



13
Zejem
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

EFFECTO COMBINADO DEL COEFICIENTE DE
FLUJO Y DEL RETRAZO AL CIERRE DE LA
ADMISION SOBRE EL DESEMPEÑO DE UN MOTOR
DE COMBUSTION INTERNA.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
ALVAREZ NAVARRETE MARIO ALBERTO
SANTARITA ORTIZ RENE



DIRECTOR DE LA TESIS :
DR. FRANCISCO SOLORIO ORDAZ

MEXICO, D. F.

1995

FALLA DE ORIGEN

FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



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.

Quiero dedicar esta tesis a mis padres: Mario y Rodolfina, y agradecer el apoyo de mis familiares y amigos: Edelmira, Patricia, Carlos, Luis, Angela, René y Ricardo.

Mario.

Porque esta es mi única forma de decir a los que confiaron en mi que valió la pena...

...gracias papás.

René.

"Es tan importante aquel que nos inicia en el camino como el que nos ayuda pacientemente a recorrerlo".

Gracias a nuestro amigo:

Dr. Francisco Solorio O.

INDICE

	pág.
CAPITULO I INTRODUCCIÓN.	
Introducción.	2
CAPITULO II GENERALIDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA (PRC).	
2.1 Introducción.	5
2.2 El proceso de renovación de la carga.	6
2.2.1 Eficiencia volumétrica como parámetro principal del PRC.	8
2.3 Parámetros que afectan la eficiencia volumétrica.	9
2.4 Efectos cuasi-estacionarios.	10
2.4.1 Composición de la mezcla.	10
2.4.2 Vaporización del combustible.	11
2.4.3 Temperatura de los gases residuales.	11
2.4.4 Pérdidas por fricción.	12
2.4.5 Grado de admisión.	12
2.4.6 Sobrealimentación.	12
2.4.7 Índice de Mach en la admisión.	12
2.5 Efectos dinámicos.	13
2.5.1 Efecto del golpe de ariete (RAM).	15
2.5.2 Reflujos hacia la admisión.	15
2.5.3 Sintonizado.	15
2.6 Caracterización de la posición angular de un pulso de presión.	16
2.7 Modelado del PRC.	18
2.7.1 Modelos cuasi-estacionarios.	19
2.7.2 Modelos de llenado vaciado.	19
2.7.3 Modelos de acción de ondas.	20
2.7.3.1 Método de las características.	20
2.7.3.2 Método de Lax-Wendroff.	28
2.7.3.3 Método de ondas acústicas.	28
2.7.4 Condiciones de contorno.	28
CAPITULO III MODELOS DE CALCULO USADOS.	
3.1 Características generales del modelo de acción de ondas de amplitud finita.	33
3.1.1 Objetivos y utilidad.	33
3.1.2 Características de utilización del modelo fluido dinámico para motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos.	33
3.1.2.1 Entrada de datos.	38
3.1.2.2 Salida de resultados.	39
3.2 Prediseño de conductos para motores de cuatro cilindros.	41

3.3	Conclusiones de pruebas en diseño para regímenes en baja y alta velocidad.	44
CAPITULO IV RESULTADOS.		
4.1	Características del motor estudiado.	46
4.2	Resultados.	48
4.2.1	Motor monocilíndrico sin colector.	48
4.2.2	Motor con colector sintonizado.	51
CAPITULO V CONCLUSIONES DE LA TESIS.		
	Conclusiones.	59
APÉNDICE 1		61
APÉNDICE 2		68
REFERENCIAS		70

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN.

INTRODUCCIÓN.

Dentro del mundo de la mecánica actual uno de los principales medios para obtener potencia mecánica es el motor de combustión interna alternativo. Sus aplicaciones son innumerables, y la más difundida se encuentra en el área de transporte, más específicamente el sector automotriz, ya sea en el área de carga o en los automóviles de turismo. Recientes estudios energéticos demuestran que en México el consumo de combustibles derivados del petróleo es mayor en el sector de transporte que en el industrial [1]. Tal circunstancia es una justificación suficiente como para pretender que esta energía se aproveche de la mejor forma posible. Esto implica que el protagonista en este aspecto, el motor de combustión interna, deba tener el mejor desempeño y la mayor eficiencia.

No son solamente el uso eficiente de la energía y su ahorro los que requieren de mejoras en los nuevos diseños, también las exigen los aspectos relativos al impacto ambiental. El motor de combustión interna es uno de los principales emisores de contaminantes, provenientes del uso de combustibles fósiles. Se desea que los procesos que intervienen en la generación de trabajo sean lo menos susceptibles de generar contaminación. Para conseguir tales objetivos se deben evaluar todas las mejoras posibles en los nuevos diseños, modificándolos y estudiando las variaciones en sus comportamientos mecánicos, térmicos, químicos y otros, siempre dirigidos a optimizar esta máquina térmica.

Unido a los dos aspectos citados anteriormente está el de la competitividad en el mercado. Es obvio que aquel motor que ofrezca el mejor desempeño es el que tendrá mayor aceptación incluso un poco más allá de los costos. El aspecto económico fue tal vez el de mayor importancia al inicio de la historia comercial del automóvil cuando los problemas de contaminación no eran tan palpables y no preocupaba la no renovabilidad del petróleo. Sin embargo en la actualidad los diseños de motores deben estar estrictamente enfocados a estos tres criterios.

Las modificaciones o el prediseño de los motores se hacía inicialmente de manera empírica, esto significaba un sinnúmero de experimentos consistentes en variar físicamente las características del motor, aumentando o retirando partes, reconstruyendo la estructura, cortando o alargando conductos etc. Posteriormente se evaluaban los resultados obtenidos en las pruebas de los distintos tipos de motor y se escogía el óptimo. El costo de tales pruebas era y sigue siendo muy elevado y el tiempo invertido es mucho aunque se obtienen resultados reales. Una opción actual y de gran aplicación se centra en la utilización de modelos de cálculo.

Los modelos de cálculo se basan en las ecuaciones de la

mecánica de fluidos, la transferencia de calor, y la dinámica. Los aspectos fluido-térmicos y mecánicos se resuelven mediante modernos métodos numéricos que se aplican en computadoras. Estos modelos tienen bastante tiempo de existir, sin embargo eran muy complejos y las aplicaciones lentas y laboriosas. Desde la aparición de los equipos de cómputo (PC o Estaciones de Trabajo) estos métodos pueden ser aplicados con más rapidez y han pasado a ser un valioso auxiliar para el trabajo experimental de laboratorio. En la mayoría de sus aplicaciones el uso de computadoras hace que los costos de investigación para el diseño de motores disminuya notablemente, tanto por el hecho de que el costo de los materiales y el de la modificación de la geometría de las partes del motor se ve eliminado, como por la reducción del tiempo en los que se realizan las "pruebas" o evaluaciones.

Para el presente trabajo se cuenta con un programa que estudia el flujo transitorio en los sistemas de admisión y escape partiendo de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos. El método utilizado se conoce como de acción de ondas pues según Winterbone [2] "considera el paso de ondas en los conductos. La razón para esto es el amplio efecto que los procesos de flujo transitorio tienen en la eficiencia volumétrica del motor, (...) considera los conductos de admisión y escape así como el cilindro como volúmenes interconectados que son llenados ó vaciados por el paso de un gas a través de sus fronteras". Este modelo es el desarrollado por Benson [3] y mejorado por el grupo de trabajo del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, España [4], [5].

En este trabajo se estudia el efecto combinado del retraso al cierre de la admisión y el coeficiente de flujo en la válvula de admisión sobre el rendimiento volumétrico de un motor de combustión interna. El motor que se considera es monocilíndrico con conducto de admisión sintonizado para obtener un alto rendimiento volumétrico en dos regímenes de giro diferentes. Se constata que aumentando el coeficiente de flujo se logra un incremento en el rendimiento volumétrico, esto sólo en altas velocidades de giro del motor.

CAPITULO II

**GENERALIDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS DEL
PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA (PRC).**

2.1 INTRODUCCIÓN.

En el capítulo anterior se mencionó la necesidad de producir motores con un alto desempeño. Para describir cada uno de estos motores se desarrollan ecuaciones capaces de involucrarlos a todos, sin importar la marca o el diseño, con el fin de poder compararlos.

La ecuación mas importante de estas es la de la potencia efectiva, la cual nos permite comparar los motores en base a parámetros comunes para todos ellos.

$$P = m_a F Q_c \eta_e \quad (2.1)$$

donde:

P = potencia efectiva

m_a = flujo másico de aire

F = relación combustible - aire

Q_c = poder calorífico del combustible

η_e = rendimiento efectivo

Esta ecuación es válida tanto para motores encendidos por chispa como para motores encendidos por compresión, tomando en cuenta que en un motor encendido por chispa la potencia requerida se regula variando la cantidad de masa de aire-combustible que entra al motor (variando la posición de la mariposa), mientras que en un motor encendido por compresión la potencia entregada se regula variando F (relación combustible-aire).

Para tener un incremento de la potencia efectiva debemos estudiar los términos del lado derecho de la ecuación, obteniendo así las siguientes conclusiones:

En el estado actual de la tecnología de los motores de combustión interna, no cabe esperar mejoras importantes en el rendimiento efectivo (η_e) a plena carga.

El poder calorífico (Q_c) es determinado por el combustible, el cual es elegido según el tipo de trabajo a realizar, tipo de motor, rendimiento y la facilidad de transportación y almacenamiento. Actualmente los combustibles utilizados en los motores de combustión interna son relativamente pocos y de un poder calorífico Q_c determinado, por lo que incrementar este valor en la ecuación de potencia implicaría el desarrollo de nuevos combustibles.

La relación combustible-aire (F) para los motores encendidos por chispa sólo puede variar en márgenes muy estrechos,

comprendidos entre el de máximo rendimiento y el de la máxima potencia. En motores encendidos por compresión la relación combustible-aire máxima admisible está limitada por la cantidad de contaminantes (hidrocarburos, humo negro) emitidos a la atmósfera [6].

Dada la poca flexibilidad de las anteriores variables de la ecuación de potencia, concluimos que la potencia efectiva para un motor a plena carga resulta proporcional al flujo másico de aire seco (m_a), el cual es un factor mas susceptible de ser incrementado.

El incrementar el flujo másico de aire seco involucra todo un proceso de intercambio de gases llamado proceso de renovación de la carga. El estudio de algunos de los parámetros que afectan este proceso es el objetivo de la tesis.

2.2 EL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA (PRC).

El propósito del proceso de renovación de la carga es el de remover los gases quemados al final de un ciclo de potencia y admitir eficientemente la carga de gases frescos para el próximo ciclo. Lograr este propósito implica lo siguiente:

- Inducir la máxima carga de gases frescos a una máxima apertura de la mariposa y retener esta dentro del cilindro.
- Tener una perfecta mezcla, composición y distribución de la carga de gases frescos a los cilindros de los motores encendidos por chispa, durante el proceso de inducción, es de primordial importancia. En motores encendidos por compresión no es predominante este factor, puesto que la carga de admisión es solamente aire, mientras que en motores encendidos por chispa la carga de admisión es combustible, aire atmosférico y gases de escape reciclados (solo si es necesario para control ambiental).
- Preparar el campo de flujo que entra a los cilindros del motor.
- Por último, vaciar completamente los gases producto de la combustión de lo cilindros una vez terminada la carrera de potencia.

El proceso de renovación de la carga está caracterizado por parámetros generales, de los cuales el rendimiento volumétrico es el más importante. El valor de este parámetro depende del diseño del motor, de los sistemas de admisión y escape, así como de las condiciones de operación del motor. Por lo tanto, el paso de los gases que maneja el motor (carga fresca en la admisión y gases quemados en el escape) a través de estos sistemas tiene una influencia importante.

El sistema de admisión de un motor encendido por chispa consiste básicamente de un colector, filtro de aire, carburador y garganta o de un inyector y garganta o de garganta con inyectores

individuales en cada puerto de entrada, además de un múltiple de admisión. Durante todo este proceso tenemos caídas de presión como resultado del paso de la carga de admisión por cada uno de estos componentes; hay una caída de presión adicional cuando la carga fresca pasa a través del puerto y válvula de admisión.

La caída de presión a lo largo del sistema de admisión depende de la velocidad del motor, la resistencia al flujo de cada uno de los elementos en el sistema, el área de la sección transversal a través de la cual está pasando el flujo y de la densidad de la carga.

El sistema de escape consiste básicamente de un puerto, un múltiple, frecuentemente de un convertidor catalítico para control de emisiones y de un silenciador. La figura 2.1 ilustra el flujo de gases de admisión y escape en un motor convencional encendido por chispa. Aunque los flujos son pulsantes, muchos aspectos de estos pueden ser analizados en una base cuasi-estacionaria, donde las presiones indicadas en el sistema de admisión representan valores promedio en el tiempo para un motor multicilindros.

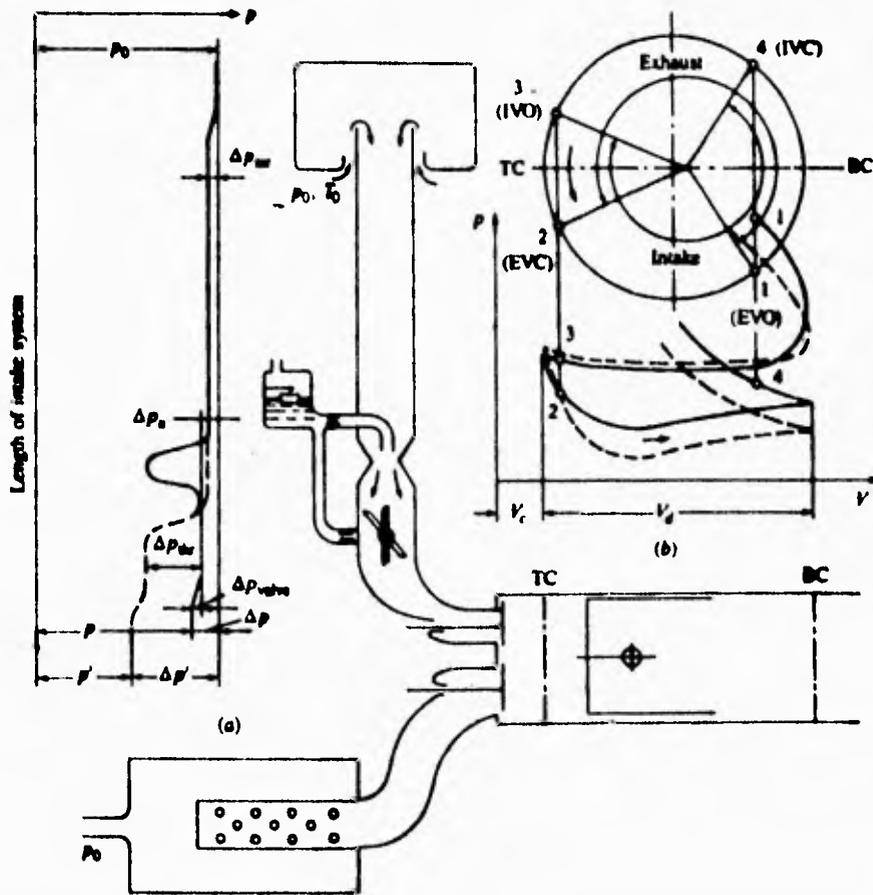


FIGURA 2.1 Proceso de admisión y escape para motores de cuatro tiempos encendidos por chispa. Sistema de admisión y presiones promedio a la entrada [7].

En la figura 2.2 se hace una descripción similar para un motor Diesel con algunas diferencias en el sistema de admisión donde se ve que no existe un carburador, una garganta o un sistema electrónico de inyección de combustible; por lo tanto, no hay caídas de presión en la admisión debido a estos elementos. Además, los gases productos de la combustión son guiados a una turbina que mueve un compresor.

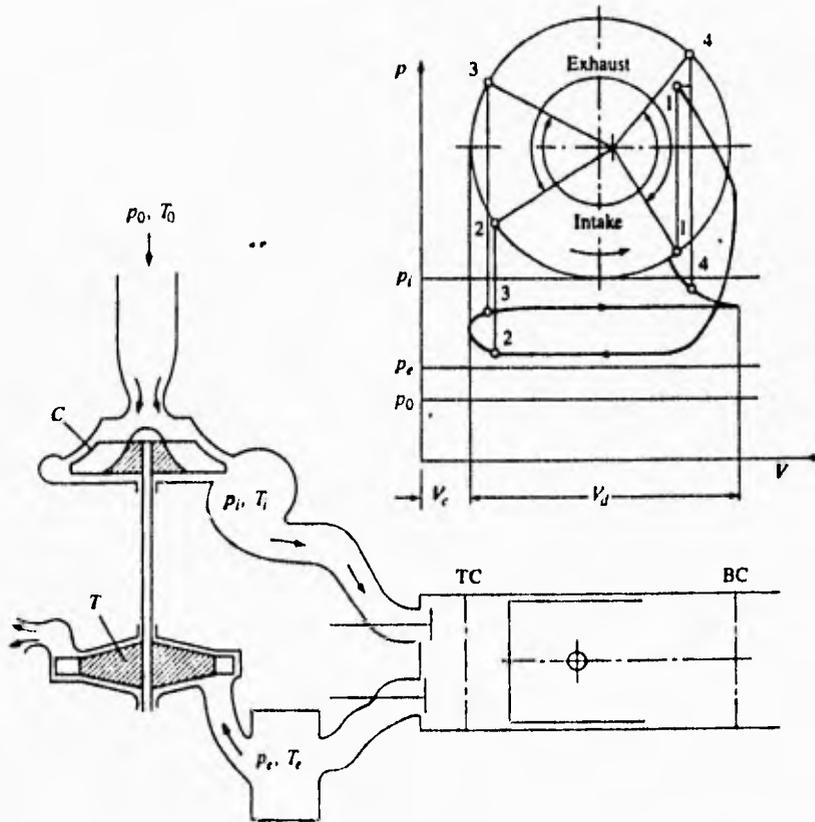


FIGURA 2.2 Proceso de admisión y escape para un motor Diesel de cuatro tiempos turbocargado [7].

