

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**



FACULTAD DE INGENIERIA

**ESTUDIO COMPARATIVO DEL USO DE GAS
L.P. COMO CARBURANTE EN UN MOTOR
A GASOLINA**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)

P R E S E N T A :
GIL MIGUEL CAMACHO LOPEZ

DIRECTOR: ING. ARMANDO MALDONADO SUSANO



MEXICO, D. F.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1994



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 está 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.

Con este trabajo logro hacer realidad una de mis metas más esperadas y por la que junto a mi siempre han estado las dos personas más queridas para mi, apoyandome en todo momento y brindándome su confianza, es por esto que dedico este esfuerzo a mis padres que aun cuando El físicamente ya no está junto a mí, su ejemplo, constancia y dedicación quedó grabado en mi mente y fue un factor muy importante para llegar al final de éste camino. Y a mi madre que siempre me apoyó y encontró las palabras de aliento para continuar con mis estudios en los momentos difíciles. Es por esto que dedico esta obra a ellos y les agradezco el sacrificio que han realizado para abrirme las puertas de la superación.

Gil Miguel Camacho López

I N D I C E

PROLOGO	1
INTRODUCCION	2
CAPITULO I "MOTORES DE COMBUSTION INTERNA"	5
CAPITULO II "COMBUSTIBLES PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA"	84
CAPITULO III "EQUIPOS DE GAS PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA"	102
CAPITULO IV "DESCRIPCION DEL EQUIPO UTILIZADO"	115
CAPITULO V "PRUEBAS EN EL MOTOR"	129
CAPITULO VI "CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES"	139
TABLAS DE RESULTADOS Y GRAFICAS	169
BIBLIOGRAFIA	233

P R O L O G O

Recientemente se ha comentado insistentemente en todos los medios de comunicación la necesidad de utilizar fuentes alternas de energía no contaminantes, una alternativa que es mencionada frecuentemente es el uso de sistemas de gas en motores de combustión interna, estos comentarios proponen a estos sistemas como una de las alternativas óptimas, mencionando que son fuentes no contaminantes, sin hacer un análisis más profundo de todos los factores que intervienen, como son: respuesta mecánica, térmica y niveles contaminantes. En la presente obra se determinan estos factores y se comparan las respuestas de un motor de encendido por chispa utilizando gasolina y gas como combustibles.

El objetivo de este trabajo es comparar mediante un análisis térmico, mecánico y de combustión ambos combustibles, para llegar a determinar las ventajas o desventajas de un combustible con respecto al otro, así como obtener los mejores rangos de operación para ambos combustibles y las condiciones que intervienen durante la operación, para el mejor aprovechamiento del combustible y en un momento dado poder discernir en la utilización de alguno de los combustibles bajo determinadas circunstancias.

INTRODUCCION

Para hacer mas útil el presente trabajo se tomó como prioridad el utilizar un sistema comercial de conversión a gas para motores de gasolina con el fin de poder hacer comentarios y llegar a conclusiones aplicables a sistemas conocidos, el utilizar sistemas comunes facilita el hacer analogías.

A continuación se enlistan las ventajas que presenta uno de los fabricantes de éstos equipos:

- 1.- Se pueden utilizar en cualquier motor de combustión interna, realizando muy pocas modificaciones.
- 2.- En comparación con otros combustibles como la gasolina o el diesel se obtendrá una gran economía al comparar el alto costo del equipo y refacciones para diesel y el precio comparativamente mayor de la gasolina, en el mantenimiento de estos motores.
- 3.- Como el gas L.P. entra en las cámaras de combustión como vapor seco y limpio no diluye el aceite ni tapa los conductos por donde éste debe fluir, por lo que el lubricante dura de cinco a diez veces más en estado satisfactorio que con otros combustibles.
- 4.-No teniendo contenidos de plomo y otros aditivos no contamina la atmósfera ni produce las escamas que se forman en los bordes de las válvulas, por lo que éstas duran mucho más en servicio efectivo.
- 5.- Como su combustión es completa y limpia no deja residuos de

carbón que dañan las paredes de los cilindros y todas las partes móviles del sistema de combustión, ni tapa los conductos por donde circula el aceite lubricante, por consecuencia un motor con gas L.P. dura 3 veces más que uno de gasolina.

6.- Su alto índice de octano permite su uso en motores de alto índice de compresión con lo que se tiene un mejor rendimiento de su contenido térmico, eliminando detonación y/o autoencendido.

7.- El gas licuado de petróleo se maneja y almacena en contenedores herméticos que impiden su evaporación y al mismo tiempo su extracción indebida.

8.- La operación de flotillas se eficienta al disminuir los tiempos muertos por carga de combustibles, simultáneamente aumentando el control del mismo.

9.- La seguridad del usuario aumenta al tener un combustible de ciclo cerrado y contenido bajo presión en volcaduras e incendios.

10.- Las emisiones nocivas se reducen hasta un 88%, ya que la gasolina produce el 3.5% de monóxido de carbono mientras que el gas L.P. produce 1.35%; La gasolina produce 460 ppm de hidrocarburos sin quemar y el gas produce 53 ppm y la gasolina produce 1420 ppm de óxidos de nitrógeno mientras que el gas produce 292 ppm.

Algunos de los comentarios anteriores son evaluados en éste trabajo pero el alcance del presente se limita a características mecánicas globales sin entrar en el estudio de la respuesta de lubricantes en ambos combustibles, desgaste en válvulas u otras características puramente mecánicas, se da un panorama general de la respuesta mecánica a través de evaluaciones indirectas como es

la eficiencia mecánica, pero por el contrario se hace un estudio más profundo de la respuesta térmica y de combustión.

Como se aprecia en el listado de comentarios se propone a los sistemas a gas como la mejor alternativa para el problema de la contaminación y algunos de sus comentarios son erróneos como son los referentes a la combustión, y otros son exagerados como la durabilidad de funcionamiento del motor.

Para la realización de las pruebas de laboratorio se utilizó como ya se mencionó equipos comerciales con algunos sistemas de medición como el freno hidráulico y dos medidores de gasto que no alteran el funcionamiento del motor o el equipo convertidor a gas, además de las modificaciones necesarias para un banco de pruebas.

El diseño de las pruebas de laboratorio emula las condiciones que se demandan a cualquier motor a gasolina, para no perder la objetividad del experimento y así poder hacer las analogías pertinentes.

Los procedimientos de cálculo son los convencionales para este tipo de motores y se han utilizando los criterios mencionados en la bibliografía correspondiente.

Los resultados y recomendaciones son enfocados a dar una idea de las ventajas que se pueden obtener de uno u otro de los combustibles y las condiciones óptimas de operación, sin el afán de llegar a una lista tan ambiciosa como la antes presentada.

CAPITULO I

I.- Motores de Combustión Interna

I.1.- Clasificación de los Motores de Combustión Interna.

Los primeros intentos para construir un motor de combustión interna fueron utilizando pólvora. Barsanty y Matteucci construyeron un motor de émbolo libre, este émbolo se impulsaba verticalmente hacia arriba con la explosión y cuando éste comenzaba a descender por la acción de la gravedad, accionaba un trinquete que estaba conectado a un eje, éste motor es muy difícil de manejar y fueron fabricados y puestos al mercado algunos en 1867.

En 1860 Lenoir propuso y construyó un motor sin compresión, el cual aspiraba gas y aire a presión atmosférica en media carrera y se quemaba la mezcla. La elevación de presión proporcionaba la fuerza motriz para terminar la carrera, retornar el pistón hasta el extremo de la siguiente carrera para expulsar los gases y llevarlo nuevamente hasta el punto de combustión de la nueva carga.

Beau de Rochas en 1862, estableció la teoría y condiciones para conseguir un alto rendimiento y hasta 1876 Otto construyó un motor con éxito llamado motor de Otto silencioso.

Sir Dugald Clerk inventó el motor de dos carreras y estos motores tuvieron una velocidad típica de 200 rpm., el primero en diseñar motores de alta velocidad (1000 rpm.) fue Gotlieb Daimler (Alemán), que daban mayor potencia para un tamaño determinado y trabajaba por medio de un encendido perfeccionado de inflamación

por bola caliente.

En los últimos años el desarrollo de los motores de combustión interna ha sido el más intenso desde su inicio, lo que ha provocado cambios de componentes y sistemas auxiliares, de lo cual se desprende una gran variedad de motores, todos con características diferentes y apropiadas para usos determinados.

Es por esta variación que se hace necesario clasificar los motores de combustión interna.

Existen varios criterios para clasificar los motores de combustión interna, estos criterios varían de acuerdo a los componentes analizados, características, tamaño, combustible, etc.

A continuación se presentan algunas de estas clasificaciones.

CLASIFICACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

1.- Ciclo:

Otto.
Diesel.
Lenoir.
Brayton.

2.- Tipo:

Simple efecto.
Doble efecto.
Pistones en oposición: Manivela única.
Manivela doble.
Pistón buzo.
Pistón con faldón.
Ciclo de dos tiempos.
Ciclo de cuatro tiempos.

3.- Disposición y número de cilindros:

En línea 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12.
En V 2, 4, 8, 12, 16.
Radial 2, 3, 5, 7, 9, 11, 12.
Radial en baterías de 1, 2, 3, 4.
Tipo X.
Tipo de barril

4.- Posición del cilindro:

Horizontal.
Vertical.
Invertido.

5.- Válvulas:

De seta: En la culata.
Cabeza en L.
Cabeza en T.
Cabeza en F.

De camisa.
Rotativas.
Lumbreras.

6.- Ignición:

Chispa Magneto.
Batería.
Compresión.
Cabeza ardiente

7.- Arranque:

Por batería
Por aire comprimido
Por inercia
Por cartucho
Por motor auxiliar

8.- Refrigeración:

Líquida: Revestimiento húmedo
Revestimiento seco
Aire

9.- Alimentación de aire:

Aspiración natural
Sobrealimentación: Accionamiento por engranajes
Accionamiento por turbina

Barrido:

Transversal	Ventilador
En bucle	Pistón
Longitudinal	Carter

10.- Alimentación de combustible:

Carburador: Gasolina
Gas de baja presión (L.P.)
Gas natural

Inyección de combustibles:

Aceite: Sólida
Por aire
Gasolina: Con distribuidor
Directa

Combinación (aceite y gas)

11.- Lubricación:

Carter Húmeda
Carter seca
A presión

1.2.- Ciclos Termodinámicos

1.2.1.- Ciclo Teórico.

Las máquinas de combustión interna necesitan cuatro carreras del émbolo para completar un ciclo de trabajo.

1.-Carrera de aspiración, se introduce combustible y aire en un motor Otto y aire en un motor Diesel.

2.- Carrera de compresión.

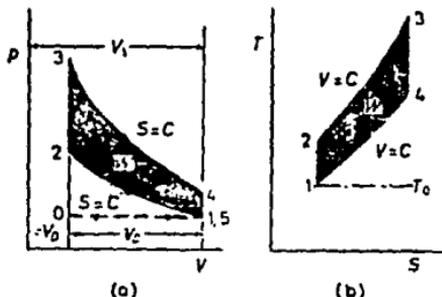
3.- Encendido del combustible por medio de una bujía o por autoignición del combustible (Diesel)

4.- Carrera de expansión, o de trabajo en el cual se efectúa un trabajo positivo.

5.- Carrera de escape o expulsión, los productos de la combustión se sacan del cilindro.

CICLO OTTO ABIERTO

Se supone que el proceso de combustión interna es aquel, en que se supone que el proceso de combustión es instantáneo, en el punto muerto superior, para tener una combustión a volumen constante.



Ciclo Otto.

FIG. 1.1.

En el ciclo ideal la carrera de aspiración 0-1, y la de expulsión 1-0, se compensan una con otra, pues el trabajo bajo 0-1 es igual al de 1-0.

En el caso ideal el calor que se añade al ciclo es igual al trabajo por lo tanto $Q_A - Q_R = W$ donde Q_R es el calor rechazado.

En el ciclo el proceso de 1-2 es el proceso de compresión isentrópico, de 2-3 es el calentamiento instantáneo de la sustancia a volumen constante, de 3-4 es la expansión isentrópica y de 4-1 es el rechazo instantáneo de calor a volumen constante.

En los procesos no fluentes a volumen constante $Q = \Delta U$ y suponiendo que se tienen sustancias con calores específicos constantes se puede encontrar la eficiencia del ciclo de la siguiente forma.

$$Q_{administrado} = U_3 - U_2 = m \int_2^3 C_v dT = m C_v (T_3 - T_2)$$

Rechazado = $U_1 - U_4 = m \int_{T_4}^{T_1} C_V dT = m C_{V4-1} (T_1 - T_4) = m C_{V4-1} (T_4 - T_1)$
 y el trabajo neto $W = \int P dV$

$$W = U_3 - U_2 - (U_4 - U_1) = m C_{V2-3} (T_3 - T_2) - m C_{V4-1} (T_4 - T_1)$$

y la eficiencia:

$$\eta = ((U_3 - U_2) - (U_4 - U_1)) / (U_3 - U_2) = (C_{V2-3}(T_3 - T_2) - C_{V4-1}(T_4 - T_1)) / C_{V2-3}(T_3 - T_2)$$

Si se supone que los calores específicos de 2 a 3 y de 4 a 1 son los mismos.

$$\eta = 1 - ((T_4 - T_1) / (T_3 - T_2))$$

para un proceso isentrópico

$$(T_4 / T_3) = (V_3 / V_4)^{k-1} \quad \text{y} \quad (T_1 / T_2) = (V_2 / V_1)^{k-1}$$

y $V_3 = V_2$; $V_4 = V_1$

$$T_4 = T_3 (V_3 / V_4)^{k-1} = T_3 / r_k^{k-1} \quad \text{y} \quad T_1 = T_2 (V_2 / V_1)^{k-1} = T_2 / r_k^{k-1}$$

donde r_k es la relación de compresión = $(V_1 / V_2) = (V_4 / V_3)$

por lo tanto:

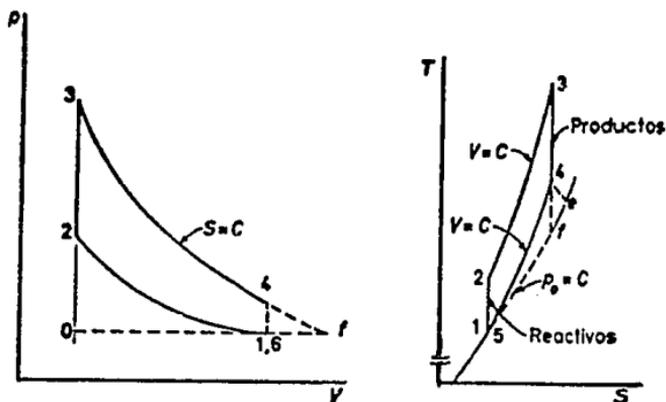
$$\eta = 1 - (1 / r_k^{k-1})$$

El rendimiento del motor real está sujeto a variables como la temperatura inicial y la temperatura final de la combustión y siempre se ha preocupado por perfeccionar los motores aumentando la relación de compresión y cuyo valor se limita por las características de detonación o golpeteo del combustible.

La relación de compresión se varía cambiando el volumen del espacio muerto (volumen del espacio cuando el émbolo está en el punto muerto superior) este volumen se expresa por la fracción respecto a la cilindrada.

$$r_k = (1 + c) / c$$

Si se admite que no hay caída en la presión en el transporte del fluido y se considera que la masa en el cilindro es de 1kg existe una fracción no expulsada de los productos que quedan en el volúmen muerto representada por f , la temperatura de estos gases se toma T_f como la del punto f , de la fig.1.2. suponiendo que estos gases experimentan un proceso isentrópico.



Ciclo abierto.

FIG 1.2.

Desde r a los medios circundantes sólo hay transporte de parte de los gases, en los procesos de aspiración la energía interna molecular en el punto 1 es:

$$U_{r1} = fU_f + (1-f)U_0 \quad (\text{kcal/kg de reactivos})$$

y el trabajo de flujo que entra se cancela con el trabajo sobre los medios circundantes en la expulsión, y U_1 es la energía interna de los productos que permanecen en la cámara, U_0 es la energía interna de la nueva mezcla, $(1-f)$ es la masa neta que entra, finalmente la energía en el estado 1 comprende energía química liberada durante la combustión que entra con el combustible; Entonces la energía total almacenada en 1 es;

$$E_1 = U_{r1} + E_c$$

pero $E_c = r_f/r_a q_l$ donde q_l es el poder calorífico inferior y r_f/r_a es la relación de combustible a reactivos.

Para el proceso 1 - 2 se da trabajo al sistema, para la compresión y la energía total almacenada en 2 es;

$$E_2 = U_{r2} + r_f/r_a q_l - W_{1-2}$$

$$E_2 = U_{r1} + r_f/r_a q_l + U_{r2} - U_{r1}$$

$$E_2 = U_{r2} + r_f/r_a q_l$$

Para la combustión (combustión adiabática) no entra ni sale calor, la potencia calorífica, se convierte en energía interna molecular U_{p3} que relacionándola con la última ecuación

$$r_f/r_a q_l = U_{p3} - U_{r2}$$

suponiendo que no existe disociación, las energías deben medirse a partir de una referencia cero y q_l deberá ser la potencia calorífica a la misma referencia. Si a la última ecuación se multiplica por $1+r_f/a$ donde r_f/a es la relación de combustible a aire, esta ecuación cambia a

$$r_f/a q_l = (1 + r_f/a) (U_{p3} - U_{r2})$$

La energía almacenada en el estado 4 es menor que E_3 en la masa de fluido $W_{3-4} = U_{p3} - U_{p4}$

por lo tanto: $E_4 = E_3 - W_{3-4} = U_{p4}$

Para determinar la temperatura en f

$$T_f/T_3 = (P_f/P_3)^{(k-1)/k}$$

por lo tanto el trabajo neto del ciclo es

$$W = U_{p3} - U_{p4} - (U_{r2} - U_{r1})$$

para un kg de sustancia en el cilindro.

Si se analiza el motor como una máquina de flujo estacionario

$$h_{aire} + r f/a h_f + r f/a E_c = (1 + r f/a) h_e + W - Q$$

el estado es antes que se pierda calor en el sumidero.

Para el ciclo ideal (abierto) y considerando el proceso 4-e adiabático, el calor rechazado es

$$Q_R = U_e - U_5$$

y los productos que salen del cilindro para el ciclo cerrado es

$$Q_r = U_4 - U_5$$

el estado 5 son los productos a temperatura y presión iniciales.

I.2.2.- Ciclo Real

I.2.2.1.- Ciclo Real.

En un diagrama indicador se puede observar que después que se ha completado la carrera de expulsión, la presión en el cilindro es algo superior a la atmosférica. En la carrera de aspiración hay

una pequeña expansión hasta la presión de aspiración menor a la atmosférica debida a la resistencia de rozamiento a la corriente o circulación alrededor de las válvulas y por los canales de paso. La compresión 1 - 2 no es adiabática porque se enfría el cilindro con aire o agua y se absorbe algo de calor. (FIG.I.3.)

El encendido por bujía tiene lugar antes del PMS y se necesita tiempo para que se queme la mezcla.

Las máximas presiones y temperaturas reales en el punto 3 son menores a los valores teóricos porque el émbolo aumenta el volúmen por el movimiento y se reduce la presión. El calor se transmite durante este periodo a la culata del cilindro y paredes, algo de la energía pasa al exterior, en forma de trabajo y la combustión es incompleta por la disociación.

La expansión 3 - 4 no es adiabática debido a la transmisión de calor, para protección del motor. La válvula de escape principia a abrirse antes de que se llegue a el PMI con la manivela a unos 35 a 45 grados antes que llegue a dicho punto, ésta apertura se cambia cuando varía la velocidad, la apertura tardía de ésta válvula elevará la línea de expulsión 4-f-n-0 y por lo tanto una área neta menor encerrada en el diagrama o sea menor trabajo realizado. Algo de los gases quemados quedan en el volúmen del espacio muerto que se diluye con la nueva mezcla.

Existe un ciclo de potencia motriz en sentido horario f-2-3-4 y hay un bucle en sentido antihorario f-n-0-m-1-f que es el trabajo de bombeo de la sustancia. El trabajo neto del diagrama del indicador está representado por el área del bucle en el sentido del reloj menos el área del bucle en sentido contrario al

reloj.

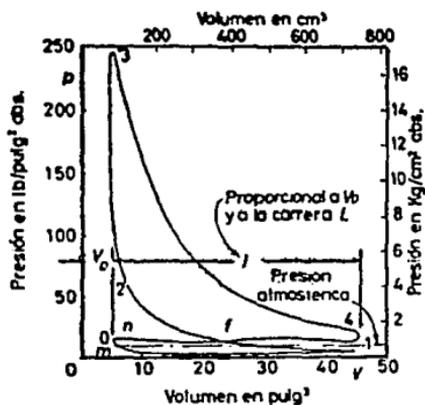


Diagrama del indicador de un motor de automóvil. Relación de compresión; 8.7; 2 000 rpm; vacío en el colector o múltiple de admisión, 432 mm (o bien, 17 pulg.) de Hg; barómetro 737 mm (o bien, 29 pulg.) de Hg; $r_d/r_c = 15.5$; 35° de avance de la chispa, 35° antes de PMI; la potencia indicada por el bucle superior es 43.6 CV (o bien, 43 hp); la del bucle de bombeo es 4 CV o hp.

FIG. 1.3.

1.2.2.2.-Combustión normal.

Fases principales: Preparación o precombustión y combustión. Durante la fase de preparación la chispa proporcionada por la bujía, genera una reacción local, que da lugar a reacciones intermedias las cuales crean las condiciones para la propagación de la combustión.

Cuando salta la chispa se encuentra con el combustible que está ya vaporizado, porque ha sido expuesto al calor de la compresión y está mezclado con el aire necesario para la combustión. Alrededor de la chispa se forma la llama inicial; la combustión se propaga gradualmente a toda la carga según un frente de llama (separación entre la parte de mezcla ya encendida y aquella que aún no lo está). A medida que la combustión avanza y

se completa, la presión en el cilindro aumenta rápidamente, pero de manera gradual.

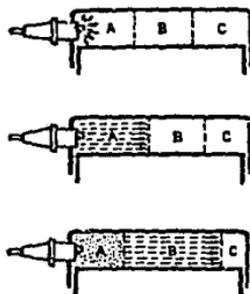
El encendido se produce en el instante deseado como consecuencia de la chispa y las partículas individuales comienzan a quemarse cuando son alcanzadas por el frente de llama y no antes.

El frente de llama se desplaza en la cámara con una velocidad que depende de la velocidad de combustión y de traslación.

La velocidad de combustión se refiere al avance de la reacción química de oxidación del combustible.

La velocidad de traslación se refiere en cambio al movimiento físico del frente de llama con relación a las paredes de la cámara, causada por la diferencia de presiones entre los gases quemados y los que aún están por quemarse. (FIG. I.4.)

Si se divide la cámara de combustión en tres partes A-B-C se supone que la llama avanza de izquierda a derecha. Si la masa de mezcla A está completamente quemada se expande y comprime las partes de mezcla B y C a volúmenes más pequeños.



Traslación del frente de llama debida a la expansión de los gases.

FIG. I. 4.

El frente de llama ha avanzado en la zona A con la velocidad de combustión, y ha sido desplazado como consecuencia de la traslación. Cuando el frente de llama avanza en la zona B, ésta se expande a su vez comprimiendo el gas C a un espacio aún menor, comprimiendo también en cierta medida los gases de la zona A. Si se presupone que el número de las divisiones es infinito el resultado es el de una llama que avanza gradualmente no solo porque se completa la reacción química sino también por efecto de la traslación debida a la expansión de los gases.

Del análisis fotográfico se ha observado que la masa de carga quemada es pequeña y la propagación se debe sobre todo a la reacción química. Los electrodos de las bujías están casi al ras de la pared de la superficie de la cámara y por lo tanto la chispa salta por lo que la reacción es relativamente lenta. Apenas la llama alcanza una zona de mayor turbulencia y afecta a una mayor masa de mezcla, avanza más rápidamente con velocidad más bien constante. Hacia el final del recorrido el volúmen de los gases por quemarse es pequeño, el efecto de traslación resulta despreciable así como también el de la reacción química como consecuencia de la disminución de la turbulencia, por lo que la velocidad de la llama disminuye.

La combustión no se produce instantáneamente en el P.M.S. como está previsto en el ciclo ideal, sino que comienza un poco antes y se desarrolla durante un cierto tiempo después del P.M.S.

1.2.2.3.-Factores que influyen en la combustión.

Turbulencia. La turbulencia consiste en numerosos pequeños vórtices que se forman en el fluido a su paso entre la válvula y el asiento, y del remezclado durante la fase de compresión. La forma de la cámara de combustión influye evidentemente en el grado final de turbulencia.

La turbulencia formada por muchísimos pequeños vórtices es más eficaz que una turbulencia debida a vórtices mayores y menos numerosos. Con el aumento de la velocidad del motor aumenta generalmente la turbulencia y por lo tanto también la velocidad de la llama.

Estratificación. El vórtice generado por la velocidad con la cual el fluido de trabajo entra en la cámara de combustión en general no es tal que pueda hacer la carga homogénea. Y si el movimiento que el fluido asume durante las carreras de admisión y compresión es principalmente rotacional, se forman unos estratos que tienen diferente razón de mezcla.

Razón de mezcla. La velocidad de la llama alcanza el valor más alto cuando la razón aire-combustible es algo más rica que la razón estequiométrica. Si es demasiado rica, la velocidad de combustión disminuye.

Temperatura. Existe para una razón de mezcla determinada, un estrecho intervalo de temperatura dentro del cual la reacción de oxidación es rapidísima. Para temperaturas mayores o menores la

combustión disminuye notablemente.

Presión. Si mayor es la presión en el instante en el que salta la chispa mayor será la dificultad para el comienzo de la combustión, pero mayor será inmediatamente después en la velocidad de propagación.

Humedad. La velocidad de la llama disminuye al aumentar la humedad.

Cantidad de gases residuales. La presencia de los gases residuales hace evidentemente disminuir la velocidad de combustión.

1.2.2.4.-Combustiones anormales.

La combustión es normal cuando comienza en el punto y en el instante en que salta la chispa. Es anormal cuando, una vez saltada la chispa, no avanza de la manera regular antes descrita, o bien cuando no es provocada directamente por la chispa, sino que obedece a otras causas.

Las combustiones anormales se dividen en dos categorías:

- a) Encendido superficial
- b) autoencendido

a) El encendido superficial se origina en puntos excesivamente calientes o en partículas incandescentes sobre las paredes y puede producirse antes o después de saltar la chispa.

b) El autoencendido es un encendido espontáneo de parte o de toda la mezcla, que se verifica como consecuencia de condiciones especiales de presión y de temperatura. En éste caso la combustión se desarrolla con rapidez muy superior a la normal. También el autoencendido puede producirse tanto antes como después de saltar la chispa.

1.2.2.5.-La detonación.

Durante el trayecto del frente de llama en la cámara de combustión la parte de carga más alejada de la chispa está sometida a un aumento de presión, de temperatura y de densidad hasta que se alcanzan las condiciones críticas del autoencendido y para la combustión casi instantánea, es decir, para detonar.

Con la detonación la producción de energía es sumamente rápida y el gradiente de presión en la cámara de combustión es tal que genera vibraciones en la masa de los gases y por lo tanto en las paredes.

Estas vibraciones se detectan acústicamente por el golpeteo.

La detonación puede producirse tanto después de un encendido superficial como después de un encendido regular por chispa; éste último es el caso que sucede más comunmente.

El funcionamiento continuo en estado de detonación puede también conducir a encendidos superficiales. El estado de detonación puede causar el recalentamiento excesivo de determinados puntos y tener la misma consecuencia que una refrigeración insuficiente.

La detonación produce una disminución del rendimiento FIG. I.5

irregularidades en el diagrama de la presión y, sobrecalentamiento de algunas partes, tales que puede producir su destrucción.
 FIG.I.6.

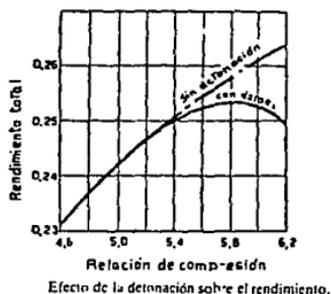


FIG. I. 5.

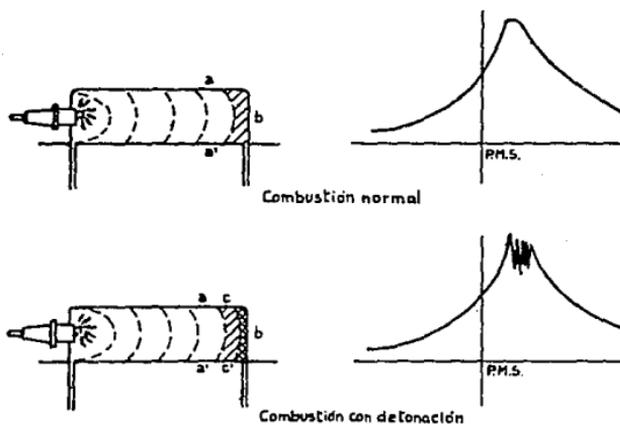


FIG. I. 6.

En general todas las medidas tomadas para reducir la temperatura de la parte de carga más alejada de la chispa son útiles para prevenir la detonación porque reducen las probabilidades de que aquellas alcancen la temperatura crítica de autoencendido. Toda acción adecuada para reducir la densidad de la carga tiende a reducir la detonación porque disminuye la energía desarrollada. Se reduce la posibilidad de detonación con las siguientes medidas:

- 1) Disminuyendo la relación de compresión, por lo que se reducen la presión y la temperatura;
- 2) Estrangulando la apertura del carburador o disminuyendo el grado de sobre alimentación;
- 3) Reduciendo la temperatura de la mezcla a la entrada;
- 4) Refrigerando las paredes de la cámara de combustión especialmente en la zona más alejada de la chispa;
- 5) Retrasando la descarga de la chispa de modo que la máxima presión se alcance más tarde con respecto al P.M.S.;
- 6) Adoptando mezclas ricas o bien pobre para reducir la temperatura de la llama.

I.2.2.6.-Avance del encendido.

La chispa debe saltar antes del P.M.S. como consecuencia del hecho de que la combustión dura un cierto tiempo.

El ángulo que la manivela forma con el eje del cilindro en el instante en que salta la chispa, es el ángulo de avance. La máxima potencia se obtiene con el ángulo de avance que permite alcanzar en el P.M.S. aproximadamente la mitad del aumento de

presión debido a la combustión. Normalmente en esta condición el pico de máxima presión se verifica entre 15° y 25° después del P.M.S.

El valor del avance depende principalmente de la velocidad de propagación de la llama y de la longitud del recorrido que la llama debe realizar para completar la combustión.

El valor óptimo del ángulo de avance varía al variar el régimen del motor, porque la duración de la primera fase de la combustión (baja velocidad) es prácticamente independiente del régimen de rotación del motor. Por esto al aumentar el régimen tiene que aumentar el valor del ángulo de avance.

Generalmente se da un avance hasta un cierto régimen (avance fijo) y después se lo hace crecer gradualmente hasta el régimen de potencia máxima (avance automático). Este resultado se consigue normalmente con un variador centrífugo. La aplicación sólo del variador centrífugo de avance no permite aprovechar todas las posibilidades del motor e incluso a cargas reducidas.

Con cargas reducidas, como la densidad de la carga es menor y la combustión avanza más lentamente, el avance óptimo debería ser mayor que el requerido al mismo régimen pero a plena carga. Por otra parte, puesto que la presión inicial de la carga es pequeña, el peligro de incurrir en el fenómeno de la detonación es mínimo incluso para grandes ángulos de avance. En consideración al hecho de que el motor funciona durante mucho tiempo a cargas parciales, se aplica a menudo un variador de la base por vacío que, siendo sensible a la depresión en el múltiple de admisión, hace aumentar oportunamente el avance cuando la alimentación está

estrangulada. Con la aplicación de la electrónica el sistema de encendido las condiciones óptimas se alcanzan con el control del avance computarizado (mediante una pequeña central electrónica).

1.3.- Sistemas Principales de los Motores de Combustión Interna

1.3.1. Elementos que constituyen un motor de combustión interna.

Cilindro.

Los cilindros de los primeros automóviles se fabricaban en fundición gris pero sufrían un desgaste excesivo. Los regímenes actuales muy rápidos de los motores provocan en los bloques de los cilindros esfuerzos por fatiga, provocando desgaste muy rápido y un mal funcionamiento.

Se ha recurrido a utilizar camisas de acero de nitruración, o fundición cromo-níquel que soporta un mayor desgaste.

El cilindro presenta interiormente la forma de un cilindro recto de base circular, cerrada por su parte superior y perfectamente rectificado, las características del cilindro son; el diámetro y la carrera del émbolo que por regla general se expresa en milímetros. La altura de la parte mandrinada del cilindro es igual a la carrera del émbolo aumentada en la longitud de la parte mandrinada. El émbolo tiene casi siempre más altura que diámetro. En el cilindro, la longitud de la parte calibrada es por lo menos igual a la suma del diámetro y de la carrera.

La cilindrada es el volúmen engendrado por el émbolo cuando recorre completamente su carrera.

$$V = \pi d^2 c / 4 \quad (d, c \text{ en milímetros.})$$

d= diámetro

c= carrera

Cuando el émbolo se halla en la parte superior de su carrera, no toca la culata del cilindro éste volumen (v) es el volumen de la cámara de combustión.

Si se supone que el émbolo en la parte inferior de su carrera contiene $V + v$, cuando el émbolo llegue a su punto muerto superior, el gas ocupará el volumen v . Su presión será según la ley de Mariotte.

$$Q = (V + v) / v \quad \text{relación volumétrica.}$$

que también se conoce como compresión del motor.

En la realidad, al final del período de compresión la presión es más elevada porque su temperatura aumenta en la compresión y esto contribuye a elevar su presión.

Para obtener éste dato experimentalmente se pone el émbolo en la parte más alta de la carrera y se llena el cilindro con aceite hasta tenerlo completamente lleno. Este aceite ocupará el espacio perjudicial solamente resta medir la cantidad de aceite aceptada. Ahora se sitúa el émbolo a la parte baja de la carrera y se repite la operación, ocupando el aceite el volumen $V + v$.

La forma interior de los cilindros, depende en parte de la posición de las válvulas, de su accesibilidad y de su rendimiento térmico, la culata debe ser lo más sencilla posible y tener una superficie de refrigeración reducida al mínimo necesario. Las formas cilíndricas y hemisféricas tienen ventajas pues las válvulas van colocadas en la culata.

Para mejorar la superficie de trabajo de los cilindros se sustituye la pared natural del cilindro por otra postiza de

fundición aleada centrifugada llamada camisa, esta permite el deslizamiento de los émbolos en una superficie pulida pero éste procedimiento se ha abandonado a causa de los progresos en la mecanización automática de camisas en serie.

Los esfuerzos que hay que considerar en la culata de los cilindros son.

Presión: el aumento del grado de compresión tiene forzosamente que aumentar la presión al final de la compresión y la presión de explosión, por ejemplo, si se pasa de una compresión de 10.4 a 12.5 (Kg/cm²) la presión teórica de explosión es de 45.4 a 54.5 (kg/cm².)

Dilatación: Las aleaciones de aluminio tienen un coeficiente de dilatación de 21 a 24 x 10⁻⁶ para temperaturas de 20 a 100°C y para las mismas temperaturas la fundición gris tiene 12 x 10⁻⁶.

Si se impide la dilatación relativa, se provocará en la culata una tensión igual al producto del módulo de elasticidad por el coeficiente de dilatación relativa y por la diferencia entre la temperatura de régimen de las piezas y la que tenían en el momento de su colocación que para el caso de una culata de aluminio puede ser de $7000 \times 9 \times 10^{-6} = 0.063 \text{ kg/mm}^2$ por grado de aumento y si se aumenta 100°C la dilatación creará un esfuerzo de 6.3kg/mm² que es muy alta y por esto no se impide la dilatación, sino que se deja huelgo suficiente entre las clavijas y demás componentes. El huelgo depende de la longitud de la culata.

Embolo

Es uno de los órganos del motor sometidos a mayor fatiga, por

la temperatura a la que está sometido y por los esfuerzos que soporta. El émbolo debe guiarse por sí mismo en el cilindro y tener bastante longitud para que la presión ejercida sobre las paredes del cilindro sea moderada y para evitar esfuerzos por fatiga demasiado grandes, es mejor tener la menor cantidad de masa sin que se pierdan las propiedades mecánicas.

Por su cara superior recibe el choque provocado por la explosión del gas y recibe una presión normal de 25 kg/cm² cuando menos.

A través de sucesivas evoluciones tendientes a eliminar el calor desarrollado en la cámara de combustión se ha llegado al empleo de los émbolos construidos con aleaciones ligeras de silicio o magnesio

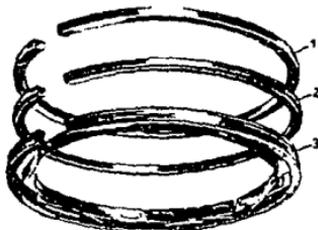
La elasticidad del émbolo se gradúa mediante hendiduras practicadas en la falda y es variable según el tipo de motor. Las hendiduras de la falda tienen que quedar en el costado de la biela en su carrera descendente. El huelgo medio entre la parte inferior de la falda del émbolo y las paredes del cilindro es de 0.01 mm por cada centímetro de diámetro.

Las aleaciones de magnesio permiten una disminución de las fuerzas de inercia del mecanismo biela émbolo, pues representa una disminución de peso de 16.5% pero tiene inconvenientes como un coeficiente de dilatación muy elevado y se pierden sus características mecánicas a elevadas temperaturas.

Anillos o Segmentos.

El ajuste que debe existir entre el émbolo y el cilindro se logra por medio de anillos elásticos cilíndricos de fundición colocados en ranuras en los costados de los émbolos y éstos tienden a ensancharse ejerciendo presión contra la pared del cilindro. La forma de corte de los segmentos no es importante porque la hermeticidad es función del huelgo entre las puntas pero es necesario un huelgo mínimo a causa de la dilatación del segmento más rápida y más considerable que la del cilindro que está mejor refrigerado.

Un inconveniente que se presenta es la penetración de aceite en la cámara de compresión. Para evitar ésta subida del aceite se equipa el émbolo con un anillo llamado rascador. (FIG. I.7)



Serie de segmentos elásticos.

1 Segmento de compresión - 2 Segmento rascador de aceite - 3 Segmento recogedor de aceite (tipo NOVA)

FIG. I.7.

El anillo doble rascador utilizado en algunos motores permite que el aceite se recoja en una garganta circular ahuecada en la cara exterior del anillo.

El anillo va perforado a lo largo de toda su circunferencia permitiendo el paso del aceite detrás de él. El émbolo lleva unos orificios que coinciden con la garganta posterior del rascador y permite que el aceite caiga al carter del motor.

Los anillos no deben tener juego en sentido vertical pero en sentido lateral poseen un juego de aproximadamente 1 mm. para considerar el esfuerzo debido a la oblicuidad de la biela que tiende a empujar el émbolo contra la pared del cilindro y éste esfuerzo lo soporta el émbolo por lo que los anillos entran en éste momento en las ranuras.

Las bielas de los motores casi sin excepción se construye con perfiles "I" y la longitud de ésta es muy variable y oscila entre 3.5 y 4.2 veces el radio del cigüeñal. Es una pieza que trabaja principalmente a compresión.

Válvulas y levas.

Cada cilindro tiene dos válvulas que se abren de fuera a dentro. Cuando una de éstas válvulas de paso en el primer tiempo del ciclo puede abrirse por la sola depresión producida en el cilindro al descender el émbolo ésta válvula se llama válvula libre o automática pero éste sistema se abandonó por el de válvula accionada. La apertura de ésta se logra por un vástago (impulsor) debido a la acción de la leva empuja la espiga de la válvula.

La válvula de escape tiene que ir siempre accionada porque la

presión en el interior en la cámara de combustión es mayor que la atmosférica. Los tres principales elementos que intervienen en la distribución son:

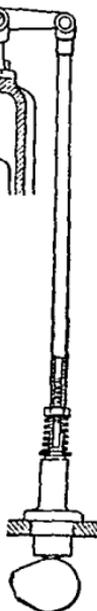
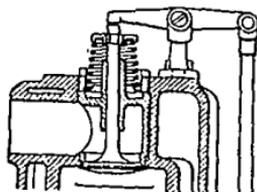
- 1.- Las válvulas que tienen un resorte que las hace volver a su posición de cierre cuando cesa la acción del árbol de levas.
- 2.- Las levas que al entrar en acción abren las válvulas en el instante requerido.
- 3.- Los impulsores elementos intermedios que transmite la acción de las levas a las válvulas. FIG. I. B.



Válvula con sodio para motor de aviación. Seccionada.



Válvula para motor de automovil.



Mando de una válvula con impulsor y balancín.

Engranaje de mando de la bomba de aceite y del distribuidor (Delco)



Levas

Soportes

Árbol de levas.

FIG. I. B.

El espacio situado debajo del asiento de la válvula está comunicado con un tubo M con el carburador o con el tubo de escape.

La leva es un pieza de acero diseñada con un perfil especial que al girar empuja al impulsor directamente o por medio de otras piezas interconectadas haciendo que se accione las válvulas según las necesidades de cada tiempo.

La leva va montada a un eje (eje de levas) que recibe un movimiento de rotación continuo por medio de un engrane (de reducción), este se acopla con el pifón que va montado sobre el árbol motor.

Cada válvula se levanta una vez por cada vuelta de la leva es decir, por cada dos vueltas del motor (motor de 4 tiempos).

