

Universidad Nacional de Ingeniería  
Facultad de Ingeniería Mecánica



Fundamentos para el Diseño de un Motor  
de Paletas Endotermico para Uso Vehicular

**TESIS**

Para Optar El Título Profesional De  
Ingeniero Mecánico

**GERARDO ANTONIO LOPEZ y LOPEZ**

PROMOCION — 1961

LIMA - PERU

1988

## PROLOGO

Dado el estado actual del desarrollo científico, tecnológico, e industrial de nuestro país, considero importante distinguir en este comentario, no sólo los fundamentos científicos tanto como el estado de la tecnología mundial que podrían convalidar este trabajo o talvez atribuirle perspectivas atractivas desde un enfoque meramente técnico, sino que también es importante tener en consideración la necesidad de un mínimo respaldo económico y de infraestructura de computación para constituir en el país, un proyecto de investigación que dentro de las limitaciones de orden material que debemos superar, permita dilucidar las muchas interrogantes que se abren con la presentación de esta propuesta, la misma que por su calidad de inédita carece de un bagaje de información experimental con el cual se pueda evaluar una elevada probabilidad de éxito a la tarea de desarrollar un motor de combustión interna de nueva concepción. Es en consecuencia, importante continuar el trabajo investigador que hemos iniciado con esta Tesis, tanto para lograr la solución a algunos problemas tecnológicos y de diseño que se observan evidentes, como para la demostración palmaria de que los resultados obtenidos experimentalmente, tienen una correlación aceptable con los cálculos realizados en el análisis teórico.

Por lo tanto, bajo la perspectiva de las consideraciones arriba mencionadas, la presente Tesis viene a constituir una suerte de reto a las instituciones cuya finalidad es auspiciar y propiciar el desarrollo científico y tecnológico del país, en tanto que son las encargadas de administrar los fondos destinados a solventar aquellos proyectos que puedan contribuir a que nuestra Nación salga del estatus de subdesarrollo y dependencia casi generalizada en que nos encontramos.

Las más caras expectativas del autor de este trabajo, estriban, no tanto en ver el éxito de la propuesta, cristalizado

en la creación de un motor altamente competitivo, sino más bien en que, si llegara el mismo a constituirse en una realidad promisoría, este hecho sirviera de incentivo, de un lado para que aquellos que sintiendo dentro de sí la inquietud creativa, no la dejen ahogarse ante la magnitud de las dificultades que plantea nuestro escaso desarrollo tecnológico, y de otro lado, para justificar que las autoridades responsables, destinen los recursos indispensables para dotar a las Universidades Nacionales, tanto del personal idóneo, como de la adecuada infraestructura en equipos y ambientes que permitan ejecutar los proyectos de investigación y desarrollo que se acometan, con un mínimo de facilidades que garanticen el logro de su culminación.

No puedo dejar de mencionar en este prólogo el entusiasta apoyo que he recibido del Dr. Abelardo Ludeña L. exdecano de la Facultad de Ingeniería Mecánica, gracias a cuyas gestiones la Universidad Nacional de Ingeniería asumió el auspicio de este trabajo. Así mismo debo mencionar al Ing<sup>o</sup> Luis Lastra E. quien me proporcionó valiosa información bibliográfica, gracias a la cual pude enfocar debidamente los problemas que planteaban los cálculos térmico, y de intercambio de gases del motor a paletas; finalmente debo dejar constancia de mi reconocimiento al Ing<sup>o</sup> Juan Hori Asano actual Decano de la FIM por su comprensión y apoyo para la continuación del trabajo durante su gestión, todo lo cual ha permitido que el nivel del mismo pudiera alcanzar la justificación para ser presentado como la Tesis de Grado Profesional que ahora propongo.

Lima, Marzo de 1988.

## CONTENIDO

1. INTRODUCCION.	
1.1 Antecedentes históricos de los motores rotatorios a paletas.	3
1.2 Descripción del mecanismo principal del motor.	12
1.3 Mecánica del funcionamiento del motor.	16
1.4 Ciclo de trabajo en el diagrama p-V	18
2. ANALISIS CINEMATICO Y DINAMICO	
2.1 Determinación de las relaciones geométricas del motor.	20
2.2 Velocidades angular y tangencial de las paletas.	24
2.3 Velocidades angular y tangencial del rotor.	26
2.4 Aceleración angular de las paletas.	26
2.5 Ecuación del par motor.	27
2.6 Momentos de inercia de las piezas rotatorias.	33
3. ANALISIS TERMODINAMICO DEL CICLO DE TRABAJO	
3.1 Variantes posibles del ciclo del motor en el diagrama p-V.	37
3.2 Trabajo del ciclo.	40
3.3 Presión media indicada.	42
3.4 Rendimiento térmico del ciclo	42
4. ANALISIS DE LOS PROCESOS DE INTERCAMBIO DE GASES	
4.1 Condiciones que determinan la opción por válvulas o lumbreras.	45
4.2 Areas de paso de gases de las lumbreras de admisión y escape.	46

4.3 Ecuaciones que intervienen en los cálculos para la determinación de los parámetros gasodinámicos en los procesos de intercambio de gases.	51
<b>5. CALCULOS PARA EL DISEÑO BASICO DE UN MOTOR DE CINCO PALETAS, CON LUMBRERAS</b>	
5.1 Datos de diseño.	56
5.2 Cálculo de los parámetros de la sustancia de trabajo.	58
5.3 Parámetros del proceso de admisión.	60
5.4 Parámetros del proceso de compresión.	62
5.5 Parámetros del proceso de combustión.	62
5.6 Parámetros de la geometría del motor.	68
5.7 Parámetros del proceso de expansión.	71
5.8 Parámetros característicos del ciclo de trabajo.	72
5.9 Parámetros de los procesos de escape barrido y llenado.	77
5.10 Deflexiones y esfuerzos en las paletas, para las posiciones de máxima longitud de trabajo y máxima fuerza sobre la paleta.	87
<b>6. CONCLUSIONES</b>	
6.1 En relación con las características termodinámicas del motor.	103
6.2 En relación con las características cinemáticas y dinámicas del motor.	108
6.3 Resumen de resultados de los cálculos.	112
<u>Bibliografía</u>	113
Anexo	114

## 1. INTRODUCCION

### 1.1 Antecedentes históricos de los motores rotatorios

Si exceptuamos el tornillo de Arquímedes y algunos bocetos de Leonardo, pertenecientes a la etapa auroral del diseño de mecanismos rotatorios con el propósito de aliviar el trabajo humano y obviamos el historial de los motores de cámaras lobulares y el de los de bloque rotatorio, cuyos diseños son de proposición relativamente reciente, limitándonos a examinar los antecedentes históricos de los motores de paletas de perfil rectangular, encontraremos que la más temprana alusión a una máquina de estas características, registra evidencias de tan antigua data como 1588, en Génova, Italia, en donde un ingeniero militar de la época, capitán Agostino Ramelli (1530 - 1590) propuso en un libro titulado "Le Diverse e Artificiose Macchine del capitane Agostino Ramelli". En esta obra, entre otros 195 inventos de los que dicho sea de paso, muchos no hubieran podido construirse con los materiales y tecnología de la época, se describía la bomba rotativa Ramelli, consistente en un casco cilíndrico dentro del que podía girar libremente un rotor cilíndrico sobre un eje exéntrico respecto al eje del casco, de tal manera que el rotor sólo hacía contacto con la superficie interna del casco en un punto. El rotor estaba provisto de cuatro ranuras radiales dispuestas en ángulo recto, dentro de las que se insertaban cuatro paletas de forma rectangular, susceptibles de realizar un movimiento deslizando dentro de sus alojamientos, permitiendo que su borde superior realizara un contacto permanente con la superficie cilíndrica interna del casco y dividiendo el espacio entre ambos cilindros, en cuatro cámaras de volumen variable, tal como podemos observar en la figura 1.1

Ramelli describió su invento como una máquina para sacar agua de los diques y zanjas para cimentaciones, utilizando la fuerza de dos hombres, quienes moverían dos manivelas excéntricas de

una rueda conectada al eje del rotor. El principio de la bomba de Ramelli se usa actualmente en ciertos tipos de bombas y compresores y ha inspirado a muchos inventores a través del tiempo, en mejorar la idea básica para su aprovechamiento en diversos mecanismos.

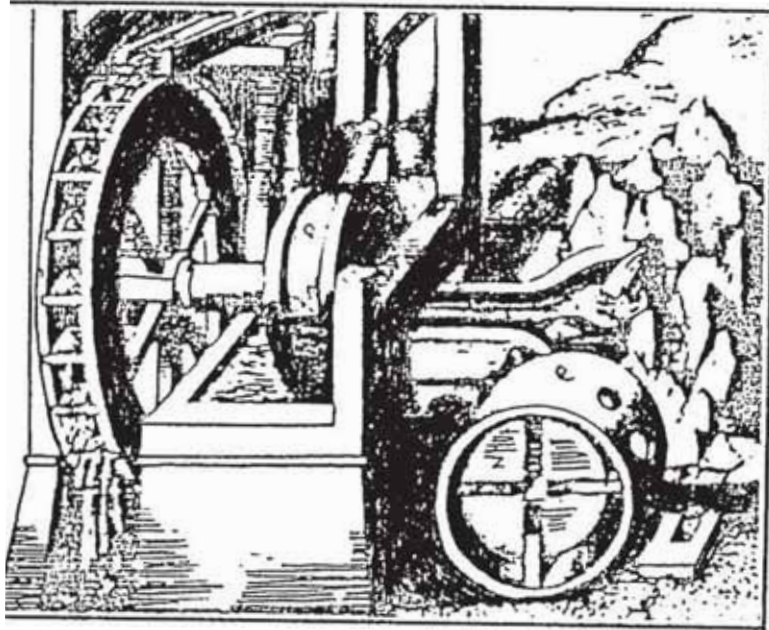


Fig. 1.1 . Máquina de bombeo diseñada por Ramelli

Es lógico, que de la misma forma que el mecanismo pistón-biela-manivela tuvo sus primeras aplicaciones como generador de potencia, utilizando la fuerza expansiva del vapor; los mecanismos de tipo rotatorio, basados en paletas o engranajes, también en sus inicios se propusieron para utilizar esta misma fuerza.

James Watt (1736-1819) quien es el que con más frecuencia ha recibido el crédito de la invención de la máquina de vapor con mecanismo de pistón, es sin embargo poco conocido por sus esfuerzos en desarrollar una máquina de vapor rotatoria. Después de iniciarse como artesano constructor de instrumentos en la Universidad de Glasgow, en 1763 le fué sometida para su estudio un modelo de la máquina de vapor de Newcomen, siendo a partir de entonces que comenzó su trabajo experimental en vapor, obteniendo diversas patentes con el perfeccionamiento de la máquina de vapor, lo que aseguró el virtual monopolio de su empresa "Boul-

ton & Watt" para la producción y comercialización de máquinas a vapor por muchos años. La primera mención a la idea de una máquina rotatoria a vapor, la hizo Watt en una carta a su amigo el Dr. Roebuck en Febrero de 1766, en la cual menciona una máquina muy simple de tipo circular y sus expectativas de que ésta sea viable. Después de trabajar en varios diseños, algunos de los cuales llegaron a constituirse en prototipos, Watt construyó la primera máquina rotatoria, constituida por una paleta única en forma de ala, la cual podía rotar en un cilindro de forma circular. La paleta estaba impedida de completar una revolución, realizando un movimiento alternativo, en uno de los cuales abría una lumbrera de admisión y giraba hasta una lumbrera de escape, para retornar luego hasta su posición original invirtiendo el giro de su rotación. Las lumbreras de admisión y escape estaban separadas por una pared radial curvada, anclada por un extremo al eje de la paleta rotatoria, en tanto que el otro extremo servía de sello contra la pared del casco exterior, según el esquema que podemos observar en la figura 2.1 que sigue a continuación.

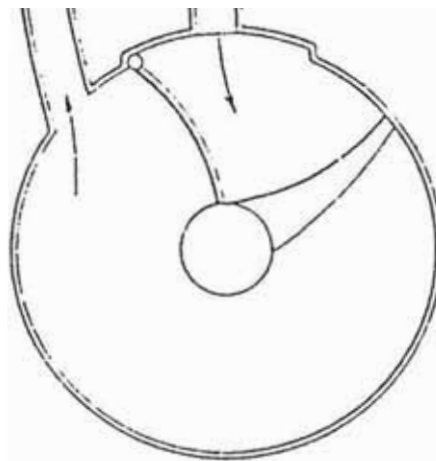


Fig. 2.1 . Motor a vapor con una paleta, según diseño de Watt.

En el primer reporte de pruebas de esta máquina fechado en 1776



Boulton informa que se ha obtenido una potencia de tres caballos. Los inconvenientes de este diseño, entonces como hoy, eran evidentes: demasiadas pérdidas por fricción y por falta de sellado.

Joseph Bramah fué otro inventor que en 1790 patentó una máquina que aprovechando el principio de Ramelli, podía generar potencia mediante un mecanismo de paletas. La figura 3.1 nos muestra varias vistas de la máquina rotatoria a vapor de Bramah.

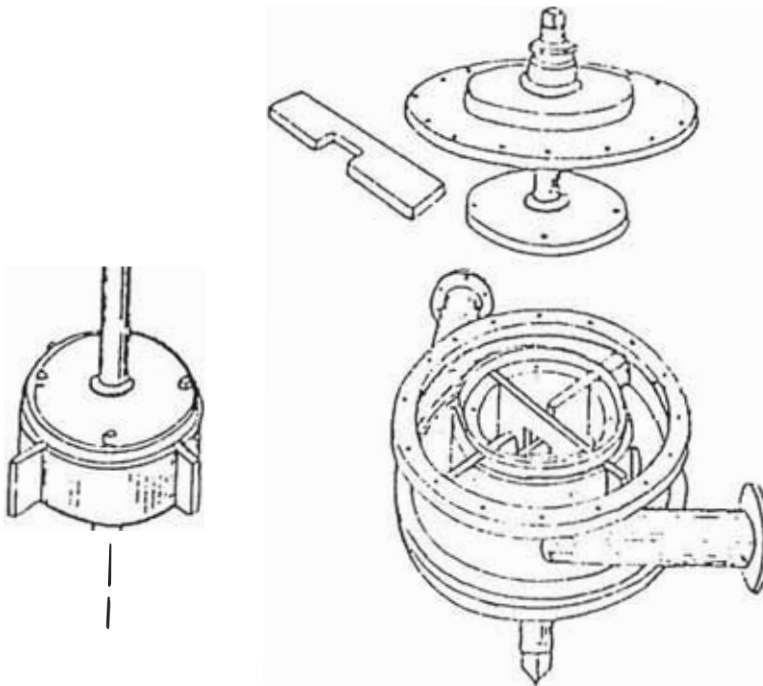


Fig. 3.1 . Máquina a vapor accionada por paletas según diseño de Joseph Bramah.

Los esfuerzos de utilización del principio de Ramelli para diseñar un motor de combustión interna, pertenecen a nuestro siglo y entre ellos cabe mencionar el del inventor dinamarqués J. Larsen quien experimentó el motor que podemos observar en la figura 4.1, el cual como podemos ver, constaba de cuatro paletas.

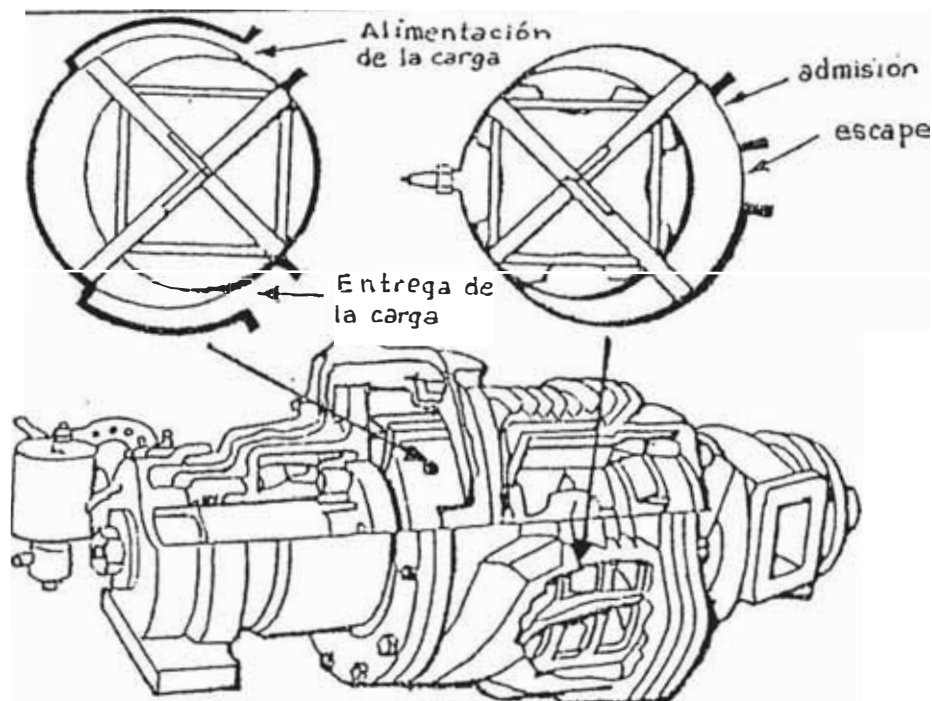
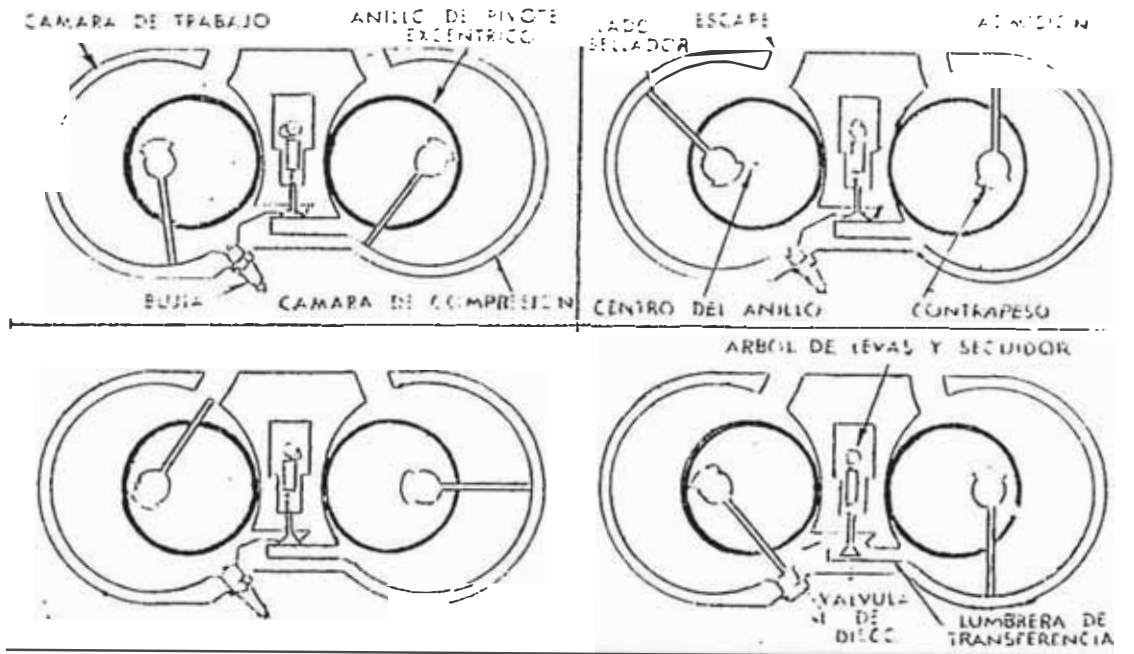


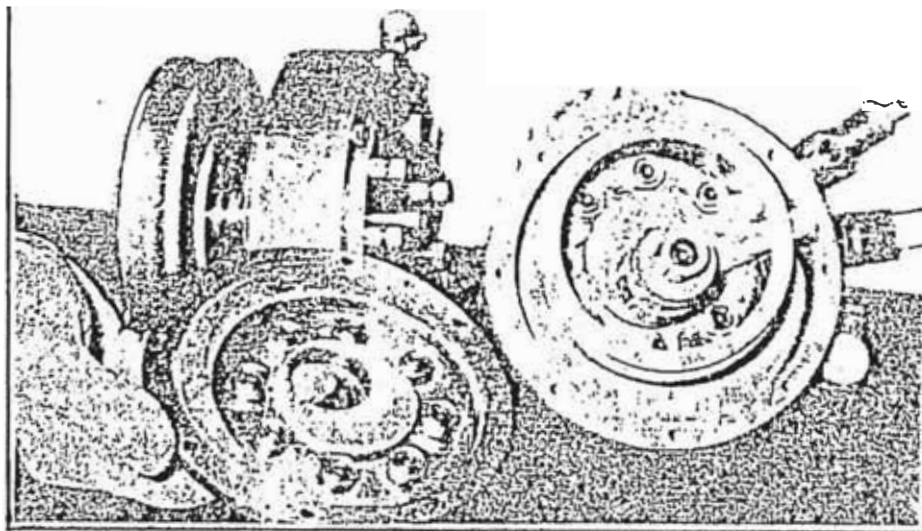
Fig. 4.1 . Motor de CI a paletas, diseñado por J. Larsen.

A inicios de la década del 60, los mecánicos suizos Otto y Erwin Amrein dieron a publicidad el desarrollo de un motor de paletas, el cual constaba de dos cámaras cilíndricas, en una de las cuales se realizaban los procesos de admisión y compresión, y en la otra, los de combustión, expansión y escape; el esquema de la figura 5.1 es autoexplicativo en cuanto al funcionamiento de este motor, con la salvedad de que para simplificar el esquema, las cámaras se han dibujado lado a lado, sin embargo en el motor son coaxiales. La fotografía N°1 muestra la cámara de combustión con la placa de extremo separada, permitiendo observar, el cojinete de bolas así como la hoja selladora.



Motor Amréin

Fig. 5.1

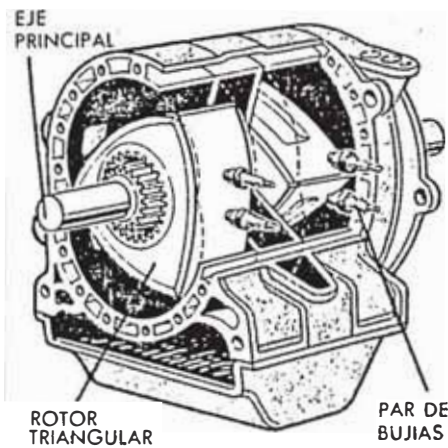


Vista del rotor del motor Erwin

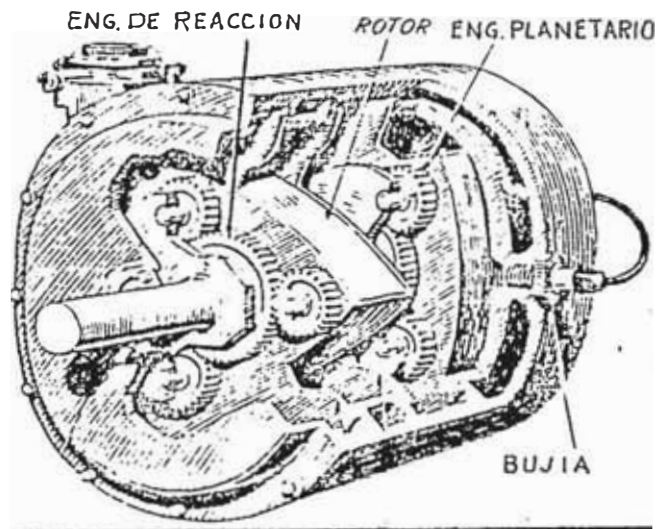
Fotog. N°1

Desde un punto de vista conceptual, los motores rotatorios de combustión interna pueden clasificarse en tres grupos principales:

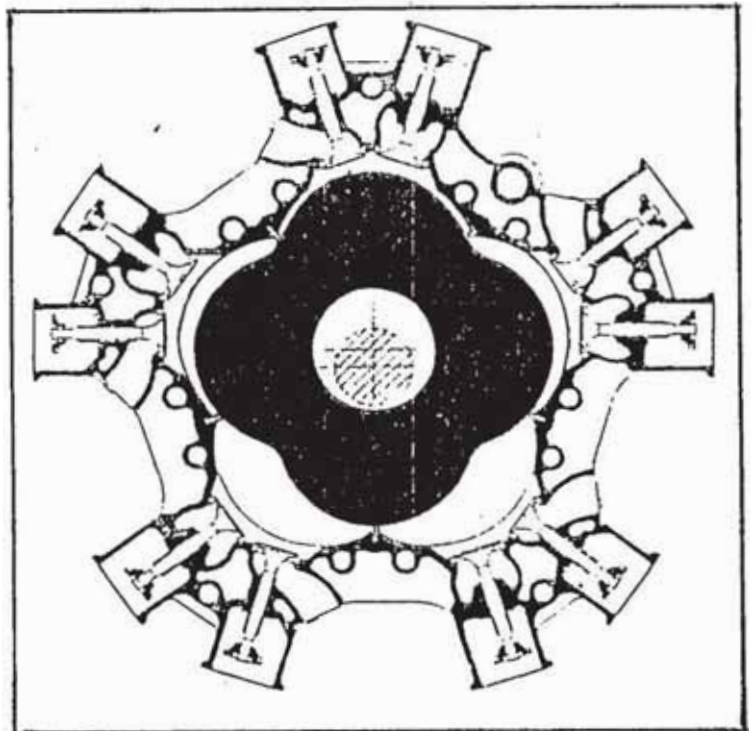
1. De cámaras lobulares, con rotor de movimiento trocoi-  
dal o epitrocoidal, como los motores Wankel ,Jernaes  
o Renault, cuyos diseños podemos observar en las figu-  
ras 6.1 a, b y c respectivamente.