2.2.1. Eficiencia volumétrica como parámetro principal del proceso de renovación de la carga.

Como se dijo en el inciso anterior, el proceso de renovación de la carga está caracterizado por la eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica se usa como un parámetro general de la efectividad de un motor de cuatro tiempos, de la capacidad de llenado de los cilindros y de la capacidad de bombeo de los

sistemas de admisión y escape. La eficiencia volumétrica está definida como la masa de carga fresca que entra a los cilindros en la carrera de admisión, dividida entre la masa de aire o mezcla que llenaría todo el desplazamiento de los pistones a una densidad de referencia [7]:

$$\eta_v = \frac{2m_a}{\rho_{a,o} V_d N} \quad (2.2)$$

donde : m_a = flujo másico de aire seco

$\rho_{a,o}$ = densidad del aire a la presión y temperatura
 iniciales o de referencia
 V_d = volumen desplazado
 N = velocidad de giro del motor

El factor 2 se debe al hecho de que el cigüeñal tiene que dar dos giros para efectuar un ciclo de trabajo

Sustituyendo la ecuación (2.2) en la ecuación de potencia efectiva (2.1) resulta:

$$P = \eta_c \eta_v \frac{N}{2} V_d Q_c \rho_{a,o} F \quad (2.3)$$

Las discusiones que se harán mas adelante están basadas en condiciones de operación del motor con la garganta totalmente abierta o sin mariposa; considerando así una máxima potencia del motor.

Así entonces, podemos concluir que la potencia de un motor depende de la velocidad de giro, el desplazamiento, la densidad de entrada, el poder calorífico y de las eficiencias.

Anteriormente se dijo que la eficiencia efectiva del motor de combustión interna se ha logrado incrementar muy poco últimamente y que no se esperan mejoras importantes. Por esta razón, estamos interesados en tratar de mejorar, en lo posible, la eficiencia volumétrica estudiando los parámetros que la afectan.

2.3 PARÁMETROS QUE AFECTAN LA EFICIENCIA VOLUMETRICA.

La eficiencia volumétrica es afectada por los siguientes parámetros:

- 1.-Tipo de combustible, relación combustible-aire, fracción de combustible vaporizada en el sistema de admisión y la entalpía de vaporización del combustible.
- 2.-Temperatura de la mezcla como resultado de la transferencia de calor.
- 3.-Relación de presiones del múltiple de admisión al de escape
- 4.-Relación de compresión
- 5.-Velocidad del motor
- 6.-Diseño de los múltiples y puertos de admisión y escape
- 7.-Geometría, tamaño, levantamiento y diagrama de distribución de las válvulas de admisión y escape.
- 8.-Densidad de entrada de la carga de admisión.

El efecto de muchos de los grupos de variables anteriores son cuasi-estacionarios en naturaleza; esto es su impacto puede ser independiente de la velocidad o puede ser descrito en términos de la velocidad media del motor. De cualquier modo, muchas de estas variables tienen efectos que dependen esencialmente de la naturaleza de un flujo transitorio y el fenómeno de ondas de presión que acompaña la variación del levantamiento y del diagrama de distribución de las válvulas en el proceso de cambio de gases [7]. Por esta razón se han dividido estos efectos en dos grandes grupos:

- Efectos cuasi-estacionarios
- Efectos dinámicos

2.4 EFECTOS CUASI-ESTACIONARIOS.

Para la eficiencia volumétrica en un ciclo real, Haywood [7] propone una expresión en función de las siguientes variables: presión inicial de la mezcla en la admisión p_i , temperatura inicial T_i , relación combustible - aire (F), relación de compresión r_c , presión en el escape p_e , el peso molecular M y la relación de calores específicos γ para el fluido de trabajo en el ciclo.

$$\eta_v = \left(\frac{M}{m_a}\right) \left(\frac{p_i}{p_{a,o}}\right) \left(\frac{T_{a,o}}{T_i}\right) \frac{1}{1+F} \left\{ \frac{r_c}{r_c-1} - \frac{1}{\gamma(r_c-1)} \left[\left(\frac{p_e}{p_i}\right) + (\gamma-1) \right] \right\} \quad (2.4)$$

La ecuación anterior muestra la importancia de algunos efectos cuasi-estacionarios.

2.4.1 Composición de la mezcla.

En los motores encendidos por chispa el fluido que entra a las cámaras de combustión es una mezcla de gases (aire, combustible y

usualmente vapor de agua), por lo que la presión de dicha mezcla es la suma de las presiones parciales de cada uno de sus componentes. Al aire le corresponde una presión parcial, menor a la de la mezcla, y un volumen igual al de esta, por lo tanto, disminuye la densidad del aire de admisión, la cantidad de oxígeno necesario como comburente y así mismo la eficiencia.

Para combustibles líquidos convencionales tal como la gasolina el efecto del vapor de combustible, y por lo tanto la relación combustible-aire, es pequeña. Para combustibles gaseosos y para vapor de metanol, la eficiencia volumétrica es significativamente reducida por el vapor de combustible en la admisión.

2.4.2 Vaporización del combustible.

Cuando el combustible que se encuentra en la mezcla de gases de admisión se evapora, por el efecto de la transferencia de calor entre este y el aire, la mezcla de gases en general se enfría si el proceso es adiabático y a presión constante. Esta disminución en la temperatura se traduce en un aumento de la densidad inicial del aire lográndose contrarrestar en pequeña medida el efecto de la reducción en la presión parcial del aire. Datos de pruebas de motores indican una dependencia de la raíz cuadrada del rendimiento volumétrico con la relación de temperaturas ($T_{a,o}/T_i$), esta relación es mas cercana al comportamiento real de un motor.

Los motores modernos que cuentan con inyección electrónica de combustible han contrarrestado en alguna medida estos dos últimos efectos, gracias a la buena distribución y atomización del combustible, además de que no existen caídas de presión en un carburador y la acumulación de combustible líquido a lo largo del sistema de admisión se reduce evitando parte de la transferencia de calor de las paredes del sistema a la mezcla de gases entrantes. Los autos modernos con inyección de combustible han incrementado la eficiencia volumétrica de su motor en un promedio de 10% [8].

2.4.3 Temperatura de los gases residuales.

La eficiencia volumétrica se reduce por la transferencia de calor entre los gases calientes residuos de la combustión y la mezcla fresca que entra, cuando estos se mezclan durante el proceso de inducción. En procesos idealizados se considera un mismo calor específico y un mismo peso molecular para ambos gases, así entonces, cuando los dos gases se mezclan a presión constante la contracción de los gases residuales que ocurre mientras estos se enfrían por la mezcla fresca iguala la expansión de la mezcla fresca mientras esta es calentada por los gases residuales.

Esto no sucede en la realidad y un cambio en volumen ocurre en este proceso de mezcla; por lo tanto, hay un flujo de gas al puerto de admisión o de escape según sean las condiciones de operación del motor, habiendo un decremento en la eficiencia volumétrica.

Por último, como la relación de presión (presión de admisión a la presión de escape) y la de compresión son variables, la fracción del volumen del cilindro ocupada por los gases residuales a la presión de admisión varía. Así si este volumen se incrementa entonces la eficiencia volumétrica disminuye [8].

2.4.4 Pérdidas por fricción.

La presión en el cilindro durante la carrera de admisión es significativamente menor (10 a 20% al acercarse el pistón a su máxima velocidad) que la presión atmosférica debido a las pérdidas que sufre el gas al pasar por cada uno de los conductos y elementos de admisión. Al aumentar el régimen de giro el rendimiento volumétrico tiende a disminuir, debido a que las velocidades del fluido aumentan y con ellas las pérdidas de carga por fricción en el proceso. Dichas pérdidas son proporcionales al cuadrado de la velocidad, por lo que se aprecia la importancia de tener amplias áreas por donde pase el flujo para reducir las pérdidas.

2.4.5 Grado de admisión.

El grado de admisión es el nombre que se da a la estrangulación que se ejerce sobre la corriente entrante mediante la mariposa del carburador, y por lo tanto solo se tiene en los motores encendidos por chispa. Dicha estrangulación produce una caída de presión en los conductos de admisión, y con ello una variación en el rendimiento volumétrico respecto a las condiciones de plena carga que resulta directamente proporcional a la variación de presión que produce la mariposa [6].

2.4.6 Sobrealimentación.

La adición de turbocargadores o supercargadores en los sistemas de admisión y escape ha impactado favorablemente en el rendimiento volumétrico de los motores de combustión interna, aumentando por medio de un compresor la densidad del aire antes de entrar al cilindro.

2.4.7 Índice de Mach en la admisión.

El índice de Mach en la admisión se define como la relación de la velocidad típica de los gases en el sistema sobre la velocidad del sonido local (u/a). En un motor de combustión interna la máxima velocidad se registra en la sección de área transversal menor, que es la de la entrada a la válvula y es allí donde la mecánica de fluidos dice que debemos centrar nuestra atención debido a la naturaleza compresible del fluido de trabajo.

La pobre correlación entre el número de Mach y el rendimiento volumétrico hicieron necesaria la creación de otro parámetro adimensional que cumpla la función de modelar cualquier tipo de motor de combustión interna.

Taylor [8] encontró una correlación de importancia para el problema anterior dada por la siguiente ecuación, la cual modela perfectamente el problema:

$$Z = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \left(\frac{S}{a}\right) \left(\frac{1}{C_i}\right) \quad (2.5)$$

donde el primer término del segundo miembro es la simple relación del área del pistón al área de la válvula, el segundo término es la relación de la velocidad del pistón a la velocidad del sonido local mientras que el tercer término ($1 / C_i$) es la aportación de Taylor, siendo C_i el coeficiente medio de flujo en la válvula de admisión (flujo teórico entre el flujo real). Este coeficiente de flujo medio se calcula como un promedio de los coeficientes de flujo estacionarios para cada levantamiento dentro del rango de apertura de la válvula.

Taylor obtuvo gráficas donde demostró que la eficiencia volumétrica es función única del factor Z dentro de los límites de medición de operación del motor sobre un amplio rango de velocidades y de diámetros, formas y levantamientos de las válvulas de admisión (figuras 2.3 y 2.4).

El análisis de las gráficas mostró que la eficiencia volumétrica empieza a caer rápidamente cuando Z excede el valor de 0.6.

Los factores de diseño que tienen importancia en la eficiencia volumétrica con respecto a las válvulas son:

- 1.- Tamaño y diseño de la válvula de admisión, considerando la conexión con el número de Mach, Z
- 2.- Diagrama de distribución de las válvulas (Valve timing)

Las características de importancia en el diagrama de distribución de las válvulas desde el punto de vista de la eficiencia volumétrica son el ángulo de traslape de las válvulas y el ángulo de cierre de la válvula de admisión.

2.5 EFECTOS DINÁMICOS.

Mientras el gas fluye de manera no permanente en los diferentes conductos y componentes de un colector de admisión o escape, los efectos de la caída de presión, fricción y las fuerzas inerciales están presentes. La magnitud de estas fuerzas está en función de la velocidad del gas en el colector (que a su vez es función de la velocidad del motor) y del eficiente diseño de este.

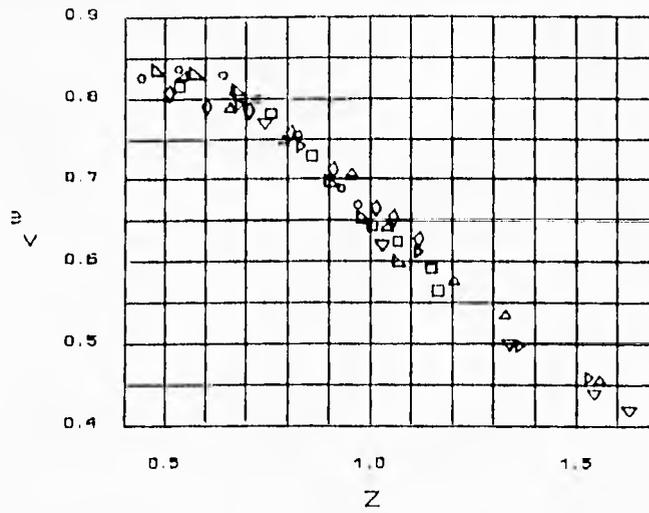


FIGURA 2.3 Eficiencia volumétrica vs. índice de Mach en la válvula de admisión [8].

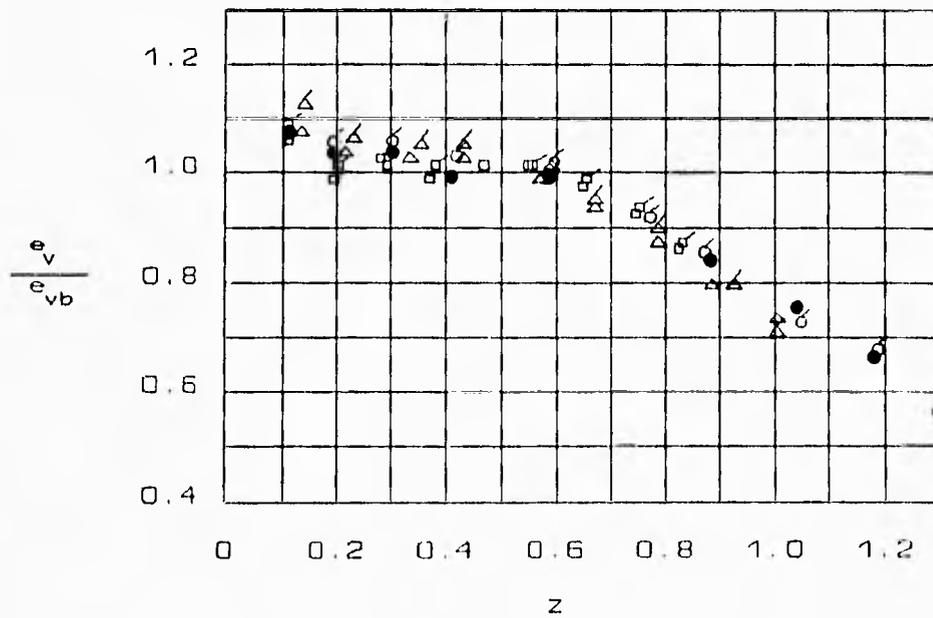


FIGURA 2.4 Eficiencia volumétrica vs. índice de Mach en la válvula de admisión. Avance de la apertura de la admisión 30° APMS y retraso al cierre de la admisión de 60° DPMS. Donde e_{vb} es la eficiencia volumétrica cuando $Z=0.5$ [8]

2.5.1 Efecto del golpe de ariete (RAM) .

La masa de aire inducida dentro del cilindro y por ende la eficiencia volumétrica, es casi determinada en su totalidad por el nivel de presión en el colector, en particular en el puerto de admisión durante el corto período que precede al cierre total de la válvula.

Cuando la válvula de admisión se está cerrando se incrementa la presión en el puerto, a altas velocidades de giro del motor, entonces se puede aprovechar la inercia del gas en el sistema de admisión y continuar el proceso de llenado del cilindro mientras el pistón se mueve hacia el punto muerto superior y se inicia la carrera de compresión. Este efecto es progresivamente mayor mientras el motor incrementa su velocidad. La válvula de admisión puede ser cerrada unos 40 - 60 grados después del punto muerto inferior para aprovechar este fenómeno.

2.5.2 Reflujos hacia la admisión.

Cuando escogemos un tiempo muy largo de cerrado de la válvula de admisión para aprovechar los efectos inerciales del gas a altas velocidades estamos perdiendo gas fresco a bajas velocidades, dado que la válvula de admisión se está cerrando después del punto muerto inferior y que la presión se incrementa en el cilindro durante la carrera ascendente del pistón, el gas no tiene otro camino que refluir por la válvula de admisión donde hay una menor presión y el gas no tiene la suficiente inercia para contrarrestar este efecto.

2.5.3 Sintonizado.

Los gases que fluyen a través de los sistemas de admisión y escape lo hacen de manera pulsante, lo cual provoca que se generen ondas de presión que se propagan a la velocidad local del sonido transmitiéndose y reflejándose según van interactuando con los colectores y elementos del sistema, además de interactuar con las uniones y con extremos abiertos y cerrados. Las ondas de presión que se generan se pueden sintonizar para que estas sean reflejadas en los extremos (abiertos o cerrados) o uniones de manera que la onda de presión (positiva) o rarefacción (negativa) sea aprovechada para hacer mas eficiente el llenado o el vaciado de la cámara de combustión, incrementando en parte la eficiencia volumétrica.

En la figura 2.5 se pueden apreciar algunos de los efectos antes mencionados.

En la gráfica lo primero que se aprecia es que los efectos que no dependen de la velocidad (tales como la presión del vapor del combustible) disminuyen la eficiencia volumétrica por debajo del 100% (curva A). Debido al calentamiento de la carga en el múltiple y en el cilindro el rendimiento cae de la curva A a la B. El

rendimiento cae de B a C debido a las pérdidas por fricción en el flujo, las cuales se incrementan con el cuadrado de la velocidad del motor. A altas velocidades, el flujo hacia el motor se estrangula durante parte del proceso de admisión. Por lo tanto incrementos en la velocidad no aumentan significativamente el flujo, entonces la eficiencia volumétrica cae notablemente (curva C a D). El efecto del golpe de ariete, a altas velocidades incrementa el rendimiento de la curva D a la E. Posteriormente el cierre de la válvula de admisión que se aprovecha en altas velocidades resulta en un decremento del rendimiento a bajas velocidades debido al reflujo (curva C y D a F). Finalmente el sintonizado de la admisión y/o escape incrementa la eficiencia volumétrica (frecuentemente de forma substancial) sobre un amplio rango de velocidades, curva F a G.