Las válvulas pueden ser cónicas y planas; la válvula cónica ofrece un cierre más perfecto y se apoya fácilmente en su asiento, la válvula plana no se centra automáticamente pero permite un mejor paso de los gases que la válvula cónica, ésta relación es aproximadamente de $1/(2^{1/2})$.

Los impulsores son varillas terminadas en platillo o en rodillo que frota sobre la leva. Puede descansar directamente la leva en el impulsor o por medio de otra otra pieza.

Algunos motores llevan las válvulas dispuestas en la culata, con la espiga al aire, vertical o con cierta inclinación. El accionamiento en éstos casos se hace con balancines unidos a los impulsores por un juego de varillas y placas que permiten regresar a la posición inicial tan pronto que termina la acción de la leva.

Es necesario dejar juego entre los impulsores y las espigas de las válvulas para que el cambio de temperatura no afecte el funcionamiento de éstas pero las dilataciones longitudinales son compensadas parcialmente con la dilatación total del motor.

Impulsores hidráulicos de ajuste automático.

Quando la leva empieza a levantar el cuerpo del impulsor éste inicia la subida pero el pistón del impulsor no se mueve hasta que el aceite comprimido en la cámara oprime la bola contra su asiento venciendo la presión de aceite de la cámara exterior y ascienden el cuerpo y pistón y el impulsor actúa sobre la válvula correspondiente.

Al descender el cuerpo del impulsor baja también la presión de la cámara interior hasta que la bola se levanta de su asiento y el pistón desciende bruscamente, y el aceite penetra de nuevo en la cámara interior por el conducto.

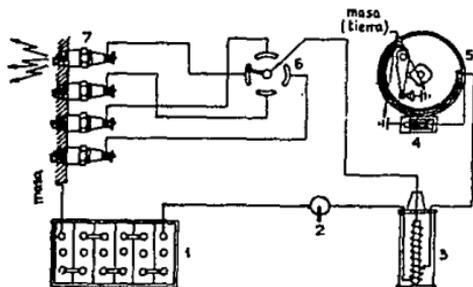
Con el objeto de disminuir el número y la importancia de los órganos entre el eje de levas y las válvulas se transmite en algunos motores el movimiento de las válvulas por medio de uno o dos ejes de levas dipuestos encima de los cilindros y se transmite el movimiento desde el cigüeñal por medio de un eje vertical que lleva dos pares de engranajes cónicos.

En éstos casos se puede transmitir por dos ejes giratorios y no por balancines de peso elevado cuya inercia limitaría la velocidad del motor.

I.3.2.-Encendido.

I.3.2.1.-Encendido a batería y distribuidor (Delco).

La energía se obtiene de una batería FIG.1.9.generalmente mantenida cargada por un alternador conectado en paralelo.

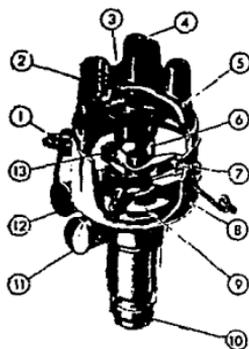


Esquema de encendido a batería y distribuidor.

1. Batería - 2. Interruptor - 3. Bobina - 4. Condensador - 5. Ruptor - 6. Distribuidor - 7. Bujías.

FIG. I.9.

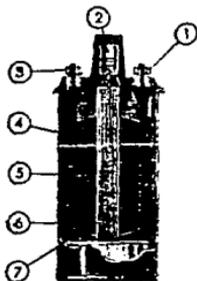
Los platinos, el distribuidor y el condensador están reunidos en un conjunto único llamado distribuidor de encendido FIG.I.10. el elemento que eleva el voltaje, es la la bobina. (FIG. I.11.)



Distribuidor de encendido o cabeza Delco.

1. Contacto baja tensión - 2. Toma de corriente para cable de bujía - 3. Escobilla distribuidora - 4. Contacto de llegada cable de alta tensión - 5. Tapa del distribuidor - 6. Leva de 4 lóbulos - 7. Ruptor de puntas platinadas - 8. Cuerpo del distribuidor - 9. Masa centrífuga del avance automático - 10. Empalme del árbol de mando - 11. Grasera - 12. Condensador - 13. Manílo del ruptor.

FIG. I. 10



Bobina de encendido.

1. Contacto cable de baja tensión al ruptor - 2. Toma corriente de alta tensión - 3. Contacto cable de baja tensión a la batería - 4. Devanado primario - 5. Devanado secundario - 6. Núcleo de hierro dulce - 7. Aislante.

FIG. I. 11

En el distribuidor, los contactos de los platinos no giran, sino que oscilan articulados en un pasador fijo a la carcasa o cuerpo: el eje de mando lleva una leva que durante la rotación produce, con sus salientes, los movimientos de los contactos. Las variaciones del grado de avance se consiguen haciendo girar todo el cuerpo del conjunto del distribuidor en torno del árbol de la leva.

El eje del distribuidor es generalmente impulsado en los motores para automóvil por un eje que toma el movimiento, mediante engranajes helicoidales o directamente, del árbol de la distribución (eje de levas).

La variación del avance puede conseguirse manual o automáticamente. El segundo sistema se ha generalizado, consiste en un pequeño regulador centrífugo de masas rotantes, instalado en el mismo distribuidor. La variación del avance por acción centrífuga está a veces integrada también con una variación del avance controlada por la depresión de aspiración del motor mediante una membrana y palancas (bomba de vacío).

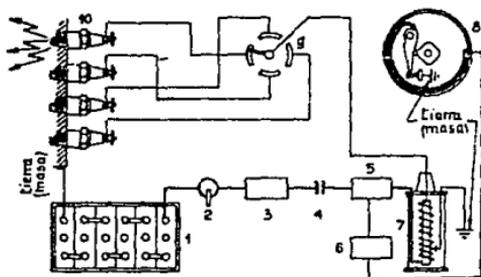
Independientemente del grado de avance, la apertura de los contactos debe verificarse en el instante más favorable al ciclo termodinámico: el conjunto de las operaciones necesarias para sincronizar en el momento del montaje el movimiento del árbol motor con el del distribuidor se llama "puesta a tiempo".

1.3.2.2.-El encendido electrónico o batería.

Los motores de automóvil alcanzan regímenes de rotación muy elevados; los de carreras pueden alcanzar 12000 / 13000 rpm y por lo tanto una frecuencia de chispas de 1200 / 1300 por segundo (motores de 12 cilindros). Estos motores, de alta relación de compresión, necesitan chispas de alta potencia. Para resolver el problema y solucionar algunos defectos que el sistema tradicional a batería y distribuidor presenta incluso en los motores de los automóviles normales se ha recurrido a la electrónica.

El sistema de encendido electrónico ha sido desarrollado para conseguir mejores resultados, como el sistema de descarga capacitiva y el sistema sin contactos (platinos, "breakerless").

El primero, cuyo esquema se muestra en la FIG. 1.12. se basa en la utilización de la descarga de un condensador en el circuito primario de la bobina.



Esquema de encendido a descarga capacitiva.

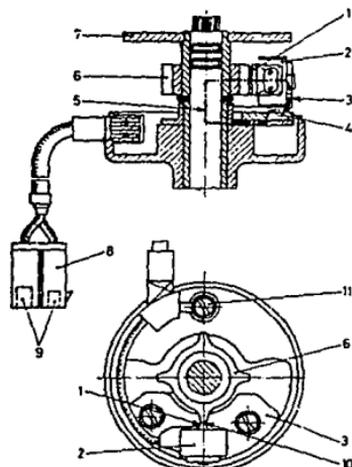
1. Batería - 2. Interruptor - 3. Convertidor - 4. Condensador de descarga - 5. Diodo controlado
6. Circuito de descarga - 7. Bobina - 8. Ruptor - 9. Distribuidor - III. Buja.

FIG. 1. 12.

En los períodos de cierre de los contactos de los platinos el condensador es cargado por el convertidor-elevador de la tensión; al abrirse los platinos el condensador se descarga, a través de un diodo controlado, sobre el devanado primario de la bobina de encendido en cuyo secundario se genera la alta tensión que hace saltar la chispa entre los electrodos de la bujía. Las características de la descarga son tales que permiten evitar dispersiones de energía, por lo que, la chispa mantiene características muy elevadas, capaces de asegurar la regularidad de marcha del motor incluso en las más severas condiciones, como cuando la tensión en la batería es muy reducida (hasta la mitad), o las bujías están sucias.

El sistema tiene su punto débil en el ruptor mecánico que tiene que interrumpir la corriente con frecuencias muy altas y asegurar la exacta fase del momento del encendido.

El sistema sin platinos fue concebido para solucionar este inconveniente. En él la señal de mando del encendido es transmitida por medio de captadores o impulsores que sustituyen los contactos platinados. Estos captadores son generalmente de tipo magnético. Su principio de funcionamiento es el siguiente: la leva con el martillo en el distribuidor es sustituida por un dispositivo comparable a un pequeño alternador con tantas expansiones polares como cilindros tiene el motor; la corriente proporcionada es pulsante y está en fase con el cigüeñal. Los impulsos son amplificados y modificados de modo que las señales sean adecuadas para controlar un circuito a descarga de condensador del tipo ya descrito. (FIG. I.13.)



Sección parcial de un generador de impulsos Marelli.

1. Capetador - 2. Bobina para circuito magnético - 3. Soporte fijo - 4. Imán permanente - 5. Campo magnético -
 6. Rueda pletar - 7. Avance automático - 8 y 9. Conexiones con la central electrónica -
 10. Entrehierro - 11. Tornillo para el cable de masa.

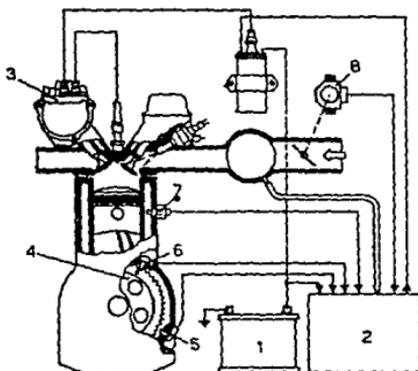
FIG. I.13.

En las instalaciones de encendido transistorizado más perfeccionadas los impulsos son transmitidos a una central electrónica que amplifica las señales y ordena la interrupción de la corriente primaria de la bobina para generar la alta tensión del secundario. (FIG.I.14.)

La central incluye un sofisticado y preciso sistema electrónico de variación del momento de encendido según los diferentes regímenes de rotación del motor. También es posible, con sensores especiales que envían a la central una señal de detonación incipiente, variar el momento de encendido para evitar la detonación.

Las ventajas del sistema electrónico sobre el mecánico derivan de la enorme precisión con la que se puede hacer saltar la chispa en el instante más cercano al óptimo en las diferentes

condiciones de funcionamiento del motor, obteniendo en consecuencia los mínimos consumos.



Esquema de encendido electrónico.

1. Batería - 2. Central electrónica - 3. Distribuidor de alta tensión - 4. Disco dentado - 5. Sensor de velocidad - 6. Determinador del punto de referencia - 7. Sensor de la temperatura del agua - 8. Interruptor para mariposa.

FIG. 1.14.

1.3.2.3.-Bujías.

La bujía tiene la función de conducir la corriente de alta tensión al interior del cilindro y producir la chispa. Está formada por: (FIG. 1.15.)

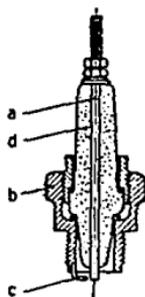
1.- un vástago **a**, constituido por dos partes de material diferente (aleación de níquel la parte que forma el electrodo aislado y que se prolonga hasta cerca de la mitad de la bujía, bronce el resto) y conectado mediante cable aislado a un contacto del distribuidor;

2.- un cuerpo **b** de acero, formado con frecuencia por dos piezas atornilladas entre sí, una de las cuales tiene la rosca para fijar la bujía a la culata del motor. Los diámetros de uso común para

la rosca son de 14 y 18 mm.;

3.- uno o más electrodos de masa c (generalmente de níquel o de aleaciones de níquel) puestos en el cuerpo b (la distancia entre el electrodo de masa y el aislado es del orden de magnitud de 0.5 mm);

4.- un manguito aislante d que rodea el vástago central y está fijado al cuerpo.



Esquema de bujía de encendido.

FIG. 1.15.

Una bujía debe evaluarse en base a las siguientes características:

a) **Mantenimiento de la presión**: la hermeticidad entre cuerpo y asiento queda asegurada mediante una guarnición de cobre; entre cuerpo y aislante mediante anillos también de cobre, y entre aislante y vástago mediante sellantes adecuados.

b) **Resistencia del aislante a las sollicitaciones mecánicas, eléctricas y térmicas.** Los aislantes son de cerámica. A la categoría de los aislantes de cerámica pertenecen la **esteatita** (una variedad de talco $H_2Mg_3(SiO_3)_4$ que puede trabajarse al torno), la **sillimanita** (También un silicato: Al_2SiO_5), el **corindón sinterizado** (óxido de aluminio puro).

c) **Propiedades térmicas:** para que la bujía funcione de manera correcta, la temperatura de la parte que sobresale en el interior del cilindro tiene que oscilar entre 770 y 870°K (497 y 597°C). Las condiciones térmicas dependen, con todas sus consecuencias, de la razón entre la cantidad de calor absorbida y la cedida al exterior, es decir, de la capacidad de disipar el calor recibido. El índice de esta capacidad autorefrigerante se llama **grado térmico**; como medida de comparación se toma el tiempo que, en un motor dado emplea la bujía para llegar hasta la temperatura que produce el autoencendido. Las bujías de alto grado térmico se denominan **bujías frías**; las que tienen bajas cualidades autorefrigerantes **bujías calientes**; en base a esta clasificación se tiene toda una serie de bujías de comportamiento diferente.

Los motores a mezcla pobre a los cuales tiende hoy la producción automovilística exigen una tensión de encendido especialmente alta y por lo tanto un aislante de gran estabilidad.

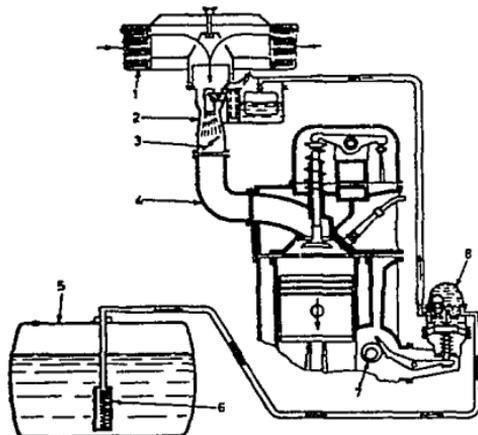
Como la energía de la chispa tiene que ser mayor, los electrodos de la bujía tienen que ser especialmente resistentes a la erosión.

De aquí la tendencia a progresivas mejoras de los materiales usados en ellas.

I.3.3. Alimentación de Combustible.

I.3.3.1. La alimentación por depresión y por inyección.

La alimentación de los motores ECh se realiza por medio de un conjunto que comprende, además del depósito del combustible, las siguientes partes: (FIG. I.16.)



Esquema del circuito de alimentación con carburador.

1. Filtro de aire - 2. Carburador - 3. Mariposa del carburador - 4. Colector (o múltiple) de aspiración - 5. Depósito de la gasolina - 6. Filtro del depósito - 7. Leva del árbol de levas - 8. Bomba mecánica para la alimentación de la gasolina.

FIG. I.16.

- el filtro de aire y el múltiple de admisión (o aspiración);
- la bomba del combustible con filtro y tuberías;
- el dispositivo para mezclar el combustible y el aire y regular el caudal.

Este dispositivo es la parte más importante y sofisticado del sistema de alimentación, puesto que de él depende la rapidez y la precisión de la respuesta del motor a los mandos y a las exigencias del servicio.

Dos son los principios adoptados:

Con el primero la gasolina es introducida y mezclada con el aire que pasa por el conducto de admisión por efecto de la

depresión creada en él por la aspiración y se trata del carburador tradicional.

Con el segundo la gasolina es introducida bajo presión por medio de inyectores, es decir, por inyección.

Desde sus orígenes los motores de encendido por chispa funcionaron por carburación. Sólo desde hace algunos años la investigación encaminada a reducir las emisiones nocivas y los consumos ha iniciado la aplicación de la inyección.

Hoy en día el tipo de alimentación por inyección más difundido es a baja presión en los conductos de aspiración por medio de inyectores dispuestos cada uno cerca de la válvula de admisión de cada cilindro. Se le llama también **multichorro** (multipoint) para distinguirlo del más reciente **carburador a inyección** en el cual se disponen uno o más chorros como en el carburador tradicional. Esta disposición se llama en inglés "single point".

1.3.3.2. Circuito de aire y combustible - Filtros, bombas.

Los filtros de aire más convenientes son de elementos de papel especial o bien de baño de aceite. Los requisitos esenciales son: (FIG. 1.17)

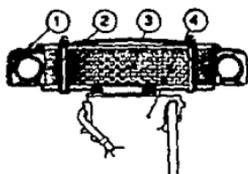
1) alto rendimiento filtrante, es decir, capacidad de retener o incluso las partículas más diminutas. Con los filtros de papel o de baño de aceite puede alcanzarse un rendimiento del 98% al 99%;

2) buen poder de acumulación, es decir, posibilidad de funcionar por largos periodos sin necesidad de ser limpiado o cambiado;

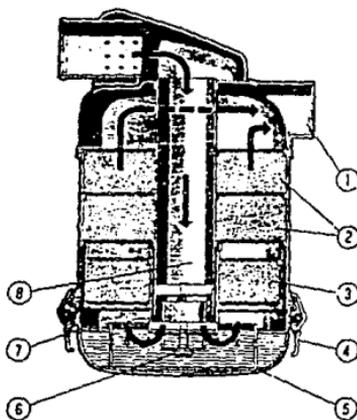
3) baja pérdida de carga; normalmente 150 / 200 mm H₂O.

Para los motores de automovil el filtro de aire está generalmente pensado de modo, que también sirva como silenciador

para reducir el ruido producido por el flujo pulsante en la entrada, el llamado ruido de aspiración. El silenciador consiste, generalmente, en una o más cámaras de resonancia adecuadamente dimensionadas.



Sección de un filtro de cartucho, con silenciador, para motor de automóvil.
1. Cámara silenciadora - 2. Cartucho filtrante recambiable - 3. Cámara de aspiración - 4. Carburador.



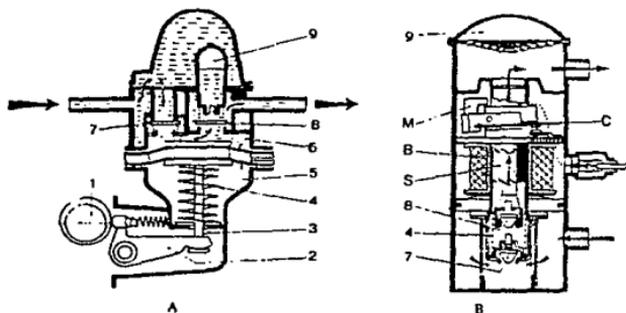
Filtro de aire de baño de aceite.

1 Salida del aire filtrado - 2. Elemento filtrante superior fijo - 3. Elemento filtrante inferior móvil - 4. Ganchos de unión de las dos partes del filtro - 5. Recipiente del aceite - 6. Tornillo de retención del filtro inferior - 7. Nivel del aceite - 8. Conducto de entrada del aire.

FIG. 1. 17.

En los autos de competencia se usa a veces la *toma de aire dinámica*, constituida por un tubo captador del aire que, aprovechando la presión generada por la velocidad, hace más eficiente la alimentación del motor.

Para conducir el combustible desde el depósito al motor se emplean bombas de diferentes tipos. Cuando se puede instalar el depósito en posición más elevada que el carburador, se puede prescindir de la bomba. Para los motores de automovil se usan especialmente bombas de membrana o de émbolo sencillas y poco costosas. (FIG. I. 18.)



Bombas de alimentación de carburante: mecánica. A; eléctrica. B.

1. Leva del árbol de levas del motor - 2. Palanca intermedia - 3. Vástago - 4. Revolve de regulación de la presión de envío - 5. Membrana de cierre - 6. Membrana para bombear el carburante - 7. Válvula de aspiración - 8. Válvula de envío - 9. Cámara de aire - M) Imán permanente - C) Contactos - B) Bobina eléctrica - S) Émbolo de bomba.

FIG. I. 18.

La membrana, generalmente de tejido especial de alta resistencia, pulsa por acción de una palanca impulsada por el árbol de levas. El mando puede ser eléctrico (tipo Auto-Flux o Autopulse) y en tal caso se emplea un electroimán. También se usan bombas eléctricas rotativas de varios émbolos o bien de rodillos, como en el caso de los sistemas de inyección.

Las bombas eléctricas tienen la ventaja de poder ser puestas en movimiento antes que el motor, por lo cual la gasolina alcanza el carburador con anticipación y el motor puede arrancar más rápidamente sin derroche de energía de la batería. Por otra parte

pueden instalarse lejos del motor y de los tubos de escape para evitar la formación de burbujas de vapor por efecto del calor. También pueden estar sumergidas en el depósito.

Para eliminar las partículas extrañas que podrían encontrarse en la gasolina o en el circuito y ser causa de obturación de los pequeños agujeros del carburador o de los inyectores, se insertan en el circuito pequeños filtros de papel en recipientes de plástico generalmente transparentes. Antes se usaban filtros de vaso que permitían controlar visualmente la presencia de partículas extrañas.

1.3.3.3. El carburador.

El carburador; debe cumplir las siguientes funciones:

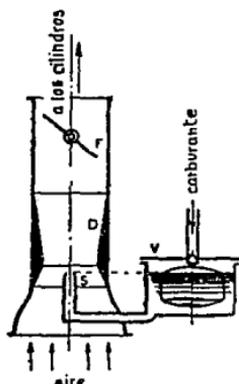
- 1) dosificar la gasolina de modo de obtener la razón de mezcla (razón en masa combustible/aire) que satisfaga las condiciones de funcionamiento del motor;
- 2) pulverizar la gasolina y mezclarla homogéneamente con el aire.

Para explicar cómo funciona se referirá a la FIG. I.19. que representa el esquema más elemental posible de un carburador vertical, tal como se usaba en los viejos motores con válvulas laterales. Está constituido por las siguientes partes:

- a) un depósito llamado cuba V, donde el carburante es mantenido a nivel constante;
- b) un difusor D en forma de tubo Venturi;
- c) un surtidor S del cual fluye el carburante reclamado por la depresión que se genera en la sección más estrecha del Venturi;
- d) una válvula F (generalmente de mariposa), situada después del surtidor, que sirve de órgano de regulación de la cantidad de aire y por lo tanto de mezcla que se introduce en los cilindros.

La cuba a nivel constante sirve para mantener el nivel del combustible aproximadamente a la altura del surtidor. Esto se consigue mediante un flotador construido de delgada chapa de bronce, o de corcho barnizado, o de plástico, que actúa directamente, o mediante una pequeña palanca, sobre una válvula cónica; la válvula se abre en cuanto el nivel desciende y deja

entrar más carburante.



Principio del funcionamiento del carburador.

FIG. I.19.

Este sistema tiene la ventaja de ser bastante sencillo y sólo en raras ocasiones da lugar a irregularidades de funcionamiento por defecto en el cierre de la válvula o por sensibilidad a las acciones dinámicas. Para los automóviles la forma y la posición del flotador en el carburador, y del surtidor con respecto al flotador, se escogen de modo que el nivel con relación al surtidor se mantenga correcto incluso en subidas o en curvas.

El difusor (o Venturi) sirve para crear a la altura del surtidor la depresión necesaria para la aspiración del carburante.

Según la posición del difusor y la dirección del flujo del fluido el carburador se denomina *horizontal* o *vertical*; *invertido* cuando el flujo está dirigido de arriba hacia abajo. Este es el más difundido en el sector automovilístico por razones de espacio y porque el movimiento del flujo se ve favorecido por la gravedad.

El diámetro de la sección más estrecha del Venturi se escoge de modo que, a bajo número de revoluciones, la velocidad del aire sea aún suficiente para aspirar carburante del surtidor, y a alto número de revoluciones, no sea demasiado fuerte para no rebajar excesivamente el rendimiento volumétrico y por lo tanto la

potencia. El límite máximo de la velocidad media del aire (para corriente de aspiración considerada uniforme) es, para los motores de 4 y de 6 cilindros, de alrededor de los 120 m/s.

Los dispositivos especiales para aumentar el grado de pulverización (cuerpos de choque, rejillas finísimas, ventiladores o hélices accionadas por el aire aspirado, etc.), son generalmente inútiles o perjudiciales porque aumentan la resistencia al paso del aire reduciendo por lo tanto el rendimiento volumétrico del motor.

El caudal del surtidor está determinado por el diámetro de la esprea. La esprea está generalmente constituido por un pequeño tornillo desmontable, provisto de un agujero calibrado, situado en el conducto que lleva el combustible al surtidor. El diámetro de la perforación, llamado *diámetro de la esprea*, es una de las dimensiones características del carburador y se expresa en centésimas de mm (80/100, 125/100, etc.). Variando el diámetro del calibre se puede enriquecer o empobrecer la mezcla y variar dentro de ciertos límites las prestaciones y el consumo del motor, o bien permitir el funcionamiento con carburantes de densidad y poder calorífico diferentes del normal (etanol, benzol, etc.).

La *válvula* para la regulación del caudal de la mezcla es, en la gran mayoría de los casos, del tipo de *mariposa*; en algunos tipos de carburador tiene forma de compuerta o de macho cilíndrico, o de cuña. La forma de la *válvula* puede tener importancia para la regularidad de funcionamiento del motor durante las variaciones de régimen.

Regulación automática de la razón de mezcla.

El caudal Q y la velocidad de flujo V están relacionadas con la diferencia de presiones y con el peso específico γ según la expresión:

$$Q = C_q * A * V = C_q * A * (2H/\gamma)^{1/2}$$

donde C_q es el coeficiente de reducción del caudal y A es la sección del flujo. La expresión es válida tanto para el aire como

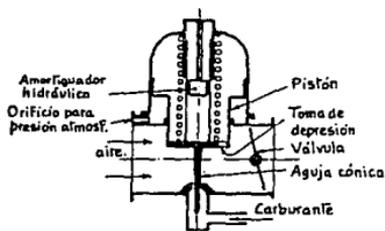
En la FIG. I.20. se ilustra el funcionamiento de este carburador; la acción de la espreea principal P regulado para la dosificación adecuada para el máximo número de revoluciones, es corregida mediante una espreea secundaria y compensador C que enriquece la mezcla a regímenes bajos.

La espreea compensadora C descarga en el pozo de aceleración R, abierto a la atmósfera y que comunica con el conducto del carburador mediante un surtidor subsidiario puesto en paralelo con el surtidor principal.

La espreea compensadora C no es afectado por los efectos de la depresión que existe en el difusor y eroga un caudal que depende solamente de la columna de carburante, y por lo tanto es constante cualquiera que sea el régimen del motor. La mezcla formada por la espreea compensadora es por lo tanto más pobre cuanto más alto es el régimen del motor.

2) Carburador de aire suplementario (Krebs-Pallas).

La mezcla, dosificada para los regímenes bajos, es empobrecida a los regímenes altos mediante aire aspirado por una lumbrera colocada después del difusor y mandada automáticamente por la misma depresión producida por la aspiración (krebs). El sistema da lugar a inconvenientes por el movimiento de algunos órganos (resortes, válvulas, etc.) y ha sido útilmente perfeccionado en la solución Pallas con la adición de una espreea de aire corrector además de la espreea de aire principal normal. (FIG. I.21.)



Carburador de aire suplementario (Krebs-Pallas).

FIG. I.21.

3) Carburador de aire antagonista (Solex- Weber)

La mezcla, también aquí dosificada para los regímenes bajos, es empobrecida para los altos regímenes mediante aire que, aspirado por la misma depresión, actúa antagonicamente al combustible. Este aire, con un dispositivo especial, puede ser finamente subdividido para formar con el carburante una emulsión que mejora la formación de la mezcla. El dispositivo, llamado emulsionador, es corrientemente usado en los carburadores para vehículos terrestres y para aviación. (FIG. I.22.)

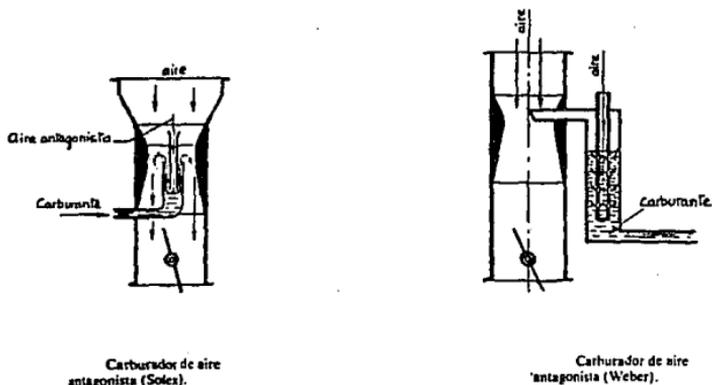


FIG. I.22.

4) Carburador de difusores múltiples.

Difiere de los normales por la presencia de dos o tres tubos venturi montados en serie de modo que la sección terminal del más pequeño coincida con la sección mínima del difusor más grande. El surtidor está puesto coincidiendo con la sección mínima del difusor más pequeño (FIG. I.23.). Las ventajas de este tipo de carburador son:



Carburador de doble difusor.

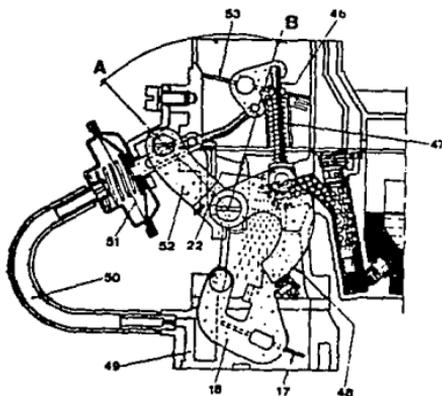
FIG. I.23.

- 1) mayor velocidad del aire y consiguiente mayor depresión en el calibre a las bajas velocidades y en la aceleración;
- 2) por la presencia de un cojinete anular de aire entre los difusores, las partículas líquidas de carburante no entran en contacto con las paredes del cuerpo en el tramo más frío y por lo tanto no se depositan en él;
- 3) mayor homogeneidad de la mezcla, y por lo tanto mejor distribución de ésta entre los cilindros.

I.3.3.4. Dispositivos del carburador para el arranque, el régimen mínimo y la aceleración.

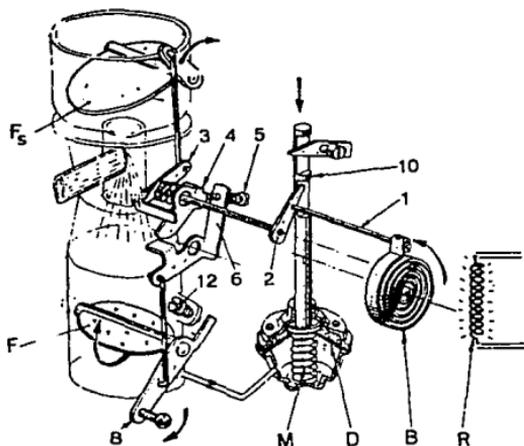
Para el arranque en frío es necesario que la mezcla sea muy rica para compensar las condensaciones que con facilidad se producen sobre las paredes frías de los conductos y de los cilindros.

Los dispositivos ideados con este fin, comúnmente llamados ahogador, se distinguen en dos categorías: con mariposa suplementaria de estrangulación y con carburador auxiliar. En el primer caso una **mariposa suplementaria** dispuesta antes del surtidor restringiendo el conducto del aire expone el surtidor a una fuerte depresión que hace salir una cantidad abundante de carburante. En el segundo caso un pequeño **carburador auxiliar** está colocado en paralelo con el principal y actúa por la fuerte depresión que en éste se verifica cuando mediante un mando especial se pone la mariposa en la posición de mínimo. (FIG. I.24)



Carburador WEBER tipo 32 ICEV (automóvil FIAT Ritmo).

Arranque — Con la palanca (52) en la posición (A) la mariposa (53) obstruye la toma de aire del carburador mientras que mediante la leva (52) y la palanca (18), la mariposa (17) se abre parcialmente (mínimo velocidad). El surtidor (22) eroga por tanto una mezcla idónea para permitir un pronto arranque del motor. Con el motor en marcha, la depresión abre parcialmente la mariposa (53) contra la acción del resorte calibrado (47). La depresión existente después de la mariposa (17) a través del canal (49) y el conducto (50), actúa sobre el dispositivo de membrana (51), provocando un ulterior descenso del título de la mezcla, permitiendo una marcha regular del motor. Alcanzada la temperatura de régimen, el dispositivo se desconecta completamente. Posición (B): la mariposa (53) es mantenida completamente abierta por el tirante (46), mientras la mariposa (17) es puesta en la posición de mínimo normal. — **Arranque del motor**. Se conecta completamente el dispositivo de arranque tirando de la maneta a fondo, posición (A). — **Puesta en efecuencia del vehículo**. Durante el período de calentamiento del motor, incluso con el vehículo en movimiento, el dispositivo se desconecta gradualmente. — **Marcha normal del vehículo, dispositivo desconectado** — Posición (B) en cuanto el motor ha alcanzado la temperatura de régimen.



Dispositivo de arranque con mariposa suplementaria (starter) semiautomático.

Comentarios. A motor tras, la espiral bimetalica B desplaza el pasador 1 y la palanca 2, unida con la palanca 3 que cierra la mariposa suplementaria excentrica F_s. Estos movimientos se producen cuando el conductor aprieta a fondo el pedal del acelerador que actúa sobre la palanca 5. De esta manera el tornillo 10 se alza de la leva 4 permitiendo al resorte bimetalico hacer girar la palanca 3. Antes del arranque del motor, la mariposa F_s está cerrada. **Arranque y aceleración.** A motor en marcha, la depresión bajo la mariposa principal F aumenta y hace desplazar el diafragma D y el vástago 11. El desplazamiento del mismo provoca la apertura parcial de la mariposa 1, para adecuar el título de la mezcla en la fase de calentamiento, venciendo la fuerza del resorte M y del bimetalico B. Cuando el acelerador se aprieta más, la depresión bajo la mariposa F se reduce, el resorte M hace retroceder el vástago 11, y la apertura de la mariposa F_s es regulada solo por el bimetalico B. **Exclusión.** Con el motor en movimiento, el calor del calefactor R es transmitido al resorte bimetalico que reduce gradualmente la fuerza sobre la mariposa F. Esta se abre reduciendo el entrapamiento de la mezcla. A temperatura de régimen el bimetalico lleva la mariposa F a la posición vertical. El calefactor R es normalmente una capota en la cual circula agua caliente o aire aspirado en las crecientes del múltiple de escape.

FIG. 1.24.

Tanto el sistema de mariposa suplementaria como el del carburador auxiliar pueden ponerse en condiciones de funcionar, en el momento del arranque, por un mando manual, o bien automáticamente, mediante un resorte bimetalico sensible a las variaciones de temperatura ya sea del aire calentado por el múltiple de escape o del agua de refrigeración del motor.

También para la marcha al mínimo es necesario, como se sabe, que el carburador proporcione mezcla rica. Puesto que el surtidor principal da un caudal escaso y la velocidad del aire es demasiado baja para poder arrastrar consigo el carburante, se pone remedio aprovechando el hecho de que, estando la válvula de mariposa casi

completamente cerrada, se tiene, después de ella, una fuerte depresión. Esta última es utilizada para aspirar el carburante de un surtidor especial (surtidor de mínimo o ralenti) o bien de una derivación del surtidor principal.

La regulación de la dosificación del mínimo, además de con la elección del diámetro de la espreea respectiva, se efectúa mediante un tornillo de regulación de la mezcla aspirada por el motor; la regulación del régimen de funcionamiento al mínimo se consigue mediante otro tornillo, que permite abrir lentamente la válvula de mariposa del carburador.

También para las fases de aceleración se debe recurrir a una erogación suplementaria de carburante. Durante estas maniobras se tiene en los conductos de aspiración un brusco aumento de presión (de 0.3 a 0.9 bares) que obstaculiza la evaporación; además, dada la baja velocidad inicial del aire y la resistencia debida a la inercia del líquido, el aumento de caudal requerido de la espreea principal se produce con un cierto retraso, por lo que sin un enriquecimiento adecuado de la mezcla el motor tardaría en alcanzar el régimen deseado o incluso tendría tendencia a detenerse. Se instala por esto una pequeña bomba de aceleración de membrana o de émbolo, cuya acción se explica pulverizando carburante a través de un conducto especial.

La bomba de aceleración es mandada junto con la mariposa, y actúa sólo para rápidos movimientos de ésta; por lo tanto puede ser causa de consumo elevado en caso de frecuentes aceleraciones rápidas, como en el tráfico de ciudad.

Los carburadores pueden ser de un solo cuerpo o bien de dos cuerpos, raras veces de cuatro. Los más usados son los de doble cuerpo. Generalmente se les aplica a múltiples de admisión diseñados de modo de alimentar con cada difusor uno o dos o bien, como máximo, tres cilindros. En el motor de cuatro cilindros, las dos mariposas de doble cuerpo (primario y secundario, que incluso pueden ser de diferente diámetro), se abren con diferentes ángulos al variar el régimen.

Los carburadores de varios cuerpos aseguran un mayor rendimiento volumétrico y una alimentación más regular y

homogénea, ya que cada cilindro o grupo de cilindros puede ser alimentado independientemente.

Un carburador se caracteriza por la dimensión del diámetro interior del flange de unión al motor.

Para un cálculo aproximado del diámetro a adoptar puede servir la fórmula:

$$D = 0.4 * ((V*n)/K)^{1/2} \text{ en mm.}$$

donde V es la cilindrada en litros, n es el número máximo de revoluciones y K es el número de los cuerpos (canales de aspiración provistos de difusor) del carburador.

I.3.3.5. La carburación y las exigencias del vehículo.

Como se sabe, la mayor parte de los motores ECh están destinados a la propulsión de autovehículos, embarcaciones, aviones. Se desprende de ello que la carburación, sea ella a depresión o a inyección, debe corresponder a especiales exigencias relativas a la confiabilidad y a las condiciones ambientales.

Se enumeran ahora brevemente las exigencias de los motores:

1) el flujo del combustible debe mantenerse regular incluso cuando el motor está sometido a violentas acciones dinámicas causadas por cambios repentinos de dirección y de velocidad;

2) la mezcla debe mantenerse homogénea incluso para grandes caudales (dispositivo emulsionador);

3) la dosificación debe ser constante incluso al variar la temperatura y la presión atmosférica (corrector altimétrico automático);

4) se debe poder enriquecer la mezcla en el régimen de plena potencia (enriquecedor automático). Uno de los efectos del enriquecimiento es el de impedir peligrosos recalentamientos de las válvulas, de los pistones y de las culatas cuando al motor se le piden potencias superiores a las normales;

5) para los motores provistos de compresor se hace necesario limitar la apertura de la mariposa a cotas inferiores a las de potencia normal para evitar una excesiva presión de alimentación (limitador automático de la presión de alimentación);

6) es necesario causar, mediante mando manual o automático, la detención rapidísima del flujo de carburante para evitar peligros de incendio;

7) es indispensable un adecuado calentamiento del carburador y de los conductos, en especial para los aviones a gran altura (dispositivo de calentamiento).

1.3.3.6. Los conductos de admisión de la mezcla.

Los conductos deben satisfacer las siguientes condiciones:

- 1) mantener la mezcla homogénea y estable durante el trayecto;
- 2) alimentar de igual manera todos los cilindros;
- 3) hacer que el rendimiento volumétrico sea lo más alto posible en las diferentes condiciones de funcionamiento del motor.

Se considera primero el caso del motor monocilíndrico de 4 tiempos. Durante un cierto tramo de la carrera de aspiración la columna de fluido que llena el conducto adquiere un movimiento acelerado y después, por inercia, se mantiene aún en movimiento durante el primer tramo de la carrera de compresión y continúa entrando en el cilindro hasta que la presión en éste, iguala la correspondiente a la energía cinética del fluido que entra. Cuando el conducto es muy largo, este efecto, debido a la inercia, puede prolongarse a un tramo mayor de la carrera de compresión. Si la válvula se cierra cuando el efecto de la inercia aún se hace sentir, el fluido en movimiento se acumula contra la válvula misma y por consiguiente nace una onda de presión reflejada que es causa de una disminución del rendimiento volumétrico y, en ciertos casos, de carburación irregular. En cambio, si la válvula se cierra en el instante en el que termina el efecto de llenado debido a la inercia de la columna de fluido, el rendimiento volumétrico asume su valor máximo compatible con el diseño y el régimen del motor.

Está claro que en los motores de régimen fijo es posible asignar al conducto una longitud tal que las pulsaciones estén sincronizadas con el movimiento de la válvula, mientras que en los

motores de régimen variable es posible obtener el sincronismo sólo para un régimen determinado.

Recordando que el área de la sección del conducto ha de ser tal que produzca una velocidad de la mezcla tan constante como sea posible y suficiente para mantener su homogeneidad. Esta velocidad está en la práctica comprendida entre 50 y 120 m/s para el régimen máximo.

En los motores pluricilíndricos el problema es más complejo porque, por razones obvias, generalmente no es posible ni conveniente instalar un carburador por cada cilindro. En general los cilindros son alimentados en grupos de 4 en los motores de 8 cilindros, de 3 en los de 6 cilindros, y de 4 o de 2 en los de 4 cilindros y el carburador puede ser de cuerpo único o doble. Por esto cada grupo de cilindros es alimentado mediante un conducto llamado colector o múltiple en el cual la corriente de fluido está sometida al efecto de las aspiraciones de los diferentes cilindros que se suceden según el orden de encendido.

