la inercia de los mismos. La influencia observada ha sido en el sentido de que cuando se aumenta el espesor se produce una caída de par a regímenes de giro medios y una elevación del par a regímenes elevados. La potencia máxima se muestra ligeramente afectada aunque se puede decir que permanece prácticamente insensible para variaciones pequeñas de este parámetro.

En lo que se refiere a la geometría de los pétalos, se ha estudiado la modificación que se ha introducido en algunas de las cajas de láminas que se comercializan en la actualidad. Esta modificación consiste en disminuir la sección del pétalo en su base, lo que permite una apertura más rápida. La modificación observada consiste en una ligera modificación de la potencia máxima, una mayor elasticidad a regímenes de giro elevados y una ligera pérdida de par a regímenes medios-bajos. En cualquier caso, aunque tenga una ligera pérdida de aceleración, sí que parece recomendable la utilización de este tipo de geometría.

En cuanto al material solo se han podido probar los originales de fibra de vidrio y unos de fibra de carbono. Comparando estos dos tipos de pétalos de material diferente se ha observado un mejor comportamiento con la fibra de vidrio. En concreto se ha obtenido con la fibra de carbono una pérdida de potencia máxima y una pérdida de par a bajo régimen de giro que no se ven compensadas por la ligera ganancia de potencia que se obtiene a regímenes elevados. No obstante, hay que resaltar que esta conclusión no es extensible a cualquier tipo de material compuesto sino únicamente al material concreto que se ensayó.

Por último en lo relativo a la utilización de los llamados pétalos dobles o triples hay que decir que los resultados que se han obtenido en este estudio han mostrado que el comportamiento mejor se produce con los pétalos simples. Si bien la utilización de los pétalos múltiples con la geometría habitual sí consigue aumentar algo la elasticidad del motor

a regímenes de giro elevados, esta ligera mejora viene acompañada de una caída del par a regímenes bajos que indudablemente disminuye la capacidad de aceleración del motor.

5) En lo que respecta a la *puesta a punto* del resto de parámetros que influyen de forma secundaria sobre las prestaciones del motor que han sido agrupados dentro del punto de reglajes, se pueden realizar los siguientes comentarios:

En cuanto al encendido, en general atrasar su posición provoca una pérdida importante del par en baja a cambio de producir una mejora a regímenes de giro elevados, es decir aumentar la elasticidad del motor a alto régimen. Un retraso sobre el punto standard lleva una ganancia de par que ya es muy ligera y sin embargo se produce una pérdida de potencia máxima y de par a regímenes de giro elevados muy grande. Por tanto, para la geometría ensayada se puede afirmar que el punto de encendido standard resulta el óptimo. Sin embargo hay que resaltar que el encendido es una de las facetas sobre las que más se podría trabajar en el futuro si se pudiera incorporar un sistema de desarrollo de encendido electrónico para el motor, ya que se podría buscar el punto de encendido óptimo para cada régimen de giro e incluso en función de las condiciones ambientales que posteriormente se pudieran dar. Así pues queda este punto como uno de los posibles aspectos de futuro desarrollo.

En cuanto a la carburación, como es conocido, debe procederse al ajuste de la misma en la fase final de puesta a punto del motor. En los ensayos realizados y conforme ha ido evolucionando el desarrollo del mismo, se ha comprobado que es necesario ir reduciendo el calibrado del surtidor principal. En concreto en las últimas fases del desarrollo hemos estado utilizando surtidores principales oscilando entre los valores 160 y 170. Sin embargo hay que insistir que este parámetro debe ser puesto a punto finalmente en función de las condiciones ambientales de la prueba y en función de las características del circuito.

Y por último en cuanto a la temperatura de refrigeración hay que resaltar que se ha comprobado en los ensayos, que cuanto más se disminuye la temperatura del agua más aumentan las prestaciones del motor, de hecho, dentro de todo el rango de 40 a 60°C se obtienen mejoras crecientes respecto a temperaturas superiores. No obstante hay que decir que esta temperatura óptima puede estar muy condicionada por la forma de refrigerar el motor que se ha utilizado en las pruebas del banco de rodillos.



### **8.3 FUTUROS DESARROLLOS**

Dentro del apartado de futuros desarrollos se ha decidido incluir tres líneas de trabajo que han demostrado a lo largo de este estudio que pueden tener una potencialidad importante en la mejora del motor, y que por las limitaciones de material y tiempo del trabajo desarrollado no ha sido posible abarcar dentro del presente estudio.