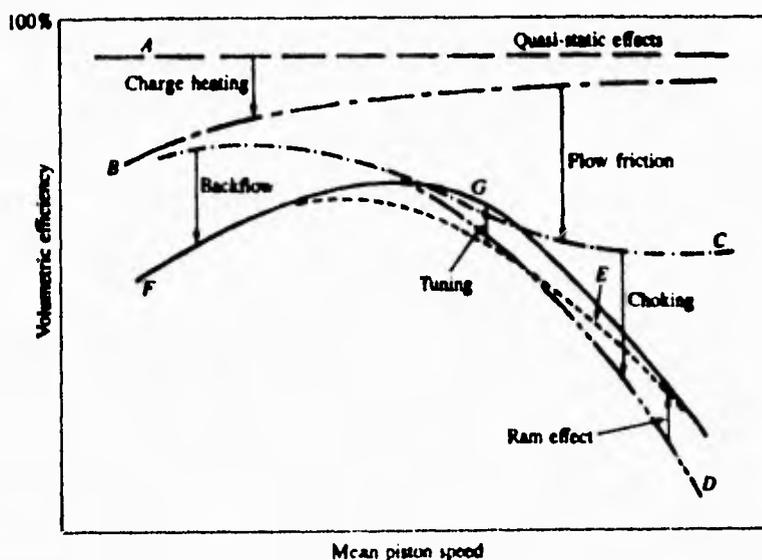


FIGURA 2.5 Efecto de diferentes fenómenos sobre la eficiencia volumétrica los cuales afectan el rango de flujo de aire como función de la velocidad. La línea sólida es la eficiencia volumétrica final contra la velocidad [7].

2.6 CARACTERIZACIÓN DE LA POSICIÓN ANGULAR DE UN PULSO DE PRESIÓN.

Anteriormente se mencionó la importancia de sintonizar los flujos pulsantes de los sistemas de admisión y escape. Este sintonizado tiene las siguientes bases:

Si consideramos el esquema constituido por un motor monocilíndrico con un colector de admisión recto de longitud L y para simplificar el análisis se considera la perturbación de rarefacción generada durante la carrera de admisión es de tipo sinusoidal con una amplitud p_{\max} y con una duración de 180° , es decir, la carrera de admisión corresponde exactamente a la carrera descendente del émbolo. La perturbación generada se propaga por el conducto de admisión a la velocidad del sonido, a , sin sufrir ninguna distorsión, y se refleja en el extremo abierto del conducto como una perturbación de presión igual y de signo contrario a la incidente. Esta perturbación reflejada retorna al cilindro y se refleja parcialmente en este extremo semicerrado con una amplitud máxima: Kp_{\max} donde $K < 1$, manteniendo su carácter sinusoidal. El proceso se repite hasta la extinción de la perturbación reflejada.

Con estas hipótesis la perturbación original puede expresarse como:

$$p = -p_{\max} \operatorname{sen}\left(4\pi \frac{t}{T}\right) \quad (2.6)$$

cuando t está entre cero y $T/4$

y $p=0$

cuando t está entre $T/4$ y T .

Siendo T el período, que puede relacionarse con el régimen de giro del motor a través de la expresión :

$$T = 120/n$$

El valor de presión de la perturbación original correspondiente a un determinado instante t , retornará a la válvula de admisión, después de haber recorrido N veces la longitud $2L$, en el instante que cierra la válvula de admisión cuando se verifique la igualdad:

$$T/4 - t = 2NL/a \quad (2.7)$$

Se define un parámetro de frecuencia q tal que:

$$q = \frac{\text{frecuencia propia del sistema de admisión}}{\text{frecuencia del motor}}$$

y para un conducto se tiene que:

$$q = \frac{\text{frecuencia del conducto}}{\text{frecuencia del motor}} = \frac{30a}{Ln}$$

donde

- a = velocidad local del sonido.
- L = longitud del conducto de admisión.
- n = número de revoluciones por minuto.

Se puede escribir la ecuación (2.7) como:

$$t/T = 1/4 - N/2q$$

y sustituyendo en la ecuación (2.6) se obtiene:

$$p = (-K)^{N-1} p_{\max} \text{sen}\left(4\pi\left(\frac{1}{4} - \frac{N}{2q}\right)\right) \quad (2.8)$$

donde el signo menos del parámetro K se justifica teniendo en cuenta que las perturbaciones reflejadas impares que llegan a la válvula son positivas (presión) mientras que las pares son negativas (rarefacción). La ecuación (2.8) permite determinar la contribución a la presión en el PMI de cada una de las N perturbaciones reflejadas y la suma de las N ecuaciones consideradas permite determinar el valor de la presión en el PMI. En la referencia [9] se recogen los valores de incremento de presión debido a las perturbaciones reflejadas adimensionalizado con p_{\max} en función de q y se concluye que: para incrementar el rendimiento volumétrico el valor de q debe oscilar entre 3 y 5, con un valor máximo teórico correspondiente a $q = 4$.

A bajas velocidades de giro del motor se consiguen aumentos significativos del rendimiento volumétrico en estrechos márgenes, cuando q se encuentra entre 3 y 4 con colectores largos y estrechos.

En altas velocidades se consiguen aumentos menos importantes pero en amplios márgenes, requiriéndose conductos cortos y anchos. En alta un colector inadecuado perjudica notablemente el rendimiento volumétrico.

2.7 MODELADO DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA.

La renovación de la carga es un proceso muy complicado, esto debido a que en los MCIA se presentan patrones de flujo muy complejos. Dentro del cilindro y los conductos de admisión y escape tenemos flujo tridimensional, no estacionario y no isoentrópico. Para realizar un modelo detallado se deben usar las ecuaciones de la mecánica de fluidos en las que no tendríamos

7

posibilidad de realizar ninguna consideración simplificatoria debido a las condiciones ya mencionadas. Estas ecuaciones serían para flujo tridimensional no permanente y compresible, incluyendo un modelo que considere la turbulencia. Este camino es muy complejo y tardado aún contando con un equipo de computo muy poderoso.

Una opción interesante es la de considerar ciertas hipótesis simplificadoras en algunas zonas del motor, lo que nos puede llevar a aproximaciones aceptables. Algunos de esos criterios son: suponer flujo unidimensional en los tramos del colector donde la curvatura es pequeña, y donde no existen grandes gradientes de temperatura suponer flujo isoentrópico. También se puede asumir flujo cuasiestacionario donde las singularidades del múltiple (ramificaciones, carburador, etc.) se tratan como condiciones de contorno de los tramos de conducto.

Dependiendo del objetivo y la aproximación requerida se suelen usar tres tipos de modelos de diferente grado de complejidad. Estos son:

- a) Modelos cuasiestacionarios.
- b) Modelos de llenado vaciado.
- c) Modelos de acción de ondas.

y se describen a continuación enfatizando los de acción de ondas puesto que son los que se usaron en este trabajo.

2.7.1 Modelos cuasiestacionarios.

Consideran al motor como un conjunto de elementos interconectados en serie, a través de los cuales se tiene un flujo que se supone estacionario. Ninguno de los elementos es capaz de almacenar fluido y su comportamiento se representa por sus características bajo flujo estacionario, determinadas frecuentemente por ensayos en banco.

Las ecuaciones que se plantean en este tipo de modelos son análogas a las de los circuitos eléctricos y por lo tanto algebraicas no lineales, a menos de que se estudie el comportamiento transitorio de un turbogruppo, caso en el que las ecuaciones son diferenciales ordinarias de primer orden. Con estos modelos se estudia rápidamente y con bajo costo la respuesta del motor sin conductos ante cambios en algunos parámetros. Es posible simular algunos efectos dinámicos imponiendo leyes de presión antes y después de las válvulas de admisión y escape, respectivamente.

2.7.2 Modelos de llenado vaciado.

Estos modelos se diferencian de los anteriores en que consideran los elementos del sistema con capacidad de almacenamiento de fluido. De esta manera cada uno de los

componentes se trata como un volumen independiente, estando gobernado el flujo másico que se establece entre cada dos elementos por las ecuaciones correspondientes al flujo estacionario. Las ecuaciones que aparecen durante la resolución son un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden no lineales.

Los modelos de llenado y vaciado son mucho más precisos que los cuasiestacionarios y requieren de menos ensayos experimentales. Sin embargo, el tiempo de cálculo empleado es mucho mayor. Se usan principalmente en cálculos de motores lentos y en transitorios de motores turbocargados.

2.7.3 Modelos de acción de ondas.

En estos modelos se resuelven las ecuaciones para flujo transitorio compresible, generalmente unidimensional, con el propósito de obtener los campos de velocidades y presiones en los colectores de admisión y escape. En ellos resulta un sistema de ecuaciones en derivadas parciales de primer orden no lineal y no homogéneo. Dichas ecuaciones se pueden resolver usando el método de las características o algún método de diferencias finitas.

Si la amplitud de las ondas es pequeña, las ecuaciones se pueden linealizar y se simplifican a la conocida ecuación de onda, dando lugar al llamado modelo de ondas acústicas.

Los modelos de acción de ondas se usan para predecir las prestaciones de motores con varios tipos y geometrías de colectores y son la herramienta más útil y general para el estudio del PRC. Su gran ventaja estriba en su capacidad de modelar los fenómenos de resonancia en los colectores.

2.7.3.1 Método de las características.

El modelo de acción de ondas (MAO) de amplitud finita con el que se trabajó se basa en el método de las características. Por tal motivo se tocará con más detalle que los otros dos que se mencionan después, el de diferencias finitas y el de ondas acústicas.

Los efectos bidimensionales y tridimensionales del flujo son importantes particularmente en las singularidades de los colectores de admisión y escape. Fuera de ellas, es decir en los conductos, el flujo es esencialmente unidimensional si se cumple que:

- a) El área de la sección transversal F cambia poco con la coordenada longitudinal x .
- b) El radio de curvatura del eje del conducto es grande comparado con su diámetro.
- c) La forma de los perfiles de velocidad y temperatura cambia poco de sección a sección.

bajo estas circunstancias es adecuado usar el método de las características para flujo unidimensional, tomando como base el modelo simplificado de Benson [3].

Partiendo de las ecuaciones generales del movimiento del fluido: continuidad, cantidad de movimiento y el primer principio de la termodinámica,

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \rho \frac{\delta u}{\delta x} + u \frac{\delta \rho}{\delta x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{\delta u}{\delta t} + u \frac{\delta u}{\delta x} + \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + G = 0 \quad (2.10)$$

$$q \rho F dx = \frac{\delta}{\delta t} \left((\rho F dx) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right) + \frac{\delta}{\delta x} \left((\rho u F) \left(c_v T + \frac{u^2}{2} + \frac{P}{\rho} \right) \right) dx \quad (2.11)$$

y siguiendo la aplicación de Benson del método de las características que realiza el siguiente arreglo con las ecuaciones anteriores:

$$(ec(2.11)) + a^2(ec(2.9)) + pa(ec(2.10)) = 0$$

$$(ec(2.11)) + a^2(ec(2.9)) - pa(ec(2.10)) = 0$$

llegamos a un sistema de tres ecuaciones diferenciales de primer orden que se cumplen cada una de ellas a lo largo de una determinada familia de líneas, llamadas líneas características. El estado del fluido en cualquier punto del plano espacio-temporal se determina resolviendo el sistema de ecuaciones diferenciales que se cumplen simultáneamente para las tres líneas características, de las distintas familias que pasan por el punto.

$$\frac{dp}{dt} + \rho a \frac{du}{dt} - (\gamma - 1) \rho (q + uG) + \frac{\rho a^2 u}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a G = 0$$

que se cumple a lo largo de una línea del plano espacio-temporal cuya pendiente es:

$$\frac{dx}{dt} = c = u + a$$

$$\frac{dp}{dt} - \rho a \frac{du}{dt} - (\gamma - 1) \rho (q + uG) + \frac{\rho a^2 u}{F} \frac{dF}{dx} - \rho a G = 0$$

que se cumple a lo largo de una línea del plano espacio-temporal cuya pendiente es:

$$\frac{dx}{dt} = c = u - a$$

$$\frac{dp}{dt} - a \frac{2dp}{dt} - (\gamma - 1) \rho (q + uG) = 0$$

que se cumple a lo largo de una línea del plano espacio-temporal cuya pendiente es:

$$\frac{dx}{dt} = c = u$$

Se denomina como λ (lambda) la línea que en un punto tienen por pendiente la suma de la velocidad del fluido u y de la velocidad local del sonido a . Esta línea constituye la trayectoria de sentido positivo que seguiría una perturbación de presión que pasara por ese punto en ese instante.

Se denomina β (beta) la línea que en un punto tienen por pendiente la diferencia entre la velocidad del fluido u menos la velocidad local del sonido a . Esta línea constituye la trayectoria de sentido negativo que seguiría una perturbación de presión que pasara por ese punto en ese instante.

λ y β son llamadas variables de Riemman, quien propuso el método en 1859.

La línea que tienen por pendiente en un punto el valor de la velocidad c igual a la velocidad u del fluido es la trayectoria que seguirá el flujo en ese punto, es decir, la línea de corriente. Se

define el nivel de entropía como el valor de la velocidad local del sonido que tendría el fluido si se expandiera adiabáticamente y reversiblemente hasta una presión de referencia.

Se acostumbra utilizar las ecuaciones anteriores en su forma adimensional. El problema de resolver las ecuaciones generales del movimiento del fluido por el interior del conducto queda reducido a calcular los valores característicos de las líneas λ y β , y el nivel de entropía de la línea de corriente que pasan por el mismo.

Empleando el valor de la velocidad del sonido en las condiciones de referencia a_{ref} y una cierta longitud de referencia x_{ref} para adimensionalizar las ecuaciones, podemos obtener las variables adimensionales siguientes:

- Velocidades adimensionales del sonido "A" ; $A=a/a_{ref}$
- Velocidad adimensional del flujo "U" ; $U=u/a_{ref}$
- Nivel de entropía adimensional "A_A" ; $A_A=a_A/a_{ref}$
- Espacio adimensional "X" ; $X=x/x_{ref}$
- Tiempo adimensional "Z" ; $dZ=a_{ref}dt/x_{ref}$

Como valor de x_{ref} se toma generalmente el espaciado de la malla.

Sustituyendo el valor de G, que es un término con dimensiones de aceleración que tiene en cuenta la fricción y que tiene por expresión

$$G=f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{d}$$

obtenemos las expresiones de las ecuaciones características adimensionalizadas

-Ecuación característica para la familia de líneas λ

$$da + \frac{\gamma-1}{2} dU = A \frac{dA_A}{A_A} - (\gamma-1) \left(1 - (\gamma-1) \frac{U}{A}\right) \frac{fx_{ref} f U^2 U}{d|U|} dz - \frac{\gamma-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ +$$

$$+ \frac{(\gamma-1)^2}{2} \frac{qx_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (2.12)$$

que se cumple a lo largo de la línea λ del plano espacio-temporal adimensionalizado que tiene por pendiente:

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\lambda} = U + A$$

-Ecuación Característica para la familia de líneas β :

$$dA - \frac{\gamma - 1}{2} dU = A \frac{dA_A}{A_A} + (\gamma - 1) \left(1 + (\gamma - 1) \frac{U}{A}\right) \frac{fX_{ref}}{d} \frac{U^2 U}{|U|} dZ - \frac{\gamma - 1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ +$$

$$+ \frac{(\gamma - 1)^2}{2} \frac{qX_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (2.13)$$

que se cumple a lo largo de la línea β del plano espacio temporal adimensionalizado que tiene por pendiente:

$$\left(\frac{dX}{dZ}\right)_{\beta} = U - A$$

-Ecuación característica para la familia de líneas de corriente:

$$dA_A = \frac{\gamma - 1}{2} \frac{A_A}{A^2} \left(\frac{qX_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{2fX_{ref}}{d} |U| \right) dZ \quad (2.14)$$

que se cumple a lo largo de la línea de corriente del plano espacio-temporal adimensionalizado que tiene por pendiente:

$$\frac{dX}{dZ} = U$$

Para la utilización de estas ecuaciones en la práctica, se suele asociar un valor característicos $\lambda(\beta)$ a cada una de las líneas de la familia $\lambda(\beta)$, de la siguiente forma: a la línea $\lambda(\beta)$ que pasa por un determinado punto del plano espacio-temporal, donde el fluido posee un cierto valor de la velocidad del

sonido adimensional A y una cierta velocidad adimensional U , se le asocia el valor del parámetro $\lambda(\beta)$ característico:

$$\lambda = A + \frac{\gamma - 1}{2} U$$

$$(\beta = A - \frac{\gamma - 1}{2} U)$$

Las variables así definidas son llamadas variables o pseudovariables de Riemann. De la misma manera a cada línea de corriente, se le asocia como valor característico el del nivel de entropía A_s del punto por el que pasa.

Si la evolución del fluido por el interior de los conductos fuera isentrópica, el valor del nivel de entropía permanecería constante, a la vez que no existirían ni pérdidas por fricción ni pérdidas de calor, y si además suponemos los conductos de sección constante, nos encontramos con que el valor $\lambda(\beta)$, característico de una cierta línea de la familia, sería un invariante a lo largo de todo su recorrido. Este es el motivo de la definición de estas variables auxiliares λ y β , pues en el caso particular comentado una vez conocido el valor de a y U en un punto del plano (condiciones iniciales y de contorno), quedan determinados los valores característicos λ y β de las correspondientes líneas que pasan por el mismo.

Hay que destacar que, si bien el valor de λ y β es un invariante, las líneas son curvas, puesto que su pendiente varía en función de los parámetros de la corriente.

Hay que añadir también que en el caso particular de flujo isentrópico la tercera familia de líneas características, las líneas de corriente, no es necesaria en los cálculos, ya que el valor del nivel de entropía es, como hemos dicho, constante en todo el plano.

En el caso general de flujo no isentrópico, las líneas características cambian de pendiente y de valor característico a lo largo de su recorrido.