6.1(a)  
Motor Wankel

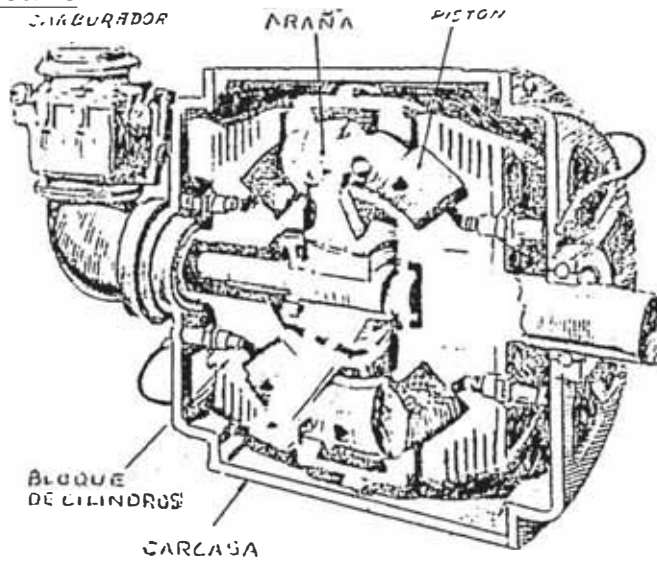


6.1 (b) Motor Jernaes

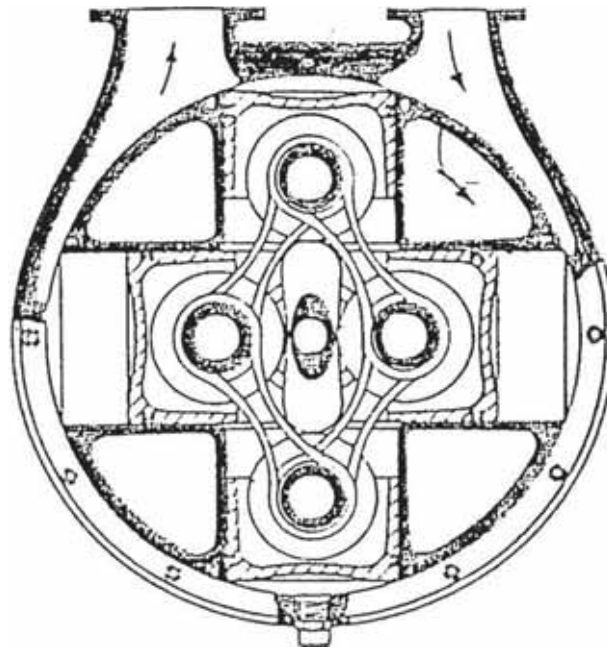


6.1 (c) Motor Renault

2. De bloque giratorio, como los motores Selwood y Porsche cuyos diseños se muestra en la figura 7.1 a y b, respectivamente

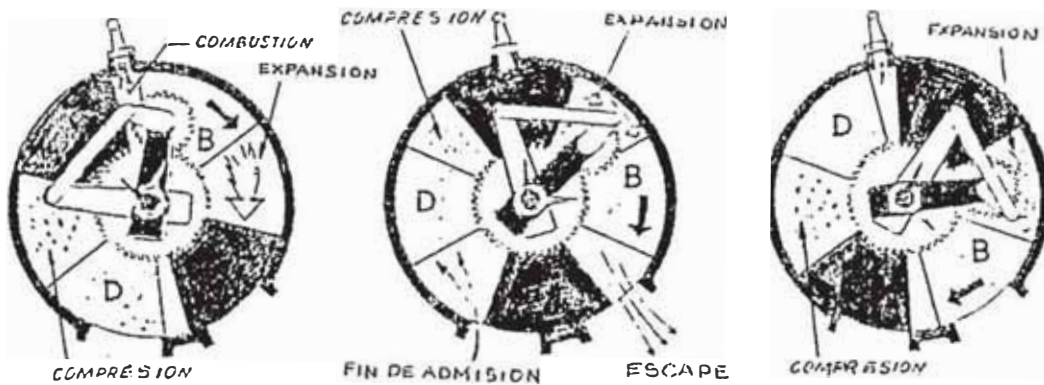


7.1 (a) Motor Selwood

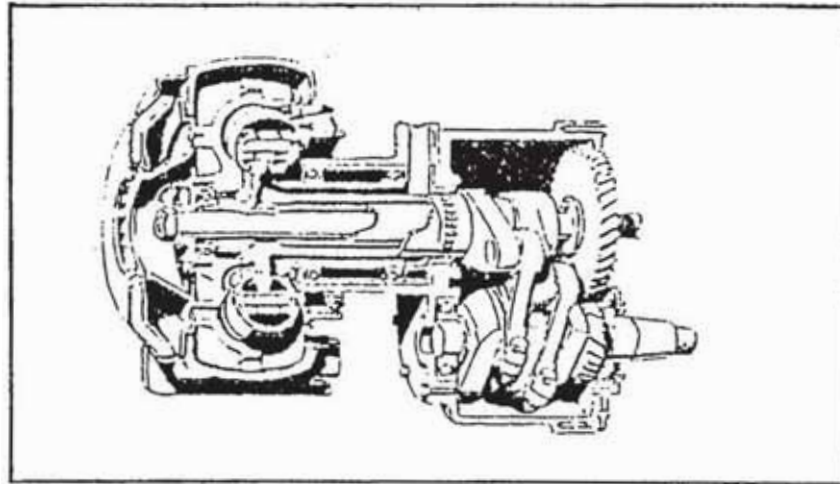


7.1 (b) Motor Porsche

3. De pistones o paletas con movimiento tipo tijera, como los motores Kauertz y Omega del primero de los cuales, vemos un esquema de su forma de funcionamiento en la figura 8.1a y un dibujo en corte del segundo en la figura 8.1b.



8.1(a) Motor Kauertz



8.1(b) Motor Omega

## 1.2 Descripción del mecanismo principal del motor de paletas

El mecanismo básico del motor de paletas, según se observa en la figura 9.1, está constituido por un rotor cilíndrico (R), el cual en este diseño tiene cinco ranuras longitudinales de sección circular en las que van insertados los sellos oscilantes (S), a través de los cuales se desliza la paleta correspondiente realizando con respecto al sello un movimiento alternativo conforme ejecuta su movimiento giratorio alrededor del eje fijo (E), al cual se encuentra articulada por dos goznes simétricamente dispuestos en la paleta. El rotor se apoya sobre cojinetes de fricción alojados en las dos tapas o culatas que cierran el bloque del motor en las cuales se encuentran igualmente los anclajes del eje de paletas, el mismo que se fija mediante sus extremos estriados a su respectivo alojamiento.

En la periferia del rotor, se encuentran talladas las cámaras de combustión (C), cuyo volumen se agrega al volumen variable encerrado entre las paletas, las tapas del bloque, y la superficie cilíndrica del mismo. Cuando el volumen variable se reduce a cero por efecto del giro del rotor, la mezcla de aire-combustible quedará confinada en el recinto de la cámara de combustión, en donde se realiza la ignición por chispa eléctrica mediante la bujía (B).

La carga de aire para la combustión es forzada mediante un soplador de mando por engranajes, ingresando a la celda mediante dos lumbreras de posición torsal y forma trapezoidal (A). Los gases quemados salen por lumbreras periféricas de sección rectangular (G) conectadas al múltiple de escape.

La figura 9.1 (b) muestra un corte longitudinal del motor en el que se pueden apreciar los engranajes de mando del distribuidor, soplador, dosificador de combustible, bomba de aceite, y la polea de mando de la bomba de agua y ventilador. En las figuras 10.1 a y b, se observan las proyecciones de un

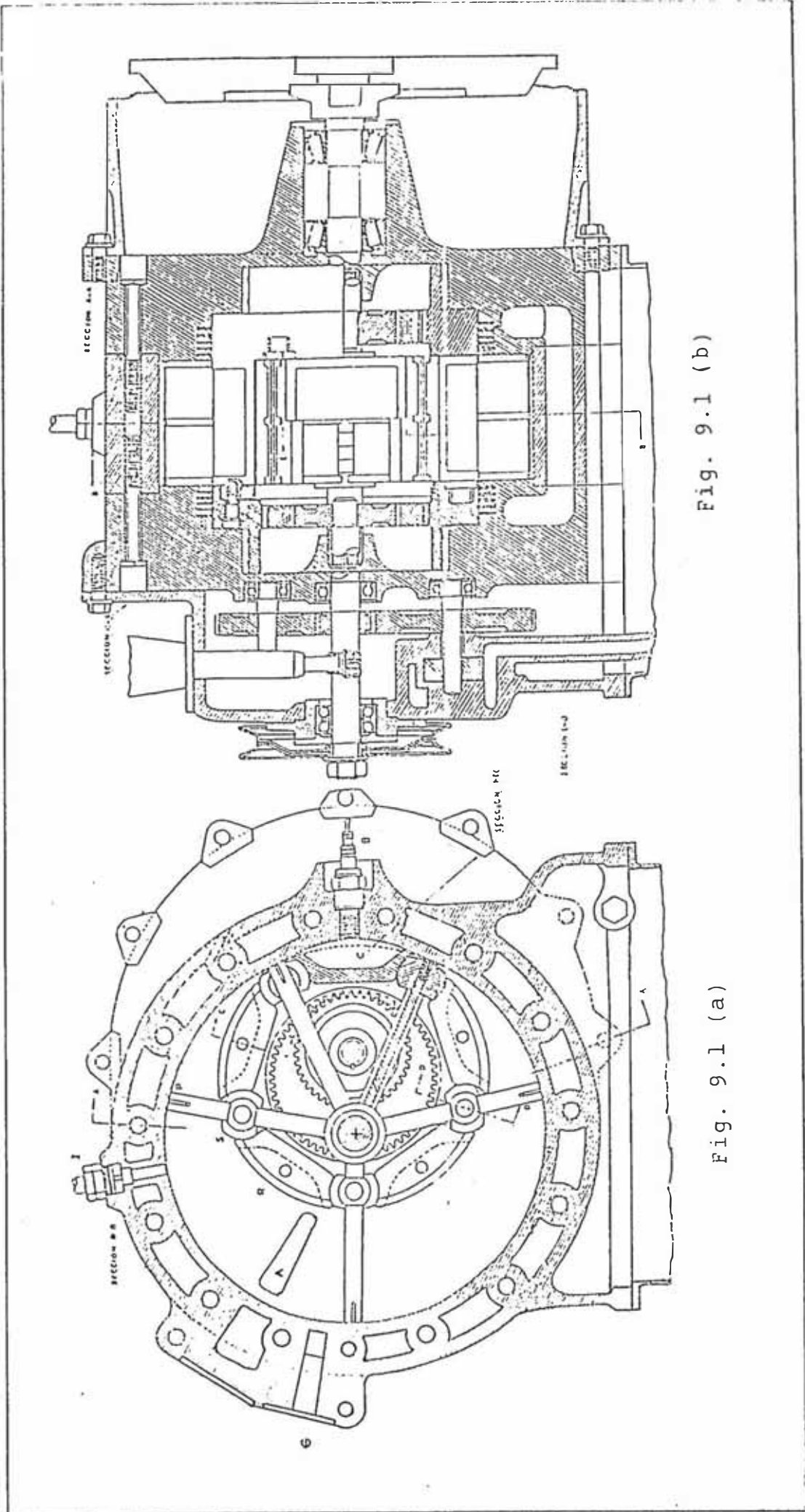


Fig. 9.1 (b)

Fig. 9.1 (a)

Secciones transversal y longitudinal del motor a paletas



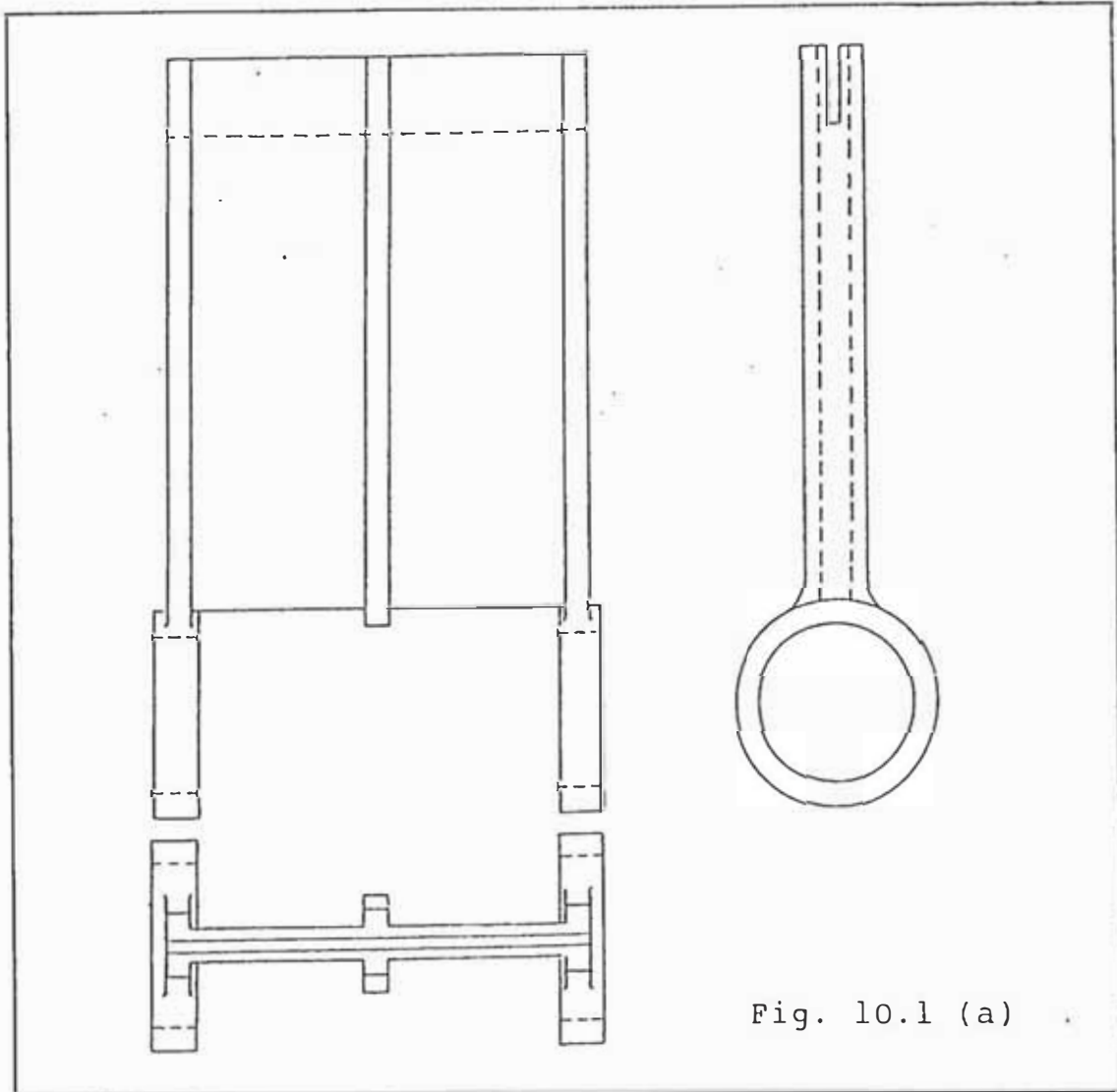


Fig. 10.1 (a)

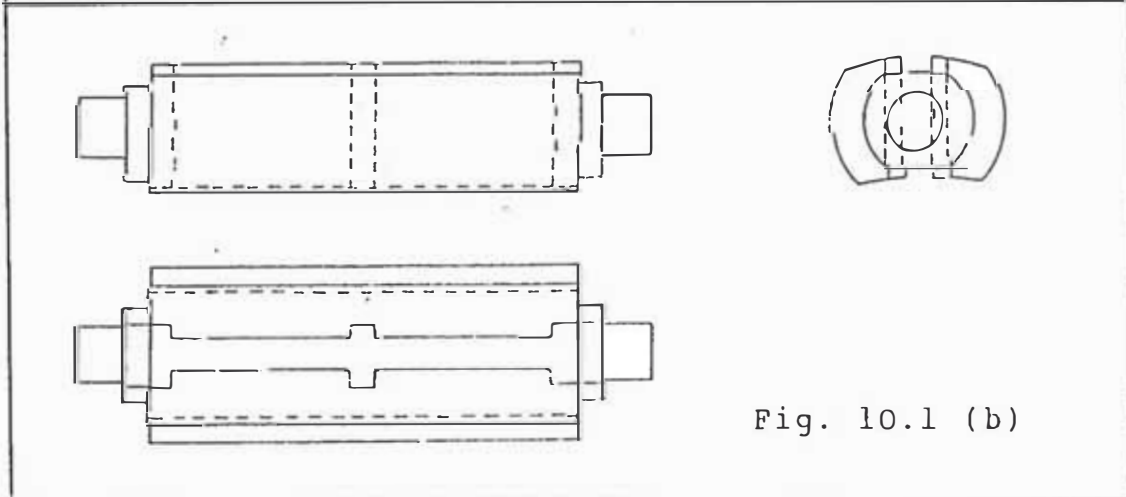


Fig. 10.1 (b)

Proyecciones de una paleta y de sello oscilante.

sello oscilante y una paleta, la misma que difiere de las otras únicamente en la posición de los goznes de pivoteo, los cuales van intercalados sucesivamente.

En el extremo de contacto de las paletas con la superficie del bloque de motor, se ha provisto un canal que llevará insertado un sello de fricción con la finalidad de eliminar el paso de gases entre las celdas. El sellado en el sentido longitudinal no se ha considerado en la figura 9.1, sin embargo, éste puede efectuarse de manera similar a la anterior, es decir, mediante la inserción de una lámina de fricción en canales ubicados en los bordes laterales de la paleta.

El suministro de lubricante a las partes en movimiento, no se ha considerado en el dibujo de la figura 9.1 a efecto de no complicarlo demasiado, empero, son previsibles soluciones convencionales para satisfacer esta necesidad.

Los engranajes internos en ambos extremos del rotor, serán los elementos que transferirán la potencia generada, de un lado, al eje de salida en el que va acoplada la volante, a la que se fijará el plato de embrague, o el sistema del convertidor de par en el caso de transmisión automática.

Es importante dejar establecido que este motor puede diseñarse con un mínimo de tres paletas y un máximo de seis, con la salvedad de que para menos de cinco paletas, las condiciones del proceso de intercambio de gases requerirán el empleo de válvulas, debido a que el ángulo de giro del rotor entre el paso de dos paletas consecutivas por un punto, impone la condición de que el intercambio de gases se dé un tiempo muy largo para un buen aprovechamiento del volumen de llenado.

### 1.3 Mecánica de funcionamiento del motor a paletas.

El funcionamiento de este motor se realiza siguiendo un ciclo peculiar el cual comparte características de los ciclos Otto y Clerk, más conocido este último, como ciclo de dos tiempos; debido a que siendo factible tener volúmenes iguales, tanto para el proceso de compresión como para el de expansión, es inevitable sin embargo, la presencia de un volumen perdido, propio de los motores de dos tiempos.

Soslayando por el momento la etapa de llenado, consideraremos que el ciclo se inicia en el momento en que una de las paletas sobrepasa las lumbreras de admisión de aire del soplador, cerrando el volumen en forma de cuña curvada contenido entre ésta, el rotor, y el bloque del motor; punto en el que se dosificará la carga de combustible mediante un inyector de baja presión (I).

En la siguiente etapa se realiza el proceso de compresión de la mezcla aire combustible, la cual es comprimida politrópicamente hasta quedar confinada en la cámara de combustión (C), donde será encendida por la chispa de la bujía (B), iniciándose se la combustión de la carga.

En la etapa subsiguiente se realiza la expansión de los gases los cuales debido a la fuerza expansiva generada por la combustión, empujan a la paleta precedente en su giro efectivo al incidir sobre la superficie expuesta de la misma, luego que el giro del rotor permite la salida de los gases, de la cámara de combustión hacia la zona de expansión de volumen variable.

La última etapa del ciclo se inicia cuando la paleta empieza a descubrir las lumbreras de escape (G), por las que saldrán los gases quemados hacia el múltiple de escape. Cuando la presión dentro de la celda ha caído suficientemente, la paleta descubre las lumbreras de admisión, por las que ingresará el aire

de soplado del remanente de gases quemados, realizándose conjuntamente el llenado de la nueva carga de aire para la combustión siguiente.

Cabe mencionar, que teniendo en cuenta el estado actual de la tecnología de fabricación de motores y de los materiales que se emplean en esta industria, no existen consecuentemente, impedimentos de orden tecnológico para la utilización de este mecanismo, en el diseño de motores que empleen el ciclo Diesel, con el cual aparentemente esta propuesta alcanzará su óptimo rendimiento, máxime si tenemos en consideración que no se aprecian restricciones para el diseño de una cámara de combustión con una óptima relación superficie/volumen, para trabajar con dicho ciclo.

Otra opción que se prevé en el empleo de este mecanismo, es con el empleo del ciclo Brayton, realizando el suministro de calor a presión constante mediante un sistema de inyección y la expansión de los gases íntegramente sobre los álabes de una turbina; lo cual sería factible de lograr ubicando las lumbreras de escape en una posición adecuada a este fin.

#### 1.4 Ciclo de trabajo en el diagrama $pV$

En el esquema de la figura 11.1 vemos la posición de las paletas cuando dos de ellas están formando la celda de volumen máximo, el cual se producirá durante los procesos de intercambio de gases, esta misma figura nos permite observar que, a medida que el volumen al final de la expansión se aproxime a este valor máximo, será necesario restringir el volumen al cierre de la admisión o volumen de carga, si se admite que el volumen al final de la expansión sea mayor que el volumen inicial; o se restringirá el ángulo de giro del rotor para los procesos de intercambio de gases, si se prefiere que los volúmenes al cierre de la admisión y a la apertura del escape se mantengan iguales.

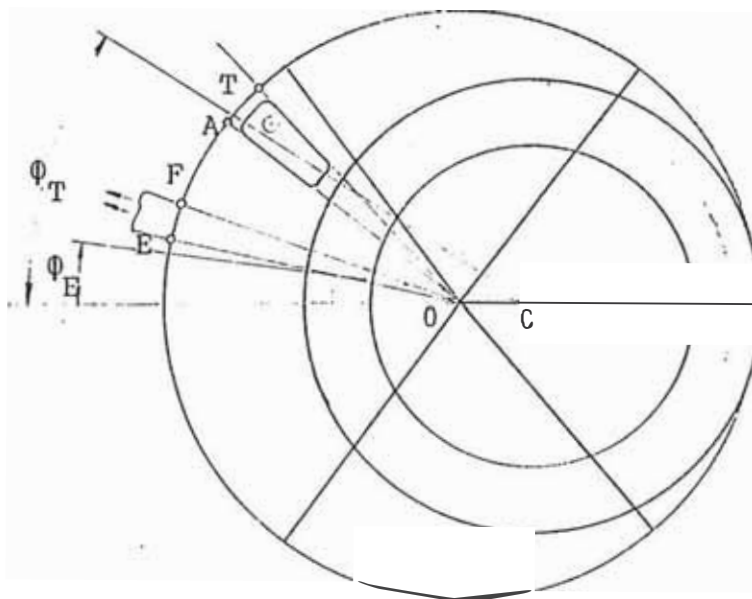


Fig. 11.1  
Posición de las paletas en la máxima expansión

Dado que, al permitir que la fuerza expansiva de los gases actúe sobre un volumen mayor que el inicial, nos permitirá lograr un mayor rendimiento térmico del ciclo, hemos optado por la primera alternativa, con lo cual el ciclo termodinámico en el diagrama  $pV$ , tendrá la forma que se observa en la figura 12.1, en la cual vemos que la posición del punto 1, queda determinada por el ángulo de cierre de las lumbreras o de las válvulas de admisión al cual en términos de giro del rotor denominaremos  $\phi_T$

la celda cerrada por la paleta en esta posición tendrá un volumen  $V_1$  a la presión  $p_1$  que será menor que la presión  $p_k$  del soplador debido a las pérdidas hidrodinámicas en los ductos y el múltiple de admisión.

El punto 2 queda definido por el volumen de la cámara de combustión y la presión alcanzada por la mezcla aire-combustible para la relación de compresión dada.

El punto 3 como sabemos, corresponde a la presión de los productos de la combustión, por efecto del encendido de la mezcla aire combustible.

El punto 4 corresponde al volumen a la apertura de las lumbresas de escape y a la presión correspondiente de los gases para el proceso politrópico 3-4.

El punto M se define por el volumen máximo de la celda para la posición que hemos descrito en la figura 11.1. La diferencia entre los volúmenes  $V_4$  y  $V_1$  la denominaremos  $\epsilon V_c$ , expresión en la que al coeficiente  $\epsilon$  lo llamaremos relación de expansión, dado que su efecto en el ciclo es análogo al de la relación de compresión  $\epsilon$ .

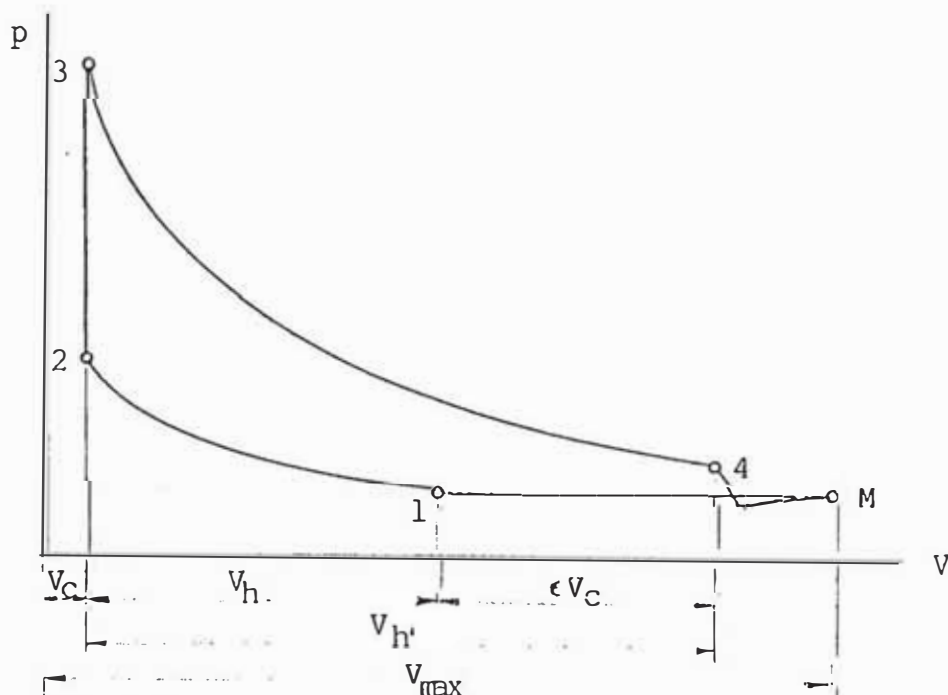


Fig. 12.1 . Ciclo de trabajo en el diagrama p-V

## 2 ANALISIS CINEMATICO Y DINAMICO

### 2.1 Determinación de las relaciones geométricas del motor.

La figura 1.2 muestra un esquema simplificado en el que se señalan las dimensiones del mecanismo principal y los parámetros angulares que definen la posición de las paletas.

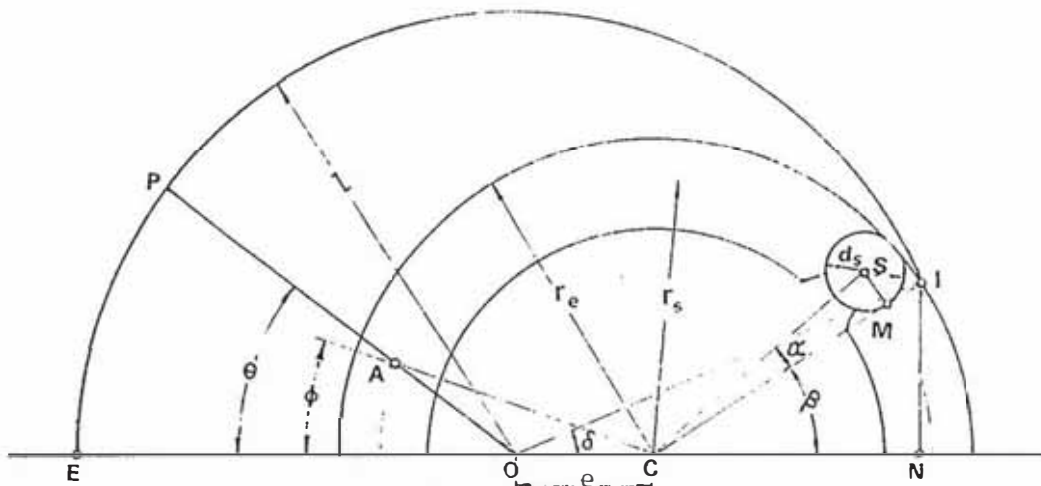


Fig. 1.2  
Parámetros geométricos del motor

Las dimensiones principales que se señalan en esta figura son:  
 $l$  = longitud de la paleta, medida desde el eje de pivoteo, o ra  
 dio interno del cilindro del bloque del motor.

$r_e$  = radio de la periferia del rotor.

$r_s$  = radio de la circunferencia de centros de los ejes de los sellos oscilantes.

$L$  = ancho de las paletas (dimensión perpendicular al plano de la figura)

La figura 1.2 se construye de acuerdo al siguiente procedimiento:

Con los radios  $r_e$  y  $r_s$ , se construyen las semicircunferencias concéntricas de centro  $C$ , desde el cual se determina el punto  $S$  en la circunferencia de los sellos, mediante el segmento  $\overline{CS}$

a un ángulo  $\alpha + \beta = 36^\circ$ . Luego, con centro en S y radio  $d_s/2$  trazamos la circunferencia S, a la cual desde el punto C trazamos una tangente que cortará a la circunferencia externa del rotor en el punto I, desde el que bajamos la perpendicular  $\overline{IN}$ . Seguidamente con centro en I y radio l, cortamos el eje horizontal en el punto O, que será el centro de la circunferencia interna del bloque de motor, la misma que resultará secante a la circunferencia externa del rotor en el punto I. Con esta construcción hemos determinado la distancia  $\overline{OC}$ , que separa los centros de las circunferencias del rotor y del bloque, a la que denominaremos con la letra e.

