0851

RESERVA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Ingeniería

OBTENCION DE LA MAXIMA POTENCIA DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE CICLO OTTO DE CUATRO TIEMPOS

T E S I S

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a

RICARDO RIVAS ZEPEDA

México, D. F. 1965

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A MIS PADRES.

A MIS HERMANOS.

A MIS MAESTROS Y AMIGOS.

105596

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección
Núm. 73-
Exp. Núm. 73/214.2/1.-

Al Pasante señor Ricardo RIVAS ZEPEDA
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el señor profesor Ingeniero Miguel A. Santaló, para que lo desarrolle como tesis en su examen profe - sional de Ingeniero MECANICO ELECTRICISTA.

OBTENCION DE LA MAXIMA POTENCIA DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE CICLO OTTO DE CUATRO TIEMPOS

" I.- Antecedentes.

II.- Ventajas, prácticas y económicas del problema.

III.- Métodos para lograrlo y su justificación

IV.- Limitaciones e inconvenientes

V.- Conclusiones

VI.- Bibliografía."

Ruego a usted tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar examen profe - sional; así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Muy atentamente,

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
México, D.F. 30 de Enero de 1965.
EL DIRECTOR

Ing. Antonio Dovalí Jaime

ADJ'MMO'eag.

INDICE

1.- ANTECEDENTES Pág.

El motor de combustión interna..... 1
El ciclo Otto..... 2

2.- VENTAJAS PRACTICAS Y ECONOMICAS DEL PROBLEMA..... 9

3.- Métodos para lograrlo y su justificación.

Características generales de un motor de alta potencia específica..... 11

Tipo de motor más adecuado a la producción de la potencia específica máxima..... 12

Relación de la carrera al diámetro de émbolo..... 13

Cámara de combustion..... 14

Eficiencia volumétrica y número de cilindros..... 18

Mecanismo de accionamiento de válvulas..... 19

Angulos de apertura y yuxtaposición de las válvulas..... 23

Consumo de aire y eficiencia volumétrica..... 26

Características de la curva de potencia de un motor de C.I..... 27

Pérdidas por fricción, potencia indicada y potencia útil..... 31

Relación de compresión y potencia..... 33

Resultados de una serie de modificaciones en la potencia de un motor 38

Combustibles especiales utilizados para obtener mayores potencias..... 44

Sistemas de Inyección de combustible..... 45

Sistema de enfriamiento..... 51

Sistema eléctrico de encendido..... 52

Sobrealimentación..... 56

Conductos de admisión y escape resonantes..... 60

4.- LIMITACIONES E INCONVENIENTES..... 71

Detonación y preignición..... 73

5.- CONCLUSIONES..... 80

6.- BIBLIOGRAFIA..... 82

ANTECEDENTES:

EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

El primer motor que tuvo una utilidad práctica empleando un mecanismo similar al del motor de vapor consistente de biela, maniviela, émbolo, cilindro y válvulas, etc., pero realizando la combustión dentro del cilindro de trabajo, es una invención de fines del siglo pasado, y fué el resultado de experiencias anteriores de Barsanti y Matteucci, Beau de Rochas y otros, y su realizador fué Nicholas A. Otto, alrededor de 1876.

Como toda máquina que convierte energía térmica en mecánica, tiene una eficiencia muy baja. Anteriormente a la invención de este tipo de motor, Carnot ya había analizado un ciclo ideal, y encontrado que aún esta clase de ciclos son, por naturaleza, poco eficientes en lograr una conversión total de la energía térmica en mecánica.

Dada la magnitud de las limitaciones impuestas a un ciclo real, es de esperar la eficiencia total tan baja de una máquina térmica, cualesquiera que sea el ciclo bajo el cual opere.

Posteriormente surgieron para motores de émbolos y de combustión en el cilindro de trabajo, otras variaciones, como el de dos tiempos de ignición por chispa, los de ignición por compresión de dos y cuatro tiempos , el ciclo -

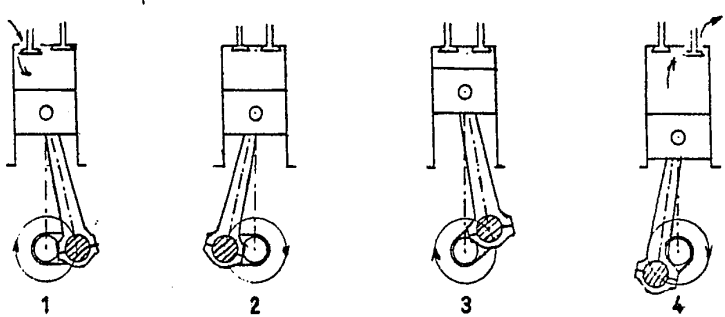
combinado o dual, etc; pero la aplicación tan extensa de este tipo de motor,- que deriva de su relativa simplicidad y conveniencias en su operación, ha he-- cho de este motor el de mayor utilidad en la actualidad.

Algunos de los tópicos que aquí se traten serán comunes a los otros- tipos de motores mencionados.

EL CICLO OTTO.

Este ciclo consta de cuatro tiempos que son:

1.- Un periódo de admisión durante el cual el émbolo se desplaza hacia- abajo, creando un vacío que hace que una mezcla de aire y combustible ocupe dicho espacio, pasando o través de la válvula de admisión, que permanece a- bierta durante esta parte de ciclo.

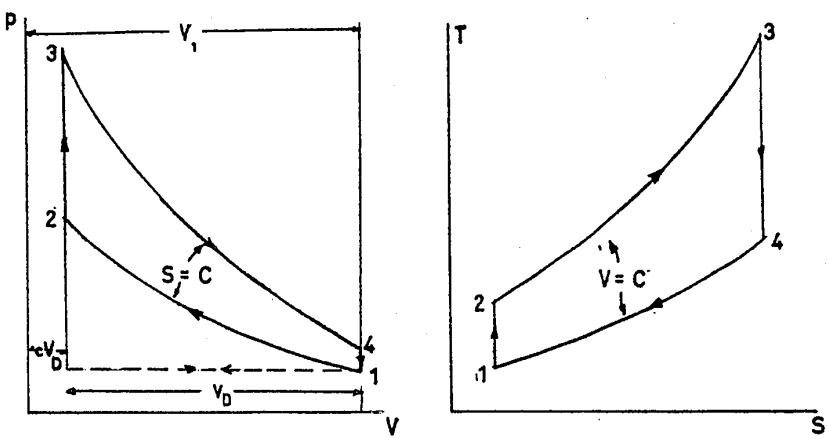


2.- Sigue el proceso de compresión, de que se cierra la válvula de ad-- misión y el émbolo se mueve hacia arriba comprimiendo la mezcla y aumentando su temperatura.

3.- Al terminar el movimiento ascendente del émbolo, se hace saltar un- arco entre los eléctrodos de la bujía, encendiendose la mezcla instantaneamente, aumentado la presión y la temperatura del gas resultante; el émbolo es impulsa-

do hacia abajo haciendo la mezcla resultante el trabajo útil del ciclo.

4.- El émbolo inicia su movimiento ascendente con la válvula de escape abierta por lo que el gas resultante es expulsado a la atmosfera. A partir de este momento, el ciclo se vuelve a iniciar. Si se analiza el ciclo en los planos P-V Y T-S bajo las suposiciones de que el gas es ideal, de que no hay pérdidas a través de las paredes que lo limitan, que el gas no tiene fricción con las paredes que lo conducen o dentro del cilindro, que las válvulas en los periódos en que permanecen abiertas no presentan restricciones al paso de dicho gas, que el proceso de combustión es instantáneo y que se realiza en el punto muerto superior, entonces se podrán trazar los siguientes diagramas en dichos planos.



Se ve que el proceso de admisión y el de expulsión representan en el plano p-v trabajos de igual magnitud pero de signos opuestos, por lo que se anulan. La compresión estará representada entonces por la isentrópica 1-2, la ignición por la isométrica 2-3, la expansión por otra isentrópica 3-4 y 4-1 representará la caída instantánea de presión al abrir la válvula de escape.

Durante un proceso isométrico y sin cambio de masa

$$Q = AU \qquad (1)$$

siendo válida (1) para cualquier gas, sea ideal o real.

Es usual analizar estos ciclos para calores específicos constantes. En el Plano T-S

$$Q_A = U_3 - U_2 = M\ C_v\ (T_3 - T_2) \qquad (2)$$

$$Q_R = U_1 - U_4 = M\ C_v\ (T_1 - T_4) \qquad (3)$$

Por lo tanto el trabajo neto, que es $\tau = \sum Q$ (4)

$$\tau = U_3 - U_2 - (U_4 - U_1) \qquad (5)$$

$$\tau = MC_v\ (T_3 - T_2) - MC_v\ (T_4 - T_1) \qquad (6)$$

Por lo tanto la eficiencia térmica del ciclo será :

$$\eta_T = \frac{\tau}{Q_A} = \frac{U_3 - U_2 - (U_4 - U_1)}{U_3 - U_2}$$

$$= \frac{MCv\ (T_3 - T_2) - MC_v\ (T_4 - T_1)}{MC_v\ (T_3 - T_2}$$

$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \qquad (7)$$

Como hemos supuesto procesos isentrópicos.

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1}$$

y puesto que $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{K-1} = T_3 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} \quad Y \quad T_1 = T_2 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1}$$

Substituyendo en (7):

$$\eta_T = \frac{1 - T_3 \ (V_2/V_1)^{K-1} - T_2 \ (V_2/V_1)^{K-1}}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1}$$

Si llamamos a la relación $\frac{V_1}{V_2}$ de compresión adiabática y la designamos por r_k, entonces, para calores específicos constantes,

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{r_k^{\,k-1}} \qquad (8)$$

Para valores del ciclo en términos de presiones y volúmenes, del plano P^V tendremos

$$\tau = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-K} + \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1-k} \quad \text{Kg. m.} \qquad (9)$$

que con $P^V = m \ RT$ y $c_v = \frac{R}{J(K-1)}$ se reduce a (6).

Volúmen de la cámara de combustión .-. La relación de compresión r_k se hace variar modificado el volúmen de la cámara de combustión, el cual es el volúmen ocupado por los gases cuando el émbolo se encuentra en el punto muerto superior (P.M.S.).

Es importante saber que proporción guarda este volúmen con el volúmen desplazado por el émbolo en su carrera V_d y se expresa entonces en porcentaje o en fracción decimal c; entonces el volúmen de la cámara de combustión V_c estará dado por la realción : $V_c = c\,V_d$ y por lo tanto, del diagrama p-V

$$r_k = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_D + C V_D}{C V_D} = \frac{1 + C}{C}$$

El ciclo real.- El anterior análisis del ciclo es tan solo una guía, ya que todas las suposiciones hechas no son sino idealizaciones ya que:

1.- Los gases ideales no existen y los reales solo se comportan de una manera parecida a dichos gases en condiciones muy distintas a las que se encuentran en los motores de combustión interna.

2o.- Que siempre habrá que ceder calor del gas a las paredes de cilindro y cámara de combustión.

3o.- Los gases siempre tendrán una pérdida por fricción en las paredes que lo limitan al circular entre ellas, y al pasar por las válvulas.

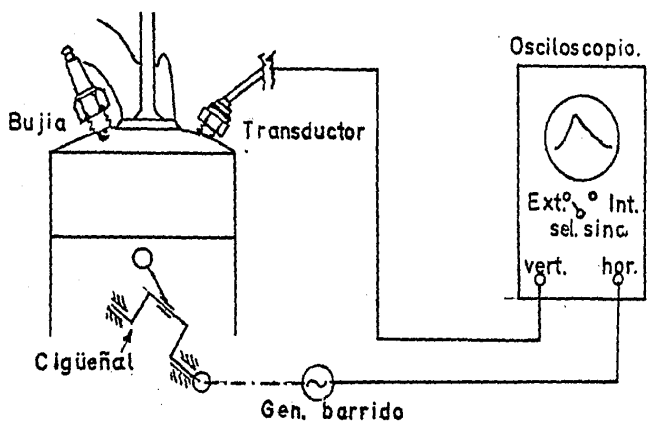
4o.- El proceso de ignición no puede ser instantáneo.

Por todo lo expuesto, para analizar el funcionamiento de un motor real se recurre al diagrama indicador.

Para motores de alta velocidad como el caso que nos ocupa, se emplea con ventaja el osciloscopio. Como todos los aparatos que se emplean con el mismo propósito, tiene la desventaja de necesitar un dispositivo que convierta las presiones dentro del cilindro en alguna variable eléctrica proporcional a dicha presión; para ello, se necesita un punto o lugar de acoplamiento dentro de la cámara de combustión, por lo que ésta tendrá que ser de un diseño especial, por lo general fundida en la cabeza o tapa del cilindro que entonces será distinta de la de trabajo.

Para convertir las variables térmicas a eléctricas se emplea un -- Transductor, el cual podrá ser de tres tipos: Piezoelectrico, el cual, aprovechando el efecto del mismo nombre, generará voltajes proporcionales a las presiones; magnético, que por medio de un diaframa, convierta las variaciones de presión en voltaje; o capacitivo en que el diaframa viene a ser una de las placas de un condensador variable.

Para el voltaje de barrido, o sea el que se aplica a las placas de deflexión horizontal, se podrá emplear el generador de diente de sierra interno, del osciloscopio, en el cual el voltaje de flexión aplicado a las placas es -- proporcional al tiempo, pero será más conveniente acoplar un generador a la - flecha del motor, ya que el primer método tiene el inconveniente de que para cada velocidad del motor necesitará ajustarse la frecuencia del generador - interno y con el segundo método, esto no será necesario. Además, habrá que relacionar los volúmenes desplazados por el émbolo, con los tiempos en el oscilograma y para poderlo hacer cuantitativamente, habrá necesidad de fotografiar los oscilogramas.



Con un generador algo más elaborado sería posible hacer que el oscilograma fuera un diagrama p-V sin necesidad de dibujar los datos sacados de un osilogra p-t (presión tiempo.)

De los diagramas así obtenidos trasladados al plano p-V se podrán sacar conclusiones respecto al comportamiento del motor en distintas condiciones de velocidad, carga, apertura del acelerador. etc.

VENTAJAS PRACTICAS Y ECONOMICAS DEL PROBLEMA.

Las ventajas prácticas que resultan de tener un motor con una potencia específica grande, derivan de que, a una menor cilindrada o desplazamiento para una potencia dada, el peso y el volúmen ocupados por el motor, se reducen de un modo paralelo. La reducción de peso significa, por ejm., en la aplicación más usual de este tipo de máquinas, la tracción de vehículos de cualquier tipo, reducción en el peso de las componentes relacionadas con el soporte del peso del motor, y la tracción y frenaje del vehículo, todo lo cual traerá consigo el ahorro de materiales y maquinado utilizados en su construcción, y en el desgaste de las piezas relacionadas, si suponemos que se mantienen las mismas velocidades, aceleraciones, etc.

Por otro lado, en vehículos y aviones esta economía en peso se puede emplear en un aumento de carga útil.

La reducción en volúmen es de más importancia en aplicaciones tales como competencias, de automóviles en las que el área frontal del motor impone el coeficiente de arrastre, que determina la fuerza necesaria para vencer la resistencia del aire, la cual es proporcional al cuadrado de la velocidad con respecto al aire, según la fórmula siguiente:

$$R = C_R \rho S \quad V^2$$

en que R es la fuerza de oposición al avance, C_r es el coeficiente de arrastre o de resistencia; S, el área frontal proyectada, y V es la velocidad, siendo ρ la densidad del aire, expresado lo anterior en unidades compatibles.

La relación de compresión elevada traé consigo un aumento de la eficiencia térmica que es benéfico desde el punto de vista del sistema de enfriamiento, necesitandose una capacidad menor de este para una potencia dada, a medida que aumenta la relación de compresión.

Desde el punto de vista de la economía del combustible, el aumento de la relación de compresión puede o no ser ventajoso, según el octanaje de la gasolina que sea necesario para una operación sin detonación. Si el aumento de relación de compresión se lleva a tal extremo que haga necesario el empleo de un combustible con un índice octano elevado, y el aumento de costo de este no es compensado por un aumento suficiente de potencia, entonces el empleo de una relación de compresión elevada no es económico. Pero si tal aumento de potencia compensa en exceso el del costo del combustible, si se justifica el aumento de la relación de expansión. En el anterior razonamiento habrá que tomar en cuenta que la tendencia a la detonación se puede evitar, en ciertos casos, mediante un cambio en la velocidad de operación del motor que se consigne mediante un cambio de engranes, pero que esto a su vez hará aumentar el consumo de combustible.

Como ya se dijo, la reducción del material empleado es otra de las ventajas, pero esta podrá ser contrarrestada por la necesidad de emplear aleaciones mas costosas, y de maquinados y balanceos más precisos, aún cuando

esto, según los métodos de producción mas modernos, tiende a afectar los cós tos cada vez en menor porcentaje, por el empleo de máquinas automáticas.