Cuanto mayor es el número de los cilindros alimentados por el colector (en los motores de 4 tiempos) menos se siente el efecto pulsante en el carburador, porque la superposición de las aspiraciones individuales regulariza la aspiración de modo análogo a aquél al que se ha aludido a propósito de la regularización del par motor.

Sin embargo no es fácil obtener una buena distribución de la mezcla entre diferentes cilindros. Esto depende también del hecho de que en el carburador no siempre es posible alcanzar una completa pulverización y vaporización de la gasolina a todos los regímenes, por lo que la mezcla que pasa por los conductos de aspiración contiene una parte de gasolina líquida en forma de pequeñas gotitas. Estas gotitas tienen una inercia mayor que la mezcla gaseosa y la dirección de su movimiento origina diferencias en la razón de mezcla de los distintos cilindros, relacionadas con la forma de los conductos y con la posición de cada cilindro.

Cuando el conducto está frío, se forma un delgado estrato de gasolina líquida adherido a la pared interior y esto contribuye a

crear una mala distribución de la mezcla.

El inconveniente se evita en parte mediante el calentamiento de los conductos. Esto causa sin embargo la expansión del fluido y reduce por lo tanto la masa de la carga causando una pérdida de potencia. En muchos motores el calentamiento de los conductos se consigue mediante los gases de escape; en otros, mediante el agua de refrigeración.

Está claro que, como se dijo antes, los problemas de los que se ha hablado aquí se evitan con la alimentación por inyección en cada cilindro.

Para aprovechar todas las ventajas posibles adoptando ajustes de la distribución muy amplios, como en el caso de los motores para coches deportivos y de carrera o para motocicletas de varios cilindros, es necesario hacer que, en el tramo de eventual traslado entre las fases de aspiración de dos cilindros, éstos no estén alimentados contemporáneamente por el mismo carburador. En efecto, si al abrirse la válvula de admisión -la cual se abre mucho antes del punto muerto superior- un cilindro es puesto en comunicación con el colector en el cual existe, en ese momento, una cierta depresión (producida por la aspiración que está ejerciendo el otro cilindro), el efecto de succión producido por la columna de los gases quemados que salen por la válvula de escape ya no es suficiente para aspirar hacia el cilindro, desde el conducto en depresión, el gas fresco antes de que el pistón comience la verdadera fase de aspiración. Es principalmente por esta razón que, en los casos mencionados, para alimentar separadamente los diferentes cilindros se adoptan varios carburadores o carburadores de cuerpos múltiples, o bien un inyector por cada cilindro.

El material usado para la construcción de los colectores de los motores para automóvil es generalmente el aluminio o la fundición. Los conductos de aspiración y de escape pueden estar dispuestos en el mismo lado del motor o en lados opuestos; la primera disposición facilita el calentamiento de la mezcla mediante los gases de escape y la regulación del calentamiento mediante un colector orientable que restringe el paso de los gases

de escape alrededor del conducto de admisión.

En los motores de 4 tiempos es buena norma que un carburador de un solo cuerpo no alimente más de 4 cilindros para no crear excesivas diferencias de longitud entre los diferentes conductos. También se usan carburadores de doble cuerpo para motores de 4 y de 6 cilindros.

Para automóviles deportivos, cuando no se prefiere la inyección, se adopta un carburador o cuerpo de carburador por cada grupo de 2-3 cilindros o se recurre a la alimentación independiente de cada cilindro mediante un carburador o cuerpo de carburador para cada uno.

1.3.3.7.-Inyección de gasolina

En los motores para autovehículos la carburación por inyección se ha desarrollado progresivamente primero bajo el empuje de las investigaciones sobre mejores prestaciones y después, recientemente, para reducir las emisiones nocivas y el consumo de combustible.

La inyección tiene la ventaja potencial de un mayor rendimiento volumétrico, por la ausencia del tubo Venturi y del calefactor en la entrada del aire, y por lo tanto también de un menor consumo, un mayor par motor y mayor potencia. Además hace posible realizar una dosificación precisa de la gasolina en relación a la carga en toda la gama de revoluciones y en las fases de transición.

Otras ventajas son la ausencia de formación de hielo, el fácil arranque en frío, ninguna forma de condensación de gasolina, ningún problema en el caso de fuertes aceleraciones positivas o negativas cualquiera que sea la posición del motor, no siendo necesaria la cuba de nivel constante característica de los carburadores tradicionales.

Las desventajas son el costo más alto y la mayor complejidad.

La **inyección directa** en la cámara de combustión presenta problemas funcionales y tecnológicos no indiferentes:

- la presión de inyección tiene que ser alta
- el tiempo de duración del chorro muy breve
- el inyector debe resistir la temperatura elevada del interior

de la cámara, por lo que la fabricación es necesariamente extremadamente precisa, con tolerancias muy estrechas, y las piezas deben ser robustas, relativamente pesadas; en definitiva, el costo resulta más bien elevado.

La inyección directa fue adoptada con éxito durante la Segunda Guerra Mundial por las empresas alemanas Daimler-Benz y Junkers en motores ECh para aviones de caza con un sistema compuesto por la bomba de émbolos y los inyectores, similar, con las adaptaciones adecuadas, al de los motores Diesel rápidos.

Se ha visto cómo para los motores de aviación la Stromberg, americana, resolvió entonces el problema de manera más sencilla y económica con la inyección indirecta, es decir con el carburador a inyección. De esto se derivan los sistemas de inyección indirecta usados hoy en día incluso en los motores automovilísticos.

La inyección indirecta se realiza en los conductos individuales de admisión a los cilindros o en la entrada del colector donde normalmente se aplica el carburador tradicional. Ella presenta las siguientes ventajas:

- presión relativamente baja
- no requiere de una bomba impulsada mecánicamente en fase con el motor
- los inyectores no están sometidos a altas temperaturas.

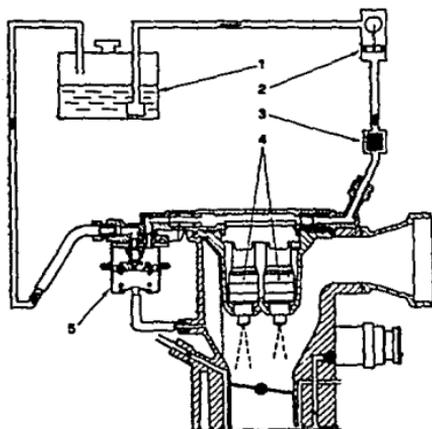
La inyección puede ser de dos tipos:

- *multíchorro*, es decir, con un inyector correspondiente a cada válvula de admisión cercano a la entrada;
- *monochorro en el carburador a inyección*, es decir, con inyección en un solo punto (single point) a la entrada del colector de admisión de la mezcla.

La posición más racional es evidentemente cerca de la válvula de admisión: la influencia de las aspiraciones de los demás cilindros se hace sentir de manera despreciable: despreciable es también la condensación de la gasolina que se evapora al contacto con la válvula de admisión relativamente caliente; es mínimo el riesgo de una desigual distribución del combustible entre los

cilindros. Por estas razones la inyección con un inyector por cilindro se ha impuesto y es la más difundida en los automóviles europeos.

El carburador a inyección, comúnmente llamada en inglés *single point*, fue desarrollado para reducir el costo del sistema de inyección. En efecto, éste puede ser aplicado también en motores diseñados para funcionar con carburador tradicional a depresión. (FIG. I.25.)



Esquema de carburador a inyección (*single point injection*).
1. Depósito - 2. Bomba de combustible - 3 - Filtro - 4 Electroinyectores - 5. Válvula de regulación de la presión del carburante.

FIG. I.25.

En comparación con la inyección multichorro presenta el inconveniente común a los carburadores que alimentan diferentes cilindros, es decir, de una imperfecta distribución de la mezcla.

El carburador a inyección fue adoptado por primera vez por la General Motors y por la Ford en los automóviles modelo 1979, y después por otros fabricantes de autos en los USA y en Japón.

En Europa los mayores méritos en este sector deben atribuirse a la Bosch que desarrolló en Alemania la inyección a baja presión tanto multichorro como *single point* con regulación de la

dosificación, tanto mecánica como electrónica.

Los dispositivos realizados por la Bosch han sido llamados; K-Jetronic el de control mecánico, D y L-Jetronic los de control electrónico.

En el sistema K-Jetronic la inyección es continua y la bomba eléctrica de carburante proporciona la presión de 4.7 bar que se reduce a 3.3. bar cuando llega a los inyectores. En los sistemas D y L-Jetronic la inyección es intermitente entre 2 y 3 bar según el motor variando en relación con la presión en el conducto de admisión. También Weber ha desarrollado sistemas similares.

I.3.3.8. Alimentación a gas.

La alimentación a gas tiene aplicaciones tanto en los motores estacionarios como en los montados en vehículos. Funcionalmente no existe ninguna diferencia entre las dos aplicaciones. En los motores estacionarios, usados a menudo donde existe una red de distribución o en los lugares de producción de gas, el aprovisionamiento no presenta dificultades. Para los autovehículos se necesita un depósito que pueda asegurar una cierta autonomía. Las posibles soluciones son dos:

- 1) comprimir el gas en cilindros;
- 2) producir el gas por medio de un generador instalado en el vehículo.

Se examinan separadamente estos dos casos y sus aplicaciones.

Se pueden usar gases comprimidos a unos 200 bar, como el gas de alumbrado, el gas de alto hormo y especialmente el metano. Conviene comprimir al máximo el gas para aumentar la autonomía. El gas más importante es el **metano** (CH₄). Este tiene muchas características adecuadas para el empleo en vehículos; su energía térmica (3.433 KJ por litro de mezcla) es sólo ligeramente inferior a la de las gasolinas. La resistencia a la detonación, la homogeneidad y la estabilidad de la mezcla (consecuencias de la naturaleza gaseosa del combustible), la facilidad de arranque y de aceleración son características favorables a su uso.

El sistema de alimentación se compone de:

- a) Cilindros a 200 bar dispuestos aislados o en grupos, desmontables o fijos, unidos a un conducto principal mediante válvulas;
- b) una válvula principal accionable desde el interior del vehículo;
- c) un reductor regulable de presión dispuesto generalmente bajo el cofre (capo).
- d) un mezclador que tiene las funciones del carburador;
- e) una válvula de descarga accesible que permite el reaprovisionamiento incluso sin remover los cilindros.

Procediendo por analogía, la válvula principal corresponde a la válvula de la gasolina.

El reductor-regulador de presión es de dos etapas de presión; en la primera etapa la presión se reduce a 1 o 2 bar y en la segunda, al valor de la depresión en el conducto de aspiración del motor, y se mantiene constante independientemente de la presión variable de los cilindros. El regulador está generalmente provisto de una membrana, como elemento sensible a las variaciones de presión que actúan sobre sus caras y puede contener algunos dispositivos capaces de variar la dosificación de la mezcla y de mezclar el gas con una cierta cantidad de aceite lubricante para asegurar la buena conservación del motor.

El mezclador es comparable a un carburador a inyección, simplificado, en lo que se refiere a la erogación del combustible. Está provisto de la normal válvula de mariposa y de otra válvula antes de la esprea (automática o bien accionada en paralelo a la anterior) cuya función es la de crear la depresión sobre la esprea a bajos regímenes.

La relación de compresión más adecuada para los motores alimentados a metano es de 8 a 10.

Para conseguir un buen rendimiento volumétrico y térmico es aconsejable proveer también a la refrigeración del colector de aspiración, al uso de bujías frías (para reducir los peligros de preencendido debidos al aumento de la relación de compresión) y al

aumento del avance del encendido (para compensar la menor velocidad de propagación de la llama en comparación con los motores a gasolina).

Son necesarias unas adecuadas precauciones de montaje y pruebas precisas por razones de seguridad para evitar accidentes debidos a la alta presión en los tanques y en las tuberías y a las posibles filtraciones de gas dentro del vehículo. Un obstáculo para la difusión del sistema de alimentación a metano es el volumen y la masa de los cilindros, que inciden notablemente en la capacidad de carga útil y en la autonomía del vehículo.

Para los automóviles la reducción porcentual de la capacidad útil al pasar a la alimentación a metano es aún más importante: la masa de la instalación resulta como promedio de unos 140 kg para una autonomía de 300 km, es decir, equivalente a la masa de 2 personas.

1.3.3.9. Sobrealimentación.

Sobrealimentación significa la introducción en los cilindros de una masa de aire, y por lo tanto también de combustible superior a la que el motor puede aspirar naturalmente. Mediante la sobrealimentación es posible aumentar la potencia sin variar la cilindrada y el número de revoluciones, o bien obtener la misma potencia con una cilindrada menor y por lo tanto con un motor de dimensiones y peso inferiores.

El aumento de potencia puede entonces ser muy importante si la sobrealimentación es poderosa. El límite está dado por el comienzo de la detonación, por lo que, en general, es necesario reducir la relación de compresión, es decir, aumentar el volumen de la cámara de combustión. Como el aire por efecto de la compresión y de los rozamientos, se calienta y su densidad disminuye, se recurre, para remediar esto, a un intercambiador térmico que, intercalado entre el compresor y los cilindros, reduce la temperatura a un nivel suficientemente bajo.

Un motor ECh, cuando está sobrealimentado, está sometido a sollicitaciones térmicas y mecánicas notablemente más altas que las que corresponden al funcionamiento a aspiración natural, por lo que, para alcanzar el mismo grado de fiabilidad, debería ser adecuadamente reforzado en las piezas más sollicitadas con aumento de las dimensiones o el empleo de materiales de mayor calidad.

Sistemas de sobrealimentación y sus aplicaciones.

Los compresores se pueden clasificar en dos categorías: **centrífugos y volumétricos**. Los centrífugos consisten esencialmente en un rotor centrífugo y un difusor. Este forma parte de la carcasa en forma de caracol. Los volumétricos pueden ser de lóbulos, de paletas o de pistones.

El compresor volumétrico siempre está accionado mecánicamente.

El centrífugo puede estar accionado mecánicamente o bien por medio de una turbina que aprovecha la energía de los gases de escape. En el primer caso el compresor extrae del motor la potencia necesaria para su funcionamiento; en el segundo la sobrealimentación se consigue recuperando en parte la energía de los gases de escape, que es casi gratuita. El conjunto de la turbina y el compresor centrífugo se llama **turbocompresor** o **turbosoplador** o sencillamente **turbo**.

Los **compresores impulsados mecánicamente** han encontrado aplicación en los motores de aviación y en algunos automóviles deportivos.

Los **volumétricos**, de lóbulos, o más raramente de paletas, han sido adoptados en algunos tipos de motores para vehículos. Puesto que el caudal de aire varía aproximadamente en proporción lineal con la velocidad de rotación, se logra obtener un grado de sobrealimentación bastante constante en el rango normal de funcionamiento y por lo tanto un desarrollo bastante estable de la curva del momento torsor, lo que resulta especialmente importante para los vehículos son el ruido, la necesaria precisión en la fabricación, la delicadeza y la complejidad del mando.

El **turbocompresor** o **turbosoplador** además de la ventaja de utilizar parte de la energía térmica de los gases de escape, energía que de otro modo se perdería, presenta la ventaja fundamental de ser fácilmente aplicable a cualquier motor. El

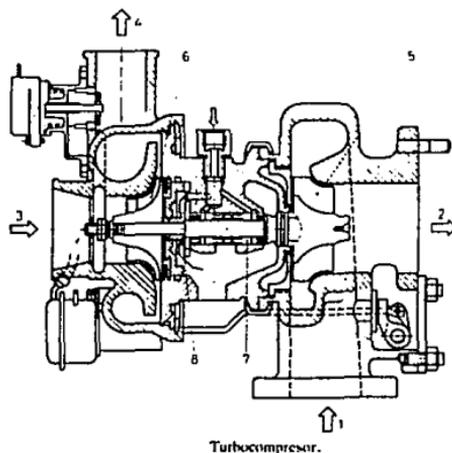
balance económico de ejercicio de un motor sobrealimentado con turbocompresor resulta en conjunto favorable, porque comporta sólo una leve substracción de potencia del motor, debida al aumento de la contrapresión en el escape.

El turbocompresor.

Perfeccionado gracias a la experiencia adquirida en sus siempre más numerosas aplicaciones a los motores Diesel de todas las dimensiones, el turbocompresor es hoy en día usado también para sobrealimentar motores de encendido por chispa de automóviles de carrera o de los turismos más sofisticados.

La alimentación a inyección, por otra parte, ha permitido que sus aplicaciones sean más ágiles y racionales.

El turbocompresor es el resultado del acoplamiento de un compresor centrífugo y de una pequeña turbina de flujo centrípodo. Los dos rotores están montados en los extremos de un eje único que gira en dos soportes lisos dispuestos entre los rotores mismos, por lo que éstos trabajan en voladizo. (FIG. I.27.)



1) Entrada de gases de escape - 2) Salida de gases de escape - 3) Entrada de aire fresco - 4) Envío al colector de aspiración - 5) Rotor turbina - 6) Rotor compresor - 7) Cojinete radial - 8) Cojinete axial.

FIG. I.27.

Los gases de escape provenientes de uno o más conductos entran en el caracol de la turbina y de ahí son distribuidos a los espacios radiales del rotor centrífugo. Con el movimiento rotatorio de éste la entalpía de los gases a alta temperatura es transformada en energía mecánica que, transmitida al rotor centrífugo del compresor, comprime el aire en los conductos que llevan a los cilindros.

El turbocompresor es un mecanismo sencillo, pero el diseño y la construcción son extremadamente refinados.

La alta temperatura de los gases, más alta que la de los motores Diesel, las reducidas dimensiones de los rotores y la altísima velocidad de rotación implican el uso de materiales de alta calidad y métodos especiales de fabricación. Las empresas especializadas que se han dedicado a la producción en serie han tenido que resolver delicados problemas tecnológicos relativos a la forma de los álabes de los rotores, a su resistencia a las altas sollicitaciones térmicas y dinámicas, a la lubricación de los cojinetes y a su refrigeración.

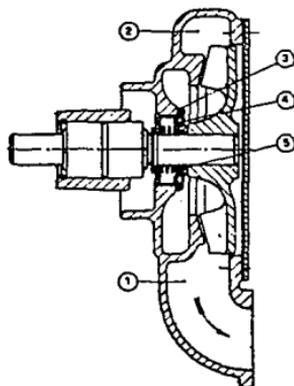
Las investigaciones se orientan hacia la fabricación del rotor de la turbina en materiales cerámicos.

Para pequeños motores de automóvil se fabrican turbocompresores con el rotor de la turbina de un diámetro de apenas 50 mm, o incluso menor, que pueden alcanzar o superar la velocidad de 160 000 rpm.

I.3.4. Sistema de Enfriamiento.

I.3.4.1. Organos de refrigeración. Bomba de agua.

Las bombas de agua se usan en el sistema de refrigeración por circulación forzada. Siempre son del tipo centrífugo, porque son sencillas y adecuadas para obtener grandes caudales con pequeñas elevaciones. Son aspirantes o impelentes según en el circuito estén después o antes del motor. Están formadas por un cuerpo, casi siempre de fundición o de aluminio fundido, que comprende el conducto de entrada y el de salida de agua y contiene el rotor. (FIG. I.28)



Bomba de agua con junta de sellado fijada al cuerpo de la bomba.

1. Salida de agua - 2. Colector en espiral - 3. Envoltura de chapa delgada - 4. Elemento de goma -
5. Anillo de grafito.

FIG. I.28.

El agua entra por el centro y frontalmente al rotor y es centrifugada por éste hacia el colector en espiral.

El movimiento es transmitido a la bomba desde el cigüeñal, generalmente por medio de una transmisión de correa, algunas veces por medio de una cadena o de engranajes.

Las dimensiones de la bomba dependen del caudal que ésta debe erogar y de la elevación necesaria para compensar las pérdidas de

carga a través del circuito de refrigeración.

La pérdida de carga total a través del circuito de refrigeración, cuando no puede medirse experimentalmente, puede preverse en base a datos ya conocidos de otros motores.

Radiadores

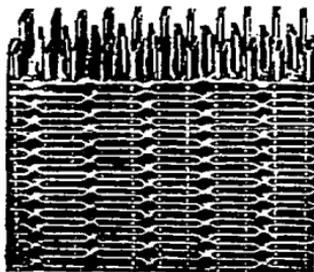
Los radiadores tienen la función de transferir al aire el calor extraído del motor por el líquido refrigerante.

Dado el bajo valor del coeficiente de transmisión de calor de la superficie del radiador al aire, es necesario, como en el caso de los motores refrigerados por aire, hacer la superficie de transmisión lo suficientemente extendida.

Los radiadores están compuestos por dos *depósitos colectores* uno de llegada y el otro de salida del agua, y por el *bloque radiante*.

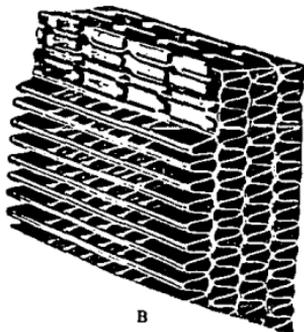
En relación con el sistema de construcción del bloque radiante se distinguen dos tipos fundamentales de radiadores, a saber, los radiadores de tubos de agua (*radiador tubular*), y los radiadores de tubos de aire (*radiadores de panel*).

El *bloque o cuerpo del radiador tubular* está formado por numerosos tubos de sección circular o bien aplanados que unen directamente los dos depósitos.



A

A) tubular



B

B) de panel.

FIG. I.29.

Los tubos, por dentro de los cuales pasa el agua, están provistos de aletas, individualmente con láminas enrolladas en espiral o colectivamente con láminas que los unen a todos. Esta segunda solución es la más usada en las aplicaciones automovilísticas por la sencillez de fabricación y por la robustez del conjunto. Los tubos están unidos a las láminas y a los depósitos mediante soldadura a estaño o a presión. Las láminas están generalmente conformadas de modo que aumenten la turbulencia del aire de ventilación, con el fin de aumentar el coeficiente de transmisión de calor.

El bloque del radiador de panel está formado por placas de lámina conformadas de modo que constituyan, adosadas unas a otras, unos pasos tubulares para el aire de ventilación. Los pasos tubulares están abocinados en los extremos, donde se soldan las láminas que están en contacto. El agua pasa por el espacio creado entre las superficies exteriores de los tubos de aire.

Estos pueden tener sección circular, cuadrada o cualquiera. También en el tipo de panel se consigue aumentar convenientemente la turbulencia del aire mediante una estudiada conformación de las láminas.

A igualdad de superficie total de transmisión el radiador de panel transmite el calor mejor que los radiadores tubulares; sin embargo, por razones de costo, de dimensiones y de robustez, los radiadores tubulares son preferidos, habiéndose ya abandonado el uso de los radiadores de panel.

Todos los radiadores son de corrientes o flujos cruzados, es decir, el flujo de aire atraviesa el bloque radiante en dirección perpendicular al flujo de agua.

Los tubos de los radiadores para autovehículos se construyen generalmente de chapa de latón o de aluminio de un espesor de unos 0.6 mm; las láminas de las aletas son de cobre o de acero o de aluminio de menor espesor; los depósitos son de chapa de latón o de acero estañadas o emplomadas, o bien de material plástico.

Hasta hace pocos años los radiadores se construían con los tubos verticales que ponían en comunicación los dos depósitos horizontales, el superior con el racor (conducto) de llegada de

agua y el tapón de llenado, el inferior con el racor de salida. Para reducir la altura de la sección frontal de los automóviles y mejorar la aerodinámica se comenzó a disponer los tubos horizontalmente con los depósitos verticales, por lo que los radiadores son bajos y anchos. Esta evolución ha estado acompañada de un notable progreso tecnológico hecho posible por el empleo de los materiales plásticos en la construcción de los depósitos, lo que ha permitido la supresión de las soldaduras, y una mayor resistencia a las vibraciones.

Ventiladores. Termostatos.

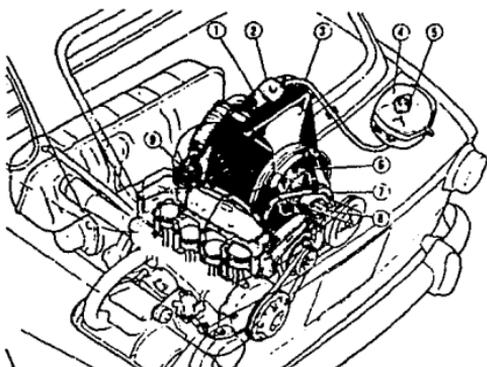
Los **ventiladores** se usan para activar la circulación del aire de refrigeración en los radiadores o directamente en los motores refrigerados por aire.

En el caso de los automóviles, estando los radiadores generalmente dispuestos de modo de poder aprovechar una buena ventilación natural (radiadores dispuestos anteriormente), se pueden emplear ventiladores de pocas aspas. Estos tienen la función de activar el caudal de aire a través del radiador cuando el vehículo viaja a baja velocidad.

En la mayoría de los motores refrigerados por aire, salvo algunas aplicaciones especiales, o en radiadores que por su disposición no tienen ventilación natural, se necesitan ventiladores más eficientes. En estos casos se usan ventiladores centrífugos o axiales provistos de numerosas aspas. (FIG. I.30.)

Los ventiladores en general están contruidos de chapa de acero o también de materiales plásticos; en raras ocasiones, de aluminio. Están impulsados, en la mayor parte de los casos, por correas de goma de sección trapezoidal. En la actualidad está difundido el uso de ventiladores eléctricos que tiene la ventaja de poder ser puestos en funcionamiento sólo cuando la temperatura del líquido refrigerante supera el valor preestablecido.

Los termostatos son dispositivos sensibles a la temperatura, usados para la regulación de la refrigeración.

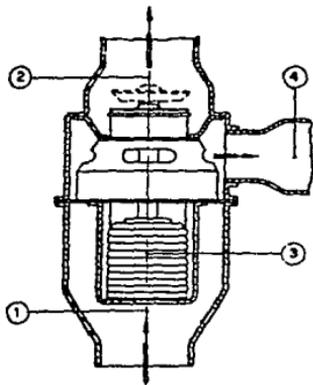


Esquema de instalación de refrigeración para motor trasero (FIAT 850).

1. Radiador - 2. Tapón de radiador - 3. Tubertías de unión del radiador con depósito suplementario -
4. Depósito suplementario semitransparente - 5. Tapón depósito suplementario - 6. Ventilador - 7. Tubertía de envío del agua desde la culata a la bomba, con motor frío (termostato cerrado) - 8. Bomba de agua -
9. Termostato en el conducto de salida del agua de la culata al radiador.

FIG I. 30.

Las variadas formas constructivas se distinguen según el tipo de elemento sensible a la temperatura en ellas contenido. Este puede ser un líquido que se evapora fácilmente y es el caso de la FIG. I. 31. en el cual el líquido de alta presión de vapor está contenido en una cápsula extensible en forma de fuelle.



Termostato de corto circuito.

1. Agua del motor
2. Envío al radiador
3. Fuelle que contiene líquido de alta tensión de vapor -
4. Tubertía de retorno al motor.

FIG. I. 31.

A veces los termostatos están provistos de un resorte bimetalico formado por dos láminas de materiales de diferente coeficiente de dilatación, superpuestas y soldadas.

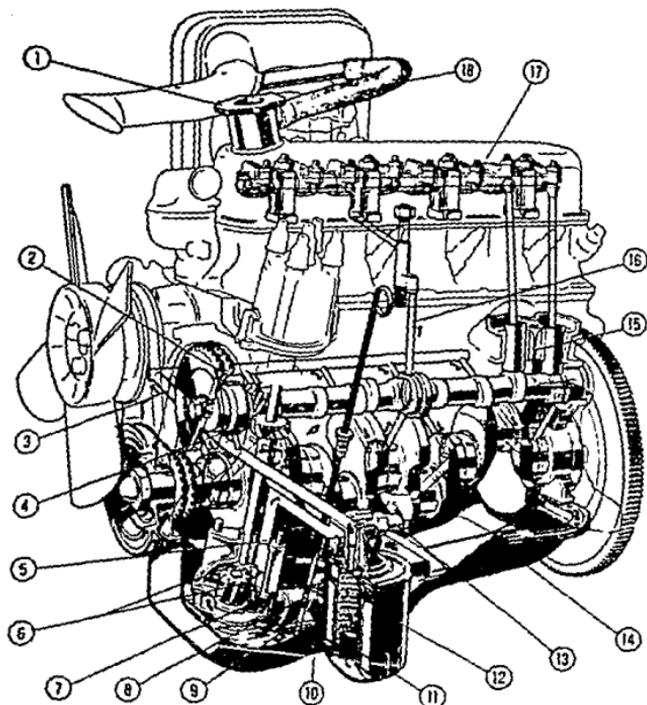
Los termostatos se usan para actuar sobre una persiana que restringe el caudal del aire de refrigeración o para mandar una válvula que regula el caudal de agua al radiador, cortocircuitando el agua excedente o bien mezclando adecuadamente el agua caliente proveniente del motor con el agua más fría proveniente del radiador.

I.3.5. Sistema de Lubricación.

I.3.5.1. Circulación del aceite lubricante.

En los motores para autovehículos y para aviación se emplea exclusivamente el sistema de lubricación por *circulación forzada*. En el pasado se puede encontrar algún raro ejemplo de *lubricación por borboteo*. En los motores de dos tiempos para motocicletas el sistema más difundido es por *mezcla* de aceite con el combustible; pero también se usa la lubricación por *dosificación*.

En el sistema a circulación forzada (FIG.I.32.) el aceite, aspirado por la bomba en el cárter o en un depósito especial, es enviado a presión a los filtros y después, mediante diferentes canalizaciones, a los órganos que hay que lubricar. Las canalizaciones están en parte en el bloque y en la bancada y en parte en los órganos mismos que deben ser lubricados: el cigüeñal, el eje de levas, las bielas, los balancines, etc.



Esquema de lubricación. -- Motor con árbol de distribución en el bloque.
(FIAT 124.)

1. Boca de introducción del aceite - 2. Perforación de lubricación de la cadena de mando de la distribución. -
3. Conducho de envío del aceite desde el filtro al cigüeñal - 4. Perforaciones de lubricación de los engranajes
de mando de la bomba de aceite y cadena del mando de la distribución - 5. Conducho de envío del aceite desde
la bombita al filtro - 6. Bomba de aceite (a engranajes) - 7. Válvula limitadora de la presión del aceite - 8. Va-
rilla indicadora del nivel del aceite - 9. Filtro de aspiración de la bomba de aceite -
10. Tapón de descarga del aceite del cárter - 11. Válvula de seguridad en caso de obstrucción del elemento
filtrante del aceite - 12. Filtro de aceite de cartucho, de caudal total - 13. Transmisor eléctrico para indicar
insuficiente presión de aceite - 14. Cárter de aceite - 15. Descarga de aceite de los taqués - 16. Conducho de
envío del aceite al eje de balancines - 17. Conducho del eje de balancines - 18. Tubería para recirculación del
gas y vapores de aceite, unida a la tapa de culata y a la toma de aire del carburador.

FIG. 1.32.

La *canalización principal* es aquella que conduce directamente el aceite a los cojinetes de bancada; consiste en una perforación practicada en la bancada, o en un tubo que une todos los sombreretes de los descansos. El aceite, a través de los cojinetes de bancada, penetra en el cigüeñal y, pasando por agujeros hechos en los codos, va a lubricar los cojinetes de las bielas.

El *filtro* está intercalado generalmente en el circuito antes de la tubería principal y por lo tanto se le llama filtro de caudal total; el filtro puede también estar instalado en paralelo (by-pass) con el circuito principal en cuyo caso se le llama de caudal parcial. Los filtros, especialmente los eficientes, provocan una cierta resistencia al paso del aceite.

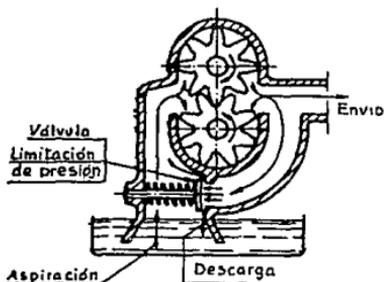
La *válvula de limitación de la presión* puede aplicarse al cuerpo de la bomba, en cuyo caso generalmente pone en corto circuito una parte del aceite enviado. Cuando en cambio está acoplada al cuerpo del filtro o la tubería principal, descarga el exceso de aceite directamente en el cárter. La toma para el manómetro de control de la presión está casi siempre aplicada a la tubería principal.

Unas ramificaciones que parten de la canalización principal conducen el aceite a los cojinetes del árbol o de los árboles de la distribución, a los engranajes, a los balancines, a los órganos auxiliares, etc. En los motores para autovehículos en general la lubricación del mecanismo de la distribución se consigue llevando aceite por uno o más descansos del eje de levas, y es intermitente.

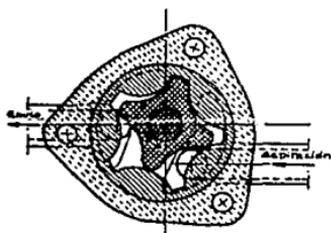
I.3.5.2. Bombas de aceite. Filtros.

Las **bombas** usadas para la circulación forzada son de engranajes o de lóbulos o bien de **paletas**. Las bombas de

engranajes exteriores son con mucho las más usadas porque son sencillas y de funcionamiento seguro, pero también se usan bombas de engranajes interiores. Asimismo se usan en los motores automovilísticos las bombas de lóbulos. (FIG. I.33.)



Esquema de bomba de aceite a engranajes con dientes exteriores



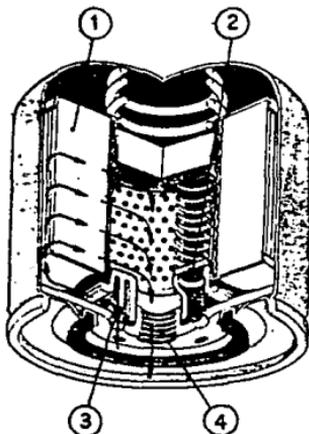
Bomba de aceite de lóbulos tipo «EATON».

FIG. I.33.

Los *filtros para el aceite* pueden realizarse de diferentes modos: el elemento filtrante puede ser una malla o red, o una serie de mallas metálicas cuando se trata de retener impurezas de

dimensiones no demasiado pequeñas, o bien puede ser un cartucho de paño o papel o de otro material poroso.

Están muy difundidos, por su altísima eficiencia, los filtros llamados "de cartucho". (FIG. 1.34)



Típico filtro de cartucho.

1. Elemento filtrante - 2. Válvula by-pass, que se abre con el filtro obturado para evitar sobrepresiones y asegurar la lubricación - 3. Agujeros de entrada de aceite (desde la bomba) - 4. Conducto de salida del aceite (a los usuarios).

FIG. 1.34.

El cartucho, fácilmente reemplazable, está constituido por una masa de hilos de algodón trenzados impregnados de un reactivo químico (alquiloaminas), o bien por discos de papel, de características especiales, superpuestos unos a otros. El cartucho está generalmente contenido en un recipiente cilíndrico de chapa: además de la acción mecánica de retención de las impurezas físicas del lubricante, el cartucho posee también un poder regenerador en cuanto fija la acidez y la retiene sin crear subproductos nocivos.

Como se dijo en el párrafo anterior, los filtros de cartucho pueden intercalarse en el circuito de lubricación de dos maneras: en paralelo o en serie. En el primer caso a través del filtro pasa una parte del aceite puesto en circulación por la bomba: el

sistema se llama de caudal parcial. En el segundo caso a través del filtro pasa todo el aceite puesto en circulación por la bomba: el sistema se llama de caudal total.

Con respecto a las dimensiones de los filtros puede decirse que conviene escogerlos de grandes dimensiones, siempre que sean compatibles con las exigencias de volumen y de costo, de modo de poder obtener un gran poder de acumulación de impurezas.

Con frecuencia, para impedir que la obturación de los filtros detenga la circulación, se aplica una válvula que abriéndose excluye el filtro mediante un corto circuito.

I.3.6. Sistema de Arranque.

I.3.6.1. Arranque del motor.

Arrastrando en rotación el cigüeñal se hacen completar al motor las diferentes fases del ciclo; cuando la velocidad de arrastre alcanza el valor al cual la carburación o la inyección se lleva a cabo con la regularidad necesaria como para permitir el encendido, el motor arranca, a condición de que la energía desarrollada por el pistón en la fase útil, más la acumulada por el volante, sea suficiente para vencer las resistencias pasivas de las fases no útiles del ciclo siguiente. Las resistencias que hay que vencer en el arranque (trabajo de compresión, resistencias del aceite, rozamientos de los diferentes órganos en movimiento) son máximas al comienzo a causa del rozamiento estático, y disminuyen gradualmente al aumentar las revoluciones: el momento de torsión necesario para poner en movimiento el motor debe adaptarse a esta variación.

Los *sistemas de arranque* adoptados para los motores de encendido por chispa son los siguientes: *manivela o pedal*; *motores eléctricos*. El *arranque a mano* se usa sólo para motores de pequeñas dimensiones. El *arranque a pedal* se usa para los motores de motocicleta.

Arranque eléctrico.

El sistema de arranque más usado, especialmente en automovilismo, está constituido por un motor eléctrico que engrana mediante un piñón con una rueda dentada acoplada al volante del motor. Las diferencias que caracterizan los distintos tipos de motores se refieren al sistema de engrane y desengrane del piñón. El engrane debe producirse sin choque excesivo entre los dientes, y el motor de arranque debe transmitir el momento torsor requerido una vez engranado el piñón; cuando el motor se pone en marcha, el piñón debe nuevamente desengranarse de modo que el motor de arranque no sea arrastrado por el motor.

Los sistemas más usados para la maniobra de engrane de los motores de arranque son:

- 1) el engrane Bendix. (FIG. 1.35.)
- 2) el engrane con mando mecánico. (FIG. 1.36)
- 3) el engrane con mando electromagnético. (FIG. 1.37.)

En los motores de arranque del sistema 1) el acoplamiento del piñón al árbol del inducido se consigue con un tornillo de rosca rectangular y de mucho paso; cuando se conecta la corriente, el inducido se pone rápidamente en rotación, mientras que el piñón, por inercia, se retrasa y recorre el tornillo desplazándose axialmente. El desengrane es automático porque se produce cuando se verifica la inversión del momento aplicado, o sea cuando el motor en marcha tiende a arrastrar al motor de arranque, pero aún así está asegurado por un resorte de retorno.

En los motores de arranque del sistema 1) la maniobra de engrane se produce por desplazamiento axial del piñón sobre el árbol ranurado del inducido, mediante una palanca con horquilla que se engancha en un collar tallado en un cubo unido al piñón; al fondo del recorrido de la maniobra de engrane se cierra automáticamente el circuito que da corriente al motor de arranque, el cual se pone así en rotación sólo una vez arrancado, el motor, el inducido ser arrastrado en rotación por el mismo motor. El desengrane se produce por la acción de un resorte.

En los motores de arranque del sistema 3) la maniobra de

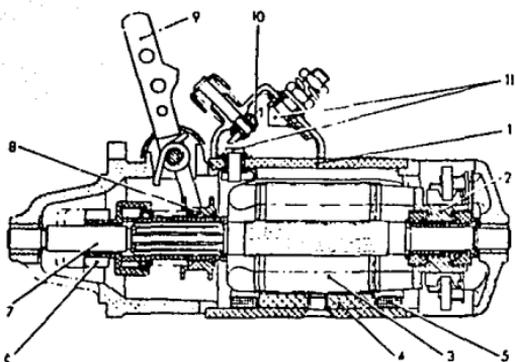
engrane es similar a la del sistema 2) con la diferencia de que el avance del piñón se obtiene por acción de un electroimán. Cuando se gira la llave de arranque, se cierra el circuito que da corriente al electroimán y también aquí el circuito del motor de arranque se cierra automáticamente sólo al final de la carrera del piñón.

Conociendo el momento de torsión que debe proporcionarse para el arranque y la velocidad de rotación necesaria, se escoge el motor de arranque de modo que dé una potencia máxima un poco mayor para tener una reserva de potencia. De la curva característica del motor de arranque se deduce cuál es la velocidad de rotación que corresponde a la potencia necesaria y se establece la relación de transmisión.



Engrane Bendix.

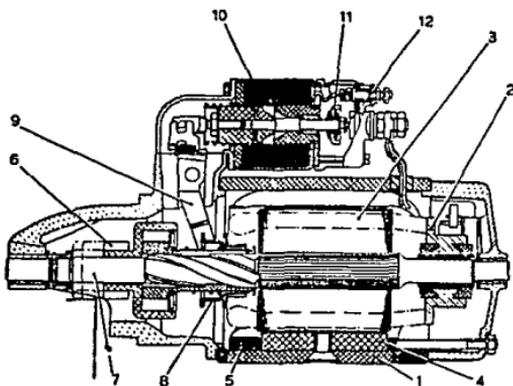
FIG. 1.35.



Motor de arranque con mando mecánico.

1. Cáscara - 2. Colector - 3. Inducido - 4. Polo - 5. Devanado inductor - 6. Píñon con rueda loca - 7. Eje inducido - 8. Manguito para engrane de arranque - 9. Palanca de mando del engrane - 10. Contacto móvil interruptor - 11. Contactos fijos interruptor

FIG. I.36.



Motor de arranque con mando electromagnético.

1. Cáscara - 2. Colector - 3. Inducido - 4. Polo - 5. Devanado inductor - 6. Píñon con rueda loca - 7. Eje inducido - 8. Manguito para engrane del arranque - 9. Palanca de mando del engrane - 10. Electromán de mando de la palanca de engrane - 11. Contacto móvil - 12. Contactos fijos.

FIG. I.37.

CAPITULO II

II. Combustibles para motores de Combustión Interna.

Casi todos los combustibles para los motores de combustión de hoy día se derivan del petróleo, el cual es una mezcla compleja de hidrocarburos.