El problema de resolver las ecuaciones generales del

movimiento del fluido por el interior del conducto queda reducido a calcular los valores característicos de las líneas λ , β y el nivel de entropía de la línea de corriente que pasan por el mismo. En efecto, conocidos los valores de las variables de Riemann λ y β y del nivel de entropía A_A en dicho punto, el estado del fluido y la velocidad del flujo quedan determinados a partir de las relaciones:

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2} \quad -- \quad T = \frac{1}{\gamma R} (A + a_{ref})^2$$

$$U = \frac{\lambda - \beta}{\gamma - 1} \quad -- \quad u = U * a_{ref}$$

$$A_A, A \quad -- \quad p = p_{ref} \left(\frac{A}{A_A} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}}$$

Si a través de las condiciones iniciales y de las de contorno conocemos los valores característicos iniciales de cada una de las líneas de las correspondientes familias, el problema se verá reducido a la integración de las ecuaciones (2.12), (2.13) y (2.14) a lo largo respectivamente de cada una de las líneas de la familia.

En un intervalo de tiempo "dt" (dZ) los valores de las variables de Riemann y del nivel de entropía de las líneas características sufrirán una variación a lo largo de cada línea:

$$d\lambda = \delta\lambda)_{entropía} + \delta\lambda)_{fricción} + \delta\lambda)_{sección} + \delta\lambda)_{calor}$$

$$d\beta = \delta\beta)_{entropía} + \delta\beta)_{fricción} + \delta\beta)_{sección} + \delta\beta)_{calor}$$

$$dA_A = \delta A_A)_{calor} + \delta A_A)_{fricción}$$

Donde $\delta\lambda$, $\delta\beta$ y δA_A son los incrementos de las magnitudes características debidos a cada una de las causas apuntadas, durante el intervalo de tiempo dt, y cuyas expresiones se deducen directamente de las ecuaciones (2.12), (2.13), (2.14) y que son:

$$\delta\lambda)_{entropía} = \delta\beta)_{entropía} = A \frac{dA_A}{A_A}$$

$$\delta\lambda)_{fricción} = -\delta\beta)_{fricción} = (\gamma - 1) \left(1 - (\gamma - 1) \frac{U}{A}\right) \frac{f^* X_{ref}}{d} \frac{U^2 U}{|U|} dz$$

$$\delta\lambda)_{sección} = \delta\beta)_{sección} = -\frac{\gamma - 1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dz$$

$$\delta\lambda)_{calor} = \delta\beta)_{calor} = \frac{(\gamma - 1)^2}{2} \frac{Q^* X_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dz$$

$$\delta A_A)_{fricción} = (\gamma - 1) \frac{f^* X_{ref}}{d} \frac{A_A}{A^2} |U| dz$$

Existen procedimientos gráficos de resolución del tipo de ecuaciones planteado, si bien resultan largos y tediosos. Estos procedimientos se basan en representar en el plano espacio-temporal la evolución paso a paso de las líneas características, con ayuda de dos diagramas auxiliares "de estado" y "de posición", y de tablas y otros diagramas adicionales donde previamente se han trasladado los posibles resultados de los cálculos que aparecen a lo largo de la resolución del problema.

Existen varias opciones para la resolución numérica del método. El método llamado sin malla sigue el desplazamiento de las líneas de cada familia a través del plano espacio-temporal, el método de la malla supone analizar la evolución de las líneas características condensando la información en una serie de puntos prefijados. Debido a que las líneas características λ y β , representan perturbaciones de presión y las líneas de corriente representan el campo de entropías, y que la velocidad de propagación de estas perturbaciones es muy diferente, se producen errores en la evaluación de unas o de otras según el método que se utilice. Por esto es que se combinan los dos métodos anteriores en uno llamado mixto que evalúa las líneas λ y β con el método de la malla, y las líneas de corriente con el método sin malla. Este método es en el que se basa el modelo.

El estudio del procedimiento seguido por Benson [3], es modificado por Corberán [5] en algunos de sus aspectos a fin de

eliminar, según este último, "imprecisiones graves" y aproximar los resultados a la realidad. Las mejoras introducidas en el método de las características que se centran en la utilización de las líneas de corriente y en la determinación de los valores de las variables de Riemann λ y β en los puntos de la malla, consisten principalmente en ordenar y hacer coincidir la evolución de las líneas características ahí donde se presentan cambios en las condiciones de contorno. También se introducen algoritmos que eliminan la información redundante.

2.7.3.2 Método de Lax-Wendroff.

En general los métodos en diferencias finitas usados al resolver el sistema hiperbólico de ecuaciones para el flujo compresible unidimensional en colectores son más eficientes y rápidos que el método de las características. Entre ellos los más usados actualmente son los de Lax-Wendroff de uno y dos pasos [10]. En ellos las ecuaciones de movimiento se transforman primero en una ecuación matricial, que se desarrolla en series de Taylor con respecto al tiempo, y las derivadas espaciales y temporales se aproximan con diferencias centrales. Las condiciones de contorno en los extremos de los conductos se obtienen de las ecuaciones para flujo estacionario como en el método de las características.

2.7.3.3 Modelo de ondas acústicas.

Si se suponen ondas de pequeña amplitud y flujo isoentrópico se llega a los modelos de ondas acústicas. Simplificando las ecuaciones generales con estas hipótesis se llega a la ecuación fundamental en este tipo de modelos que es la conocida ecuación de onda. Dichos modelos se usan en el prediseño de colectores y en estudios de ruidos, principalmente en colectores de admisión donde la transmisión de calor no es importante. Su principal ventaja es la rapidez del cálculo, y su inconveniente la poca exactitud en los resultados. Para más detalles se recomienda consultar las referencias [3] y [9].

2.7.4 Condiciones de contorno.

En un conducto se dan dos condiciones de contorno típicas, estas son extremo abierto y extremo cerrado. Si se considera la presión en un extremo abierto esta debe ser constante e igual a la atmosférica, la perturbación reflejada debe ser igual y de signo contrario a la incidente, para que la suma de ambas conserve la presión constante. En el caso de un extremo cerrado tenemos que la velocidad será nula, por lo tanto la perturbación reflejada debe ser igual a la incidente, para que su suma arroje una velocidad nula. Utilizando un modelo de acción de ondas de amplitud finita que se basa en el método de las características se pueden obtener

las gráficas que nos permitan visualizar el comportamiento de las ondas de presión con respecto al tiempo y el espacio en el ducto.

Se introduce una onda de presión en el extremo "a" del conducto. Viaja a lo largo del tubo desde la izquierda a la derecha y alcanza el extremo cerrado en "b". En "b" la reflexión de la onda trae consigo un aumento de presión debido al final cerrado, y la onda cambia de sentido y finalmente regresa a la entrada del tubo en el punto "c" (figura 2.6).

Una onda reflejada en un tubo abierto es invertida en sentido, así que una onda de presión se refleja como una de rarefacción. En la figura 2.7 se ve el efecto de un extremo abierto sobre la onda, la cual se introduce en "a" y viaja hacia el extremo abierto en "b". La condición de contorno para el extremo abierto es que la presión debe ser igual a la atmosférica o exterior. Esto solo se consigue si la onda de presión es reflejada como de rarefacción y viceversa. Se aprecia en el punto "b" como se invierte la onda y ya así viaja hasta "c".

Estas no son las únicas condiciones de contorno existentes, también son muy comunes los ensanchamientos y las contracciones en los conductos de los motores, así como los depósitos intermedios. La onda de presión que se propaga por el interior de un conducto que presenta un ensanchamiento brusco interacciona con este y sufre una modificación. En la figura 2.8 se aprecia que la onda entra en el punto "a" se propaga hasta llegar al ensanchamiento, donde una pequeña onda de presión sigue propagándose en el sentido inicial y otra, esta de rarefacción, se refleja por el conducto de partida. En el caso de una contracción brusca, la onda interacciona con este cambio de sección y como resultado se tiene una onda modificada transmitida con una onda reflejada. El efecto de la contracción es amplificar el pulso de presión que se transmitía hacia la contracción y también reflejar el pulso de presión (figura 2.9).

Un depósito intermedio en un conducto se comporta como un ensanchamiento brusco, sin embargo siendo de volumen finito la perturbación incidente tiene su efecto sobre la presión media del depósito, con lo que el nivel de presión en la onda reflejada se modifica así como su amplitud. Cualitativamente se comporta como un ensanchamiento.

El patrón de flujo a través de una válvula cambia con el levantamiento; en la válvula de admisión a bajos levantamientos, el flujo permanece atado a esta y a su asiento, mientras que en altos levantamientos se forma un chorro libre. El efecto de estas variaciones es el de alterar el coeficiente de descarga, C_d de la válvula. Una selección cuidadosa de los parámetros de la válvula (diámetro, levantamiento y ángulo de asiento p. ej.), junto con un diseño detallado de la válvula y el puerto permite optimizar el área efectiva del conjunto.

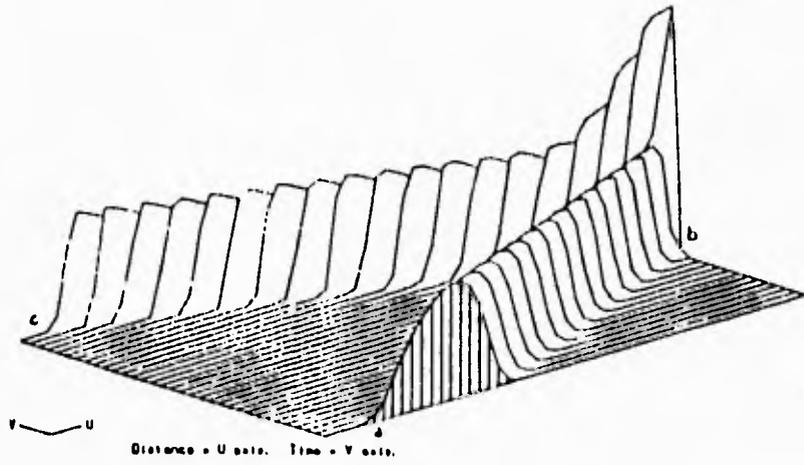


FIGURA 2.6 [9]

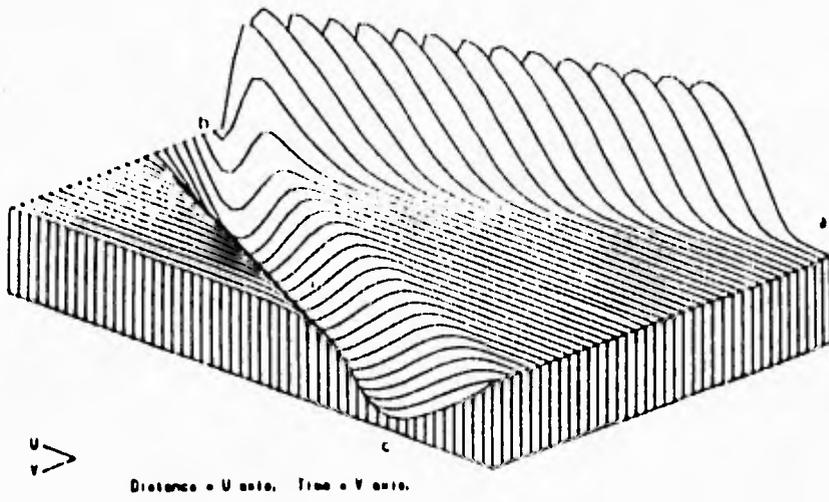


FIGURA 2.7 [9]

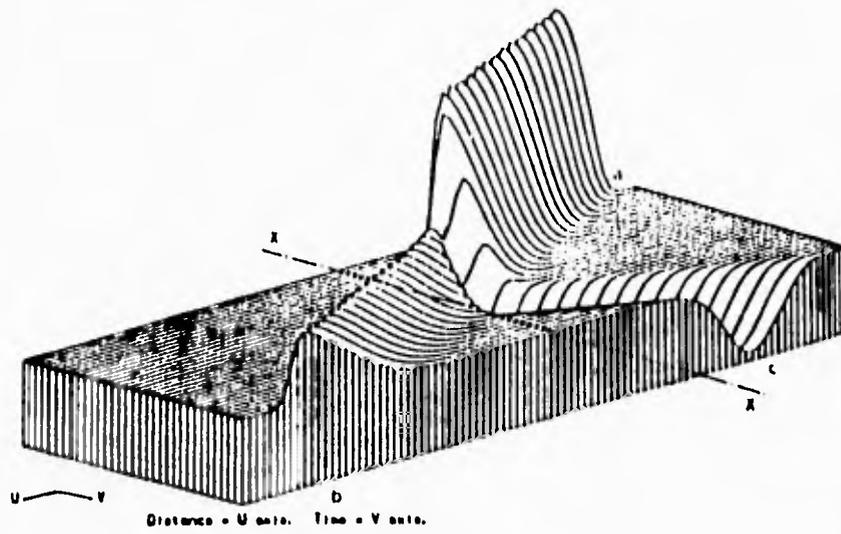


FIGURA 2.8 [9]

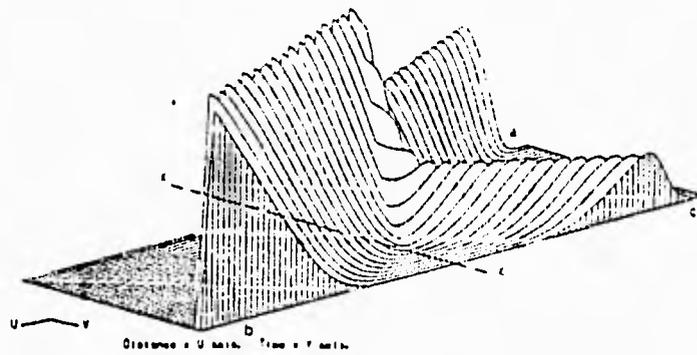


FIGURA 2.9 [9]

CAPITULO III

MODELOS DE CÁLCULO USADOS.

3.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MODELO DE ACCIÓN DE ONDAS DE AMPLITUD FINITA.

3.1.1 OBJETIVOS Y UTILIDAD.

El modelo tiene como objetivo principal la determinación del desempeño del motor para los sistemas de admisión y escape propuestos, y por lo tanto el permitir la evaluación de resultados de una geometría determinada, este programa aporta una gran información acerca del proceso de renovación de la carga y del funcionamiento del motor por lo que es una importante fuente de realimentación de cara al diseño, tanto porque permite la evaluación de resultados, como porque permite el estudio de los fenómenos básicos involucrados y su influencia sobre el desempeño del motor.

3.1.2 CARACTERÍSTICAS DE UTILIZACIÓN DEL MODELO FLUIDODINAMICO PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS DE CUATRO TIEMPOS.

El modelo cuenta con condiciones de frontera para la totalidad de contornos característicos de los sistemas de admisión y escape reales, como por ejemplo, mariposa del carburador, depósitos intermedios, uniones de conductos, entre otros, estando ajustados los submodelos del programa empleados, mediante coeficientes determinados experimentalmente en banco de flujo estacionario.

En el apéndice 1 se ilustra parte del manual de utilización del programa por lo que únicamente se comentarán algunos aspectos del mismo como son la representación del motor, la entrada de datos al programa. La salida de resultados promedio se ilustra en el apéndice 2.

-Representación de un motor. Numeración de tubos y nudos.

La primera tarea consiste en definir un sistema de admisión y escape que sea equivalente al sistema real, pero que esté compuesto únicamente por elementos en los que el flujo pueda considerarse unidimensional, y para los que se dispongan de las condiciones de contorno.

Es una etapa decisiva del modelado del motor, ya que del grado de similitud que exista entre la evolución del fluido por los elementos hipotéticos supuestos, y por los elementos del sistema real, dependerá de la calidad de los resultados que puedan obtenerse de la utilización del programa.

En la figura 3.1 se puede observar el esquema de unos sistemas de admisión y de escape hipotéticos, de un motor de combustión

interna alternativo, donde se han incluido la mayoría de las condiciones de contorno características de los mismos.

Se definirán previamente una serie de conceptos para la representación de los sistemas de admisión o escape, para seguidamente proceder a su numeración.

- Se definen como nudos aquellos puntos del sistema de admisión o escape que definen los diferentes tramos o conductos en que se quiere dividir cada sistema, de tal forma que exista una máxima flexibilidad y capacidad a la hora de modelar cualquier sistema de admisión o escape.
- Se definen en el programa como "conductos" los tramos del sistema de admisión o escape en que se quieren dividir estos, quedando definidos por las condiciones de contorno de los extremos.
- Se define el sentido de flujo positivo como aquél que tendría el flujo que se aleja del cilindro.
- Se define como extremo izquierdo de un conducto aquel por donde entraría el fluido, en el caso de ser la corriente de sentido positivo. El extremo derecho sería lógicamente el contrario.
- Se define como depósito intermedio el volumen de capacidad no despreciable que sirve de unión de varios conductos.
- Se define como ramificación la unión entre conductos, cuando esta se realiza sin cambios apreciables de la sección de paso del fluido, y por lo tanto el volumen físico de la unión es pequeño.

De acuerdo con estas definiciones, a continuación se expone la lógica de numeración que se ha seguido para definir el sistema así como para identificar cada una de sus partes.

- 0) Se numeran de forma correlativa los cilindros.
- 1) En primer lugar se numeran todos los conductos del 1 al n-ésimo de forma correlativa, empezando por el escape en el sentido contrario como positivo, y numerando a continuación la admisión del mismo modo. Idem con los nudos.
- 2) Se numeran correlativamente todos los depósitos intermedios.
- 3) Se numeran correlativamente las uniones del tipo ramificación.

4) Se le asigna un número clave a cada nudo que denota el tipo de condición de contorno que representa. De este modo el tipo de unión entre un conducto y el cilindro o la atmósfera, o entre dos conductos viene indicado por la clave asociada al número de nudo de la unión. El código numérico empleado es el siguiente:

Tipo de contorno	Código
-Extremo abierto a la atmósfera.....	0
-Extremo que descarga a un depósito de remanso donde la presión y la temperatura se mantienen constantes.....	1
-Extremo del conducto de admisión que da al cilindro n°x.....	2x
-Extremo del conducto de escape que da al cilindro n°x.....	3x
-Unión entre dos conductos de igual sección.....	4
-Ensanchamiento brusco de sección en el sentido positivo del flujo.....	5
-Ensanchamiento brusco de sección en el sentido negativo del flujo.....	6
-Pérdida brusca de presión concentrada en la unión de dos conductos (p.e. filtro).....	7
-Extremo de conductos que descarga al depósito intermedio n°x.....	8x
-Extremo de conducto que forma la ramificación n°x.....	9x

Otro punto a tener en cuenta es el número de partes en que se divide el conjunto, de cara a formar la malla de cálculo. Las reglas básicas fundamentales son las siguientes:

- Cada conducto debe tener como mínimo dos partes, y por tanto la malla tendrá un mínimo de tres puntos.
- Mientras menor sea el tamaño de cada parte mayor es la precisión de resultados, pero hay que tener en cuenta que el tiempo de cálculo aumenta de forma importante al aumentar el número de puntos de la malla. Se han obtenido buenos resultados con longitudes máximas de cada parte de 60 mm.