CARACTERISTICAS GENERALES DE UN MOTOR DE ALTA POTENCIA ESPECIFICA.

La ecuación de la potencia para un motor de combustión interna es:

$$HP = \frac{p_m LAN}{33000}$$

en que p_m es la presión eficáz de un ciclo, expresada en libras/pulg.^{2}; L, la - longitud de la carrera del émbolo en pies ; A, el área del mismo en pulg.^{2}, y N, el número de ciclos de trabajo que el motor realiza por minuto. En nuestro caso, N es igual al producto del número de cilindros z por la velocidad angular del cigüeñal en r.p.m. dividido por 2.

La potencia específica , HP / unidad de volúmen de desplazamien to del motor, será función únicamente de la presión eficáz del ciclo y de la - velocidad de la flecha, por lo que vemos que para obtener la máxima potencia específica en un motor, este deberá reunir las dos condiciones siguientes:

1.- Podrá desarrollar la máxima presión eficáz.

2.- Deberá realizar el máximo número de ciclos por unidad de tiempo, o expresado de otra manera:

a).- Deberá ser un motor de alta velocidad

b).- Deberá ser un motor de alta compresión.

c).- Deberá tener una eficiencia volumétrica elevada.

Las características a y c están ligadas de una manera muy estrecha; por otro lado, se ha encontrado que b hace aumentar c ligeramente.

TIPO DE MOTOR MAS ADECUADO A LA PRODUCCION DE LA POTENCIA ESPECIFICA MAXIMA.

Nos referimos en este párrafo, a la disposición de los cilindros que constituyen el conjunto del motor. Desde este punto de vista, los motores se -- clasifican en tipo "V", en línea, radiales, de cilindros opuestos, etc.

La necesidad de alcanzar un alto número de revoluciones, impone el uso de un motor rígido estructuralmente, si es que se desea a la vez una duración aceptable de componentes como los "metales" de los cojinetes del cigüeñal. etc.

La compresión elevada, junto cón un alto número de revoluciones, - tienden a producir un efecto de resonancia en el cigüeñal. Para evitar este — contratiempo , se recurre al diseño de motores que utilicen cigüeñales cuya frecuencia natural de resonancia torsional sea lo mas alta posible. Esto se consi-- gue haciendo los cigüeñales lo mas cortos y rígidos que sea posible. Los tipos - de motores que mas se prestan a este diseño son los motores en "V" y los de- cilindros opuestos.

Como se verá en una parte subsecuente, para mejorar la eficiencia - volumétrica, se recurre al empleo de varios émbolos pequños, pero esto traerá - como consecuencia un aumento de la longitud del cigüeñal; esto último no acarreará, dentro de ciertos límites, la disminución de su rigidéz, si se aumenta-

el diámetro y demás secciones del cigüeñal.

RELACION DE LA CARRERA AL DIAMETRO DEL EMBOLO.

Anteriormente, se trataba de hacer esta relación mayor que uno, es - decir que la carrera era mayor que el diámetro del émbolo. Esto se hacía con el objeto de reducir la distancia recorrida por la flama en el momento de la - ignición, lo cual hacía menos probable que se presentará la detonación del combustible. Actualmente, con el empleo de combustibles de mayor poder antidetonante y con el empleo de cámaras de combustión de de diseños apropiados para impedir que se presente este fenómeno, se observa la tendencia contraria.

Cuando $D > L$ se dice que el motor pertenece al tipo sobrecuadrado.- Esta construcción presenta las siguientes ventajas:

1o.- Posibilidad de emplear válvulas de mayor diámetro, lo cual traé como consecuencia un aumento proporcional de la eficiencia volumétrica.

2o.- Disminución de las fuerzas de inercia, de modo proporcional a - la reducción de la carrera.

3o.- Reducción de las pérdidas por fricción y del desgaste de las partes con movimiento oscilatorio relativo, tales como cilindros y anillos.

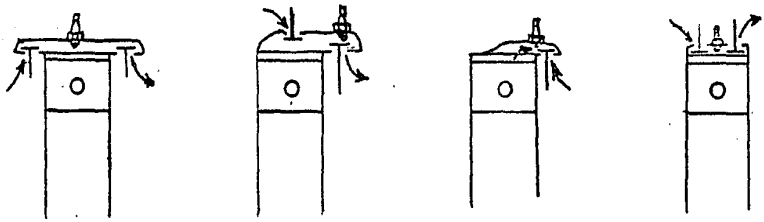
4o.- Como consecuencia de lo anterior, que se traduce en un mayor rendimiento mecánico, disminuirá la carga térmica al sistema de enfriamiento.

5o.- De una manera general, se puede decir que el área de los gases en contacto con las paredes refrigeradas, será menor en un motor sobrecuadra

do si la relación D/ L no sobrepasa un cierto valor, si se compara con un motor para el que D<L, lo cual redundará en una menor cantidad de calor cedida al sistema de enfriamiento, y por lo tanto en mayor eficiencia térmica del ciclo.

CAMARA DE COMBUSTION.

De acuerdo con la colocación de las válvulas, las cámaras de combustión se clasifican en cuatro tipos que se designan por medio de las letras "T", "F", "L" e "I". La primera de ellas, "T", ha caido en desuso totalmente; el tipo "F" tiene aún aplicación, pero muy escasa. El tipo que alcanzó gran difusión, por la ventaja que presenta de poder accionar las válvulas directamente a partir del árbol de levas, y en motores de uno hasta cuatro cilindros, de permitir el empleo de válvulas de mayor diámetro, empieza a verse cada vez con menor frecuencia, debido a las ventajas que presenta el tipo "I" también llamado de válvulas a la cabeza. Por otro lado, el tipo "L", debido a su mayor área proyectada, presenta mayor tendencia a tener fugas en las juntas alrededor del cilindro, sobre todo si se emplea un alto índice de compresión, como en el caso que nos ocupa. También tiene las desventajas de que el recorrido de la flama es mayor si se compara con el sistema "I", lo cual lo hace susceptible a la detonación así mismo de presentar mayor superficie de enfriamiento y un cambio de dirección mas a los gases, lo cual hará reducir su eficiencia volumétrica comparada con la cámara tipo "I".



T F L I

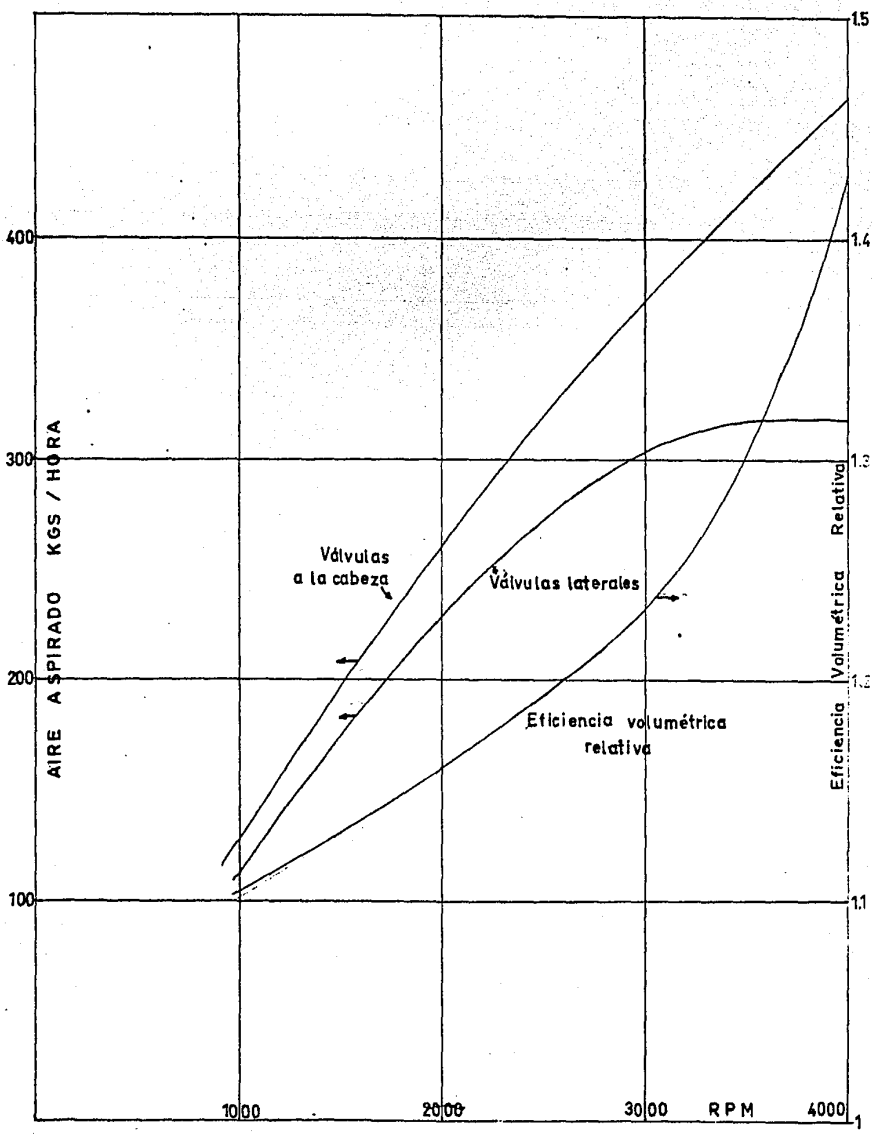
La siguiente gráfica muestra el gasto de aire de dos motores del mismo desplazamiento y, con válvulas del mismo diámetro y con el mismo levantamiento; uno de ellos, con cámara de combustión en "L" y el otro con válvulas a la cabeza, utilizando ambos el mismo índice de compresión. También se representa la eficiencia volumétrica relativa, dando la gráfica una ventaja muy clara para la cámara de combustión en "I", la cual se acentúa más al aumentar el número de revoluciones por minuto, lo cual descarta totalmente la cámara de combustión con válvulas laterales, para motores de alta potencia específica.

Los requisitos que se busca llenar con el diseño de las cámaras de combustión, son primordialmente:

1o.- Aumentar la turbulencia en el tiempo de compresión, para obtener una mezcla lo mas homogenea posible y realizar la combustión rápidamente.

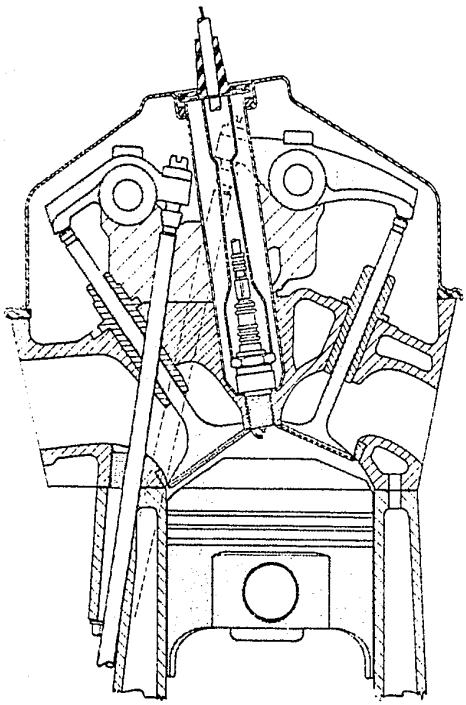
2o.- Reducir la longitud del recorrido de la flama, para hacer menos probable la detonación.

3o.- Hacer mínima la superficie de la cámara, para evitar hasta el máximo la pérdida de calor útil resultante del encendido de los gases de la mezcla.


AIRE ASPIRADO KGS / HORA
400
300
200
100
1.5
1.4
1.3
1.2
1.1
1
Eficiencia Volumétrica Relativa
Válvulas a la cabeza
Válvulas laterales
Eficiencia volumétrica relativa
1000
2000
3000
RPM
4000

Dentro del tipo de cámara de combustión con válvulas sobre el cilindro, dos son las variantes que mas se prestan para la obtención de altas potencias; estas son: la hemisférica y la de cuña.

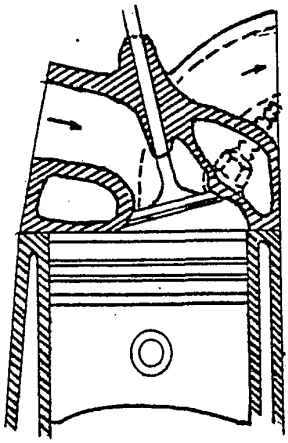
La cámara de combustión hemisférica, que se presenta en la figura, tiene la ventaja de que permite el empleo de válvulas de mayor diametro y de que la bujía queda colocada en una posición central, lo cual es conveniente desde el punto de vista de la detonación. También es la que mejor cumple con la condición 3 anterior.



Como desventaja tiene el hecho de que por lo general, requerirá un mecanismo de válvulas más pesado.

El tipo de cámara de combustión en cuña tiene la característica de que al final del proceso de compresión, el volúmen de gas comprendido entre el pistón y la parte de la cámara paralela a la cara de este, es impulsado hacia la parte de la cámara en donde se inicia la combustión, haciendo que esta sea más rápida debido a la turbulencia creada; la porción del gas mas alejada de la bujía es de poco volúmen y presenta una gran superficie de enfriamiento, por

lo que no es de importancia para promover la detonación.



Cámara de combustión de cuña.

EFICIENCIA VOLUMETRICA Y NUMERO DE CILINDROS.

H. Mundy, extrapolando de las potencias obtenidas en motores para competencias, obtiene las siguientes potencias máximas para motores con un desplazamiento -- constante de tres litros con una relación fija D/L = a 1.25.

No. de Cilindros	D (cms)	L (cms.)	Area Frontal de Embolos.	H.P.	H.P./AF
8	8.42	6.73	445 Cm.2	310	696
12	7.34	5.88	509 "	354	696
16	6.68	5.34	560 "	388	693
24	5.86	4.70	650 "	444	683

Esta extrapolación se basa, según es posible ver en la columna final, - que dá la relación de la potencia a el área frontal de los cilindros, en que - la potencia aumenta de una manera casi proporcional al área frontal de los émbolos. Esta área frontal es proporcional a su vez al área de las válvulas y se

supone en dicha extrapolación que se utilizan cuatro válvulas, dos de admisión y dos de escape, ya que éste arreglo hace más fácil el aprovechamiento del área frontal del émbolo para aumentar el área valvular, lo cual aumenta la eficiencia volumétrica y a su vez permite ésta, el alcance de mayores velocidades y por lo tanto, la realización de un mayor número de ciclos por unidad de tiempo, con el consiguiente aumento de potencia.

Sin embargo, no se podrá aumentar el número de émbolos indefinidamente, dadas las complicaciones que un número excesivo de éstos acarrea, por ejemplo, un motor con 16 cilindros, necesitará un mecanismo de válvulas bastante complejo que consta de 64 válvulas y un número proporcional de partes accesorias. En la práctica, el número de émbolos usados en un motor es de 8 y ocasionalmente se llegan a emplear motores de 12 cilindros.

Otros de los factores que intervienen para la obtención de las potencias anteriores tan altas es el empleo de la relación $D/L > 1$ lo cual permite el empleo de válvulas de mayor diámetro con el consiguiente aumento de la eficiencia volumétrica y permitiendo por lo tanto llegar a obtener velocidades más altas.

MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DE VALVULAS.

Puesto que para el caso que tratamos se emplean cuatro válvulas colocadas sobre el émbolo, el mecanismo de accionamiento tiende a ser bastante complicado. Se ha encontrado que las válvulas con un ángulo de 30° en la parte cónica del asiento presentan menor restricción al paso de los gases; dicho ángulo es el que se emplea en las válvulas de admisión de motores de alta ve

locidad. En válvulas de escape se emplea un ángulo de 45° debido a que el paso de los gases a alta temperatura tiende a oxidarlas, si se emplea el ángulo 30°. Esto se debe a que con el ángulo de 45° hay una mejor conducción de calor debido a la sección mas gruesa que presenta.

Como la presión de admisión es la atmosférica y los gases en el tiempo de escape son impulsados positivamente por el émbolo, se emplea un diámetro mayor en las válvulas de admisión que en las válvulas de escape, para hacer el trabajo de bombeo, (negativo), mínimo.

El diseño de las levas es, claro está, fundamental en el funcionamiento del motor. Se puede hacer que el motor desarrolle una potencia relativamente grande a bajas velocidades, es decir, que produzca un par elevado a dichas velocidades, pero este diseño acarreará por lo general que su potencia, a un cierto número de revoluciones, empiece a decaer rápidamente en el otro extremo, puede hacerse que sin producir un par muy elevado a bajas velocidades, produzca una potencia mucho mayor a velocidades más altas. Esto hará que el motor se aproxime más a lo que vendría a ser una máquina de velocidad constante en lo que toca a su aplicación práctica.