El petróleo crudo es una mezcla de un número casi infinito de compuestos hidrocarbureados, yendo desde los gases ligeros de estructura química simple, hasta líquidos espesos de aspecto de alquitrán y ceras de estructura química compleja; tal y como proviene el aceite del subsuelo, también contiene varias cantidades de azufre, oxígeno, nitrógeno, arena y agua. aun cuando los compuestos o componentes del petróleo crudo varían ampliamente de depósito, los constituyentes finales son relativamente fijos. La mayoría de los compuestos del crudo, pertenecen principalmente a la familia de las parafinas, naftenos y aromáticos, junto con una considerable cantidad de material asfáltico de estructura química desconocida. Las fórmulas generales de las familias, se muestran en la tabla 1, junto con su estructura o disposición de sus moléculas.

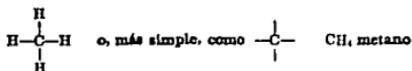
TABLA 1

PRINCIPALES FAMILIAS DE HIDROCARBUROS EN EL ACEITE CRUDO

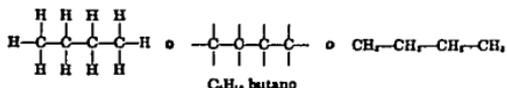
Familia	Fórmula	Estructura
Parafina (alcanos)	C_nH_{2n+2}	Cadena
Nafteno	C_nH_{2n}	Anillo
Aromáticos { Benceno	C_6H_{6-8}	Anillo
{ Naftaleno		

II.1. La familia de las parafinas.

El miembro más simple de la familia de las parafinas, es el **metano** (el cual es el componente principal del gas natural). La estructura de la molécula del metano, se puede mostrar esquemáticamente mediante un diagrama simple:



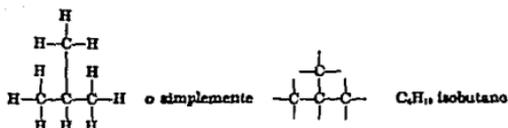
Se dice que el metano es un compuesto *saturado* porque la valencia del átomo del carbono está completamente ocupada. Los miembros superiores de la familia se forman uniendo los átomos de carbono en una *cadena*:



Las parafinas llevan el sufijo *-ano* añadido a la parte que identifica el número de átomos de carbono:

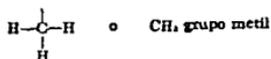
1 -met	4 -but	7 -hept	10 deca
2 -et	5 -pent	8 -oct	
3 -prop	6 -hex	9 -nona	

Sin embargo, la molécula no necesita desarrollarse en cadena recta para satisfacer la fórmula $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ siendo suficiente cualquier cadena abierta. Así, el *isobutano*, tiene una estructura de cadena *ramificada*:

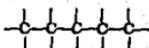


El isobutano es un ejemplo de una sustancia con la misma fórmula molecular que la del miembro normal de la familia, pero con una estructura molecular diferente y propiedades diferentes; a tales sustancias se les llama *isómeros*. Adviértase que los isómeros y también los miembros *normales* o de cadena recta de la familia de las parafinas, son compuestos saturados. Algunas veces se identifican los miembros normales o de cadena recta de la familia de las parafinas, mediante el prefijo n: n-butano.

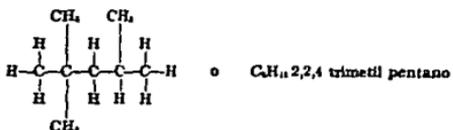
Las ramas para los isómeros, son *radicales* o *grupos* parafina, con fórmula $\text{C}_n\text{H}_{2n+1}$ (radical alquil). Se emplea el mismo código que para la familia de las parafinas, excepto que la terminación del nombre es *il*:



Supóngase que deba escribirse un isómero del octano. El nombre iso-octano es aplicable a cierto número de compuestos con fórmula C_8H_{18} por lo cual se requiere un nombre químico explícito para cada isómero diferente. Por lo tanto, el nombre 2,2,4 trimetil pentano identifica un isómero específico del octano. Se le representa rápidamente, trazando primero la estructura del pentano:



Luego, se nota que *tri* significa 3 y *metil* el radical CH_3 ; por lo tanto, deberán unirse 3 grupos metil a la base pentano, en los átomos de carbono 2,2 y 4 (numerados de izquierda a derecha):



En esta forma se contruye fácilmente la fórmula para el 2,2,4 trimetil pentano. Este isómero particular del octano, es de importancia en los motores de combustión, por cuya razón los términos iso-octano y 2,2,4 trimetil pentano se emplean como sinónimos.

TABLA 2- LOS MIEMBROS DE LA FAMILIA DE LAS PARAFINAS Y SUS PROPIEDADES

Fórmula	Nombre	Peso molar	Gravedad		Temperatura de ebullición °C (2)	Temperatura de fusión °C (3)	Presión de vapor kg/cm ² (4)	Relación de compresión (5)	Número octano y centano (6)	Temperatura de auto-ignición (7)	Poder calorífico (8)			Calor latente kcal/kg	Relación alto-combustible	Fórmula	
			API	Específica (1)							Superior kcal/kg	Inferior kcal/kg	De la mezcla kcal/kg				
C ₁ H ₄	Metano	16.03	202.5	.424	-183	-182	12.6	110*	861	13 284	12 030	774	138	17.2:1	CH ₄	
C ₂ H ₆	Etano	30.05	194	.548	-172	-88	12.4	104*	565	12 477	11 473	821.5	97.8	18.0:1	C ₂ H ₆	
C ₃ H ₈	Propano	44.06	142	.582	-188	-42	12.2	100	534	12 059	11 148	833.9	93	15.8:1	C ₃ H ₈	
C ₄ H ₁₀	Butano	58.1	116.5	.570	-138	-0.6	3.500	5.5	92	518	11 864	11 026	843.7	92	16.4:1	C ₄ H ₁₀	
C ₄ H ₁₀	Isobutano	58.1	121	.559	-159	-12	5.250	8.0	99	11 836	10 968	841.9	87	15.4:1	C ₄ H ₁₀	
C ₅ H ₁₂	Penano	72.1	94.5	.631	-130	36	1.085	4.0	61	500	11 503	10 918	848.2	90	15.3:1	C ₅ H ₁₂	
C ₅ H ₁₂	Isopentano (2 metil butano)	72.1	94.9	.625	-160	28	1.428	5.7	90	11 753	10 918	848.2	89	15.3:1	C ₅ H ₁₂	
C ₆ H ₁₄	Hexano	86.1	80.6	.667	-95	68	0.343	3.3	25	487	11 641	10 824	850	87	15.2:1	C ₆ H ₁₄	
C ₆ H ₁₄	Isohexano (2, 3 dimetil butano)	86.1	81	.666	-129	58	0.511	9.0	95	11 641	10 824	850	87	15.2:1	C ₆ H ₁₄	
C ₇ H ₁₆	Heptano	100.2	73	.692	-91	98	0.112	3.0	0(57)	478	11 634	10 810	858	74	15.1:1	C ₇ H ₁₆	
C ₈ H ₁₈	Octano	114.2	70.5	.703	-57	125	2.9	-17	471	11 558	10 766	859	71	15.1:1	C ₈ H ₁₈	
C ₈ H ₁₈	Is-octano (2, 2, 4 trimetil pentano)	114.2	71.8	.696	-107	99	0.119	7.3	100	731	11 463	10 672	850	15.1:1	C ₈ H ₁₈	
C ₉ H ₂₀	Nonano	128.2	65.5	.718	-54	150	-45	466	11 530	10 746	850	66	15.0:1	C ₉ H ₂₀	
C ₁₀ H ₂₂	Decano	142.3	62.5	.73	-30	178	463	11 474	10 697	858.7	60	15.0:1	C ₁₀ H ₂₂	
C ₁₁ H ₂₄	Undecano	156.3	59.5	.74	-26	195	93	11 474	10 697	859.7	15.0:1	C ₁₁ H ₂₄	
C ₁₂ H ₂₆	Dodecano	170.3	57.5	.749	-10	216	11 474	10 702	861.5	15.0:1	C ₁₂ H ₂₆	
C ₁₃ H ₂₈	Isododecano	170.3	(82)	11 446	10 697	862.4	59.5	14.9:1	C ₁₃ H ₂₈	
C ₁₃ H ₂₈	Tridecano	184.3	55.5	.757	-6	226	100	11 446	10 697	862.4	14.9:1	C ₁₃ H ₂₈
C ₁₄ H ₃₀	Tetradecano	198.4	53	.763	6	251	11 446	10 655	861.5	14.9:1	C ₁₄ H ₃₀	
C ₁₅ H ₃₂	Pentadecano	212.4	52.5	.769	16	261	11 407	10 647	861.5	14.9:1	C ₁₅ H ₃₂	
C ₁₆ H ₃₄	Hexadecano (cetano)	226.4	51.5	.774	18	280	11 391	10 634	861.5	14.9:1	C ₁₆ H ₃₄	
C ₁₇ H ₃₆	Heptadecano	240.5	51	.777	22	303	(100)	11 374	10 620	862.4	14.9:1	C ₁₇ H ₃₆
C ₁₈ H ₃₈	Octadecano	254.5	49.5	.782	28	308	11 363	10 611	865.1	14.9:1	C ₁₈ H ₃₈
C ₁₉ H ₄₀	Nonadecano	268.5	48.5	.786	32	313	11 363	10 609	866	14.9:1	C ₁₉ H ₄₀
C ₂₀ H ₄₂	Docosano	282.5	47.5	.789	36	318	11 353	10 601	868	14.8:1	C ₂₀ H ₄₂

(1) Densidad de la sustancia a 20°C, referida a la del agua a 4°C. (La densidad de los gases, determinada en el punto de ebullición del gas).

(2) Presión de 1 033 kg/cm².

(3) Relación de compresión aproximadamente 6:1 o relación de compresión crítica (CCR). Golpeteo audible; local silencioso, 800 rpm; aire de admisión a 24°C; refrigerante a 100°C; tiempo para obtener máxima potencia (prueba CR). Advertencia que esta clasificación varía con motores diferentes y con condiciones diferentes de la prueba y no necesita ser referida a los números octano (Art. 9-4).

(4) Método del motor ASTM (Art. 9-4) para determinar los números octano; los números cetano, entre paréntesis.

(5) Poderes caloríficos a volumen constante desde 28°C (77°F) (Tabla V del Apéndice).

(6) Presión del vapor a 28°C (100°F) (Art. 9-17).

(*) Estimado.

En la tabla 2, se muestran las propiedades de los miembros de la familia de las parafinas. Es de notar que la relación crítica de compresión para un golpeteo audible en el motor ECH, disminuye rápidamente a medida que aumenta la longitud de la cadena, de los miembros normales. Por esta razón, las parafinas normales dentro del rango de volatilidad de la gasolina, son malos combustibles para ECH. Se puede conjeturar que, en general, las porciones más volátiles de un combustible de destilación directa, tienen menos tendencia al golpeteo en un motor ECH, de lo que pueden tener las fracciones pesadas y menos volátiles. El mismo concepto es usualmente cierto para las gasolinas desintegradas por calor, pero no necesariamente para las desintegradas por catálisis, las cuales pueden contener parafinas ramificadas en las fracciones más pesadas (haciendo incapie en que los miembros de cadena ramificada se distinguen por relaciones de compresión críticas elevadas).

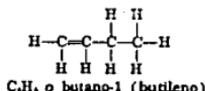
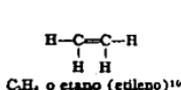
Se han establecido una escala de referencia para medir el golpeteo ECH, seleccionando arbitrariamente dos combustibles primarios de referencia. Al iso-octano se le ha asignado arbitrariamente un "número octano" igual a 100, en tanto que al n-heptano, también muy arbitrariamente, se le ha asignado un "número octano" igual a 0. El número octano de cualquier combustible, se encuentra comparando la intensidad de su golpeteo con diferentes mezclas de n-heptano e iso-octano. Por ejemplo, un número octano de 65 asignado a un combustible, significa que su intensidad de golpeteo en un motor de norma y en condiciones normales, es equivalente al de mezcla de 65 partes de iso-octano y 35 partes de n-heptano (volúmenes).

El poder de golpeteo de los combustibles está en proporción algo aproximada con la temperatura de autoencendido. Siguiendo en orden hacia abajo en la Tabla 2, se advierte que la bondad de los combustibles disminuye progresivamente para motores ECH y para motores EC aumenta progresivamente. Es así que el *hexadecano* (que comúnmente se le llama *cetano*) tiene una temperatura de autoencendido baja y, por lo tanto, es un buen combustible para evitar el golpeteo en los motores EC.

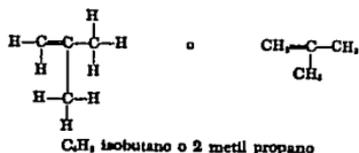
Obsérvese en la Tabla 2 que la relación aire-combustible químicamente correcta para la mezcla, es esencialmente constante, aun cuando cambian la estructura y la fase de los combustibles. Debido a esta constancia, pueden suministrarse diferentes combustibles a los motores ECH, sin cambiar el ajuste del carburador y la potencia producida por el motor no es afectada por cambios de combustible (a menos que se presente el golpeteo).

II.2. La familia de las olefinas.

Las olefinas son compuestos no saturados, de cadena abierta con fórmula general C_nH_{2n} . La no saturación se muestra por el doble enlace en la fórmula gráfica:



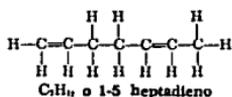
La familia de las olefinas se caracteriza por la terminación *eno*, y el prefijo sigue el mismo código que para las parafinas. Como el doble enlace puede ocurrir en algunos de los diferentes puntos, se identifica al isómero, ya sea mediante un prefijo o mediante un sub-índice, como se ilustra abajo para el butano-1 (o 1-butano). Véase que el butano-2 se indica elevando el doble enlace en los átomos centrales del carbono y para el butano sólo son posibles estos dos compuestos de cadena recta. Sin embargo, puede formarse otro isómero, pero con cadena ramificada:



Las propiedades físicas de las olefinas corresponden muy estrechamente a los compuestos similares en la familia de las parafinas. Sin embargo, como consecuencia del libre enlace, las olefinas son químicamente reactivas y se unen rápidamente con el hidrógeno para formar la parafina correspondiente, o en algunos casos con el oxígeno, para formar un residuo indeseable: la goma. Las olefinas que no reaccionan rápidamente con el oxígeno son los componentes de la gasolina más deseables que las n-parafinas, debido al número octano mayor de las olefinas. También para la producción de gasolina para aviación son deseables las olefinas.

II.3. La familia de las diolefinas.

Las diolefinas se describen mejor como olefinas de **dos** enlaces dobles. Estos compuestos no saturados de cadena abierta, tienen la fórmula general $\text{C}_n\text{H}_{2n-2}$ y sus nombres terminan con las letras "dieno".

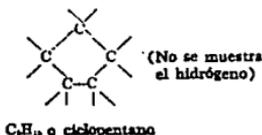
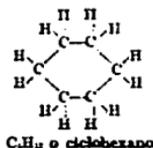


Las diolefinas son componentes indeseables en los combustibles porque al almacenarse ocurren reacciones que tienden a colorearlo e, incluso, a la formación de una goma oscura. Esta goma puede formar depósitos en el motor que afectan seriamente la carburación y el funcionamiento de las válvulas.

Las diolefinas se emplean en la manufactura del hule sintético.

II.4. La familia nafteno o cicloparafina.

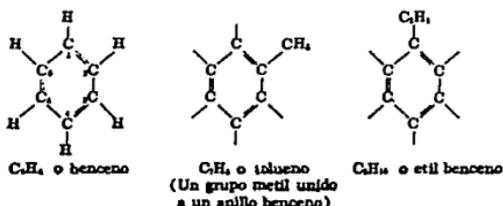
Los naftenos tienen igual fórmula que las olefinas C_nH_{2n} , pero los naftenos son compuestos saturados de estructura de anillo, descritos acertadamente mediante el nombre descriptivo; cicloparafinas. Los componentes se denominan añadiendo el prefijo ciclo- al nombre correspondiente de la parafina de cadena recta:



Aun cuando más de un cuarto de todo el aceite crudo se obtiene de compuestos nafténicos, aparentemente tales compuestos son todos ellos derivados ya sea del ciclohexano o del ciclopentano (con varias cadenas laterales). Las cadenas laterales son, generalmente, grupos parafínicos reemplazando a uno o más de los átomos de hidrógeno. Los naftenos son compuestos deseables de la gasolina para motores.

II.5 La familia de los aromáticos

Los miembros de la familia del benceno, son hidrocarburos de estructura de anillo con fórmula general C_nH_{2n-6} . Las series del benceno pueden tener diferentes grupos sustituidos por átomos de hidrógeno:



A pesar de la falta de saturación, las uniones dobles no son fijas en su posición con respecto a los átomos de carbono y sí son, en cambio, alternas, dando origen al nombre de uniones aromáticas. Debido a esta unión particular, los aromáticos son más estables químicamente que otros compuestos no saturados. De hecho, resisten el autoencendido severo y lo hacen reaccionando en la carrera de compresión del motor, aun mejor que el iso-octano. Cuando se une más de un grupo al anillo benceno, se hacen posibles varios isómeros.

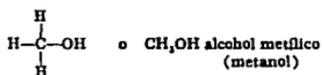
Se ha establecido una escala para los combustibles EC, con los mismos lineamientos que para los combustibles ECH. Así, el hexadecano (cetano), se incendia rápidamente en un motor EC para relaciones de compresión bajas y por ello se le asignó arbitrariamente un número cetano 100. El otro combustible primario, de referencia para la escala cetano, es el alfa-metil

naftaleno, con un valor arbitrario de 0 cetano. Por lo tanto, un número cetano de 45 asignado a un aceite combustible, significa que tendrá características de autoencendido, equivalentes a las de una mezcla de 45 partes en volumen de n-cetano y 55 partes de 1-metil naftaleno.

Los miembros de la familia de los aromáticos, son gasolinas excelentes como combustibles y pueden producirse selectivamente por desintegración catalítica o por desintegración pirogénica, a temperaturas elevadas (649°C). El benceno, que comercialmente se le conoce como benzol, puede emplearse como agente acondicionador para elevar el número octano de los combustibles de bajo grado.

II.6. Los alcoholes.

Los alcoholes son un producto de la oxidación parcial del petróleo y no se les encuentra en ninguna proporción en el aceite crudo. Los compuestos son saturados, con estructura de cadena de la forma general $R \times OH$. En este caso, el radical R es el grupo parafina unido al radical hidroxilo OH. Los alcoholes se designan por el nombre del radical:



A su vez, el nombre del hidrocarburo correspondiente, va seguido del sufijo, ol: metanol.

Se ha contemplado, alguna vez, el empleo del alcohol como combustible para motores, ya sea puro o como mezcla alcohol-gasolina. La principal razón para proponer al alcohol como combustible, es que se puede obtener de productos agrícolas y

también de desperdicios, en tanto que la gasolina es un recurso natural que está siendo agotado rápidamente. El alcohol tiene la ventaja de las buenas características de antigolpeteo, el costo de manufactura de un combustible es prohibitivamente alto cuando se le compara con el petróleo, cuyo costo de producción fue absorbido por la naturaleza. Los costos de producción se pueden comprobar de los datos siguientes.

Precio del maíz (bushel)	Costo del alcohol (por galón, en la refinería)
0.50 dls	0.31 dls
0.75	0.37
1.00	0.42

Con el precio actual del maíz, el costo del alcohol resulta varias veces el de la gasolina. Si se reemplazara el maíz por materiales de desecho, el factor a considerar sería el costo de la recolección de ellos.

Cuando se mezclan juntos la gasolina y el alcohol, surge otro problema, porque el alcohol absorbe agua de la atmósfera, separándose de la gasolina. Como el alcohol requiere una relación aire-combustible, diferente de la gasolina, tal separación tiende a provocar un mal funcionamiento.

II.7. Gasolina.

La gasolina que se expende en el mercado, es una mezcla de productos obtenidos mediante diferentes procesos. Mediante dichas mezclas, se ajustan las propiedades del combustible para obtener las características de funcionamiento deseadas. Independientemente de su origen, la gasolina debe tener las propiedades siguientes:

1. **Características de golpeteo.** Actualmente, el patrón de comparación es el número octano. En términos generales, el mejor combustible es el que tiene número octano mayor.

2. Volatilidad.

a. *Características de arranque.* La gasolina pondrá en movimiento al motor, rápidamente, siempre que una parte de ella tenga bajo punto de ebullición, como para permitir que se forme la mezcla combustible a la temperatura ambiente.

b. *Características de vaporización.* El combustible debe tener una baja presión de vapor, a las temperaturas existentes en las tuberías, para evitar la vaporización en ellas y en el depósito del flotador, vaporización que impide o limita el flujo del combustible líquido.

c. *Comportamiento en la carrera.* En general, los combustibles con la temperatura más baja de destilación, son los mejores.

d. *Dilución en el cárter.* La dilución del aceite lubricante tiene lugar cuando se condensa el combustible, o cuando deja de vaporizarse en el motor, siendo deseable una temperatura de destilación, baja.

3. *Depósitos gomosos y barniz.* El combustible no deberá depositar en el motor, ni goma ni barniz.

4. *Corrosión.* El combustible y los productos de la combustión no deben ser corrosivos.

5. *Costo.* El combustible deberá ser barato.

II.B. Potencia calorífica de los combustibles.

La potencia calorífica de un combustible es la energía liberada por unidad de peso o de volumen del mismo. Para los combustibles sólidos o líquidos la potencia calorífica se expresa en kcal por kg, y para los gaseosos en kcal, por metro cúbico de gas medido a una temperatura de 15.6°C y a una presión absoluta de 762 mm de mercurio.

Los comustibles que contienen hidrógeno tienen dos potencias caloríficas, la superior y la inferior. La combustión del hidrógeno produce vapor de agua, el cual en los hogares ordinarios se escapa a la temperatura de los gases de la chimenea. La

potencia calorífica inferior es el calor liberado por kilogramo de combustible después de deducir el necesario para vaporizar el agua formada por la combustión del hidrógeno. La *potencia calorífica superior* de un combustible es la obtenida mediante un calorímetro de volumen constante en el cual el vapor producido se condensa y se recupera su calor. La potencia calorífica de un combustible puede determinarse por cálculo o bien mediante el empleo de un calorímetro.

Al calcular la potencia calorífica del carbón a partir del análisis elemental únicamente se tienen en cuenta el carbono, hidrógeno y azufre. Sin embargo, no todo el hidrógeno dado por el análisis elemental es útil y viene dado por $(H - (O/8))$, en donde H y O representan las partes proporcionales de hidrógeno y oxígeno en *peso* por kilogramo de combustible. La energía liberada por la combustión completa de 1 kg de cada uno de los siguientes elementos es: carbono, 8148 kcal; hidrógeno, 34720 kcal, y azufre, 2268 kcal.

La *fórmula de Dulong* correspondiente a la potencia calorífica de un combustible, basada en las proporciones, en *peso*, del carbono total, hidrógeno útil y azufre, viene expresada por,

$$\text{kcal por kg} = 8,148 C + 34,720 (H - (O/8)) + 22,685 S$$

en donde C, H D, y S son, respectivamente, los pesos de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre por kilogramo de combustible. La fórmula de Dulong da un valor aproximado de la potencia calorífica superior de un combustible.

En general las potencias caloríficas calculadas mediante la fórmula de Dulong concuerdan con las obtenidas por medio de un calorímetro.

Calorímetros para combustibles sólidos y líquidos.

En la FIG. II.1 se muestra la sección transversal de una bomba de oxígeno Parr.

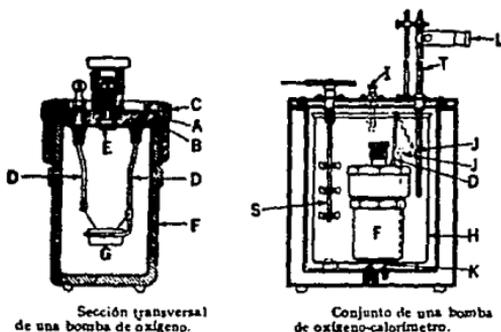


FIG.II.1.

Dicha bomba *F* está construida a base de material inoxidable, y sus partes esenciales son: la tapa *A*, la tuerca *C* abrazadera de la tapa, los soportes *DD*, la cápsula *G* para contener el combustible, la junta de goma *B* y la válvula de retención *E*. Los soportes *DD* sirven de electrodos y entre ellos se intercala una longitud medida de un alambre fino fusible, el cual penetra, según se indica en la figura, en el combustible contenido en la cápsula *G*. En la bomba se introduce suficiente cantidad de agua para saturar el oxígeno y el aire.

La bomba *F*, una vez montada y conteniendo una cantidad cuidadosamente pesada (aproximadamente 1 g) de carbón desecado al aire y finamente pulverizado se llena de oxígeno a una presión de 25 atmósferas y después se coloca dentro del calorímetro. El recipiente *H* es metálico de forma ovalada, el cual contiene exactamente 2000g de agua destilada, poniéndose ésta en movimiento mediante el agitador *S* accionado por un motorcito. El cuerpo del

calorímetro, incluyendo la cubierta y el fondo, está hecho de fibra endurecida y las paredes forman una cámara de aire. Esta estructura del cuerpo proporciona una considerable resistencia contra el flujo de calor hacia la atmósfera circundante o procedente de ésta. La pieza I representa una de las dos abrazaderas que sirven para mantener en posición la tapa del cuerpo. A través de los bornes JJ se aplica una corriente de baja tensión, con el fin de producir la ignición del combustible, estableciéndose el contacto eléctrico con el alambre fusible de la bomba en K y D.

Por medio del termómetro T y de la lente L se efectúan las observaciones de la temperatura del agua contenida en el recipiente H. Una vez establecido el equilibrio con el agitador S funcionando, se quema la carga de combustible y se continúa observando la temperatura hasta que no se produce ulterior elevación en ésta. La elevación total de la temperatura del agua en grados centígrados se multiplica por la llamada *constante del calorímetro*. Esta constante se obtiene sumando el cociente que resulta de dividir los gramos de agua por su calor específico (unidad) y el obtenido al dividir los gramos de las partes metálicas del calorímetro por el calor específico medio del metal.

Para determinar la potencia calorífica de un combustible puede utilizarse la siguiente expresión:

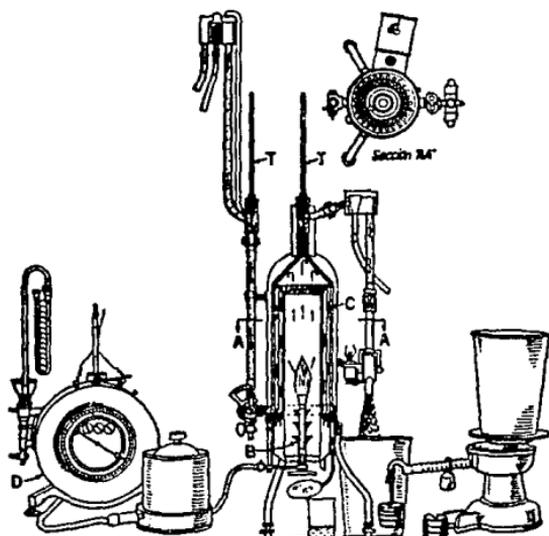
$$\text{HHV} = \frac{\text{Constante del calorímetro (g)} \times \text{Elevación de Temperatura (C)}}{\text{Peso del combustible quemado (g)}}$$

Debido a que el combustible se pesa en gramos en una balanza de precisión y la constante del calorímetro se expresa como un equivalente en gramos de agua, la potencia calorífica del combustible se obtiene directamente en kcal por kilogramo. el calorímetro mide directamente la potencia calorífica superior si la bomba, antes del encendido, contiene suficiente cantidad de agua para saturar el oxígeno. Por lo tanto, el agua formada por la combustión del hidrógeno se condensa. La potencia calorífica inferior puede obtenerse restando de la potencia calorífica

superior el calor latente de vaporización del agua formada por la combustión del hidrógeno disponible. Es necesario efectuar las correcciones correspondientes al calor de oxidación del alambre fusible y al calor liberado en la formación de ácidos sulfúrico y nítrico en el interior de la bomba. El procedimiento a seguir en el caso de tratarse de combustibles líquidos es parecido al que se acaba de describir. Cuando el combustible líquido es volátil es necesario efectuar la pesada de la muestra en una ampolla de vidrio, la cual se rompe dentro de la cápsula de la bomba inmediatamente antes de cerrar ésta. De este modo se evitan las pérdidas de constituyentes volátiles del combustible durante las operación de pesar.

Calorimetría de gases.

En la FIG. II.2. figura se muestra un típico calorímetro Sargent.



Calorímetro Sargent, para gases

FIG. II.2.

El gas cuya potencia calorífica se trata de determinar se hace pasar a través del medidor calibrado D y se anota su presión y temperatura. Un regulador de presión situado en la salida del medidor mantiene la presión del gas aproximadamente uniforme mientras éste fluye hacia un mechero Bunsen B, cuidadosamente ajustado y alojado dentro del cuerpo del calorímetro. El cuerpo del calorímetro C consiste en una cámara cilíndrica vertical, rodeada de una camisa de agua a través de la cual fluye el agua continuamente. En la entrada y salida del agua se colocan los termómetros calibrados TT. El calor producido por el gas se determina exactamente pesando el agua que pasa a través del calorímetro mientras se quema una cantidad dada de gas. El flujo del agua se regula hasta que ésta entra y sale a temperaturas que se diferencien de pocos grados de la temperatura ambiente. Por otra parte, los gases que salen del mechero se enfrían a la temperatura ambiente dentro del calorímetro; de este modo toda la energía procedente del combustible es absorbida por el agua, y, prácticamente, no se producen pérdidas por radiación. Durante este proceso se efectúan frecuentes lecturas de las temperaturas de entrada y salida del agua para determinar la elevación media de temperatura de la misma. El producto de la elevación de temperatura por el peso de agua que pasa a través del calorímetro dividido por los metros cúbicos de gas quemado da la potencia calorífica del combustible por metro cúbico a la presión y temperaturas anotadas. Este resultado puede corregirse expresándolo como potencia calorífica por metro cúbico a 15.6°C de temperatura y 762 mm de presión de mercurio absoluta. La potencia calorífica determinada de este modo es la potencia calorífica inferior, si no tiene lugar condensación. Si se controlan las temperaturas y la humedad para obtener una condensación completa, entonces se obtiene directamente la potencia calorífica superior. En la mayoría de los calorímetros de gases no se condensa toda el agua y deben efectuarse correcciones. La diferencia entre las potencias caloríficas superior e inferior es igual al producto del peso del vapor de agua formado por metro cúbico de combustible quemado, por la variación de entalpía.

CAPITULO III

III. Equipos de gas para motores de Combustión Interna.

III.1. Funcionamiento del Sistema.

Alimentación a gases licuados.

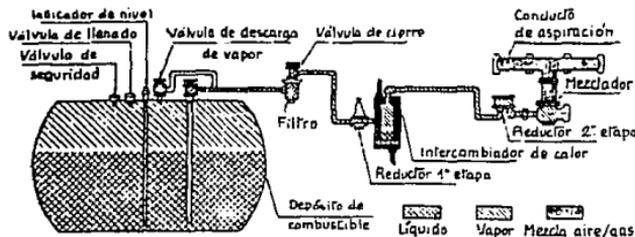
Los gases normalmente empleados son el *propano* y el *butano* puros o mezclados entre sí. Ambos gases, cuyos requisitos motorísticos son algo inferiores a los del metano, tienen, con respecto a éste, la ventaja de poder ser licuados fácilmente a la temperatura ambiente a presiones de magnitud limitada, variables entre 2 y 8 bar.

Es evidente por lo tanto que los contenedores, sean tanques o depósitos, son más livianos que los para gas a alta presión. Los tanques pueden construirse de acero o de aleación ligera.

Son evidentes las ventajas de los combustibles líquidos y las del GLP en comparación con el metano tanto por el mayor contenido en calor como por la masa menor.

La autonomía posible es mayor o si no, a igualdad de autonomía, es menor la necesidad global de tanques con evidente ahorro de material y aumento de la capacidad de carga útil.

En la FIG.III.1 se representa un esquema de instalación para gas licuado (GLP).



Esquema de instalación de gas licuado.

FIG. III.1.

El carburante es extraído del tanque siempre en estado líquido, a través de un tubo que lo saca desde el fondo del recipiente para permitir el vaciado completo. Si se lo extrajera en estado gaseoso, la alimentación del motor sería irregular especialmente a regímenes altos porque el gas no llegaría en la cantidad requerida y también porque, dada la notable diferencia de volumen específico entre gas y líquido, la rápida evaporación de este último y el repentino descenso de temperatura consiguiente darían lugar a la formación de hielo en el depósito, en las tuberías y válvulas de la instalación. Además en el caso de mezclas de butano y propano, la mayor volatilidad de este último causaría una continua variación de la dosificación y por lo tanto de las características de la mezcla.

El depósito y los tanques deben estar dotados de dispositivos de seguridad contra eventuales sobrepresiones y el peligro de explosión.

A diferencia del metano la presión no puede tomarse como índice de la reserva de carburante y es por lo tanto necesaria la aplicación de un indicador normal de nivel.

La presión del carburante se reduce desde el valor que hay en el depósito al de la alimentación, determinado por la depresión en el motor, a través de un grupo reductor-regulador de presión de dos etapas. La primera etapa (reductor de alta presión) es generalmente en fase líquida y la segunda (reductor de baja presión) en fase gaseosa.

Entre las dos etapas se inserta un intercambiador de calor, que utiliza el calor de los gases de escape o del agua de refrigeración del motor, dimensionado de manera que proporcione el calor necesario para la evaporación del gas licuado, eliminando así peligros de congelación. El vaporizador puede incorporarse con los reguladores de alta y baja presión; el conjunto se denomina *convertidor*.

El *mezclador*, de construcción sencillísima, no se diferencia del usado para la alimentación a metano.

Dada la baja presión de trabajo, no hay peligro de explosión. La gran evaporabilidad reduce el peligro de incendio, en caso de

rotura del depósito.

El GLP (gas licuado del petróleo) es una sustancia que es gaseosa a temperatura y presión ambiente. Sus principales constituyentes son el propano y el butano. A la presión normal atmosférica el propano hierve a -42 grados C y el butano a -5 grados C.

A temperatura por encima del punto de ebullición, estos líquidos se evaporan espontáneamente, tomando calor de los alrededores. Durante la vaporación, el GLP aumenta aproximadamente 250 veces de volumen, lo que le hace favorable para almacenarlo en forma líquida. Puesto que la temperatura ambiente está siempre por encima de la del líquido, el punto de ebullición del líquido aumenta al aumentar la presión ejercida sobre él. De esta forma el GLP permanece líquido cuando está bajo presión a temperaturas normales. Esta presión en el líquido es realizada al tener una fase gaseosa por encima.

La cantidad recomendada de mezcla en verano es de 50 por 100 de propano y 50 por 100 de butano. Los problemas de evaporación en invierno se evitan usando una mayor proporción de propano. La mezcla de invierno deberá consistir en el 70 por 100 de propano y el 30 por 100 de butano.

Un litro de líquido GLP pesa aproximadamente 520 gramos a una presión de una atmósfera y a 15 grados C, mientras que un litro de gasolina pesa aproximadamente 737.6 gramos a la misma presión y temperatura. El rendimiento más bajo calculado en la combustión de GLP, es aproximadamente 11000 kcal/kg. Para la gasolina es alrededor de 10500 kcal/kg.

El GLP requiere más aire que la gasolina para una completa combustión, pero un motor puede tomar solamente una cantidad máxima de mezcla.

El equipo de gas para motores ECH consiste de:

- A) Un depósito fijo con válvula.
- B) Una válvula electromagnética de gasolina, una de GLP y otra de inicio para el arranque.
- C) Un evaporador regulador de presión de gas.
- D) Una unidad de mezcla.

III.2. Depósitos de Almacenamiento.

El GLP se transporta en el coche en un depósito construido especialmente que actúa como un depósito de presión. Estos depósitos están hechos de varios tamaños para contener desde 30 a 120 litros de GLP.

En España por ejemplo el uso de gas generalmente se realiza mediante la utilización de tanques que se cambian al recargar.

El material, la construcción, las técnicas de soldadura y los procedimientos de prueba para el depósito, son controlados, en México se utilizan tanques normalizados de acuerdo a parámetros de Estados Unidos ya que los equipos utilizados en nuestro país son procedentes de Estados Unidos.)

La prueba de presión es generalmente a 30 kg. El depósito va provisto de las correspondientes válvulas.

a) Válvula de alimentación:

Esta válvula incluye dos válvulas de seguridad una detrás de la otra. Ambas están abiertas cuando se recarga el depósito de GLP. Para prevenir la suciedad que pueda tener el gas licuado, en la válvula de llenado existe un filtro.

b) Sobrante.

Por medio del sobrante se puede ver cuando el depósito está lleno al 80 por 100 del líquido GLP. El sobrante tiene que estar abierto durante el llenado. Al principio una pequeña e invisible cantidad de vapor GLP, escapará al hacer ésto, tan pronto como el depósito esté lleno en un 80 por 100, el líquido GLP escapa en forma de niebla blanca. En este punto el llenado deberá cesar y la válvula de sobrante cerrarse.

c) Marcador de nivel.

Este marcador indica en tantos por ciento la cantidad de líquido GLP que queda en el depósito. Funciona por un sistema de flotador. El flotador mueve un pequeño imán de un lado a otro, debajo de la esfera. Encima de ella, una aguja de compás que se

mueve libremente, responde a los movimientos del imán. En algunos países permiten la información de estado de llenado del depósito por medio de relojes eléctricos situados en el tablero.



FIG. III.2.

d) Válvula de seguridad.

Si la presión dentro de un depósito de GLP aumenta a causa de una subida de la temperatura exterior, la válvula de seguridad se abre para permitir al depósito dejar salir suficiente vapor para contrarrestar la presión dentro del depósito a la presión que la válvula de seguridad ha sido ajustada. La presión para permitir la salida está oficialmente regulada a 10 kgs. La presión dentro del depósito no puede aumentar debido a esta válvula, del límite fijado.

e) La válvula de salida del líquido.

Está montada dentro de un tubo introducido hasta el suelo del depósito, para, que de esta manera pueda salir la mayor cantidad posible de GLP en estado líquido. Tiene un mando de forma que el líquido que sale del cilindro pueda ser regulado manualmente. Para mayor seguridad, una válvula de exceso de flujo se monta en la válvula de salida del líquido. Si los tubos de conducción de GLP se rompen o abren de alguna forma, la válvula de exceso se cierra automáticamente para que el depósito no se vacíe completamente.

III.3. Evaporadores.

En los sistemas con dos combustibles, son necesarias dos electroválvulas de manera que nunca se puedan mezclar los dos combustibles, una para gasolina y otra para GLP. Ambas funcionan electromagnéticamente y se operan a través de un interruptor en el tablero del coche, la electroválvula de GLP tiene un sistema de filtros para retener las impurezas no disueltas que se encuentran en el GLP líquido y que llegarían al evaporador y al motor sin estos filtros.

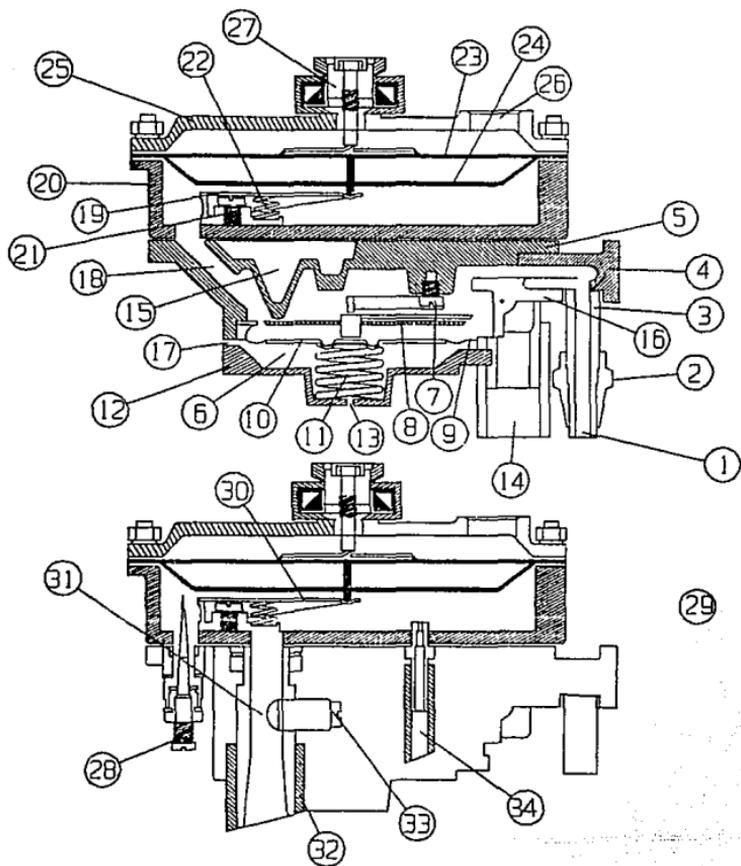
El evaporador tiene las siguientes misiones:

1. Transformar el líquido GLP en vapor (GLP).
2. Reducir la presión que varía según la temperatura a una presión única y constante.
3. Suministrar la cantidad correcta de vapor GLP al carburador de GLP para satisfacer las necesidades de carburante del motor: estas necesidades se indican por fases de depresión.

Las funciones 1 y 2 son realizadas en el primer cuerpo del evaporador excepto en los motores refrigerados por aire, donde la vaporización tiene lugar en una sonda de calentamiento. En este caso el aparato solo funciona como un regulador de presión.

Corte de evaporador de gas L.P.