La primera línea de trabajo futuro que se propone es el desarrollo de un sistema de escape variable, puede llevar a una mejora muy importante del par a regímenes de giro bajos y medios, con lo que aumentaría mucho la capacidad de aceleración del motor. Así pues se plantea claramente como desarrollo futuro el diseño de un mecanismo capaz de introducir esta modificación en el sistema de escape, lo suficientemente fiable.

Otro punto sobre el que se ha trabajado algo, pero en el que no ha sido posible llegar a un desarrollo completo, es una nueva concepción de la caja de láminas. La sección del carburador es una sección circular, mientras que la caja que se utiliza habitualmente tiene sección rectangular, por tanto supone una restricción al flujo y en cierto modo no aprovecha la sección lo suficiente. Siguiendo esta línea de razonamiento se ha desarrollado un prototipo de caja cónica que incorpora a lo largo de su superficie exterior una serie de pétalos triangulares. Esta idea, por un lado permite aprovechar la sección efectiva de la forma circular de una manera más adecuada, y por otro lado, el hecho de que los pétalos sean triangulares permite esperar que la disminución de inercia que tiene favorezca la apertura y cierre de las mismas y por lo tanto una adaptación mejor a todo el rango de funcionamiento del motor. Aunque se desarrolló un prototipo de este tipo de caja y su ensayo ha demostrado que da unos resultados similares a las prestaciones que se obtienen con la caja standard, queda claramente como una de las posibles líneas de desarrollo futuro, puesto que el prototipo se realizó con muchos defectos y problemas en su fabricación. Así pues, se espera que una mejor realización lleve a una mejora de las prestaciones del motor.

Finalmente, como tercera y última línea de desarrollo futuro está el estudio y desarrollo de un sistema de encendido que pueda ser programado por computadora. Esto permitiría por un lado poder encontrar el punto de encendido óptimo para cada régimen de giro, y por otro, el poder obtener las curvas de encendido óptimo en función de diferentes condiciones ambientales.

## BIBLIOGRAFIA

1. Benson, R.S. *A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop and cross scavenged engines*. Int. J. Mech. Sci. Vol. 19, pp. 693-711, 1977.
2. Benson, R.S. *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*. Oxford University Press, 1982.
3. Benson, R.S.; Bradham, P.J. *A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charge efficiency on two-stroke engine performance*. Int. J. Mech. Sci. Vol. 11. p.303. 1969.
4. Blair, G.P. *The basic design of two-stroke engines*. SAE International, 1996.
5. Blair, G.P. *An unsteady flow analysis of exhaust systems for multicylinder automobile engines*. SAE Paper 700123, 1970.
6. Blair, G.P. *An alternative method for the prediction of unsteady gas flow through the reciprocating internal combustion engine*. SAE Paper 911850, 1991.
7. Blair, G.P.; Hinds, E.T.; Fleck, R.; *Predicting the performance characteristics of two-cycle engines fitted with reed induction valves*. SAE Paper 790842, 1979.
8. Blair, G.P.; Kee, R.J.; *Acceleration test method for a high performance two-stroke racing engine*. SAE Paper 942477, Vol 2, 1994.
9. Bulaty, T.; Niessner, H. *Calculation of 1-dimensional unsteady flows in pipe systems of I.C. engines*. ASME, 1984.

10. Cartwright, A.; Fleck R.; *A detailed investigation of exhaust system design in high performance two-stroke engines*. Queen's University, 1994.
11. Carreras, R.; Comas, A.; Calvo, A.; *Motores de combustión interna. Fundamentos* Edicions UPC. Barcelona, 1998.
12. Colin, R; Ferguson. *Internal Combustion Engines*. Applied Thermosciences, 1985.
13. Corberán, J.M. *A new constant pressure model for n-branch junctions*. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 206. pp. 117,123. 1992.
14. Corberán, J.M. *Contribución al modelado del proceso de renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 1984.
15. Corberán, J.M.; Pérez, A. *Desarrollo de un nuevo esquema para el cálculo del flujo no estacionario unidimensional en conductos de sección variable*. II Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería, 1993.
16. Corberán, J.M.; Pérez, A; Royo, R. *Modelado de un motor de 2T de competición de 125 cc con admisión por caja de láminas*, XI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica en Valencia 1994.
17. Corberán, J.M.; Royo, R.; Pérez, A. *Nuevo código de cálculo por ordenador para I+D de motores de combustión interna alternativos*. Anales IX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 1990.
18. Corberán, J.M.; Royo, R.; Pérez, A; Santiago, J. *Optimization of a 125 cc. racing 2-S engine based on modelling and testing*. SAE paper 942516, 1994.
19. Fleck, R.; Blair, G.P.; Houston, R.A.R. *An improved model for predicting reed valve behaviour in two-stroke cycle engines*. SAE paper 871654, 1987.