En el triángulo CSM así construido, tenemos:

$$\frac{\overline{SM}}{\overline{CS}} = \text{sen } \alpha$$

De donde, 
$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{d_s}{2r_s}\right)$$

Por otro lado  $\overline{IN} = r_e \text{sen } \beta = l \text{sen } \delta$

Luego, 
$$\text{sen } \delta = \frac{r_e}{l} \text{sen } \beta, \text{ pero } \beta = 36 - \alpha$$

En consecuencia, 
$$\text{sen } \delta = \frac{r_e}{l} \text{sen} \left[ 36 - \text{sen}^{-1}\left(\frac{d_s}{2r_s}\right) \right]$$

Dedonde, 
$$(1.2) \quad \delta = \text{sen}^{-1} \left[ \frac{r_e}{l} \text{sen} \left( 36 - \text{sen}^{-1}\left(\frac{d_s}{2r_s}\right) \right) \right]$$

Del triángulo OIC de la figura 1.2 obtenemos:

$$(2.2) \quad e = l \cos \delta - \sqrt{r_e^2 - (l \text{sen } \delta)^2}$$

Considerando el triángulo OAC de la misma figura, podemos establecer:

$$(a) \quad \frac{e}{\text{sen } \angle OAC} = \frac{r_s}{\text{sen } \angle AOC}$$

Donde,

$$\angle OAC = \theta - \phi$$

$$\angle AOC = \pi - \theta$$

$$\text{sen}(\theta - \phi) = \text{sen } \theta \cos \phi - \cos \theta \text{sen } \phi$$



Reemplazando en (a) y resolviendo para  $\theta$  obtenemos:

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen } \phi}{\cos \phi - e/r_s} \right)$$

Haciendo  $e/r_s = \rho$ , obtenemos:

$$(3.2) \quad \theta = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen } \phi}{\cos \phi - \rho} \right)$$

Expresando  $\phi$  en función de  $\theta$  resulta:

$$(4.2) \quad \phi = \cos^{-1} \left( \rho \text{sen}^2 \theta + \cos \theta \sqrt{1 - (\rho \text{sen } \theta)^2} \right)$$

En la figura 2.2 podemos observar que la paleta P que ha recorrido el ángulo  $\theta$  desde la posición inicial OA, ha barrido la superficie (ABDP), limitada por la circunferencia interna del bloque, la circunferencia externa del rotor, y los segmentos  $\overline{AB}$  y  $\overline{PD}$  de la paleta, para las posiciones cero y  $\theta$  respectivamente. En correspondencia con el ángulo  $\theta$  girado por la paleta, el rotor recorre el ángulo  $\phi$ .

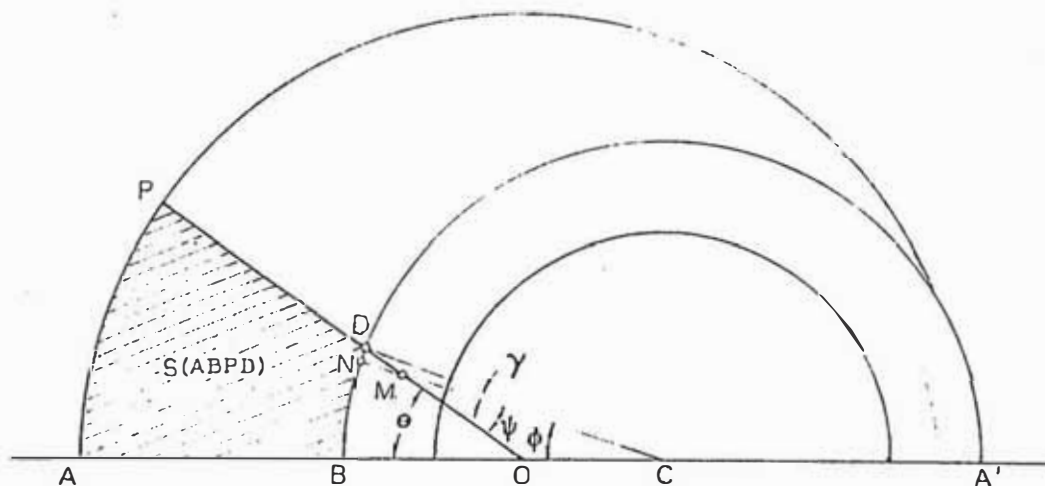


Fig.2.2  
Area barrida por la paleta

En el triángulo OMC de la figura superior, podemos establecer:

$$\theta = \phi + \psi$$

De donde, (b)  $\psi = \theta - \phi$

Puesto que el ángulo  $\angle NCD$  siempre es pequeño y el radio  $NC$  es perpendicular al segmento  $\overline{ND}$ , podemos establecer:

$$(c) \quad \frac{\overline{MN}}{\overline{DM}} = \cos \psi$$

Combinando las ecuaciones (b) y (c) obtenemos:

$$\overline{DM} = \frac{r_e - r_s}{\cos(\theta - \phi)}$$

Si en el triángulo  $CMD$  hacemos,

$$a = \overline{DM} = \frac{r_e - r_s}{\cos(\theta - \phi)}$$

$$b = \overline{CM} = r_s$$

$$c = \overline{CD} = r_e$$

El ángulo  $\gamma$  estará definido por:

$$(d) \quad \sin \gamma = \frac{2}{bc} \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}$$

donde,  $s = (a+b+c)/2$

Reemplazando valores en la ecuación (d) y simplificando resulta:

$$(5.2) \quad \gamma = \sin^{-1} \left[ \frac{(r_e - r_s)^2 \tan(\theta - \phi)}{2r_e r_s \cos(\theta - \phi)} \sqrt{\left( \frac{r_e + r_s}{r_e - r_s} \cos(\theta - \phi) \right)^2 - 1} \right]$$

En la figura 2.2 la superficie  $S(ABDP)$  puede expresarse como la diferencia entre las áreas, del sector  $OAP$  y de la figura triangular  $OBD$ .

$$(e) \quad S(ABDP) = S(OAP) - S(OBD)$$

Pero,  $S(OBD) = S(CBD) - S(OCD)$

Expresando los ángulos en radianes tenemos:

$$S(OAP) = \frac{1}{2} r_e^2 \theta$$

$$S(CBD) = \frac{1}{2} r_e^2 (\phi + \gamma)$$

$$S(OCD) = \frac{\overline{OC} \times \overline{OD}}{2} \sin(\phi + \gamma)$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (e), resulta:

$$A_b = \frac{l^2 \theta}{2} - \frac{r_e^2}{2} (\phi + \gamma) + \frac{e r_e}{2} \sin (\phi + \gamma)$$

Reemplazando el valor de  $e = \rho r_s$  obtenemos:

$$(6.2) \quad A_b = \frac{1}{2} \left[ l^2 \theta - r_e^2 (\phi + \gamma) + \rho r_e r_s \sin (\phi + \gamma) \right]$$

Volviendo a la figura 2.2, podemos ver que la longitud de trabajo de la paleta representada por el segmento  $\overline{PD}$ , varía en función del ángulo recorrido por ésta. A partir del triángulo COD, podemos expresar:

$$(f) \quad \overline{PD} = \overline{OP} - \overline{OD}$$

Donde,  $\overline{PD}$  = longitud de trabajo ( $l_t$ )

$$\overline{OP} = l$$

$$\overline{OD}^2 = e^2 + r_e^2 - 2er_e \cos(\phi + \gamma)$$

Reemplazando valores en (f) obtenemos:

$$l_t = l - \sqrt{e^2 + r_e^2 - 2er_e \cos(\phi + \gamma)}$$

$$(7.2) \quad l_t = l - \sqrt{\rho^2 r_s^2 + r_e^2 - 2\rho r_e r_s \cos(\phi + \gamma)}$$

## 2.2 Velocidades angular y tangencial de las paletas

Derivando la ecuación 3.2 con respecto al tiempo, obtenemos:

$$(g) \quad \frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \tan^{-1} \left( \frac{\sin \phi}{\cos \phi - \rho} \right) \right)$$

Las velocidades angulares de la paleta y el rotor, están expresadas por:

$$\omega_p = \frac{d\theta}{dt}$$

$$\omega_r = \frac{d\phi}{dt}$$

Puesto que el rotor gira a revoluciones constantes,  $\phi = \omega_r t$

Efectuando la derivada de la ecuación (g), reemplazando valores, simplificando y despejando la velocidad angular de la paleta obtenemos:

$$(8.2) \quad \omega_p = \frac{\omega_r}{1 + \frac{\rho - \cos \phi}{\frac{1}{\rho} - \cos \phi}}$$

En la tabla I-2 podemos ver los valores que toma  $\omega_p$  en cuatro puntos característicos, de acuerdo a la posición de la paleta.

$\phi$	$\omega_p$
0	$\frac{\omega_r}{1 - \rho}$
$\pi/2$	$\frac{\omega_r}{1 + \rho^2}$
$\pi$	$\frac{\omega_r}{1 + \rho}$
$3/2 \pi$	$\frac{\omega_r}{1 + \rho^2}$

De esta tabla inferimos que los valores mínimo y máximo de  $\omega_p$  son:  $\omega_r/(1 + \rho)$  y  $\omega_r/(1 - \rho)$  respectivamente. En consecuencia la velocidad media de la paleta será:

$$\bar{\omega}_p = \frac{\omega_r}{1 + \rho} + \frac{\omega_r}{1 - \rho}$$

$$\bar{\omega}_p = \frac{\omega_r}{1 - \rho^2}$$

Por otro lado  $\omega_r = \frac{\pi n}{30}$

Con esto: (9.2)  $\bar{\omega}_p = \frac{\pi n}{30(1 - \rho^2)}$

La velocidad angular máxima de la paleta, a partir de la tabla I-2 será:

$$(10.2) \quad \omega_{p\max} = \frac{\pi n}{30(1 - \rho)}$$

De la ecuación 8.2 obtenemos la velocidad tangencial en el extremo de la paleta para un ángulo  $\phi$  dado:

$$(11.2) \quad v_t = \frac{\pi n l}{30 \left( 1 + \frac{\rho - \cos \phi}{\frac{1}{\rho} - \cos \phi} \right)}$$

A partir de la ecuación (9.2), para los valores máximo y mínimo de  $\omega_t$  obtenemos la velocidad tangencial media de la paleta:

$$(12.2) \quad \bar{v}_t = \frac{\pi n l}{30(1 - \rho^2)}$$

De la ecuación 10.2) deducimos la velocidad tangencial máxima en el extremo de la paleta:

$$(13.2) \quad v_{t\max} = \frac{\pi n l}{30(1 - \rho)}$$

### 2.3 Velocidades angular y tangencial del rotor

En las condiciones de régimen nominal, la velocidad angular del rotor es constante y está dada por:

$$\omega_r = \frac{\phi}{t}$$

Donde  $\phi$  es el ángulo recorrido por el rotor y  $t$  es el tiempo que ha tomado realizar dicho recorrido.

Si de esta ecuación despejamos el tiempo para un ángulo  $\phi$  dado, obtenemos:

$$(15.2) \quad t = \frac{30 \phi}{\pi n}$$

### 2.4 Aceleración angular de las paletas

Para obtener la aceleración angular de las paletas debemos encontrar  $d\omega_p/dt$  a partir de la ecuación 8.2

$$\alpha_p = \frac{d\omega_p}{dt}$$

Efectuando operaciones, resulta:

$$\alpha_p = -\omega_r \left(1 + \frac{\rho - \cos\phi}{\frac{1}{\rho} - \cos\phi}\right)^{-2} \left[ \frac{(\frac{1}{\rho} - \cos\phi)\text{sen}\phi - (\rho - \cos\phi)\text{sen}\phi}{(\frac{1}{\rho} - \cos\phi)^2} \right] \frac{d\phi}{dt}$$

Realizando las transformaciones necesarias y simplificando, obtenemos:

$$(16.2) \quad \alpha_p = -\frac{\rho(1 - \rho^2)\text{sen}\phi}{(\rho^2 - 2\rho\cos\phi + 1)^2} \omega_r^2$$

En la figura 3.2 podemos ver las curvas de velocidad y aceleración angular de la paleta, para  $\rho = 0.378$  y  $\omega_r = 167.5$  rad/seg.

### 2.5 Ecuación del par motor

La figura 4.2 muestra en forma genérica, las reacciones que se producen cuando dos paletas se encuentran realizando los procesos de compresión y expansión, quedando definidas sus posiciones por los ángulos  $\theta_1$  y  $\theta_2$  respectivamente, a los que corresponderán los ángulos  $\phi_1$  y  $\phi_2$  de giro del rotor.

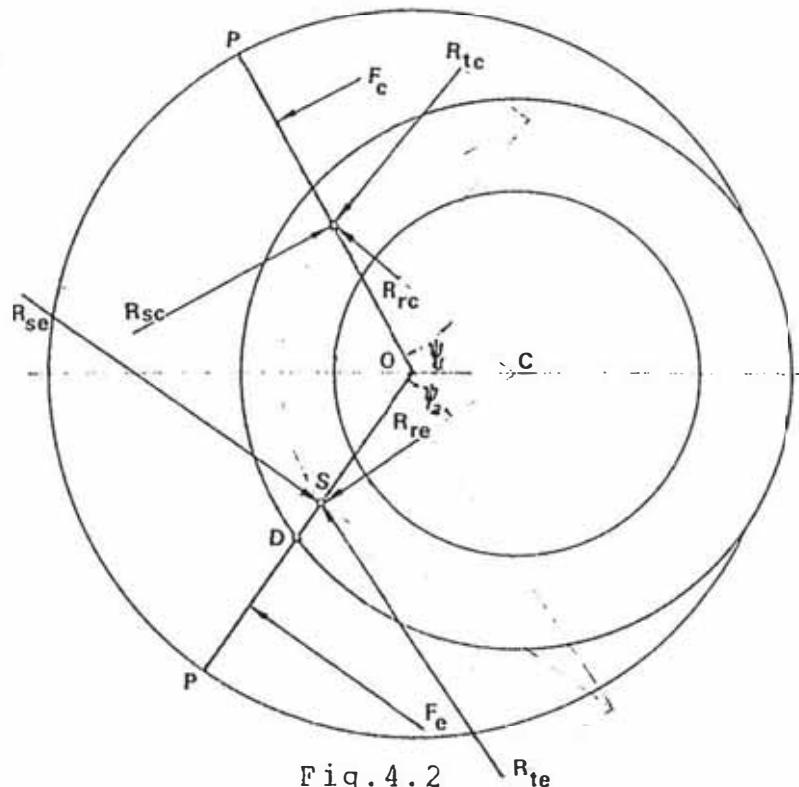


Fig.4.2

Diagrama de fuerzas para determinación del par motor

En la paleta que está en expansión en la figura 4.2, vemos que actúan las siguientes fuerzas:

El vector  $F_e$ , que representa la resultante de la presión de los gases sobre la superficie determinada por la longitud de trabajo de la paleta.

El vector  $R_{se}$  que representa la reacción en el rotor transmitida por el sello oscilante, la misma que se descompone en los vectores  $R_{re}$  y  $R_{te}$ , de los cuales el primero constituye la carga sobre los cojinetes del rotor y el segundo, la fuerza tangencial al círculo de los sellos que impulsa al rotor generando la potencia del ciclo.

En la paleta que está realizando el proceso de compresión actúan las siguientes fuerzas:

El vector  $F_c$ , que representa la resultante de la presión de compresión sobre la superficie de trabajo de la paleta.

El vector  $R_{se}$ , que representa la reacción en el rotor, transmitida por el sello oscilante, la misma que se descompone en los vectores  $R_{tc}$  y  $R_{rc}$ , el primero de los cuales es absorbido como carga, por los apoyos del rotor y el segundo que actúa tangencialmente a la circunferencia de los sellos, realiza el trabajo negativo del ciclo, durante el proceso de compresión.

El ángulo  $\psi_1$  que servirá para calcular las reacciones sobre las paletas se obtiene a partir de la relación (b) del artículo 2.1:

$$\psi_1 = \theta_1 - \phi_1$$

De forma análoga :

$$\psi_2 = \phi_2 - \theta_2$$

La figura 5.2 muestra las fuerzas que actúan sobre la paleta incluyendo aquellas de carácter dinámico, que se encuentran aplicadas a una distancia igual al radio de giro  $K_p$ , del centro de rotación.

Debido a la rotación de la paleta, se generarán las fuerzas

de inercia correspondientes a las componentes tangencial y normal de la aceleración angular.

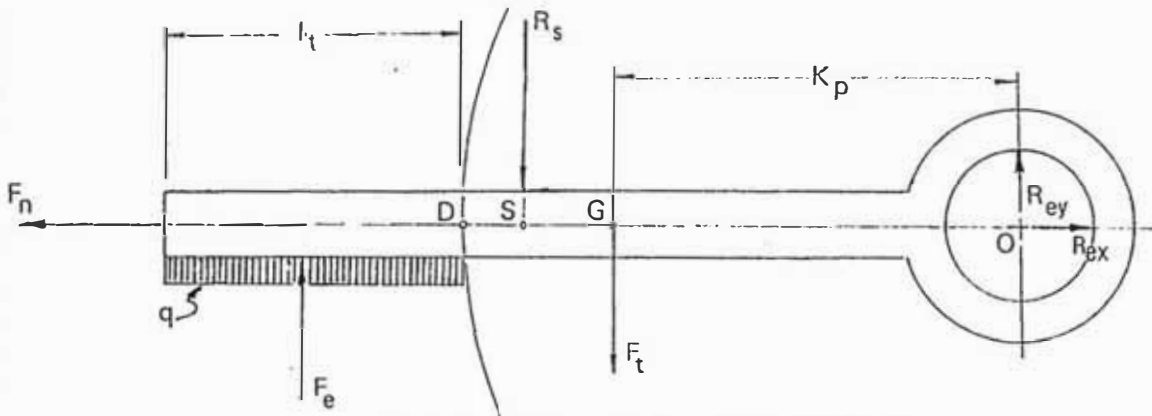


Diagrama de cuerpo libre de la paleta  
Fig. 5.2

La fuerza normal a la trayectoria o fuerza centrífuga está dada por:

$$F_n = \frac{w_p v_{tp}^2}{g K_p}$$

Donde  $w_p$  es el peso de la paleta y la velocidad tangencial  $v_{tp} = \omega K_p$ , luego:

$$F_n = \frac{w_p}{g} \omega^2 K_p$$

Reemplazando el valor de  $\omega_p$  dado por la ecuación 8.2 obtenemos:

$$(17.2) \quad F_n = \frac{w_p K_p \omega_r^2}{g \left(1 + \frac{\rho - \cos \phi}{\frac{1}{\rho} - \cos \phi}\right)^2}$$

La fuerza tangencial está expresada por:

$$F_t = \frac{w_p}{g} a_t$$

Donde la aceleración tangencial es  $a_t = \alpha_p K_p$  con esto y la ecuación 16.2 obtenemos:

$$(18.2) \quad F_t = \frac{w_p K_p \omega_r^2}{g} \frac{\rho(1 - \rho^2) \sin \phi}{\left[(\rho - \cos \phi)^2 + \sin^2 \phi\right]^2}$$

Puesto que la paleta está efectuando un movimiento circular de



velocidad variable, se generará una fuerza de inercia de sentido contrario a la dirección de la aceleración, y la sumatoria de momentos respecto al punto O será igual al producto del momento de inercia de la paleta  $J_p$  por la aceleración angular de la misma. Luego:

$$(i) \quad \sum M_o = F_e (\overline{OD} + l_t/2) - \overline{OS} r_s + F_t K_p = J_p \alpha_p$$

En la figura 4.2 vemos que:

$$\overline{OS}^2 = e^2 + r_s^2 - 2er_s \cos(2\pi + \phi)$$

Teniendo en cuenta que  $e = \rho r_s$  reemplazando valores, y efectuando las operaciones necesarias obtenemos:

$$(j) \quad \overline{OS} = r_s \sqrt{(\rho - \cos \phi)^2 + \sin^2 \phi}$$

De la sección 2.1 obtenemos:

$$\overline{OD}^2 = r_e^2 + \rho^2 r_s^2 - 2\rho r_e r_s \cos(\phi_2 + \gamma_2)$$

$$(k) \quad \overline{OD} = \sqrt{\rho r_s - r_e \cos(\phi_2 + \gamma_2)^2 + r_e \sin(\phi_2 + \gamma_2)^2}$$

La fuerza producida por la expansión de los gases es:

$$(l) \quad F_e = p_e l_t L$$

donde  $p_e$  es la presión de expansión de los gases para el ángulo  $\phi$  del rotor,  $l_t$  es la longitud de la paleta expuesta a la presión de los gases, y  $L$  es la profundidad de la celda. Así mismo, en la figura 2.2 podemos ver que:

$$(m) \quad l_t = l - \overline{OD}$$

Reemplazando los valores de (l) y (m) en (i) efectuando operaciones y simplificando, obtenemos:

$$(19.2) R_{se} = \frac{p_e l_t L \left(1 + \frac{l_t}{2}\right) - \rho(1 - \rho^2) \operatorname{sen} \phi \left[ \frac{\pi n}{30(\rho - \cos \phi)^2 + \operatorname{sen}^2 \phi} \right]^2 \left( \frac{W_p K_p^2}{g} - J_p \right)}{r_s \sqrt{(\rho \cos \phi)^2 + \operatorname{sen}^2 \phi}}$$

Donde el valor de  $l_t$  lo podemos obtener de la ecuación 7.2. Los valores de  $K_p$  y  $J_p$  serán desarrollados más adelante en este capítulo.

La componente de  $R_s$  que produce el par motor, está dada por:

$$(20.2) \quad \begin{aligned} R_{te} &= R_s \cos \psi_2 \\ R_{te} &= R_s \cos (\phi_2 - \theta_2) \end{aligned}$$

De forma análoga, para una paleta que está en compresión se obtiene:

$$(21.2) R_{sc} = \frac{p_e l_t L \left(1 + \frac{l_t}{2}\right) - \rho(1 - \rho^2) \operatorname{sen} \phi \left[ \frac{\pi n}{30(\rho - \cos \phi)^2 + \operatorname{sen}^2 \phi} \right]^2 \left( \frac{W_p K_p^2}{g} - J_p \right)}{r_s \sqrt{(\rho \cos \phi)^2 + \operatorname{sen}^2 \phi}}$$

Luego, la componente que se opone al par motor, se obtiene de:

$$\begin{aligned} R_{tc} &= R_{sc} \cos \psi_1 \\ R_{tc} &= R_{sc} \cos (\theta_2 - \phi_2) \end{aligned}$$

En la figura 6.2 que sigue, se muestra el cuerpo libre del rotor con las reacciones tangenciales de expansión y compresión para la posición mostrada de las paletas.

El torque de inercia del rotor estará dado por la ecuación:

$$M_r = \frac{J_r \omega_r^2}{2} = \frac{W_r K_r^2}{2g} \omega_r^2$$

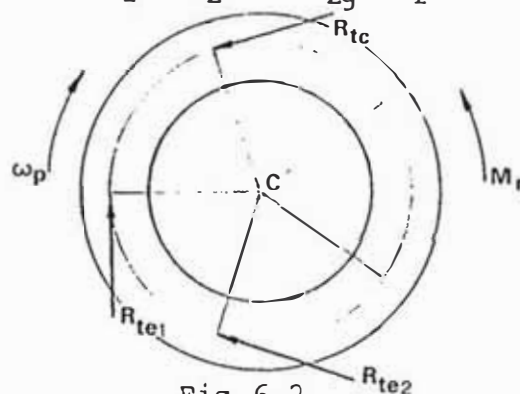


Fig. 6.2

Diagrama de cuerpo libre del rotor

Tomando momentos con respecto al punto  $C$  obtenemos el torque motriz o par motor:

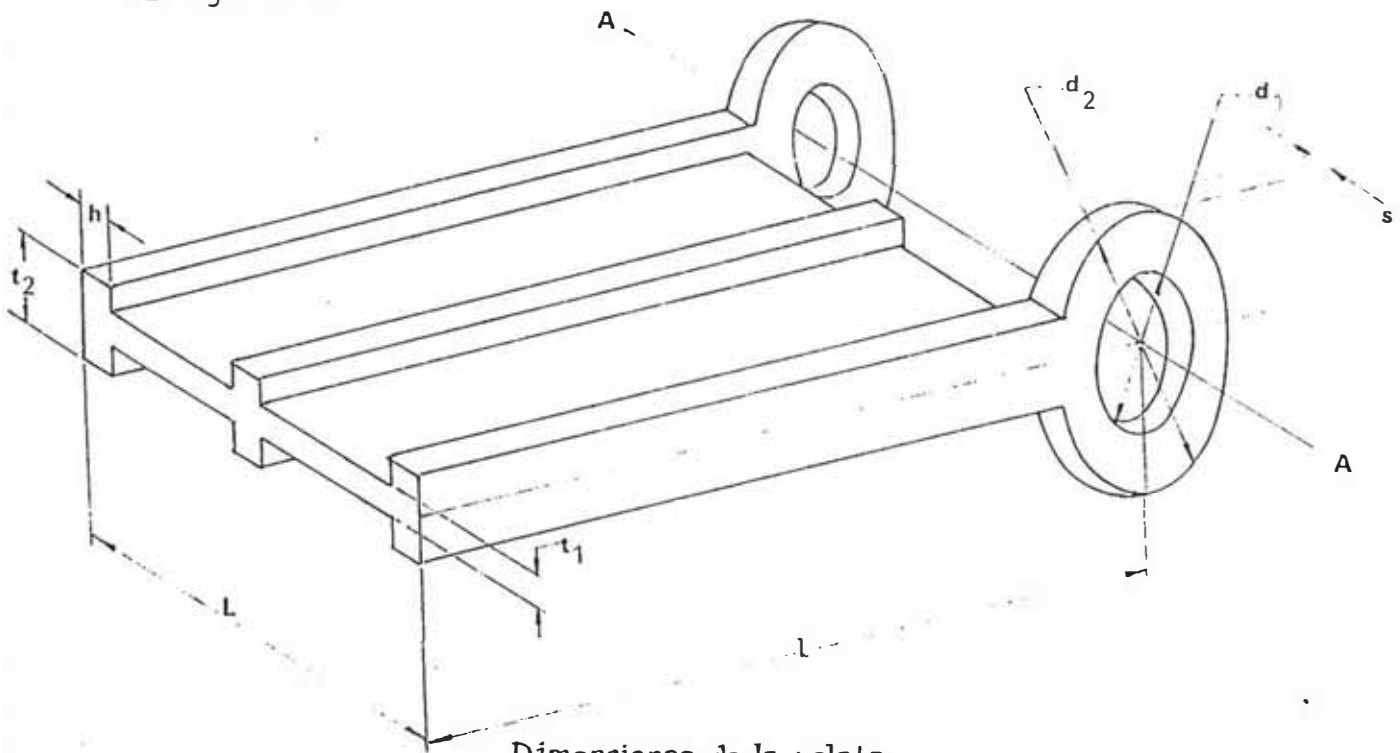
$$T_m = r_s R_{te2} + r_s R_{tel} - r_s R_{tcl} - M_r$$

Por consiguiente, la ecuación general del par motor considerando que hay  $n_1$  paletas realizando el proceso de compresión y  $n_2$  paletas el de expansión será:

$$(22.2) \quad T_m = \sum_1^{n_2} R_{tei} r_s - \sum_1^{n_1} R_{tci} r_s - \frac{w_r K_e^2}{2g} \omega_r^2$$

### 2.6 Momentos de inercia de las piezas rotatorias

En la figura 7.2 podemos ver el diagrama dimensional de la paleta, para el cálculo de su momento de inercia con respecto al eje A-A



Dimensiones de la paleta  
Fig. 7.2

Descomponiendo la paleta en componentes prismáticos y anulares y sumando los momentos de inercia de los mismos con respecto al eje A-A obtenemos:

$$(23.2) \quad J_p = \frac{(2l - d_2)\gamma}{2g} \left[ \frac{l^2}{3} + \frac{d_2}{4}(2l + d_2) \right] \left[ 3h(t_2 - t_1) + t_1 L \right] + \frac{\pi s \gamma}{16g} (d_2^4 - d_1^4)$$

El radio de giro de esta pieza lo obtendremos con la siguiente ecuación:

$$(24.2) \quad K_p = \sqrt{\frac{J_p g}{w_p}}$$

Donde el peso de la paleta  $w_p$  está dado por:

$$(25.2) \quad w_p = \frac{\gamma (2l - d_2)}{2} \left[ 3h(t_2 - t_1) + t_1 L \right] + \frac{\pi s \gamma}{2} (d_2^2 - d_1^2)$$