- 1.- Gas L.P. que alimenta la tubería
- 2.- Tuerca de ajuste
- 3.- Banjo de conexión
- 4.- Tornillo de conexión del banjo con muelle metálico
- 5.- Carcasa del primer cuerpo del evaporador
- 6.- Habitación del primer cuerpo de expansión
- 7.- Válvula del primer cuerpo
- 8.- Filtro absorbente
- 9.- Chapa de aluminio de separación
- 10.- Membrana del primer cuerpo
- 11.- Muelle del primer cuerpo
- 12.- Tapa exterior del primer cuerpo
- 13.- Toma de presión atmosférica
- 14.- Conexión para el cuerpo de circulación de agua
- 15.- Circuito de agua caliente
- 16.- Canal para equilibrar la presión del agua
- 17.- Junta de la carcasa del agua (neopreno)
- 18.- Conexión del primer al segundo cuerpo
- 19.- Paso de G.L.P. para suministro del ralenti
- 20.- Carcasa del segundo cuerpo
- 21.- Válvula del segundo cuerpo
- 22.- Muelle de la válvula del segundo cuerpo
- 23.- Membrana del segundo cuerpo
- 24.- Línea divisoria del segundo cuerpo
- 25.- Tapa exterior del segundo cuerpo
- 26.- Agujero para mantener la presión atmosférica en el segundo cuerpo
- 27.- Válvula electromagnética
- 28.- Aguja de ajuste para el ralenti
- 29.- Carcasa del pulmón
- 30.- Membrana
- 31.- Salida de gas conectado al cuerpo principal
- 32.- Tubo guía de vapor de G.L.P. hacia el M.E.CH.
- 33.- Tornillo de regulación de peso de gas
- 34.- Conexión para la toma de vacío.



En el evaporador, la presión del depósito se reduce en dos etapas.

Es en la primera etapa cuando se produce la mayor reducción de presión y de esta manera la regulación en la segunda etapa solo es un ligero ajuste.

Esto es posible por el calor que se produce con el agua del motor y que se transmite al GLP. Lleva colocado un filtro absorbente en la primera zona del regulador de presión, este filtro absorbente tiene una doble función.

1. Cuando el motor arranca en frío, el filtro absorbente acoge el GLP no evaporado y lo suelta, más tarde cuando se llega a un más alto grado de calor.

2. Cuando existen en el GLP sustancias anormales disueltas, como aceites, éstos son absorbidos por el filtro.

Para prevenir supersaturación y conseguir un aprovechamiento total de estas ventajas este filtro absorbente se tienen que cambiar cada 50,000 kilómetros o mil horas de funcionamiento. Cuando se usa GLP impuro es aconsejable hacer el cambio más a menudo.

El cambio es muy sencillo en el evaporador instalado, debajo de la tapa se encuentra la membrana del primer cuerpo que puede desmontarse girándola un cuarto de vuelta.

Debajo de la membrana, están situadas la tapa de protección y el filtro absorbente.

El tipo de evaporador regulador de presión tiene unas dimensiones muy pequeñas lo que hace fácil su montaje dentro del recinto del motor cuando existe poco espacio en él. El evaporador regulador de presión se ajusta con exactitud en fábrica. Este ajuste no es necesario cambiarlo en absoluto. Debido a la calidad de los materiales, estos ajustes permanecen correctos.

El agua caliente circunda todo el espacio donde está situado el GLP dentro del evaporador. Esto previene contra la congelación de sus paredes de hidrocarburos más pesados. Las membranas de alta y baja han sido protegidas contra la rotura de manera que las membranas no entren en contacto directo con el GLP,

protegiéndolas así contra la influencia de grandes cambios de temperatura.

Una tercera membrana totalmente aislada va dentro del segundo cuerpo del evaporador en conexión con una aguja reguladora del ralenti y una toma exterior de vacío. Esta tercera membrana hace que el ralenti del coche funcione sin altibajos. Se regula a través de una aguja con un muelle, situado en la parte superior del evaporador. Al pararse el motor y no succionar por medio de la toma de vacío, esta membrana cierra la válvula de paso de gas.

III.4. Suministro del motor.

En la unidad de mezcla la cantidad de aire para la combustión se mezcla con la cantidad exacta de GLP. Por medio de un cuidadoso ajuste de cada unidad, para hacerla apropiada para varios sistemas de carburación, se asegura una mezcla homogénea, que tendrá poca influencia en las prestaciones cuando funcione con gasolina.

Hay unidades de mezcla apropiadas para los distintos montajes:

1. Situada entre la base desmontable y el cuerpo del carburador.
2. Entre la tapa del carburador y el cuerpo del carburador.
3. Encima del carburador.
4. Entre el filtro de aire y el carburador incorporado en la manguera del filtro de aire.
5. Dentro del filtro de aire.

En cada caso está estudiada la unidad de mezcla de mejor rendimiento según el tipo de carburador.

III.5. Instalación y operación.

INSTALACION

La instalación del equipo de GLP es muy sencilla y no se requieren de ninguna modificación al motor si se tiene el equipo indicado, en el mercado existen diferentes equipos de conversión de acuerdo al tipo y marca de carburador que utilice el automóvil, la diferencia entre los equipos de GLP consiste en un mezclador de diferentes formas de ajuste al carburador de esta forma se pueden encontrar mezcladores específicos para carburadores FORD, GENERAL MOTORS, CHRYSLER, etc.

La metodología para su instalación es:

- Fijar el tanque de suministro de tal forma que se evite el movimiento en cualquier dirección o sentido del depósito a fin de evitar el peligro de ruptura de la línea de gas.
- Tender la línea de gas por el interior del automóvil o evitando que la línea quede expuesta a golpes o fricción con alguna parte de automóvil que pudiera provocar en algún momento fuga, se tiene que fijar la línea de gas a la carrocería a cada 50 cm
- Fijar la unidad evaporadora al chasis del automóvil en alguna zona que facilite su mantenimiento y en donde se puedan tender las líneas de agua caliente, suministro de gas y alimentación al mezclador.
- Colocar las mangueras de toma y retorno de agua de circulación del motor hacia la unidad evaporadora.
- Fijar el mezclador en el carburador del motor o retirar el carburador y colocar el mezclador de acuerdo al sistema que se quiera utilizar. Colocar el filtro de aire y sus tapas correspondientes.
- Hacer las conexiones eléctricas necesarias para las electroválvulas del sistema y para cuando se desea tener operando el motor con gas o gasolina, se tiende un chicote del tablero de

controles al mecanismo de cambio del mezclador a fin de poder realizar el cambio de combustible en el momento deseado.

OPERACION

La operación del sistema a GLP no es complicada y se tiene que tener en consideración dos pasos primordiales para su uso el primero es a) Arranque del motor. En donde se puede seguir un procedimiento de encendido como en cualquier automóvil y el segundo que algunas veces no es necesario de acuerdo a tipo de sistema instalado es el cambio de gasolina a gas o gas a gasolina que se denomina b) Cambio de combustible.

Arranque.

La mayoría de las veces es conveniente arrancar el motor con el sistema normal del motor y esperar un tiempo razonable hasta alcanzar temperaturas adecuadas en el agua de circulación a fin de obtener un buen trabajo del evaporador y posteriormente realizar el cambio al sistema de gas GLP.

Cuando ya no se cuenta con el sistema de gasolina, se tiene que presionar la válvula de encendido del evaporador a fin de permitir el paso de gas al mezclador y poder arrancar el motor, la válvula de encendido del evaporador permanecera activada hasta que se alcanzan temperaturas adecuadas en el agua de circulación capaces de transmitir suficiente energía al gas líquido y realizar su cambio a la fase gaseosa.

Cambio de combustible.

Para realizar este cambio de combustible se tienen que permitir el paso de gas por medio de la electroválvula que controla el paso de gas al carburador, al mismo tiempo se tiene que cerrar la línea de gasolina por medio de otra electroválvula y colocar en la posición correcta el mezclador (el mezclador tiene un sistema mecánico que permite la operación con gas en una

posición y con gasolina en otra dependiendo de la posición en que se encuentre).

CAPITULO IV

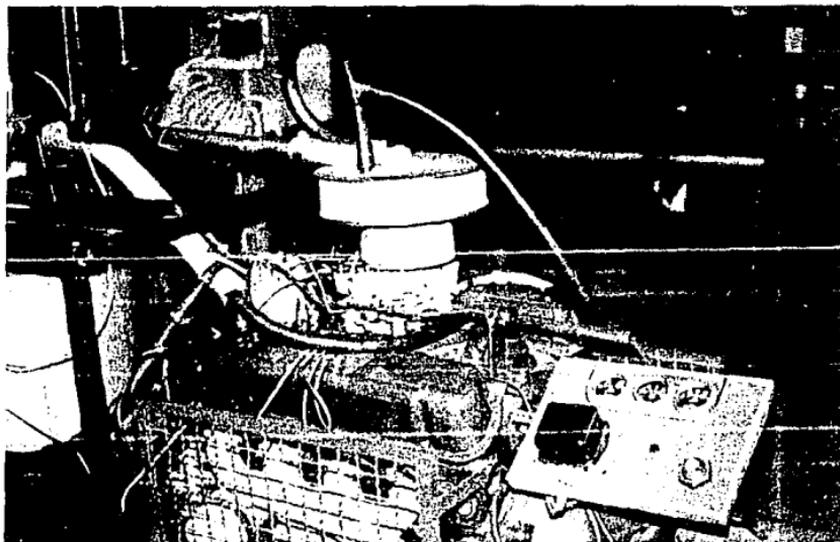
IV. Descripción del Equipo Utilizado

IV.1 Motor de gasolina.

El motor de gasolina utilizado tiene los siguientes datos técnicos:

Marca:	Ford
Número de cilindros:	8
Carrera:	3 pulgadas
Area de cilindros	4 pulgadas
Posición de los cilindros	V
Cilindrada:	302 pulg ³
Potencia	130 hp @ 3600 r.p.m.
Relacion de Compresión	B.4:1

Y se encuentra acoplado a él, un freno hidráulico y equipo de medición para diferentes parámetros.



FOT. IV.1 MOTOR DE GASOLINA FORD

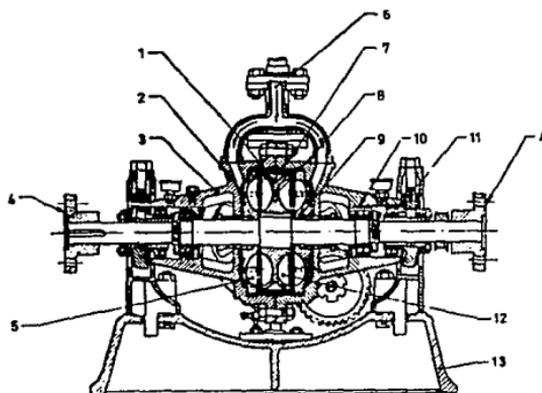
IV.2. Freno Hidráulico.

Los frenos hidráulicos son adecuados para las mediciones de potencia de la mayor parte de los motores endotérmicos. Se componen de un rotor y de una carcasa o estator parcialmente llena de agua.

En el freno Froude, que es el tipo más comúnmente usado, carcasa y rotor están provistos de cavidades y álabes oportunamente conformados que imparten al agua un movimiento turbulento que transforma en calor el trabajo realizado por el motor.

El agua circula a través de la carcasa de modo que el calor es extraído a medida que se va generando.

Las variaciones de cargas se consiguen variando el nivel del agua en el interior del freno.



Freno hidráulico sistema Froude.

1. Semi-caja de regulación - 2. Perforaciones de alimentación del rotor - 3. Caja - 4. Flange de acoplamiento del árbol motor - 5. Cavidad del estator - 6. Entrada del agua de circulación - 7. Canal anular de salida del agua de circulación - 8. Rotor - 9. Estator - 10. Cojinete de bolas de soporte del árbol - 11. Cojinete de bolas de soporte de la caja - 12. Cavidad del rotor - 13. Bancada.

FIG. IV. 1.

En la FIG. IV.1. se representa en sección un freno Froude.

El rotor 8 está montado sobre un árbol soportado por cojinetes de bolas 10 apoyados en un banco fijo 13. El estator 9 solidario con la caja es por lo tanto libre para oscilar en torno al rotor. Para la prueba el árbol del freno es acoplado al cigüeñal del motor mediante el cople 4. En ambas caras del rotor y del estator, unas frente a otras, se practican, como ya se menciona, unas cavidades 5 y 12 de sección semielíptica, comprendidas entre álabes inclinados.

Durante el funcionamiento el agua que llena las cavidades es puesta en circulación según un movimiento turbulento porque lanzada por el rotor hacia el exterior, penetra en las cavidades del estator en la periferia y, después de haberlas recorrido,



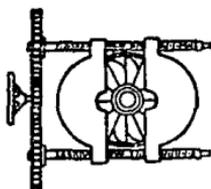
Esquema de funcionamiento hidráulico del freno Froude.

FIG. IV.2.

regresa, con velocidad menor, a las del rotor en la parte más próxima al eje de rotación. (FIG IV.2.)

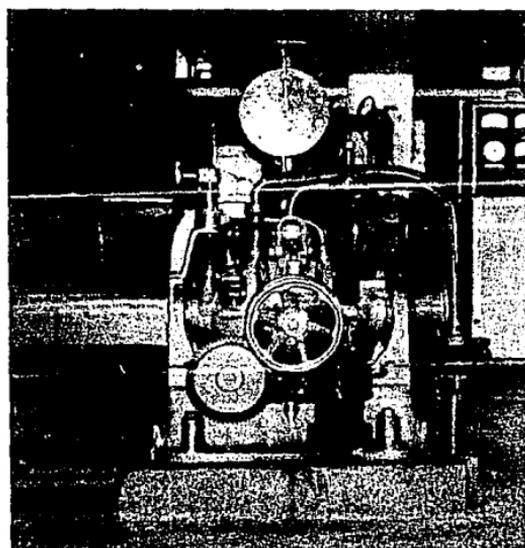
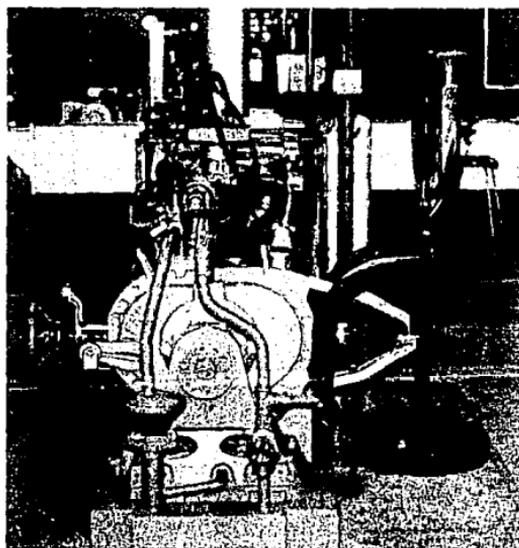
La resistencia que el agua opone a la rotación del rotor reacciona sobre el estator produciendo un momento igual al par motor; éste se mide por medio de una balanza aplicada en el extremo del brazo del estator.

En el espacio comprendido entre el rotor y los dos elementos del estator pueden transcurrir las paredes de dos semi-cajas semicirculares desplazables por medio de un volante desde el exterior. Accionando el volante las dos semicajas se aproximan y se alejan del eje de rotación, de modo de dejar inactivos, a los efectos de la circulación del agua, un número menor o mayor de cavidades; así se consiguen las variaciones de carga sobre el motor. (FIG. IV.3)



Semicajas de regulación para freno tipo Froude.

FIG. IV.3.



FOT. IV.2 Y IV.3 FRENO DE FROUDE

IV.3 Sistema de enfriamiento.

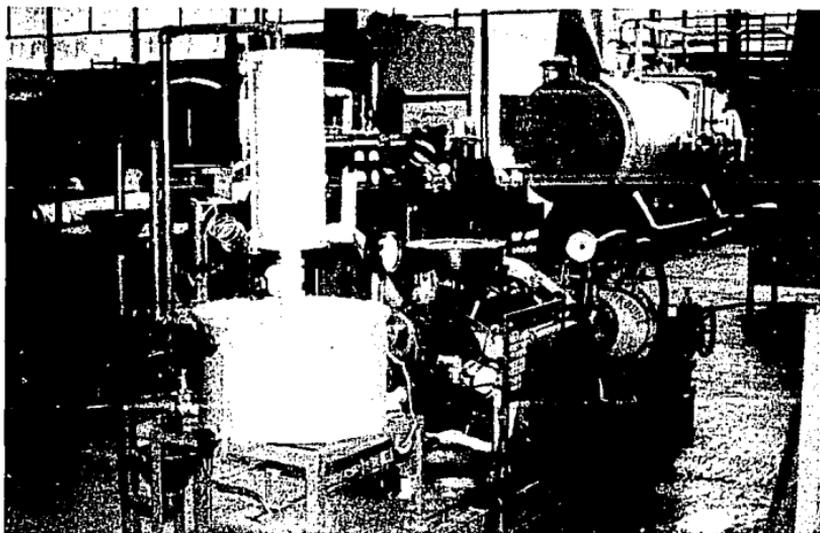
El motor de gasolina utilizado esta montado en un banco de pruebas como se muestra en la fotografia IV.1. En el capitulo I inciso I.3.4. se menciona que los radiadores aprovechan el movimiento del vehículo para aumentar su capacidad de refrigeración. En nuestro caso el motor no esta en movimiento lo que hace necesario hacer una pequeña modificación al sistema de enfriamiento para que pueda operar adecuadamente el motor. Esta modificación consiste en aumentar el volumen del líquido refrigerante para evitar que la temperatura se eleve rápidamente y mientras tanto poder controlar la temperatura del agua de refrigeración del motor, este aumento en el volumen se logra cambiando el radiador del motor por tanques de almacenamiento de agua. Estos tanque se aprecian en la fotografia IV.1 los cuales se conectan a la entrada y salida del agua de circulación del motor y además tienen entrada y salida de agua a la red municipal, y carece de ventilador. Y se tiene de la siguiente instrumentación

- a) Indicadores de nivel
- b) Termopares que registran la temperatura del agua que entra al motor y la que sale del mismo.

La forma de operar este sistema de refrigeración es:

Cuando se pone en operación el motor se permite que la temperatura que registra los termopares alcance entre 40 y 60 grados C antes de dar carga en el freno hidráulico al motor. Cuando la temperatura del agua de refrigeración alcanza los 60 grados centígrados se abre una válvula en el tanque inferior del sistema de enfriamiento la cual permite la salida del agua contenida en este tanque. Esto tiene como objetivo el perder agua caliente y por medio de otra válvula se permite la entrada de agua fría, con lo que se logra mantener la temperatura del agua de refrigeración en un rango entre 40 y 60 grados centígrados.

Además se tiene que mantener un nivel de agua adecuado en los tanques de almacenamiento para garantizar que todo el tiempo se este suministrando una correcta cantidad de agua.



FOT. IV. 4 TANQUES DE AGUA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Para la circulación de agua del sistema se aprovecha la propia bomba de agua del motor, por lo que solamente es necesario mantener el nivel de agua en los tanques y el rango de temperatura para un correcto funcionamiento.

IV.4. Sistema de gas

El sistema de gas utilizado consta de:

Unidad evaporadora:

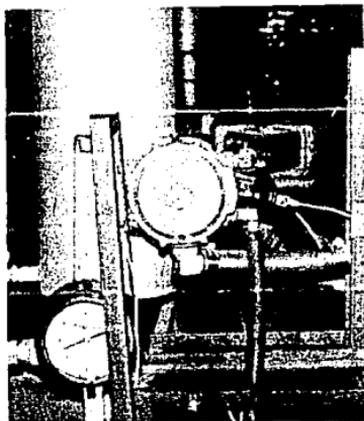
Marca Imco Carburation Inc.

Modelo L

Presión de Trabajo 312 psi

La unidad evaporadora contiene.

- a) filtro de gas a la entrada.
- b) válvula solenoide de suministro de gas.
- c) evaporador y regulador de presión.



FOT. IV.5. UNIDAD EVAPORADORA

Mezclador o dosificador:

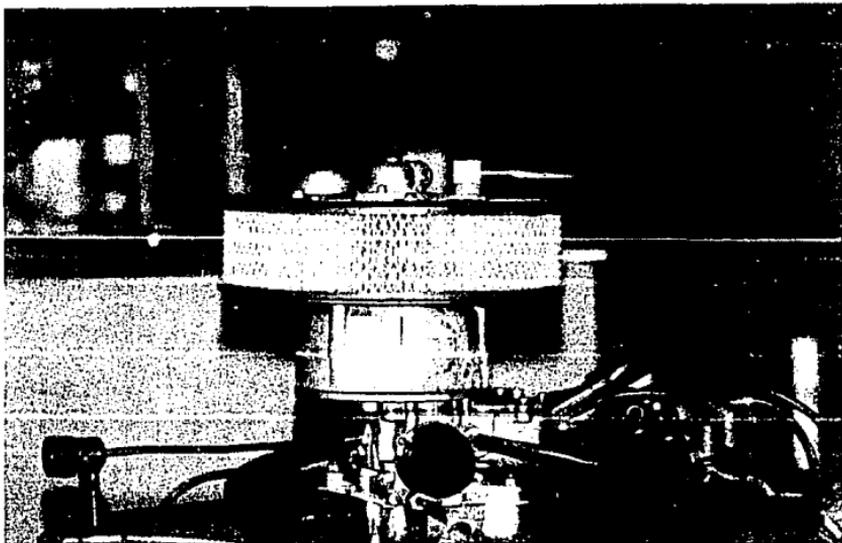
Marca Impo Carburation Inc.

Modelo 300A

Serie 1 & 20

El mezclador contiene:

- a) Base para ser acoplado en carburador Ford de dos gargantas.
- b) Mezclador de aire y gas LP
- c) Mecanismo de selección para funcionar a gas LP o gasolina.
- d) Alojamiento y tapa para filtro de aire



FOT. IV.6 MEZCLADOR

Tanques de gas:

Los tanques de gas utilizados fueron 2 tanques de gas domésticos de 35 y 45 kg respectivamente conectados en paralelo por medio de tubería de cobre de 1/2 pulgada de diámetro.

IV.5 Medición de combustibles:

Para gasolina.

La medición de combustible para gasolina se realizó con la ayuda de un depósito de combustible del cual se toma la gasolina utilizada para la prueba, este depósito permite conocer el volumen de combustible empleado en un tiempo determinado ya que al conocer previamente el área del depósito solo se toma la diferencia de alturas y con la ayuda de un cronómetro y el tiempo en el que transcurre la prueba. En la FIG. IV.4. se muestra el depósito empleado, las fórmulas, dimensiones y variables necesarias para determinar el gasto de gasolina se encuentran en la memoria de calculo (inciso V.3)

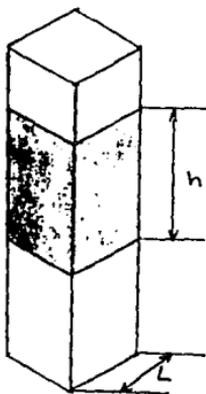


FIG. IV.4 Depósito de Combustible

Para gas.

En la medición de gas se utilizó un equipo especial llamado Rotámetro que es un sistema mecánico para medición de gastos el cual funciona de la siguiente forma.

El rotámetro esta construido con un tubo la mayoría de las veces de acrílico, este tubo no es de area constante esta aumenta en uno de sus extremos. El principio de operación es sencillo, se coloca en forma vertical el tubo de acrílico con la menor area apuntando hacia abajo. En el interior de este tubo se coloca un flotador de menor diámetro al diámetro interior del tubo lo que forma un espacio entre las paredes interiores del tubo y la superficie del flotador que en la mayoría de los casos es una esfera, Esta diferencia de dimensiones facilita el paso de algun fluido entre la superficie del flotador y el tubo, conforme cambia de posición el flotador el área anular que forma este con el tubo aumenta permitiendo mayor flujo másico o menor dependiendo de la posición del flotador.

Los rotámetros se colocan directamente en la línea del fluido que se desea medir o controlar con lo que se hace pasar el fluido através del tubo y flotador ya mencionados, esto ocasiona fuerzas de flotación que arrastraran el flotador hacia arriba o hacia abajo hasta encontrar un equilibrio entre las fuerzas de flotación del fluido y el peso del flotador, aquí interviene el espacio anular formado por el flotador ya que a mayores espacios anulares serán las fuerzas de flotación o arrastre aplicadas al flotador, con lo que se puede lograr el equilibrio entre el peso del flotador y las fuerzas de arrastre del fluido, de aquí se afirma que la posición del flotador depende del gasto del fluido que se tenga y si requieren espacios anulares mayores (mayor altura del flotador dentro del tubo de acrílico) mayores seran los gastos existentes en la línea.

Los rotámetros presentan escalas graduadas las cuales determinan el gasto que se tiene de acuerdo a la posición del flotador, estas escalas estan determinadas desde fábrica por lo que solo se requiere colocar el Rotámetro en la línea del fluido y

registrar la posición del flotador. en la FIG. IV.5. se muestra un rotámetro cuyas escalas son en pies cúbicos por hora como el empleado en el presente trabajo.

El Rotámetro empleado es de las siguientes características.

Marca	Dwyer
Modelo	RMC
Material	Acrílico
Rangode operación	40 a 400 ft ³ /hr

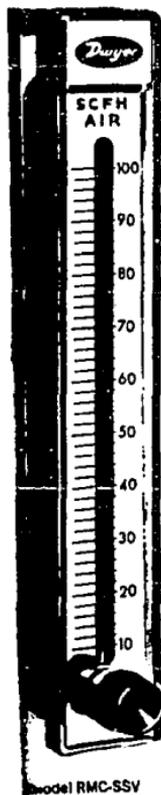
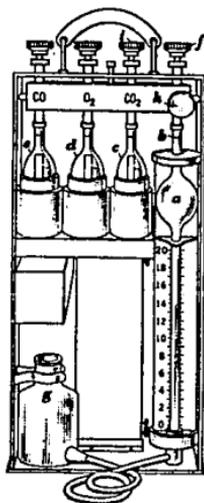


FIG. IV.5. ROTAMETRO

IV.6. Orsat.

El equipo usual de laboratorio para analizar mezclas de gases es el aparato Orsat. El Orsat consta de una bureta medidora *a* (que contiene 100 unidades de volumen entre la marca 0 de la escala y la pinula en *b*) y una serie de pipetas de absorción tales como *c*, *d*, y *e*. Este modelo particular es para mezclas que contienen bióxido de carbono, oxígeno, o monóxido de carbono. (FIG. IV.6)



Orsat Ellison para determinar CO₂, O₂ y CO

FIG IV.6.

El método de realizar una prueba se puede resumir como sigue: Se absorbe una muestra de gas a través de la válvula *f* al interior de la bureta α bajando el nivel de la botella *g*, la cual contiene un líquido que usualmente es agua. En seguida se cierra la válvula *f* y se abre la válvula *h* al ambiente. El gas sobrante es expulsado elevando el nivel de la botella hasta que el nivel de *g* coincida con la marca cero. Este procedimiento garantiza que la muestra de 100 unidades de volumen está a la presión atmosférica, en tanto que la capacidad térmica del aparato asegura que la temperatura de la mezcla también es la atmosférica. En seguida, abriendo la válvula *i* y elevando la botella niveladora, el gas contenido en la bureta medidora es forzado al interior de la pipeta *c*. Esta contiene una solución de hidróxido de potasio que debe absorber el bióxido de carbono. En seguida, se baja la botella niveladora y la muestra regresa a la bureta medidora mientras que el nivel de la solución en la pipeta regresa al índice. Cuando la botella niveladora se mantiene con los niveles del agua en *g* y en α iguales, se restablece la presión de la muestra α que sea la inicial (atmosférica) (en tanto que la temperatura permanece constante en su valor inicial). Así, la lectura hecha en este punto representa el volumen del bióxido de carbono, que fue absorbido en la primera pipeta, medido a la presión y temperatura atmosféricas. Este volumen es el parcial del bióxido de carbono en la mezcla original seca. Se repite el procedimiento pasando el gas a la segunda pipeta, que contiene una solución de ácido pirogálico. En ella se absorbe el oxígeno y el resto del gas se regresa a la bureta medidora. El volumen medido ahora, es menor que las 100 unidades originales, en una cantidad igual a los volúmenes parciales de CO_2 y O_2 en la mezcla seca original. el volumen parcial del oxígeno se calcula de inmediato, puesto que se conoce el volumen parcial del CO_2 . (En forma semejante, la tercera pipeta que contiene cloruro cuproso, absorbe monóxido de carbono, que puede estar presente.).

CAPITULO V

V. Pruebas en el motor.

Tipos de pruebas.

Las pruebas de los motores de combustión pueden dividirse en dos tipos:

1. Pruebas de velocidad variable.
2. Pruebas de velocidad constante.

Las pruebas de velocidad variable, pueden dividirse en pruebas a plena carga en la que los objetivos son la máxima potencia y el consumo específico mínimo de combustible, en cada velocidad diferente; y en pruebas con cargas parciales para determinar las variaciones del consumo específico de combustible. La prueba de velocidad constante se hace principalmente para determinar el consumo específico de combustible.

A continuación se presentan los procedimientos para efectuar las pruebas antes mencionadas, estas pruebas se realizarán para gas y gasolina tratando de operar el motor en condiciones semejantes para ambos combustibles, se hacen notar las variaciones que se presentan en las pruebas realizadas con la descripción teórica de las mismas.

V.1. Prueba de velocidad variable con el motor ECH.

Para efectuar una prueba de potencia máxima en el motor ECH se arranca el motor y se obtiene en marcha ralenti la velocidad mínima de operación recomendada por el fabricante. Se corre el motor durante cierto tiempo hasta que el agua y el aceite lubricante sean llevados a una temperatura definida de trabajo.

Cuando el motor está trabajando a una temperatura óptima se inicia la prueba proporcionando carga al motor y midiendo el consumo de combustible. La prueba termina cuando se completa el conjunto de mediciones predeterminadas como velocidad media, la carga

del freno, las temperaturas, el consumo del combustible, etc. Los conceptos consignados incluyen todos los datos necesarios para calcular los parámetros requeridos lo mismo que toda la información necesaria para reproducir la prueba. *(En el apéndice se presentan tablas de datos de las pruebas realizadas).*

Después de completar esta fase, se ajustan el freno o la carga hasta que varíe la velocidad en la proporción deseada, en tanto que se ajusta la chispa para máximo par torsional (exceptuando cuando se especifique control automático de la chispa). Nuevamente se obtienen las condiciones de equilibrio de la temperatura repitiendo el proceso del párrafo precedente.

Para realizar una prueba de cargas parciales con velocidad variable, digamos $1/2$ carga, se obtienen lecturas de la mitad de la potencia máxima en cada velocidad variando el acelerador y el ajuste del freno. Puede obtenerse la curva de la potencia al freno (bhp) contra la velocidad dividiendo simplemente las ordenadas de la curva de bhp máximas entre 2, pero el objetivo principal es mostrar cómo varía el consumo de combustible bajo las nuevas condiciones de aceleración variable.

V.2. Prueba de velocidad constante.

La prueba de velocidad constante se verifica variando el acelerador desde la posición sin carga hasta la de carga plena en pasos convenientes de la carga para obtener curvas continuas. Comenzando con carga cero, se abre el acelerador para obtener la velocidad deseada siguiendo el procedimiento de la prueba ya descrita. Al terminar la primera fase, se aplica la carga al motor abriendo un tanto el acelerador como para mantener la misma velocidad constante que anteriormente, estando lista para iniciarse la segunda fase de la prueba. La última fase se realiza con el acelerador completamente abierto.

V.3 Memoria de Calculo

Analisis Mecánico y Térmico para pruebas de velocidad constante y variable

- Par de Torsión:

El par de Torsión aplicado a la flecha del motor es medido desde el Freno Hidráulico con la siguiente fórmula:

$$T = F * d \quad (1)$$

Donde: T= Par de Torsión (Nm)

F= Fuerza aplicada al motor en el Freno Hidráulico (N)

d= distancia de la flecha del motor al dinamómetro del Freno Hidráulico (m)

La distancia a la cual se aplica la fuerza tiene un valor constante de 0.651 (m) en todas las pruebas.

- Potencia al Freno:

$$P_f = T * \omega \quad (2)$$

Donde: P_f= Potencia al Freno (W)

ω = Velocidad Angular de la flecha (1/seg)

T= Par de Torsión (J)

$$\omega = 2 \pi N / 60 \text{ (1/seg)}$$

N= r.p.m. obtenidas en la flecha

-Gasto de Combustible:

-Gasolina

$$G_c = \frac{V}{t} \cdot \rho_{comb.} \quad (3)$$

Donde: G_c = Gasto de Combustible (Kg/s)

V = Volumen consumido (m³)

t = Tiempo (s)

ρ_{comb} = densidad de combustible (Kg/m³)

ρ_{comb} es un valor constante de 750 (Kg/m³)

Para el volumen consumido se considera un depósito de sección cuadrada de 10 * 10 (cm) y la altura es la diferencia de niveles registrados en un tiempo determinado durante cada prueba.

$$V = 0.1 * 0.1 * h \quad (m^3)$$

-Gas

$$G_c = V * \rho_{comb.} \quad (4)$$

Donde: V = Gasto Volumétrico medido en el Rotámetro

$\rho_{comb.}$ = Densidad del Gas

Se considera la $\rho_{gas} = \rho_{aire} = 1$ (Kg/m³)

- Gasto Específico de Combustible:

$$G_{e.c.} = \frac{G_c}{P_f} \quad (5)$$

Donde: $G_{e.c.}$ = Gasto Especifico de Combustible (Kg/s W)

G_c = Gasto de Combustible (Kg/s)

P_f = Potencia al Freno (W)

- Eficiencia del Motor:

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{P_f}{G_c * P.C.A.} \quad (6)$$

Donde: η_{motor} = Eficiencia del Motor (%)

P_f = Potencia al Freno (W)

G_c = Gasto de Combustible (Kg/s)

P.C.A. = Poder Calorífico del Combustible (J/Kg)

-Gasolina:

P.C.A. considerado $47,984.11 \text{ E } 3$ (J/Kg)

-Gas:

En gas se consideró una composición de:

Butano 50%

Propano 50%

Cuyos valores caloríficos son de :

Butano $49,528,752$ (J/Kg)

Propano $50,345,022$ (J/Kg)

Para obtener el poder calorífico se aplican los porcentajes considerados de los componentes.

Butano $50\% \times 49,528,752$ (J/Kg) = $24,764,376$ (J/Kg)

Propano $50\% \times 50,345,022$ (J/Kg) = $25,172,511$ (J/Kg)

$\Sigma = 49,936,887$ (J/Kg) P.C.A.

Para pruebas de Velocidad Constante

- Potencia Indicada:

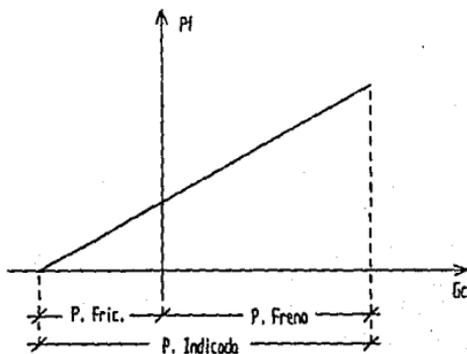
$$P_i = P_{fricc.} + P_f \quad (7)$$

Donde: P_i = potencia Indicada (W)

$P_{fricc.}$ = potencia de Fricción (W)

P_f = Potencia al Freno (W)

La potencia de fricción se obtiene de relacionar por medio de una regresión lineal a la Potencia al Freno como abscisa y el Gasto de Combustible como ordenada y obtener una ecuación de la forma $y=mx+b$, una vez que se ha determinado el valor de m y b se encuentra el punto de intersección de la recta con las abscisas cuando la ordenada es cero, este punto de intersección es la Potencia de Fricción.



Línea Willans

FIG V.1.

-Presión Media Efectiva al Freno:

$$P_{meF} = \frac{P_f \times (Z)}{A \times L \times N \times n} \quad (8)$$

Donde:

P_{meF} = Presión Media Efectiva al Freno (N/m²)

P_f = Potencia al Freno

Z = Revoluciones necesarias para concluir un ciclo termodinámico en el motor

A = area del cilindro (m²)

L = Longitud de la carrera del pistón en el motor (m)

N = Velocidad del motor (rev/seg)

n = número de cilindros del motor

Valores constantes:

A = 8.1073 E-3 (m²)

Z = 2 (rev)

L = 0.0762 (m)

N = 2200 (rev/min)

n = 8

- Presión Media Efectiva Indicada:

$$P_{meI} = \frac{P_I \times (Z)}{A \times L \times N \times n} \quad (9)$$

Donde:

P_I = Potencia Indicada (W)

- Eficiencia Mecánica:

$$\eta_{mec} = \frac{P_F}{P_I} \quad (10)$$

Donde: η_{mec} = Eficiencia Mecánica (%)
 P_F = Potencia al Freno (W)
 P_I = Potencia Indicada (W)

- Eficiencia Térmica:

$$\eta_T = \frac{P_I}{G_c \times P.C.A.} \quad (11)$$

Donde: η_T = Eficiencia Térmica (%)
 P_I = Potencia indicada (W)
 G_c = Gasto de Combustible (Kg/s)
 $P.C.A.$ = Poder Calorífico Alto (J/Kg)

-Eficiencia Total:

$$\eta_{TOT} = \eta_{mec} \times \eta_T \quad (12)$$

Donde: η_{TOT} = Eficiencia Total (%)
 η_{mec} = Eficiencia Mecánica (%)
 η_T = Eficiencia Térmica (%)

Analisis de Combustión

Pruebas de Velocidad Constante y Variable

-Nitrógeno Real:

$$Nr = 100 - (CO_2 + CO + O_2) \quad (13)$$

Donde: Nr= Nitrogeno Real (%)

CO₂= Porcentaje de CO₂ obtenido en el Orsat (%)

CO= Porcentaje de CO obtenido en el Orsat (%)

O₂= Porcentaje de O₂ obtenido en el Orsat (%)

-Exceso de Aire:

$$EA = \frac{3.76 \times (O_2 - 0.5CO)}{Nr - 3.76(O_2 - 0.5CO)} \quad (14)$$

Donde: EA= Exceso de Aire (%)

O₂, CO se utilizan en %

-Gasto de Aire:

$$GA = \frac{28.2 \times N_2}{Nr - 3.76(O_2 - 0.5CO)} \times C \times Gc \quad (15)$$

Donde: GA= Gasto de Aire (Kg/s)

N₂, CO, CO₂ se utilizan en %

C= Porcentaje de carbón que contiene el combustible
(Kg carbón / Kg combustible) **

Gc= gasto de Combustible (Kg/s)

** Para gasolina: C= 0.85

CAPITULO VI

VI Conclusiones y Recomendaciones

VI.1.-Pruebas de velocidad constante.

Gráfica 1. Carga vs. Gasto de Combustible.

Graficando la carga contra el gasto de combustible se observa que se consumen menos Kg/s de gas para desarrollar la misma carga con los diferentes combustibles. (Gráfica 1)

El comportamiento de las curvas es similar para ambos carburantes, esto es, a mayor carga, mayor el consumo de combustible, aunque para desarrollar el mismo incremento de carga (4 a 13 kg), se requiere un aumento de 8 a 15 (Kg/s) de gas y para gasolina se requiere un incremento de 15 a 23 (Kg/s) lo que indica que si se opera el motor a bajas cargas se obtiene 40% de ahorro de combustible utilizando gas y este ahorro desciende a 28% en altas cargas. Este comportamiento se debe a las diferentes pendientes que se tienen en gas y gasolina siendo mayor para gas.

Gráfica 2. Carga vs. Eficiencia del Motor.

Como resultado del bajo consumo de combustible en la operación utilizando gas, conduce a obtener una mejor eficiencia del motor este incremento en eficiencia es de 4 % para una carga de 4 kg y de 8% para 13 kg.

El incremento total de eficiencia para gas es del 12% desde la eficiencia más baja hasta la más alta y para gasolina del 8%, esto es debido al diferente comportamiento del sistema utilizando gas, puesto que el consumo de gas presenta un incremento más fuerte para alcanzar altas cargas, no siendo así para gasolina que el gasto de combustible presenta un comportamiento más uniforme a lo largo de los incrementos de carga.

Gráfica 3. Carga vs. Potencia Indicada.

Por simple inspección de la gráfica 3, se observa que al utilizar gas se obtiene una menor pérdida de potencia por fricción y la carga que se está aplicando al motor es la misma para gas y gasolina. Se puede afirmar que se obtienen diferentes potencias de fricción siendo menor la potencia de fricción para gas, con lo que se concluye que utilizando gas disminuye la potencia requerida para vencer la propia fricción del motor, recordando que la potencia indicada parte de la línea Willans (Pot F vs G.C.). Donde al modificar el Gasto de Combustible también se modifica la Potencia de Fricción, con lo que se explica el comportamiento del sistema analizado ya que a menor gasto de combustible menor potencia de Fricción y Potencia Indicada, que es el caso del sistema analizado. Y si se utiliza un carburante en el que se requiera menor gasto de combustible será menor la potencia de Fricción.

Gráfica 4. Carga vs. Eficiencia Mecánica.

En la gráfica anterior se determina que es menor la potencia de fricción para gas por lo tanto es lógico suponer que se tienen menores pérdidas de fricción lo que nos lleva a una mejor eficiencia mecánica.

El incremento de eficiencia en gas con respecto a gasolina es de 10% aproximadamente, en esta gráfica como en la anterior se consideran datos de mayor importancia aquellos que son registrados para la mayor carga pero es interesante observar que el comportamiento de la Eficiencia Mecánica para gas y gasolina se mantiene con la misma proporción a través de todas las cargas por lo que se puede afirmar que utilizando gas se tiene una Eficiencia mecánica 10% arriba de la Eficiencia mecánica utilizando gasolina.