En el diseño de un árbol de levas se pueden enumerar las siguientes variables fundamentales:

1.- Levantamiento máximo de las válvulas.

2.- Duración de la apertura de las válvulas y relación de ésta con el movimiento del émbolo.

3.- Angulo de yuxtaposición de apertura de las válvulas de admisión y escape.

Estas variables no son totalmente independientes: por ejemplo, no será posible conseguir un levantamiento de las válvulas muy grande y un ángulo de duración corto, sin que el funcionamiento del mecanismo sea irregular o sin emplear un mecanismo de válvulas lo más ligero posible.

En motores de alta velocidad se emplean árboles de levas con ángulos de duración y de yuxtaposición máximos; cuando se emplean mecanismos consistentes de seguidor, botador y balancín, el seguidor es por lo general del tipo llamado de clavo, cuya cara de contacto con la leva es plana; cuando se desea conseguir velocidades más elevadas se recurre con este mecanismo, al empleo de seguidores de rodillos.

El mecanismo mencionado anteriormente, tiene la desventaja de que a determinado número de revoluciones, la tensión del resorte es insuficiente para regresar el mecanismo a la posición de cierre con la rapidez necesaria y las válvulas golpean contra el émbolo en su movimiento ascendente, ya que con las relaciones de compresión tan elevadas que son usuales, se hace necesario, para reducir el volúmen de la cámara de combustión, que las válvulas en su movimiento descendente, bajen más allá del punto más alto al que llega el émbolo, aparte de efectos de resonancia del resorte empleado para el cierre de la válvula.

Cuando esto llega a ocurrir, a lo cual se llama flotación de las válvulas, estas golpean contra la superficie del émbolo con efectos destructivos

inmediatos. Para evitar esto, se recurre a :

(1).- Mecanismos de válvulas lo mas ligeros posibles.

(2).- Resortes con módulos mayores.

(3) Resortes dobles coaxiales, de pasos opuestos para evitar interferencias. Por este método se evitan resonancias.

(4).- Arboles de levas colocados directamente sobre las válvulas, con lo que se evita el uso de varillas de empuje o hasta de balancines.

Este último sistema tiene la desventaja de requerir un mecanismo de engranes bastante complicado y pesado, ya que deberá conectar los árboles de levas con el cigüeñal, con una distancia entre ejes bastante grande, y requerirá, por lo tanto, de un gran número de engranes o de engranes de gran diámetro.

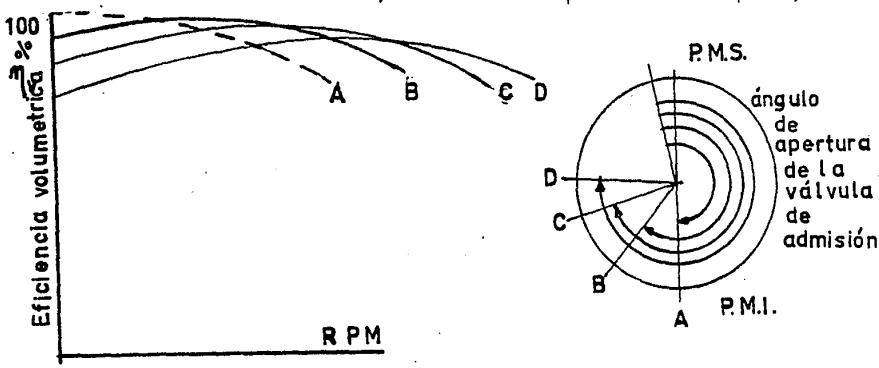
Se puede evitar el peso excesivo de este mecanismo substituyendo los engranes por medio de catarinas y cadenas silenciosas, pero debido a la gran longitud de las cadenas necesarias, tenderá a producirse un juego que afectará a la sincronía, mas marcado que el que se producirá debido a las holguras del sistema a base de engranes.

En conjunción con los métodos anteriores, se recurre al empleo de émbolos que llevan, en la parte donde pudiesen golpear las válvulas, planos paralelos a las caras de estas, reduciendo el efecto del golpe en el caso de que este llegara a producirse.

Recientemente se ha empezado a hacer uso de árboles de levas que giran a un cuarto de la velocidad del cigüeñal, lo cual hace reducir las pérdidas por fricción en los cojinetes y del seguidor en la cara de la leva, así como también de seguidores de levas de rodillos muy ligeros, los que permiten alcanzar mayores velocidades sin que se presente la flotación.

ANGULOS DE DURACION DE APERTURA Y DE YUXTAPOSICION DE LAS VALVULAS.

Las siguientes gráficas nos muestran como varía la eficiencia volumétrica de un motor al cambiar el tiempo de cierre de la válvula de admisión, en función de la velocidad. El ángulo de adelanto con el cual se abre la válvula es el mismo en todos los casos, 10° antes del punto muerto superior,



de tal manera que cuando el émbolo desciende en el periódo de admisión, la restricción que la válvula presenta al paso del aire se reduce. Esto es conveniente, debido a la baja velocidad de apertura de la válvula, para reducir el trabajo negativo de bombeo a altas velocidades.

En el caso representado por la curva A, la válvula se cierra totalmente en el punto muerto inferior. Para evitar que golpée en el asiento, deberá

empezar a cerrar mucho antes del p.m.i. Las pérdidas por la restricción que esto representa serán ligeras a bajas velocidades, pero irán aumentando a medida que aumenta el número de r.p.m. debido al aumento de velocidad del aire, necesario al disminuír el área de la válvula. Entonces la curva de la eficiencia volumétrica será descendente en el sentido que aumenta la velocidad, como lo indica la gráfica.

La velocidad máxima del émbolo ocurre aproximadamente a la mitad de su carrera, y la velocidad del aire será también máxima. Al disminuír la velocidad del émbolo al acercarse al p.m.i., la inercia del gas, que depende de velocidad del motor, continuará impulsandolo hacia el cilindro, aún cuando el émbolo haya iniciado su movimiento ascendente.

Para sacar provecho de este efecto, se retarda el cierre de la válvula de admisión. En el primero de los casos representados en la gráfica, se supone que dicho retardo es de 40°. A bajas velocidades, como la velocidad del aire es también baja, la presión de la cantidad de mezcla dentro del cilindro será suficiente para contrarrestar la inercia de las últimas porciones en llegar a la válvula, por lo que la eficiencia volumétrica será menor que en el ejemplo representado por la curva A. Al ir aumentando la velocidad del motor, la velocidad del aire en los conductos hará lo propio, aumentando la cantidad de movimiento y comprimiendo a las primeras cantidades de gas que llegaron al cilindro, por lo que la curva de la eficiencia volumétrica será ascendente. Al seguir aumentando la velocidad del motor, se llega a un máximo, en que la fricción producida por las altas velocidades de los gases contrarresta la ganancia obtenida por el retardo en el cierre de la válvula de admisión. A partir de este punto

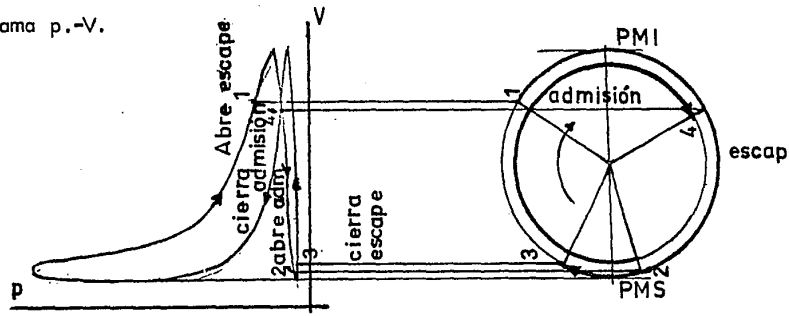
la eficiencia volumétrica irá en descenso.

Un razonamiento análogo al anterior nos mostrará que, para ángulos de cierre de la válvula de admisión sucesivamente mayores, la eficiencia volumétrica a bajas velocidades irá decreciendo; al ir aumentado la velocidad, la eficiencia irá en aumento hasta llegar a un máximo, el cual será a un mayor número de r.p.m. y que la magnitud de dichos máximos irá decreciendo, pero la potencia máxima al freno irá en aumento, debido al mayor número de ciclos de trabajo por unidad de tiempo con una mayor cantidad de aire en ellos.

El hecho de que la válvula de admisión permanezca abierta durante una parte del periódo de compresión es conveniente también cuando el motor trabaja con el acelerador totalmente abierto, con carga y a bajas velocidades, ya que la disminución de la eficiencia volumétrica en estos casos hace que la temperatura, la densidad y la presión al final de dicho periódo sean menores y que por lo tanto, la tendencia a la detonación sea menor bajo las condiciones en las que es mas probable.

La válvula de escape, en el ciclo teórico, se abre en el p.m.i. y cierra en el p.m.s. En la práctica, se ha encontrado que es ventajoso que la apertura sea antes del p.m.i., cuando el émbolo todavía es impulsado hacia abajo por la presión resultante de la combustión. Este método de operación hace que la presión dentro del cilindro se aproxime más a la atmosférica al comenzar el periódo de escape. La pérdida de energía resultante es más que compensada por la disminución de trabajo de bombeo para expulsar los gases resultantes de la combustión, pero esto solamente a partir de una cierta velocidad. A bajas velocidades, el adelanto en la apertura constituye una pérdida decidida.

La gráfica siguiente representa la relación entre ángulos de duración de apertura de las válvulas y los volúmenes desplazados por el émbolo en el diagrama p.-V.



El ángulo de yuxtaposición de las aperturas de las válvulas, o solapa, se aumenta a medida que se quiere poder desarrollar mayores velocidades útiles en el motor, ya que esto, como hemos visto, mejora el efecto de barrido de los gases residuales, aumentando la eficiencia volumétrica.

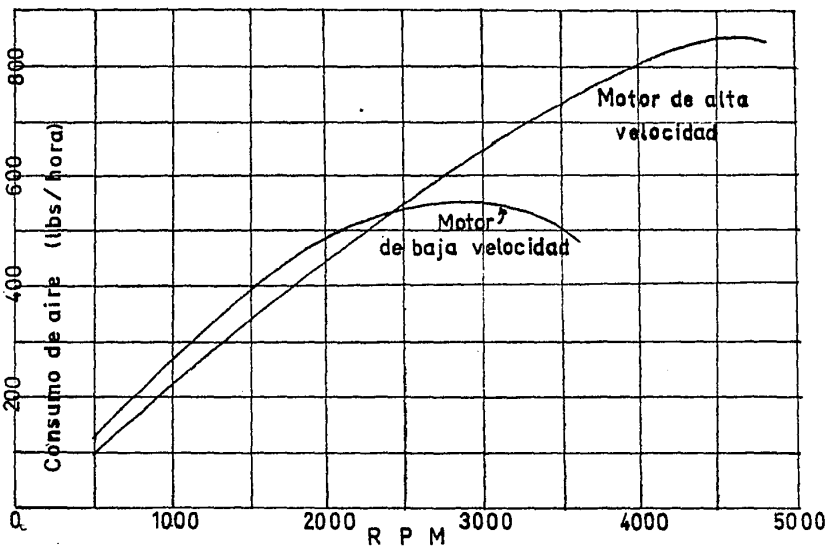
Por otro lado se ha encontrado que la longitud de los conductos de admisión y de escape intervienen de una manera decisiva en el funcionamiento del motor, y que para obtener la máxima potencia a una velocidad dada, la longitud de los conductos y los ángulos característicos de las levas deberán de diseñarse de una manera acorde, como se verá más adelante.

CONSUMO DE AIRE Y EFICIENCIA VOLUMETRICA.

En la gráfica siguiente se representa el consumo de aire por dos motores de características distintas en lo que toca a su régimen de velocidad. La diferencia entre ellos está en los ángulos de duración y levantamiento de levas. En todo lo demás, los motores pueden ser idénticos. Sin embargo, para aprovechar el máximo las características del árbol de levas se recurre simultáneamente a modificar el sistema de conductos de admisión y de escape, de tal manera que pa

ra el de mayor velocidad dichos conductos ofrecen una resistencia mucho menor.

El gasto de aire es casi proporcional a la potencia indicada, excepción hecha de ligeras diferencias en la combustión a altas y bajas velocidades.



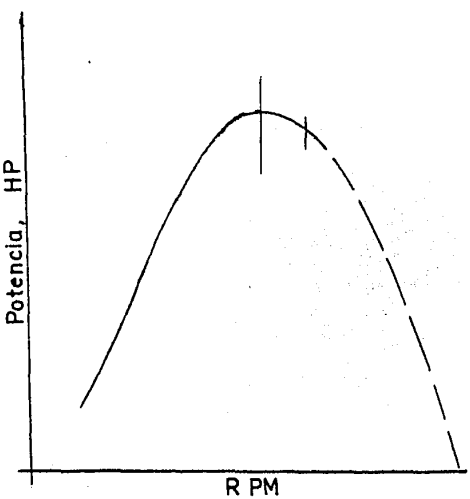
CARACTERISTICAS DE LA CURVA DE POTENCIA DE UN MOTOR DE C. I.

La curva de potencia en función de la velocidad es idealmente una recta cuya prolongación pasa por el origen. Sería así si el par fuera constante, siendo el valor del par la pendiente de la recta. Pero el par es función de la presión eficáz, y esta a su vez, lo es de la eficiencia volumétrica.

Por lo tanto, a bajas velocidades, la curva será concava hacia arriba, debido a que estas velocidades entran en juego desfavorablemente los ángulos de apertura y de solapa de las válvulas.

Al aumentar la velocidad del motor, y con ella la del gas, el efecto del diseño del árbol de levas que aprovecha la inercia del aire hará que el par aumente.

Seguirá una parte en que la pendiente de la curva empezará a decrecer de una manera más rápida, llegará la curva a un máximo y despúes empezará a disminuir la potencia de un modo más o menos rápido.



Si la caída de la potencia es demasiado rápida, esto sería indicio de falta de balanceo de las partes móviles del motor. Al cortar la curva de potencia al eje, toda la potencia desarrollada por el motor es empleada en la fricción, tanto mecánica como del aire al pasar por los conductos y válvulas.

Es posible, a partir de la curva de potencia, obtener graficamente una curva que indique el valor del par a cada velocidad del motor, de la siguiente manera:

A una distancia del origen igual a la constante de proporcionalidad entre la potencia y el producto de la velocidad y el par, 716 si la potencia está expresada en caballos de vapor, y 5252 si se utiliza el sistema inglés, se traza una ordenada, T. Para encontrar el par en un punto cualquiera S, de la curva de potencia, se le une con el origen por medio de la

recta O - S que intersectará a la ordenada T en el punto R; este punto se refiere horizontalmente a la ordenada del punto S, obteniéndose el punto D, el que pertenece a la curva del par en función de la velocidad.

La justificación de la construcción es la siguiente:

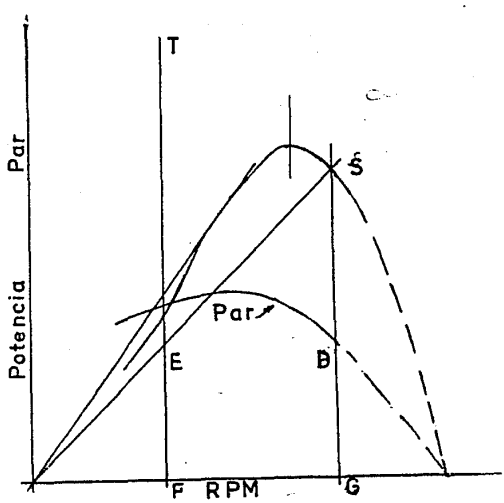
En los triángulos semejantes S G O Y E F O

$$\frac{SG}{GO} = \frac{EF}{FO} \qquad EF = \frac{SG \cdot FO}{GO}$$

pero S G HP, F O cte. y G O $= \omega$ (velocidad angular)

o sea que $EF = \frac{HP.\ Cte.}{\omega}$

Es fácil ver que el par máximo será el correspondiente al punto de la curva de potencia en que la tangente desde el origen toca a esta.



PERDIDAS POR FRICCION, POTENCIA INDICADA Y POTENCIA UTIL.