La numeración de la figura 3.1 corresponde a:

1 31 Escape del cilindro 1

- 2 81 Boca del depósito 1
- 3 32 Escape del cilindro 2
- 4 81 Boca del depósito 1
- 5 33 Escape del cilindro 3
- 6 81 Boca del depósito 1
- 7 34 Escape de cilindro 4
- 8 81 Boca del depósito 1
- 9 81 Boca del depósito 1
- 10 0 Extremo abierto a la atmósfera.
- 11 21 Admisión del cilindro 1
- 12 91 Boca de la ramificación 1
- 13 22 Admisión del cilindro 2
- 14 91 Boca de la ramificación 1
- 15 23 Admisión del cilindro 3
- 16 92 Boca de la ramificación 2
- 17 24 Admisión del cilindro 4
- 18 93 Boca de la ramificación 3
- 19 91 Boca de la ramificación 1
- 20 92 Boca de la ramificación 2
- 21 92 Boca de la ramificación 2
- 22 93 Boca de la ramificación 3
- 23 93 Boca de la ramificación 3
- 24 5 Ensanchamiento brusco
- 25 6 Estrechamiento brusco
- 26 7 Pérdida de presión brusca (Filtro)
- 27 1 Extremo abierto al depósito de remanso

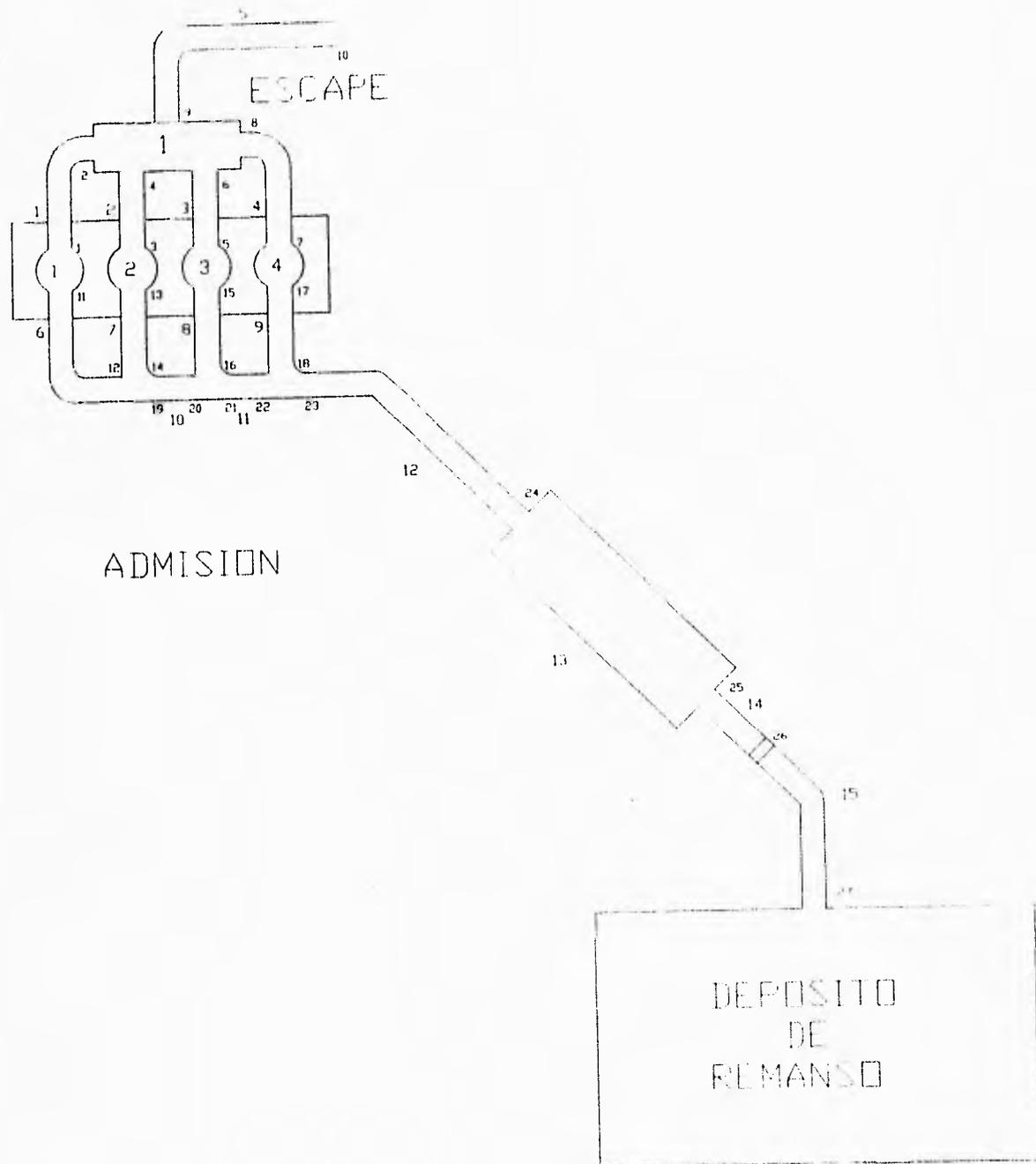


FIGURA 34

3.1.2.1 Entrada de datos al programa.

Los datos de entrada del programa son los precisos para definir las características generales del motor, de los conductos y los propiamente ambientales y de funcionamiento.

Características generales.

- Diámetro del pistón en m.
- Carrera del pistón en m.
- Longitud de la biela en m.
- Volumen de la cámara de combustión en m^3 .
- Area de la cabeza del pistón en m^2 .
(Incluida la cámara de combustión si está labrada en ella).
- Area de la culata que forma la cámara de combustión en m^2 .
- Diámetro de las válvulas de admisión y escape en m.
- Angulo de apertura de la admisión en grados sexagesimales. (Referenciado en el PMS).
- Angulo de apertura del escape en grados sexagesimales. (Referenciado en el PMS).
- Valores de levantamiento para la válvula de escape determinados por unos incrementos angulares previamente definidos en mm.
- Valores de levantamiento para la válvula de admisión determinados por unos incrementos angulares previamente definidos en mm.
- Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de escape, tanto para flujo entrante como para flujo saliente.
- Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de admisión, tanto para flujo entrante como para flujo saliente.

Características del sistema de admisión y escape.

*Número total de conductos del sistema de admisión y escape.

Especificación por cada conducto de :

- Número de nudo izquierdo.
- Número de nudo derecho.
- Número de tramos del mencionado conducto.
- Coeficiente de fricción de las paredes del tubo.
- Diámetro de la sección transversal de los conductos.

*Número total de nudos del sistema de admisión y escape.

- Caracterización para cada nudo del sistema del tipo de contorno que representan, según el código numérico que posteriormente describiremos.
- Número de depósitos intermedios.
- Volumen de cada depósito.
- Temperatura de referencia de cada depósito.

El programa permite analizar valores instantáneos en puntos que se indique y de posición que fijemos.

Características de funcionamiento.

- Presión ambiente, en bar.
- Temperatura ambiente, en °C.
- Régimen de giro, en rpm.
- Parámetros de combustión:
 - Poder calorífico de del combustible.
 - Cantidad de combustible inyectado en kg/cilindro y ciclo.
 - Angulo de inicio de la combustión.
 - Parámetro de eficiencia de la ley de Wiebe.
 - Duración angular de la combustión.
- Temperatura media de la cabeza del pistón.
- Temperatura media de la superficie de la culata.
- Temperatura media de las paredes del cilindro.
- Parámetro de calor transmitido en admisión.
- Presión y masa iniciales en el cilindro.

Estos valores se dan en el instante de cierre de la válvula de admisión del primer ciclo (inicio de cálculo).

- Coeficientes de pérdidas en las embocaduras de los extremos abiertos de escape y admisión.
- Coeficiente de descarga de cada nudo.
- Número de cilindros.
- Desfase angular con el primer cilindro para cada uno.

Datos referentes al cálculo y salida de datos.

- Angulo final de cálculo. Se recomienda un múltiplo de 720°. En el cuarto ciclo suele haberse alcanzado la convergencia, por lo que se recomienda 2880°. Si este ángulo aumenta mucho tardará mas la ejecución.
- Angulo de inicio de escritura.

3.1.2.2 Salida de resultados.

Resultados cada incremento de ángulo de giro del cigüeñal.

En el intervalo angular que indiquemos inicialmente en la entrada de datos al programa, este nos da los valores de los parámetros más significativos del motor cada incremento de ángulo de integración que señalemos. Los valores que obtenemos podrían ser ampliados a otros que hasta ahora no hemos tenido en cuenta, como los esfuerzos instantáneos sobre piezas móviles del motor.

Las variables que se incluyen en este grupo de resultados son:

- Número de cilindro que se evalúa.

- Angulo de posición del cigüeñal correspondiente al instante considerado. La referencia de cero se encuentra en el punto muerto superior entre las carreras de compresión y expansión.
- Parámetros del fluido:
 - Volumen.
 - Masa.
 - Presión.
 - Temperatura.
 - Relación entre la masa de aire total y la masa de aire quemada (grado de dilución).
 - Masa de fluido que pasa por la válvula de admisión durante el incremento de ángulo de giro considerado.
 - Masa de fluido que pasa por la válvula de escape durante el incremento de ángulo de giro considerado.
 - Trabajo indicado acumulado hasta el instante considerado.
- Parámetros del flujo en el instante considerado que atraviesa las secciones correspondientes a los puntos de medida.
 - Presión.
 - Temperatura.
 - Velocidad.
 - Densidad.
 - Gasto másico.
- Parámetros del flujo que circula por la válvula de admisión y por la de escape.
 - Velocidad.
 - Número de Mach.
 - Relación gasto-sección.
 - Relación presión del cilindro a presión del múltiple.

Resultados correspondientes a un ciclo completo del cilindro evaluado.

Este grupo de resultados reduce toda la información del motor a parámetros globales de funcionamiento que se utilizan normalmente en el estudio comparativo de motores de combustión interna alternativos. Estos parámetros son:

- Rendimiento volumétrico.
- Trabajo indicado del ciclo.
- Trabajo de bombeo.
- Presión media indicada.
- Presión media de bombeo.
- Masa total que entra por la válvula de admisión.
- Masa total que sale por la válvula de escape.
- Proporción entre la masa de aire total y la quemada existente en el cilindro al cierre de la admisión.
- Calor aportado en la combustión por ciclo.
- Calor total intercambiado con las paredes del cilindro durante el ciclo.
- Calor intercambiado en la cabeza del pistón.

- Suma de los tres anteriores que nos da el calor intercambiado con el entorno.
- En cada uno de los puntos se toma de medida de los conductos:
 - Temperatura media
 - Presión media.
 - Velocidad media.
 - Número de Mach.
 - Gasto por unidad de sección.
 - Gasto medio.
 - Relación de presiones.

Representación gráfica de presiones y velocidades vs. ángulo de giro.

Por último, se da información en forma gráfica. Primeramente las presiones en el interior del cilindro en el intervalo de giro que señalamos.

Después los valores de presión y velocidad de propagación del fluido en los puntos concretos de los conductos que indiquemos.

Esta ondas iniciales se descomponen posteriormente en ondas de presión y velocidad que se propagan hacia la derecha (desde la válvula de admisión o escape hacia el extremo del conducto), y hacia la izquierda desde el mencionado punto hacia la válvula.

Características de ejecución.

Al modelo computacional se le exige una precisión considerablemente alta, dado que los resultados se van a tomar como elemento de decisión. Este modelo se caracteriza por una elevada complejidad en su programación, realizada en lenguaje C, y por una amplia gama de datos de entrada que definen fielmente la geometría.

El MAO se estuvo ejecutando en una Estación de Trabajo Hewlett Packard Apollo 715/33, donde la aplicación consistía en:

- La alimentación de datos de entrada.
- La ejecución del programa.
- La recuperación e interpretación de los datos de salida.

El tiempo de ejecución variaba de 8 a 10 minutos para un motor monocilíndrico sin colector, y de 20 a 25 minutos para un motor monocilíndrico con colector sintonizado.

3.2 PREDISEÑO DE CONDUCTOS PARA MOTORES DE 4 CILINDROS.

En el diseño de colectores de motores de 4 cilindros se han usado diversas soluciones, una de las más típicas es la formada por cuatro conductos independientes, utilizados en motores de competencia. En este caso los conductos están optimizados para

altos regímenes de giro, y la optimización se efectúa de forma sencilla como si se tratara de un motor monocilíndrico.

La solución más habitual es la del tipo 4-1 "compacto", con cuatro conductos generalmente cortos, que desembocan en un único conducto que llega al carburador o al filtro.

La creación de una geometría de partida se realiza en base a un programa llamado MEJOR 2 [9] que evalúa las características generales del motor y nos proporciona datos que podemos alimentar en el MAO. Este análisis se realiza en base a ciertos pasos que se detallan a continuación.

Los pasos a seguir en este caso son:

- 1.- Separar las especificaciones de sintonizado o "tuning" (optimización en baja, alta-baja y alta).
- 2.- Fijar los criterios generales de diseño.
- 3.- Fijar las especificaciones del fabricante.
- 4.- Preparar unas geometrías "base" o de partida que cumpliendo los criterios generales de diseño presenten una determinada frecuencia propia.
- 5.- Preparar un árbol lógico de geometrías par poder buscar otras geometrías posibles cuando la geometría "base" no cumpla las especificaciones del fabricante.
- 6.- Evaluar las geometrías mediante un modelo de acción de ondas de amplitud finita.
- 7.- Obtener unos parámetros de frecuencia y amplitud que optimicen las prestaciones del motor.
- 8.- Modificar la estructura del árbol lógico de acuerdo con las conclusiones obtenidas, para que sirva de base para el programa de prediseño de colectores que se ha de desarrollar posteriormente.

Geometrías de partida. Arbol lógico.

Existen infinitas geometrías que conducen a una determinada frecuencia propia del colector. Por lo tanto misma frecuencia se puede obtener variando los parámetros de la ecuación de un colector:

$$4 \tan \frac{wL_1}{a} = \frac{S_2}{S_1} \cot \frac{wL_2}{a} - \frac{V_w}{a} \frac{1}{S_1}$$

en la figura 3.2 se representan los parámetros que aparecen en la ecuación.

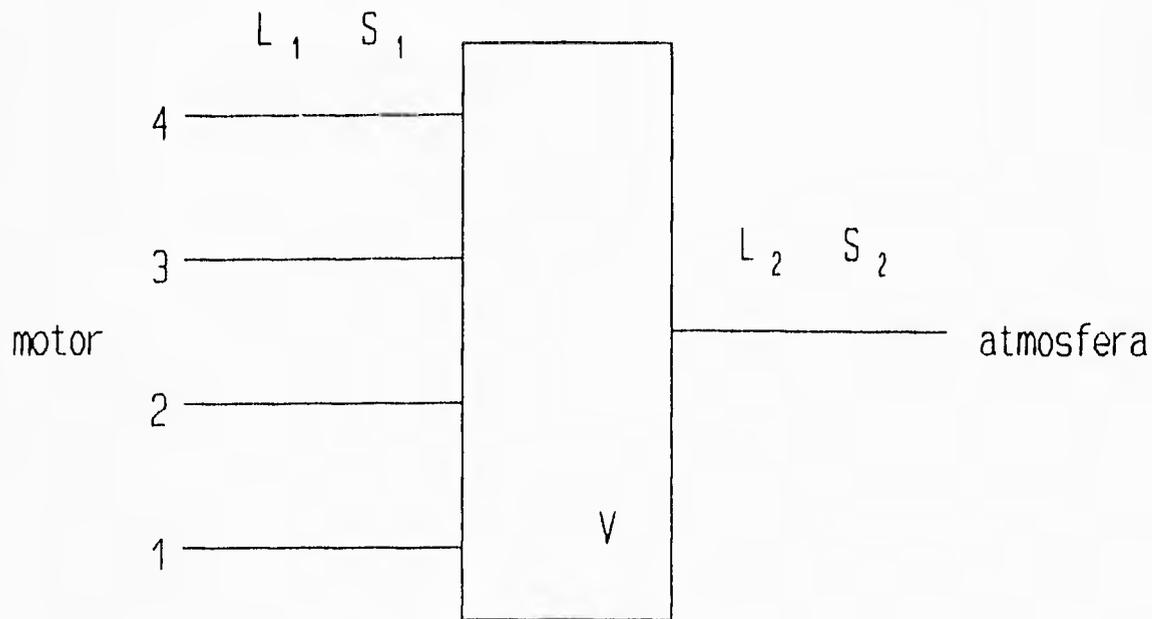


FIGURA 3.2 [9]

Para poder dimensionar un colector se ha de reducir el campo de búsqueda de las distintas variables L_1 , L_2 , V , D_1 , D_2 , ya que en caso contrario existen excesivas soluciones. En la limitación de estos parámetros se han usado dos criterios:

- criterios de diseño.

$$\begin{aligned}
 D_1 &= D_{\text{pipa}} \\
 L_{1\text{min}} &= L_{\text{pipa}} + 2D \\
 V_{\text{min}} &= 0.31 \\
 V_{\text{grande}} &= V_T \\
 D_{2\text{min}} &= D_1 \\
 D_{2\text{grande}} &= 2^{1/2} D_1
 \end{aligned}$$

- especificaciones del fabricante.