Gráfica 5. Carga vs. Eficiencia Térmica.

Se observa que en la mayoría de las pruebas se obtiene una mejor eficiencia para gas y su comportamiento se explica de la siguiente forma.

El comportamiento permanece constante a través de las diferentes cargas aplicadas y la diferencia entre la eficiencia obtenida entre los combustibles es de 10%.

Partiendo de la definición de Eficiencia Térmica, se tiene una menor Potencia Indicada para gas como se hace mención para la gráfica 3, con lo que el dividendo es menor para gas en la

ec. (11) del cap.V y para el divisor se tiene el producto de Gasto de Combustible por el Poder Calorífico y en el caso analizado se tienen poderes caloríficos casi iguales para ambos carburantes con una diferencia de 2000 KJ/kg mayor para gas, pero se tiene un menor gasto de combustible que nos da como resultado una mayor eficiencia Térmica en gas.

Gráfica 6. Carga vs. Eficiencia Total.

Como se han mencionado para las anteriores gráficas de Eficiencia no es extraño mencionar que se obtiene para este concepto una mejor Eficiencia Total en gas que en gasolina este incremento de eficiencia es de 10% para 13 kg de carga y de 6% en 4 kg de carga, este comportamiento en la eficiencia es el resultado de la forma en que el gas es requerido por el motor. Si se analiza la definición de Eficiencia Total se pueden definir los siguientes puntos, -el Dividendo, Potencia al freno es igual para ambos carburantes-, -el Poder calorífico de los carburantes es aproximadamente igual con una diferencia de 2000 KJ/kg mayor para gas por lo que se pueden considerar aproximadamente iguales, al ser menor el gasto de combustible en gas el producto de G.C. x P.C.A. es menor en gas por lo que el divisor es menor y por lo tanto mayor la eficiencia Total (ec. 12).

Gráfica 7. Carga vs. Exceso de Aire.

De esta gráfica se puede decir que el motor no requería gran cantidad de aire en exceso puesto que su carburación es buena, esto lo indica esta gráfica al representar que se requiere un 5% de exceso de aire para la mayor carga. En ambos combustibles, su comportamiento es el siguiente: Con bajas cargas se tiene un exceso de aire de un 2% en la mayoría de los casos de gas y de un 5% en gasolina, estos porcentajes disminuyen al aumentar la carga de 7 hasta 10 kg y aumentan nuevamente al alcanzar los 13 kg de fuerza.

Esto indica que el motor requiere una mayor cantidad de aire en bajas y altas cargas, siendo mayor el exceso de aire requerido para gasolina, con lo que se puede concluir que para gasolina se requiere una mayor cantidad de aire pues es más complicada o tardada la mezcla de partículas de combustible y aire, para una correcta combustión, lo que no sucede con el gas porque el mezclado de aire y combustible ocurre rápidamente.

Gráfica 8. Carga vs. Gasto de Aire.

Como se menciona para la gráfica 7 el gasto de aire es menor para gas por las características propias del equipo de carburación

pero esto afecta en la combustión como se verá más adelante, al observar esta gráfica además de notar que es menor el gasto de aire requerido por el motor para gas, se observa que el gasto de aire aumenta uniformemente conforme aumenta la carga lo que marca una diferencia en la gráfica 7 en donde existe una caída en el exceso de aire entre las cargas de 7 a 10 kg lo que puede provocar una mala combustión en esta zona e indica que el sistema requiere un exceso de aire para mejorar su funcionamiento en ambos combustibles.

El menor requerimiento de aire para gas puede ser una ventaja sobre gasolina ya que si se analiza desde un punto de vista ecológico se puede decir que ensucia menor cantidad de aire en el tiempo aunque se tiene que hacer el análisis completo de combustión para determinar los niveles de contaminación para ambos carburante, esto se atiende más adelante.

La diferencia de Gasto de Aire es aproximadamente de 0.015 (kg/s) menos en gas que en gasolina.

Gráfica 9. Carga vs. Gasto Gases Secos.

Al tener un menor gasto de Aire en gas es lógico suponer que se tendrá en los gases de escape un menor Gasto de gases secos y esto es observado claramente en esta gráfica.

El comportamiento de los gases secos es igual al que se presenta en el gasto de aire, la diferencia entre el gasto de Gases secos de gasolina y gas es de 0.015 kg/s para una carga de

13 kg y de 0.01 kg/s para 4 kg aumentando esta diferencia paulatinamente conforme aumenta la carga.

Gráfica 10. Carga vs. Combustible no Quemado.

Al graficar la carga vs. Gasto de combustible no quemado se pueden determinar zonas para ambos combustibles en las cuales se tiene una deficiente oxidación. Para gas la zona problemática son los 7 kg de fuerza ya que es donde se presenta una cresta y conforme aumenta la carga disminuye el gasto de combustible no quemado, lo ideal en éste gráfico es obtener un gasto nulo de combustible no quemado lo que indicaría que en la combustión interviene absolutamente todo el combustible.

Para gasolina esta cresta se presenta cerca de los 10 kg de carga pero el comportamiento de ésta gráfica difiere con respecto a gas pues el gasto de combustible no quemado permanece casi constante de 4 kg a 7 kg de carga, aumenta drásticamente de 7kg a 10kg y a partir de 10 kg en adelante su disminución no es muy agresiva a diferencia del gas, En este se aprecia una disminución significativa en el gasto de combustible no quemado en el intervalo de 10 a 13 kg con lo que se puede decir que aunque existen zonas difíciles en cuanto a la combustión se obtiene un mejor resultado en gas.

Como se mencionó en la gráfica B se podían presentar problemas en combustión por la falta de exceso de aire en la

mezcla a oxidar, este problema es real y si se analizan las zonas de menor exceso de aire para gas y gasolina, en la gráfica 7 se observa que el menor exceso de aire en gas y gasolina corresponde a las crestas que se presentan en ésta gráfica, por lo que se puede afirmar que en 7kg de carga para gas y 10kg de carga para gasolina se presentan problemas de combustión por falta de aire en el sistema, que son zonas en las que el carburador tendrá que regular de una forma más apropiada la entrada de aire para evitar la deficiente combustión, y también que se trate de evitar el operar el motor en ésta zona.

Gráfica 11. Carga vs. Eficiencia de Combustión.

El comportamiento de esta gráfica es la conclusión del análisis de carga para velocidad constante en ella se determina que para bajas cargas, el mejor carburante en cuanto a combustión es la gasolina. Para altas cargas se tienen mejores resultados con gas y aparece nuevamente para los dos carburante el problema ya mencionado de falta de aire en la mezcla a los 7 kg de carga en gas y a los 10kg de carga en gasolina.

Para altas cargas se obtienen muy buenas eficiencias de combustión en gas, éstas pueden llegar a ser del orden del 97%.

Esta eficiencia solo relaciona los gastos masicos de combustible suministrado y combustible no quemado en el tubo de escape del motor, por lo que se puede definir ésta, como la eficiencia de la masa de combustible que interviene en la

combustión, aún falta hacer el análisis de los productos de combustión para llegar a una conclusión.

Gráficas 12 y 13. Gasto de Gas vs. Potencia Indicada.

Gasto de Gasolina vs. Potencia Indicada.

Como ya se mencionó anteriormente, cuando se utiliza gas como combustible se tienen menos pérdidas por fricción por la modificación en el gasto de combustible y al comparar éstas gráficas se observa claramente ésta diferencia, si se observa el comportamiento de ambas gráficas se puede ver que a menores gastos de combustible en gas comparados con los gastos en gasolina se obtienen menores puntos de potencia indicada y la diferencia entre el menor y el mayor es de aproximadamente 15(kw) para ambos, pero con diferentes gastos de combustible y con un desplazamiento de 5kw en las líneas de potencia indicada en gasolina, lo que reafirma nuevamente la observación realizada para la gráfica 3 en donde se menciona que la potencia al freno registrada es igual para gas y gasolina y la diferencia es debida a los cambios en la potencia de fricción.

Por otra parte es conveniente mencionar que ésta y el resto de gráficas para las pruebas de velocidad constante son graficadas por separado, pues siempre se obtendrán gastos de gas menores a

gasolina por ser carburantes con propiedades diferentes como son densidad, poder calorífico y mecanismos de carburación. Pero para realizar un análisis sus ordenadas tienen un significado físico similar y se pueden hacer conclusiones y comentarios a éstas sin importar el ya conocido menor gasto de combustible en gas.

Gráficas 14 y 15. Gasto de gas vs. P.M.E. freno.

Gasto de gasolina vs. P.M.E. freno.

La presión media efectiva al freno representa un área equivalente en el diagrama Presión-Volumen del ciclo real y da idea más cuantitativa del trabajo desarrollado por el motor en análisis, para éste caso se tienen P.M.E. iguales para ambos combustibles por lo que se puede concluir que la potencia requerida al motor por el freno hidráulico es igual en ambos casos y los rangos de P.M.E. son de 1 N/m² para el menor gasto de combustible y 3.3 N/m² para el mayor gasto de combustible.

Gráficas 16 y 17. Gasto de Gas vs. P.M.E. Indicada.

Gasto de Gasolina vs. P.M.E. Indicada.

En esta gráfica se presenta nuevamente el comportamiento comentado en la gráfica 3 en donde se explica el significado de la línea Willans y su resultado al graficar ambos combustibles y en

estas gráficas aparece nuevamente este comportamiento pero esta vez representado en Puntos de presión media y el gas obtiene mejores puntos que la gasolina si se considera una ventaja tener poca fricción en el motor

Gráfica 18 y 19. Gasto de Gas vs. CO2 %.

Gasto de Gasolina vs. CO2 %.

Los niveles de CO2 dan una clara idea del comportamiento de la combustión ocurrida en el motor y representa la oxidación completa del carbón contenido en el combustible por lo que es conveniente tener niveles de CO2 lo más alto posible pero siempre que se tengan niveles de CO lo más bajo posible para asegurar una buena oxidación.

En estas gráficas se observan niveles más altos para gasolina pero presenta un rango de variación más pequeño éste rango es de 10.2 como mínimo y de 12.6 como máximo mientras que para gas el rango es de 8 a 11.5 aproximadamente, el obtener rangos más amplios para gas nos indica que el sistema está en algún momento fuera de su óptimo punto de operación pero rápidamente se alcanza este sin necesidad de variar la relación de aire y combustible en el carburador, lo que significa que el motor al trabajar con gas tiene un rango de óptima operación más reducido que en gasolina.

Por otra parte en el análisis de la gráfica 8 (Gasto de Aire) y gráfica 7 (Exceso de aire), se comentaron algunos problemas acerca de la falta de aire y ésta podría ocasionar una mala combustión con la consecuente baja de potencia, pues esta falta de aire se aprecia en éstas gráficas ya que para gasolina se presentan los niveles más altos de combustible no quemado en la penúltima carga o punto analizado para todas las pruebas, y observando el nivel de bióxido de carbono coincide éste punto con los niveles más bajos presentados para gasolina, lo mismo ocurre para gas solo que en éste caso los niveles altos de combustible no quemado son en el segundo punto analizado y coincide con el nivel más bajo de CO₂ y en ambos casos se presenta un incremento de CO₂ para las cargas más altas o para los niveles más altos de gasto de combustible.

Gráficas 20 y 21. Gasto de Gas vs. O₂ %.

Gasto de Gasolina vs. O₂ %.

Es de suponerse que al tenerse altos niveles de bióxido de carbono se está utilizando el oxígeno contenido en el aire de entrada al sistema y si se analizan los niveles de oxígeno en los gases de escape se tendrán resultados en forma inversa a los niveles de CO₂, en éstos gráficos se observa éste comportamiento. El mayor nivel de O₂ para gas y gasolina corresponde al nivel más bajo de CO₂.

Los mejores resultados que se pueden obtener para éste concepto es cuando se presentan niveles bajos de O₂ lo que nos

diría que se aprovecha en gran parte el oxígeno en la combustión. Los niveles de O₂ obtenidos para gas son más bajos comparados contra los de gasolina lo que indica que tal vez sea la facilidad de mezclar las partículas de gas con el aire o la rapidez de combustión para gas lo que facilita el aprovechamiento del oxígeno contenido en el aire, aunque no difieren en mucho los puntos de O₂ para gasolina pero si se presentan curvas más separadas entre sí, lo que indica que se tienen más problemas con la combustión de gasolina.

Gráficas 22 y 23. Gasto de Gas vs. CO %.

Gasto de Gasolina vs. CO %.

El monóxido de carbono representa la mala combustión que se pudiera tener en el sistema y por lo tanto este nivel conviene bajarlo lo más posible para afirmar que el sistema trabaja en sus mejores condiciones.

En el análisis de estas gráficas se observa que los mejores niveles de CO son para gasolina para bajas cargas pero los niveles más bajos, en todas las pruebas son para gas, con lo que se puede concluir que en cuanto a combustión es conveniente utilizar gasolina para bajas cargas y gas para altas cargas o cuando el motor esta revolucionado.

Al analizar las gráficas 7,10,22 y 23 se observa que coinciden los puntos de mayor combustible no quemado con los mayores puntos

de CO y con los menores puntos de exceso de aire para ambos combustibles con lo que se puede agregar que cuando se obtiene un punto de operación óptima para la máquina el gas contaminaba menos, este punto es a altas revoluciones.

El comportamiento de los niveles de CO en gas y gasolina también coincide con la gráfica 11 en donde los puntos de menor eficiencia de combustión corresponden a los puntos mas altos de CO para gas y de la misma forma para gasolina.

Es importante hacer notar que los altos niveles de CO en algunos puntos además de corresponder al comportamiento del oxígeno presente en los productos de la combustión, también son ocasionados por la respuesta que tiene el sistema de carburación del motor a las demandas de la combustión y la respuesta de éstos sistemas también tiene un punto óptimo de operación por lo que pudiera afectar a la combustión.

V.2.-Pruebas de Velocidad Variable.

Gráfica 24. R.P.M. vs. Carga.

El gas al ser utilizado en la prueba de velocidad variable refleja inestabilidad en su respuesta a la carga aplicada, esto es debido, como se mencionó antes, al pequeño margen que da en su carburación, a diferencia de la gasolina, ya que ésta muestra curvas más cercanas entre sí, además de obtener mejor respuesta a la carga aplicada ya que al graficar siempre se obtienen curvas

por arriba de las obtenidas en gas esto representa que un motor con gasolina es capaz de soportar más carga a las mismas R.P.M. lo que nos indica que se puede obtener mayor potencia entregada que el gas.

El comportamiento del motor es el siguiente a una velocidad de 2500 R.P.M. se le aplica una carga de 5.5kg para ambos casos y ésta carga aumenta obteniéndose una separación de las curvas muy pequeña pero en aumentos mas importantes ésta separación es más significativa siendo el mejor punto de análisis para ésta situación en los 12kg pues se aprecia una diferencia de hasta 300 R.P.M. que es una disminución de velocidad muy significativa.

Se obtienen gráficas similares para par de torsión y potencia al freno.

Gráfica 25. R.P.M. vs. Gasto de combustible.

El gasto de combustible para gas es menor que el gasto de gasolina pero ésta diferencia solo es en cantidad de masa que entra al sistema pero esto se tiene que analizar detenidamente puesto que se tienen diferentes poderes calóricos, como se ha mencionado en el análisis de la gráfica 1 con la diferencia en el comportamiento de las rectas por las características de la prueba ya que para velocidad variable el gasto de combustible se mantiene casi constante.

Gráfica 26. R.P.M. vs. Eficiencia del Motor.

Es interesante observar ésta gráfica ya que es diferente el comportamiento de la Eficiencia para gasolina que para gas, por una parte en gas se mantiene como en todos los casos una separación en las líneas de eficiencia pero con un comportamiento singular ya que presentan tendencia a mantenerse constantes a 24% en un rango de 13000 o 1700 R.P.M. y bajando ésta hasta 16% aproximadamente, fuera de este rango para gasolina éstas líneas simplemente alcanzan su punto más alto a los 1800 R.P.M. y conforme aumentan las R.P.M. disminuye su valor hasta 10%.

En la prueba de velocidad variable el mejor punto de operación es a las 1800 revoluciones en ambos combustibles aunque se puede observar que al aumentar la carga del motor cuando este es operado con gas, las revoluciones a las que responde el motor disminuyen rápidamente presentando variaciones más marcadas que operando con gasolina (que también disminuyen las R.P.M. pero de una forma más conservadora y variaciones menos marcadas).

En algunos casos la operación con gas alcanzó 1300 R.P.M. lo que significa que las grandes cargas, son más difíciles de soportar y el motor cede en sus R.P.M. , esta observación se hace partiendo de la afirmación que para ambas pruebas (gas y gasolina) se mantienen cargas similares.

Gráfica 27. R.P.M. vs. CO₂.

Tomando en cuenta los resultados obtenidos para las gráficas 18 y 19 se puede decir que los niveles de CO₂ son similares en cuanto a rangos de 8 a 10.5 aproximadamente para gas y de 10 a 12 para gasolina pero con un comportamiento diferente porque aún cuando los valores obtenidos son similares las curvas son diferentes, esto se debe a las diversas condiciones de la prueba (velocidad variable). Aún cuando el suministro de combustible es igual en todos los puntos se encuentra que para la combustión el punto óptimo de operación para gas es a las 1600 R.P.M. aproximadamente pero para gasolina encontramos un rango óptimo de operación que se presenta de los 1600 R.P.M. a las 2100 R.P.M. apareciendo nuevamente superior el comportamiento de gasolina en cuanto a estabilidad (cercanía de curvas).

Al disminuir las R.P.M. en gasolina aumentan ligeramente los valores de CO₂, permaneciendo en forma casi constante a través de toda la prueba a partir de las 2100 R.P.M. a excepción de algunos casos en los que las mediciones se disparan pero regresan al comportamiento marcado en otras pruebas, por lo que se puede afirmar que estas mediciones no son confiables en esos puntos disparados.

En gas el comportamiento es diferente como ya se mencionó anteriormente, a las 2100 R.P.M. se presentan valores parecidos a las 2500 R.P.M. pero al aumentar la carga al motor los niveles de CO₂ bajan cuando el motor tiene 1900 R.P.M. y se recuperan nuevamente a las 1600 R.P.M. obteniéndose los mejores niveles de

CO₂ por lo que éste es el punto de mejor combustión para gas. Este comportamiento es de llamar la atención ya que es muy diferente al de gasolina pues es lógico suponer que los niveles permanecerán constantes en casi todos los puntos analizados porque se está suministrando la misma cantidad de combustible para los dos carburantes, aún cuando se presentaran las líneas de comportamiento de CO₂ en gas muy separadas, es lógico suponer que la tendencia de éstas puede ser casi constante como el presentado en gasolina, esto puede ser consecuencia de la falta de aire en el motor pero este punto se analizará más adelante.

Gráfica 28 a 32. R.P.M. vs. O₂.

Como se menciona para las gráficas 20 y 21, los bajos niveles de O₂ indican la buena oxidación de los combustibles, partiendo de este comentario se puede concluir:

Los mejores niveles de CO₂ en gasolina son de 1600 a 2100 R.P.M. y permaneciendo casi constantes. Para el O₂ en este rango permanece constante aumentando ligeramente a las 2500 R.P.M. por lo que a 2500 R.P.M. es poco favorable la oxidación del combustible en gasolina.

Es difícil apreciar la tendencia que tiene el O₂ para gas, por las continuas variaciones en las curvas, por lo que se opta graficar evento por evento.

Al analizar estas gráficas se observa que para gasolina, el comportamiento esperado a mayor CO2 menor O2, pero para gas este comportamiento no en todos sus puntos es así ya que la tendencia no se cumple siempre, presenta una variación muy importante, pues en algunos casos suben los valores de CO2 pero también suben los de O2 esto puede ser provocado por un exceso de aire en el sistema, esto será analizado más adelante.

Por otra parte fuera del punto de 2500 r.p.m. para gasolina se concluye que los niveles de O2 para ambos combustibles se consideran constantes y con valores equivalentes.

Gráficas 33 a 36. R.P.M. vs. CO.

En el comportamiento de CO se esperaban valores casi constantes por el suministro constante de combustible al igual que O2 y CO2, este comportamiento se aprecia al graficar las pruebas por separado, de los comentarios realizados en las gráficas 22 y 23 donde se menciona que para altas cargas se obtienen mejores niveles de CO en gas, se puede concluir que en la prueba de velocidad variable se parte de un punto que no es favorable para gas en cuanto a niveles de CO y esto tiene como resultado el obtener niveles más altos de CO en gas, en la mayoría de las pruebas estos niveles pueden mejorar si se parte de condiciones

más favorables para gas, pero para el análisis efectuado se concluye que para el suministro de combustible constante utilizado, se obtienen mejores resultados en gasolina.

Gráfica 37. R.P.M. vs. Exceso de Aire.

El exceso de aire que se presenta en esta prueba es muy variado pero se puede apreciar una tendencia que explica los resultados obtenidos en gráficas de CO₂, CO y O₂.

En los casos donde se encontraron buenos niveles de CO₂ también fueron encontrados altos índices de Exceso de Aire.

En todos los casos siguen las líneas de E.A. y CO₂ el mismo comportamiento si aumenta el Exceso de Aire aumenta el CO₂ y si disminuye E.A. el CO₂ también disminuye.

Para algunos casos aparecen altos niveles de CO y bajos niveles de E.A. lo que indica falta de aire para combustión.

Con los comentarios anteriores se concluyen anotaciones que quedaban pendientes en la interpretación de las gráficas que analizan el comportamiento de CO₂, O₂ y CO para esta prueba.

Gráfica 38. R.P.M. vs. Gasto de Aire.

Nuevamente aparece un gasto de Aire menor para gas que para gasolina este menor gasto es la causa de obtener una mala

combustión, en gas puede pensarse que es un problema de mala carburación y es necesario hacer el comentario que las pruebas fueron realizadas con el mejor punto de carburación encontrado en la instalación del equipo.

El comportamiento de las líneas para ambos combustibles permanece casi constante con la ya comentada separación de líneas para gas por la inestabilidad del sistema.

El que aparezcan valores casi constantes era de esperarse porque durante la prueba no se modifica la aceleración del motor.

Gráfica 39. R.P.M. vs. Gasto de Gases Secos.

El comportamiento de los Gases Secos es similar al del Gasto de Aire con la diferencia que sus valores son menores en un rango de 0.05×10^{-2} a 0.1×10^{-2} .

Es fácil suponer que si para gasolina se tiene un mayor gasto de aire, se obtendrá una mayor cantidad de Gases Secos que sólo pasan por el motor sin ser afectados más que en su temperatura aunque su función es muy importante dentro del ciclo Otto.

La presente gráfica aunque no aporta información adicional, se presenta para confirmar que el comportamiento es igual a la prueba de velocidad constante con diferencias en sus tendencias, al obtener para la presente prueba los valores casi constantes, (se hace la consideración de valores casi constantes pues se obtienen movimientos de 0.004kg/s en gasolina y 0.005kg/s en gas siendo que en velocidad constante éstos valores son en un rango de 0.01kg/s en gasolina y 0.007kg/s en gas).

Gráficas 40,41,42 y 43. R.P.M. vs. Combustible No Quemado.

Como la combustión en el motor depende en gran medida del suministro de aire al sistema y al graficar R.P.M. vs. C.N.Q. en una sola gráfica no aporta información suficiente, se hace el análisis para gas y gasolina con una gráfica para cada prueba.

De estas gráficas se obtienen los siguientes resultados, a mayor Gasto de Aire en ambos combustibles menores gastos de Combustibles no Quemados, este comportamiento no se presentó en las pruebas de velocidad variable por estar en un punto de operación más adecuado para gas principalmente.

Los valores de CNQ para gasolina permanecen cercanos a un rango de 15×10^{-5} kg/s lo que no ocurre en gas ya que sus valores cambian drásticamente lo que indica que no se tiene un punto óptimo de operación.

Los valores de CNQ para gas están en la mayoría de los casos arriba de gasolina lo que indica una mala combustión.

Gráfica 44. R.P.M. vs. Eficiencia de Combustible.

El comportamiento de esta gráfica permite ver, que en la mayoría de los casos de velocidad variable se tiene mejor eficiencia de combustión para gasolina, y las gráficas tienen un comportamiento casi constante a lo largo de todas las pruebas, esto es, por el suministro de combustible constante.

El obtener mejores valores de Eficiencia de combustión en gasolina para velocidad variable puede ser debido al estar operando el motor en un punto en el que el gas no tiene buen funcionamiento, dicho razonamiento parte del análisis de la gráfica 11 en la cual se comprueba que con determinados parámetros de operación el gas es superior a la gasolina en combustión.

VI.3.- Recomendaciones

Para evaluar en una forma más certera el comportamiento de los combustibles utilizados se procede a formar una matriz de decisión bajo las siguientes consideraciones.

- a) Para las pruebas de velocidad constante y velocidad variable se enlistan todos los conceptos graficados en renglones.
- b) Como columnas se hacen dos grandes divisiones una para cada combustible y cada una de estas columnas se subdivide de la siguiente forma.

BAJA CARGA	MEDIA CARGA	ALTA CARGA	GENERAL
4-7 (kg)	7-10 (kg)	10-13(kg)	

En la columna "GENERAL" se clasifica el concepto en cuestión, cuando se aprecia que los resultados son constantes durante toda la prueba se marca el concepto con el valor de 1 para tener una referencia posterior.

Las columnas restantes dividen cada concepto en tres partes para su evaluación, esto es con el fin de calificar los comportamientos de los combustibles cuando se presentan variaciones durante el desarrollo de las pruebas y que en algún momento pasan de buenos resultados a ser superados por el otro combustible.

La forma de evaluación: Se asignan valores de 0 ó 1 en las intersecciones de renglones y columnas con el siguiente criterio:

- 1.- Cuando los resultados son buenos para ese combustible y concepto se asigna el valor de 1
- 2.- Cuando se obtienen malos resultados se asigna 0

c) Si se obtiene la misma calificación para Baja Media y Alta carga, ésta misma calificación se repite en la columna "GENERAL" para indicar que en toda la prueba su comportamiento fue bueno.

d) Se subdivide la matriz de acuerdo a los conceptos evaluados de tal forma que se puedan hacer comparaciones entre conceptos mecánicos, térmicos o de combustión.

A continuación se presenta la Matriz Comparativa de la cual parten las conclusiones y recomendaciones generales en la evaluación de los combustibles utilizados.

MATRII COMPARATIVA

VEL. CTE	G A S			GENERAL GAS	GASOLINA			GENERAL GASOLINA
	BAJA 4-7(kg)	MEDIA 7-10(kg)	ALTA 10-13(kg)		BAJA 4-7(kg)	MEDIA 7-10(kg)	ALTA 10-13(kg)	
CARGA vs.								
1.- GASTO DE COMBUSTIBLE	1	1	1	1	0	0	0	0
2.- EFICIENCIA DEL MOTOR	1	1	1	1	0	0	0	0
3.- POTENCIA INDICADA	1	1	1	1	0	0	0	0
4.- EFICIENCIA MECANICA	1	1	1	1	0	0	0	0
5.- EFICIENCIA TERMICA	1	1	1	1	0	0	0	0
6.- EFICIENCIA TOTAL	1	1	1	1	0	0	0	0
SUBTOTAL 1	6	6	6	6	0	0	0	0
7.- EXCESO DE AIRE	0	0	1	0	1	1	1	1
8.- GASTO DE AIRE	0	0	0	0	1	1	1	1
9.- GASTO DE GASES SECOS	0	0	0	0	1	1	1	1
10.- GASTO DE COM. NO Q.	0	1	1	0	1	0	0	0
11.- EF. DE COMBUSTION	0	0	1	0	1	0	0	0
SUBTOTAL 2	0	1	3	0	5	3	3	3
GASTO DE COMBUSTIBLE vs.								
12,13.- POTENCIA INDICADA	1	1	1	1	1	1	1	1
14,15.- P.M.E. FRENO	1	1	1	1	1	1	1	1
16,17.- P.M.E. INDICADA	1	1	1	1	0	0	0	0
SUBTOTAL 3	3	3	3	3	2	2	2	2
18,19.- CO2 †	0	0	1	0	1	1	1	1
20,21.- O2 †	0	1	1	0	1	1	0	0
22,23.- CO †	0	0	1	0	1	1	0	0
SUBTOTAL 4	0	1	3	0	3	3	1	1
SUBTOTAL A	9	11	15	9	10	8	6	6
R.P.M. vs.								
24.- CARGA	1	0	0	0	1	1	1	1
25.- GASTO DE COMBUSTIBLE	1	1	1	1	0	0	0	0
26.- EF. DEL MOTOR	1	1	0	0	1	1	1	1
SUBTOTAL 5	3	2	1	1	2	2	2	2
27.- CO2	0	0	0	0	1	1	1	1
28 a 32.- O2	1	1	1	1	1	1	1	1
33.- CO	0	0	0	0	1	1	1	1
SUBTOTAL 6	1	1	1	1	3	3	3	3
37.- EF. DE AIRE	0	1	1	0	1	1	0	0
38.- GASTO DE AIRE	0	0	0	0	1	1	1	1
39.- GASES SECOS	0	0	0	0	1	1	1	1
40.- GASTO DE COM. NO Q.	0	0	0	0	1	1	1	1
44.- EF. DE COMBUSTION	0	0	0	0	1	1	1	1
SUBTOTAL 7	0	1	1	0	5	5	4	4
SUBTOTAL B	4	4	3	2	10	10	9	9
TOTAL	13	15	18	11	20	18	15	15

PRUEBA DE VELOCIDAD CONSTANTE

En el subtotal 1, se aprecia claramente un comportamiento superior del gas. Los conceptos agrupados en este subtotal se refieren a características mecánicas y térmicas del sistema. Pero es importante mencionar que los conceptos 2,3,4,5 y 6 dependen directamente del gasto de combustible por lo que se harán comentarios al respecto.

En la evaluación del gasto de combustible se asigna 1 cuando se tiene menor gasto, pero es importante mencionar que el gas tiene las siguientes características.

1 kg de gasolina se substituye con 0.94 kg de gas.

Los números de octano de los combustibles son:

Propano 100

Butano 92

Gasolina 81

Con estos datos técnicos se determina que las condiciones son favorables para el sistema a gas lo que explica el menor consumo de este. Como conclusión al subtotal 1 se puede decir que desde el punto de vista térmico y mecánico el utilizar gas ayuda a disminuir la potencia por fricción y aumenta la eficiencia total del sistema, esto gracias al ahorro en el gasto másico de combustible.

El subtotal 2 agrupa características que intervienen en la combustión, observándose mejores resultados para gasolina.

Es interesante el comportamiento que se presenta en ambos combustibles; ya que conforme aumenta la carga, el gas mejora sus condiciones hasta igualar las condiciones de la gasolina y para la gasolina ocurre lo contrario, conforme aumenta la carga disminuyen las condiciones favorables para la combustión. El que el gas iguale las condiciones de la gasolina no significa que sean buenos resultados, solo significa que mejoran, pero no son los óptimos para la combustión, estos se presentan en gasolina a baja carga.

Los conceptos de Potencia Indicada, Presión Media Efectiva al freno e indicada, son características mecánicas del sistema, por lo tanto también dependen del gasto másico de combustible además de otros factores que también intervienen, por lo que aparecen mejores valores en el subtotal 3 para gas, por el ya conocido ahorro de combustible.

El CO₂, O₂ y CO₂ son indicadores de la combustión, éstos están agrupados en el subtotal 4 en donde se aprecian mejores valores en gasolina pero existen algunos problemas en la combustión ya que a altas cargas no se presenta una buena combustión a diferencia del gas que conforme aumenta la carga mejora la combustión. Este comentario coincide con el subtotal 2.

Como conclusión de la prueba de velocidad constante se tiene:

El economizar gasto másico de combustible en gas, conduce a obtener mejoras en las características mecánicas del sistema, estas diferencias con respecto a la gasolina son notorias pero la combustión es deficiente en carga baja y media, obteniendo mejores niveles en altas cargas, igualando en ocasiones las condiciones de

combustión de la gasolina y en otras superándolas.

Regresando a analizar la Matriz Comparativa, el subtotal A concentra los resultados de la prueba de velocidad variable que son:

- a) En bajas cargas se obtienen mejores resultados utilizando gasolina.
- b) Con cargas medias y altas es mejor el uso de gas.
- c) Como conclusión general se tienen mejores resultados utilizando gas en la prueba de Velocidad Constante.

PRUEBA DE VELOCIDAD VARIABLE

Antes de hacer comentarios para el subtotal 5, se analiza la gráfica 24, que aporta información importante, ya que refleja la facilidad de soportar trabajo con el mismo gasto de combustible en el motor. El esfuerzo que se demanda al motor se refleja en la velocidad del mismo, y si se obtiene para la misma carga una velocidad mayor con uno de los combustibles, se interpreta que el motor entrega más potencia. Este es el caso de la gasolina a altas cargas, la cual se logra mantener hasta 200 (r.p.m.) por arriba del gas, lo que indica que aún cuando se tiene una economía en el gasto másico de gas se tiene una pérdida gradual de potencia entregada que se incrementa conforme se incrementa la carga.

El subtotal 5 agrupa indicadores puramente mecánicos con los siguientes resultados.

- a) En altas (r.p.m.) el gas es superior a la gasolina por el ya conocido ahorro de combustible.

b) En velocidad media, la pérdida de potencia en gas se compensa por la economía de combustible y lo mismo ocurre con la gasolina. El obtener mejor potencia compensa el gasto de combustible.

c) En baja velocidad el bajo consumo de gas no logra compensar la pérdida de velocidad por la aplicación de carga lo que hace superior en este rango el utilizar gasolina.

Los indicadores de la combustión se agrupan y evalúan en el subtotal 6, en este subtotal se observan calificaciones similares para los tres rangos de velocidad en ambos combustibles con un pequeño margen favorable para gasolina, no se tiene que olvidar que los gastos de combustible no se modifican durante la prueba y ésta comienza desde 2500 (r.p.m.). Si se analizan nuevamente los resultados de combustión de velocidad constante (subtotal 4) se observa que existe un rango de carga en el cual la combustión de gas es similar a la combustión de gasolina en sus mejores rangos, con lo que se puede concluir que a partir de 2500 (r.p.m.) no es un punto óptimo de operación para el gas.

El subtotal 7 agrupa los indicadores de la combustión y se aprecia que los mejores resultados se obtienen en gasolina, lo que confirma los resultados obtenidos para el subtotal 6. Solo se observa una leve mejora en las condiciones de combustión en gas a baja y media velocidad provocada por el exceso de aire, estos resultados se repiten en ambas pruebas.

Como recomendación final se menciona que el gas es una alternativa muy buena como combustible en motores de encendido por chispa pero se tiene que tener mucho cuidado al utilizar éste ya que se tienen que cuidar los rangos de velocidad a los que se operará el motor, ya que cuando el motor es operado fuera de este rango óptimo es contraproducente su utilización. Actualmente es muy común la utilización de sistemas a gas como el utilizado en este trabajo y nunca se menciona al usuario de estos equipos los rangos de operación óptima y la mayoría de las veces se demanda a los motores con éste sistema el mismo trabajo que con gasolina en todos los rangos de velocidad, con lo que además de tener una pérdida de potencia del motor se provoca una mala combustión.

Como conclusión se menciona que los motores de combustión interna con sistemas de gas son una muy buena alternativa pero siempre que se puedan controlar los rangos de operación, para obtener los resultados esperados de ahorro de combustible y combustión más eficiente.

TABLAS DE DATOS , RESULTADOS Y GRAFICAS

GASOLINA		VEL ANG= 230.384 (rad/seg)	VELOCIDAD CONSTANTE		P.C.A. = 47984110				
RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FREMO (Ha/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO DE COMB. (Kg/s/H)	ESP. MOTOR (%)
2200	4	294	3	9	25.53742	5883.414	1.53E-03	2.60E-07	8.01%
2200	7	449	11.5	21	44.69049	10295.97	1.59E-03	1.54E-07	13.52%
2200	9.6	391	4	14	61.28982	14120.19	1.92E-03	1.36E-07	15.34%
2200	13	510	7	22	82.99664	19121.09	2.21E-03	1.15E-07	18.06%

RPM	Regression Output:		EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	PME FRENO (N/m2)	PME INDICADA (N/m2)	EF. MECANICA (%)	
	Constant		0.001142					
2200	Std Err of Y Est		0.000096	1.46E-03	27013.85	1082.220	4969.702	21.78%
2200	R Squared		0.937424	1.70E-03	31426.42	1893.885	5780.707	32.76%
2200	No. of Observations		4	1.91E-03	35250.63	2597.328	6484.150	40.06%
2200	Degrees of Freedom		2	2.18E-03	40251.54	3517.215	7404.038	47.50%

X Coefficient(s) 0.000000 P.FRICCIO2.11E+04 W
 Std Err of Coef. 0.000000

RPM	EF. TERMICA (%)		EF. TOTAL (%)				CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)	NITROGENO (%)		
	TERMICA (%)	TOTAL (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	HUMEDAD (%)					REAL (%)	EA (%)	
2200	36.78%	8.01%	10.6	2.6	1.2	535	58	85.6	9.631%				
2200	41.27%	13.52%	10.4	1.8	1.2	560	56	86.6	5.497%				
2200	38.30%	15.34%	10.8	1.4	1.6	560	54	86.2	2.688%				
2200	38.03%	18.06%	10.6	1.8	1.6	600	52	86	4.572%				

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. MQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	2.89E-02	2.74E-02	1.32E-04	91.36%
2200	3.08E-02	2.88E-02	1.40E-04	91.21%
2200	3.47E-02	3.26E-02	2.10E-04	89.03%
2200	4.04E-02	3.81E-02	2.46E-04	88.85%

GASOLINA		VEL ANG= 230.384 (rad/seg)	VELOCIDAD CONSTANTE			P.C.A.= 47984110				
RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	PAR FORSION (Nm)	POT. AL FREMO (Hp/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	
2200	4	532	3.5	14	25.53742	5883.414	1.48E-03	2.52E-07	8.28%	
2200	7	449	10	20	44.69049	10295.97	1.67E-03	1.62E-07	12.85%	
2200	9.8	465	8	20	62.56669	14414.36	1.94E-03	1.34E-07	15.52%	
2200	13	568	5	21.5	82.99664	19121.09	2.18E-03	1.14E-07	18.29%	

RPM	Regression Output:		EC. RECTA	POT. INDICADA	FME FREMO	FME INDICADA	EF. MECANICA
	Constant	Std Err of Y Est	(Kg/s)	(W)	(W/m2)	(W/m2)	(%)
2200	0.001147	0.000026	1.46E-03	27204.30	1082.220	5004.074	21.63%
2200	0.995032	1.70E-03	31616.86	1893.885	5815.739	32.56%	
2200	4	1.92E-03	35735.25	2651.439	6573.293	40.34%	
2200	2	2.18E-03	40441.98	3517.215	7439.069	47.28%	
	I Coefficient(s)	0.000000	P.FRICCIO2.13E+04 W				
	Std Err of Coef.	0.000000					

RPM	EF. TERMICA	EF. TOTAL	CO2	O2	CO	Tgs (pC)	HUMEDAD	HITROGENO REAL	EA
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)		(%)	(%)	(%)
2200	38.30%	8.28%	11	1.6	1.2	520	60	86.2	4.561%
2200	39.45%	12.85%	11.5	1.1	1.2	545	62	86.2	2.230%
2200	38.48%	15.52%	10.5	1	1.3	575	63	87.2	1.532%
2200	38.68%	18.29%	12.1	1.1	0.4	590	66	86.4	4.076%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. WQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	2.72E-02	2.56E-02	1.24E-04	91.64%
2200	2.95E-02	2.78E-02	1.34E-04	91.97%
2200	3.72E-02	3.45E-02	1.81E-04	90.64%
2200	3.92E-02	3.70E-02	5.93E-05	97.28%

GASOLINA		VEL ANG= 230.384 (rad/seg)	VELOCIDAD CONSTANTE			P.C.A. = 47984110				
RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FREMO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO DE COMB. (Kg/s/W)	ESP. MOTOR (%)	
2200	4	435	4	12	25.53742	5883.414	1.38E-03	2.34E-07	8.89%	
2200	7	611	6	19	44.69049	10295.97	1.60E-03	1.55E-07	13.45%	
2200	9.8	649	4.5	20	62.56669	14414.36	1.79E-03	1.24E-07	16.77%	
2200	13	461	3	16	82.99664	19121.09	2.11E-03	1.11E-07	18.84%	

RPM	Regression Output:		EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	FME FREMO (N/m2)	FME INDICADA (N/m2)	EP. MECANICA (%)	
	Constant		0.001037					
2200	Std Err of Y Est		0.000035	1.36E-03	24774.60	1082.220	4557.144	23.75%
2200	R Squared		0.991159	1.60E-03	29187.16	1893.885	5368.810	35.28%
2200	No. of Observations		4	1.83E-03	33305.55	2651.439	6126.364	43.28%
2200	Degrees of Freedom		2	2.09E-03	38012.28	3517.215	6992.140	50.30%
	Y Coefficient(s)	0.000000	P.FRICCIO1.89E+04 W					
	Std Err of Coef.	0.000000						

RPM	EP. TERMICA (%)	EP. TOTAL (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)
2200	37.43%	8.89%	10.2	0.8	1	490	65	88	1.298%
2200	38.12%	13.45%	11.8	0.7	1.3	530	65	86.2	0.219%
2200	38.75%	16.77%	11	1	1.6	550	65	86.4	0.878%
2200	37.46%	18.84%	12.6	0.6	1.3	575	65	85.5	-0.219%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EP. COMB. (%)
2200	2.82E-02	2.59E-02	1.05E-04	92.41%
2200	2.73E-02	2.58E-02	1.35E-04	91.56%
2200	3.19E-02	3.00E-02	1.93E-04	89.21%
2200	3.38E-02	3.24E-02	1.68E-04	92.05%