La relación fundamental.

bhp ihp - fhp

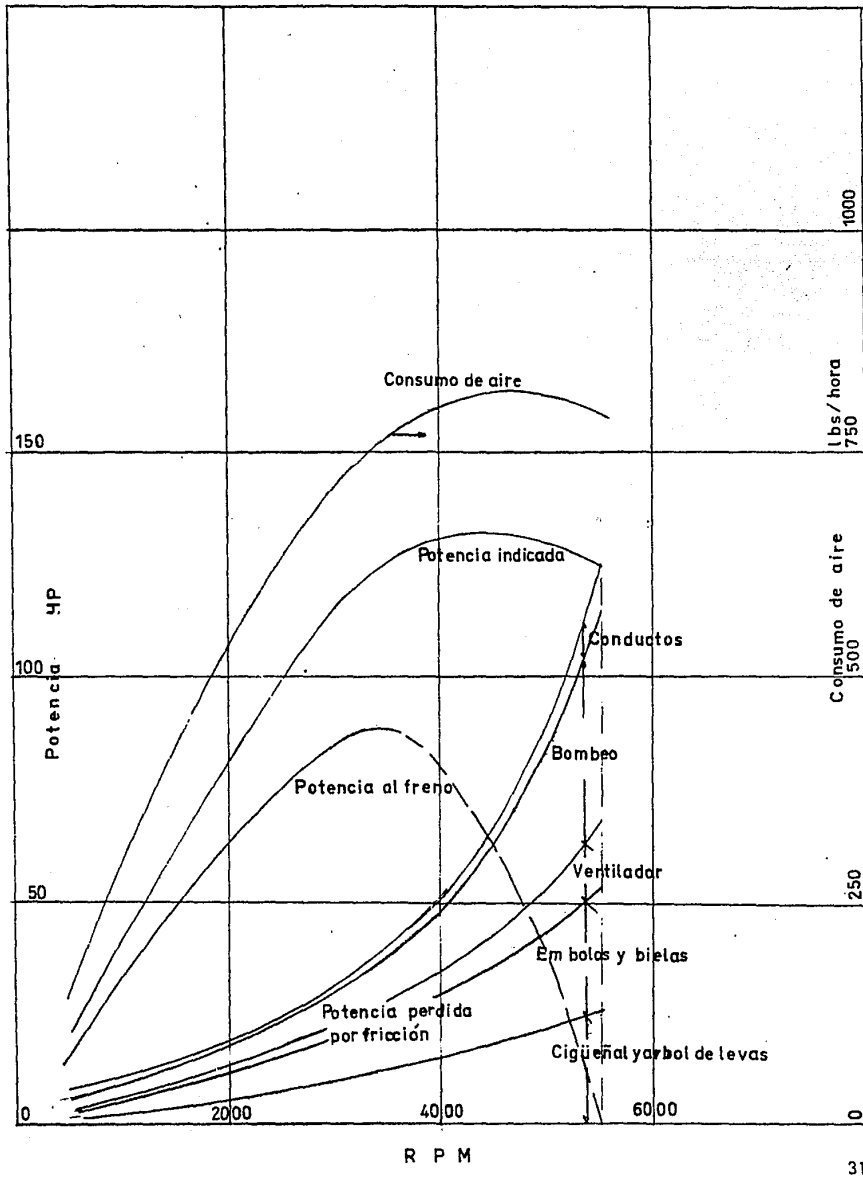
indica que la potencia útil es igual a la potencia desarrollada por la combustión de la mezcla menos la potencia perdida por fricción.

Esta se puede dividir en: pérdidas por fricción mecánica en los cojinetes, émbolos, engranes así como también la que se pierde al batir el aceite de lubricación colocado en un depósito inferior, la empleada en mover mecanismos accesorios o bombas de gasolina y aceite, distribuidor ventilador etc., y pérdidas por bombeo que es la potencia necesaria para admitir y expulsar el aire al principio y al final del ciclo.

La relación entre las potencias: disponible, perdida por fricción e indicada se representa en la gráfica siguiente, para un motor típico de alta velocidad. En la misma gráfica se representa también el consumo de aire.

METODOS PARA REDUCIR LAS PERDIDAS MECANICAS.

Para reducir al mínimo las pérdidas por fricción, se recurre a: carreras de émbolos cortas que a la vez reducen las pérdidas en émbolos y anillos permitiendo el empleo de válvulas de mayor diámetro las cuales aumentan la eficiencia volumétrica como ya se ha hecho notar.


Consumo de aire
Potencia indicada
Conductos
Bombeo
Potencia al freno
Ventilador
Embolos y bielas
Potencia perdida
por fricción
Cigüeñal y arbol de levas
Potencia HP
Consumo de aire lbs/hora
150
100
50
0
1000
750
500
250
0
2000
4000
6000
R P M

El aumento de espacios entre émbolos y cilindros, y entre cojinetes y ejes, así como el uso de aceites de baja viscosidad permite también reducir las pérdidas por fricción en forma apreciable, pero dado que estos métodos reducen la duración del motor drasticamente, solo se emplean en competencias.

Notese en la gráfica, que al deiminuír la pendiente de la curva de fricción por cualquiera de los métodos anteriores, se elevará la velocidad a la cual ocurre la potencia máxima, tanto como la potencia en toda la escala de velocidades.

RELACION DE COMPRESION Y POTENCIA.

La eficiencia térmica del motor ciclo Otto esta dada por:

$$1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

en que r_c es la relación de compresión y k es la constante del aire, se ve, que para aprovechar al máximo la energía del combustible, habrá necesidad de elevar la relación de compresión lo más posible.

En la práctica se observa que mayores relaciones de compresión en un motor dado significan mayores presiones, tanto indicadas como eficaces, en todo el rango de velocidades del motor.

Estas mayores presiones se traducen, a su vez, en pares mayores, lo cual hace aumentar la potencia en forma proporcional.

Se obtiene también, un menor consumo específico de combustible,

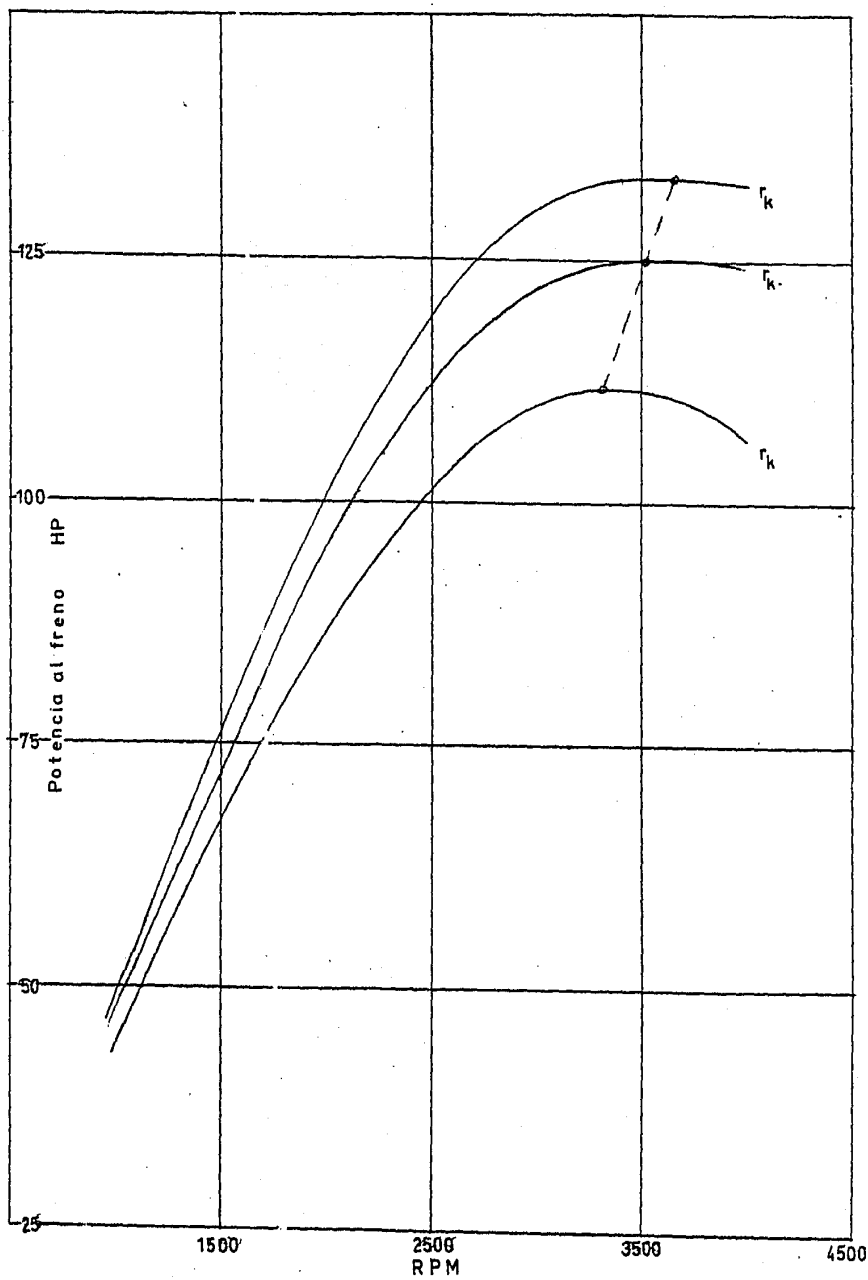
menor cantidad de calor cedida al sistema de enfriamiento, así como desaprovechada en los gases de escape.

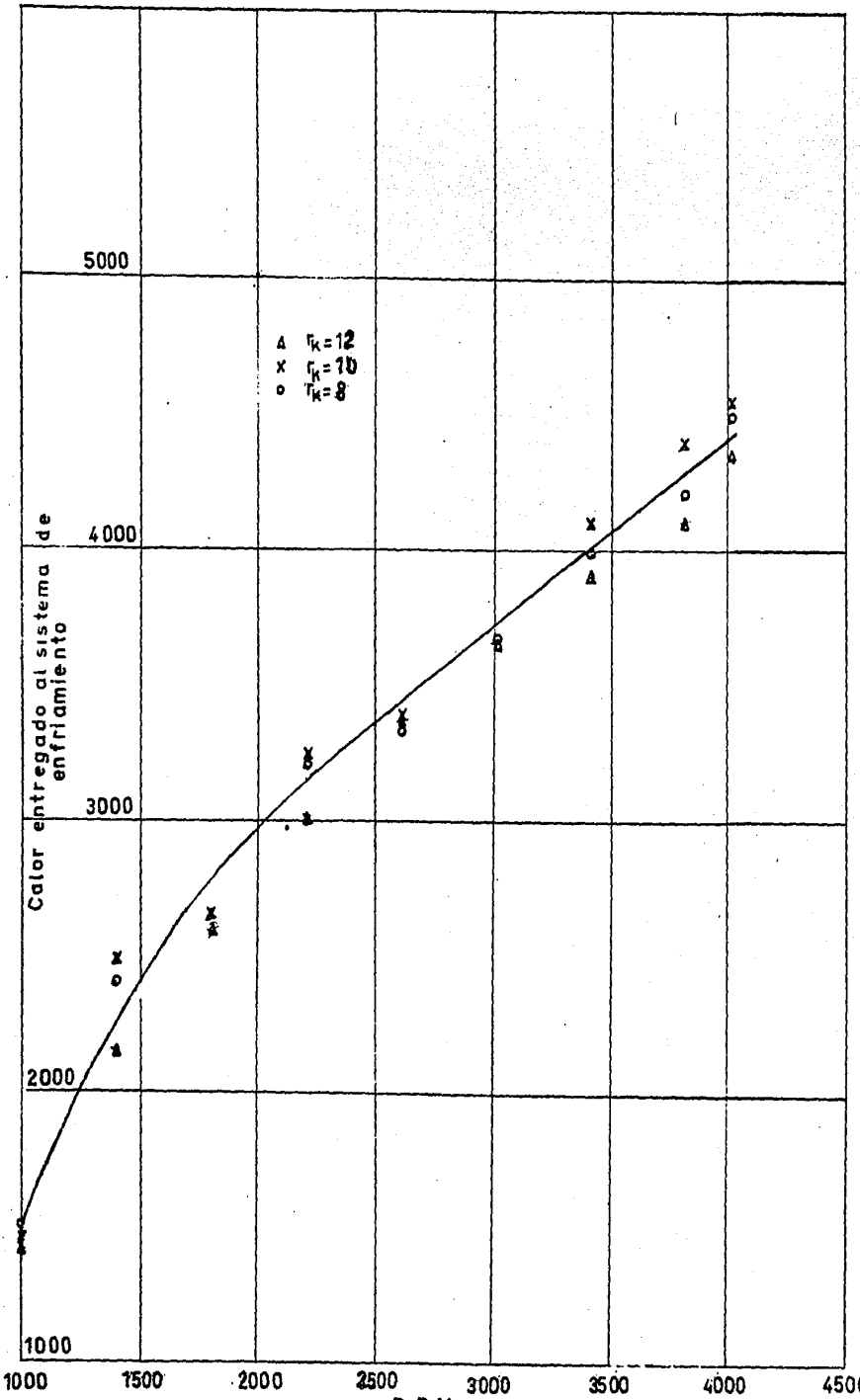
En las siguientes gráficas, obtenidas de un motor de 8 cilindros en V, de 95 x 82.5 mm. y con un desplazamiento total de 4.7 lts., se verá que, al aumentar la relación de compresión de 8 a 10, la potencia, tanto al freno como indicada, será mayor en toda la escala de velocidades del motor; Por ejemplo, a 1000 r.p.m. el aumento será de 5.6 % y a 3500 r.p.m. , de 8.3%.

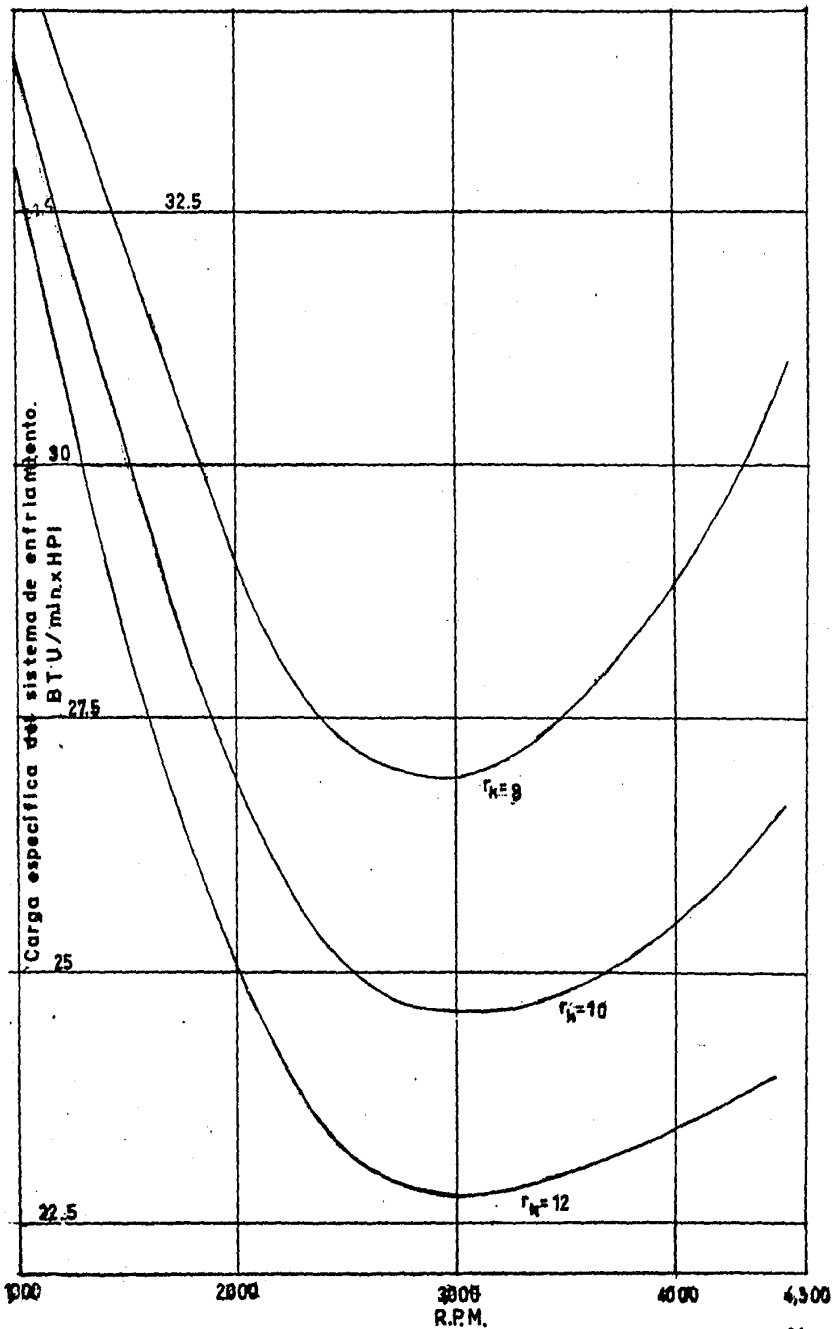
En el siguiente paso, al variar r_c de 10 a 12, el aumento es de 5.3 % a 1000 r.p.m., y de 6.4 % a 3500 r.p.m.

Notese también que al aumentar r_c, el máximo de la curva de potencia se desplaza hacia la derecha. Este efecto se debe, como se hizo notar con anterioridad, a un ligero aumento de la eficiencia volumétrica debido a un mejor barrido de los gases de escape al aumentar la relación de compresión.