En la figura 8.2 que sigue, tenemos un esquema dimensional del rotor para el cálculo de su momento de inercia con respecto al eje A-A

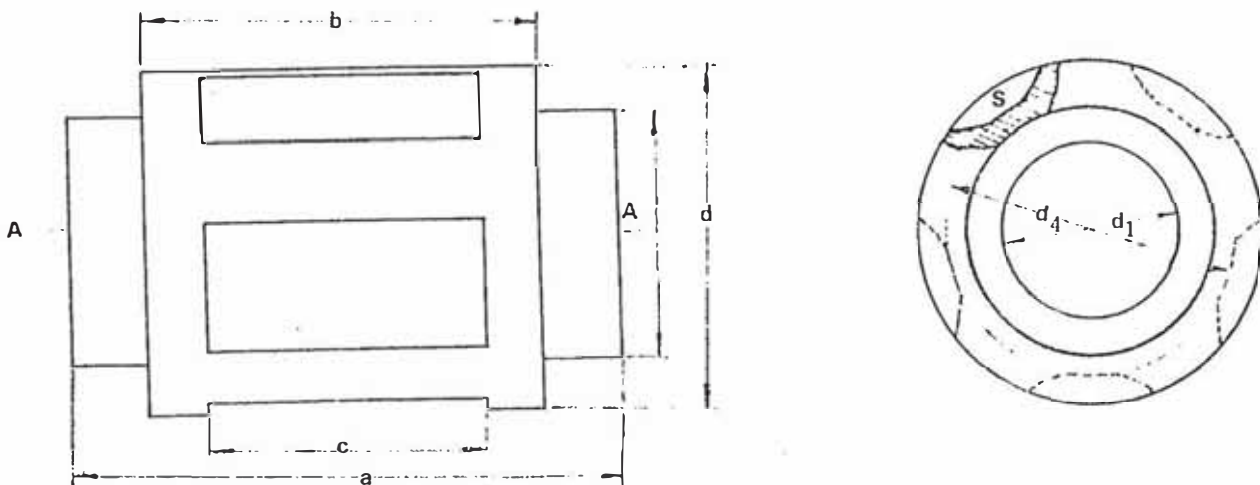


Fig. 8.2 Dimensiones del rotor

El momento de inercia del rotor está dado por la ecuación:

$$J_r = 2J_1 + 2J_2 + J_3 + 5J_4$$

Donde  $J_1$  es el momento de inercia de los apoyos del rotor, el cual está dado por la ecuación:

$$J_1 = \frac{\pi \gamma}{64} (a - b)(d_2^4 - d_1^4)$$

El valor de  $J_2$  corresponde al momento de inercia de cada uno de los anillos, cuyo ancho está dado por la diferencia  $(b - c)$

$$J_2 = \frac{\pi \gamma}{64} (b - c)(d_3^4 - d_1^4)$$

En la parte central podemos considerar el cilindro de longitud  $C$ , cuyo momento de inercia es  $J_3$ , siendo su diámetro exterior  $d_4$ .

$$J_3 = \frac{\pi c \gamma}{4} (d_4^4 - d_1^4)$$

El momento de inercia de las cinco puntas de forma trapezoidal y lados curvados lo podemos calcular aproximadamente, mediante la siguiente figura:

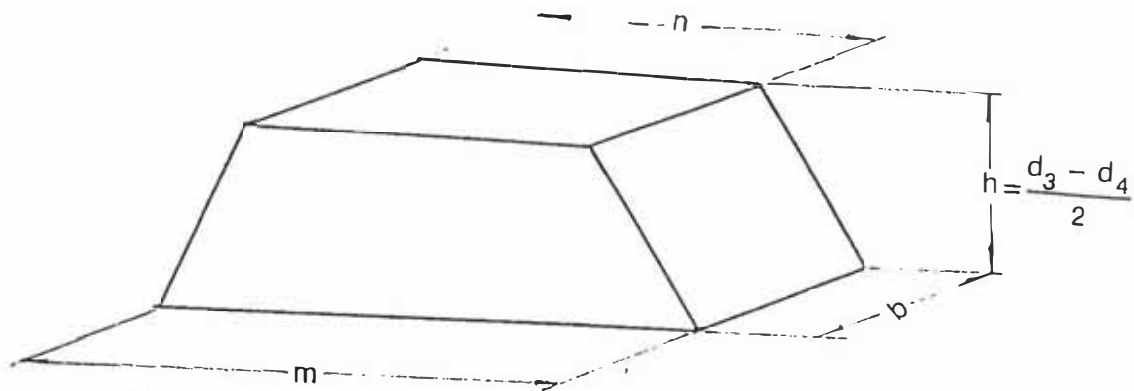


Fig. 9.2

Efectuando los cálculos y transformaciones necesarias, encontramos la siguiente ecuación, que expresa el valor del momento de inercia de tales elementos.

$$J_4 = w_4 \frac{(d_3^2 - d_4^2)}{12(m - n)} \left[ \frac{m + 9n}{2} - \frac{(m + 2n)^2}{3(m + n)} \right] + w_4 \left[ \frac{d_4}{2} + \frac{d_3 - d_4}{6} \frac{(m + 2n)}{(m + n)} \right]^2$$

Con los valores de los momentos de inercia encontrados y la ecuación (n), podemos calcular el radio de giro del rotor, mediante la siguiente ecuación.

$$(25.2) \quad K_r = \sqrt{\frac{J_r}{m_r}}$$

En la cual  $m_r$  representa la masa total del rotor.

Por lo tanto, conocidos los radios de giro de las principales piezas en movimiento, mediante las ecuaciones (24.2) y (25.2), podemos calcular el valor del par motor de la ecuación (22.2) y de las reacciones tangenciales de las paletas en proceso de compresión y de las otras en proceso de expansión, sobre el rotor, dadas por las ecuaciones (20.2) y (21.2).

Cabe la observación de que en este procedimiento se ha obviado la influencia de la masa de los sellos oscilantes en la dinámica del mecanismo, dado que el movimiento giratorio de éstos sobre su eje, tiene un mínimo efecto sobre las reacciones tangenciales que se dan en la línea del círculo de sellos del rotor.

### 3 ANALISIS TERMODINAMICO DEL CICLO DE TRABAJO

#### 3.1 Variantes posibles del ciclo del motor en el diagrama $pV$

Sabemos que, tanto los motores alternativos, como los motores rotatorios de cámaras lobulares de cuatro tiempos, realizan el proceso de expansión sobre un volumen igual que el volumen de llenado o volumen inicial, quedando limitados para obtener más trabajo del ciclo debido a condiciones inherentes a los mecanismos en que están basados, ya que en éstos es imposible prolongar la expansión más allá del volumen admitido.

El ciclo de dos tiempos, en los motores de pistones, si bien permite una mejora en el trabajo obtenible en relación con las rpm del motor, ésta se logra a expensas de sacrificar parte de la carrera útil, para realizar los procesos de intercambio de gases del motor, sacrificando consecuentemente la presión media efectiva del ciclo.

Debido a esta restricción, inherente a los mecanismos mencionados, la única forma de mejorar termodinámicamente el ciclo de trabajo, es mediante el aumento de la relación de compresión, con las consecuencias conocidas, sobre la mezcla aire-combustible.

Los motores rotatorios de paletas, en cambio, ofrecen la posibilidad de realizar la expansión sobre un volumen mayor que el admitido, permitiendo incrementar la eficiencia térmica del ciclo, al aprovechar durante un mayor tiempo la fuerza expansiva de los gases sobre la paleta.

Empero, esta posibilidad que ofrece el mecanismo del motor de paletas, tiene como contrapartida, por un lado la necesidad de un sistema de soplado de los gases de escape, debido a que la paleta no ejerce un efecto positivo, tanto para la succión, como para la expulsión de los gases quemados; por otro lado exis

te también, la necesidad de un sistema mecánico de alimentación de combustible, el cual deberá suministrarse al cierre de las lumbreras de admisión, a fin de evitar el soplado de la mezcla, debido al volumen perdido que es considerable en este tipo de motores.

Si mantenemos fijas las dimensiones del diámetro interno del bloque del motor, así como el ancho de la celda y el diámetro externo del rotor, bastará solamente con variar las posiciones de las lumbreras de escape y admisión, para que los parámetros indicados del ciclo de trabajo cambien sensiblemente, como podemos apreciar en la tabla 1 del anexo, en la cual observamos la variación correlativa de los parámetros característicos del ciclo para tres posiciones diferentes de las lumbreras de escape y de admisión, definidas por los ángulos de apertura y cierre de las mismas. Estas tres posibilidades se han combinado con cuatro relaciones de compresión para obtener un conjunto de doce variantes a través de las cuales podemos apreciar la forma en que varían diversos parámetros.

El efecto del cambio de posición de las lumbreras en el ciclo de trabajo, manteniendo la relación de compresión constante, lo podemos ver en el diagrama (a) de la figura 1.3 y el efecto en el cambio en la relación de compresión manteniendo la posición de las lumbreras de escape y admisión, lo vemos en la figura 1.3 (b).

El aumento del volumen a la apertura de las lumbreras de escape ( $V_4$ ), lógicamente debe conducir a una disminución de la temperatura  $T_4$ , de los gases de escape, pero este efecto se puede lograr igualmente, según vemos, con el aumento de la relación de compresión, lográndose el menor valor de la temperatura  $T_4$ , para el mayor volumen de expansión y la máxima relación de compresión, en este caso  $1,468^\circ K$  según podemos ver en la tabla I arriba mencionada.



Esta misma tabla nos permite observar, que la presión media indicada y el rendimiento térmico  $\eta_t$ , varían en forma directamente proporcional, al aumento de  $V_4$  o de la relación de compresión  $\epsilon$

El consumo indicado y el rendimiento indicado, presentan una variación inversa a la de los parámetros mencionados, aunque en estos resultados también influye el coeficiente de llenado, el mismo que, según vemos, es afectado de forma inversa al aumento de la relación de compresión  $\epsilon$ .

Es importante observar, que los ángulos  $\phi_F$  y  $\phi_A$  que definen el tamaño de las lumbreras, si bien no tienen influencia en el cálculo de los volúmenes a la apertura del escape y cierre de la admisión y consecuentemente en la determinación de los parámetros característicos del ciclo, son sin embargo, determinantes para establecer las condiciones del escape, barrido y el llenado en los procesos de intercambio de gases, constituyendo por lo tanto, los parámetros geométricos que garantizan el funcionamiento del motor, para determinados volúmenes al cierre de la admisión y a la apertura del escape.

### 3.2 Trabajo del ciclo

Si soslayamos la incidencia de los procesos de intercambio de gases en el trabajo del ciclo y consideramos que éstos se realizan a volumen constante, siguiendo el proceso 4-5 del diagrama pV de la figura 2.3 podemos establecer el trabajo del ciclo mediante la siguiente relación:

$$W_c = \text{Area } 2'345' - \text{Area } 2'255'$$

$$W_c = \int_4^3 p \, dV - \int_1^2 p \, dV - p_1 \epsilon V_c$$

Resolviendo las dos integrales definidas obtenemos la siguien

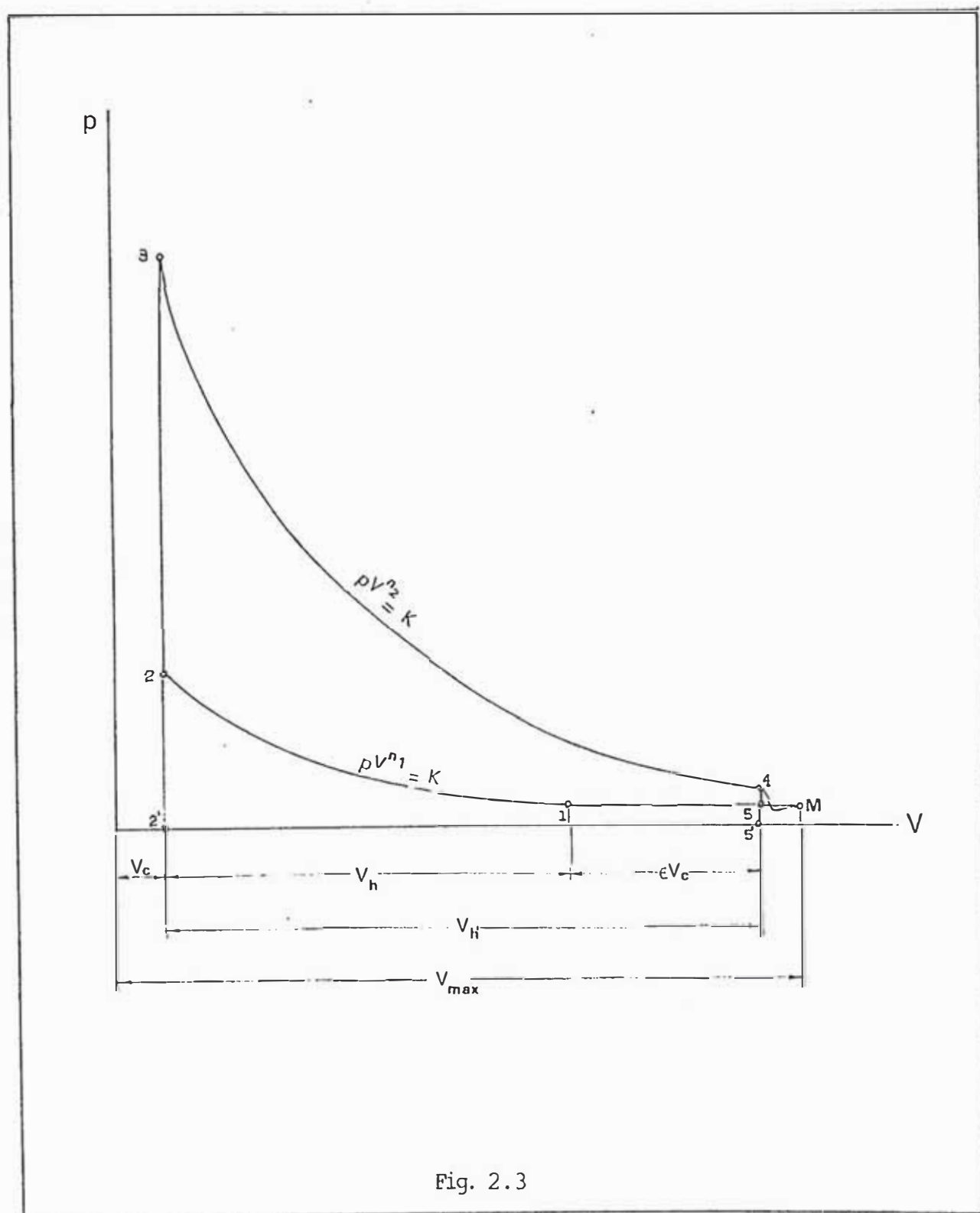


Fig. 2.3

Diagrama teórico del ciclo de trabajo del motor a paletas, en el sistema coordinado p-V.

te ecuación:

$$W_c = \frac{P_3 V_3 - P_4 V_4}{n_2 - 1} - \left( \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{n_1 - 1} + \epsilon P_1 V_c \right)$$

Teniendo en cuenta que :

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2} \qquad P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n_1}$$

Y estableciendo que:

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \qquad \text{y} \qquad \lambda = \frac{P_3}{P_2}$$

Reemplazando valores en la ecuación de  $W_c$  y efectuando las transformaciones necesarias obtenemos la ecuación que expresa el valor del trabajo del ciclo:

$$(1.3) \quad W_c = \frac{P_3 V_3}{n_2 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{(\epsilon + \lambda)^{n_2 - 1}} \right] - P_1 V_1 \left[ \frac{\epsilon^{n_1 - 1} - 1}{n_1 - 1} + \frac{\epsilon}{\epsilon} \right]$$

### 3.3 Presión media indicada

La presión media indicada del ciclo, esta definida como la relación entre el trabajo del ciclo y el desplazamiento o volumen de compresión, por tanto:

$$P_{mi} = \frac{W_c}{V_1 - V_2}$$

Pero, 
$$V_1 - V_2 = V_1 \left( 1 - \frac{1}{\epsilon} \right) = \frac{V_1}{\epsilon} (\epsilon - 1)$$

Reemplazando el valor de  $W_c$  de la ecuación 1.3 , de  $V_1 - V_2$  , y efectuando las transformaciones algebraicas necesarias obtenemos:

$$(2.3) \quad P_{mi} = \frac{P_1}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda \epsilon^{n_1}}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{(\epsilon + \lambda)^{n_2 - 1}} \right) - \left( \frac{\epsilon^{n_1 - 1} - \epsilon}{n_1 - 1} + \epsilon \right) \right]$$

### 3.4 Rendimiento térmico del ciclo

El rendimiento térmico se define como la relación entre el tra

bajo del ciclo y el calor suministrado al mismo, luego:

$$\eta_t = \frac{W_c}{q_1}$$

El calor suministrado al ciclo puede expresarse, por la siguiente ecuación:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2)$$

En el proceso 2-3 a volúmen constante, podemos establecer la siguiente ecuación:

$$T_2 = \frac{p_2}{p_3} T_3 = \frac{T_3}{\lambda}$$

Por otro lado, el calor específico a volúmen constante tiene la siguiente expresión:

$$c_v = \frac{R}{k-1}$$

Combinando las dos últimas ecuaciones con la expresión de  $q_1$  obtenemos para éste:

$$q_1 = \frac{RT_3}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) = \frac{p_3 V_3 (\lambda-1)}{\lambda(k-1)}$$

Reemplazando valores en la ecuación del rendimiento térmico y ordenando algebraicamente obtenemos:

$$\eta_t = \frac{\lambda(k-1)}{(\lambda-1)(n_2-1)} \left[1 - \frac{1}{(\epsilon+\epsilon)n_2-1}\right] - \frac{\lambda(k-1)}{(\lambda-1)} \frac{p_1 V_1}{p_3 V_3} \left[\frac{\epsilon^{n_1-1}-1}{n_1-1} + \frac{\epsilon}{\epsilon}\right]$$

Pero 
$$\frac{p_1 V_1}{p_3 V_3} = \epsilon \frac{p_1}{p_3} = \frac{\epsilon}{p_3} \frac{p_2}{\epsilon^{n_1}} = \frac{1}{\lambda \epsilon^{n_1-1}}$$

Introduciendo estas relaciones en la ecuación de  $\eta_t$  resulta:

$$\eta_t = \frac{(k-1)}{(\lambda-1)} \frac{\lambda}{(n_2-1)} \left[1 - \frac{1}{(\epsilon+\epsilon)n_2-1}\right] - \frac{(k-1)}{(\lambda-1)} \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \left[\frac{\epsilon^{n_1-1}-1}{n_1-1} + \frac{\epsilon}{\epsilon}\right]$$

$$\eta_t = \frac{(k-1)}{(\lambda-1)} \left[ \left(\frac{\lambda}{(n_2-1)} - \frac{\lambda}{(n_2-1)(\epsilon+\epsilon)n_2-1}\right) - \left(\frac{1-\epsilon^{1-n_1}}{n_1-1} + \frac{\epsilon}{\epsilon^{n_1}}\right) \right]$$

$$(3.3) \quad \eta_t = \frac{(k-1)}{(\lambda-1)} \left[ \frac{\lambda}{(n_2-1)} \left( 1 - \frac{1}{(\epsilon+\epsilon)n_2-1} \right) - \left( \frac{1-\epsilon^{1-n_1}}{n_1-1} + \frac{\epsilon}{\epsilon^{n_1}} \right) \right]$$

Ecuación en la que vemos, que la incidencia de la relación de la relación de expansión  $\epsilon$  tiene un efecto magnificador sobre el rendimiento térmico, sumando su efecto al de la relación de compresión  $\epsilon$ .

En la tabla 1 del anexo, vemos cómo, a despecho del sacrificio del volumen de llenado para permitir una mayor expansión de los gases, se sigue incrementando tanto el rendimiento efectivo como la potencia, con el aumento de la relación de expansión  $\epsilon$ , así mismo comprobamos la magnificación de este efecto cuando se aumenta conjuntamente la relación de compresión  $\epsilon$ . Lógicamente esta tendencia no seguirá indefinidamente, como lo expresa la ecuación (3.3) y se comprueba en la tabla mencionada.

#### 4. ANALISIS DE LOS PROCESOS DE INTERCAMBIO DE GASES

##### 4.1 condiciones que determinan la opción por válvulas o lumbreras

Dado el hecho de que este motor, en la versión de cinco paletas puede funcionar con lumbreras, cabe preguntarse: ¿ por qué plantear la complicación del uso de válvulas, con el consiguiente incremento de los problemas mecánicos y de diseño que esto acarrearía?. Sin embargo siendo obvio que un motor con un menor número de paletas tendría menos problemas de desgaste, permitiendo además un diseño más robusto de los goznes de pivoteo de las mismas ; es conveniente analizar los efectos de disminuir el número de paletas, en los procesos de intercambio de gases, que son al cabo, los que establecen si determinada opción de diseño es viable, garantizando el funcionamiento del motor.

Veamos que ocurre si optamos por disminuir el número de paletas a cuatro: en primer lugar, vemos que el ángulo de giro del rotor, entre el paso de dos paletas consecutivas por un punto, es de  $90^\circ$ , es decir, que si la paleta frontal de la celda descubriera una lumbrera, ésta permanecerá abierta hasta que el rotor haya cubierto un cuarto de revolución, luego, si fuera el caso de la expulsión de los gases de la combustión, las lumbreras de escape tendrían que dimensionarse de tal forma, que su sección-tiempo no permitiera el retorno de los gases a la celda, debido a un ángulo tan grande de apertura; esta condición, se contrapone con la necesidad de una mayor área de paso, debido a que el volúmen encerrado en la celda es mayor para un ángulo de  $90^\circ$  entre paletas. A esta situación hay que agregar que el proceso de admisión deberá tomar igualmente  $1/4$  de giro del rotor, a lo que hay que agregar el giro adicional debido al recorrido de la paleta cuando barre la zona ocupada por ambas lumbreras.

Todo esto, y el hecho de que el intercambio de gases se realiza en la zona en que el volúmen de la celda es máximo, ocasiona que el volúmen perdido del ciclo sea mayor que en el caso de cinco paletas. La única manera de compatibilizar estos inconvenientes para conseguir que se satisfagan las condiciones de respiración del motor, es mediante el incremento del radio del rotor, para que disminuya el volúmen de llenado y consecuentemente la carga de aire, de tal modo que la sección-tiempo disponible pueda satisfacer los procesos de barrido y llenado en el intercambio de gases; las consecuencias de estos ajustes, necesarios para garantizar el funcionamiento del motor, son: bajo rendimiento y poca potencia en relación con la masa del motor, haciéndolo poco práctico. Por tal razón, el uso de un menor número de paletas requiere el empleo obligado de válvulas, como órganos de control de los procesos de intercambio de gases, ya que éstas permiten la organización de los mismos, de una manera óptima en relación con los volúmenes en juego en el ciclo, lo que además redundaría en un mejor aprovechamiento del volúmen máximo de llenado del motor, reduciendo de esta manera, también el volúmen perdido del ciclo.

El caso contrario se dará, si se opta por aumentar el número de paletas por encima de cinco, ya que el espacio ocupado por las válvulas, obliga a disminuir el ángulo de giro del rotor durante el intercambio de gases, restringiendo la sección-tiempo para el escape y llenado, y obligando a que el ciclo se realice sobre un volúmen de expansión muy pequeño en relación con el tamaño del motor. La opción por un diseño con cinco paletas, ofrece también la posibilidad del empleo de válvulas para el intercambio de gases, pero esta variante resulta menos competitiva que la de lumbreras.

#### 4.2 Areas de paso de las lumbreras de admisión y escape.

El esquema de la figura 1.4 muestra las posiciones de las pale

tas que forman la celda de volúmen variable cuando se inicia la apertura del escape y en el instante en que se cierra la admisión. En esta figura, vemos además que las lumbreras de escape están dispuestas periféricamente, iniciándose su apertura en el punto E, es decir, cuando la expansión de los gases ocupa el volúmen encerrado entre E y E'; estas lumbreras se cerrarán, cuando la paleta subsiguiente, a la que identificaremos por el nombre de paleta sucedente, alcance el punto F, en el extremo superior de las lumbreras.

En igual forma, la paleta frontal descubre en su recorrido las lumbreras de admisión de forma trapecial y disposición torsal en ambas tapas del motor, a las que por similitud de función con los motores alternativos, llamaremos culatas. El cierre de las lumbreras de admisión, por consiguiente, se realizará cuando la paleta sucedente alcance el punto T, que

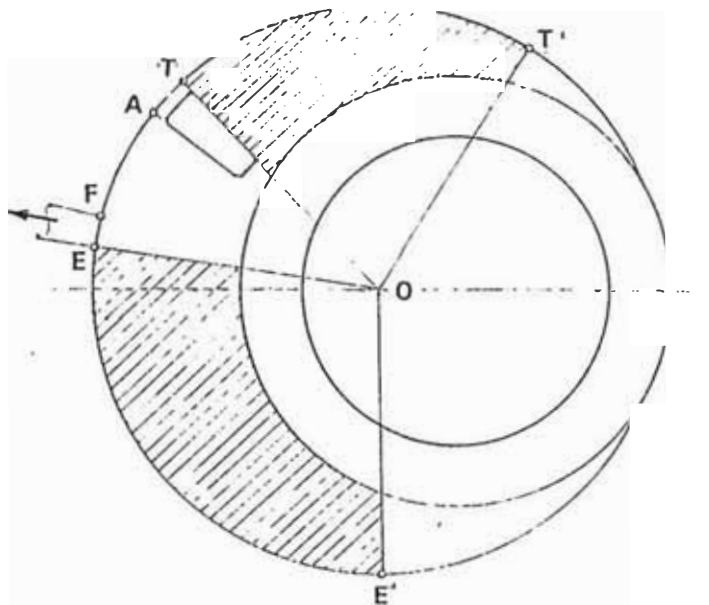


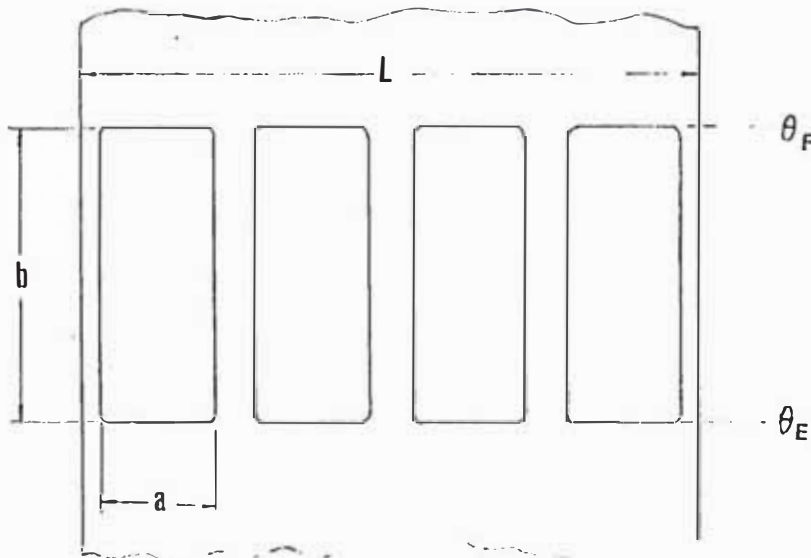
Fig. 1.4

**Volúmenes al cierre de la admisión y apertura del escape**

dando encerrado el volúmen asciurado entre T y T' de la figura 1.4.



La figura 2.4 muestra el desarrollo de las lumbreras de escape sobre el plano.