El resto de las especificaciones las fija el fabricante de acuerdo con sus necesidades tales como longitudes mínimas para poder unir la culata con el filtro, dimensiones máximas para que quepan en el recinto, costo, fiabilidad, simplicidad, problemas constructivos o de montaje etc. Estos límites son:

$$L_{1\text{max}}, L_{2\text{min}}, L_{2\text{max}}, D_{2\text{max}}, V_{\text{max}}$$

De todos los parámetros anteriores, L_2 será la principal variable de diseño, sobre todo por su facilidad de construcción y

porque según demuestra Peidró [9], pequeñas variaciones de L_2 , manteniendo fijos el resto de parámetros, permiten obtener un rango amplio de frecuencias propias. El elegir el resto de parámetros como variables de diseño resultaría excesivamente caro y complejo.

3.3 CONCLUSIONES DE PRUEBAS EN DISEÑOS PARA RÉGIMENES EN BAJA Y ALTA VELOCIDAD.

En baja:

- 1.- Para el régimen de diseño a mayor volumen menor rendimiento volumétrico.
- 2.- A mayor diámetro D_2 , mayor rendimiento volumétrico.
- 3.- Para regímenes de giro menores que el de diseño aumentos de diámetro D_2 conducen a disminuciones del rendimiento volumétrico.
- 4.- A elevados regímenes de giro, a mayor diámetro D_2 mejor rendimiento volumétrico.
- 5.- Para cualquier geometría diseñada para bajos regímenes de giro el rendimiento volumétrico en alta es menor que el del motor sin colectores.
- 6.- Para optimizar en baja con la frecuencia propia del 1^{er}-2^{do} tramo conviene que la longitud L_1 sea la mínima.
- 7.- Los mejores resultados se obtienen con un parámetro q_2 igual a 4.

En alta:

- 1.- Diseñando en alta, los mejores resultados se obtienen con un parámetro q_2 igual a 4. Este resultado coincide con el que se da en el diseño en baja.
- 2.- Los incrementos porcentuales conseguidos al diseñar un colector para mejorar el funcionamiento del motor en alta son menores que al diseñarlo para el funcionamiento en baja.
- 3.- Para el régimen de diseño se tiene que a mayor diámetro D_2 mayor rendimiento volumétrico.

Características de ejecución del MEJOR 2

El MEJOR 2 es un programa escrito en lenguaje BASIC que puede ser ejecutado en una PC. Su aplicación es similar a la del MAO:

- Alimentación de datos de entrada.
- Ejecución del programa.
- Recuperación e interpretación de los datos de salida.

En este caso el tiempo de ejecución es de unos cuantos segundos.

CAPITULO IV

RESULTADOS.

4.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR ESTUDIADO.

El estudio se hizo para un motor monocilíndrico de encendido por chispa, de aspiración natural con las siguientes características:

-Carrera:	0.082 m.
-Diámetro del pistón:	0.088 m.
-Diámetro de la válvula de admisión:	0.037 m.
-Longitud del conducto de escape:	1.0 m.
-Rango de velocidad de giro de estudio:	1000-7500 rpm.

Una vez descritos en el capítulo 2 los factores que impactan el proceso de renovación de la carga, se estudia el efecto de la combinación de :

- El retraso al cierre de la admisión.
- El coeficiente de flujo en la válvula de admisión.

El primer paso fue definir tres curvas de levantamiento de la válvula de admisión, las cuales se ilustran en la figura 4.1, y que mantienen un avance a la apertura de la admisión constante de 24 grados con respecto al punto muerto superior (PMS).

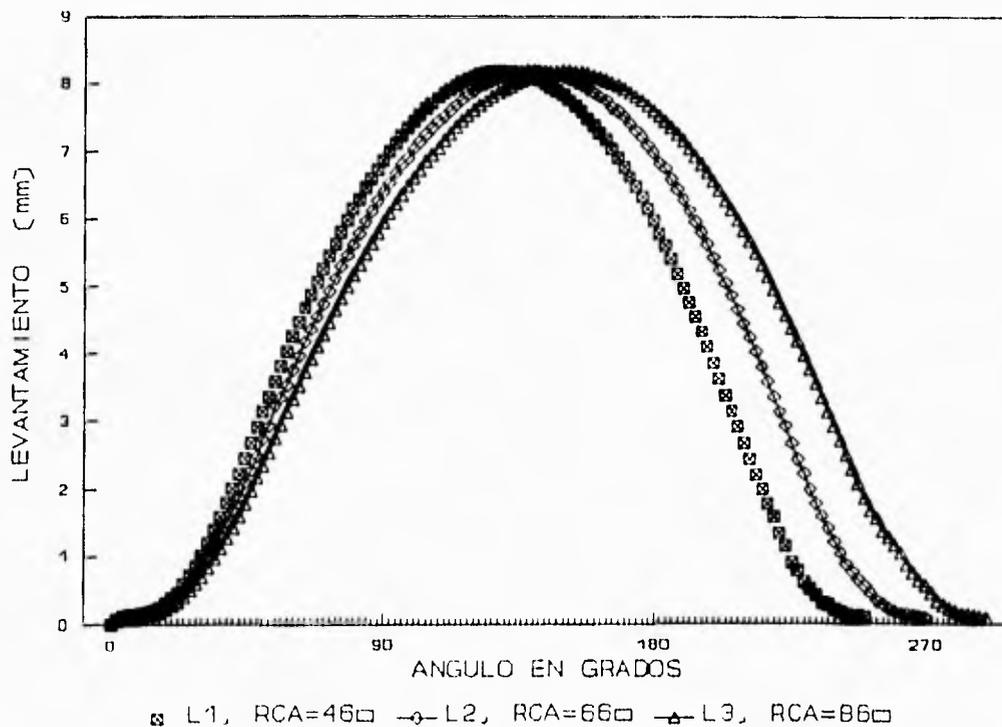


FIGURA 4.1 Leyes de levantamiento de la válvula de admisión.

	\bar{C}_{D1}	\bar{C}_{D2}	\bar{C}_{D3}
L1	0.333	0.369	0.406
L2	0.331	0.366	0.404
L3	0.331	0.367	0.404

TABLA 4.1

Las primeras pruebas se realizaron en el motor sin mas conductos que los puertos de admisión y escape, con el fin de aislar los efectos inerciales y de onda en el flujo, propios de un conducto de admisión.

Posteriormente se diseñaron dos colectores de admisión los cuales se sintonizan para dos velocidades de giro:

- BAJA VELOCIDAD (2000 rpm):

Longitud = 1.137 m.
Diámetro = 0.033 m.

- MEDIA-ALTA VELOCIDAD (4000 rpm):

Longitud = 0.395 m.
Diámetro = 0.033 m.

4.2 RESULTADOS.

4.2.1 Motor monocilíndrico sin colector.

Las primeras pruebas se realizaron en el motor sin ningún tipo de conducto de admisión aparte de los puertos. La figura 4.3 ilustra las curvas de rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor, esto para tres levas y tres coeficientes de flujo medio. En el caso de la leva 1 (figura 4.3a.), que es la que tiene el menor retraso al cierre de la admisión, vemos que a baja velocidad el rendimiento volumétrico se mantiene alto y relativamente constante. Esto se debe a que el cierre temprano de la válvula impide que el pistón regrese los gases hacia el conducto de admisión cuando se dirige al punto muerto superior. En alta velocidad vemos que el rendimiento volumétrico cae debido a los efectos de compresibilidad del fluido y a que, a causa del cierre temprano de la válvula, ya no se puede

aprovechar la diferencia de presiones entre el interior y el exterior, la cual podría seguir llenando el cilindro durante su carrera ascendente. Otro detalle importante es que se observa un incremento del rendimiento volumétrico a medida que se aumenta el coeficiente de flujo. Sin embargo esto sólo se manifiesta en altas velocidades (arriba de 4000 rpm).

A medida que se aumenta el retraso al cierre a la admisión se observan cambios en el rendimiento volumétrico. Las levas 2 (figura 4.3b.) y 3 (figura 4.3c.) tienen mayor retraso lo que provoca una caída del rendimiento volumétrico a bajas velocidades debido a que se da un reflujo de los gases hacia el conducto de admisión durante la carrera ascendente del pistón. Como se trata de bajas velocidades de giro las presiones interna y externa son casi iguales lo que permite seguir metiendo masa aún cuando el pistón va ascendiendo. La consecuencia de esta situación es un incremento en altos regímenes de giro del rendimiento volumétrico. Se debe mencionar que los gases llevan una gran inercia en el conducto de admisión, que también ayuda a incrementar la masa de los gases en el cilindro.

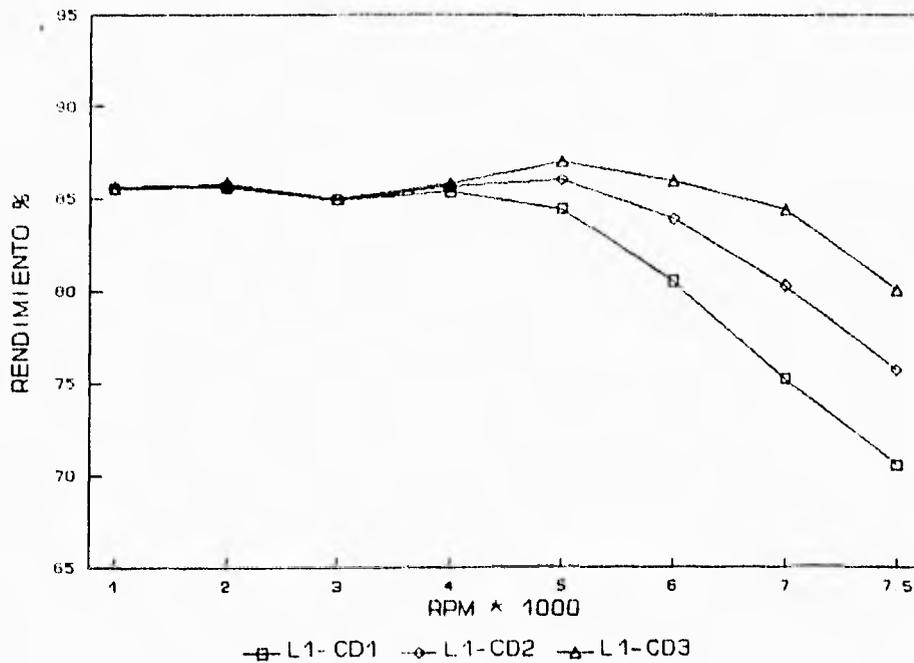


FIGURA 4.3A Rendimiento volumétrico vs. rpm para leva 1 y tres coeficientes de flujo.

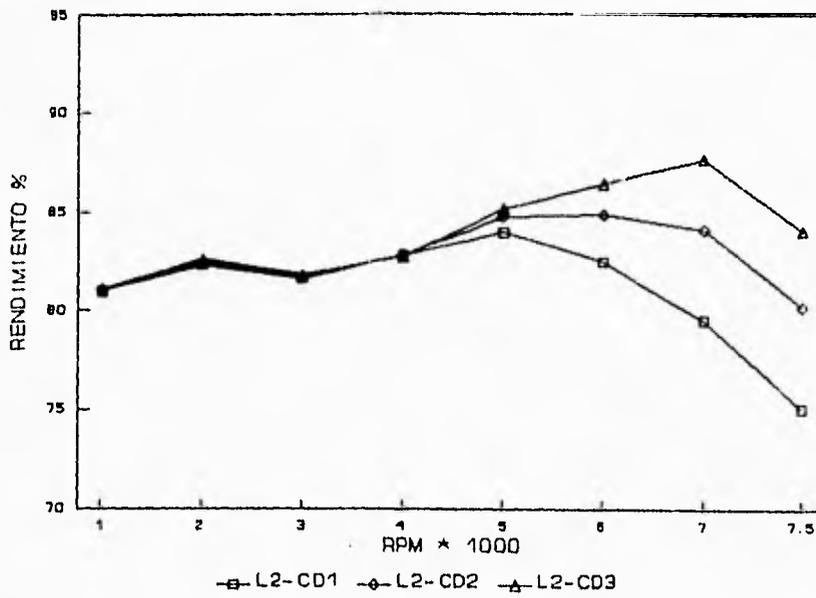


FIGURA 4.3B Rendimiento volumétrico vs. rpm para leva 2 y tres coeficientes de flujo.

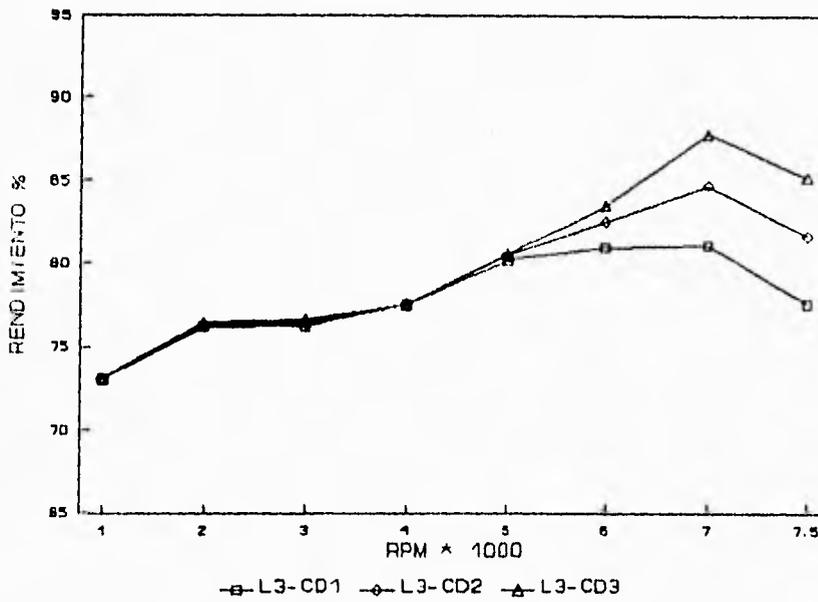


FIGURA 4.3C Rendimiento volumétrico vs rpm para leva 3 y tres coeficientes de flujo.

La influencia del coeficiente de flujo mantiene el mismo carácter, el incremento de este coeficiente lleva a un aumento del rendimiento volumétrico sólo para altas velocidades (arriba de 4000 rpm), la influencia aumenta con la velocidad.

La figura 4 nos ilustra el comportamiento del flujo másico instantáneo para 2000 y 7000 rpm. Se combinaron dos levas con dos coeficientes de flujo resultando cuatro curvas en cada gráfica. La figura 4a. que corresponde a un bajo régimen de giro muestra cómo la leva 3 que tiene el mayor retraso al cierre de la admisión, permite un reflujo significativo. Sin embargo un cambio en el coeficiente de flujo no parece tener mayor efecto en la recirculación. A altas velocidades (figura 4b.) se mantiene la mayor recirculación para el mayor ángulo de apertura de la válvula de admisión (leva 3), sin embargo aquí sí se manifiesta una dependencia respecto al coeficiente de flujo. El mayor coeficiente de flujo permite una mayor recirculación. La diferencia de presiones de mayor magnitud a altos regímenes de giro hace que dicha recirculación sea menor que a bajas velocidades.

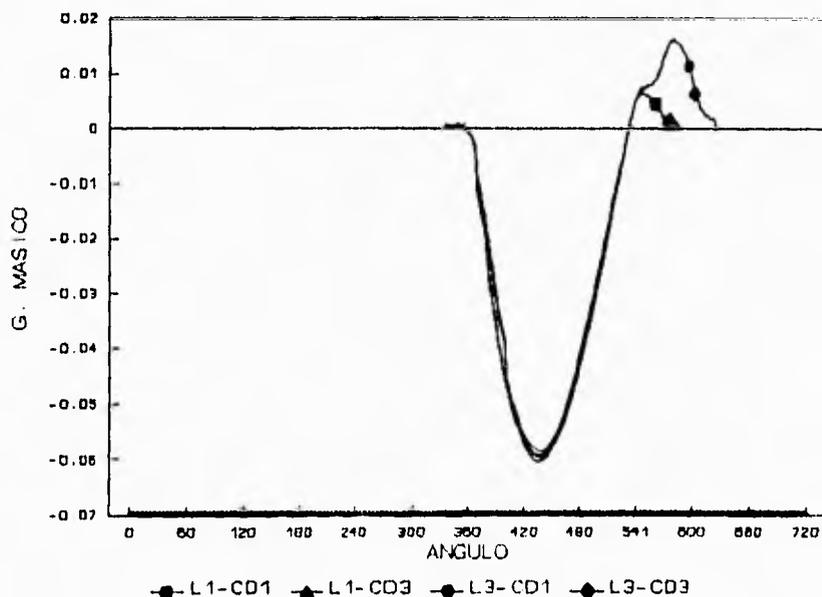


FIGURA 4.4A. Flujo másico instantáneo a 2000 rpm.

4.2.2 Motor con colector sintonizado.

Se realizaron pruebas para motores monocilíndricos con colectores sintonizados a 2000 y 4000 rpm. Sus curvas de rendimiento volumétrico contra velocidad se muestran en las figuras 5 y 6 respectivamente. Se realizó la misma combinación de levas y coeficientes de flujo que para el motor monocilíndrico sin colectores. En cada caso vemos que el valor más alto de

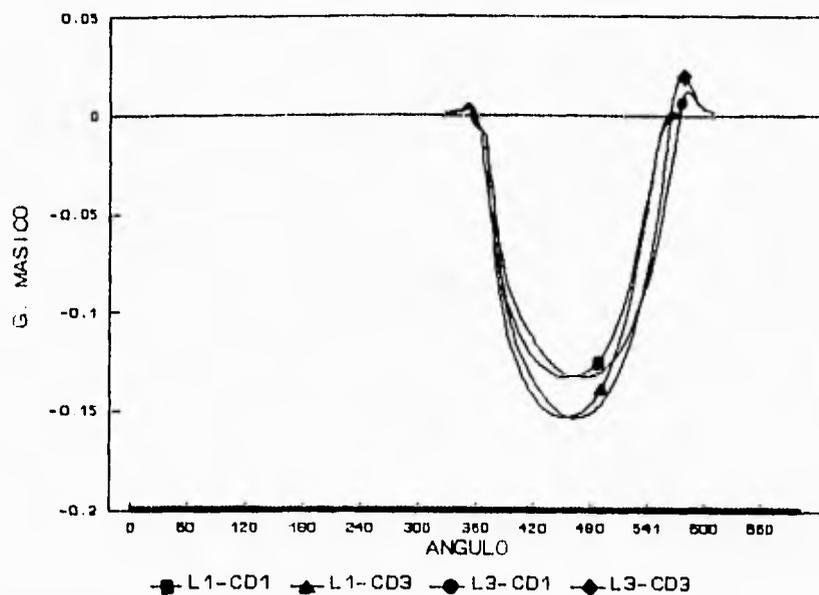


FIGURA 4.4B. Flujo másico instantáneo a 7000 rpm.

rendimiento volumétrico se presenta a la velocidad de sintonización.