En las otras gráficas se podrá apreciar, que, si bién la cantidad de calor perdida a través del sistema de enfriamiento disminuye muy poco, la carga específica del sistema de enfriamiento se reduce apreciablemente.


125
100
75
50
25
Potencia al freno HP
1500
2500
3500
4500
R P M
r_k
r_k
r_k


Δ $r_k = 12$
x $r_k = 10$
o $r_k = 8$
Calor entregado al sistema de enfriamiento
5000
4000
3000
2000
1000
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
4500
R P M


32.5
30
27.5
25
22.5
Carga específica del sistema de enfriamiento.
BTU/min x HPI
$r_k = 9$
$r_k = 10$
$r_k = 12$
1000
2000
3000
4000
4,500
R.P.M.

RESULTADOS DE UNA SERIE DE MODIFICACIONES EN LA POTENCIA DE UN MOTOR.

La siguiente tabla dará una idea del efecto relativo de los distintos cambios en el diseño de un motor producirán en su funcionamiento. Durante todas las modificaciones la cilindrada se mantuvo constante.

El motor es del tipo en V, con 8 cilindros en total con un diámetro de 103 mm. y la longitud de la carrera del émbolo de 95.mm. lo que dá un desplazamiento de 6.34 lts. Las válvulas están colocadas sobre los cilindros en una cámara de combustión en forma de cuña y tienen un ángulo en su cono de asiento de 29° las de admisión y de 44° las de escape, con diámetro de 48.8 mm., las primeras y 40.6 las segundas. El accionamiento de las mismas es por medio de un árbol de levas colocadas sobre el cigüeñal, accionando este por medio de catarinas y cadenas silenciosas que reducen su velocidad en la relación de 2 a 1, y a través del mecanismo usual de buzos, botadores, balancines teniendo estos últimos la relación de sus brazos de 1: 1.5 - es decir, el movimiento proporcionado por la leva se multiplica en la válvula por este factor.

	DESIGNAC	r_k	LEVANT. VALV. mm.	Duración Apertura Adm.	Esc.	Carb. No. Vent	Esc. No. Tubos	Pot. Max. H.P	a R.P.M	Par Max ft.lb.	a R.P.M.	HP/ Lit.	P.ef lb./pulg.^{2}
1	425E	8.6	8.4	252°	252°	2	1	215	3600	390	2000	33.9	121.4
2		8.6	8.4	252°	252°	2	2	230	4000	380	2000	36.3	116.8
3		8.6	8.4	252°	252°	4	1	235	3600	402	2000	37.5	132.7
4		10.25	8.4	252°	252°	2	1	267	4200	405	2400	40.6	129.1
5		10.25	8.4	252°	252°	2	2	283	4400	413	2800	44.6	130.8
6		10.25	8.4	252°	252°	4	2	303	4600	425	2800	47.8	134
7	425	10.75	10.3	273°	282°	3x2	2	318	4600	430	3200	50.2	140.5
8	425A	10.75	10.3	283°	293°	4	2	333	4800	425	2800	52.5	141
9	425A	10.75	10.3	283°	293°	3x2	2	348	4800	430	3200	54.9	147.3

Para obtener el aumento de r_k, de 8.6 a 10.25 se cambio de émbolo; los que dan r_k 8.6 tienen la cara superior concava, los de r_k 10.25 - la tienen plana; pero para aumentar r_k de 10.25 a 10.75, las cámaras de combustión se modificaron reduciendo su volúmen ligeramente.

Los motores que utilizan levas con duración de 252° llevan en las válvulas resortes que ejercen sobre el asiento de la válvula fuerzas de 35.3 kg y sobre el punto más alto de la leva de 72.5 kg.

Los que utilizan levas de 273° a 282° llevan resortes dobles coaxiales, con pasos contrarios que aplican sobre los asientos de las válvulas fuerzas - aproximadamente de 39 kg. y sobre los máximos de las levas de 81. kg. Los designados por 425 A, utilizan también resortes coaxiales con 43 kg. de fuerza con las válvulas cerradas y 103 kg. con las válvulas abiertas.

Monoblok, bielas etc. son idénticos en todos estos motores. En todos los motores se emplearon cigüeñales de fierro fundido, nodular; excepto en los más potentes en lo que se emplearon otros de las mismas dimensiones pero - de acero forjado. En estos últimos los cojinetes usados fueron especiales de aluminio, en el resto, los usuales de babbit.

El sistema de enfriamiento tuvo que modificarse en esta serie de motores, invirtiendo el paso del agua de enfriamiento. En un principio la proveniente del radiador pasaba primero alrededor de las cámaras de combustión, y - se encontró con que las temperaturas dentro del motor eran excesivas. Se cambió el sentido de la circulación y se hizo pasar primero a través del monoblok, alrededor de los cilindros y después a las cabezas alrededor de las cámaras de -

combustión, con lo que las temperaturas bajaron.

Para aumentar la rigidez de los soportes del cigüeñal, de hizo necesario, en los motores de más potencia, en los soportes de los cojinetes centrales, Nos. 2, 3 y 4, añadir dos tornillos a cada uno.

Analizaremos a continuación los efectos de las modificaciones efectuadas.

Observaremos que el cambio de r_k de 8.6 a 10.25 tendrá como resultado un aumento de la eficiencia teórica como sigue:

$$\eta_{t1} = 1 - 8.6^{-(1.4-1)} = .577$$

$$\eta_{t2} = 1 - 10.25^{-(1.4-1)} = .606$$

$$\Delta\eta_t = .029$$

y el aumento relativo será de $\frac{.029}{577} = 5\%$; Para r_k 10.75

$$\eta_t = 1 - 10.75^{(1.4-1)} = .614$$

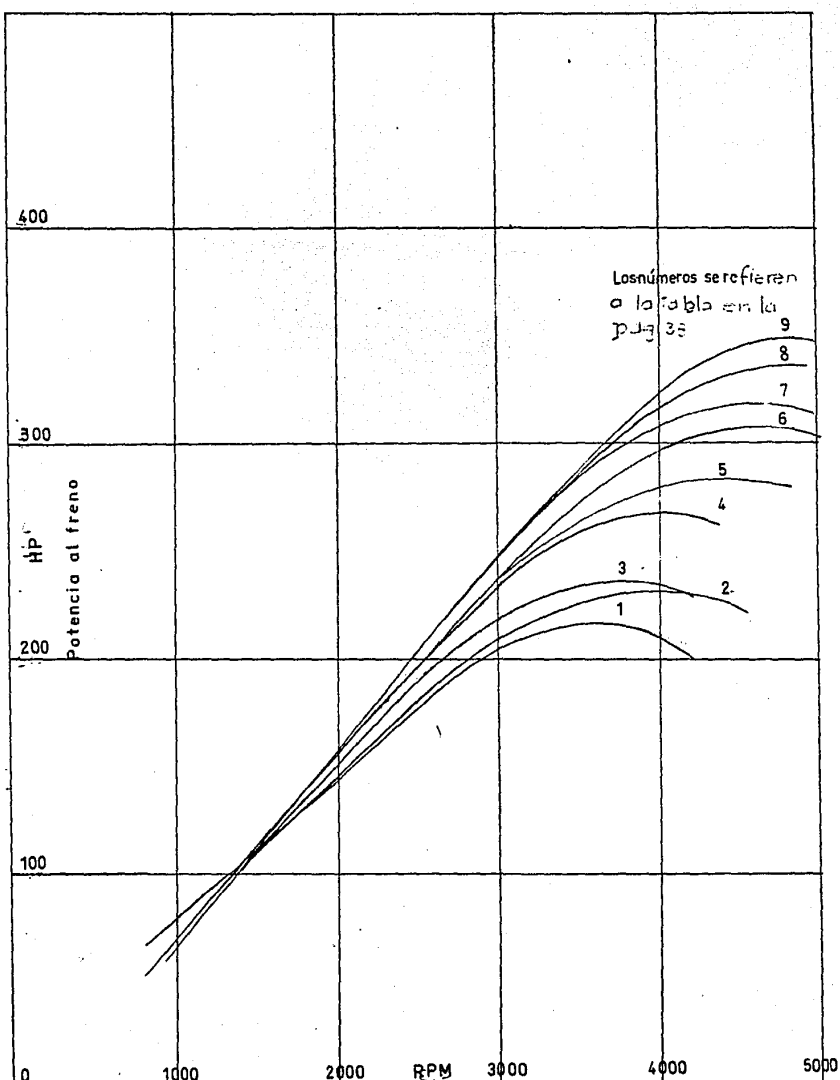
y el aumento relativo será de $\frac{.614 - .606}{606} = 1.3\%$

Del motor número 1 al motor No. 2, en que todo permanece igual, a excepción de un aumento del diámetro de los carburadores y la substitución de tubo de escape único por dos, se puede decir que el aumento en potencia es debido unicamente al de la eficiencia volumétrica, y es de 7%.

La última columna desmuestra que aún cuando la potencia va en aumento, la presión eficáz no se eleva de una manera acorde. Entre los motores 3 y 4, y por otra parte entre los 7 y 8, en que hay un cambio de re

lación de expansión, no se nota un cambio positivo en las presiones eficaces — a potencia máxima, pero en estos casos, el aumento de potencia se debió —— también a cambios que aumentaron la eficiencia volumétrica.

Las curvas de potencia en función de la velocidad que se muestran en la gráfica siguiente, presentan las características comunes ya mencionadas para este tipo de gráficas.


400
300
200
100
0
HP
Potencia al freno
1000
2000
RPM
3000
4000
5000
Losnúmeros se refieren
a la tabla en la
pág 38
9
8
7
6
5
4
3
2
1

COMBUSTIBLES ESPECIALES UTILIZADOS PARA OBTENER MAYORES POTENCIAS.

Se utilizan en la actualidad dos combustibles con esta finalidad, y los dos tienen en común en su estructura química, que su base la constituye un radical métilico.

El primero de ellos es el alcohol metílico o metanol CH_3- OH, — con las siguientes propiedades:

Poder calorífico superior..... 9770 B T U/ Lb.

" " inferior..... 8644 "

Calor latente de vaporización..... 502 "

Relación aire a metanol..... 6.4/ 1

El nitrometano CH_3-NO_3; es un aceite líquido en condiciones normales, se enciende por chispa, en presencia de la cantidad adecuada de aire u oxigeno, y bajo ciertas condiciones de temperatura y choque explota.

El metanol se emplea como aditivo de la gasolina para reducir la - temperatura durante la combustión, reduciendo la tendencia a la detonación. Por otro lado, como el alcohol es altamente higroscópico, tiende a separarse de la gasolina, lo que produce operación errática.

El alcohol mitílico se emplea mezclado con el nitrometano en competencias con los resultados siguientes:

En un motor de 8 cilindros en V, con un desplazamiento total de - 4.31 Lts., que con gasolina produce 325 H P máximo, al cambiar el combustible a metanol produjo 340 HP, o sea un aumento de 4.6%; al emplear una mezcla de 20% de nitrometano y 80% metanol aumentó su potencia a 363 HP o sea un -- aumento de potencia de 11.7 % . En todos los cambios se empleó un sistema -- de carburación atmosférica con la misma área en los venturís.

Lo aparentemente contradicorio en el aumento de potencia que proporcionan estos combustibles, de tener un poder calorífico mucho menor que el de las gasolinas y producir un aumento apreciable de potencia, radica en el calor latente de evaporación, mayor que el triple del de las gasolinas. Este hace que al realizarse la mezcla, ya sea por carburación o por inyección, la temperatura resultante sea menor, lo que hará aumentar la cantidad de gas admitida - por el cilindro, o sea que la eficiencia volumétrica aumenta, con el efecto consiguiente en la potencia indicada y en la útil.

SISTEMAS DE INYECCION DE COMBUSTIBLE.

El método más usual para proporcionar a los cilindros la mezcla necesaria para producir el trabajo útil del ciclo en un motor de ignición por --- chispa, es el de utilizar un carburador que proporciona la cantidad adecuada de combustible y aire vaporizado aquel por medio de la corriente de aire aspirada por el motor.

En sistema más eficiente en proporcionar la cantidad de combusti-- ble al cilindro consiste en inyectar el combustible en el aire, que va hacia los cilindros o directamente dentro del cilindro. Dicho sistema deberá de ser capáz

de:

1.- Inyectar la cantidad de combustible necesaria, de acuerdo con la cantidad de aire y las condiciones de carga.

2.- Proporcionar la misma cantidad de combustible a cada cilindro.

3.- Dividir el combustible en gotas lo más pequeñas posible, para su rápida vaporización.

Las ventajas que dicho sistema acarrea son las siguientes, con respecto al sistema usual:

1.- Mayor potencia entregada al freno, puesto que el sistema de inyección se puede diseñar de tal manera que la caída de presión en los conductos de admisión de aire sea menor; y la eficiencia volumétrica será mayor por que se podrá evitar el calentamiento usual en el sistema de carburación, y también por (3) y (4) abajo.

2.- Respuesta más rápida al acelerador, ya que el combustible no tendrá que recorrer toda la longitud del conducto de admisión.

3.- El combustible empleado podrá ser de menor octano ya que el aire o la mezcla entrará a menor temperatura al cilindro, o si no:

4.- Podrá aumentarse la relación de compresión por la misma razón.

5.- Menor consumo específico de combustible con el acelerador totalmente abierto, ya que la menor temperatura de la mezcla permitirá utilizar mezclas más pobres sin recalentamientos.

6.- Experimentalmente se ha encontrado un mejor funcionamiento de motores con este sistema a bajas revoluciones, encontrándose el par motor máximo a unas 500 R.P.M. menos que un motor con el sistema convencional.

7.- Se elimina la formación de hielo en el carburador debido esto a que el combustible al evaporarse quita de aquel parte de su calor latente de vaporización.

8.- Menor volúmen y peso del sistema.

Como desventajas tiene:

1.- Mayor costo de fabricación.

2.- Mayor costo de mantenimiento.

3.- Menor duración.

4.- Menor tiempo disponible para la mezcla del combustible con aire.

DISTINTOS SISTEMAS DE INYECCION.

Son tres:

A.- Sistema de inyección controlada. Estos pueden ser de dos tipos:

a).- Con inyección directa en la cámara de combustión.

b).- Con inyección en los conductos de admisión.

y pueden tener una bomba central que puede:

m).- Ser de émbolo múltiple que dosifica el combustible.

n).- Estar conectada a una tubería común a todos los inyectores, efec

tuando estos la dosificación.

De estos sistemas el (m) constituye una unidad que presenta la desventaja de que, debido a las altas presiones mecesarias, la inercia hidráulica del combustible lo hace de construcción y ajuste más costoso.

Con (n), la bomba es más simple; una variante de este consiste en agregar un distribuidor a la bomba, que sincroniza y dosifica el combustible entregado a los inyectores.

Entre la inyección directa e indirecta no hay mucha diferencia de funcionamiento hasta aproximadamente las 5,000 RPM. ; pero a partir de esta velocidad el tiempo de apertura de las válvulas de admisión, de alrededor de --- 1/40 seg. se hace más corto, dificulta la dosificación en el sistema indirecto. En el otro sistema se puede aprovechar también parte del tiempo de compresión para la inyección, haciendo menos critica la dosificación.

B.- Sistema de inyección contínua en la parte de los conductos más cercana a la válvula de admisión.

Con este sistema esta se efectúa durante todo el ciclo, menos durante el tiempo de admisión, en el que el combustible es arrastrado a la cámara de combustión por la corriente de aire. Esto se hace para reducir al mínimo el efecto de la inercia del combustible que circula en sus conductos, pero hace necesario reducir el diámetro de los oriticios de inyección. Presenta el -- problema de que cuando el vacio en los conductos de aire es alto, puede presentarse el fenómeno de obstrucción por vaporización del combustible en su tubería.