20. Fleck, R.; Harrington P.A.; McGregor A.; *Evaluation of reed valves in high performance two-stroke engines*. SAE Paper 942528, Vol 2, 1994.
21. Heywood, J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1989.
22. Hinds, E.T.; Blair, G.P. *Unsteady gas flow through reed valve induction systems*. SAE paper 780766, 1978.
23. Honda Racing Corporation; *Owners's manual '95-RS125R*. 1995
24. Ikeda, Y.; Nakahima, T.; Ohira, T.; Takahashi, T.; *Misfiring effects on scavenging flow at scavenging port and exhaust pipe in a small two-stroke engine*. SAE Paper 930498, Vol 2, 1993.
25. Ikeda, Y.; Ito, T.; Nakahima, T.; Ohira, T.; Takahashi, T.; *Exhaust gas flow behavior in a two-stroke engine*. SAE Paper 930502, Vol 2, 1993.
26. Instituto Nacional de Técnica Aeronáutica. *Especificaciones aeronáuticas españolas*. INTA, 1964.
27. Jenny, E. *Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer, and change of section*. Rev. Brown Boveri, 37 (11). 1951.
28. Laimböck, F.J.; *The potential of small loop-scavenged spark-ignition single cylinder two-stroke engines*. SAE Paper 910675, 1991.
29. Niessner, H., Bulaty, T. *Comparison of some numerical methods for solving hyperbolic differential equations with discontinuous initial values*. Proc. GAMM 3rd Con., Vol 2, 1979.
30. Niessner, H., Bulaty, T. *A family of flux correction methods to avoid overshoot occurring with solutions of unsteady flow problems*. Proc. GAMM 4th Conf., 1981.
31. Pérez, A. Corberán, J.M., Royo, R. *Análisis experimental de las pérdidas de presión del flujo en el sistema de admisión de un motor de combustión interna*. Anales I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Madrid, 1993.

32. Poloni, M.; Winterbone, D.E. ; Nichols, J.R. *Comparison of unsteady flow calculations in a pipe by the method of characteristics and the two-step differential Lax-Wendroff method.* Int. J. Mech. Sci. Vol. 29, No. 5, 1987.
33. Poloni, M.; Winterbone, D.E.; Nichols, J.R. *Flow with variable specific heats in the exhaust pipe system of the internal combustion engine.* SAE paper 885094, 1988.
34. Porche Aktungesellschaft, R & D Center Weissach. *Fuels and lubricants.* West Germany, 1989.
35. Roe, P.L., *Approximate Riemann solvers, parameter vectors and difference schemes,* J. Comput. Physics 43, 1981.
36. Royo, R. *Análisis de la influencia de los parámetros básicos de diseño en el proceso de renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos.* Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 1993.
37. Sher, E. *A new practical model for the scavenging process in a two-stroke engine.* SAE paper 850085. Advances in two-stroke engine technology. SAE Publications PT-33, 1989.
38. Sierens, R.; Van Hove, W.; Snauwaert, P. *Comparison of measured and calculated gas velocities in the inlet channel of a single cylinder reciprocating engine.* Proc. I. Mech. E., Vol. 198A, No. 1, 1984.
39. Thomson, W.T. *Theory of vibration with applications.* Ed. Prentice Hall. 1988.
40. Wiebe, J.J. *Ecuación semiempírica de la velocidad de combustión en motores.* Academia de Ciencias de la URSS. 1956.
41. Winterbone, D.E. *The application of gas dynamics for the design of engine manifolds.* CMT8701. Congreso de modelado en motores de combustión interna. Valencia, Junio 1987.