Desarrollo de las lumbreras de escape  
Fig.2.4

Vemos que en este caso, se han dispuesto cuatro lumbreras de forma rectangular, de ancho ( $a$ ) y largo ( $b$ ) cuyas esquinas se han redondeado para favorecer el flujo de gases a través de ellas. Siendo ( $l$ ) el valor del radio interno del bloque del motor, y  $\theta_E$  y  $\theta_F$  los ángulos en radianes que definen la dimensión longitudinal de las lumbreras; el valor de la dimensión ( $b$ ) estará dado por:

$$b = (\theta_F - \theta_E)l$$

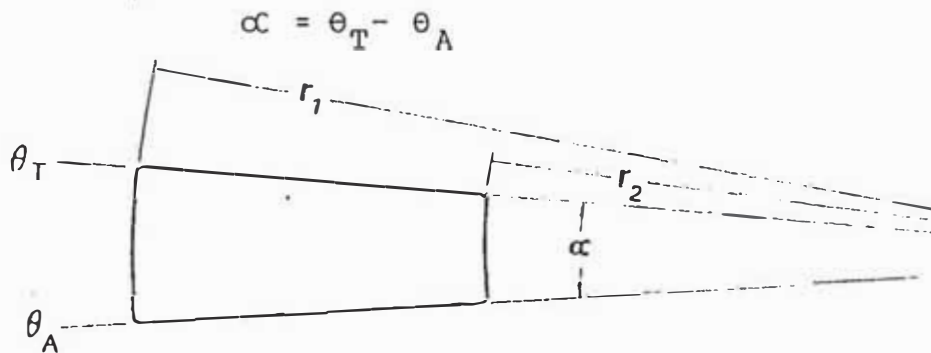
Por consiguiente, la sección de paso de gases, total, en  $\text{mm}^2$  que ofrecen las cuatro lumbreras, será:

$$(1.4) f_{\text{emax}} = 4 \left[ (\theta_F - \theta_E)la - 4 \right]$$

Ecuación en la que el número 4 dentro del corchete, indica que el valor del área perdida por el redondeo de las esquinas es de  $1 \text{ mm}^2$  por cada una de ellas.

En la figura 3.4 vemos un esquema de las lumbreras de admi-

si3n, las cuales quedan definidas por los radios  $r_1$ ,  $r_2$  y el 3ngulo  $\alpha$ , el cual, expresado en funci3n de los 3ngulos de paleta, est3 dado por:



#### Dimensiones de las lumbreras de admisi3n

Fig.3.4

En consecuencia el 3rea en  $\text{mm}^2$  de paso de gases de las lumbreras de admisi3n, est3 dado por:

$$(2.4) \quad f_{\text{amax}} = 2 \left[ (\theta_T - \theta_A)(r_1^2 - r_2^2) - 4 \right]$$

Ecuaci3n en la que los 3ngulos  $\theta_T$  y  $\theta_A$  deben estar expresados en radianes y donde el n3mero 4 dentro del corchete expresa el redondeo de las esquinas de las lumbreras, los valores de  $r_1$  y  $r_2$  l3gicamente estar3n expresados en mm.

Si graficamos el valor del 3rea de paso de las lumbreras de escape y de admisi3n en funci3n del 3ngulo  $\phi_x$  de giro del rotor, para el 3ngulo total en el que se realiza el intercambio de gases, obtendremos las dos curvas en forma de trapezio que se aprecian en la figura 4.4.

Puesto que el 3ngulo  $\phi$  puede expresarse en unidades de tiempo, para las rpm de r3gimen podemos expresar las unidades del eje de las abscisas en segundos, equivalentes al 3ngulo recorrido por el rotor durante el per3odo de intercambio de gases.

A partir del gr3fico compuesto de esta forma, podemos defi-

nir la magnitud sección-tiempo, la cual representa el producto del área de paso disponible para un ángulo  $\phi_x$  dado, por el tiempo en segundos, equivalente a dicho ángulo. La expresión general de esta función está dada por la ecuación:

$$A_x = \int_{t_1}^{t_2} f_x dt \quad \text{mm}^2 \text{seg.}$$

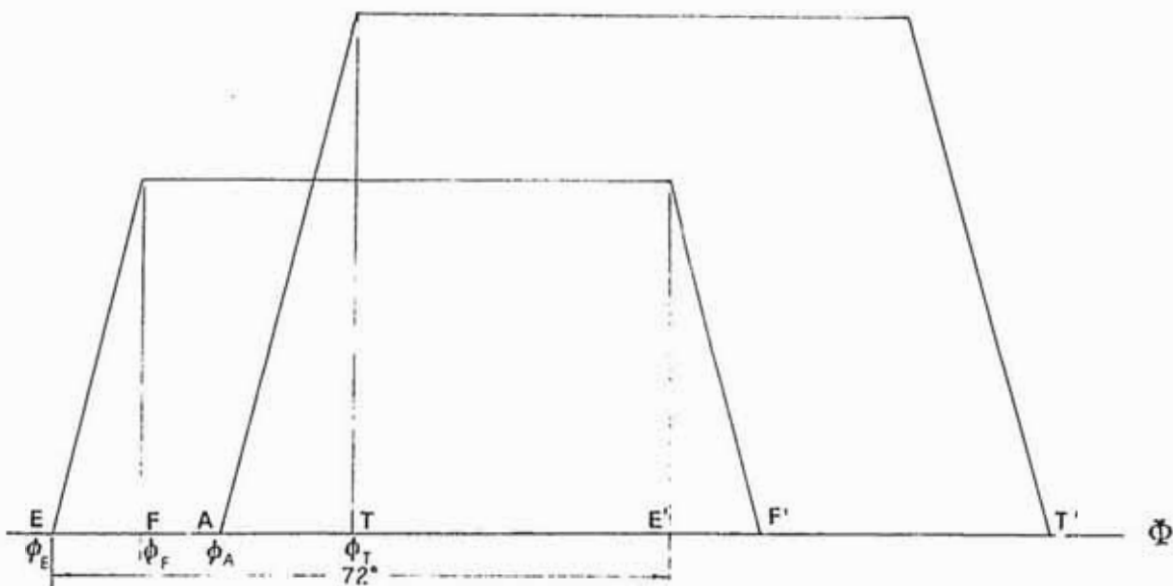


Diagrama de variación del área de paso de gases

Fig.4.4

Donde los límites de la integral corresponden al tramo angular  $\phi_2 - \phi_1$  dentro del cual se quiere medir el valor de la función  $A_x$ . Si graficamos esta función en el sistema coordenado, obtendremos las dos curvas que se observan en la figura 5.4

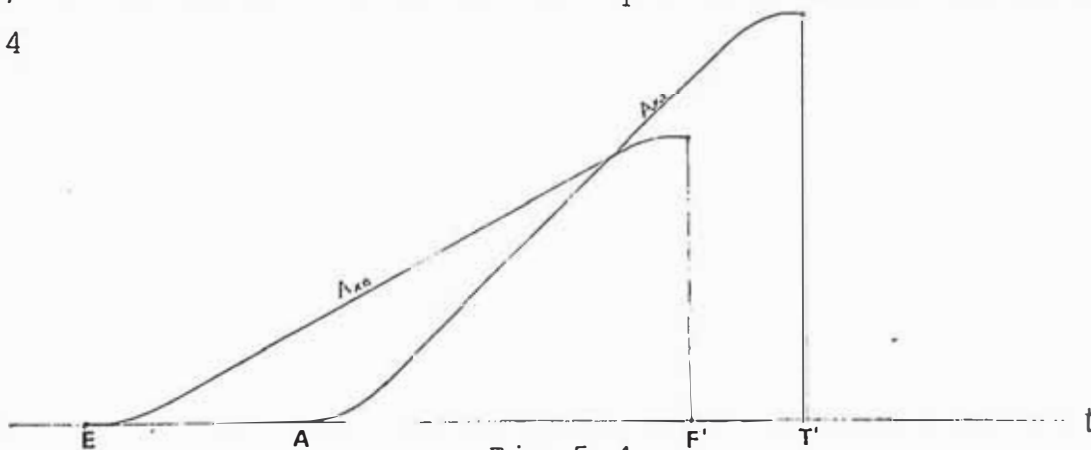


Fig.5.4

Diagrama de sección-tiempo de las lumbreras de escape y admisión

El valor de la magnitud  $A_x$  tiene aplicación en el análisis gasodinámico para la determinación de las ecuaciones que relacionan los parámetros de presión, temperatura, y velocidad de gases que garantizan la realización de los procesos de barrido y llenado, del intercambio de gases, de tal modo que se conjuguen con los resultados obtenidos en los cálculos de los procesos de compresión, combustión, y expansión de la mezcla aire combustible.

#### 4.3 Ecuaciones que intervienen en los cálculos para la determinación de los parámetros gasodinámicos de los procesos de intercambio de gases

4.3.1 Presión crítica instantánea producida durante el período en que sólo están abiertas las lumbreras de escape:

$$P_{cr} = P_p \left(\frac{k+1}{2}\right)^{k/k-1}$$

Donde  $p_p$  es la presión en el múltiple de escape y  $k$  es el exponente politrópico para el aire.

4.3.2 Presión dentro de la celda, a partir de la apertura de las lumbreras de escape, para la zona sobrecrítica de presión:

$$P_A = \frac{P_4}{\left[ \frac{\mu \sqrt{T_4}}{0.59 V_{mA}} A_{eA} + 0.17 \ln\left(\frac{V_A}{V_4}\right) + 1 \right]^{0.115}}$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de gasto de la lumbrera,  $V_{mA}$  es el volumen medio de la celda,  $A_{eA}$  es la sección-tiempo de las lumbreras de escape,  $V_A$  es el volumen de la celda para la presión que se va a calcular y  $T_4$  es la temperatura absoluta al inicio de la apertura de las lumbreras

4.3.3 Presión dentro de la celda, cuando sólo están abiertas

las lumbreras de escape, para la zona subcrítica de presión:

$$p_A = \frac{0.102 p_p}{\left(\frac{p_p}{p_4}\right)^{0.115} \left[ \frac{\mu \sqrt{T_4}}{V_{m\Lambda}} \Lambda_{e\Lambda} + 0.102 \ln\left(\frac{V_\Lambda}{V_4}\right) + 0.59 \right] - 0.496}$$

4.3.4 Coeficiente de caída relativa de presiones en los órganos del escape:

$$\zeta = \frac{p_A - p_p}{p_k - p_p}$$

Donde  $p_k$  es la presión del aire a la salida del soplador.

4.3.5 Sección-tiempo requerida para satisfacer el barrido de los gases de la combustión y el llenado de la carga fresca:

$$A_{ar} = \frac{V_h \phi_k}{\mu_g \psi_A \sqrt{RT_k}}$$

Donde  $\phi_k$  es el coeficiente de exceso de aire de llenado,  $\mu_g$  es el coeficiente de gasto de las lumbreras,  $\psi_A$  es la función de gasto, que se obtiene a partir del gráfico de la figura 6.4.

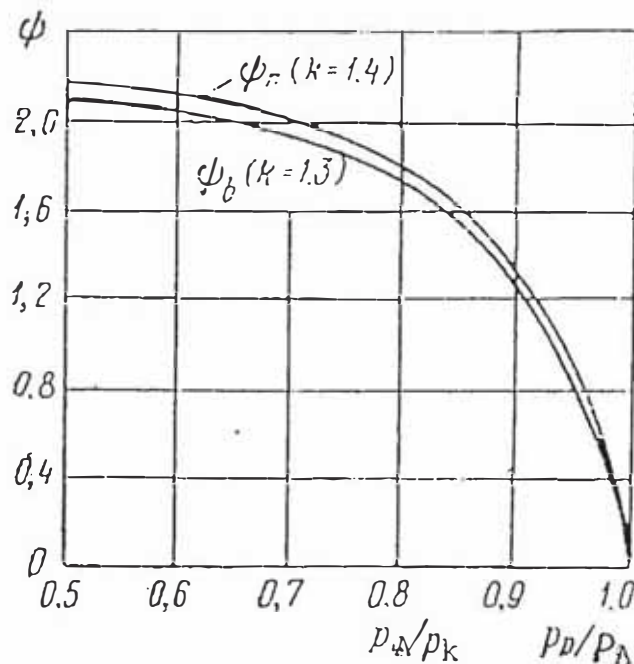


Fig. 6.4

4.3.6 Temperatura media convencional de los gases en el cilindro durante el barrido y el escape forzado:

$$T_{Am} = \frac{T_A - T_1}{\ln\left(\frac{T_A}{T_1}\right)}$$

Donde  $T_A$  es la temperatura a la apertura de las lumbreras de admisión y  $T_1$  la temperatura al inicio de la compresión.

4.3.7 Peso de los gases de escape que han salido del motor hasta la apertura de las lumbreras de admisión:

$$G_{gA} = \frac{P_4 V_4}{RT_4} - \frac{P_A V_A}{RT_A}$$

4.3.8 Peso de los gases de la combustión durante el escape forzado:

$$G_{gf} = V_h \gamma_k \phi_k - G_{gA}$$

Donde  $\gamma_k$  es el peso específico del aire a la salida del soplador.

4.3.9 Sección tiempo requerida para el escape forzado:

$$A_{er} = G_{gf} \frac{\sqrt{RT_{Am}}}{\nu_A \psi_A P_A}$$

4.3.10 Velocidad media convencional del aire y los gases en el escape libre:

$$v_{el} = \frac{G_{gA} RT_0}{A_{eA} P_0}$$

Donde  $A_{eA}$  es la sección tiempo de las lumbreras de escape a la apertura de las lumbreras de admisión.

4.3.11 Velocidad media convencional en el escape forzado:

$$v_{ef} = \frac{\phi_0 V_h - G_{gA} \frac{1}{\gamma_0}}{A_{ed}}$$

Donde  $A_{ed}$  es la sección tiempo disponible para el escape forzado.

4.3.12 Velocidad media convencional en el barrido:

$$v_{eb} = \frac{\phi_o V_h}{A_{ad}}$$

Donde  $A_{ad}$  es la sección-tiempo disponible para el barrido y el llenado.

## 5 CALCULOS PARA EL DISEÑO BASICO DE UN MOTOR ECH DE CINCO PALETAS, CON LUMBRERAS

La opción para estos cálculos, de un diseño con cinco paletas se debe al hecho de que este número de dichos elementos, permite investigar las posibilidades de funcionamiento del motor, empleando tanto el sistema de válvulas como el de lumbreras, pero teniendo en consideración que la inclusión de ambos desarrollos en este trabajo, lo extendería innecesariamente, hemos optado por presentar únicamente la metodología de cálculo al diseño con lumbreras en vista de los mejores resultados obtenidos con este sistema para el intercambio de gases.

En la presente metodología para el cálculo de los parámetros del ciclo termodinámico, utilizaremos las ecuaciones desarrolladas para los motores convencionales a pistón, ateniéndonos a que el ciclo que realiza la substancia de trabajo, es básicamente el mismo que se da en los motores alternativos de encendido por chispa, aunque el sistema mecánico en que se realiza es radicalmente diferente.

Hemos tenido cuidado de asumir algunos coeficientes experimentales en base a los rangos que se dan para los motores Wankel debido a su analogía como motores rotatorios, y en donde no ha sido posible obtener información semejante, se ha tomado los valores menos optimistas del rango que se da para los motores alternativos.

Dado que en este tipo de motor, la expulsión de los gases de la combustión no se realiza por un efecto positivo de la paleta sobre los mismos, es necesario una **acción** de barrido proporcionada por la carga de aire fresco, mediante la utilización de un soplador como en los motores de dos tiempos de tipo alternativo, esta forma de funcionamiento, no permite además que exista el efecto de succión que se da en los motores



de cuatro tiempos, lo cual redundo en la necesidad de empleo del soplador como elemento importante para el funcionamiento del motor.

La metodología empleada en la evaluación de los parámetros de los distintos procesos del ciclo termodinámico está basada en los desarrollos del investigador soviético V. Grinevtski, y la empleada en las comprobaciones de los procesos de intercambio de gases se ha obtenido del libro "Teoría de los Motores de Combustión Interna" de V.S. Rumiantsev.

### 5.1 Datos de diseño.

La información que sigue, corresponde a un motor con sobrealimentación por soplador y suministro de combustible por inyección a baja presión.

Los datos de la geometría del motor corresponden a la figura 1.5.

Características geométricas del motor (cm).

Radio exterior del rotor:	$r_e = 8$
Radio de la circunferencia de los sellos:	$r_s = 7.1$
Radio interno del bloque del motor:	$l = 10.5$
Profundidad de la celda:	$L = 7$
Diámetro de los sellos oscilantes:	$d_s = 2.6$
Relación de compresión:	$\xi = 9.5$
Angulo de giro del rotor al inicio del escape:	$\phi_E = 8^\circ$
Angulo de giro del rotor a la apertura total del escape:	$\phi_F = 13^\circ$
Angulo de giro del rotor al inicio de la admisión:	$\phi_A = 25.5^\circ$
Angulo de giro del rotor a la apertura total de la admisión:	$\phi_T = 33^\circ$
Características de las sustancias de trabajo:	
Presión atmosférica ( $\text{Kg/cm}^2$ )	$p_o = 1.033$
Temperatura del aire ( $^\circ\text{K}$ )	$T_o = 298$

Masa molecular del aire estandard (kg/Kmol):	$M_o = 28.97$
Cantidad teórica del aire estandard para quemar un Kg de combustible (Kmol):	$L_o = 0.512$
Masa molecular del combustible (Kg/Kmol):	$m_t = 115$
Coefficiente de exceso de aire de llenado:	$\phi_k = 1.6$
Poder calorífico del combustible (Kcal/kg):	$H_u = 10,500$
Densidad del aire (Kg/m <sup>3</sup> ):	$\gamma_o = 1.164$
Características del motor en el régimen nominal.	
Velocidad de giro del rotor (rpm):	$n = 1,600$
Rendimiento mecánico:	$\eta_m = 0.85$
Coefficiente de corrección de presión debido a las pérdidas hidrodinámicas en el ducto:	$\zeta = 0.93$
Coefficiente de gases residuales:	$\gamma_r = 0.095$
Coefficiente de utilización de calor en la combustión:	$\xi = 0.83$
Temperatura de los gases residuales (°K):	$T_r = 900$
Presión en el múltiple de escape (Kg/cm <sup>2</sup> ):	$p_p = 1.050$
Presión a la salida del soplador (Kg/cm <sup>2</sup> ):	$p_k = 1.250$
Coefficiente de exceso de aire:	$\alpha = 0.95$

## 5.2 Cálculo de los parámetros de la sustancia de trabajo.

La cantidad de mezcla aire-combustible está dada por la ecuación:

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{m_t}$$

Para los datos especificados obtenemos:

$$M_1 = 0.95 \times 0.512 + \frac{1}{115} = 0.495 \text{ Kmol/Kg.}$$

Los productos resultantes de la combustión de la mezcla aire-combustible, se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \alpha L_o$$

En donde los valores de C y H corresponden a los valores de la composición elemental en masa del combustible. Reemplazando valores obtenemos:

$$M_2 = \frac{0.855}{12} + \frac{0.145}{2} + 0.79 \times 0.95 \times 0.512 = 0.528 \text{ Kmol/Kg.}$$

Estos valores nos permiten calcular el coeficiente de variación molecular de la mezcla cuando se quema un Kg de combustible, el cual está dado por la expresión:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\mu_o = \frac{0.528}{0.495} = 1.067$$

La composición en Kmol de los componentes de los productos de la combustión, para cada componente está dada por las siguientes expresiones:

$$M_{CO} = 2 \frac{(1 - \alpha)}{(1 + K)} 0.21 L_o$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO}$$

$$M_{H_2} = K M_{CO}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 M_{CO}$$

$$M_{N_2} = 0.79 \alpha L_o$$

Ecuaciones en las que K es la relación del Hidrógeno sobre la composición del monóxido de Carbono, la cual, para las gasolinas de uso corriente fluctúa entre 0.45 a 0.50, en este caso asumiremos un combustible con  $K = 0.5$

Reemplazando valores en las fórmulas arriba expresadas obtenemos:

$$M_{CO} = 2 \frac{(1-0.95)}{(1+0.5)} 0.21 \times 0.512 = 7.168 \times 10^{-3} \text{ Kmol/Kg.}$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.855}{12} - 7.168 \times 10^{-3} = 64.082 \times 10^{-3} \text{ Kmol/Kg.}$$

$$M_{H_2} = 0.5 \times 7.168 \times 10^{-3} = 3.584 \times 10^{-3} \text{ Kmol/Kg.}$$

$$M_{H_2O} = \frac{0.145}{2} - 0.5 \times 7.168 \times 10^{-3} \text{ Kmol/Kg.}$$

$$M_{N_2} = 0.79 \times 0.95 \times 0.512 = 384.256 \times 10^{-3} \text{ Kmol/Kg.}$$

Las proporciones de los gases componentes expulsados como productos de la combustión, se calculan con las siguientes expresiones:

Para el monóxido de Carbono.  $r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2} = 13.576 \times 10^{-3}$

Para el bióxido de Carbono.  $r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = 121.367 \times 10^{-3}$

Para el Hidrógeno.  $r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2} = 6.788 \times 10^{-3}$

Para el Nitrógeno. 
$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = 727.757 \times 10^{-3}$$

Para el agua. 
$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = 130.523 \times 10^{-3}$$

Como comprobación debemos obtener  $\sum r_i = 1$

$$\sum r_i = (13.576 + 121.367 + 6.788 + 727.757 + 130.523) \times 10^{-3} = 1.000$$

### 5.3 Parámetros del proceso de admisión

La presión de admisión corregida por las pérdidas hidrodinámicas en el ducto es:

$$p_1 = \zeta p_k$$

$$p_1 = 0.93 \times 1.250 = 1.163 \text{ Kg/cm}^2$$

En motores de dos tiempos con barrido uniflujo, el coeficiente de gases residuales es del mismo orden que el de los de cuatro tiempos ( $\gamma_r = 0.03$ ); en este caso, tratándose de un barrido formalmente análogo asumiremos un valor más pobre ( $\gamma_r = 0.093$ ) aunque mejor que en los motores de dos tiempos con barrido por compresión en el cárter ( $\gamma_r = 0.4$ ).

Así mismo, en los motores de dos tiempos no es factible deducir una ecuación que permita calcular este coeficiente, debido a la fase de barrido en el intercambio de gases, en la cual es imposible calcular la cantidad de carga fresca que queda en el cilindro después del barrido.

Según datos experimentales, la presión de gases residuales en los motores a gasolina fluctúa entre  $(1.1-1.25)p_0$ . Careciendo de una pauta que nos permita escoger un valor entre éstos, asumiremos  $p_r = 1.12 p_0$ .

$$\text{Luego, } p_r = 1.12 \times 1.033 = 1.157 \text{ Kg/cm}^2$$

El aire de admisión, debido al contacto con las superficies calientes del motor, incrementará su temperatura en un valor

$\Delta T$ , el cual para motores ECH fluctúa entre 0 - 20° C y disminuye linealmente con el aumento de las rpm del motor. En este trabajo asumiremos  $\Delta T = 12^\circ \text{K}$ , debido al corto tiempo de duración de la admisión (79.5° de giro del rotor).

La temperatura a la salida del soplador se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$T_k = T_o \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[ \left( \frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{\eta_k - 1}{\eta_k}} - 1 \right] \right\}$$

Donde  $\eta_c$  es la eficiencia adiabática del soplador, que en este caso asumiremos como  $\eta_c = 0.75$  y  $\eta_k$  es el exponente politrópico para el proceso del compresor, el mismo que varía entre 1.45 y 1.8, en este caso asumiremos  $\eta_k = 1.45$ , reemplazando valores, tenemos:

$$T_k = 298 \left\{ 1 + \frac{1}{0.75} \left[ \left( \frac{1.250}{1.033} \right)^{\frac{0.45}{1.45}} - 1 \right] \right\} = 322.2^\circ \text{K}$$

La temperatura al inicio de la compresión está dada por la ecuación:

$$T_1 = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

Donde  $T_r$  es la temperatura de gases residuales, la cual se encuentra en el rango de 900 a 1000° K para los motores ECH. En este caso tomaremos  $T_r = 900^\circ \text{K}$ , por tratarse de un motor con barrido por soplador.

$$T_1 = \frac{322.2 + 12 + 0.095 \times 900}{1 + 0.095} = 383.3^\circ \text{K}$$

El coeficiente de llenado para motores de dos tiempos, está dado por la ecuación:

$$\eta_v = \phi_1 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_1}{p_k} \frac{T_k}{T_1 (1 + \gamma_r)}$$

Considerando el uso del soplador, y que la celda alcanza su volúmen máximo durante los procesos de intercambio de gases, podemos asumir que el valor del coeficiente de recarga  $\phi_1 \approx 1$ , en consecuencia tomaremos  $\phi_1 = 0.95$  para estos cálculos. Reemplazando valores encontramos:

$$\eta_v = \frac{0.95 \times 9.5 \times 1.163 \times 322.2}{8.5 \times 1.250 \times 383.3(1 + 0.095)}$$

$$\eta_v = 0.758$$

#### 5.4 Parámetros del proceso de compresión

Este proceso se realiza entre los puntos 1 y 2 de la figura 2.3 los cuales están ligados por la curva politrópica expresada en la ecuación  $pV^{n_1} = K$ , cuyo exponente  $n_1$  se encuentra entre los valores (1.36/1.39) para los motores rotatorios; en este ejemplo asumiremos  $n_1 = 1.37$

Las expresiones que relacionan los puntos 1 y 2 en función de la presión y la temperatura son:

$$p_2 = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n_1}$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n_1 - 1}$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$p_2 = 1.163 \times 9.5^{1.37} = 25.413 \text{ kg/cm}^2$$

$$T_2 = 383.3 \times 9.5^{0.37} = 881.7^\circ \text{ K}$$

La temperatura en grados centígrados será:

$$t_2 = 881.7 - 273 = 608.7^\circ \text{ C}$$

#### 5.5 Parámetros del proceso de combustión

El coeficiente real de variación molecular, se calcula con la

siguiente ecuación:

$$\mu_m = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1 (1 + \gamma_r)}$$

Para los valores conocidos, obtenemos:

$$\mu_m = \frac{0.528 + 0.095 \times 0.495}{0.495(1 + 0.095)} = 1.061$$

La cantidad de calor no desprendida, debida a la combustión in completa, se calcula con la siguiente expresión:

$$\Delta H_u = 28,650(1 - \alpha)L_o$$

Reemplazando valores resulta:

$$\Delta H_u = 28,650(1 - 0.95)0.512 = 733.44 \text{ Kcal/Kg.}$$

La energía interna de un mol de mezcla ( $U_2$ ) al final de la com presión, está contenida en el segundo término de la ecuación de la combustión, que sigue:

$$\xi \frac{(H_u - \Delta H_u)}{(1 + \gamma_r)M_1} + \frac{U_2 + \gamma_r U_2''}{1 + \gamma_r} = \mu_m U_3''$$

Donde  $U_2''$  es la energía interna de los productos de la combustión al final del proceso de compresión y  $U_3''$  es la energía in terna de un Kmol de productos de la combustión en el punto 3 del diagrama pV de la figura 2.3.

La energía interna de un Kmol de mezcla fresca, puede obtenerse de la ecuación:

$$U_2 = (\mu c_v)_2 t_2$$

Los valores de  $(\mu c_v)$  para el aire y los gases de la combustión los podemos extraer de la tabla II extraída del libro "Motores



de Automóvil" de M. S. Jovaj.