VEL ANG= 230.384 (rad/seg)		VELOCIDAD CONSTANTE		P.C.A. = 47984110					
RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)
2200	4	903	4	20.5	25.53742	5883.414	1.37E-03	2.33E-07	8.95%
2200	7	319	10	17	44.69049	10295.97	1.65E-03	1.60E-07	13.04%
2200	9.8	260	10.5	17	62.56669	14414.36	1.88E-03	1.30E-07	16.02%
2200	13	422	5.5	17.5	82.99664	19121.09	2.13E-03	1.12E-07	18.68%

RPM	Regression Output:						
	Constant	EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POZ. INDICADA (W)	PME FRENO (N/m2)	PME INDICADA (N/m2)	EP. MECANICA (%)	
2200	0.001042	1.38E-03	24053.42	1082.220	4424.487	24.46%	
2200	0.000012	1.63E-03	28465.98	1893.885	5236.152	36.17%	
2200	0.998969	1.63E-03	28465.98	1893.885	5236.152	36.17%	
2200		4	1.87E-03	32584.37	2651.439	5993.707	44.24%
2200		2	2.14E-03	37291.10	3517.215	6859.483	51.28%
	X Coefficient(s)	0.000000	P.FRICCIO1.82E+04 W				
	Std Err of Coef.	0.000000					

RPM	EF. TERMICA (%)	EF. TOTAL (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)
2200	36.58%	8.95%	11	1	2	525	63	86	0.000%
2200	36.05%	13.04%	11.6	1	1.6	525	63	85.8	0.88%
2200	36.22%	16.02%	12.2	0.8	1.8	550	63	85.2	-0.439%
2200	36.44%	18.68%	11.6	0.4	2	575	63	86	-2.556%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. (Kg/s)	HQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	2.36E-02	2.23E-02	1.79E-04	86.92%	
2200	2.78E-02	2.64E-02	1.70E-04	89.70%	
2200	2.97E-02	2.84E-02	2.05E-04	89.07%	
2200	3.51E-02	3.32E-02	2.67E-04	87.50%	

GLSOLINA		VEL ANG= 230.384 (rad/seg)	VELOCIDAD CONSTANTE				P.C.A.= 47984110				
RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FREMO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)		
2200	4	903	5.5	23	25.53742	5883.414	1.45E-03	1.47E-07	8.44%		
2200	7	436	2	11.5	44.69049	10295.97	1.63E-03	1.59E-07	13.13%		
2200	9.8	439	14.5	25	62.56669	14414.36	1.79E-03	1.24E-07	16.75%		
2200	13	376	5	15.5	82.99664	19121.09	2.09E-03	1.10E-07	19.03%		

RPM	Regression Output:		EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	PME FREMO (N/m2)	PME INDICADA (N/m2)	EF. MECANICA (%)	
	Constant		0.001151					
2200	Std Err of Y Est		0.000041	1.43E-03	30057.11	1082.220	5528.832	19.57%
2200	R Squared		0.984117	1.64E-03	34469.67	1893.885	6340.497	29.87%
2200	No. of Observations		4	1.84E-03	38588.06	2651.439	7098.051	37.35%
2200	Degrees of Freedom		2	2.06E-03	43294.79	3517.215	7963.827	44.16%
	X Coefficient(s)	0.000000	P.FRICCIO2.42E+04 W					
	Std Err of Coef.	0.000000						

RPM	EF. TERMICA (%)		CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tps (gC)	HUMEDAD (%)	NITROGENO	
	EF. TOTAL (%)	EA (%)						REAL (%)	EA (%)
2200	43.10%	8.44%	11.4	1.8	1.8	525	72	85	4.146%
2200	43.96%	13.13%	13	0.6	2	525	72	84.4	-1.751%
2200	44.83%	16.75%	12.6	0.4	2	550	70	85	-2.585%
2200	43.08%	19.03%	12	0.6	1.4	575	70	86	-0.435%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. MQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	2.43E-02	2.33E-02	1.68E-04	88.41%
2200	2.39E-02	2.32E-02	1.85E-04	88.67%
2200	2.72E-02	2.61E-02	2.09E-04	88.36%
2200	3.50E-02	3.32E-02	1.86E-04	91.12%

GAS 16/MAYO

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft3/hr)	VELOCIDAD CONSTANTE		GASTO (Kg/s)	GASTO ESP (Kg/s/W)	EPIC. (%)
			PAR (Nm)	POT. (W/s)			
2200	2.3	107	14.68402	3382.948	8.42E-04	2.49E-07	8.05%
2200	4	115	25.53742	5883.389	9.05E-04	1.54E-07	13.02%
2200	7	140	44.69049	10295.93	1.10E-03	1.07E-07	18.72%
2200	9	150	57.45921	13237.62	1.18E-03	8.91E-08	22.47%
2200	13	190	82.99664	19121.01	1.49E-03	7.82E-08	25.62%

P.C.A.GAS4.99E+07

RPM	EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	PME FREMO (N/m2)	PME INDICADA (N/m2)	EF. MECANICA (%)	
						Regression Output:
2200 Constant	0.000674	8.15E-04	19684.94	622.2738	3620.931	17.19%
2200 Std Err of Y Est	0.000034	9.18E-04	22185.38	1082.215	4080.872	26.52%
2200 R Squared	0.986723	1.10E-03	26597.92	1893.876	4892.534	38.71%
2200 No. of Observations	5	1.22E-03	29539.61	2434.984	5433.641	44.81%
2200 Degrees of Freedom	3	1.47E-03	35423.00	3517.199	6515.857	53.98%

X Coefficient(s) 0.000000
Std Err of Coef. 0.000000

P. FRICCI16301.99 W

RPM	EF. TERMICA (%)	EP. TOTAL (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)	HUMEDAD (%)	NITROGENO	
								REAL (%)	EA (%)
2200	46.84%	8.05%	9.2	1.4	1.4	490	65	88	3.083%
2200	49.11%	13.02%	9	1.2	1.8	515	65	88	1.298%
2200	48.37%	18.72%	8.2	1.6	2.6	535	64	87.6	1.304%
2200	50.13%	22.47%	9.4	1.2	1	550	64	88.4	3.069%
2200	47.46%	25.62%	11.6	1	0.4	575	64	87	3.581%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EP. COMB. (%)
2200	1.50E-02	1.37E-02	7.78E-05	90.75%
2200	1.58E-02	1.44E-02	1.06E-04	88.33%
2200	1.91E-02	1.75E-02	1.86E-04	83.15%
2200	2.15E-02	1.96E-02	7.94E-05	93.27%
2200	2.32E-02	2.17E-02	3.49E-05	97.67%

GAS 23/MAYO

VELOCIDAD CONSTANTE

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft ³ /hr)	PAR TORSION (Nm)	POT. FRENO (Hw/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)
2200	3.6	110	22.98168	5295.050	8.65E-04	1.63E-07	12.25%
2200	7	147	44.69049	10295.93	1.16E-03	1.12E-07	17.83%
2200	9.6	155	61.28982	14120.13	1.22E-03	8.63E-08	23.19%
2200	13	188	82.99664	19121.01	1.48E-03	7.73E-08	25.89%

P.C.A.GAS4.99E+07

RPM	Regression Output:	EC. RECTA	POT.	PME	PME	EF.		
		G.C. (Kg/s)	INDICADA (W)	FRENO (N/m ²)	INDICADA (N/m ²)	MECANICA (%)		
	Constant	0.000662						
2200	Std Err of Y Est	0.000052	8.87E-04	20919.97	973.9938	3848.108	25.31%	
2200	R Squared	0.970894	1.10E-03	25920.85	1893.876	4767.991	39.72%	
2200	No. of Observations		4	1.26E-03	29745.05	2597.316	5471.431	47.47%
2200	Degrees of Freedom		2	1.47E-03	34745.93	3517.199	6391.314	55.03%
	Y Coefficient(s)	0.000000						
	Std Err of Coef.	0.000000						

P. FRICCI15624.92 W

RPM	EF.	EF.	CO ₂	O ₂	CO	Tgs	NITROGENO		EA
	TERMICA	TOTAL					HUMEDAD	REAL	
2200	48.42%	12.25%	9	1.2	1.6	525	60	88.2	1.735%
2200	44.89%	17.83%	8.2	1.4	2.6	535	60	87.8	0.430%
2200	48.85%	23.19%	9.8	1	1.4	550	60	87.8	1.301%
2200	47.05%	25.89%	11.2	1.2	0.2	570	60	87.4	4.967%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. HQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	1.54E-02	1.40E-02	9.14E-05	89.43%
2200	2.01E-02	1.83E-02	1.95E-04	83.15%
2200	2.05E-02	1.88E-02	1.07E-04	91.25%
2200	2.43E-02	2.26E-02	1.82E-05	98.77%

GAS 26/MAYO

VELOCIDAD CONSTANTE

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft3/hr)	VELOCIDAD CONSTANTE		GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EPIC. MOTOR (%)
			PAR TORSION (Nm)	POT. FRENO (Nm/s)			
2200	4	115	25.53742	5883.414	9.05E-04	1.54E-07	13.02%
2200	7	135	44.69049	10295.97	1.06E-03	1.03E-07	19.42%
2200	9.8	165	62.56669	14414.36	1.30E-03	9.00E-08	22.24%
2200	13	190	82.99664	19121.09	1.49E-03	7.82E-08	25.62%

P.C.A.GAS4.99E+07

RPM	Regression Output:	EC. RECTA	POT.	PME	PME	EP.		
		G.C. (Kg/s)	INDICADA (W)	FRENO (N/m2)	INDICADA (N/m2)	MECANICA (%)		
	Constant	0.000621						
2200	Std Err of Y Est	0.000026	8.91E-04	19482.85	1082.220	3583.758	30.20%	
2200	R Squared	0.992973	1.09E-03	23895.41	1893.885	4395.423	43.09%	
2200	No. of Observations		4	1.28E-03	28013.80	2651.439	5152.977	51.45%
2200	Degrees of Freedom		2	1.50E-03	32720.53	3517.215	6018.753	58.44%

X Coefficient(s) 0.000000
Std Err of Coef. 0.000000

P.FRICCIO13599.44 W

RPM	EF.		CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tps (gC)	NITROGENO		
	TERMICA (%)	TOTAL (%)					HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)
2200	43.13%	13.02%	10.6	1.2	1.4	520	67	86.8	2.214%
2200	45.06%	19.42%	11	0.8	1.4	535	68	86.8	0.435%
2200	43.22%	22.24%	10.5	1	3.3	550	70	85.2	-2.789%
2200	43.84%	25.62%	11	0.4	0.4	580	70	88.2	0.860%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EP. COMB. (%)
2200	1.40E-02	1.31E-02	7.39E-05	91.83%
2200	1.59E-02	1.49E-02	8.39E-05	92.10%
2200	1.72E-02	1.63E-02	2.17E-04	83.26%
2200	2.48E-02	2.28E-02	3.67E-05	97.54%

GAS 26/MAYO

VELOCIDAD CONSTANTE

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft3/hr)	PAR TORSION (Nm)	POT. FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EPIC. MOTOR (%)
2200	4	130	25.53742	5883.414	1.02E-03	1.74E-07	11.52%
2200	7	145	44.69049	10295.97	1.14E-03	1.11E-07	18.08%
2200	9.8	170	62.56669	14414.36	1.34E-03	9.28E-08	21.59%
2200	13	190	82.99664	19121.09	1.49E-03	7.82E-08	25.62%

P.C.A.GAS4.99E+07

RPM	Regression Output:	EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	PME FRENO (N/m2)	PME INDICADA (N/m2)	EP. MECANICA (%)	
	Constant	0.000792					
2200	Std Err of Y Est	0.000025	1.01E-03	27440.99	1082.220	5047.612	21.44%
2200	R Squared	0.989817	1.17E-03	31853.55	1893.885	5859.277	32.32%
2200	No. of Observations	4	1.32E-03	35971.94	2651.439	6616.831	40.07%
2200	Degrees of Freedom	2	1.49E-03	40678.68	3517.215	7482.607	47.01%
	X Coefficient(s)	0.000000					
	Std Err of Coef.	0.000000					
							P.FRICCIO21557.58 W

RPM	EF.		CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)	HUMEDAD (%)	NITROGENO	
	TERMICA (%)	TOTAL (%)						REAL (%)	EA (%)
2200	53.74%	11.52%	11.2	0.3	2.1	450	62	86.4	-3.161%
2200	55.93%	18.08%	9.6	0.4	1.6	490	62	88.4	-1.673%
2200	53.87%	21.59%	11.6	0.4	1	525	62	87	-0.430%
2200	54.51%	25.62%	11.3	0.9	0.8	550	62	87	2.209%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EP. COMB. (%)
2200	1.42E-02	1.34E-02	1.13E-04	88.95%
2200	1.93E-02	1.76E-02	1.14E-04	90.00%
2200	1.98E-02	1.85E-02	7.43E-05	94.44%
2200	2.30E-02	2.15E-02	6.92E-05	95.37%

GAS 2/JUNIO

VELOCIDAD CONSTANTE

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft ³ /hr)	PAR TORSION (Nm)	POT. FREMO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)
2200	4	110	25.53742	5883.414	8.65E-04	1.47E-07	13.62%
2200	7	135	44.69049	10295.97	1.06E-03	1.03E-07	19.42%
2200	9.8	160	62.56669	14414.36	1.26E-03	8.73E-08	22.94%
2200	13	180	82.99664	19121.09	1.42E-03	7.40E-08	27.04%

P.C.A.GAS4.99E+07

RPM	Regression Output:	EC. RECTA G.C. (Kg/s)	POT. INDICADA (W)	PME FREMO (N/m ²)	PME INDICADA (N/m ²)	EF. MECANICA (%)		
	Constant	0.000627						
2200	Std Err of Y Est	0.000021	8.75E-04	20781.19	1082.220	3822.580	28.31%	
2200	R Squared	0.994386	1.06E-03	25193.75	1893.885	4634.245	40.87%	
2200	No. of Observations		4	1.23E-03	29312.14	2651.439	5391.799	49.18%
2200	Degrees of Freedom		2	1.43E-03	34018.88	3517.215	6257.575	56.21%
	Y Coefficient(s)	0.000000						
	Std Err of Coef.	0.000000						

P.FRICCIO14897.78 W

RPM	EF. TERMICA		CO ₂ (%)	O ₂ (%)	CO (%)	Tgs (gC)	NITROGENO		
	(%)	TOTAL (%)					HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)
2200	48.10%	13.62%	10.6	0.8	1.6	500	63	87	0.000%
2200	47.51%	19.42%	10	0.6	1.8	525	62	87.6	-1.271%
2200	46.64%	22.94%	10.6	0.9	3	550	62	85.5	-2.571%
2200	48.11%	27.04%	10	0.8	2.2	575	62	87	-1.280%

RPM	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF. COMB. (%)
2200	1.32E-02	1.23E-02	7.94E-05	90.82%
2200	1.69E-02	1.56E-02	1.13E-04	89.32%
2200	1.69E-02	1.61E-02	1.94E-04	84.56%
2200	2.16E-02	2.01E-02	1.79E-04	87.38%

GASOLINA 6/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 47984110 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)
2500	5.4	379	9.5	18.5	261.8	34.47552	9025.693
2200	8	330	7	14.5	230.384	51.07485	11766.82
2040	9.5	442	5.5	15.5	213.6288	60.65139	12956.88
1900	11	396	4.5	13.5	198.968	70.22792	13973.11
1800	12	383	10	18.5	188.496	76.61228	14441.10

RPM	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)
2500	1.78E-03	1.97E-07	10.56%	10.6	1.2	2.2	500
2200	1.70E-03	1.45E-07	14.39%	11.8	0.7	1.5	525
2040	1.70E-03	1.31E-07	15.91%	12.2	1	1.6	525
1900	1.70E-03	1.22E-07	17.08%	12	0.8	1.2	525
1800	1.66E-03	1.15E-07	18.08%	12	1	1.8	525

RPM	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF COMB. (%)
2500	76	86	0.439%	3.11E-02	2.93E-02	2.60E-04	85.39%
2200	76	86	-0.218%	2.87E-02	2.72E-02	1.63E-04	90.41%
2040	76	85.2	0.890%	2.72E-02	2.61E-02	1.67E-04	90.14%
1900	75	86	0.882%	2.89E-02	2.74E-02	1.32E-04	92.27%
1800	75	85.2	0.443%	2.67E-02	2.56E-02	1.85E-04	88.91%

GASOLINA 11/JUNIO

VELOCIDAD VARIABLE

P.C.A. 47984110 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)
2500	5.4	351	0.5	9	261.8	34.47552	9025.693
2200	8	328	11	18.5	230.384	51.07485	11766.82
2040	9.5	331	5	12.5	213.6288	60.65139	12956.88
1920	11	513	15	26.5	201.0624	70.22792	14120.19
1800	12	380	3.5	12	188.496	76.61228	14441.10

RPM	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)
2500	1.82E-03	2.01E-07	10.36%	11.4	1.4	1.8	520
2200	1.71E-03	1.46E-07	14.30%	12.2	1	1.6	535
2040	1.70E-03	1.31E-07	15.89%	11.8	2.7	1.1	535
1920	1.68E-03	1.19E-07	17.50%	12	0.8	1.2	525
1800	1.68E-03	1.16E-07	17.94%	11.6	1.2	1.2	525

RPM	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF COMB. (%)
2500	66	85.4	2.251%	3.06E-02	2.91E-02	2.11E-04	88.41%
2200	66	85.2	0.890%	2.75E-02	2.64E-02	1.69E-04	90.14%
2040	66	84.4	10.593%	2.89E-02	2.80E-02	1.23E-04	92.75%
1920	66	86	0.882%	2.85E-02	2.70E-02	1.30E-04	92.27%
1800	66	86	2.694%	2.93E-02	2.78E-02	1.34E-04	92.03%

GASOLINA 13/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 47984110 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT AL FRENO (Nm/s)
2500	5	352	4	12	261.8	31.92178	8357.123
2200	8	401	5	14	230.384	51.07485	11766.82
2050	9.5	271	10	16	214.676	60.65139	13020.39
1900	11	408	6	15	198.968	70.22792	13973.11
1720	12	299	7.5	14	180.1184	76.61228	13799.28

RPM	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)
2500	1.70E-03	2.04E-07	10.22%	10.4	3.2	2.4	550
2200	1.68E-03	1.43E-07	14.57%	12.2	0.8	2	550
2050	1.66E-03	1.28E-07	16.34%	12	0.8	1.7	550
1900	1.65E-03	1.18E-07	17.60%	11	1.5	1.7	530
1720	1.63E-03	1.18E-07	17.64%	12.4	1.2	1.6	530

RPM	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF COMB. (%)
2500	60	84	9.833%	2.91E-02	2.81E-02	2.72E-04	84.06%
2200	60	85	-0.877%	2.62E-02	2.52E-02	2.02E-04	88.03%
2050	60	85.5	-0.219%	2.69E-02	2.57E-02	1.75E-04	89.45%
1900	60	85.8	2.932%	2.91E-02	2.75E-02	1.88E-04	88.62%
1720	60	84.8	1.806%	2.57E-02	2.48E-02	1.58E-04	90.29%

GASOLINA 17/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 47984110 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)
2500	5.5	419	9.5	19.5	261.8	35.11396	9192.835
2300	7	265	3	9	240.856	44.69049	10763.97
2050	9	277	11.3	17.5	214.676	57.45921	12335.11
1790	11	298	3	9.5	187.4488	70.22792	13164.14
1650	13	558	12	24	172.788	82.99664	14340.82

RPM	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tqs (ΩC)
2500	1.79E-03	1.95E-07	10.70%	11.8	1	1.2	530
2300	1.70E-03	1.58E-07	13.21%	11	1.5	1.3	550
2050	1.68E-03	1.36E-07	15.31%	11.6	0.6	1	550
1790	1.64E-03	1.24E-07	16.77%	12	0.5	1	525
1650	1.61E-03	1.12E-07	18.53%	14	0.5	0.8	525

RPM	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF COMB. (%)
2500	48	86	1.780%	3.08E-02	2.92E-02	1.40E-04	92.15%
2300	48	86.2	3.850%	3.09E-02	2.92E-02	1.53E-04	91.02%
2050	48	86.8	0.435%	3.01E-02	2.82E-02	1.13E-04	93.25%
1790	48	86.5	0.000%	2.83E-02	2.67E-02	1.07E-04	93.46%
1650	48	84.7	0.446%	2.40E-02	2.34E-02	7.41E-05	95.41%

GASOLINA 20/JUNIO

VELOCIDAD VARIABLE

P.C.A. 47984110 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	t (seg)	H1 (cm)	H2 (cm)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)
2500	5.5	270	8.5	15	261.8	35.11396	9192.835
2300	7	474	16.5	27	240.856	44.69049	10763.97
2100	9	454	10	20	219.912	57.45921	12635.97
1900	11	273	11	17	198.968	70.22792	13973.11
1700	13	599	15	28	178.024	82.99664	14775.39

RPM	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP DE COMB. (Kg/s/W)	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)
2500	1.81E-03	1.96E-07	10.61%	12.8	1.7	2.5	555
2300	1.66E-03	1.54E-07	13.50%	11	1	2.4	560
2100	1.65E-03	1.31E-07	15.94%	10.8	1.2	2	550
1900	1.65E-03	1.18E-07	17.67%	11	1.4	2.4	545
1700	1.63E-03	1.10E-07	18.92%	11	1.5	2.5	525

RPM	HUMEDAD (%)	REAL (%)	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (Kg/s)	EF COMB. (%)
2500	54	83	2.081%	2.55E-02	2.52E-02	2.51E-04	86.11%
2300	53	85.6	-0.871%	2.76E-02	2.62E-02	2.53E-04	84.78%
2100	53	86	0.882%	2.89E-02	2.72E-02	2.19E-04	86.72%
1900	52	85.2	0.890%	2.73E-02	2.60E-02	2.51E-04	84.78%
1700	50	85	1.118%	2.67E-02	2.55E-02	2.56E-04	84.26%

GAS 4/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 49936887 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft3/hr)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)
2500	5.5	135	261.8	35.11396	9192.835	1.06E-03	1.16E-07
2200	8	135	230.384	51.07485	11766.82	1.06E-03	9.02E-08
2000	9.5	135	209.44	60.65139	12702.82	1.06E-03	8.36E-08
1800	11	135	188.496	70.22792	13237.68	1.06E-03	8.02E-08
1500	13	130	157.08	82.99664	13037.11	1.02E-03	7.84E-08

RPM	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (pC)	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)
2500	17.34%	10.8	1.8	2.4	500	72	85
2200	22.19%	9.5	1.1	2.2	525	72	87.2
2000	23.95%	9.6	1.4	2	525	72	87
1800	24.96%	11	1	2	525	72	86
1500	25.53%	10	1	1	525	72	87

RPM	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (kg/s)	EF COMB. (%)
2500	2.726%	1.46E-02	1.40E-02	1.35E-04	87.27%
2200	-0.000%	1.69E-02	1.57E-02	1.40E-04	86.84%
2000	1.759%	1.71E-02	1.58E-02	1.28E-04	87.93%
1800	0.000%	1.50E-02	1.42E-02	1.14E-04	89.23%
1500	2.209%	1.73E-02	1.61E-02	6.51E-05	93.64%

GAS 6/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 49936887 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft3/hr)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)
2500	5.4	155	261.8	34.47552	9025.693	1.22E-03	1.35E-07
2220	8	155	232.4784	51.07485	11873.80	1.22E-03	1.03E-07
1840	9.5	145	192.6848	60.65139	11686.60	1.14E-03	9.76E-08
1350	11	135	141.372	70.22792	9928.262	1.06E-03	1.07E-07

RPM	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)
2500	14.82%	9.4	0.6	5	575	75	85
2220	19.50%	8.4	0.8	4.8	575	75	86
1840	20.52%	9.2	1.2	5.4	575	75	84.2
1350	18.72%	8	1	4.4	575	75	86.6

RPM	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (kg/s)	EF (%)	COMB. (%)
2500	-7.753%	1.54E-02	1.46E-02	2.96E-04	75.69%	
2220	-6.538%	1.70E-02	1.58E-02	3.10E-04	74.55%	
1840	-6.278%	1.41E-02	1.35E-02	2.95E-04	74.11%	
1350	-4.952%	1.59E-02	1.46E-02	2.64E-04	75.16%	

GAS 11/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 49936887 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft ³ /hr)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)
2500	5	135	261.8	31.92178	8357.123	1.06E-03	1.27E-07
2150	8	130	225.148	51.07485	11499.40	1.02E-03	8.89E-08
2000	9.5	130	209.44	60.65139	12702.82	1.02E-03	8.05E-08
1800	11	130	188.496	70.22792	13237.68	1.02E-03	7.72E-08
1600	13	125	167.552	82.99664	13906.25	9.83E-04	7.07E-08

RPM	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)
2500	15.76%	11	1	1.6	535	66	86.4
2150	22.52%	11	0.5	1.5	525	67	87
2000	24.88%	12	0.8	1.2	525	67	86
1800	25.92%	11	6	1.5	525	66	81.5
1600	28.32%	11	1.3	1.7	525	66	86

RPM	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (kg/s)	EF COMB. (%)
2500	0.878%	1.56E-02	1.47E-02	9.44E-05	91.11%
2150	-1.069%	1.52E-02	1.42E-02	8.59E-05	91.60%
2000	0.882%	1.43E-02	1.35E-02	6.51E-05	93.64%
1800	11.962%	1.43E-02	1.43E-02	8.59E-05	91.60%
1600	2.007%	1.43E-02	1.35E-02	9.21E-05	90.63%

GAS 13/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 49936887 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft ³ /hr)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)
2500	4.8	115	261.8	30.64491	8022.838	1.06E-03	1.32E-07
2120	8	135	222.0064	51.07485	11338.94	1.06E-03	9.37E-08
1950	9.3	132	204.204	59.37452	12124.51	1.04E-03	8.56E-08
1600	11	125	167.552	70.22792	11766.82	9.83E-04	8.36E-08
1300	13	120	136.136	82.99664	11298.83	9.44E-04	8.35E-08

RPM	EPIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (gC)	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)
2500	15.13%	9	0.6	3.6	550	58	86.8
2120	21.38%	9.5	0.9	3.6	550	55	86
1950	23.38%	8.4	1.8	3.8	540	54	86
1600	23.96%	11	1	4	530	54	84
1300	23.97%	10.2	1	3.3	530	54	85.5

RPM	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (kg/s)	EF (%)	COMB.
2500	-4.941%	1.57E-02	1.45E-02	2.12E-04	80.00%	
2120	-3.786%	1.49E-02	1.40E-02	2.04E-04	80.76%	
1950	-0.435%	1.57E-02	1.46E-02	2.26E-04	78.20%	
1600	-4.284%	1.18E-02	1.14E-02	1.84E-04	81.33%	
1300	-2.779%	1.28E-02	1.21E-02	1.62E-04	82.89%	

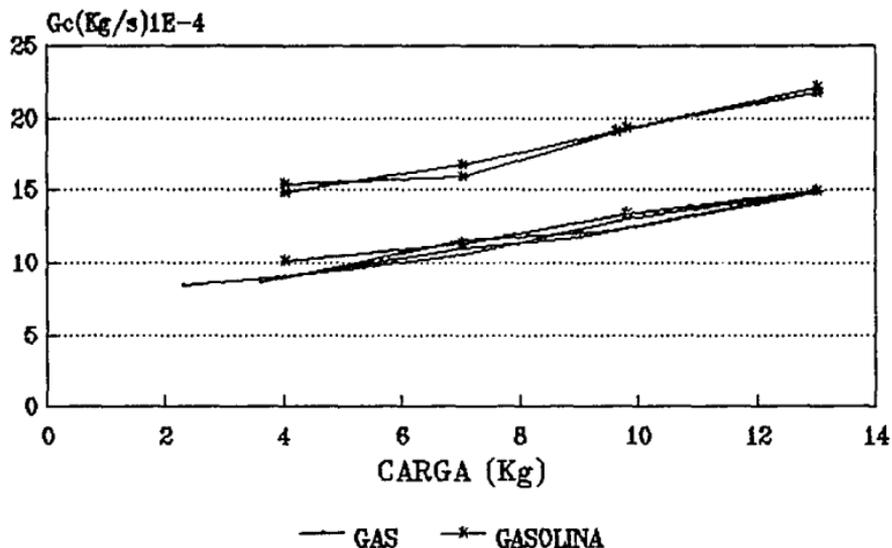
GAS 17/JUNIO VELOCIDAD VARIABLE P.C.A. 49936887 (J/Kg)

RPM	CARGA (Kg)	GASTO (ft ³ /hr)	VEL. ANGULAR (rad/seg)	PAR TORSION (Nm)	POT. AL FRENO (Nm/s)	GASTO COMB. (Kg/s)	GASTO ESP. DE COMB. (Kg/s/W)
2500	5	150	261.8	31.92178	8357.123	1.18E-03	1.41E-07
2250	7	150	235.62	44.69049	10529.97	1.18E-03	1.12E-07
2000	9	150	209.44	57.45921	12034.25	1.18E-03	9.80E-08
1750	11	145	183.26	70.22792	12869.96	1.14E-03	8.86E-08
1600	13.2	145	167.552	84.27351	14120.19	1.14E-03	8.08E-08

RPM	EFIC. MOTOR (%)	CO2 (%)	O2 (%)	CO (%)	Tgs (°C)	HUMEDAD (%)	NITROGENO REAL (%)
2500	14.18%	10	0.8	1.2	500	46	88
2250	17.87%	10.5	0.8	1.5	500	46	87.2
2000	20.42%	9	1	1.2	500	46	88.8
1750	22.60%	10	1	1	500	46	88
1600	24.79%	11	1.6	1.4	475	46	86

RPM	EA (%)	GA (Kg/s)	Ggs (Kg/s)	COMB. NQ (kg/s)	EF COMB. (%)
2500	0.862%	1.99E-02	1.82E-02	8.85E-05	92.50%
2250	0.216%	1.84E-02	1.70E-02	1.03E-04	91.25%
2000	1.723%	2.20E-02	1.99E-02	9.72E-05	91.76%
1750	2.183%	1.95E-02	1.79E-02	7.26E-05	93.64%
1600	4.096%	1.69E-02	1.60E-02	9.01E-05	92.10%