Tanto a 2000 como a 4000 rpm vemos que el rendimiento disminuye notablemente al aumentar la velocidad alejándonos de la de sintonización, siendo el punto de mayor velocidad el de menor rendimiento.

El aumento del retraso al cierre de la admisión sigue teniendo el efecto de disminuir el rendimiento a bajas velocidades y de hacerlo aumentar en altos regímenes de giro. Se observa un aumento del rendimiento con el incremento del coeficiente de flujo, sobre todo a altas velocidades. Este efecto se acentúa para el colector sintonizado a 4000 rpm. En el caso del colector sintonizado a 2000 rpm y las levas 1 y 2 no se observa cambio en el coeficiente de flujo para velocidades menores a la de sintonización.

La influencia del retraso al cierre a la admisión y la del cambio en el coeficiente de flujo en el trabajo neto desarrollado por el motor se ilustra en la figura 7, que corresponde al colector sintonizado a 4000 rpm.

Observamos que para bajas velocidades la leva 1 provoca un mayor trabajo neto, y que en este rango el coeficiente de flujo no tiene una influencia notable. Este comportamiento cambia para la leva tres que nos muestra un mayor trabajo neto, el cual además

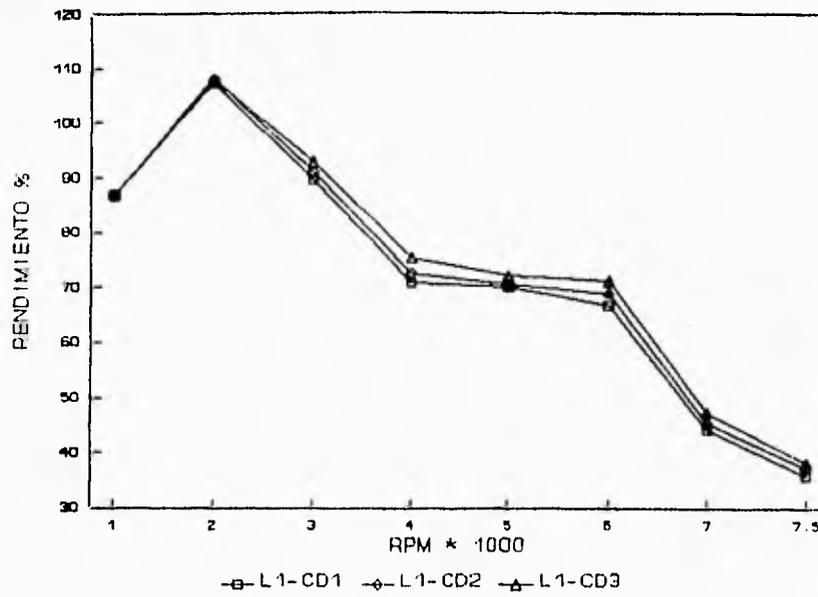


FIGURA 4.5A Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 2000 rpm, leva 1 y diferentes coeficientes de flujo.

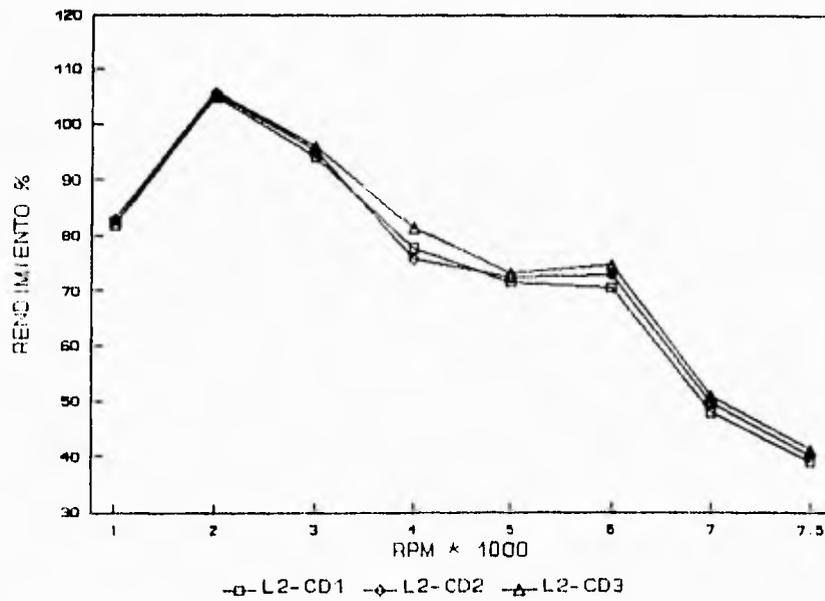


FIGURA 4.5B Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 2000 rpm, leva 2 y diferentes coeficientes de flujo.

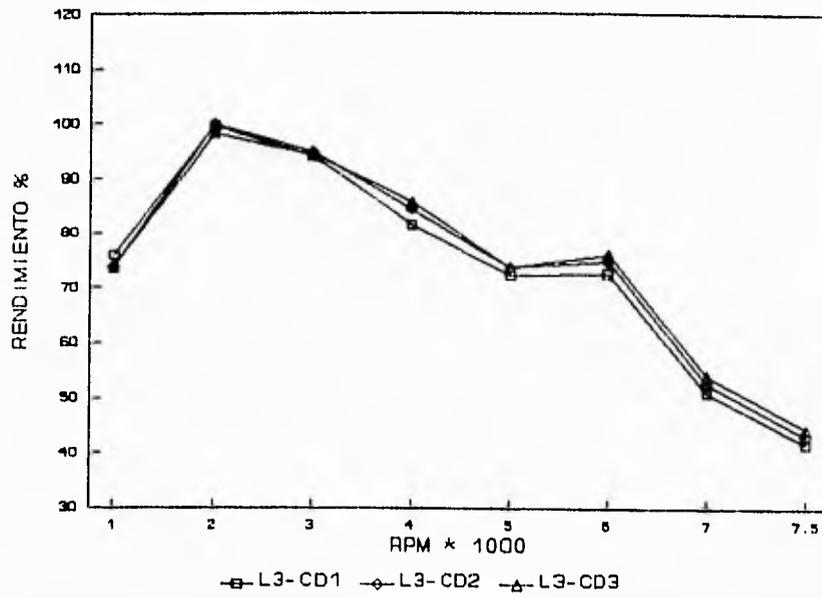


FIGURA 4.5C Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 2000 rpm, leva 3 y diferentes coeficientes de flujo.

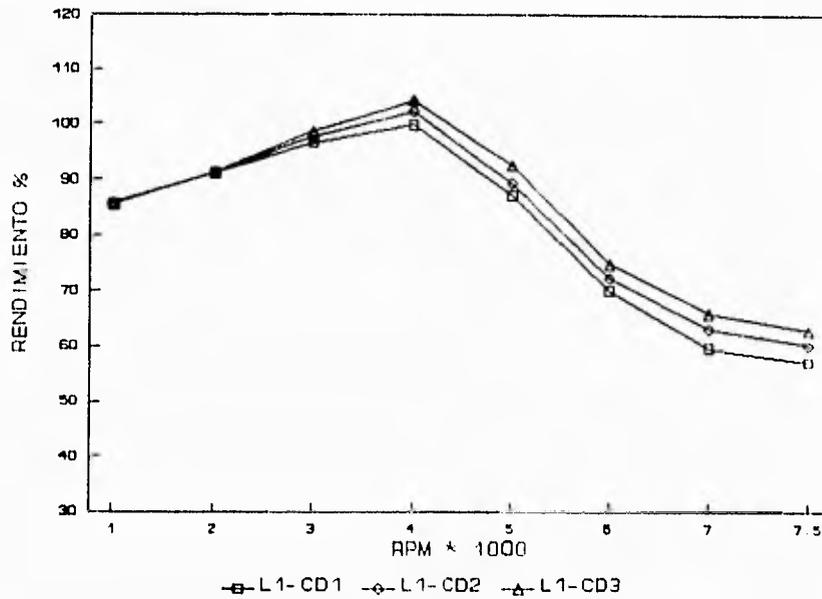


FIGURA 4.6A Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 4000 rpm, leva 1 y diferentes coeficientes de flujo.

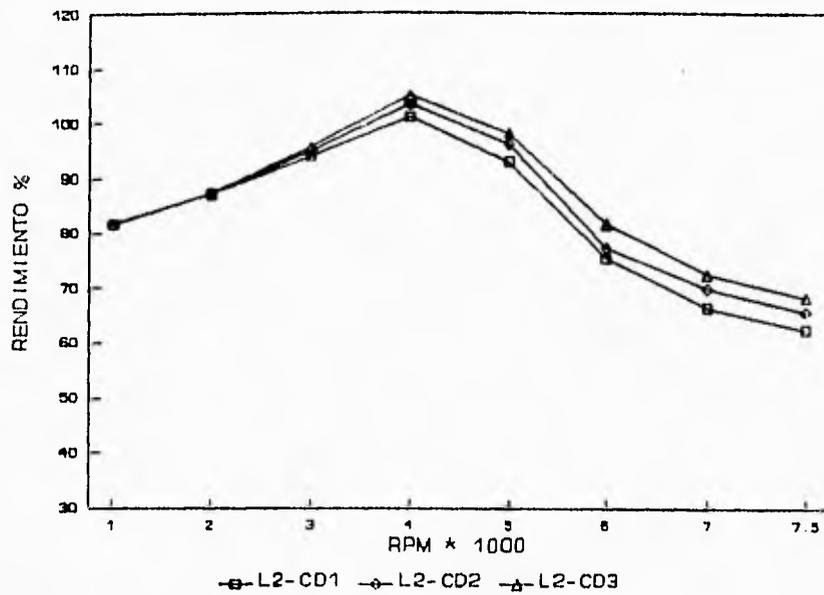


FIGURA 4.6B Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 4000 rpm, leva 2 y diferentes coeficientes de flujo.

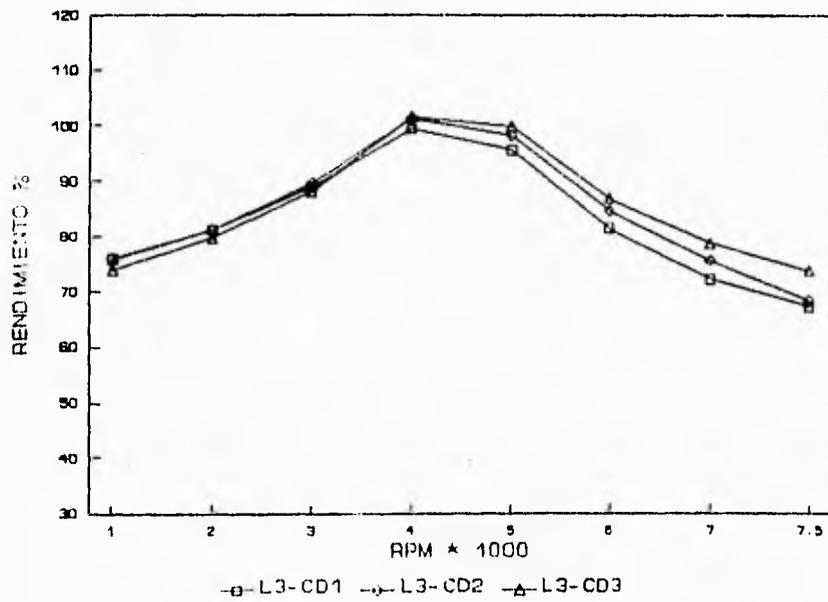


FIGURA 4.6C Rendimiento volumétrico vs. rpm, motor sintonizado a 4000 rpm, leva 3 y diferentes coeficientes de flujo.

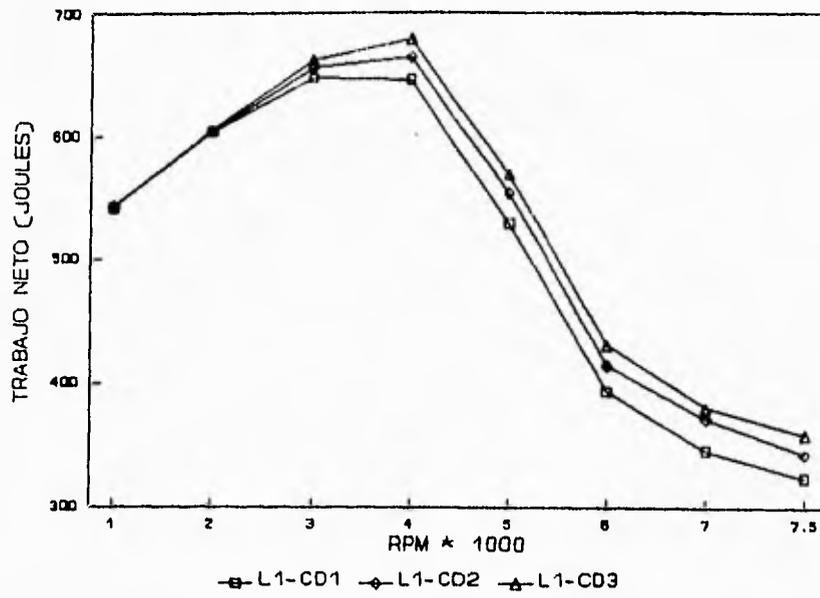


FIGURA 4.7A Trabajo neto vs. rpm, motor sintonizado a 4000 rpm, leva 1 y diferentes coeficientes de flujo.

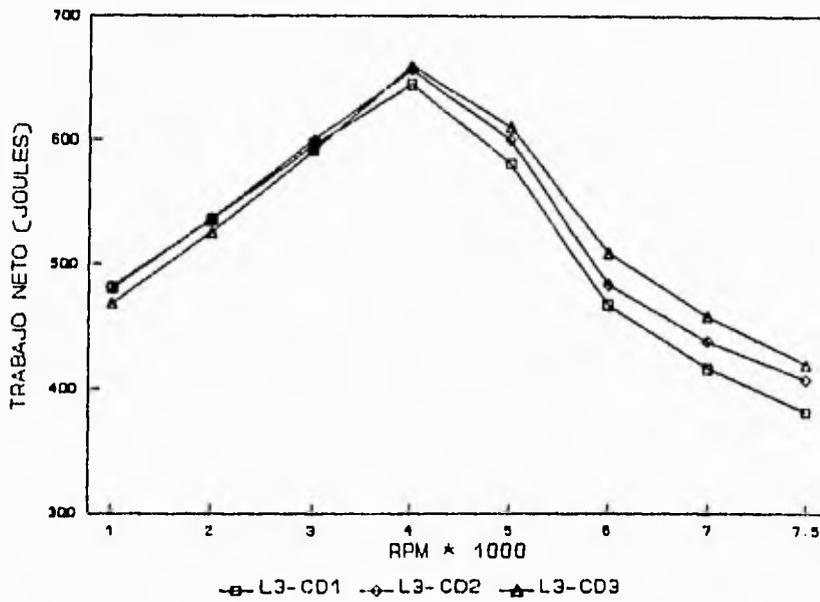


FIGURA 4.7B Trabajo neto vs. rpm, motor sintonizado a 4000 rpm, leva 3 y diferentes coeficientes de flujo.

aumenta al incrementarse el coeficiente de flujo.

La influencia del coeficiente de flujo en el trabajo de bombeo es menos marcada, excepto a muy altas velocidades donde se obtiene un ligero incremento del trabajo de bombeo al aumentar el coeficiente de flujo.

CAPITULO V

CONCLUSIONES.

CONCLUSIONES DE LA TESIS.

En un motor de combustión interna alternativo existe un número infinito de geometrías de sistemas de admisión y escape de las cuales solo algunas son óptimas. Encontrar una de estas geometrías óptimas es el objetivo del diseño de los conductos y accesorios de los sistemas de admisión y escape, es por esta razón que el uso de los modelos computacionales ha tomado mucha importancia, pues podemos ensayar con un gran número de geometrías hasta llegar a una que pertenezca al conjunto de geometrías óptimas, además facilita en gran medida el estudio del proceso de renovación de la carga en motores de combustión interna.

Las computadoras y los modelos físico-matemáticos que se desarrollan y aplican en ellas son un complemento útil de los ensayos que se realizan en bancos de pruebas, permiten determinar una dirección a seguir en los ensayos y disminuye el número de estos, lo que significa un gran ahorro económico. Sin embargo, debemos asegurarnos de la fiabilidad de los resultados obtenidos por un programa de computadora, por esta razón se utilizan los bancos de pruebas antes de llegar a una decisión final.

En esta tesis se usó un modelo de acción de ondas de amplitud finita para estudiar el efecto combinado del cambio en el coeficiente de flujo y en retraso al cierre de la admisión sobre el rendimiento volumétrico del motor. Las conclusiones a las que se llegaron son:

-Un incremento en el retraso al cierre de la admisión provoca un incremento del rendimiento volumétrico a altas velocidades, dado que se aprovechan los efectos de inercia y de la onda reflejada en parte de la carrera ascendente del pistón. Sin embargo, a bajas velocidades el rendimiento volumétrico cae debido al reflujo en el conducto de admisión.