El valor de  $U_2$  para la mezcla fresca al final de la compresión, a la temperatura  $t_2$ , lo obtenemos por interpolación entre los valores a 600 y 700° C tomados de la tabla II, en donde vemos que:

$$(\mu_{c_v})_2 \Big|_{600} = 5.276$$

$$(\mu_{c_v})_2 \Big|_{700} = 5.352$$

$$\text{Luego, } (\mu_{c_v})_2 \Big|_{608.7} = 5.276 + (5.352 - 5.276)0.087 = 5.283$$

$$\text{Con esto, } U_2 = 5.283 \times 608.7 = 3,215.5 \text{ Kcal/Kmol.}$$

Del mismo modo, calculamos los valores de  $(\mu_{c_v})_2''$  para los gases resultantes de la combustión:

$$\text{Para el CO: } (\mu_{c_v})_2'' \Big|_{608.7} = 5.281 + (5.359 - 5.281)0.087 = 5.288$$

$$\text{CO}_2: (\mu_{c_v})_2'' \Big|_{608.7} = 8.942 + (9.195 - 8.942)0.087 = 8.964$$

$$\text{H}_2: (\mu_{c_v})_2'' \Big|_{608.7} = 5.016 + (5.038 - 5.016)0.087 = 5.018$$

$$\text{N}_2: (\mu_{c_v})_2'' \Big|_{608.7} = 5.190 + (5.261 - 5.190)0.087 = 5.196$$

$$\text{H}_2\text{O: } (\mu_{c_v})_2'' \Big|_{608.7} = 6.659 + (6.801 - 6.659)0.087 = 6.671$$

A partir de estos valores obtenemos el valor del producto  $r_i (\mu_{c_v})_2''$  para los gases residuales.

$$\text{Para el CO: } (\mu_{c_v})_2'' r_{\text{CO}} = 5.288 \times 13.576 \times 10^{-3} = 0.0718$$

$$\text{CO}_2: (\mu_{c_v})_2'' r_{\text{CO}_2} = 8.964 \times 121.367 \times 10^{-3} = 1.0879$$

$$\text{H}_2: (\mu_{c_v})_2'' r_{\text{H}_2} = 5.018 \times 6.788 \times 10^{-3} = 0.0340$$

$$N_2: (\mu_{c_v})_2'' r_{N_2} = 5.196 \times 727.757 \times 10^{-3} = 3.7814$$

$$H_2O: (\mu_{c_v})_2'' r_{H_2O} = 6.671 \times 130.523 \times 10^{-3} = 0.8707$$

Con lo cual:

$$\sum r_i (\mu_{c_v})_2'' = 0.0718 + 1.0879 + 0.0340 + 3.7814 + 0.8707$$

$$\sum r_i (\mu_{c_v})_2'' = 5.846$$

La energía interna de los productos de la combustión está dada por la ecuación:  $U_2'' = t_2 \sum (\mu_{c_v})_2'' r_i$

Por lo tanto

$$U_2'' = 5.846 \times 608.7 = 3,558.5 \text{ Kcal/Kmol.}$$

Reemplazando los valores encontrados en la ecuación de la combustión y despejando  $U_3''$  obtenemos:

$$U_3'' = \frac{0.83 (10,500 - 733.44)}{1.061} + \frac{3,215.5 + 0.095 \times 3,513.3}{1.061 \times 1.095}$$

$$U_3'' = 17,346.4 \text{ Kcal/Kmol.}$$

Pero  $U_3''$  también se puede calcular por la ecuación:

$$U_3'' = t_3 \sum (\mu_{c_v})_3'' r_i$$

En la cual desconocemos los factores  $\sum r_i (\mu_{c_v})_3''$  y  $t_3$ .

Para precisar  $t_3$ , calculamos mediante la tabla II, valores de  $U_3''$  para dos temperaturas, dentro de cuyo rango esté el valor de  $U_3''$  que hemos obtenido, luego interpolando entre estos dos valores, determinamos el valor de  $t_3$ . Para este fin escogemos las temperaturas 2,400 y 2,500° C.

$$\text{Para } 2,400^\circ \text{ C: } (\mu_{c_v})_3'' r_{CO} = 6.188 \times 13.576 \times 10^{-3} = 0.0840$$

$$(\mu_{c_v})_3'' r_{CO_2} = 11.244 \times 121.367 \times 10^{-3} = 1.3647$$

$$(\mu_{c_v})_3'' r_{H_2} = 5.710 \times 6.788 \times 10^{-3} = 0.0388$$

$$(\mu_{c_v})_3'' r_{N_2} = 6.078 \times 727.757 \times 10^{-3} = 4.4233$$

$$(\mu_{c_v})_3'' r_{H_2O} = 8.916 \times 130.523 \times 10^{-3} = 1.1637$$

Con esto:

$$\sum r_i (\mu_{c_v})_3'' = 7.0745$$

$$t_3 \left[ \sum r_i (\mu_{c_v})_3'' \right]_{2400} = 7.0745 \times 2,400 = 16,978.8 \text{ Kcal/Kmol.}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, para 2,500° C obtenemos:

$$\sum r_i (\mu_{c_v})_3'' = 7.1130$$

Luego:

$$t_3 \left[ \sum r_i (\mu_{c_v})_3'' \right]_{2500} = 7.1130 \times 2,500 = 17,782.5 \text{ Kcal/Kmol.}$$

Interpolando entre los dos valores obtenidos encontramos  $t_3$ :

$$t_3 = 2,400 + \frac{(17,346.4 - 16,978.8)}{(17,782.5 - 16,978.8)} 100 = 2,445.7^\circ \text{ C}$$

Por lo tanto la temperatura absoluta será:

$$T_3 = 2,445.7 + 273 = 2,718.7^\circ \text{ K}$$

A esta temperatura corresponderá una presión  $p_3$  dada por la siguiente ecuación:

$$p_3 = \mu_m \frac{T_3}{T_2} p_2$$

Substituyendo valores:

$$p_3 = 1.061 \frac{2,718.7}{881.7} 25.413 = 83.119 \text{ Kg/cm}^2$$

Para este valor, el grado de elevación de presiones correspon

diente, resulta:

$$\lambda = \frac{83.119}{25.413} = 3.271$$

La presión  $p_3$  debe ser corregida por el coeficiente  $c_1$ , el cual considera el aumento de volumen de la cámara de combustión en el momento en que la presión alcanza su máximo valor. Este coeficiente, según datos extraídos del libro "Teoría de los Motores Alternativos con Sobrealimentación" de A.S. Orlin varía entre 0.85 y 0.90 para motores de encendido por chispa; en nuestro caso tomaremos el valor de  $c_1 = 0.85$  por tratarse de un mecanismo de nueva concepción sobre el que no existen datos experimentales; con lo cual :

$$p_3' = 0.85 \times 83.119 = 70.651 \text{ Kg/cm}^2$$

### 5.6 Parámetros de la geometría del motor.

Mediante las ecuaciones 1.2 y 2.2 del capítulo 2, obtenemos el valor de la excentricidad entre los ejes del rotor y del bloque de motor:

$$\delta = \sin^{-1} \left[ \frac{8}{10.5} \sin \left( 36 - \sin^{-1} \left( \frac{2.6}{2 \times 7.1} \right) \right) \right] = 19.1^\circ$$

Con esto:

$$e = 10.5 \cos 19.1 - \sqrt{8^2 - (10.5 \sin 19.1)^2} = 2.695 \text{ cm.}$$

De acuerdo a lo establecido en el capítulo 2, tenemos que:

$$\rho = \frac{e}{r_s}$$

$$\rho = \frac{2.695}{7.1} = 0.3795$$

Remitiéndonos ahora a la figura 1 del capítulo 4 (Fig.1.4), vemos que el volumen de la celda a la apertura del escape se encuentra configurado por el área  $EE'$ , en la cual la paleta

OE, puede definir su posición por el ángulo de giro del rotor  $\phi_E = 8^\circ (0.1396^r)$ ; correspondiendo a este valor, la paleta estará formando un ángulo  $\theta_E$  dado por la ecuación 3.2, por lo tanto:

$$\theta_E = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen } 8}{\cos 8 - 0.3795} \right) = 12.8^\circ (0.2241^r)$$

El ángulo del rotor para la paleta sucedente en la posición OE' es:

$$\phi_{E'} = 8 - 72 = -64^\circ (-1.1170^r)$$

Al cual corresponderá el ángulo de paleta dado por la ecuación 3.2

$$\theta_{E'} = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen}(-64)}{\cos(-64) - 0.3795} \right) = -86.3^\circ (-1.5055^r)$$

Mediante las ecuaciones 5.2 y 6.2 obtenemos el área barrida por las paletas en la posición E y E' de la figura 1.4

$$\gamma_E = \text{sen}^{-1} \left[ \frac{(8-7.1)^2 \tan(0.2241-0.1396)}{2 \times 8 \times 7.1 \cos(0.2241-0.1396)} \sqrt{\left( \frac{8+7.1}{8-7.1} \cos(0.2241-0.1396) \right)^2 - 1} \right]$$

$$\gamma_E = 0.0101 \text{ rad.}$$

$$A_{bE} = \frac{1}{2} \left[ 10.5^2 \times 0.2241 - 8^2 (0.1396 + 0.0101) + 0.3795 \times 8 \times 7.1 \text{sen}(0.1396 + 0.0101) \right]$$

$$A_{bE} = 9.25 \text{ cm}^2$$

Siguiendo el mismo orden de cálculos encontramos el área barrida por la paleta sucedente (el valor negativo indica que el área está debajo del eje AA' de la figura 2.2)

$$\gamma_{E'} = -0.0489$$

$$A_{bE'} = -55.51 \text{ cm}^2$$

El volúmen  $V_h$ , encerrado por ambas paletas para la posición de

máxima expansión, estará dado por la diferencia entre las áreas barridas por cada paleta multiplicada por la profundidad de la celda, por lo tanto:

$$V_{h'} = (A_{bE} - A_{bE'}) L$$

$$V_{h'} = (9.25 - (-55.51)) 7 = 453.3 \text{ cm}^3$$

Del mismo modo al cierre de las lumbreras de admisión, las paletas que conforman la celda, estarán en las posiciones T y T'' mostradas en la figura 1.4.

Según los datos asumidos, la paleta en la posición OT tendrá un ángulo de rotor  $\phi_T = 33^\circ (0.5760^r)$ .

La paleta frontal en posición OT'' tendrá por consiguiente un ángulo de rotor dado por:

$$\phi_{T'} = (33 + 72) = 105^\circ (1.8326^r)$$

Para estos dos valores, los ángulos de las paletas en las posiciones T y T' serán:

$$\theta_T = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen } 33}{\cos 33 - 0.3795} \right) = 49.9^\circ (0.8704^r)$$

$$\theta_{T'} = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen } 105}{\cos 105 - 0.3795} \right) = 123.5^\circ (2.1548^r)$$

Siguiendo el procedimiento anterior, encontramos el volumen  $V_h$  de la celda al cierre de la admisión:

$$V_h = 242 \text{ cm}^3$$

Para una relación de compresión  $\xi$  el volumen de la cámara de combustión  $V_c$  de acuerdo al diagrama de la figura 2.3 es:

$$V_c = \frac{V_h}{\xi - 1}$$

En consecuencia:

$$V_c = \frac{242}{(9.5 - 1)} = 28.5 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, los volúmenes al cierre de la admisión y al inicio del escape serán:

$$V_1 = 242 + 28.5 = 270.5 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = 453.3 + 28.5 = 481.8 \text{ cm}^3$$

De la misma forma calculamos el volumen máximo de la celda, teniendo en cuenta que en este caso los ángulos de rotor para las paletas que conforman dicho volumen son  $36^\circ$  y  $-36^\circ$ .

Efectuando la serie de cálculos que ya conocemos, se obtiene:

$$V_{h\max} = 519.9 \text{ cm}^3$$

$$V_{\max} = 519.9 + 28.5 = 548.4 \text{ cm}^3$$

De la figura 2.3 se deduce fácilmente la siguiente ecuación que expresa el valor de la relación de expansión  $\epsilon$ :

$$(5.1) \epsilon = \frac{V_{h'} - V_h}{V_c}$$

$$\epsilon = \frac{481.8 - 270.5}{28.5} = 7.404$$

### 5.7 Parámetros del proceso de expansión

Este proceso se realiza según la curva politrópica 3-4 de la figura 2.3, para la cual, según datos experimentales obtenidos en ensayos de motores rotatorios, el exponente politrópico  $n_2$  se encuentra entre los valores 1.15 y 1.23; en este caso asumiremos el valor  $n_2 = 1.21$

Las condiciones de la substancia de trabajo a la apertura de las lumbreras de escape están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{n_2 - 1}$$

Reemplazando los valores encontrados en los cálculos anteriores obtenemos:

$$P_4 = 83.119 \left( \frac{28.5}{481.8} \right)^{1.21} = 2.715 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_4 = 2,718.7 \left( \frac{28.5}{481.8} \right)^{0.21} = 1,501.3^\circ \text{ K}$$

### 5.8 Parámetros característicos del ciclo de trabajo

La presión media indicada se obtiene por la ecuación 2.3 desarrollada en el capítulo 2:

$$P_{mi} = \frac{1.163}{8.5} \left[ \frac{3.271 \times 9.5^{1.37}}{0.21} \left( 1 - \frac{1}{(9.5 + 7.404)^{0.21}} \right) - \left( \frac{9.5^{1.37} - 9.5}{0.37} - 7.404 \right) \right]$$

$$P_{mi} = 15.272 \text{ Kg/cm}^2$$

El coeficiente de corrección del diagrama indicado  $f_i$ , fluctúa entre los valores 0.92 y 0.97 en los motores convencionales, en este desarrollo asumiremos  $f_i = 0.95$ , con el cual la presión media indicada corregida o presión indicada resulta:

$$P_i = 0.95 \times 15.272 = 14.508 \text{ Kg/cm}^2$$

La presión media efectiva, se obtiene de la afectación de la presión indicada por el rendimiento mecánico  $\eta_m$  el mismo que según el libro de A.S. Orlin citado anteriormente, oscila entre los valores 0.85 y 0.90 para los motores rotatorios; para estos cálculos asumiremos:  $\eta_m = 0.85$ , luego:

$$P_{me} = 0.85 \times 14.508 = 12.332 \text{ kg/cm}^2$$



El rendimiento térmico del ciclo está dado por la ecuación 3.3, con la que, en función de los valores calculados y de los datos consignados, obtenemos:

$$\eta_t = \frac{(1.3-1)}{(3.271-1)} \left[ \frac{3.271}{0.21} \left( 1 - \frac{1}{(9.5 + 7.404)^{0.21}} \right) - \left( \frac{1-9.5^{-0.37}}{1.37-1} + \frac{7.404}{9.5} 1.37 \right) \right]$$

$$\eta_t = 0.675$$

El consumo indicado del ciclo para motores ECH está dado por la siguiente ecuación:

$$g_i = 27 \times 10^3 \eta_v \frac{\gamma_o}{\rho_i l_o}$$

Donde  $l_o$  es el peso de aire estandard en Kg empleado en la com bustión el cual se obtiene por el producto:

$$l_o = M_o L_o$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$g_i = \frac{27 \times 10^3 \times 0.758 \times 1.208}{0.95 \times 14.508 \times 28.97 \times 0.512} = 120.9 \text{ gr/hp-hr.}$$

El consumo efectivo se obtiene afectando al consumo indicado por el rendimiento mecánico.

$$g_e = \frac{120.9}{0.85} = 142.3 \text{ gr/hp-hr.}$$

El rendimiento indicado del ciclo se obtiene a partir de la e cuación que sigue a continuación:

$$\eta_i = \frac{6.32 \times 10^5}{H_u g_i}$$

Donde  $H_u$  está dado en Kcal/Kg y  $g_i$  en gr/hp-hr. Para los valores del caso obtenemos:

$$\eta_i = \frac{6.32 \times 10^5}{10,500 \times 120.9} = 0.498$$

Afectando con las pérdidas mecánicas a este valor obtenemos el rendimiento efectivo:

$$\eta_e = 0.498 \times 0.85 = 0.423$$

La potencia efectiva en hp para cinco paletas, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$N_e = 2.253 \times 10^{-6} p_i V_h n_i \eta_m$$

Donde  $V_h$  estará expresado en  $\text{cm}^3$ ,  $p_i$  en  $\text{Kg/cm}^2$  y  $n$  en rpm.

$$N_e = 2.253 \times 10^{-6} \times 14.508 \times 242.0 \times 1,600 \times 5 \times 0.85$$

$$N_e = 53.8 \text{ hp.}$$

Para las proporciones geométricas del motor, tanto como para el flujo térmico y esfuerzos mecánicos, este valor puede resultar excesivo, pero en todo caso, es factible de reajustar regulando las revoluciones de régimen a un valor que satisfaga las posibilidades de los materiales a emplearse en la fabricación del motor.

En las figuras 1.5 y 2.5 se muestran, el diagrama pV del ciclo y el diagrama pφ (presión Vs. ángulo de giro del rotor) respectivamente; en esta última podemos apreciar la posición de los puntos característicos E, A, F y T que corresponden a los límites dimensionales de las lumbreras. Así mismo vemos que el proceso de combustión toma  $21.7^\circ$  ( $228.5^\circ - 206.8^\circ$ ) de gi

ro del rotor. Este valor tiene por el momento un carácter estimativo, pues las características de la curva en el tramo correspondiente al proceso de combustión, deben determinarse mediante el establecimiento de la ley de desprendimiento de calor para la forma específica de la cámara y las condiciones térmicas de funcionamiento del motor, lo cual corresponde a una etapa más avanzada del estudio, en la que es menester emplear equipos de computación.

### 5.9 Parámetros de los procesos de escape, barrido y llenado

El proceso de escape de los gases de la combustión, se inicia cuando las paletas que conforman la celda se encuentran en las posiciones E y E' de la figura 1.4; para esta posición el volumen encerrado por la celda corresponde al punto 4 del diagrama pV de la figura 1.5.

Si graficamos la variación del área  $f_x$  de paso de gases que ofrecen las lumbreras, en función del ángulo  $\phi$  de giro del rotor obtendremos las curvas poligonales en forma de trapecio que se muestran en la figura 3.5; en éstas vemos que el tramo EB de la curva  $f_{ex}$  de las lumbreras de escape corresponde al recorrido de la paleta cuando barre el arco EF de la superficie interna del bloque cilíndrico del motor, determinado por la longitud de las lumbreras, por lo tanto, la ordenada del punto B indica el valor máximo del área de paso de gases al quedar totalmente descubiertas las áreas de paso; luego la paleta frontal continúa su recorrido por un ángulo de  $72^\circ$ , durante el cual la superficie de paso de gases permanece constante, al cabo del mismo la paleta sucedente alcanza también el punto E y se inicia el cierre de las lumbreras de escape. Durante este recorrido la paleta frontal ha descubierto a su paso las lumbreras de admisión al barrer los puntos E y T, terminándose el proceso de intercambio de gases, cuando la paleta sucedente cierra las lumbreras de admisión al alcanzar el punto T. En ese instante

la celda encerrará el volúmen limitado por las paletas en las posiciones T y T', dosificándose en el mismo la cantidad de combustible determinada por el sistema de alimentación, para conformar la mezcla aire combustible que será comprimida en el proceso 1-2 de la figura 1.5.

El tramo  $EBA_1$  de la curva de sección de paso de gases se conoce como "escape libre" y durante el mismo se da la presión crítica expresada por la siguiente fórmula:

$$p_{cr} = p_p \left( \frac{k+1}{2} \right)^{k/k-1}$$

Donde k es el exponente politrópico para el aire, el cual para las condiciones térmicas que se dan en los motores de CI es 1.3 y  $p_p$  es la presión en el múltiple de escape. Reemplazando valores obtenemos:

$$p_{cr} = 1.050 \left( \frac{2.3}{2} \right)^{1.3/0.3} = 1.924 \text{ kg/cm}^2$$

El coeficiente de caída relativa de presiones  $\zeta$  de los órganos del escape, dado en la fórmula del párrafo 4.3.4 fluctúa entre los valores 0.3 a 0.5 con el uso de lumbreras solamente. En este caso asumiremos  $\zeta = 0.45$ , con el cual la presión al momento de la apertura de las lumbreras de admisión será:

$$p_A = 0.45(1.250 - 1.050) + 1.050 = 1.140 \text{ Kg/cm}^2$$

Vemos que este valor de la presión a la apertura de las lumbreras de admisión satisface la condición:

$$P_1 > P_A > P_p$$

El volúmen de la celda a la apertura de las lumbreras de admisión, lo podemos encontrar a partir del ángulo  $\phi_A = 25.5^\circ$  (0.4451) con el cual obtenemos:

$$\phi_{A'} = 25 - 72 = -46.5^\circ (0.8116^r)$$

Con estos ángulos y las ecuaciones 3.2, 5.2, y 6.2 obtenemos las áreas barridas por las paletas que conforman la celda en el momento de apertura de la admisión:

$$A_{bA} = 27.7 \text{ cm}^3$$

$$A_{bA'} = -45.2 \text{ cm}^3$$

Con estos valores obtenemos el volúmen de la celda.

$$V_A = (27.7 + 45.2)7 + 28.5 = 538.5 \text{ cm}^3$$

El volúmen medio para las posiciones E y A de la paleta frontal está dado por:

$$V_{m\Lambda} = \frac{V_A + V_4}{2}$$

$$V_{m\Lambda} = \frac{538.5 + 481.8}{2} = 510.2 \text{ cm}^3$$

Puesto que la presión  $p_A$  es menor que la presión crítica  $p_{cr}$ , la sección-tiempo de las lumbreras de escape la obtenemos despejando  $A_{eA}$  de la ecuación dada para  $p_A$  en el acápite 4.3.3. Si asumimos  $\mu = 0.67$  para el valor del coeficiente de gasto de los órganos del escape y reemplazamos los valores conocidos obtenemos:

$$A_{eA} = \frac{510.2}{0.67\sqrt{1,501.3}} \left[ (0.496 + 0.102 \times \frac{1.050}{1.040}) (\frac{2.715}{1.050})^{0.115} - 0.102 \ln(\frac{538.5}{481.8}) - 0.59 \right]$$

$$A_{eA} = 1.114 \text{ mm}^2\text{-seg.}$$

Con este valor encontramos la ordenada  $f_B$  del punto B de la curva de sección de paso de las lumbreras de escape. Considerando el trapecio rectángulo  $EBA_1A$ , a cuya área corresponde la ordenada  $AA_2$  de la curva  $ES_e$  de Sección-tiempo. Para los factores de conversión  $m$  y  $k_1$  que se observan al pie del día

grama de la figura 3.5, tenemos:

$$A_{eA} = \frac{1}{2} f_B (\overline{EA}^{\circ} + \overline{BA}_1^{\circ}) m k_1 \text{ mm}^2\text{-seg.}$$

Reemplazando valores encontramos:

$$f_B = \frac{2 \times 1.114}{2 \left[ (25.5 - 8) 2 + (13 - 8) \right] 4.687 \times 10^{-4}}$$

$$f_B = 79.23 \text{ mm.}$$

Con lo cual el área de paso máxima de las lumbreras de escape dada por  $f_{e\max} = k_0 f_B$ , resulta:

$$f_{e\max} = 79.23 \times 9 = 713.1 \text{ mm}^2$$

Despejando el ancho (a) de las lumbreras de escape, de la ecuación 1.4 obtenemos:

$$a = \frac{f_{e\max}/4 + 4}{(\theta_F - \theta_E) l}$$

$$a = \frac{713.1/4 + 4}{105(0.3616 - 0.2241)} = 12.6 \text{ mm.}$$

El área de paso máxima de las lumbreras de admisión está dada por la ecuación 2.4, para la cual con los valores conocidos encontramos:

$$f_{a\max} = 2 \left[ \frac{1}{2} (0.8704 - 0.6887) (100^2 - 60^2) - 4 \right]$$

$$f_{a\max} = 1,154.9 \text{ mm}^2$$

Para este valor, la ordenada en el punto D ( $f_D$ ) de la curva de sección de paso de gases resulta:

$$f_D = \frac{1,154.9}{9} = 128.3 \text{ mm.}$$

Con lo cual la sección tiempo disponible para el barrido de los gases de la combustión y el llenado de la carga de aire fresco, estará dada por el área bajo la curva de sección de paso de gases de las lumbreras de admisión ADGT, o la ordenada levantada desde el punto T hasta el extremo de la curva de sección-tiempo  $A_{ax}$ .

$$A_{adA} = \frac{1}{2} \left[ (105-25.5)^2 - (33-25.5)^2 \cdot 128.3 \times 2 \times 4.687 \times 10^{-4} \right]$$

$$A_{adA} = 8.659 \text{ mm}^2\text{seg.}$$

La sección-tiempo requerida para estos procesos está dada por la ecuación del acápite 4.3.5 cuya aplicación requiere el uso del diagrama de la figura 6.4, para calcular la función  $\psi_{aA}$  partiendo de la relación, de la presión en la celda al inicio del barrido, a la presión del soplador.

$$\frac{P_A}{P_K} = \frac{1.140}{1.250} = 0.912$$

Para este valor y la curva superior del diagrama antes mencionado, obtenemos:

$$\psi_{aA}(0.912) = 1.153$$

Reemplazando este resultado en la ecuación antes referida encontramos:

$$A_{arA} = \frac{242 \times 1.6 \times 10^{-2} \times 10^2}{0.67 \times 1.153 \sqrt{29.27 \times 322.2}} = 5.161 \text{ mm}^2\text{seg.}$$

En consecuencia, vemos que la sección tiempo disponible  $A_{adA}$  es mayor que la sección tiempo requerida  $A_{arA}$ , con lo cual se anticipa que el barrido de los gases de la combustión y el llenado de la carga de aire fresco, puede ser satisfecho ampliamente.

La etapa de escape forzado o barrido de los gases quemados se inicia cuando la paleta frontal alcanza el punto A de la superficie interna del cilindro, del bloque de motor y continúa hasta que la paleta sucesiva alcanza el punto F, cerrando las lumbreras de escape. La sección-tiempo disponible de las lumbreras de escape, para esta etapa del proceso de expulsión de gases quemados, está dada por el área  $AA_1CF'$  bajo la curva de sección de paso de gases  $f_{ex}$ , o la diferencia entre las ordenadas  $F'S_e$  y  $AA_2$  de la curva de sección tiempo  $A_{ex}$ . Efectuando el cálculo del área obtenemos:

$$A_{edA} = \frac{1}{2} \left[ ((85-25.5)2-913-8)2 \times 79.23 \right] \times 4.687 \times 10^{-4}$$

$$A_{edA} = 4.233 \text{ mm}^2 \text{ seg.}$$

La temperatura de los productos de la combustión  $T_A$  en la celda al inicio del barrido y escape forzado, se puede determinar por la siguiente ecuación:

$$T_A = T_4 \left( \frac{p_A}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_A = 1,501.3 \left( \frac{1.140}{2.715} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} = 1,228.8^\circ \text{ K}$$

La temperatura media convencional de los gases en la celda, durante el barrido y el escape forzado, se calcula mediante la ecuación dada en la sección 4.3.6 :

$$T_{Am} = \frac{1,228.8 - 383.3}{\ln \left( \frac{1,228.8}{383.3} \right)} = 725.8^\circ \text{ K}$$

La gravedad específica del aire a la presión  $p_k$  y temperatura  $T_k$  está dada por:

$$\gamma_k = \frac{p_k}{RT_k}$$



Para los valores del caso encontramos:

$$\gamma_k = \frac{1.250 \times 10^{-2}}{29.27 \times 322.2} = 1.325 \times 10^{-6} \text{ Kg/cm}^3$$

El peso de los gases expulsados durante el escape libre, se obtiene a partir de la ecuación general de los gases aplicada a los estados: en el punto 4 y, A de la apertura de las lumbreras de admisión:

$$G_{gel} = \frac{P_4 V_4}{RT_4} - \frac{P_A V_A}{RT_A}$$

$$G_{gel} = \frac{2.715 \times 481.8}{29.27 \times 1,501.3} - \frac{1.140 \times 538.5}{29.27 \times 1,228.8} = 1.270 \times 10^{-4} \text{ Kg.}$$

Por consiguiente, el peso de gases que debe salir del motor durante el escape forzado, estará dado por el peso de aire de llenado menos  $G_{gel}$ .

$$G_{gef} = V_h \gamma_k \phi_k - G_{gel}$$

$$G_{gef} = 242 \times 1.325 \times 10^{-6} \times 1.6 - 1.270 \times 10^{-4} = 1.937 \times 10^{-4} \text{ kg.}$$

La sección tiempo requerida de las lumbreras de escape para la etapa de barrido, está dada por la ecuación la sección 4.3.9 en la cual el valor de la función  $\psi_{eA}$  se obtiene del diagrama de la figura 6.4, para la curva inferior y la relación de la presión en el múltiple de escape a la presión en la celda al momento de la apertura de las lumbreras de admisión; por lo tanto:

$$\frac{P}{P_A} = \frac{1.050}{1.040} = 0.921$$

Con lo cual,  $\psi_{eA}(0.921) = 1.106$

Reemplazando este valor en la ecuación arriba mencionada y asu

miendo el valor de  $v_A = 0.96$  obtenemos para la sección tiempo requerida en el escape, el siguiente valor:

$$A_{erA} = \frac{1.937 \times 10^{-4} \sqrt{29.27 \times 725.8}}{0.96 \times 1.106 \times 1.140} = 2.333 \text{ mm}^2 \text{ seg.}$$

Valor que según podemos ver, satisface la condición:

$$A_{edA} > A_{erA}$$

En la figura 4.5 vemos en escala ampliada, el diagrama pV de los procesos de intercambio de gases. En la misma se observa en el eje de abscisas los diferentes tramos del volúmen que ocupan tales procesos.