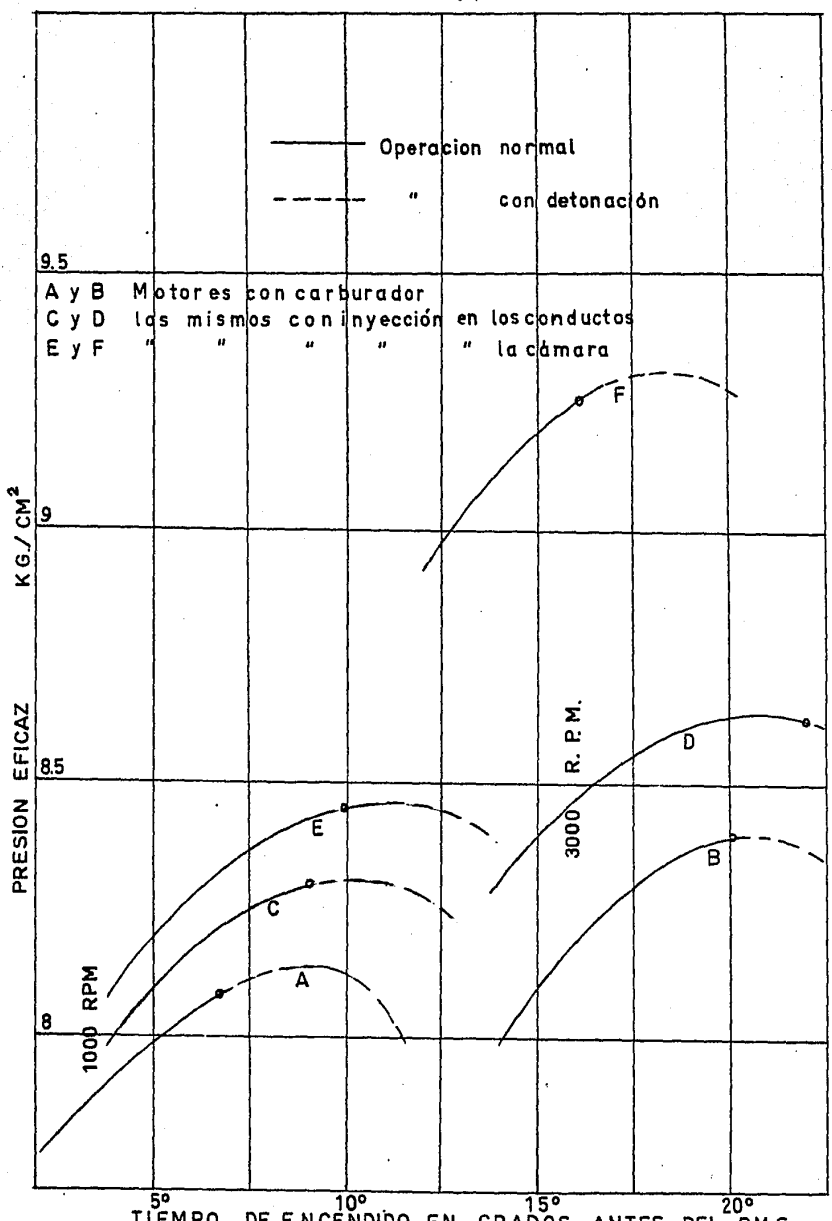
C.- Sistema de inyección con carburador. Su empleo es típico en motores de aviación, para evitar la formación de hielo en el venturi por la causa ya mencionada.

Desde luego que para esta aplicación, el carburador, que es distinto en función y forma del usual, no deberá llevar el conjunto de tasa y flotador.

RESULTADOS PRACTICOS.

operando con alcohol, que de 340 HP con carburador produjo 351 HP con un sistema de inyección, este cambio produjo, por tanto un aumento de 4.6%; el cambio de carburadores a inyectores con mezclas de 70% metanol y 30% nitrometano, produjo un aumento de 363 a 380 HP lo cual representa un incremento de $\frac{17}{363}$ o sean 4.6%, igual al anterior.

En la gráfica siguiente se podrá notar el efecto del cambio de un sistema de alimentación por carburador normal a otro de inyección de combustible en la presión eficáz en función del avance de la chispa de encendido, tomando como parámetro el número de R.P.M.


Operacion normal
" con detonación
A y B Motores con carburador
C y D los mismos con inyección en los conductos
E y F " " " " " la cámara
9.5
9
8.5
8
PRESION EFICAZ KG/CM²
1000 RPM
3000 R.P.M.
A
B
C
D
E
F
5°
10°
15°
20°
TIEMPO DE ENCENDIDO EN GRADOS ANTES DEL P.M.S.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Son dos los tipos de sistemas de enfriamiento utilizados para el mantenimiento de las temperaturas adecuadas en las diferentes partes de un motor de combustión interna:

1.- El directo o por aire, en que se usa una corriente de aire que pasa a través de un sistema de aletas que rodean, formando parte del conjunto y fundidas integralmente con las partes que enfrían.

2.- Por agua. En este sistema el agua rodea las paredes de los cilindros y cámaras de combustión, circulando por medio de una bomba centrífuga a través de un radiador, el cual disipa el calor producido por la combustión a la atmósfera . Para establecer una corriente de aire en todas las condiciones de operación del motor, se utiliza un ventilador de hélice. Sin embargo, como la potencia consumida por el ventilador varía proporcionalmente al cubo de la velocidad, miestras que el volúmen de aire impulsado es proporcional a la primera potencia del número de r.p.m., en ciertas aplicaciones se trata de eliminarlo. En competencias, no es necesario, dada la gran cantidad de aire que pasa a través del radiador. Para otros tipos de aplicaciones, se utiliza un sistema de embrague automático que lo desconecta cuando no es necesario.

Como la temperatura promedio de la superficie de enfriamiento de un motor de refrigeración directa es aproximadamente 100° F . superior a la de la superficie del radiador de un motor de potencia similar enfriado por agua, la

diferencia de temperatura disponible para refrigeración es, en promedio, 50 % - mayor para el motor de enfriamiento directo, y se requerira, por tanto un vo-- lúmen mucho menor de aire para el enfriamiento de este motor.

Por otro lado las temperaturas de las paredes de las cámaras de — combustión, cilindros, etc. serán mayores en este caso, y para evitar la detona ción, la relación de compresión deberá ser menor, con la siguiente reducción - de eficiencia térmica. Por lo general, podrá decirse que la relación de compre- sión pueden ser entre una y dos unidades más elevadas para motores enfriados - por agua que similares de enfriamiento directo que empleén el mismo combusti-- ble.

SISTEMA ELECTRICO DE ENCENDIDO.

El problema del encendido en un motor de alta compresión y de al t a velocidad es debido precisamente a esas características:

1o.- Debido a la alta presión en el cilindro en el momento que - debe saltar el arco se necesita un voltáje mayor debido a la ley de Paschen — que es la siguiente: El voltáje de arqueo en un gas o mezcla está dado por --

$$V = C \rho d$$ en que:

C = Constante que depende de la forma del electrodo y del gas que- los contiene.

ρ = Densidad del gas.

d = Distancia entre los electrodos.

2o.- Como el tiempo entre el encendido de un cilindro y otro se --

reduce a medida que aumenta la velocidad y el número de cilindros, disminuye también el tiempo durante el cual fluye corriente a través de la bobina, la cual debido a su inductancia necesita de un intervalo de tiempo determinado para producir un voltáje suficiente para proporcionar la chispa a través de la presión en el interior del cilindro.

Al reducirse este tiempo el voltáje inducido es menor. Por otro lado, para máxima potencia, la mezcla debe tener una relación combustible a aire mayor que la normal; lo cual hace reducir el voltáje de ruptura del arco.

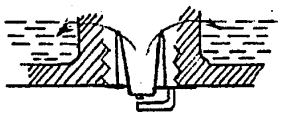
Desde el punto de vista de la combustión, una buena ignición eléctrica depende de los siguientes factores:

1.- A mayor espacio entre los electrodos, aumentan las posibilidades de un encendido regular, especialmente con cargas fraccionarias, cuando la estratificación resultante de los gases residuales está presente.

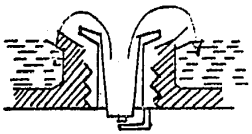
2.- A mayor densidad, hay mayores probabilidades de buen encendido, siempre y cuando el voltáje sea suficiente para producir el arco.

B U J I A S.

El problema con las bujías para aplicaciones de alta potencia es el sobrecalentamiento. Este puede ocasionar que la temperatura de la bujía llegue a más de 1500 grados F., lo cual dá lugar, con seguridad, a preignición: para evitarlo se emplean bujías " frías " las cuales presentan un recorrido corto de la bujía a las partes refrigeradas del motor.



BUJIA "FRIA"



BUJIA "CALIENTE"

METODOS PARA ASEGURAR EL INCENDIO EN MOTORES DE ALTA POTENCIA.

Para asegurar un arco efectivo en motores de ocho o más cilindros de alta compresión y velocidad, se recurre a:

1.- Dos o más sistemas de encendido que se aplica a cilindros con orden de encendido alternado. Por ejemplo:

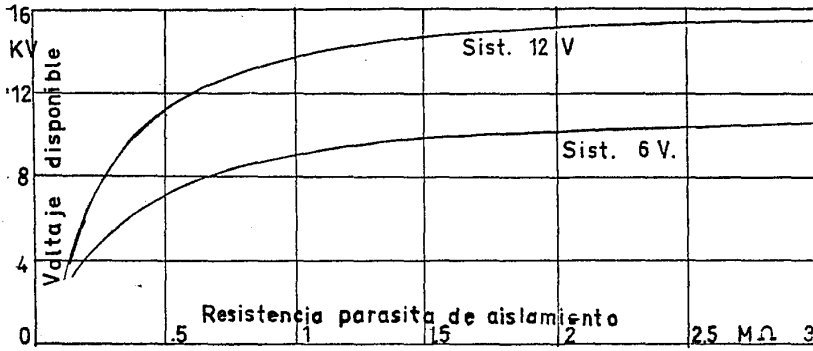
En un motor de 8 cilindros se puede utilizar un sistema que conste de dos bobinas, dos juegos de contactos, dos distribuidores etc., uno de los cuales enciende los cilindros que en el orden de encendido queden como impares y el otro a los pares.

2.- A distancia entre electrodos reducida, con lo cual se requerirá un menor voltáje de arqueo.

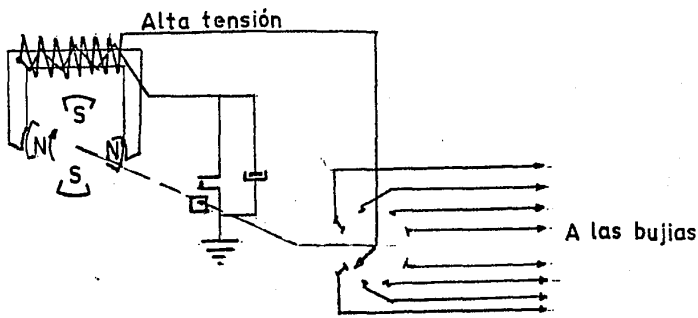
3.- A bobinas de mayor relación entre primario y secundario, que producirán un voltáje mayor.

4.- A voltájes mayores en el primario. Por ejemplo: el cambio del sistema de 6 volts por uno de 12 volts producirá un potencial de reserva en los

electrodos de las bujías aproximadamente doble para todas las resistencias para-- sitas del aislamiento del circuito secundario, como se representa en la siguien- te gráfica:



5.- A sistemas de ignición por medio de generadores especiales lla mados magnetos. Como toda máquina eléctrica, tienen la característica de que - su voltáje aumenta con la velocidad de rotación. Un sistema típico se represen— ta en la siguiente figura. Consta de un imán permanente de 4 polos, que



gira , impulsado por el motor, con respecto a un estator que consta de un deva nado primario y un secundario. El primario consta de un número pequeño de vuel-- tas, y se conecta a un interruptor accionado por el eje del imán, y en paralelo con un condesandor. De este modo se induce una corriente en el primario, pero el valor del voltaje no es suficientemente alto. Cuando la corriente alcanza su -

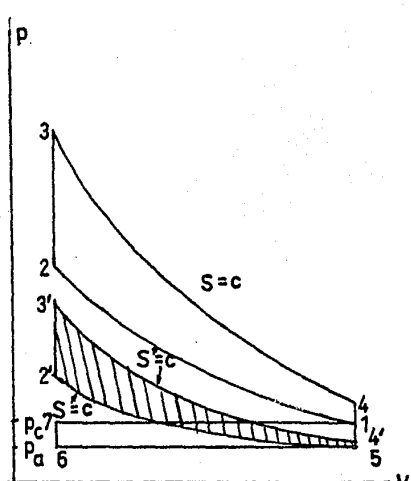
valor máximo, el interruptor se abre y el condensador, que forma un circuito resonante con el devando primario causa una variación rápida del campo magnético, el cual induce en el secundario, que tiene un número de vueltas elevado, el alto voltáje necesario para las bujías. Otra ventaja del sistema a base de magneto es que no requiere de batería y el magneto en si es bastante ligero.

SOBREALIMENTACION.

Este es un medio de aumentar la potencia específica de un motor, por medio de un compresor que aumenta la presión de admición, por encima de la atmosférica.

El compresor puede ser del tipo de desplazamiento positivo, (excepción hecha de los émbolos por razón de su peso, etc.) o del tipo centrífugo.

Se puede sobrealimentar un motor con el fín de que rinda la misma potencia a una gran altura sobre el nivel del mar, que en condiciones normales de presión.

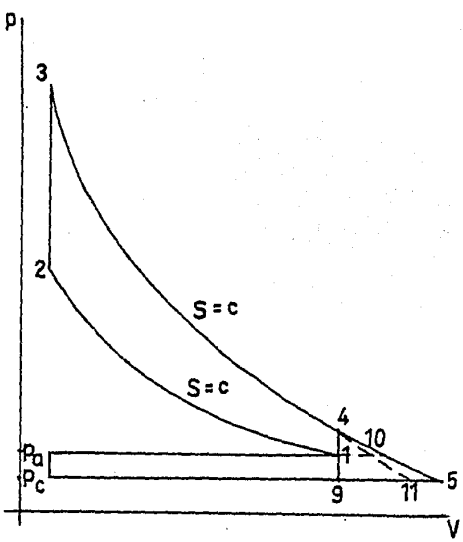


Si se analiza un ciclo de un motor sobrealimentado, en comparación con uno cuya presión de admisión es la atmosférica, se notará, que, sin tomar en cuenta el área del rectángulo 1-5-6-7, que representa el trabajo hecho por la mezcla sobre el émbolo durante los periódos de admisión y escape, el cual, en un motor en el que el compre-

sor, lo que realmente da la diferencia de trabajo entre los dos tipos de motores es la diferencia de áreas para uno y otro, 1- 2- 3- 4 y 5 - 2'- 3'- 4'-.

Este razonamiento no será válido si el compresor es impulsado por medio de una turbina que aproveche la energía de los gases de escape, ya que en este caso el área del rectángulo si se sumara a la del ciclo, ya que la potencia que toma el compresor no se resta de la potencia en la flecha del motor. En esta caso, la presión en el conducto de escape entre la válvula y la turbina se desplazará hacia arriba, disminuyendo el trabajo positivo.

El análisis completo del ciclo termodinámico del motor sobrealimentado se basa en el diagrama siguiente:



Pa es la presión atmosférica, y P_c es la presión en los conductos de admisión.

La línea de admisión es 8 - 1 y la de escape es 4 - 9 -7. El trabajo de compresión de la mezcla está dado por 7 - 6 - 1 - 8, y el trabajo indicado total, por la suma de (1-2-3-4-)

(7- 8- 1 - 9); el área 7 - 8 - 1 - 9 puede llegar a ser una parte importante - del trabajo total, pero las pérdidas por fricción reducirán la parte entregada- de este trabajo, al disminuir la diferencia de presiones 7 - 8.

Del trabajo de sobrealimentación 7 - 9 - 6 - 1 - 8 se restará el - positivo 7 - 8 - 1 - 9, lo que dá un trabajo negativo 1 - 9 - 6, por lo que el trabajo neto indicado, será (1 - 2 - 3 - 4 -) - (1 - 9 - 6).

En el caso del sobrealimentador impulsado por la turbina que - aprovecha los gases de escape, la expansión de estos a través de la turbina,- solo será de 10 a 11, ya que al salir los gases del cilindro y llegar a la turbina, sufrirán un enfriamiento de 4 a 10.

Si la presión de sobrealimentación va a ser muy alta, lo más- apropiado es realizar la compresión previa de la mezcla por medio de un -- sistema de dos o mas etapas, como es usual en la técnica de compresión de gases a presiones elevadas. Con ésto se obtienen las ventajas conocidas como son: mayor eficiencia de compresión, debida a la menor área del diagrama - combinado de tal sistema, en comparación con el diagrama de un sistema de una etapa que trabaje entre los mismos límites de presión, y menor temperatura de los gases al final del proceso, como resultado de la mayor eficiencia.

La temperatura reducida de los gases al salir del compresor, representa un doble beneficio: menor probabilidad de detonación, y una mayor- masa de mezcla entregada al cilindro, lo que representa un aumento en la -

potencia específica.

Heron señala que por cada 5.5° C. de elevación de temperatura de admisión, se reducirá la potencia de un motor en un 3 %, y que el compresor puede aumentar la temperatura más de 100° C.

TIPOS DE COMPRESORES USADOS PARA LA SOBREALIMENTACION.

Son dos los tipos más usuales para esta aplicación: uno de ellos, de desplazamiento positivo, Roots, y el centrífugo.