-Se comprueba la conveniencia de montar conductos y múltiples sintonizados en el motor para generar y aprovechar el efecto de inercia de los gases de admisión y escape, además de servirnos del efecto de onda generado por el pistón.

-Para diferentes velocidades de giro del motor cambia la longitud de sintonización del conducto de admisión. Para poder cambiar la sintonización debemos variar las características geométricas de los conductos y múltiples.

-Un incremento en el coeficiente de flujo lleva a un incremento en el rendimiento volumétrico sólo a alta velocidad, independientemente del valor del retraso al cierre de la admisión. A baja velocidad de giro del motor la influencia del coeficiente de flujo es prácticamente despreciable. El mismo comportamiento se observa en el trabajo neto del motor.

-El incrementar o disminuir el retraso o avance al cierre y apertura de las válvulas de admisión y escape solo se puede hacer dentro de márgenes muy estrechos, los cuales dependen de la velocidad de giro del motor y de las características de los sistemas y flujos de admisión y escape

-La proximidad de los resultados obtenidos con modelos de cálculo se ve limitada pues no existe aún un método para encontrar las soluciones exactas de las ecuaciones diferenciales en las que se basa, además la actual tecnología en computadoras no nos permite realizar aplicaciones mas avanzadas que nos ahorrarían aun mas tiempo y esfuerzo. Actualmente se propone primero una geometría de sistemas de admisión y escape y luego se analiza en el computador para ver su desempeño con el motor. En un futuro se espera que a partir del desempeño que se desea del motor, la computadora nos pueda sugerir una geometría para un máximo rendimiento volumétrico, una máxima potencia, etc.

-En cuanto a los motores, el contar con uno que pueda variar el diagrama de distribución de las válvulas según cambia su velocidad de giro es lo mas conveniente.

-Poder cambiar la longitud de sintonización de los sistemas de admisión y escape según lo requiera el motor a un régimen de giro dado sería otra opción ideal.

APÉNDICE 1

DATOS DE ENTRADA AL MAO.

Este apéndice muestra uno de los archivos de datos de entrada al Modelo de Acción de Ondas MAO. El archivo corresponde a un MOTOR MONOCILINDRICO CON CONDUCTO DE ADMISIÓN SINTONIZADO A 4000 rpm. Se obtuvieron los resultados y las gráficas para la leva 2 (270°) y un retraso al cierre de la válvula de admisión de 66° para un colector sintonizado en alta.

Cada una de las líneas contiene los siguientes datos:

línea 1

- Velocidad de giro del motor en rpm.
- Presión al cierre de la admisión en bares.
- Masa al cierre de la admisión en kg.
- Incremento de ángulo en grados para el cálculo de los resultados del fichero gráfico.
- Ángulo inicial en grados para la salida gráfica.
- Ángulo en grados para el final del cálculo.
- Presión en el cilindro en bares a la apertura del escape.

línea 2

- Coeficiente de pérdidas en la embocadura del extremo abierto a la atmósfera en la admisión.
- Coeficiente de pérdidas en la embocadura del extremo abierto a la atmósfera en el escape.

línea 3

- Contrapresión del depósito de remanso a la salida del escape.
- Temperatura del depósito de remanso a la salida del escape.

línea 4

- Parámetro de pérdida de presión en un carburador.

línea 5

- Masa de combustible inyectada por cilindro y ciclo en kg.
- F relación combustible-aire (solo para motores encendidos por chispa).
- Fracción de combustible quemado.
- Poder calorífico del combustible en kJ/kg.
- Valor 0 o 1 para motores encendidos por compresión o por chispa respectivamente.

línea 6 (Parámetros de la ley de Wiebe)

- Parámetro de eficiencia ó primer parámetro.

- Parámetro de forma.
- Duración de la combustión en grados.
- Angulo de inicio de la combustión, referido al punto muerto superior.

línea 7

- Presión ambiente en bares.
- Temperatura ambiente en grados centígrados.

línea 8

- Area del pistón en m^2 .
- Temperatura media del pistón en grados Celsius.
- Area de la culata en m^2 .
- Temperatura media de la culata en $^{\circ}C$.
- Temperatura media de las paredes del cilindro $^{\circ}C$.
- Parámetro de ajuste de transferencia de calor en el cilindro durante la admisión.

línea 9

- Longitud de la biela en m.
- Carrera.
- Diámetro del pistón en m.
- Volumen de la cámara de combustión en m^3 .
- Diámetro de la cámara labrada en m.
- Altura de la cámara labrada en m.

línea 10

- Diámetro de la válvula de escape en m.
- Diámetro de la válvula de admisión en m.

línea 11

- Incremento de ángulo de giro del cigüeñal con el que se dan los valores del levantamiento de las válvulas.
- Angulo de avance de la apertura de la válvula de escape respecto al PMI.
- Angulo de avance de la apertura de la válvula de admisión respecto al PMS.

línea 12

- Tipo de ajuste de la ley de levantamiento.

línea 13

- Numero de valores que se van a dar de la posición de la válvula de escape.

líneas 14 a 27

- Valores cada incremento de ángulo de la posición de la válvula de escape.

línea 28

- Número de valores que se van a dar de la posición de la válvula de admisión.

- línea 29 a 42
-Valores cada incremento de ángulo de la posición de la válvula de admisión.
- línea 43
-Número de cilindros.
- línea 44
-Valor del incremento del levantamiento para la medida de los coeficientes de flujo (en milímetros).
- línea 45
-Número de valores de los coeficientes de flujo que se van a introducir.
- línea 46 y 47
-Coeficientes de flujo de la válvula de escape para flujo saliente.
- línea 48 y 49
-Coeficientes de flujo de la válvula de escape para flujo entrante.
- línea 50 y 51
-Coeficientes de flujo de la válvula de admisión para flujo saliente.
- línea 52 y 53
-Coeficientes de flujo de la válvula de admisión para flujo entrante.
- línea 54 y 55
-Coeficientes de torbellino.
- línea 56
-Número de conductos de los sistemas de admisión y escape.
- línea 57
-Indica partición por unidad de longitud.
-Indica el espacio entre particiones en m.
- línea 58 a 61
-Nudo izquierdo.
-Nudo derecho.
-Número de tramos en que se va a dividir el conducto.
-Rugosidad en milímetros del conducto.
-Tipo de cálculo de la transmisión de calor.
1 para admisión
2 para escape
3 puerto de escape

- Temperatura de la culata.
- Coeficiente de corrección de transmisión de calor.
- Coeficiente de corrección de fricción.

líneas 62 a 65 Indican las dimensiones de los conductos.

- Diámetro inicial en m.
- Longitud en m.
- Diámetro final en m.

línea 66

- Numero de nudos del sistema de conductos.

línea 67

- Condiciones de contorno de los nudos desde el nudo 1 al 6 según se hayan establecido los nudos.

línea 68

- Número de depósitos (cero en este caso por no haber depósitos).

línea 69

- En esta línea se dan las condiciones de los depósitos.

línea 70

- Número de los nudos que dan al depósito (como no hay depósitos, no hay nudos que den a depósitos).

línea 71

- Indica que dará los resultados promedio en los cilindros en cada ciclo y los promedio en los conductos (seleccionados en la siguiente línea) en el último ciclo.

línea 72

- Número de conductos donde se piden los resultados promedio.

línea 73 y 74

En cada línea se especificará los datos correspondientes a los conductos donde se piden los resultados promedio.

- Número de conducto.
- Distancia en metros al extremo izquierdo.

línea 75

- Especificación del fichero para la salida gráfica.

línea 76

- Número de cilindro donde se desean resultados en valores instantáneos.
- Número de depósito donde se desean resultados en

valores instantáneos.
-Número de conducto donde se desean resultados en valores instantáneos.

línea 77

-Número del cilindro del cual se desean resultados en valores instantáneos.

línea 78

-Número del depósito del cual se desean resultados en valores instantáneos.

línea 79

-Indica el número de conducto donde se desean resultados en valores instantáneos.

línea 80

-Número de tramo del conducto donde se desean resultados en valores instantáneos.

-Distancia al extremo izquierdo líneas 81 y 82, 83 y 84.

Estas cuatro líneas tienen la misma estructura de entrada de datos que las 79 y 80.

línea 85

-Número de variables a calcular en los cilindros seleccionados.

-Variables seleccionadas según el código:

- 0.- Presión
- 1.- Temperatura
- 2.- Momento angular en la admisión
- 3.- Momento angular en el escape
- 4.- Flujo másico en el escape
- 5.- Flujo másico en la admisión
- 6.- Número de Mach en el escape
- 7.- Número de Mach en la admisión
- 8.- Sección efectiva de escape
- 9.- Sección efectiva de admisión
- 10.- Masa
- 11.- Volumen

línea 86

-Número de variables a calcular en los depósitos seleccionados.

línea 87

-Número de variables a calcular en los conductos seleccionados.

-Variables seleccionadas según el código:

- 0.- Presión
- 1.- Velocidad
- 2.- Temperatura

- 3.- Flujo másico
- 4.- Velocidad derecha
- 5.- Velocidad izquierda
- 6.- Presión derecha
- 7.- Presión izquierda

LISTADO

1	4000.0	1.02	0.0005	2.0	4320.	4320.	0.			
2	0.95	0.95								
3	1.0	20.0								
4	-.16									
5	0.000030	14.7	1.	41870000.0	1					
6	.908	1.7	56.0	6.						
7	1.0	20.								
8	0.006131	287.0	0.00765	257.0	150.0	20.				
9	0.138	0.082	0.088	0.0000616	0.00	0.033				
10	0.0335	0.037								
11	2.0	66.0	24.0							
12	0									
13	137									
14	0.08	0.09	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16	0.18	0.20	0.24
15	0.30	0.33	0.40	0.47	0.57	0.67	0.79	0.91	1.05	1.20
16	1.40	1.56	1.76	1.93	2.15	2.36	2.61	2.80	3.03	3.26
17	3.49	3.67	3.91	4.13	4.33	4.53	4.75	4.92	5.12	5.30
18	5.49	5.66	5.83	6.00	6.16	6.32	6.47	6.61	6.76	6.88
19	7.01	7.13	7.26	7.39	7.49	7.59	7.69	7.79	7.88	7.96
20	8.05	8.10	8.17	8.23	8.28	8.33	8.36	8.40	8.44	8.47
21	8.49	8.50	8.50	8.50	8.48	8.47	8.45	8.44	8.38	8.34
22	8.30	8.24	8.18	8.10	8.03	7.92	7.84	7.75	7.63	7.54
23	7.43	7.29	7.16	7.02	6.87	6.73	6.57	6.40	6.24	6.07
24	5.89	5.69	5.49	5.28	5.08	4.87	4.65	4.44	4.20	3.98
25	3.74	3.50	3.27	3.03	2.77	2.58	2.33	2.11	1.90	1.68
26	1.51	1.30	1.13	0.98	0.91	0.72	0.57	0.47	0.39	0.31
27	0.24	0.19	0.15	0.12	0.11	0.08	0.07			
28	135									
29	0.07	0.09	0.10	0.11	0.13	0.15	0.18	0.22	0.27	0.32
30	0.38	0.47	0.58	0.70	0.83	0.99	1.13	1.31	1.50	1.68
31	1.88	2.10	2.27	2.49	2.73	2.92	3.23	3.34	3.53	3.75
32	3.96	4.17	4.36	4.55	4.74	4.93	5.11	5.29	5.45	5.61
33	5.77	5.95	6.10	6.25	6.39	6.51	6.66	6.79	6.89	7.03
34	7.12	7.23	7.32	7.42	7.50	7.58	7.67	7.75	7.82	7.88
35	7.95	8.00	8.04	8.08	8.11	8.14	8.15	8.15	8.17	8.17
36	8.17	8.16	8.14	8.12	8.10	8.07	8.02	7.98	7.92	7.86
37	7.80	7.74	7.63	7.58	7.49	7.39	7.28	7.19	7.07	6.96
38	6.82	6.74	6.58	6.42	6.27	6.11	5.95	5.79	5.62	5.42
39	5.24	5.05	4.86	4.65	4.44	4.24	4.03	3.80	3.58	3.36
40	3.13	2.92	2.67	2.43	2.22	1.99	1.78	1.59	1.41	1.20
41	1.03	0.87	0.75	0.64	0.55	0.44	0.33	0.27	0.21	0.17
42	0.14	0.13	0.11	0.10	0.08					
43	1									

44 1.34
45 11
46 0.00 .1120 .2208 .3200 :4144 .4931 .5380 .5748 .6052 .6052
47 .6052
48 0.00 .1173 .2276 .3351 .4374 .5322 .5768 .5811 .5849 .5849
49 .5849
50 0.00 0.1106 0.2192 0.3130 0.3816 0.4313 0.4709 0.5053 0.5365
51 0.5599
52 0.00 .1353 .2658 .3795 .4727 .5467 .6011 .6334 .6481 .6593
53 .6593
54 0.0.256 0.765 0.886 1.059 1.251 1.458 1.656 1.871 2.041
55 2.178
56 4
57 1 .025
58 1 2 1 0.150 3. 257. 400. 1. 1.
59 2 3 1 0.150 2. 15. 400. 1. 1.
60 4 5 1 0.150 1. 30. 20. 1. 1.
61 5 6 1 0.150 1. 30. 20. 1. 1.
62 0.0335 0.095 0.033
63 0.033 1.0.033
64 0.037 0.100 0.033
65 0.033 1.137 0.033
66 6
67 31 4 1 21 4 0
68 0
69
70 0
71 1
72 2
73 1 0.0250
74 3 0.0250
75 DC41.bin
76 1 0 3
77 1
78
79 1
80 1 0.0250
81 3
82 1 0.0250
83 4
84 1.0
85 1 0
86 0
87 3 0 6 7

*** VERSIÓN 1.2 ***

APÉNDICE 2

DATOS DE SALIDA DEL MAO

Este apéndice muestra un listado de datos promedio de salida del Modelo de Acción de Ondas MAO. Este archivo corresponde a un MOTOR MONOCILINDRICO CON CONDUCTO DE ADMISIÓN SINTONIZADO A 4000 rpm.

De archivos como este se obtienen los datos con los que se construyen las gráficas del capítulo 4 relativas a rendimiento volumétrico, trabajo neto y trabajo de bombeo.

En este caso se toma la leva 2 (270°) con un retraso al cierre de la válvula de admisión de 66° para un colector sintonizado en alta velocidad, se considera el cilindro 1 por ser el motor monocilíndrico y el ciclo 5 bajo el criterio de que en este ciclo se da la convergencia de gasto medio en la válvula de admisión con el gasto medio de la válvula de escape.

LISTADO

Cilindro # 1 Ciclo # 5

Rendimiento volumétrico: 79.6859 %

Trabajo neto:	508.566448	Joules
Presión media neta:	10.197122	bar
Trabajo de bombeo:	-41.007712	Joules
Presión media en bombeo:	0.822234	bar
Masa por admisión:	0.000473	kg
Masa por escape:	-0.000473	kg
Grado de Pureza:	8.467878	

Calor aportado en la combustión:	1345.77084	Joules
Calor intercambio con el cilindro:	-60.761063	Joules
Calor intercambio con la culata:	-44.420017	Joules
Calor intercambio con el pistón:	-58.529066	Joules
Calor intercambio global:	-163.71014	Joules

Temperatura media del ciclo: 852.798423 °C

Valores medios durante el proceso de admisión

N de Mach de Taylor válvula admisión:	0.508828	adimensional
N. de Mach real válvula admisión:	0.481995	adimensional
Gasto por sección en válvula admisión:	144.937399	kg/s/m ²

Gasto medio en válvula admisión: 0.042010 kg/s
Relación presiones válvula admisión:1.194799

Valores medios durante el proceso de escape

N. de mach Taylor válvula escape: -0.318183 adimensional
N. de mach real en válvula escape: -0.561533 adimensional
Gasto por sección válvula escape: -187.337526 kg/s/m²
Gasto medio válvula de escape: -0.041409 kg/s
Relación presiones válvula escape: 1.385837

Resultados medios de los conductos

Valores medios del punto 1 situado en el conducto num 1 a 0.025000 metros del extremo izquierdo

Temperatura media = 548.793487 °C
Presión media = 1.113486 bar
Velocidad media = 53.601293 m/s
Gasto medio = 0.015659 kg/s

Valores medios del punto 2 situado en el conducto num 3 a 0.025000 metros del extremo izquierdo

Temperatura media = 32.787183 °C
Presión media = 1.022444 bar
Velocidad media = -17.437630 m/s
Gasto medio = -0.015756 kg/s

*** CMT : PROGRAMA TERMINADO NORMALMENTE ***

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

REFERENCIAS

- [1] Balance Nacional de Energía, OCDE, 1993.
- [2] Winterbone, D.E., **"The Theory of Wave Action Approaches Applied to Reciprocating Engines"**, UMIST, Manchester, U.K.
- [3] Benson, R.S., **"The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines"**, vol 1, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- [4] Payri, F. Desantes, J.M., Corberán J.M., **"Computer aided design of I.C. engine intake and exhaust system"**, ISATA 86, 15th Int. Symp. Autom. Tech. and Automation, 1986.
- [5] Corberán, J.M. **"contribución al modelado del proceso de renovación de la carga en motores de combustión alternativos"**. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. 1984.
- [6] Muños, M. y Payri, F. **"Motores de Combustión Interna Alternativos"**, Sección de Publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales Fundación General de la Universidad Politécnica de Valencia, España, 1989.
- [7] Haywood, J.B., **"Internal Combustion Engine Fundamentals"**, McGraw Hill, 1989.
- [8] Taylor, C.F., **"The Internal Combustion Theory and Practice"**, vol 1, The M.I.T. Press, Massachusetts 1985.
- [9] Peidró Barrachina J.L., **"Prediseño de Colectores de Admisión de Motores de Combustión Interna Alternativos"**, SPUPV-90.584, Servicio de Publicaciones de la UPV, 1990.
- [10] Bulaty, T., and Niessner, H., Calculation of 1-D unsteady flows in pipe system of I.C. engines, ASME paper ASME-WA7, 1984.