Cabe observar que la variación de la presión en el trayecto de A a F es prácticamente imposible de precisar analíticamente, de bido a que en este período están abiertas ambas lumbreras y se desconocen los regímenes del flujo de gases de escape como del aire de admisión; ocurriendo además que las características de estos flujos dependen en gran forma de la geometría de la celda y de los coeficientes de corrección gasodinámicos de las lumbreras. En consecuencia, el estudio de la ley que rige la variación de la presión en estos procesos pertenece a una etapa experimental de desarrollo de este motor.

La velocidad media convencional de los gases durante el escape libre, está dada por la fórmula expuesta en la sección 4.3.10

$$v_{el} = \frac{G_{gel} RT_o}{A_{eA} P_o}$$

Reemplazando los valores encontrados previamente, obtenemos:

$$v_{el} = \frac{1.270 \times 10^{-4}}{1.208 \times 1.114} \times 10^6 = 94.4 \text{ m/seg.}$$

La velocidad media convencional en el escape forzado, la calculamos mediante la fórmula correspondiente a la sección 4.3.11

$$v_{ef} = \frac{\phi_o v_h - \frac{G}{\lambda}}{\lambda_{ed}}$$

Donde

$$\phi_o = \frac{\phi_k p_k T_o}{p_o T_k}$$

Combinando ambas ecuaciones y reemplazando valores, encontramos:

$$v_{ef} = \frac{\frac{1.6 \times 1.250 \times 293}{1.033 \times 322.2} \times 242 \times 10^6 - \frac{1.270 \times 10^{-4}}{1.208}}{4.233} \times 10^6 = 75.8 \text{ m/seg.}$$

La velocidad media convencional en el barrido, se calcula mediante la ecuación propuesta en la sección 4.3.12

$$v_{eb} = \lambda_{ad} \frac{v_h}{\lambda} \phi_o$$

Para los valores conocidos encontramos:

$$v_{eb} = \frac{1.6 \times 1.250 \times 293}{1.033 \times 322.2} \frac{242 \times 10^6 \times 10^{-6}}{8.659} = 49.2 \text{ m/seg.}$$

Las velocidades medias convencionales obtenidas se encuentran dentro de la norma de los motores alternativos de esta cilindrada, sin embargo la comparación sería mas pertinente con aquellas de los motores rotatorios, lamantablemente no hemos obtenido tal información hasta el momento.

#### 5.10 Deflexiones y esfuerzos en las paletas, para las posiciones de máxima longitud de trabajo y máxima fuerza sobre la paleta.

La presión de los gases sobre la cara expuesta de la paleta, determinará las reacciones en los sellos oscilantes, las mismas que constituirán tanto el par motor como el par resistente debido a la compresión. La variación de la fuerza resultante sobre la superficie de trabajo de la paleta, la podemos apreciar en la figura 5.5, en la cual observamos una discontinuidad en-

tre las curvas correspondientes a las fuerzas que se dan en los procesos de compresión y expansión; esta peculiaridad o bedece a que la paleta deja de exponer superficie alguna a la presión de los gases durante el recorrido del arco entre los dos puntos de intersección de las circunferencias, exter na del rotor e interna del bloque cilíndrico. Estas curvas se han construido en base a la tabla II del anexo, en la cu al se han calculado en la columna correspondiente a  $p_x$ , las presiones que se dan en ambas caras de la paleta, para el án gulo  $\phi_x$  dado en la columna anterior, en la columna siguiente se ha puesto los valores del ángulo del rotor  $\phi_x$  y del ángulo  $\gamma_x$  correspondiente. Las cifras encabezadas por  $l_{tx}$  muestran la longitud de trabajo de la paleta y en la última columna se ha dispuesto el valor de la fuerza resultante  $F_{px}$  sobre la paleta.

El valor máximo de la fuerza resultante sobre la paleta  $F_{px}$  es 219.7 Kg. y según la figura 5.5 se da para  $\phi_x = 255^\circ$ , co rrespondiendo a este valor, la longitud de trabajo  $l_{tx} = 1.33$  centímetros.

La longitud de trabajo de la paleta se obtiene mediante la a plicación de las ecuaciones 3.2, 5.2 y 7.2 con las cuales, lue go de reemplazar valores, obtenemos:

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{\text{sen} 252}{\text{sen} 252 - 0.3795} \right) = 234.09^\circ$$

Con esto :  $\theta - \phi = 234.09 - 255 = -20.91^\circ$

$$\text{Entonces } \gamma = \text{sen}^{-1} \left[ \frac{0.9^2 \tan(-20.91)}{2 \times 8 \times 7.1 \cos(-20.91)} \sqrt{\left( \frac{15.1}{0.9} \cos(-20.91) \right)^2 - 1} \right] = -2.61^\circ$$

$$\text{Luego: } l_t = 10.5 - \sqrt{(0.3795 \times 7.1)^2 + 8^2 - 2 \times 7.1 \times 8 \cos(255 - 2.61)} = 1.32$$

La fuerza resultante se obtiene multiplicando el balance de presión entre ambas caras de la paleta, sometidas a la presión de los gases en expansión por el área expuesta. Siguiendo la metodología ya utilizada para el cálculo de las presione

nes en las celdas adyacentes a la paleta que estamos considerando, obtenemos para el balance de presión la siguiente cifra:

$$\Delta p_g = (36.896 - 5.327) = 31.569 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego, la fuerza resultante será:

$$F_p = 31.569 \times 1.32 \times 7 = 291.7 \text{ Kg.}$$

Asumiendo los siguientes valores para el esquema de la figura 7.2 y aplicando la ecuación 23.2 obtenemos el momento de inercia de la paleta:

$$d_2 = 3.3, \quad d_1 = 2.5, \quad s = 0.83, \quad t_1 = 0.5, \quad t_2 = 1, \quad h = 0.4, \quad \gamma = 7.75 \text{ gr/cm}^3$$

$$J_p = \frac{17.7 \times 7.75}{2 \times 981} \left( \frac{110}{3} + \frac{3.3}{4} \times 24.3 \right) (5.85) + \frac{\pi \times 0.83 \times 7.75}{16 \times 981} (79.53)$$

$$J_p = 14.85 \text{ gr-cm-seg}^2$$

El peso de la paleta lo podemos estimar aplicando la ecuación 25.2 con la cual resulta:

$$W_p = \frac{7.75 (2 \times 10.5 - 3.4)}{2} \left[ 3 \times 0.4 \times 0.5 + 0.5 \times 7 \right] + \frac{\pi \times 0.83 \times 7.75}{2} (3.3^2 - 2.5^2)$$

$$W_p = 326.5 \text{ gr.}$$

Con estos valores y la ecuación 24.2 obtenemos el radio de giro de la paleta:

$$K_p = \sqrt{\frac{14.85 \times 9.81}{326.5}} = 6.68 \text{ cm}$$

Puesto que en las condiciones de régimen hemos asumido que el rotor gira a 1600 rpm constantes, y si la potencia generada por el par motor está siendo absorbida totalmente por la carga entonces, las fuerzas actuantes sobre el rotor se encuentran en equilibrio dinámico y la suma de momentos con respecto a su eje de rotación es cero, sin embargo, sabemos que las rpm de la paleta son las mismas del rotor, pero la velocidad de este es variable, siendo esta variación expresada por la ecua-

ción 8.2; esta variación de la velocidad angular origina una fuerza de inercia de intensidad variable cuya componente tangencial está dada por la ecuación 18.2 la misma que para los valores del caso nos permite obtener:

$$F_t = \frac{0.3265 \times 6.68}{981} \left( \frac{\pi \times 1600}{30} \right)^2 \frac{0.3795 (1 - 0.3795^2) \sin 255}{\left[ (0.3795 - \cos 255)^2 + \sin^2 255 \right]^2} = -10.9 \text{ kg.}$$

El signo negativo de este resultado, indica que para el ángulo  $\phi = 255^\circ$  la fuerza tiene sentido opuesto al movimiento, es decir, que trata de frenar al rotor.

En la figura 6.5 que sigue a continuación está representado el cuerpo libre de la paleta, con las fuerzas actuantes para la posición del ángulo  $\phi$  arriba señalada.

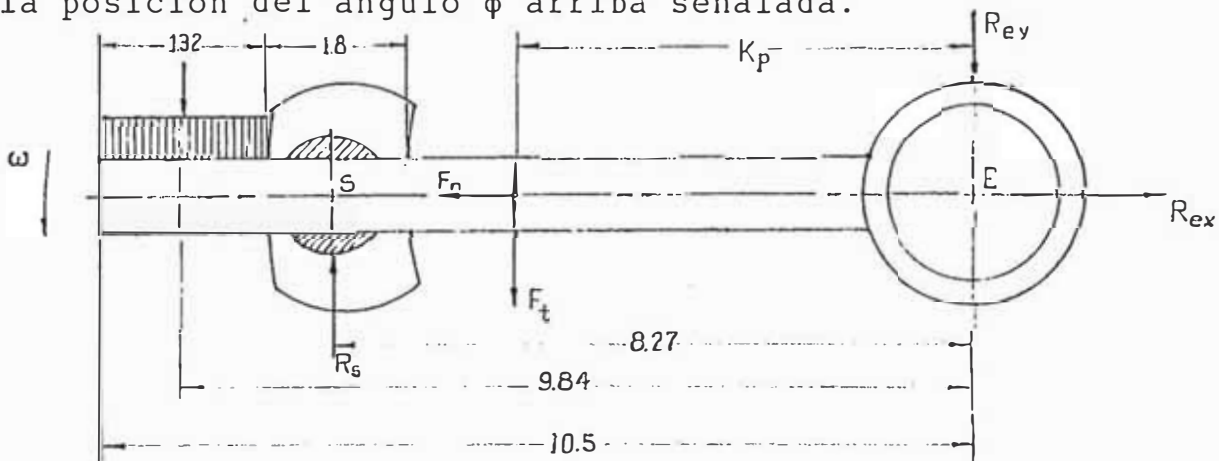


Fig. 6.5  
Cuerpo libre de la paleta

Puesto que la paleta se mueve con un movimiento rotatorio de velocidad variable, no se encuentra en situación de equilibrio o dinámico, por consiguiente la ecuación de la dinámica de la misma tendrá la siguiente expresión:

$$(a) \sum M_o = J_p \alpha_p$$

La aceleración angular está dada por la ecuación 16.2 con la cual obtenemos:

$$\alpha_p = - \frac{0.3795 (1 - 0.3795^2) \sin 255}{(0.3795 + 1 - 2 \times 0.3795 \cos 255)^2} \left( \frac{\pi \times 1600}{30} \right)^2$$

$$\alpha_p = 3546.73 \text{ rad/seg}^2$$

Reemplazando valores en (a) encontramos el siguiente valor para  $R_s$ :

$$R_s = \frac{291.7}{8.27} \left( 10.5 - \frac{1.32}{2} \right) - \frac{1}{8.27} (6.68 \times 10.9 + 14.85 \times 10^{-3} \times 3,546.73)$$

$$R_s = 331.9 \text{ Kg.}$$

La fuerza centrífuga actuante sobre la paleta, está dada por la ecuación 17.2 en la cual luego de poner el valor de  $\omega_r$  en función de las rpm y reemplazar los valores encontrados, obtenemos:

$$F_n = \frac{0.3265 \times 6.68}{981} \left[ \frac{1600 \pi}{30 \left( 1 + \frac{0.3795 - \cos 255}{1/0.3795 - \cos 255} \right)} \right]^2 = 41.9 \text{ Kg.}$$

Para determinar la componente horizontal de la reacción en el punto E de pivoteo, observamos que la paleta no realiza movimiento en el sentido del eje X, por consiguiente  $\sum F_x = 0$

Luego

$$R_{ex} - F_n = 0$$

$$R_{ex} = 41.9 \text{ Kg.}$$

Así mismo, puesto que tampoco se efectúa movimiento en el sentido del eje Y, podemos establecer:

$$R_s - F_p + F_t - R_{ey} = 0$$

$$R_{ey} = 331.9 - 291.7 + 10.9 = 51.1 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto la reacción resultante en el sentido del eje X será:

$$R_e = \sqrt{51.1^2 + 41.9^2} = 66.1 \text{ Kg.}$$

Puesto que cada paleta tiene dos pivotes, la fuerza que se ejerce en cada uno de ellos será: 33 Kg.

En la figura 6.6 observamos un diagrama esquematizado de la

paleta en el que están representadas vectorialmente las fuerzas que actúan sobre la elástica de la misma; así mismo, se muestran los diagramas de fuerza cortante y de momento flector, para la posición de la paleta que estamos analizando.

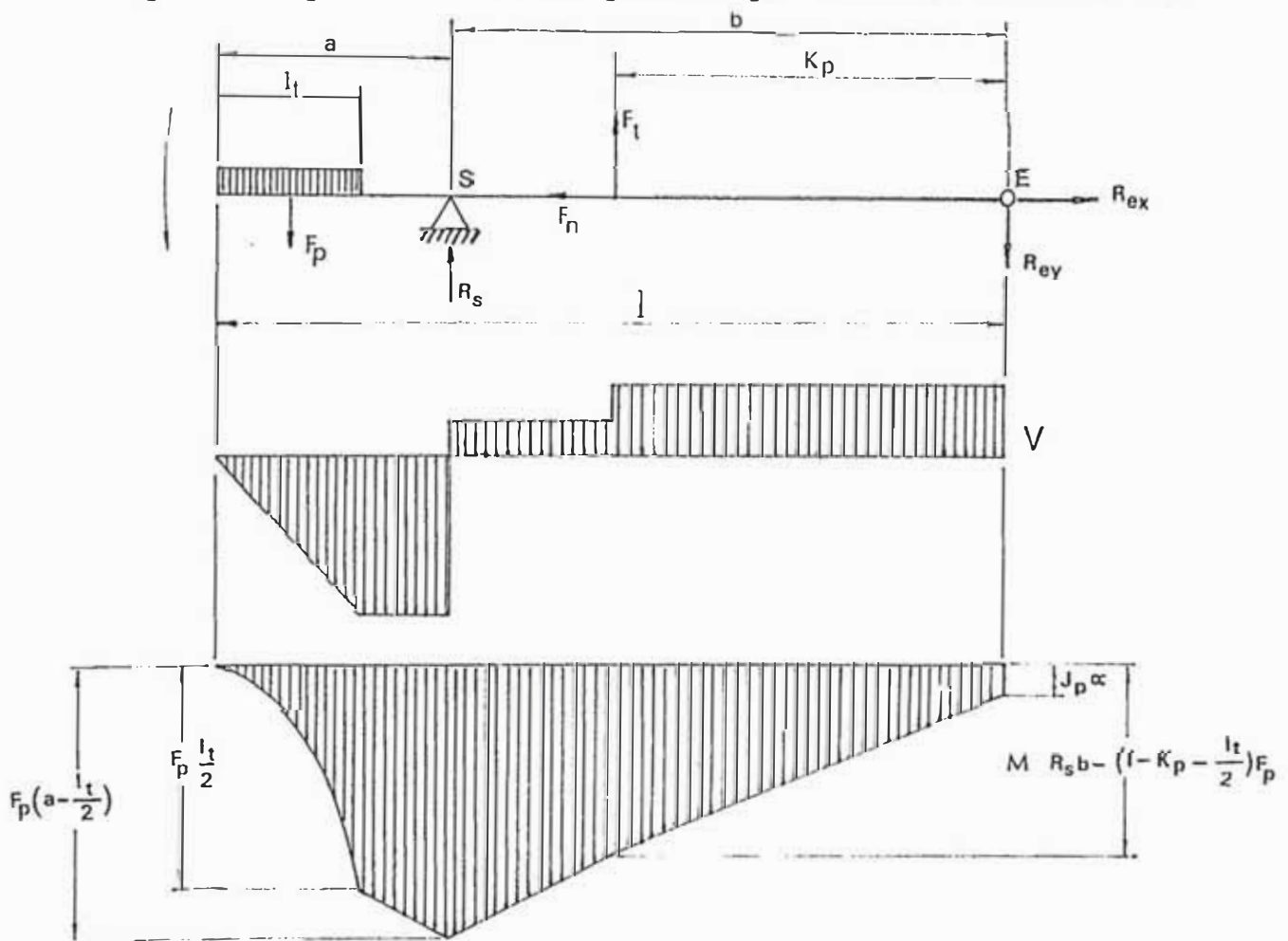


Fig. 6.6

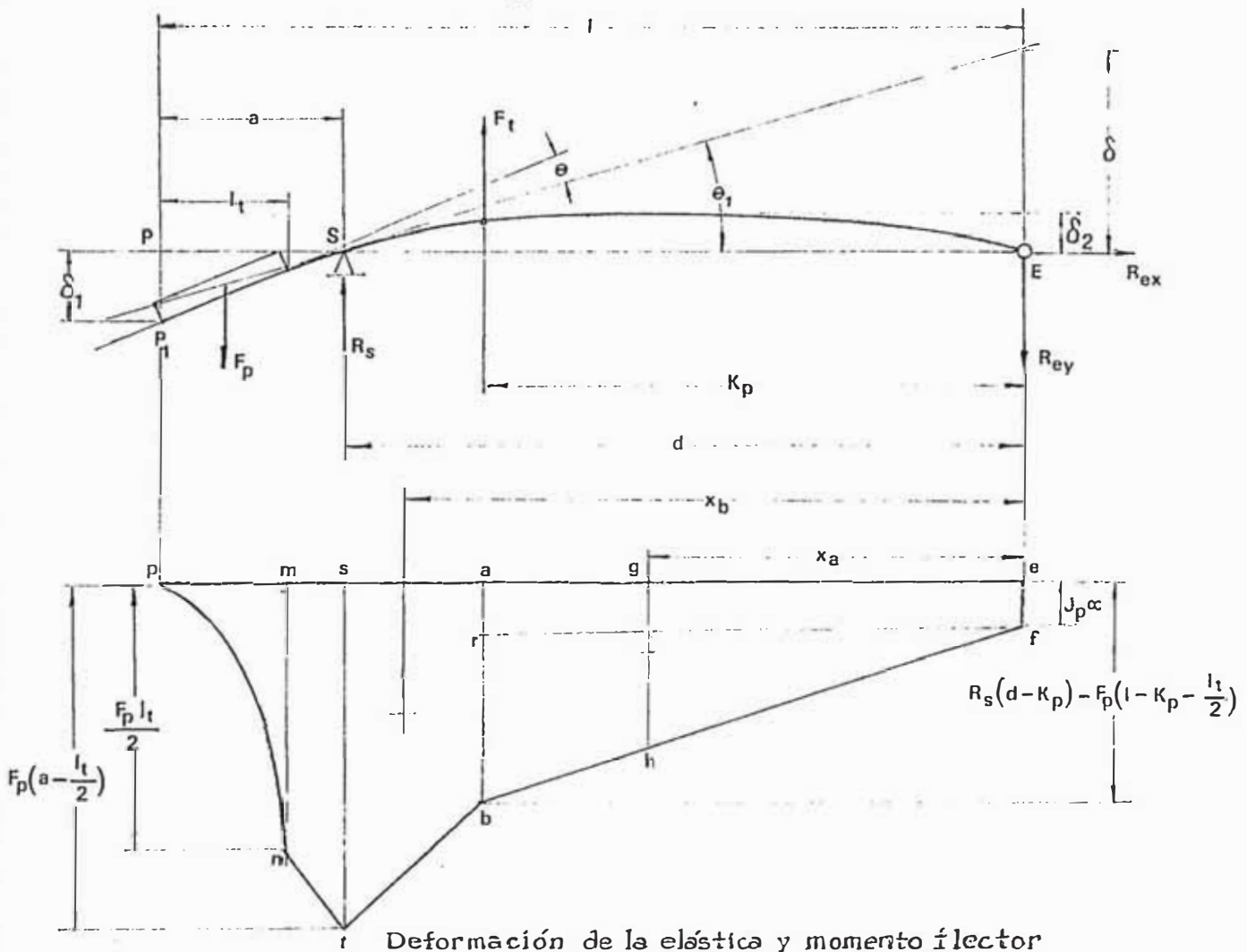
#### Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores

En la figura superior vemos que el efecto de la fuerza  $F_n$  no ejerce influencia sobre la deformación de la elástica, pues el apoyo en S carece de fuerzas de fricción por ser de carácter deslizante. La figura 6.7 muestra la curvatura de la elástica de la paleta, debida al efecto de las fuerzas actuantes sobre ella, las mismas que producirán dos flechas máximas, una en el extremo en voladizo y la otra entre los apoyos S y E. Recordando que, tanto el ángulo de la tangente en un punto de la elástica como la flecha, pueden obtenerse a partir del diagrama de momentos flectores, mediante las integraciones:



$$(a) \quad \theta = \int_A^B \frac{1}{EI_z} M dx$$

$$(b) \quad \delta = \int_A^B \frac{1}{EI_z} M x dx$$



Deformación de la elástica y momento ílector

Fig. 6.7

La ecuación (b) expresa que la distancia  $\delta$  medida verticalmente desde un punto B de la elástica a la tangente en el punto A de la misma, es igual al momento del área del diagrama de momentos entre A y B, con respecto al punto en que se considera la distancia, dividido por la rigidez de la viga. En este caso la distancia  $\delta$  estará dada por la suma de los momentos con respecto a la vertical ef, de los trapecios tsab y abef.

Las distancias al centro de gravedad de los trapecios son:

$$(c) \quad x_a = \frac{K_p (\overline{ef} + 2\overline{ab})}{3(\overline{ab} + \overline{ef})}$$

$$(d) \quad x_b = \frac{(d - K_p)(\overline{ab} + 2\overline{st})}{3(\overline{ab} + \overline{st})} + K_p$$

Los valores de los momentos que forman las bases de los trapecios son:

$$\overline{ef} = J_p \alpha$$

$$\overline{ef} = 14.85 \times 3,546.73 \times 10^{-3} = 52.7 \text{ Kg-cm.}$$

$$\overline{ab} = R_s d - F_p \left(1 - K_p - \frac{l_t}{2}\right)$$

$$\overline{ab} = 331.9(8.27 - 6.68) - 291.7 \left(10.5 - 6.68 - \frac{1.32}{2}\right)$$

$$\overline{ab} = 394 \text{ Kg-cm.}$$

$$\overline{st} = F_p \left(a - \frac{l_t}{2}\right)$$

$$\overline{st} = 291.7 \left(2.22 - \frac{1.32}{2}\right) = 455 \text{ Kg-cm.}$$

Reemplazando estos valores en (c) y (d) encontramos:

$$x_a = \frac{6.68(52.7 + 2 \times 394)}{3(52.7 + 394)} = 4.2 \text{ cm.}$$

$$x_b = \frac{(8.27 - 6.68)(394 + 2 \times 455)}{3(394 + 455)} + 6.68 = 7.5 \text{ cm.}$$

El momento de inercia de la sección de la paleta, de acuerdo a la figura 6.8 es:

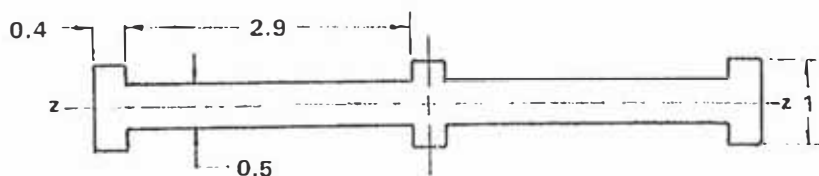


Fig. 6.8

$$I = \frac{0.4 \times 1^3}{12} \times 3 + \frac{2.9 \times 0.5^3}{12} \times 2 = 0.16 \text{ cm}^4$$

Asumiendo que las paletas sean fabricadas con acero laminado en caliente, cuyo módulo de elasticidad es  $E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ , encontraremos para  $\delta$  el siguiente valor:

$$\delta = \frac{1}{2.1 \times 10^6 \times 0.16} \left[ \frac{(52.7 + 394)}{2} \cdot 6.68 \times 4.2 + \frac{(394 + 455)(8.27 - 6.68)}{2} \right] 75$$

$$\delta = 0.034 \text{ cm}$$

Puesto que  $\theta_1$  es muy pequeño podemos establecer:

$$\theta_1 = \frac{\delta}{d} \quad \theta_1 = \frac{0.034}{8.28} = 0.0041 \text{ rad.}$$

El ángulo  $\theta$  entre las tangentes en  $P_1$  y S está dado por el área  $pntsp$  dividida por la rigidez de la paleta.

Los valores de los momentos flectores que limitan el área en cuestión son:

$$\overline{st} = F_p \left( a - \frac{l_t}{2} \right) = 291.7 \left( 2.22 - \frac{1.36}{2} \right) = 449.2 \text{ Kg-cm}$$

$$\overline{mn} = \frac{F_p l_t}{2} = \frac{291.7 \times 1.36}{2} = 198.4 \text{ Kg-cm}$$

Con estas cifras el valor del ángulo  $\theta$  será:

$$\theta = \frac{1}{2.1 \times 10^6 \times 0.16} \left[ \frac{1.36 \times 198.4}{3} + \frac{(198.4 + 449.2)}{2} \cdot 0.9 \right] = 0.0089 \text{ rad.}$$

Siendo el valor de la distancia ( $a$ ), pequeño en relación con la longitud de la paleta ( $l$ ), un valor bastante aproximado de la flecha  $\delta_1$  estará dado por:

$$\delta_1 = a(\theta_1 + \theta) = 2.22(0.0041 + 0.0089) = 0.029 \text{ cm.}$$

Puesto que el área  $aefb$  del diagrama de momentos flectores de la figura 6.7, es mucho mayor que el área  $tbas$ , la flecha máxima  $\delta_2$  entre los apoyos E y S, estará a una distancia muy cerca

na a  $x_a$ , consecuentemente, es necesario conocer el valor del momento flector en el punto g, para el cual por semejanza de triángulos obtenemos:

$$\overline{gh} = \frac{(\overline{ab} - \overline{ar})x_a}{K_p} + \overline{ra}$$

$$\overline{gh} = \frac{(394 - 52.7) 4.2}{6.68} + 52.7 = 267.3 \text{ Kg-cm.}$$

Con este valor, la flecha  $\delta_2$  podemos calcularla mediante la siguiente ecuación:

$$\delta_2 = \frac{(\overline{gh} + 2\overline{ef})x_a^2}{6EI}$$

$$\delta_2 = \frac{(267.3 + 2 \times 52.7) 4.2^2}{6 \times 2.1 \times 10^6 \times 0.16} = 0.003 \text{ cm.}$$

El esfuerzo de tracción de mayor magnitud  $\sigma_x$  se dará en la superficie de las nervaduras de la paleta, siendo su valor el siguiente:

$$\sigma_x = \frac{Mt_2}{2I_z}$$

Donde M es el momento flector en S cuyo valor es  $\overline{st} = 449.2 \text{ Kg-cm}$  y  $t_2 = 1 \text{ cm.}$  según vemos en la figura 6.8. Con lo cual:

$$\sigma_x = \frac{449.2 \times 1}{2 \times 0.16} = 1,403.8 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de compresión será de la misma magnitud pero de signo contrario.

El esfuerzo cortante  $\tau_{xy}$  se obtiene de la siguiente expresión:

$$\tau_{xy} = \frac{Vt_2^2}{8I_z}$$

La magnitud de la fuerza cortante V, en este caso, estará dada por la reacción  $R_s$ , con lo cual reemplazando valores en la ecuación

ción anterior obtenemos:

$$\tau_{xy} = \frac{331.9 \times 1^2}{8 \times 0.16} = 259.3 \text{ Kg/cm}^2$$

Los esfuerzos o fatigas principales a la extensión y compresión se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Substituyendo los valores correspondientes en estas ecuaciones, encontramos:

$$\sigma_{\max} = \frac{1,403.8}{2} + \sqrt{\left(\frac{1,403.8}{2}\right)^2 + 259.3^2} = 1,450.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{1,403.8}{2} - \sqrt{\left(\frac{1,403.8}{2}\right)^2 + 259.3^2} = -46.4 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante máximo resultante es:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{1,450.2 + 46.4}{2} = 748.3 \text{ Kg/cm}^2$$

La máxima longitud de trabajo de la paleta se dará para el ángulo  $\theta=360^\circ$  al cual corresponde igualmente un ángulo del rotor  $\phi=360^\circ$ .