El tipo Roots tiene la desventaja de que su eficiencia baja al aumentar la diferiencia de presiones entre las que trabaja. Por ejemplo, si la diferiencia de presiones es de 5 psi, su eficiencia es de 85 %; al aumentar la diferiencia de presiones a 15 psi, bajará a menos de 70 %.

El compresor centrífugo es más compacto que el anterior, y a altas velocidades es mas eficiente.

Ambas tipos de compresores pueden acoplarse en serie para realizar la compresión por etapas del modo ya mencionado.

SOBREALIMENTACION CON ALCOHOL.

Esta presenta la posibilidad de producir la mayor potencia específica, debido al elevado calor latente de vaporización de dicho combustible.

Este hace bajar la temperatura de la mezcla al pasar por el proceso de compresión previo (con respecto al mismo proceso realizado con gasolina como combustible), permitiendo una mayor cantidad de mezcla en el cilindro, con menor posibilidad de detonación.

Estructuralmente, el motor sobrealimentado necesitará ser más resistente que un motor con aspiración normal, debido a que las presiones desarrolladas por los gases serán mayores, dependiendo de la magnitud de la presión a la salida del compresor. Si el grado de sobrealimentación es del orden de una mitad de la presión atmosférica, por lo general será suficiente el diseño usual, por lo que toca a las secciones de los miembros mas sujetos a esfuerzos, como bielas, tornillos de las tapas de los cilindros, etc. Para sobrecargas mayores, se hará necesario el aumento de las secciones ó el número de dichas partes.

CONDUCTOS DE ADMISION Y ESCAPE RESONANTES.

Uno de los últimos avances en el desarrollo del motor de combustión interna, se ha logrado al dar a los conductos de los gases, tanto en la admisión como en el escape, longitudes que los hacen resonantes en cuanto a las presiones y velocidades de tal manera que se produce un efecto de sobrealimentación no despreciable en cuanto a su magnitud. Sin embargo, puesto que este sistema requiere para su funcionamiento tubos de escape cuando menos rectos (sin amortiguadores de ruidos) y como su aplicación es en-

el terreno de motores de alta compresión, con árboles de levas que abren -- las válvulas de escape cuando la presión del cilindro es todavía muy alta, - el ruido producido, amplificado por el efecto de resonancia, hacen que este - método tenga aplicación para fines de competencia, u otros en que el nivel - de ruido no sea un obstáculo.

BASES FISICAS DEL EFECTO DE RESONANCIA.

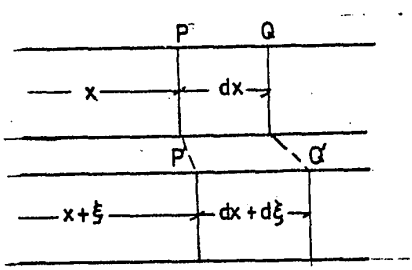
Supongamos que en uno de los extremos de un tubo de sección unitaria es sometido a un cambio de presión, como por ejemplo, al abrirse -- una válvula que lo conecta con un cilindro en el que el gas esté en otras - condiciones diferentes de las que prevalecen en el tubo.

Los cambios de presión dentro del tubo serán tales que

$$P = k\rho^{\gamma} \qquad (1)$$

en que k es una constante, ρ es la densidad del gas y $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$, o sea la - relación de los calores específicos a presión y a volúmen constante.

La dirección del movimiento de un elemento de la masa del - gas derá la del eje. En un intervalo de tiempo, el elemento del gas, limitado por los planos P y Q que distan entre si — dx, se habrá desplazado una distancia - ξ, y el elemento habrá cambiado su volumen de dx a $dx + d\xi$. Para encon-- tar la ecuación de movimiento del elemen



to P Q, necesitamos encontrar su masa y las presiones en los planos P y Q. La primera es $\rho_o\, d_x$, indicando ρ_o la condición inicial, o sea la densidad media normal. La densidad en P será, tomando límites y en función de la - densidad local, la cual es

$$\rho = \lim_{dx \to 0} \rho_o \frac{dx}{dx + d\xi} = \rho_o \left(1 - \frac{\partial \xi}{\partial x}\right) \qquad (2)$$

si consideramos las potencias de $\frac{\partial \xi}{\partial x} \ll \frac{\partial \xi}{\partial x}$.

La cantidad $\frac{\rho - \rho_o}{\rho_o} = s$ es llamada condensación y tendremos:

$$s = -\frac{\partial \xi}{\partial x} \; ; \; \rho = \rho_o (1 + s).$$

La fuerza resultante que actúa en el elemento P' Q' es P_p, y - por lo tanto, la ecuación del movimiento será:

$$\rho_o\, dx \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = P_{p'} - P_{q'} = -\frac{\partial p}{\partial x}\, dx$$

$$\therefore \quad \rho_o \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \qquad (4)$$

Podremos escribir (4) en la forma:

$$\rho_o \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = \rho_o \frac{\partial p}{\partial \rho} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

teniendo en cuenta (2).

Por lo tanto satisface la ecuación general del movimiento ondulatorio en una dimensión:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \qquad (5)$$

en que $c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$

Con esto se demuestra que las variaciones de presión se propagan con una velocidad $c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$

Un cálculo más preciso se logra si en (2) no se desprecian las potencias de $\frac{\partial \xi}{\partial x}$, de la manera siguiente:

$$p = K\rho^{\gamma} = K \frac{\rho_o^{\gamma} K}{\left(1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}\right)}$$

En (4) no se hizo la simplificación de (2), asi que

$$\rho_o \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad \frac{\gamma K \rho_o^{\gamma}}{\left(1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}\right)^{\gamma+1}} \quad \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} -$$

o sea que :

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \gamma \frac{p_o}{\rho_o} \quad \frac{1}{\left(1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}\right)} \quad \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \qquad (6)$$

La solución completa de (6) es bastante complicada, pero su forma indica que, puesto que no es la forma normal de la ecuación de onda, que los cambios de presión no se transmitirán sin un cambio de forma y que su velocidad será función de la frecuencia.

La velocidad será función, entre otras, de las condiciones de frontera.

Para un tubo cerrado en un extremo, $\xi = 0$ en $x = 0$, puesto que en un extremo cerrado, las partículas de gas no podrán pasar.

En una terminación abierta a la atmósfera, si suponemos que la transición es iedeal, de (1) y (2), $\frac{\partial^2 \xi}{\partial x} = 0$, es decir, la condensación es 0.

La solución estacionaria de (5) se intenta por separación de varia-

bles.

Si es supone una solución del tipo

$$\xi = X(x)\,T(t)$$

en que $X(x)$ y $T(t)$ son funciones cuya forma hay que encontrar. Substituyendo este valor de en (5), y dividiendo por $X(x)\,T(t)$, obtenemos:

$$\frac{1}{X}\ \frac{d^2X}{dx^2}\ \frac{1}{c^2}\ \frac{\partial^2 T}{\partial T^2}$$

Como el miembro izquierdo es independiente de t, y el derecho lo es de c, puesto que ambos lados de la ecuación son identicos serán independientes de x y t simultaneamente, y son, por lo tanto constantes. Si a la constante la igualamos a - ^{2}, tendremos :

$$X'' + \omega^2 X = 0; \qquad T'' + c^2\omega^2 T \quad 0$$

Estas ecuaciones dan, sin tomar en cuenta constantes de integración:

$X = \cos\omega x$ ó X sen ω x; $T = \cos\ c\omega t$ ó $T = \text{sen}\ c\omega t$

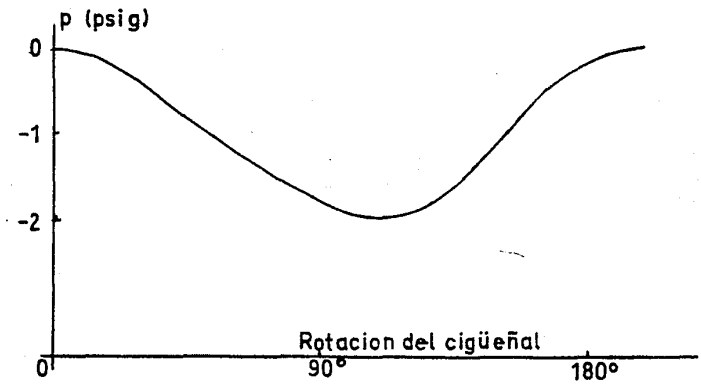
Una solución típica será , por tanto,

$$\xi = a\ \cos\omega x\ \cos\ c\omega t$$

En esta expresión podemos remplazar uno o ambos cosenos por senos, y por el principio de superposición de los movimientos ondulatorios, la solución general es la suma de cualquier número de términos similares con diferentes valores de ω.

Lo más importante de lo anterior, es que se trata de un movimiento ondulatorio, con una velocidad de propagación $c = \frac{dp}{d\rho}$, y que como pasa con fenómenos semejantes, se refleja y se refracta. Experimentalmente se ha encontrado que al abrirse la válvula de admisión durante el ángulo de superposición de las aperturas, una onda de decompresión se propaga desde el extremo —

del tubo de escape, pasa por el cilindro, luego a través de la válvula de ad-- misión, y continua por el tubo de admisión. como onda de depresión que va — de la válvula hacia el extremo abierto de dicho conducto. Si hacemos un dia-- grama de la relación ángulo de desplazamiento del cigüeñal a presión en la ve- cindad de la cara activa del émbolo, obtendremos un diagrama similar al si--- guiente:



Un diagrama similar se puede obtener por medio del arreglo ya men- cionado que consta de un osciloscopio y un transductor de presión adecuado co locado ahora en la parte del conducto de admisión aledaña a la válvula.

Analizando este diagrama llegamos a la conclusión de que la presión es mínima aproximadamente 90 grados después de que el émbolo ha pasado por - el P. M. S. Habrá que recordar sin embargo que tal diagrama viene a represen- tar un promedio en una región determinado y será tan sólo parecido al que se - obtendría en otro punto del conducto.

Los descensos de presión sucesivos y contínuos se propagarán a tra-- vés del conducto constituyendo una onda, y siguiendo leyes comunes a este ti-

po de fenómenos. Al llegar al extremo abierto del conducto, el cual representa una discontinuidad, dicha onda experimentará una reflexión de una manera similar a lo que sucede en otros fenómenos ondulatorios. La onda reflejada se propagará a partir de la entrada del conducto hacia la válvula, pero con un cambio de signo, es decir, como un aumento de presión de una magnitud casi igual a la decompresión que le dió origen.

En estos eventos intervienen dos velocidades: la primera, la del disturbio u onda dada por $c \quad 66.9\sqrt{T_{o_k}} \left[6\left(\frac{P}{Po}\right)^{\frac{1}{7}} - 5\right]$ KM/H

En que c. es la velocidad de la onda, T la temperatura obsoluta de la mezcla y p, po son las presiones absolutas creadas por la onda y atmosférica respectivamente. ($p > po$).

La velocidad de la mezcla está dada por

$$V = 294.3 \sqrt{To_k} \left[\left(\frac{P}{po}\right)^{\frac{1}{7}} - 1\right] \quad KM/H$$

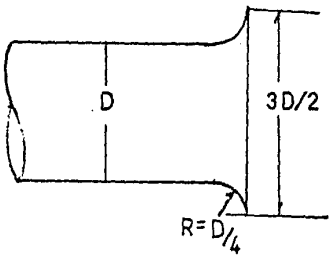
dicha velocidad es originada por la onda reflejada.

La forma en que la onda se refleja se puede estudiar de la manera ya mencionada.

Si aceptamos que la onda se refleja con signo contrario, de la gráfica observaremos que la onda se presión obtenida representa un aumento en la cantidad de gas admitida si llega en el tiempo en que la válvula de admisión está abierta, lo cual equivale a tener un compresor que aumenta la presión de admisión en una fracción apreciable.

También se ha demostrado que la forma del extremo abierto de los conductos contribuye a la eficiencia del sistema. Una forma bastante convenien—

te para conductos de sección circular es la que se representa en la figura .- Si hay vueltas estas deberán ser del mayor radio posible además se ha encontrado que la forma más conveniente es aquella en que el área de la sección del conducto aumenta exponencialmente de la válvula al extremo abierto.



Estas dos formas de conductos tienen básicamente, la ventaja de ser mejores reflectores de la onda ya que hacen la transición más gradual.

Hay que hacer notar además, que lo anterior se basan en el supuesto de que no existen restricciones al entrar a dichos conductos tales como las constituían filtros de aire.

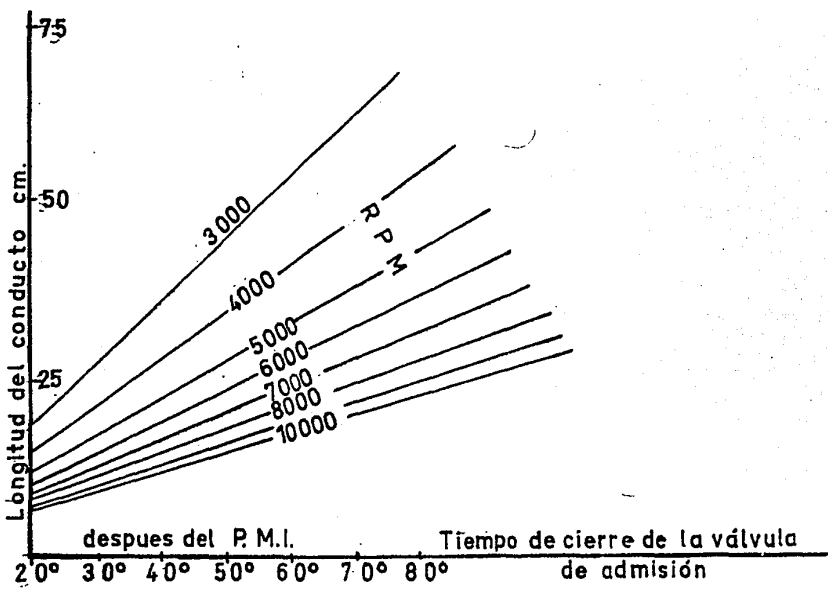
Siguiendo el mismo razonamiento se llega al hecho de que para cada velocidad del motor hay una longitud ideal del conducto con lo cual se amplifica dicho efecto. Se ha encontrado que dicha longitud es función también del ángulo después del P. M. I. al cual cierra la válvula de admisión. Al efecto se construten árboles de levas que saquen el mayor provecho del fenómeno. Estos tienen como características un ángulo de apertura de admisión muy grande que permite que la válvula cierre aproximadamente 100 grados después del P. M. I. para permitir el libre paso de la onda de presión reflejada.

Una fórmula aproximada para obtener la longitud de tubo de admisión más apropiada es :

$$L_{cm} = \frac{2800 \quad S}{N} \qquad S \leqslant 75^{\circ}$$

en que S es el ángulo después de P. M. I. al cual cierra la válvula y N el número de r. p. m. para el cual se desea el máximo de la resonancia.

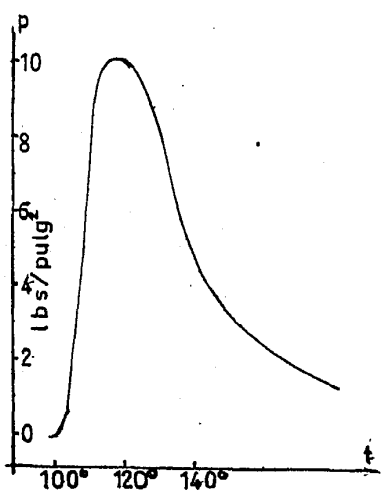
Esta fórmula es bastante simple, pero puede calcularse graficamente del siguiente nomograma.



En el caso de emplearse el sistema de carburador, los mejores resultados se obtienen cuando el venturi queda a una distancia del asiento de la válvula entre un medio y un tercio de la longitud calculada; además se supone que cada cilindro lleva su conducto independiente.

Las mismas fórmulas se aplican para las velocidades en los conductos de escape, pero con las condiciones de ausencia de restricciones como las que constituirían amortiguadores de ruidos, y de un conducto por cada cilindro.

Antes de terminar su recorrido el émbolo en el tiempo de expansión, se abrirá la válvula de escape, y los gases residuales, a una presión mayor que la atmosférica existente en el conducto de escape pasarán a este a través de la restricción que presenta la válvula y su asiento. En dicho momento la presión dentro del cilindro estará comprendida en el intérvalo de 50 a 100 lbs/pulg^2 y la temperatura será de alrededor de 1000°F lo cual hará que se inicie la onda de presión que al poco tiempo llegará a un máximo dentro del conducto y al igualarse las presiones descenderá de una manera similar a la representada en la gráfica.



Esta gráfica se obtuvo con un ocilosco-pio de la manera ya mencionada. El máximo de presión corresponde aproximadamente al máximo levantamiento de la válvula.

Si se calculan las velocidades tanto de la onda de presión como de los gases por las fórmulas dadas se verá que estas son del órden de los 3000 Km/h. respectivamente, y 800 Km/h.