Aplicando la ecuación 7.2 obtenemos la longitud de trabajo para esta posición:

$$l_t = 10.5 - \sqrt{(0.3795 \times 7.1)^2 + 8^2 - 2 \times 0.3795 \times 7.1 \cos 360}$$

$$l_t = 5.2 \text{ cm.}$$

Los ángulos de giro del rotor y de la paleta sucedente serán:

$$\phi_s = 0 - 72 = -72^\circ (-1.2566^r)$$

$$\theta_s = \tan^{-1} \left( \frac{\sin(-72)}{\cos(-72) - 0.3795} \right) = -94.2^\circ (-1.6449^r)$$

Siguiendo el procedimiento para el cálculo de volúmenes de la sección 5.6, obtenemos el volumen de la celda en la posición que estamos considerando, con el siguiente resultado:

$$V_s = 416.1 \text{ cm}^3$$

La presión correspondiente a este punto de la expansión es:

$$p_4 = \frac{4,786.99}{(416.1)^{1.21}} = 3.242 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego, la fuerza que se está ejerciendo sobre la superficie de trabajo de la paleta será:

$$F_p = (p_4 - p_1) l_t L$$

$$F_p = (3.242 - 1.163) 5.5 \times 7 = 75.7 \text{ Kg.}$$

En la figura 3.2 del capítulo 2 vemos en la curva que expresa la variación de la aceleración angular, que el valor de  $\alpha_p$  para  $\phi = 2\pi$  es cero; por consiguiente la fuerza debida a la aceleración tangencial es también cero, en este instante.

Tomando momento con respecto al punto E, de la figura 6.9 para estas condiciones, tenemos:

$$75.5 \left( 10.5 - \frac{5.2}{2} \right) - R_s \cdot 10.5 - (5.2 + 0.9) = 0$$

De donde:  $R_s = 135.9 \text{ kg.}$

La fuerza centrífuga que actúa sobre la paleta, para estas condiciones es:

$$F_n = \frac{0.3265 \times 6.68}{980} \left[ \frac{1,600\pi}{30 \left( 1 + \frac{0.3795 - \cos 360}{0.3795^{-1} - \cos 360} \right)} \right]^2$$

$$F_n = 162.3 \text{ Kg.}$$

Con esto la componente horizontal de la reacción en el eje es:

$$R_{ex} = 162.3 \text{ Kg.}$$

La componente vertical, la encontramos a partir de  $\sum F_y = 0$

$$R_e - F_p - R_{ey} = 0$$

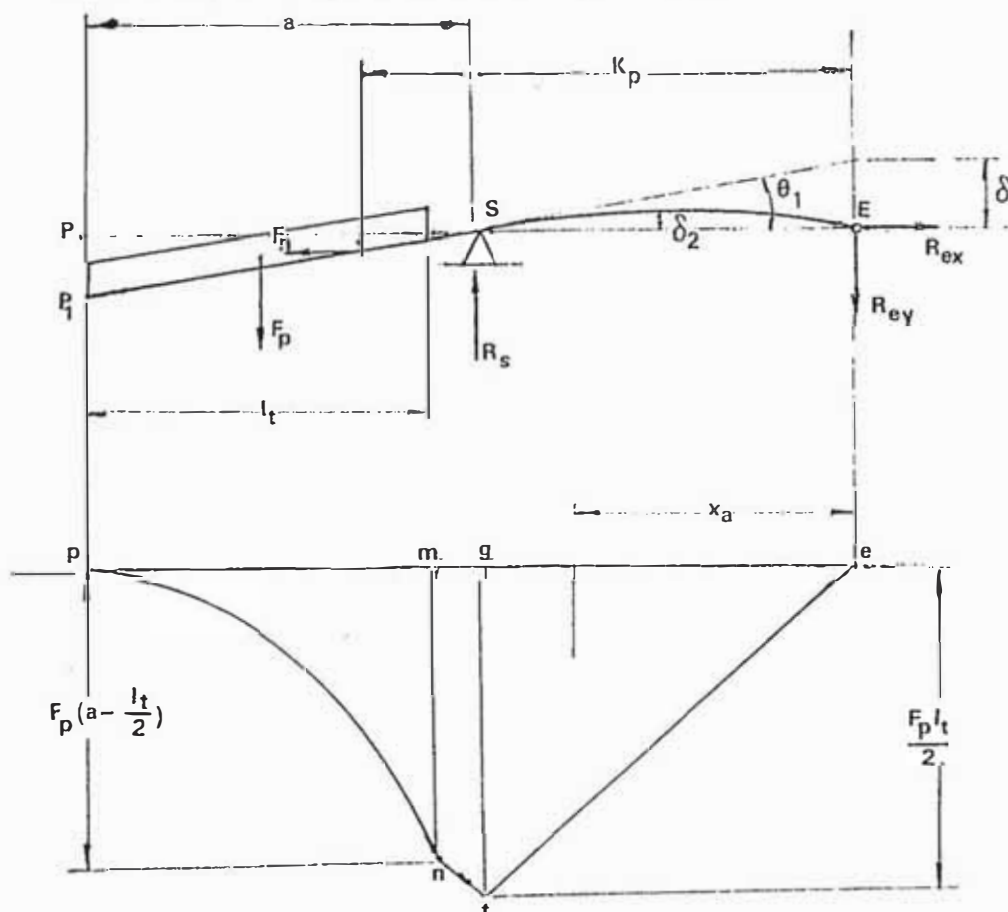
$$R_{ey} = 135.9 - 75.7 = 60.2 \text{ Kg.}$$

En consecuencia la reacción resultante en el eje será:

$$R_e = \sqrt{162.3^2 + 60.2^2} = 173.1 \text{ Kg.}$$

La reacción en cada pivote de la paleta es  $173.1/2 = 86.5 \text{ Kg.}$

La figura 6.9 que sigue a continuación, muestra las fuerzas que están actuando sobre la elástica de la paleta, para la posición que estamos considerando.



Deformación de la elástica y momento flector  
Fig. 6.9

Los valores de los momentos principales del diagrama de momentos de la figura 6.9 son:

$$\overline{mn} = 75.7 \times \frac{5.2}{2} = 196.8 \text{ Kg-cm.}$$

$$\overline{gt} = 75.7 \left( 5.2 + 0.9 - \frac{5.2}{2} \right) = 264.9 \text{ Kg-cm.}$$

Siguiendo el procedimiento de cálculo del caso anterior, calculamos la distancia vertical desde E hasta la tangente en S, la cual está dada por el momento del área del triángulo get con respecto al punto E.

$$\delta = \frac{1}{3EI} g e^2 \times \overline{gt}$$

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{(10.5 - 5.2 - 0.9)^2 \cdot 264.9}{2.1 \times 10^6 \times 0.16} = 5.09 \times 10^{-3} \text{ cm.}$$

Con esto el valor del giro de la elástica en el punto S será:

$$\theta_1 = \frac{5.09 \times 10^{-3}}{4.4} = 1.16 \times 10^{-3} \text{ rad.}$$

El área del diagrama de momentos flectores pntgp, dividida por la rigidez de la paleta, nos permite encontrar el ángulo  $\theta$  entre las tangentes en  $P_1$  y S.

$$\theta = \frac{1}{2.1 \times 10^6 \times 0.16} \left[ \frac{5.2 \times 196.8}{3} + \frac{(196.8 + 264.9)}{2} \cdot 0.9 \right]$$

$$\theta = 1.63 \times 10^{-3} \text{ rad.}$$

Con esto, el valor de la flecha  $\delta_1$  de acuerdo al procedimiento ya utilizado, es:

$$\delta_1 = (5.2 + 0.9)(1.16 \times 10^{-3} + 1.63 \times 10^{-3}) = 0.017 \text{ cm.}$$

Comparando las deformaciones que hemos encontrado con aquellas del caso anterior, podemos inferir que los esfuerzos en la paleta también será menores, por tanto, la situación de máxima fuerza de los gases sobre la cara de trabajo de la paleta, será la que produzca mayores esfuerzos, es decir para un ángulo de rotor de  $255^\circ$ , los mismos que se encuentran por debajo de los límites admisibles para el material especificado, el cual, dicho sea de paso, no es todavía el más adecuado para esta aplicación. Obviamente, estos cálculos será necesario reiterarlos de modo



que podamos construir curvas de variación, tanto de los esfuerzos como de las deformaciones de la paleta para un giro de  $360^\circ$  del rotor, pero dado que esto implica la realización de un volumen grande de operaciones de cálculo, dejamos esta parte del estudio para una etapa posterior.

## 6 CONCLUSIONES

### 6.1 Respecto a las características termodinámicas del motor

Dado que el objetivo principal de este trabajo, se ha señalado en la determinación de la factibilidad técnica de funcionamiento de un motor de Combustión Interna, cuyo sistema mecánico de realización del ciclo termodinámico esté construido de acuerdo al mecanismo propuesto en la primera parte de este estudio, las conclusiones derivadas del mismo, desde el punto de vista termodinámico habrán de extraerse del análisis de la tabla I del anexo; en la cual se han vertido los resultados de cálculos reiterativos, siguiendo el procedimiento general señalado en el capítulo 5 de este estudio.

En dicha tabla, encontramos en la primera columna, cinco valores de la relación de compresión  $\xi$ , que van desde 5.5 hasta 9.5. Las cuatro columnas siguientes, definen los ángulos del rotor para la apertura y cierre de las lumbreras de escape y admisión de acuerdo a la figura 1.4 de la página 47; es decir que para cada relación de compresión se ha considerado tres opciones para la ubicación de las lumbreras, lo que consecuentemente determina la variación del volumen de la celda al cierre de la admisión y apertura del escape ( $V_h$  y  $V_{h'}$ ) así como el volumen de la cámara de combustión ( $V_c$ ) y la razón de expansión ( $\epsilon$ ).

Estudiando la tabla I, vemos que la presión ( $p_3$ ) al final de la combustión, varía desde 45.819 hasta 83.119  $\text{Kg/cm}^2$ , encontrándose el valor de este parámetro en los motores alternativos actuales, alrededor de 55  $\text{Kg/cm}^2$ . Tomando como base esta referencia, podemos seleccionar la relación de compresión  $\xi=6.5$  como la más adecuada para el diseño de un motor con la configuración que hemos establecido para los cálculos del capítulo 5. Las relaciones de compresión siguientes, en el sentido ascendente, plantean valores muy elevados de la presión  $p_3$ , aunque esta afirmación debe aceptarse con la reserva de que las limitaciones para la determinación de este valor en los motores a pistones.

son por lo menos desde el punto de vista mecánico, distintas a las de los motores rotatorios de paletas. La posibilidad de que la presión  $p_3$  pudiera alcanzar valores superiores a 55 Kg por centímetro cuadrado, favorecería al hecho de que tanto, la presión a la apertura del escape ( $p_4$ ) como la temperatura correspondiente ( $T_4$ ), fuesen más bajas, y por consiguiente los rendimientos, térmico y efectivo sean más elevados, conforme se observa en la tabla I para las diferentes posiciones de las lumbreras.

Podemos observar también que para una determinada relación de compresión, la variación positiva del volumen de expansión de la celda, produce aumentos proporcionales en la presión media indicada, la eficiencia térmica, y la eficiencia efectiva, mas no en la potencia del motor; en cambio, la presión y la temperatura a la apertura de las lumbreras de escape disminuyen, este hecho resulta lógico puesto que, al aumentar las posibilidades de expansión de los gases sobre la paleta, se consigue un mejor aprovechamiento de la entalpía de los gases, resultando particularmente provechoso a la consideración del uso de un turbocompresor para la sobrealimentación del motor.

A partir de estas observaciones, se deriva una pregunta lógica: ¿hasta qué punto es posible seguir aumentando la expansión y mejorar consecuentemente, los valores de la presión media indicada y rendimiento del motor?. Para responder a esta pregunta, debemos partir, bien de la ecuación que expresa el valor del rendimiento térmico o de la que expresa el valor de la presión media indicada. Para el análisis, será preciso determinar la variación de la presión media indicada, manteniendo constantes aquellos parámetros que no tienen relación con el aumento del volumen de expansión. Para la satisfacción de esta condición podemos reescribir la ecuación 2.3 de la siguiente forma:

$$P_{mi} = \frac{P_1 \varepsilon^{n_1}}{(\varepsilon - 1)} \left( \frac{\lambda}{n_2 - 1} - \frac{1 - \varepsilon^{(1-n_1)}}{n_1 - 1} \right) - \frac{P_1 \lambda \varepsilon^{n_1}}{(\varepsilon - 1)(n_2 - 1)} \frac{1}{(\varepsilon + e)(n_2 - 1)} - \frac{P_1}{(\varepsilon - 1)} e$$

Reemplazando los términos constantes en esta ecuación, mantiene la siguiente forma:

$$(1.6) \quad y = a - \frac{b}{(d + x)^n} - cx$$

En la cual las constantes  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ , y  $n$  tienen los siguientes valores:

$$a = 43.7$$

$$b = 47.411$$

$$c = 0.211$$

$$d = 6.5$$

$$n = 0.21$$

si graficamos la ecuación 1.6, obtendremos la curva  $a_2$  que se observa en el diagrama de la figura 1 del anexo, en la cual vemos que el máximo valor que puede alcanzar la  $p_{mi}$  es de 15.548  $\text{Kg/cm}^2$ , el cual se mantiene constante entre los valores 11.75 y 25.32 de  $\epsilon$ .

Estudiando la ecuación 5.1 que expresa el valor de la relación de expansión en función de los volúmenes  $V_h$  y  $V_{h'}$ , podemos concluir que  $\epsilon$  varía de manera discreta, puesto que la diferencia entre los volúmenes de expansión y de llenado tampoco se da de manera continua.

La ecuación 5.1 que hemos mencionado, la podemos reescribir de la siguiente forma:

$$(2.6) \quad \epsilon = (\epsilon - 1) \left( \frac{V_{h'}}{V_h} - 1 \right)$$

Si en esta ecuación reemplazamos el valor de  $\epsilon = 11.755$  y despejamos la relación  $V_{h'}/V_h$ , obtenemos para ésta:

$$\frac{V_{h'}}{V_h} = \frac{11.755}{(6.5-1)} + 1 = 3.137$$

Resultado que nos indica que la optimización de la presión media indicada corresponderá a un volumen de expansión máximo de  $V_{h'} = 3.137 V_h$  para la relación de compresión de 6.5:1

Si analizamos la ecuación 3.3 que expresa el rendimiento térmico del ciclo, vemos que podemos reescribirla de la siguiente forma:

$$\eta_t = \frac{k-1}{\lambda-1} \left( \frac{\gamma}{n_2-1} - \frac{1-\varepsilon^{(1-n_1)}}{n_1-1} \right) - \frac{\lambda(k-1)}{(n_2-1)(\lambda-1)} \frac{1}{(\varepsilon+e)^{n_2-1}} - \frac{(k-1)}{(\lambda-1)\varepsilon^{n_1}} e$$

Ecuación que tiene la misma forma de la 1.6 donde:

$$a=1.819$$

$$b=1.973$$

$$c=0.009$$

$$d=6.5$$

$$n=0.21$$

Si graficamos esta ecuación en un sistema coordinado  $\varepsilon \eta_t$  obtenemos la curva  $b_2$  que se observa en la figura 2 del anexo, en donde, al valor máximo de  $\eta_t = 0.661$  corresponde un valor de la relación de expansión  $\varepsilon = 16.596$  el cual trasladado a la ecuación 2.6 nos permite encontrar para la relación  $V_{h'}/V_h$  el siguiente resultado:

$$\frac{V_{h'}}{V_h} = \frac{16.596}{(6.5-1)} + 1 = 4.017$$

Vemos, en consecuencia que el valor de  $\varepsilon$  que optimiza el rendimiento térmico, no coincide con el de optimización de la presión media indicada del ciclo; sin embargo, sabemos que el valor máximo de la  $p_{mi}$  se mantiene constante en un tramo para valores de  $\varepsilon$  entre 11.75 y 25.32 por lo tanto, es posible la optimización de ambos parámetros con la relación de expansión de  $\varepsilon = 16.596$  o, en otras palabras, con una relación  $V_{h'}/V_h = 4.017$ . Debemos tener en cuenta sin embargo, que dado que los volúmenes no varían de manera continua y que éstos además deben satisfacer las condiciones del intercambio de gases, se deberá tomar en todo caso, una posición de las lumbreras que permita que la relación  $V_{h'}/V_h$  se acerque al máximo a la cifra 4.017.

Las curvas de la figura 1 del anexo, se han construido para cada una de las relaciones de compresión consideradas en la tabla I del mismo; correspondiendo las relaciones de compresión en orden ascendente al subíndice de la letra a, con que se designa cada curva.

En relación con la tabla I, es conveniente dejar en claro que las unidades empleadas en los cálculos son las siguientes:

Para las unidades de volumen	cm <sup>3</sup>
Para las unidades de presión	Kg/cm <sup>2</sup>
Para las unidades de temperatura	°K
Para las medidas angulares	° Sexagesimales
Para las medidas de consumo de combustible	gr/hp-hr
Para las medidas de potencia	Caballos de fuerza.

En la figura 2, se muestran igualmente las curvas de variación de la eficiencia térmica en función de la relación de expansión para las relaciones de compresión ya mencionadas, correspondiendo los subíndices de la letra b en orden ascendente, a las relaciones de compresión utilizadas en la tabla I.

La conclusión fundamental que se puede extraer de este análisis, se deriva del potencial del ciclo termodinámico para convertir la energía térmica liberada en la combustión, en potencia aprovechable en el eje, en una proporción que es evidentemente insólita si se compara con las cifras que se dan en los motores de dos tiempos con similares prestaciones. Esta particularidad como sabemos, se debe al hecho de poder ajustar los volúmenes de admisión y expansión, mediante la ubicación de las lumbreras de la manera más conveniente. Sin embargo es necesario mantener en mente que la capacidad de mejoramiento del rendimiento del ciclo, se está logrando a expensas del sacrificio del volumen de llenado o, en otras palabras, de la "cilindrada" del motor, con lo cual se estará desmejorando su competitividad en la relación hp/Kg de peso; aunque, por lo mismo, se verá incrementada la relación hp/lit. de cilindrada.

## 6.2 Conclusiones en relación a las características cinemáticas y dinámicas del motor.

Analizando las ecuaciones de las fuerzas de inercia de la paleta, podemos comprobar que la fuerza centrífuga que hemos designado  $F_t$ , deberá tener el mismo sentido que la aceleración angular  $\alpha_p$  y por consiguiente tendrá una curva análoga a la de la figura 3.2 de la página 28; en cambio, la fuerza centrípeta que hemos designado como  $F_n$  cuya expresión corresponde a la ecuación 17.2, presentará una ley de variación manifestada en la curva de la figura 3 del anexo. Ahora bien, puesto que las líneas de acción de ambas fuerzas pasan por el centro de masa de la paleta, podemos componerlas en una sola resultante  $F_i$  que estará dada por la siguiente ecuación:

$$F_i = \sqrt{F_t^2 + F_n^2}$$

Cuya representación gráfica en relación con el ángulo de giro del rotor podemos ver en la figura 4 del anexo. Entonces, tenemos que la paleta estará sometida a dos fuerzas principales: la resultante de las componentes de las fuerzas de inercia,  $F_i$  y la resultante de la presión de los gases sobre la superficie expuesta de la paleta,  $F_p$ . Aún podríamos pensar en componer estas dos fuerzas actuantes sobre la paleta para obtener la expresión de una fuerza resultante única, en función de la cual podríamos calcular las reacciones en el sello oscilante y el eje de paletas, empero, la expresión de la fuerza debida a la presión de los gases, resulta sumamente compleja, al derivarse de la combinación de las ecuaciones 3.2, 5.2, 6.2, 7.2 y del balance de las presiones sobre ambas caras de la paleta; por lo cual, para estudiar la variación de esta fuerza hemos optado por calcular su valor en diferentes posiciones a lo largo de  $360^\circ$  de giro del rotor, construyendo con estos valores las curvas de la figura 5.5 de la pag. 89.

De las dos componentes de la fuerza de inercia  $F$ , hemos visto que la fuerza  $F_t$  se hace nula para los ángulos  $\pi$  y  $2\pi$ , constituyéndose por consiguiente en una fuerza pulsante de magnitud variable, que actúa perpendicularmente a la paleta, pero cuyo sentido cambia luego de pasar por el valor cero. Este fenómeno crea un problema de balanceo de las cargas sobre el eje de paletas, el cual será necesario evaluar en su total magnitud, a partir de la construcción de la curva del par motor, mediante la aplicación de la ecuación 22.2 de la página 33. La carga resultante sobre el eje de paletas, será por consiguiente de carácter fluctuante, constituyendo un factor limitante para las revoluciones de régimen, conjuntamente con las condiciones del intercambio de gases y de transferencia de calor al sistema de enfriamiento. En consecuencia, la optimización de las rpm de régimen, dependerá de aquel de estos tres factores que requiera del menor número de revoluciones para garantizar el funcionamiento del motor.

Una forma de absorber el efecto vibratorio de las fuerzas pulsantes, es mediante el cálculo de una masa de volante, adecuada a las cargas admisibles sobre los cojinetes, aunque parte del efecto de volante estará dado por la masa misma del rotor, lo cual hace que dicha volante pueda ser más ligera para el caso.

El corolario de las observaciones y análisis precedente, consiste en que las fuerzas pulsantes originadas por el movimiento rotatorio con aceleración variable de las paletas, puede ser minimizado aunque no eliminado, como puede lograrse en el caso de las masas rotatorias balanceadas dinámicamente, en este mecanismo, tal dificultad puede conducir a la generación de un patrón de desgaste característico en la superficie interna del bloque, debido a la variación de la velocidad angular de los sellos al barrer dicha superficie; empero, el estudio de este fenómeno, requerirá de información correspondiente a decisiones de diseño que



no han sido consideradas en esta fase de la investigación, quedando mas bien para la etapa en que se disponga de un computador.

### 6.3 Conclusiones de carácter general en relación con el mecanismo básico y los sistemas auxiliares del motor.

Un detenido análisis del diseño propuesto para este motor, nos permitirá observar que el problema que plantea mayores dificultades para garantizar un funcionamiento óptimo del mismo, radica en el diseño y tecnología del material, de los dispositivos de sellado de las superficies con movimiento relativo, problema que en general, es común a los motores rotatorios hasta ahora diseñados. En este caso, el sellado del borde extremo de la paleta, así como el de sus laterales, posee la ventaja de que el ángulo de ataque de los sellos, será siempre de  $90^\circ$ , tal como ocurre en el caso de los anillos de pistón en un motor alternativo, lo cual hace menos dificultosas las soluciones de ingeniería para el problema del sellado contra la superficie interna del bloque y de las culatas frontal y posterior. El problema de sellado, más complejo, se presenta en los sellos oscilantes, máxime si se tiene en cuenta que la fuerza de la presión de los gases, se transmite a través de estos elementos al rotor. En este caso, las soluciones de ingeniería que se prevén por el momento para resolver el problema, consisten en la utilización de cojinetes de agujas que actúen sobre pistas endurecidas en la superficie de la paleta, las mismas que podrán ser dispuestas en las nervaduras longitudinales que se observan en la figura 10.1a de la página 14. El sellado de la longitud restante, tendría que ser resuelto mediante láminas cargadas a resorte, superficies laberínticas o la combinación de ambas soluciones.

El otro aspecto no considerado en este estudio, concierne al sistema de lubricación del motor, empero, en este caso son aplicables las soluciones convencionales ya probadas y utilizadas en el diseño de otros tipos de motores rotatorios.

Una conclusión importante concerniente al sistema mecánico del motor, esta dada por la necesidad de empleo de un soplador para el llenado y el barrido de la celda, debido a que las paletas no ejercen un efecto de succión considerable, así como tampoco hay una acción positiva de las mismas, sobre los gases de la combustión en el proceso de expulsión. El soplador necesariamente tendría que ser movido por engranajes en el momento del arranque, para pasar posteriormente a ser movido por los gases de escape dado que la presión de los mismos todavía mantendría niveles aprovechables al final de la expansión. Por lo tanto para la satisfacción de este requerimiento, se plantea el diseño de un mecanismo aún no utilizado en los motores de CI e ignición por chispa eléctrica.

En relación con el sistema mecánico, tenemos otra condición que deberá dilucidarse con un estudio más profundo de las condiciones gasodinámicas en los procesos de intercambio de gases, lo cual está ligado al proceso de combustión y diseño de la cámara y los ductos de admisión y escape; esta condición se refiere al sistema de dosificación de combustible, teniendo en cuenta que este motor funciona prácticamente siguiendo el ciclo de dos tiempos y que por consiguiente la dosificación mediante un sistema de carburación en el múltiple de admisión podría originar una pérdida apreciable de la mezcla durante la etapa de barrido de los gases quemados. La solución de este problema, conduciría al empleo de un sistema de inyección de combustible que actuaría al cierre de las lumbreras de admisión; este sistema necesariamente tendría que ser accionado por un mecanismo de bombeo del combustible, el que, debido a la poca necesidad de presión en la línea de alimentación podría ser resuelto con el empleo de una bomba centrífuga movida por el mismo mando que accionará el soplador.

El sistema de encendido para este tipo de motor, no plantea pro

blemas que esten más allá de las soluciones que se pueden observar en los motores de otro tipo, sean éstos rotatorios o alternativos.

#### 6.4 Resumen de resultados de los cálculos.

La secuencia de cálculos realizada para la obtención de los parámetros característicos del ciclo de trabajo, dada en el capítulo cinco, tiene básicamente un propósito ilustrativo, puesto que los mismos han debido realizarse iterativamente para las cinco relaciones de compresión dispuestas en la tabla I del anexo, las cuales han servido para estudiar la optimización del diseño del motor desde el punto de vista termodinámico. para los parámetros presión media indicada y rendimiento térmico. Sin embargo, los valores óptimos obtenidos para dichos parámetros, serán muy difíciles de alcanzar si tenemos en consideración que la potencia varía de forma inversa al aumento de tales valores y por consiguiente la optimización de los mismos corresponderá a una cifra muy baja de la potencia efectiva del motor. En consecuencia la tabla I del anexo provee por el momento suficiente información para seleccionar los resultados que permitan configurar un motor competitivo para las proporciones establecidas al inicio del capítulo cinco de este estudio.

Los resultados seleccionados son los siguientes:

Cilindrada	$V_{htot} = 1,210 \text{ cm}^3$
Relación de compresión	$\xi = 6.5$
Relación de expansión	$\epsilon = 4.802$
Rendimiento térmico	$\eta_t = 0.591$
Rendimiento efectivo	$\eta_e = 0.372$
Presión media efectiva	$p_{me} = 11.461 \text{ Kg/cm}^2$
Potencia nominal efectiva a 1,600 rpm	$N_e = 50 \text{ hp}$

BIBLIOGRAFIA

- M.S. Jovaj y otros "Motores de Automóvil" Edit. MIR Moscú, 1982.
- P.M. Heldt "Motores Rápidos de Combustión" Edit. Aguilar, Madrid, 1956.
- V.L. Maleev "Internal Combustion Engines" Edit. Mac Graw Hill N.Y. 1945.
- P. Pezzano & A. Klein "Construcción de los Motores Térmicos". Edit. El Ateneo, B. Aires, 1954.
- S. V. Rumiantsev "Teoría de los Motores de Combustión Interna" Edit. Maschinostroie Moscú, 1974.
- Jan P. Norbye "The Wankel Engine". Edit. Swinfen Ltd. Folkestone U.K. 1978.
- A.M. Gurevich & E.M. Sorokin "Tractores y Automóviles" Edit. MIR Moscú, 1975
- I.T. Shvets & V.I. Tolubiski "Heat Engineering" Edit. MIR Moscú, 1975.
- S. Timoshenko & D.H. Young "Mecánica Técnica" Edit. Hachette S.A. B. Aires, 1957.
- V. Talmy "Theoretical Mechanics a Short Course". Edit. MIR, Moscú, 1976.
- S. Timoshenko "Resistencia de Materiales". Edit. Espasa Calpe, Madrid, 1961.
- V.M. Faires "Thermodynamics" Edit. The Mac Millan Co. N.Y. 1957