Al llegar la onda de presión al extremo abierto del tubo de escape se reflejará de una manera análoga a la onda de depresión en el tubo de admisión cambiando de signo y retornando como una onda de decompresión y produciendo al llegar a la válvula un efecto de vacío que ayudará a la extracción de los gases de escape y durante el ángulo de sobre-posición de las levas, a la carga en el cilindro.

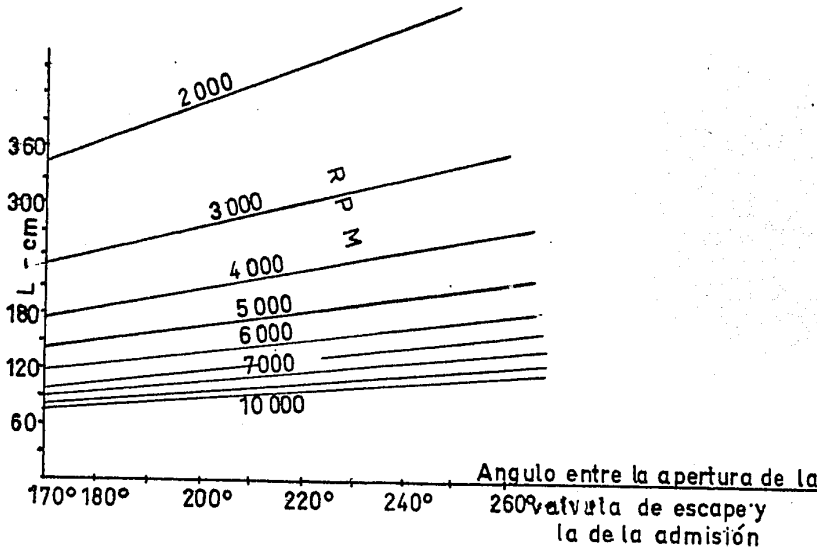
Si el motor está equipado con un compresor para elevar la presión de admisión, aún cuando esto sólo sea ligeramente, el efecto de la llegada de esta onda será nulificado durante el tiempo de apertura simultánea de la válvula, ya que la corriente proveniente del sobrecargador tiende a hacer constante la presión de la válvula de admisión. En estos casos se ha encontrado que lo mejor es tener tubos de escape lo más cortos y rectos posible.

Se ha llegado a establecer una relación simple para la longitud más adecuada de tubos individuales de escape resonantes; esta es:

$$L_{cm} = \frac{4120\ S}{N}$$

en que S es el número de grados de rotación del cigüeñal desde que la válvula de escape abre hasta la admisión hace lo mismo. El diámetro de tales tubos deberá ser el que proporcione la misma área que los orificios de entrada también es necesario evitar dobleces de poco radio. Dicho valor podrá obtenerse también del siguiente monograma. Se han empleado también con éxito lo que se ha llamado megafonos o difusores, en los que el efecto de la discon-

tinuidad del extremo abierto es minimizado al hacer que la presión varié de manera gradual a lo largo del conducto.



LIMITACIONES E INCONVENIENTES.

Las limitaciones de un motor en el que la velocidad útil es muy elevada, son de tal naturaleza que se oponen a las condiciones de operación distintas a aquellas para las cuales fué diseñado.

Por ejemplo si el motor está diseñado para altas velocidades, su árbol de levas dará un ángulo de solapa y de duración de apertura máximos y será imposible conseguir un funcionamiento regular en vacio por debajo de una velocidad relativamente alta, como 1000 r. p. m.

Cuando el límite de velocidad útil trata de llevarse al máximo en el diseño, se llega a un punto en el que, por precisos que sean tanto el

balanceo como el ajuste de las partes móviles, las fuerzas centrifugas y de - inercia llegan a ser de tal magnitud que alguna de las componentes móviles - del motor falla mecanicamente, y es por lo tanto la magnitud de los esfuer-- zos a que se ven sometidas esas partes, y los límites de deformación y las - fatigas de ruptura los que fijan la velocidad límite del motor.

El empleo de un elevado índice de compresión hará necesario el empleo de combustibles de mayor resistencia a la detonación los que son, por razón de su proceso de obtención mas complicado, o por el costo del aditivo empleado, generalmente tetraetilo de plomo, mas costoso. A lo anterior habrá que añadir el hecho de que en ciertas regiones es más difícil su obtención.

La sobrealimentación impone en un motor esfuerzos que producen en sus elementos deformaciones que facilmente pueden sobrepasar el límite -- elástico, como en caso de las bielas, las cuales trabajan como columnas; para disminuir la magnitud de los esfuerzos, se recurre a secciones reforzadas para esas partes. Las cabezas de los cilindros llevan mayor número de tornillos para evitar fugas a través de las juntas, las cuales son más probables debido a las presiones interiores más grandes en un motor sobrealimentado. Las válvu-- las de escape, debido a la mayor cantidad de aire a una mayor temperatura que pasa por ellas, tienden a oxidarse rapidamente, por lo cual se hace necesario el empleo de aleaciones más resistentes a las temperaturas, tales como de acero al cromo o silicio, o al tungsteno, las cuales son mas costosas.

El empleo de alcohol y nitrometano como combustibles, que ciertamente produce un aumento apreciable de potencia con muy pocas modificaciones en un motor ya existente resulta antieconómico ya que a su bajo poder calorífico, que significa consumos específicos aproximadamente 2.5 veces mayores que los de gasolina, aunan un costo mucho mayor por unidad de peso de combustible, por lo que solo se emplea en competencias.

Los sistemas de conductos resonantes para los gases admitidos y expulsados, que pueden producir un efecto de sobrealimentación de aproximadamente 2 lbs./pulg^2 lo cual significa un aumento en la presión de admisión de aproximadamente 10% , a la velocidad de máxima potencia del motor, presenta el inconveniente de requerir un espacio apreciable para los tubos de escape principalmente, y de ser excesivamente ruidosos, y su empleo solo es apropiado donde los anteriores defectos no sean objeccionables.

Puesto que uno de los mayores inconvenientes que se presentan durante la operación de un motor en que la relación de compresión se ha llevado al máximo es la detonación , y esta puede hacer su aparición en la parte de la curva potencia - velocidad en que el par es máximo, a continuación se verán los factores que la gobiernan, y que norman, por lo tanto, el diseño y la operación de el tipo de motores que tratamos.

DETONACION Y PREIGNICION

El proceso de combustión..

Al saltar el arco eléctrico que inicia la combustión, la flama se propaga a partir de la bujía con una velocidad constante en todas las direcciones, aumentando la presión uniformemente en toda la cámara. En la dirección del avance de la flama, la mezcla será comprimida con el consiguiente aumento de temperatura. Si el retardo químico de la combustión termina antes de que llegue la flama, las partes del gas más lejanas encenderán, a lo cual se llama autoignición. Al presentarse esta el proceso se realiza de una manera desordenada y presión se eleva de una forma violenta. Entonces se dice que hay detonación.

Resumiendo lo anterior, la detonación se caracteriza por la autoignición de aquellas partes partes de la mezcla más alejadas de la región donde se inicia de combustión, o sea, de la bujía.

Otra forma de este fenómeno se realiza cuando un motor de alta compresión sobrecalentado enciende la mezcla sin necesidad de la chispa, lo cual es más probable que suceda después de haber funcionado el motor bajo condiciones de ventilación reducida; a esto se llama dieselar.

FACTORES QUE DETERMINAN LA DETONACION.

Son los siguientes:

1.- Temperatura

2.- Densidad

3.- Tiempo de la chispa eléctrica

4.- Combustible

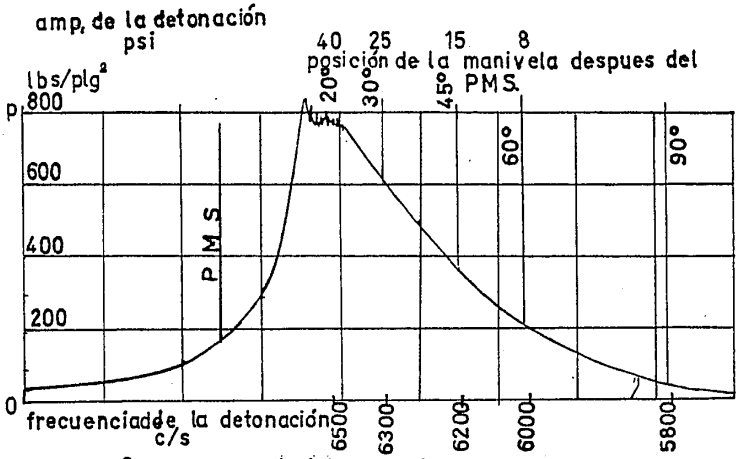
5.- Relación aire/combustible

6.- Presencia de catalizadores o inhibidores

7.- Turbulencia

8.- Velocidad del motor.

En el diagrama presión tiempo siguiente se aprecian las variaciones de presión, cuya frecuencia cambia con las variaciones de volúmen; también se representan dichas frecuencias.



Puesto que la ignición a volúmen constante es la ideal en el ciclo Otto, se puede pensar que la detonación no es un inconveniente serio. - Sin embargo, hay que hacer notar lo siguiente:

1) El impacto en los componentes del motor que resulta de las - presiones muy por encima de las de diseño, pueden ocasionar - fallas de las partes.

2) Es difícil asegurar que la elevación descontrolada de la presión ocurrirá en el punto más favorable del ciclo.

3) Las diferencias de presión en la cámara de combustión causarán vibraciones en el gas y fricción del mismo contra las paredes. Esto reduce la tensión superficial y aumenta la cantidad de calor cedida al refrigerante.

4) Se producen sobrecalentamientos locales.

Por estas razones, la detonación debe evitarse en un motor de combustión interna.

Para evitar la detonación en el motor de ignición a volúmen constante, las últimas partes del gas en ser alcanzadas por la flama deberán tener:

a).- baja temperatura

b).- baja densidad

c).- un retardo químico de ignición grande

d).- una relación aire/combustible mayor o menor que la ideal.

El inciso anterior se deduce del hecho de que las mezclas no ideales son las más inactivas.

Desafortunadamente, cuando las condiciones del motor varian, el efecto del cambio puede reflejarse en más de uno de los factores mencionados; por ejemplo, si se aumenta la relación de compresión, aumentarán simultáneamente la densidad y la temperatura de la porción final. A pesar de es-

ta repetición, enumeraremos las condiciones que más afectan la variable fundamental (densidad, temperatura, etc.)

A).- Factores de temperatura. El aumento de la temperatura de la parte no quemada de la mezcla por cualquiera de los factores siguientes aumenta la posibilidad de detonación;

1).- Aumento de la relación de compresión

2).- Sobrealimentación

3).- Aumento de la temperatura del aire aire admitido

4).- " " " " " refrigerante

5).- " " " " " de las paredes de la cámara de combustión al aumentar la cantidad de mezcla admitida.

6).- Adelanto del tiempo de encendido.

Al adelantar la chispa, el gas resultante de la combustión es comprimido por el émbolo, y por lo tanto la temperatura y la densidad aumentan radicalmente. El retardo del momento de encendido tendrá el erecto opuesto..

La temperatura de la válvula de escape es extremadamente elevada durante la operación del motor (1100° F), y deberá, por lo mismo, localizarse lo más cerca posible de la bujía, para no afectar las partes finales del gas. Estas pueden enfriarse aumentando su área de enfriamiento (cámaras de combustión en forma de cuña).

B).- Factores de densidad.- El aumento de densidad de las par--

tes más alejadas de la bujía aumenta las probabilidades de detonación. Los -- factores que aumentan la densidad son:

1.- La mayor apertura del acelerador

2.- Sobrealimentación del motor.

3.- El índice de compresión (su aumento)

4.- Adelanto del tiempo de encendido

5.- Aumento de la presión amosférica

C).- Factores de tiempo.- Al aumentar el tiempo de exposición - de las partes de la mezcla no quemadas a las condiciones que provocan la - ignición, se promueve la aparición de la detonación. Las causas pueden ser - las siguientes:

1.- Aumento de la distancia recorrida por la flama en la cámara de combustión.

2.- Disminuyendo la turbulencia de la mezcla, lo cual disminuye la velocidad de la flama.

3.- Baja velocidad del motor, lo cual disminuye la turbulencia - y aumenta el tiempo de exposición de las partes finales de la mezcla a --- reacciones anticipadas a la flama.

Si se considera un motor de velocidad constante, la tendencia - a la detonación está relacionada con las dimensiones de la cámara y la posi-- ción y número de bujías.

D).- Las propiedades del combustible y de la mezcla ejercen una influencia preponderante en la aparición de la detonación.- Las posibilidades - de detonación aumentan con los siguientes factores.

1.- Reducción del retardo químico.

2.- Baja temperatura de autoignición de la mezcla.

3.- Proximidad de la relación aire/combustible a la quimicamente ideal.

En motores de alta potencia específica, se utiliza por lo general - una relación aire a combustible mayor que la ideal, con lo que se logra: -- 1° menor tendencia a la detonación, por ser la mezcla quimicamente inactiva, relativamente y 2°, menor probabilidad de que las válvulas de escape se quemen o "flameen" ya que la mayor parte del oxigeno pasará a través de ellas ya combinado quimicamente.

CONCLUSIONES.

La máxima potencia específica se consigue empleando un motor - que reúna las siguientes características:

1.- La necesidad de una eficiencia volumétrica elevada impone - el uso del mayor número posible de cilindros, de tal manera que este queda limitado por la rigidez mínima aceptable del cigüeñal, por lo que el número de cilindros más apropiado es de 8 o 12. También hay que hacer notar que - a medida que aumenta el número de cilindros, la curva par - tiempo se hace más pareja, y disminuye, por tanto, el tamaño del volante necesario.

2.- El requisito de rigidez máxima implica que la disposición de - los cilindros sea en dos filas que formen entre si un ángulo que permita que - los impulsos de los periódos de expansión en los cilindros se sucedan a intervalos iguales, por lo que el ángulo entre las filas de cilindros deberá de ser de de 90° o 180° para un motor de 8 cilindros, y de 60°, 120° ó 180° en el caso de emplearse 12 émbolos. El ángulo más favorable es, en ambos casos — el de 180°, ya que los contrapesos del cigüeñal se pueden eliminar totalmente, excepto por el uso de balanceadores de harmónicas.

3.- La relación D/L deberá ser mayor que 1, ya que de esta - manera se disminuyen las pérdidas mecánicas, y el diámetro de las válvulas - se podrá hacer mayor, aumentando la eficiencia volumétrica.

4.- La cámara de combustión más apropiada es la hemisférica - con la bujía colocada al centro, para disminuír el recorrido de la flama, y por lo tanto la tendencia a la detonación.

5.- Se utilizarán cuatro válvulas por cilindro, dos de admisión - y dos de escape con ángulos de 30° y 45° respectivamente.

6.- Los árboles de levas que gobiernan la apertura y el cierre - de las válvulas deberán de estar colocadas directamente sobre estas, y las levas deberán proporcionar los mayores ángulos de duración de apertura y de - solapa a las válvulas, así como el máximo levantamiento de las mismas.

7.- La relación de compresión deberá ser la máxima que tolere - el combustible disponible, con el acelerador totalmente abierto y a la velocidad en que el motor produzca el par máximo, al haber trazas de detonación.

8.- El método de alimentación de combustible deberá ser uno de inyección directa en la cámara, con un conducto de aire individual por cilindro, y para el escape, un sistema similar.

9.- El enfriamiento será a base de agua, la cual se deberá de hacer circular entre las camisas de enfriamiento y el radiador por medio de - una bomba centrífuga.

10.- El encendido de la mezcla se hará por medio de un magneto que proporcionará el alto voltaje necesario en las bujías, las cuales deberán tener una separación entre electrodos relativamente pequeña.

11.- El uso del alcohol y nitrometano, así como de sobrealimentación y tubos resonantes, estará por lo general, limitado a competencias, por las desventajas prácticas y económicas que presentan, aún cuando existe la -

posibilidad de obtener resultados satisfactorios con un motor sobrealimentado si se emplea, para mover el compresor, la energía de los gases de escape.

BIBLIOGRAFIA.

Internal Combustion engines, Analisys and practice
Edward F. Obert. 2 nd. Editión.

Internal Combustion Engines
V.L. Maleev 2 nd. Edition.

Thermodynamics
Virgil Moring Faires 3 rd. Edition.

Hot Rod Magazine Handbook Quarterly
Fall Edition - 1964.

Car and Driver.- Colección 1955.- 1965

Motor Trend.- Colección 1960 - 1965

Road and Track.- Colección 1960 - 1965

L' Automobile - Colección 1960 - 1965

Motor Life - Colección 1960 - 1965

Waves.- A Mathematical account of common types of wave motion.- C.A. Coulson.- 1955

Motores Térmicos.- R. Martínez de Vedia, 1957