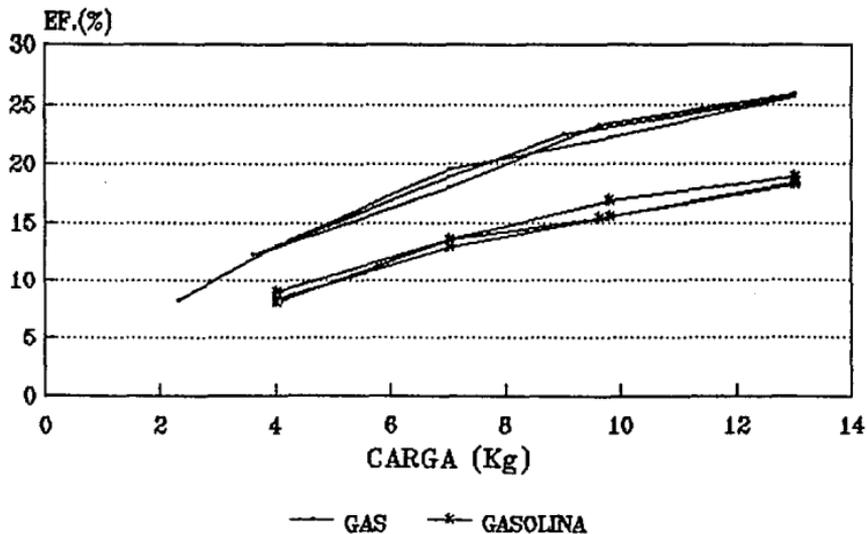
CARGA Vs. GASTO DE COMB. VEL CTE 2200



GRAFICA 1

CARGA Vs. EF. DEL MOTOR

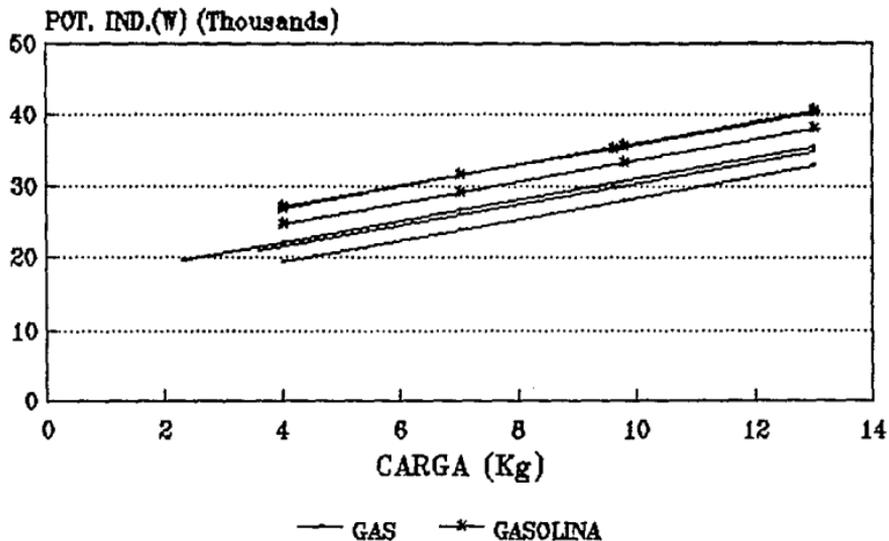
VEL CTE 2200



GRAFICA 2

CARGA Vs. POT. INDICADA

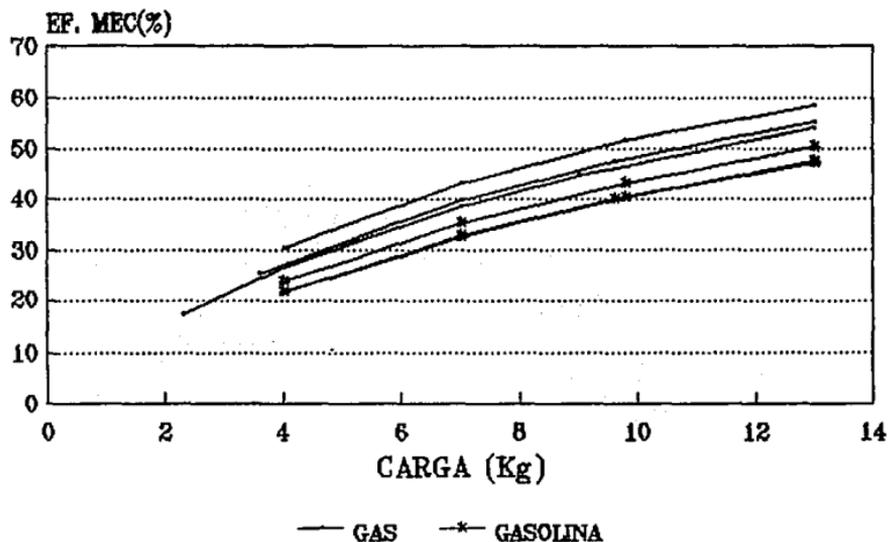
VEL CTE 2200



GRAFICA 3

CARGA Vs. EF. MECANICA

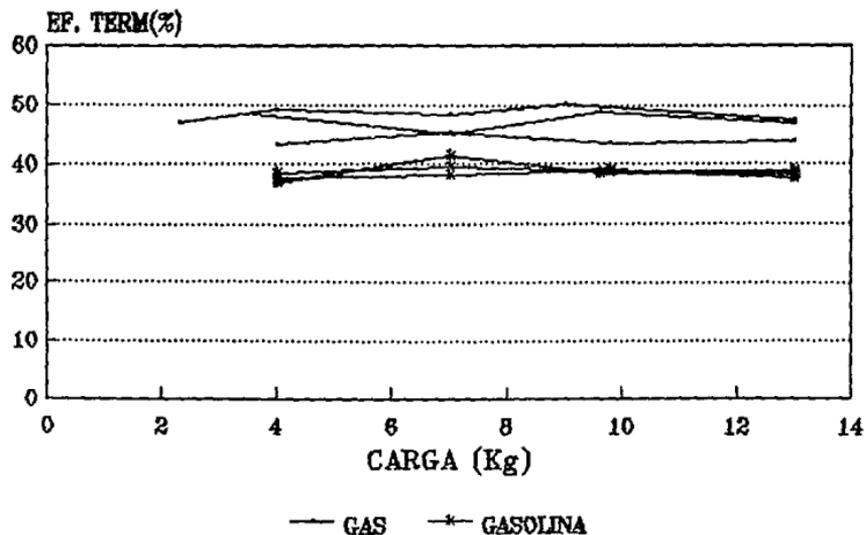
VEL CTE 2200



GRAFICA 4

CARGA Vs. EF. TERMICA

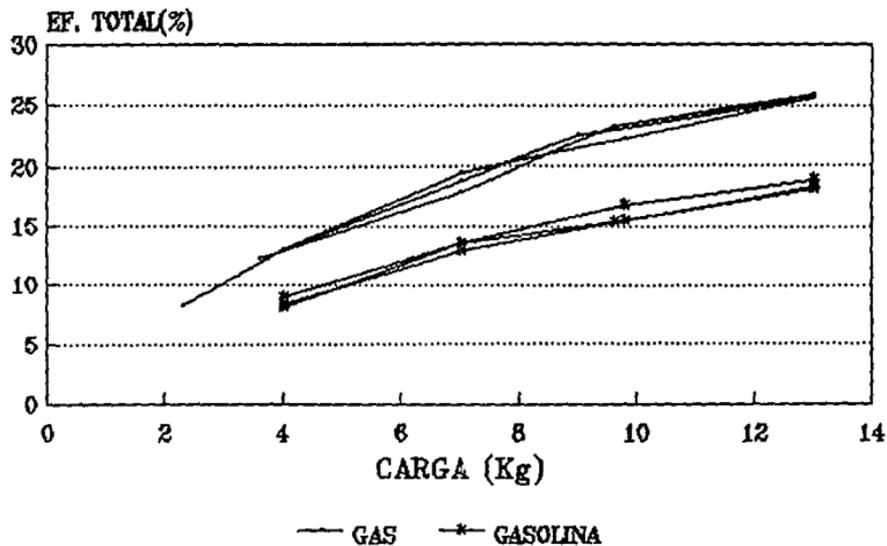
VEL CTE 2200



GRAFICA 6

CARGA Vs. EF. TOTAL

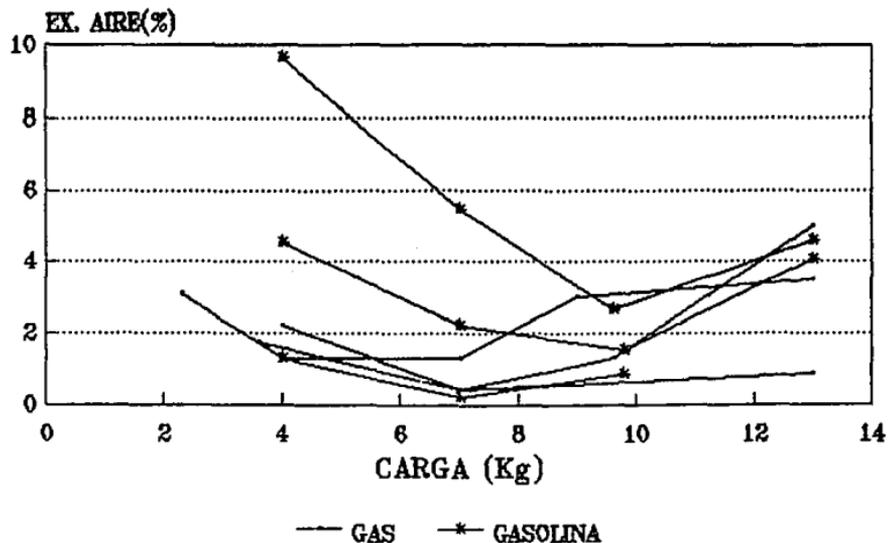
VEL CTE 2200



GRAFICA 6

CARGA Vs. EX. AIRE

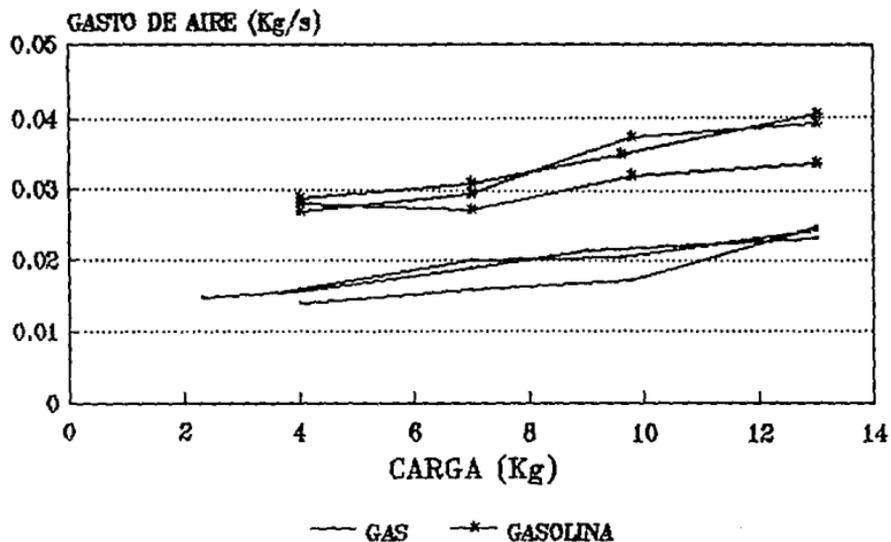
VEL CTE 2200



GRAFICA 7

CARGA Vs. GASTO DE AIRE

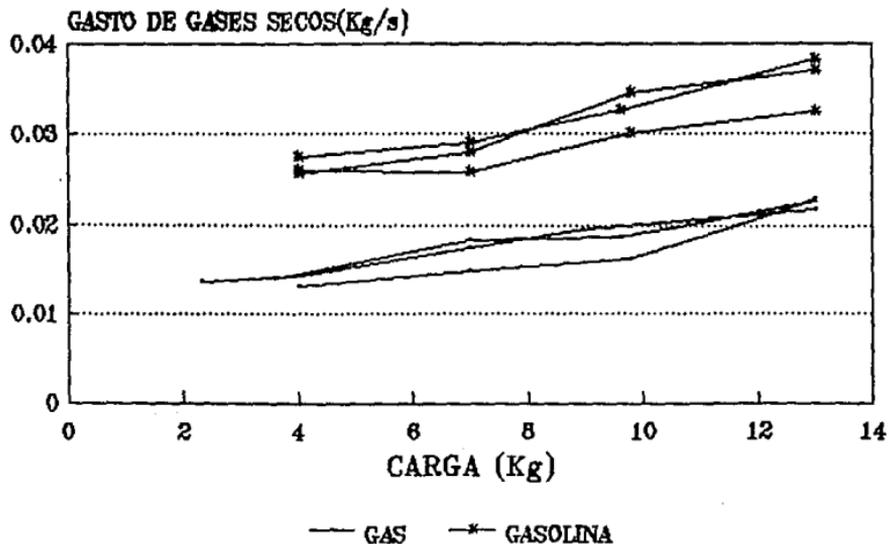
VEL CTE 2200



GRAFICA 8

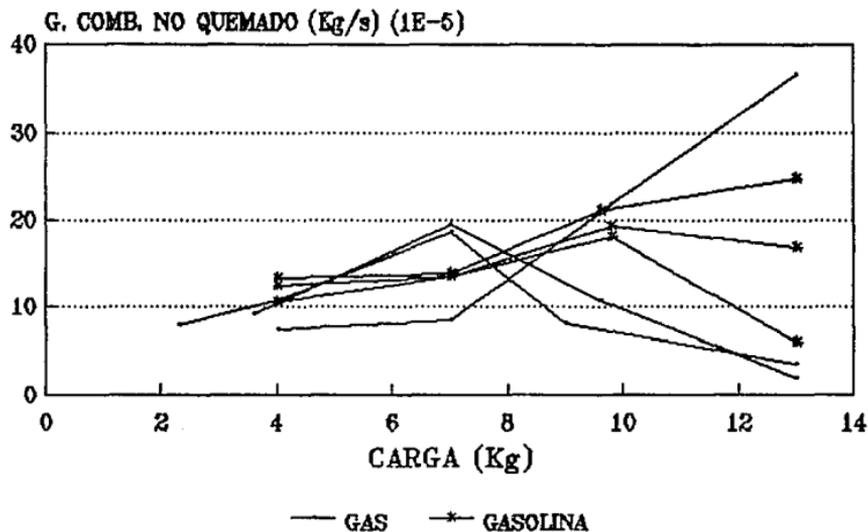
CARGA Vs. G. DE GASES SECO

VEL CTE 2200



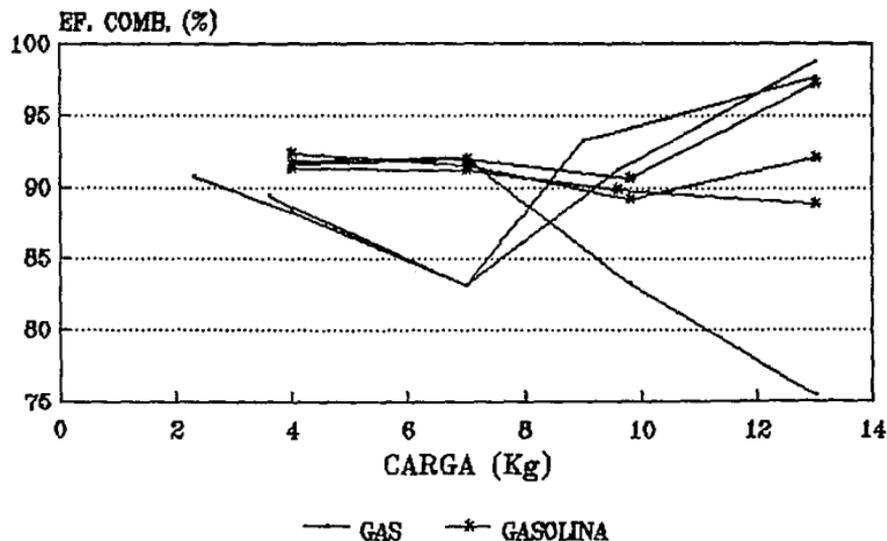
GRAFICA 9

CARGA Vs. G. COMB. NO Q. VEL CTE 2200



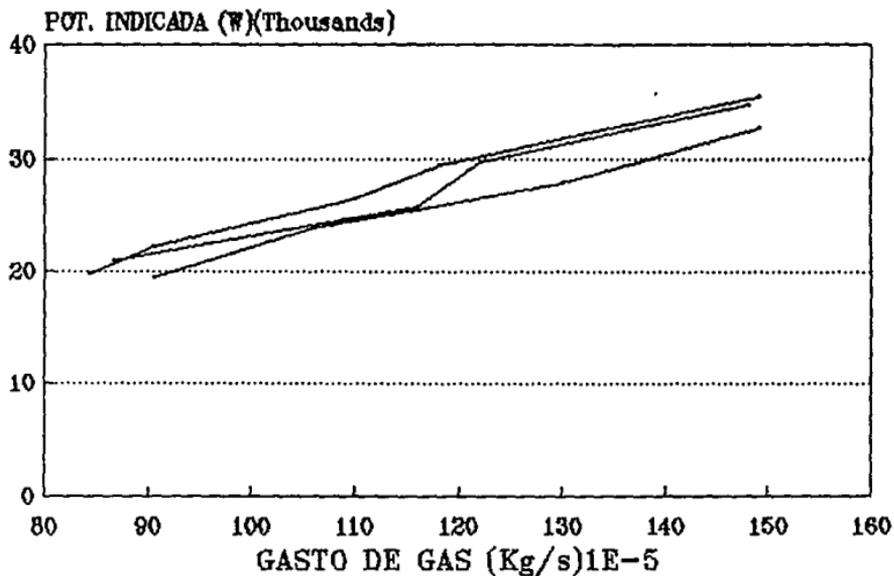
GRAFICA 10

CARGA Vs. EF. DE COMB. VEL CTE 2200



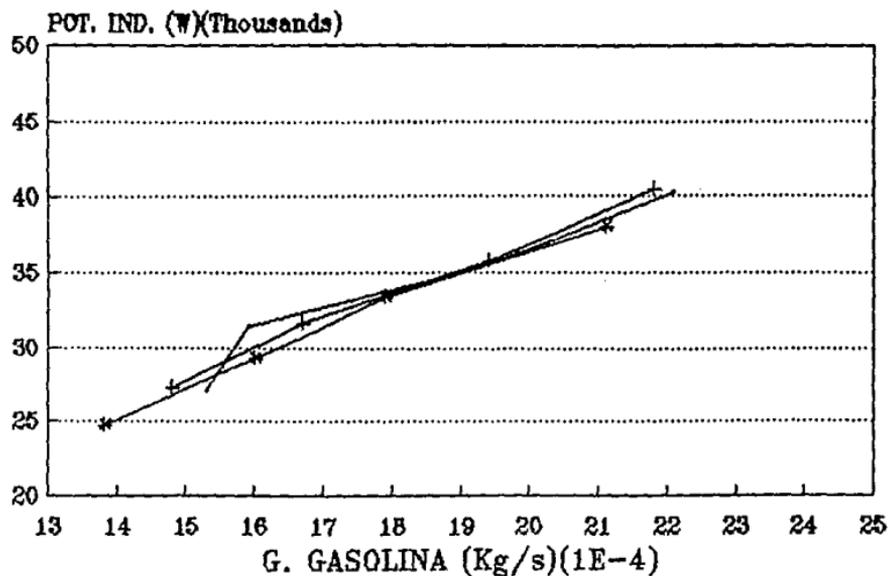
GRAFICA 11

GASTO DE GAS Vs. POT. IND. VEL CTE 2200



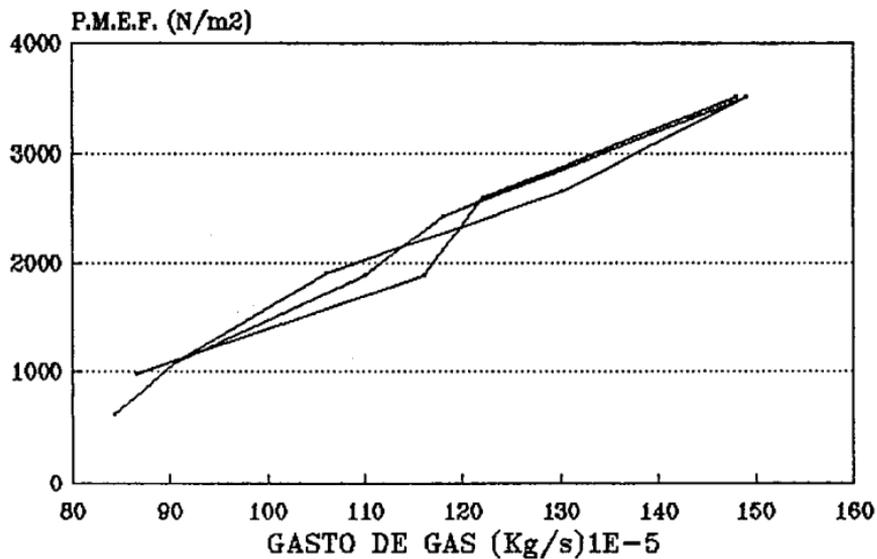
GRAFICA 12

G.GASOLINA Vs. POT. IND. VEL. CTE. 2200



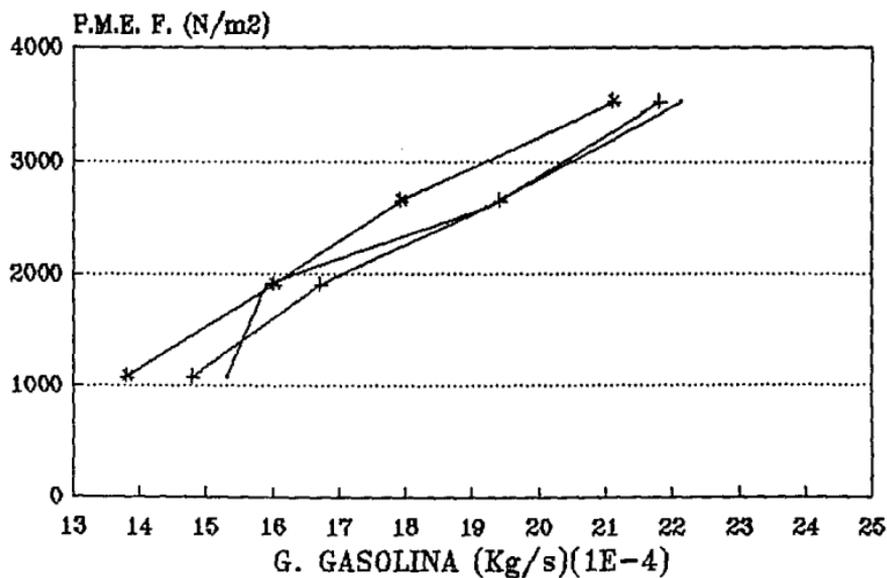
GRAFICA 13

GASTO DE GAS Vs. P.M.E. F. VEL CTE 2200



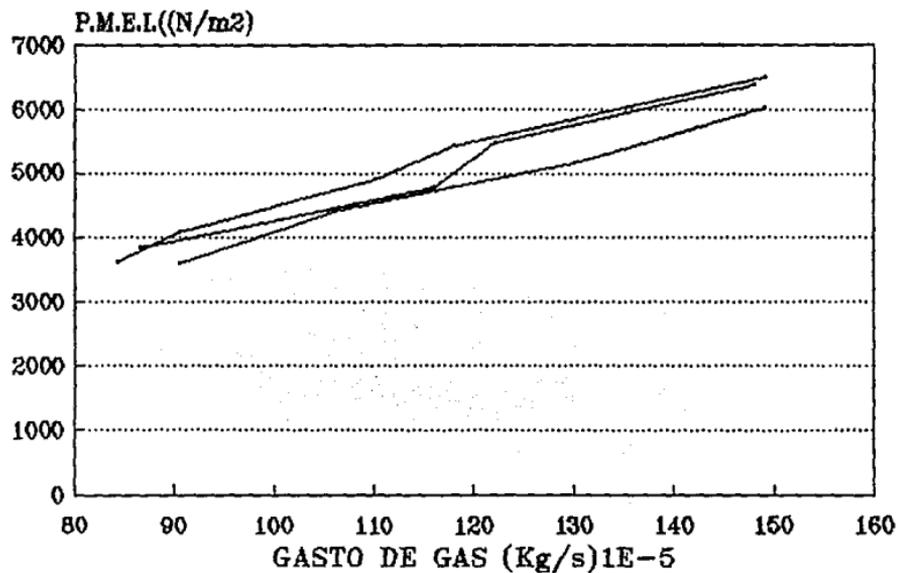
GRAFICA 14

G.GASOLINA Vs. P.M.E. F. VEL. CTE. 2200



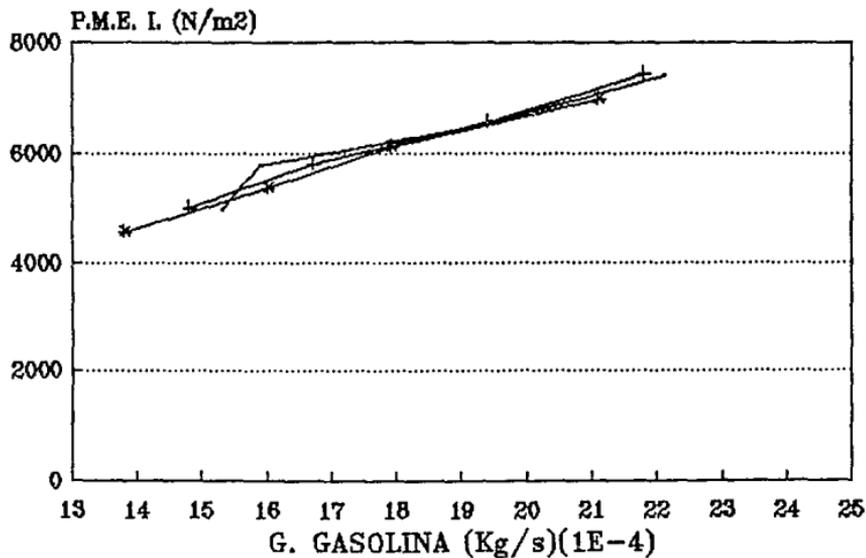
GRAFICA 16

GASTO DE GAS Vs. P.M.E. I. VEL CTE 2200



GRAFICA 16

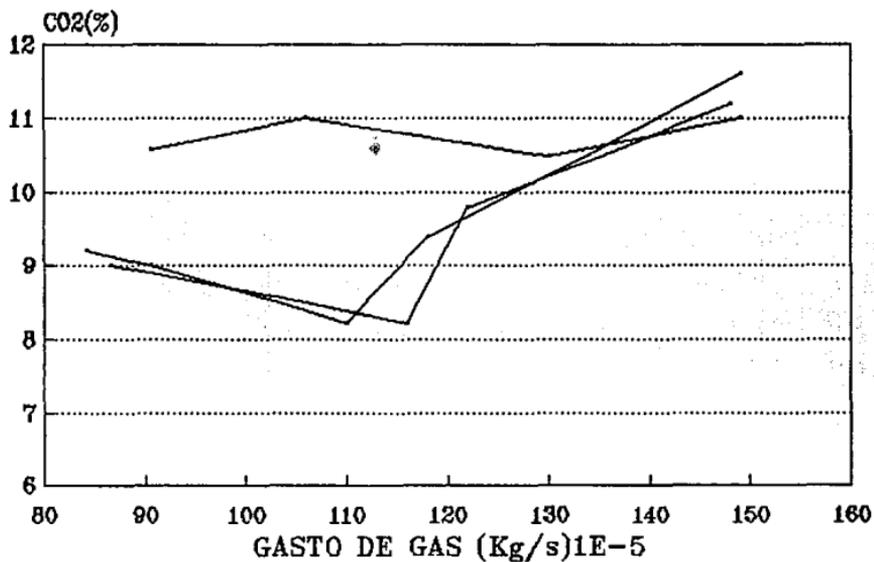
G.GASOLINA Vs. P.M.E. I. VEL. CTE. 2200



GRAFICA 17

GASTO DE GAS Vs. CO2

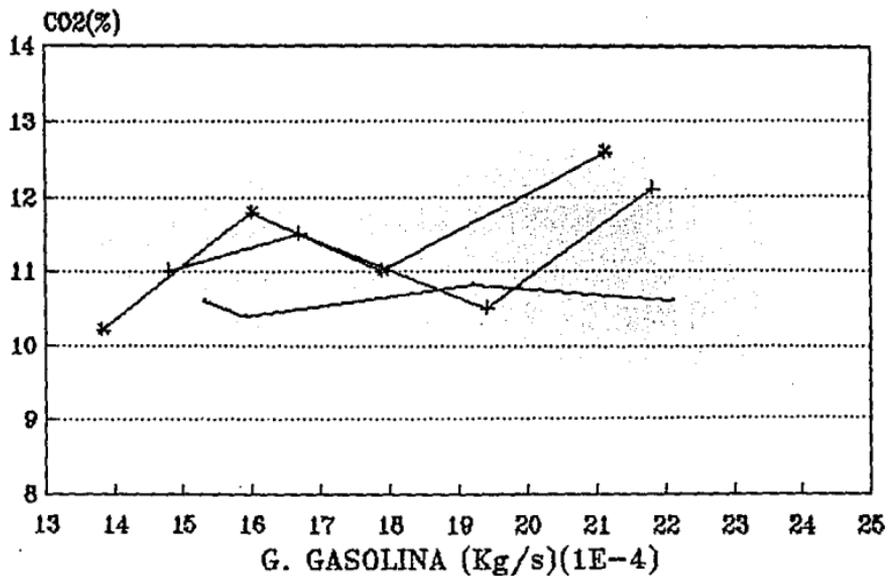
VEL CTE 2200



GRAFICA 18

G.GASOLINA Vs. CO2

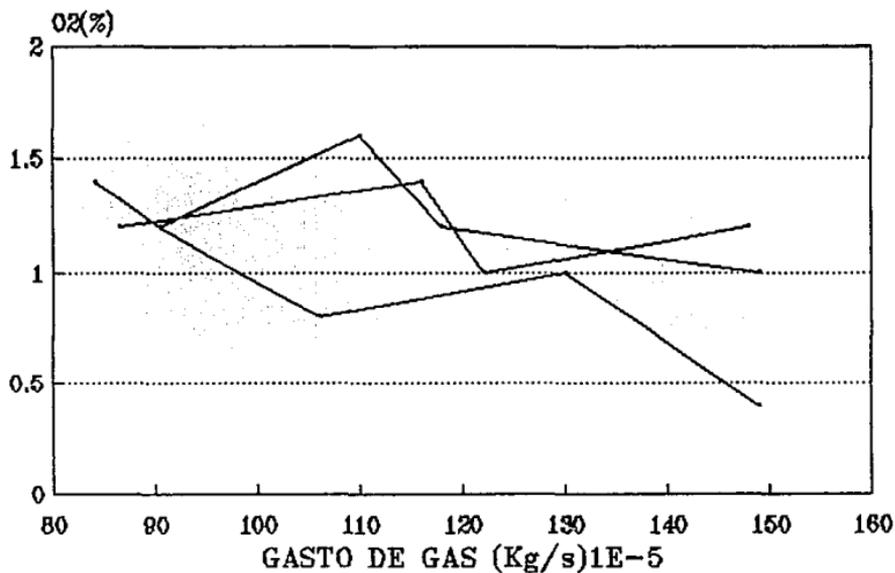
VEL. CTE. 2200



GRAFICA 19

GASTO DE GAS Vs. O₂

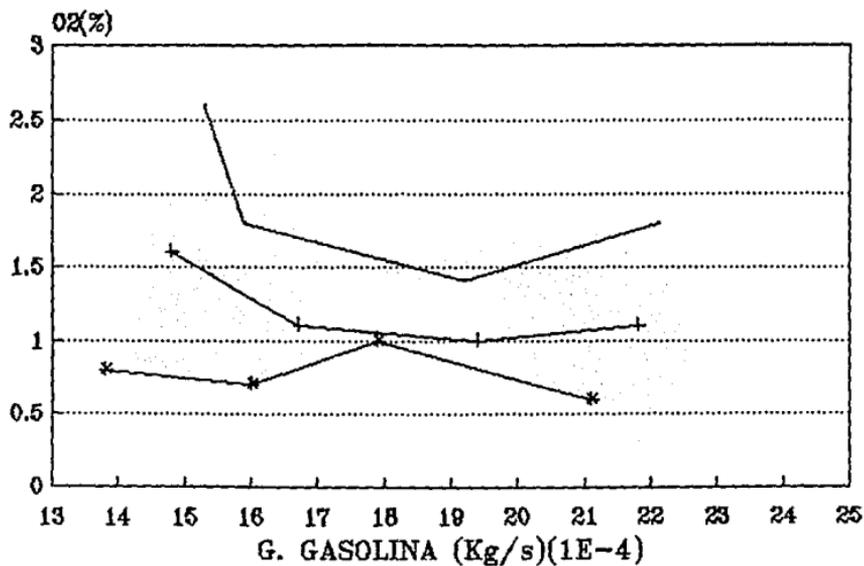
VEL CTE 2200



GRAFICA 20

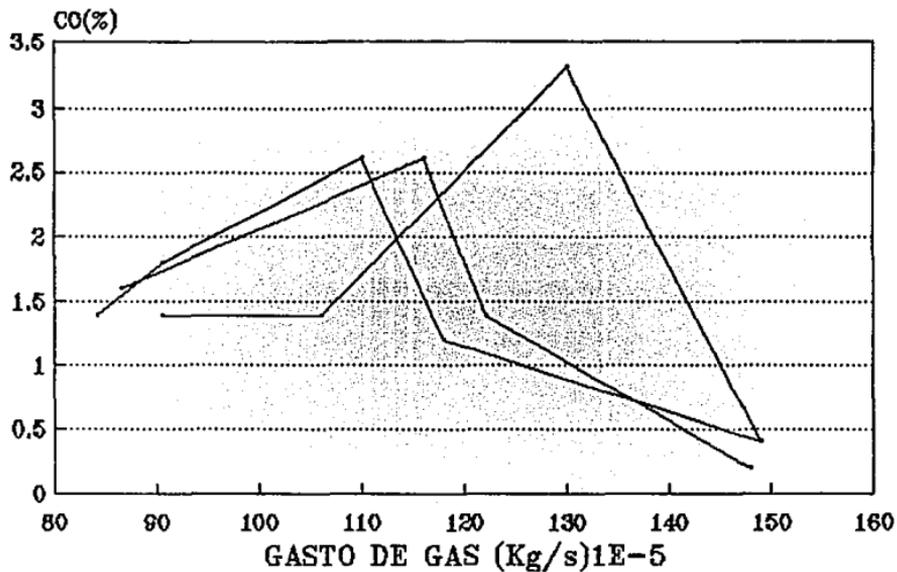
G.GASOLINA Vs. O₂

VEL. CTE. 2200



GRAFICA 21

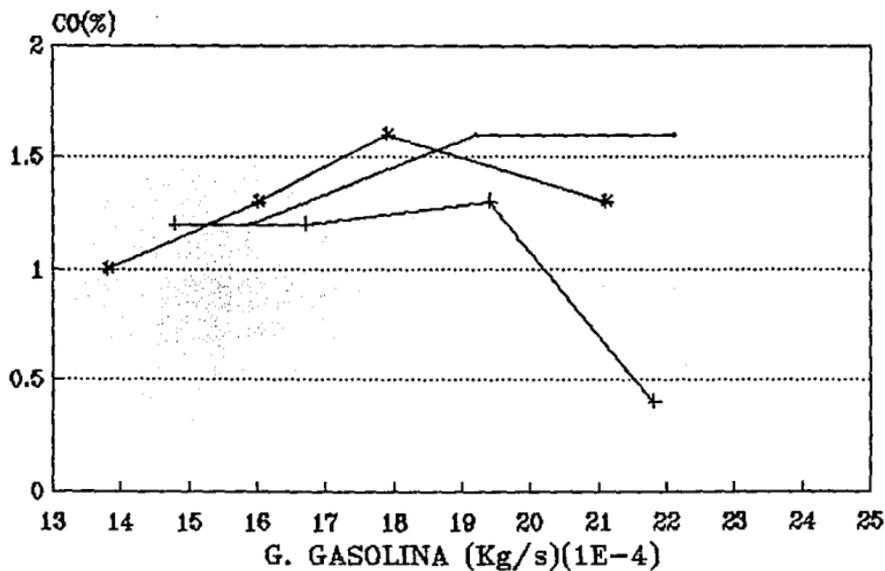
GASTO DE GAS Vs. CO VEL CTE 2200



GRAFICA 22

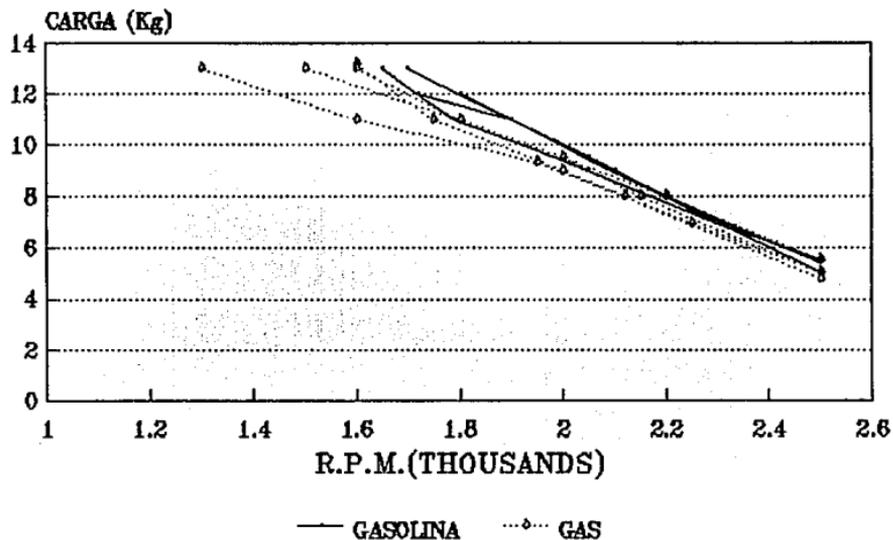
G.GASOLINA Vs. CO

VEL. CTE. 2200



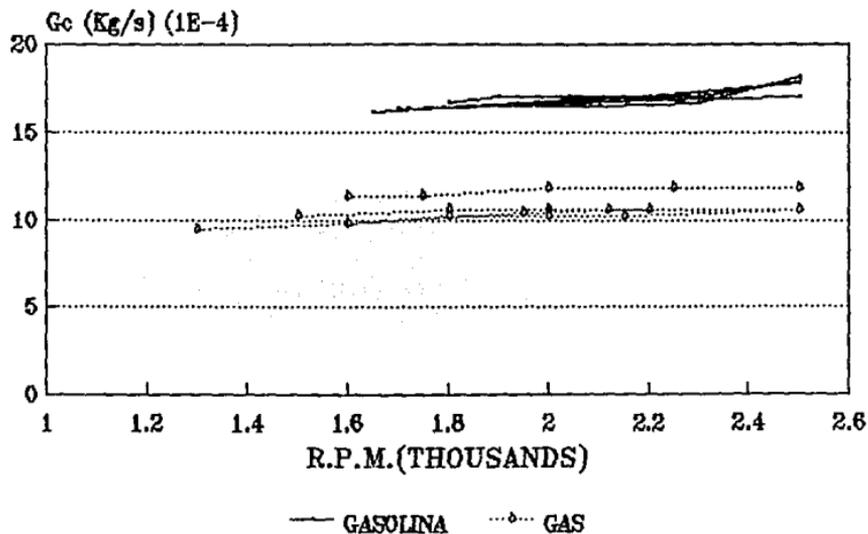
GRAFICA 23

R.P.M. Vs. CARGA VEL. VARIABLE



GRAFICA 24

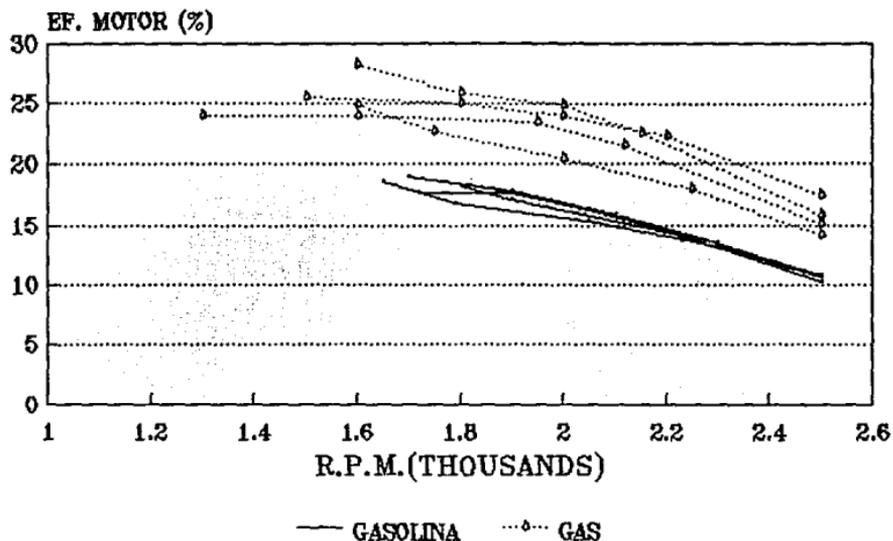
R.P.M. Vs. GASTO DE COMB. VEL. VARIABLE



GRAFICA 26

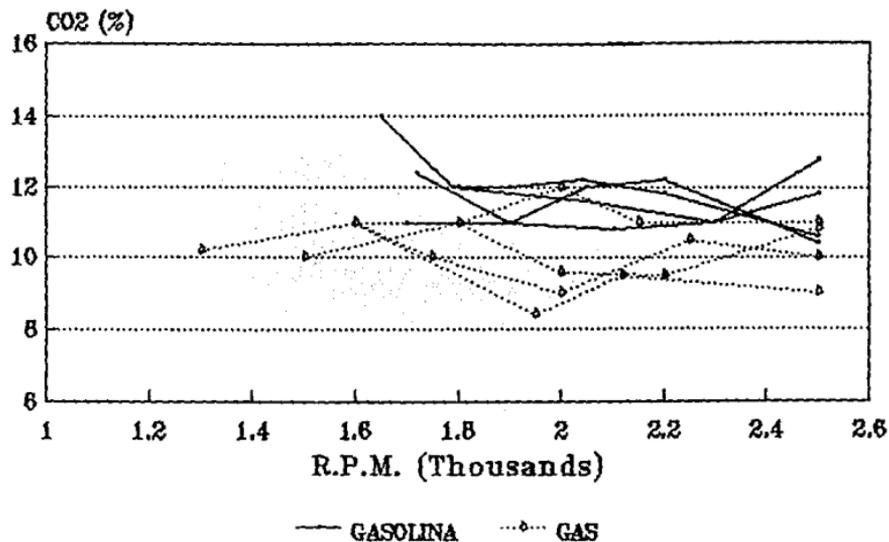
R.P.M. Vs. EF. DEL MOTOR

VEL. VARIABLE

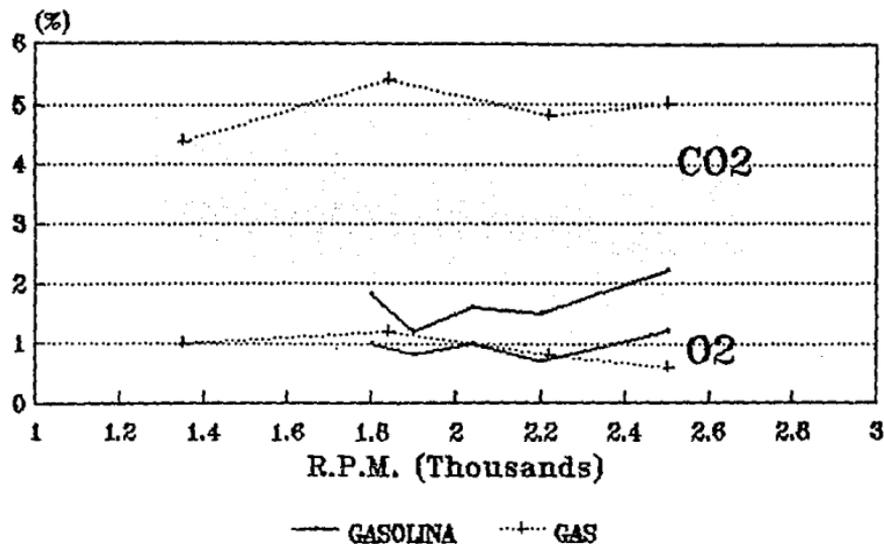


R.P.M. Vs. CO2

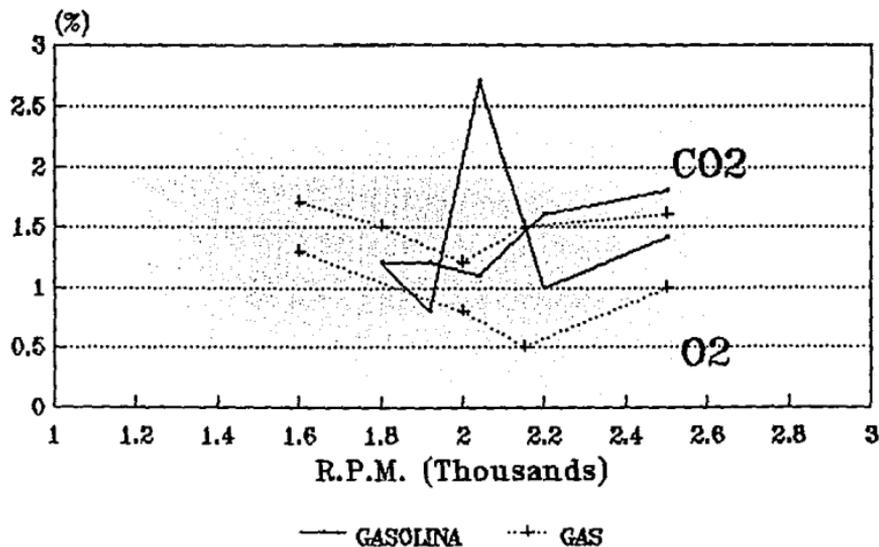
VEL. VARIABLE



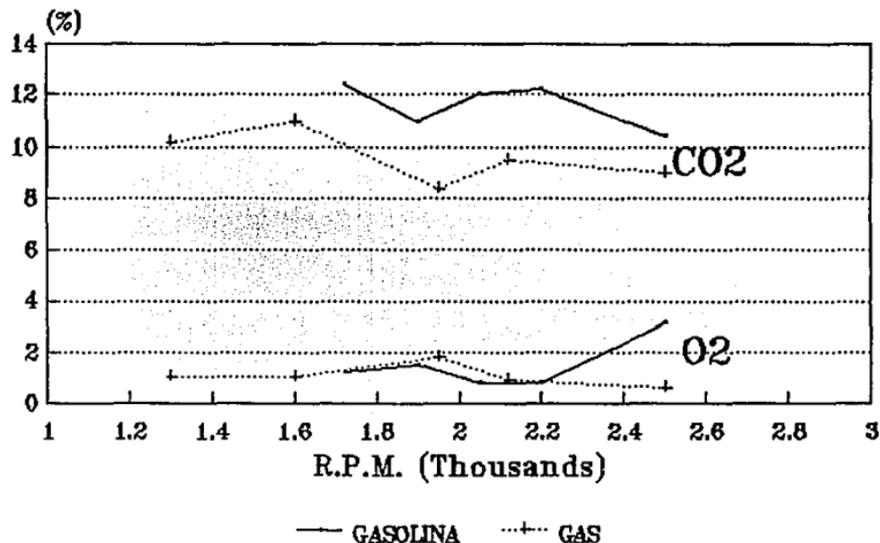
R.P.M. Vs. O₂, CO₂ VEL. VARIABLE



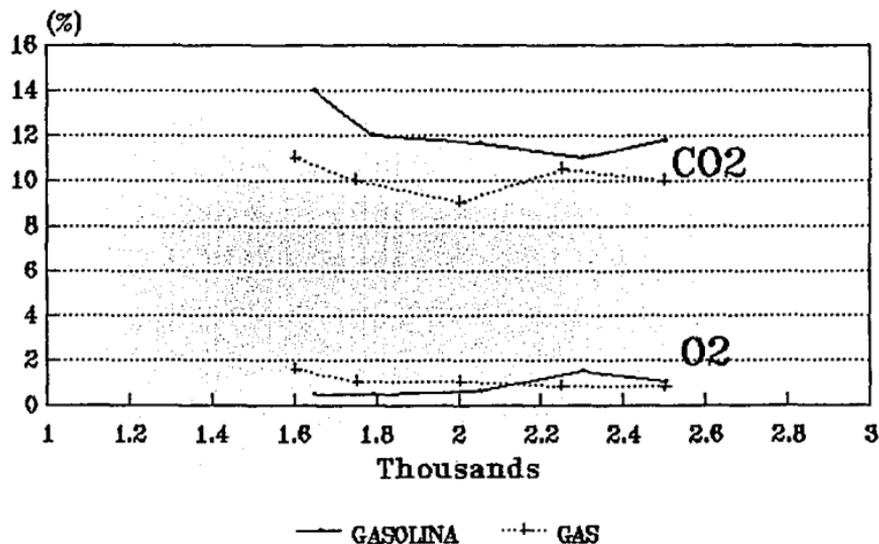
R.P.M. Vs. O₂, CO₂ VEL. VARIABLE



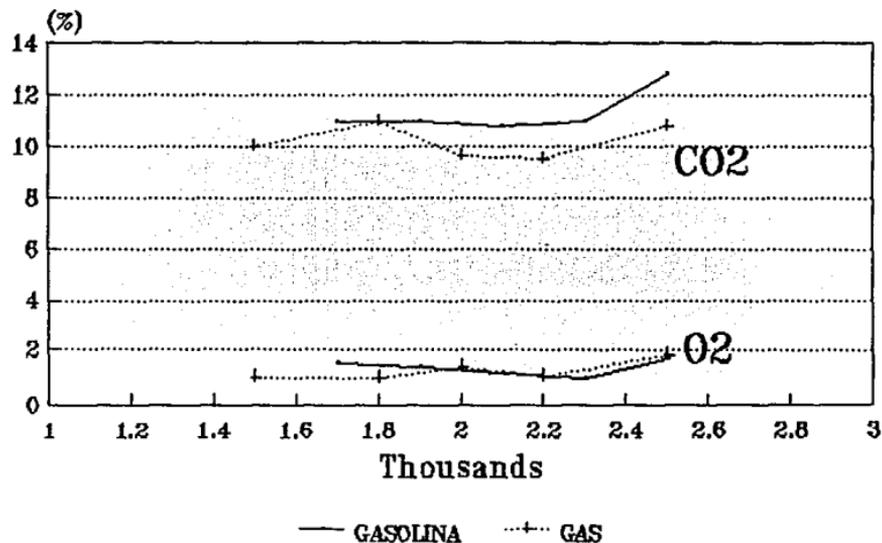
R.P.M. Vs. O₂, CO₂ VEL. VARIABLE



R.P.M. Vs. O₂, CO₂ VEL. VARIABLE

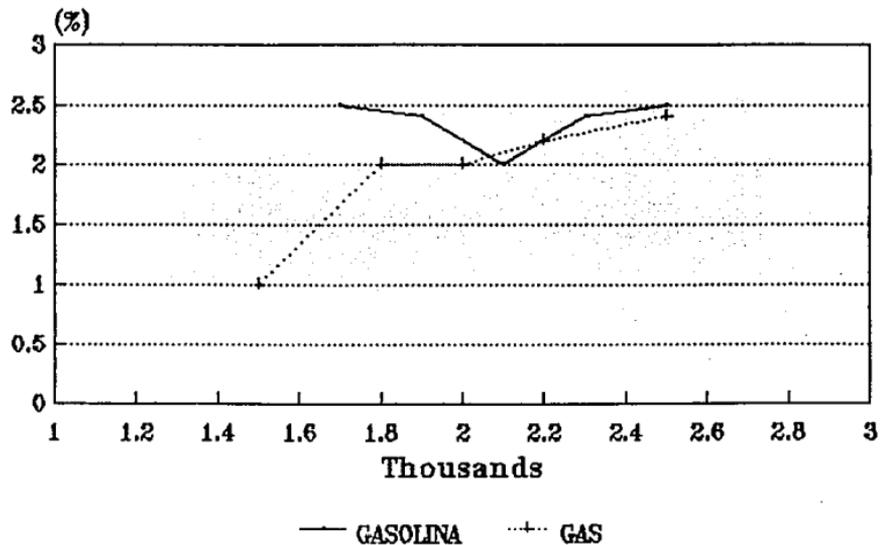


R.P.M. Vs. O₂, CO₂ VEL. VARIABLE

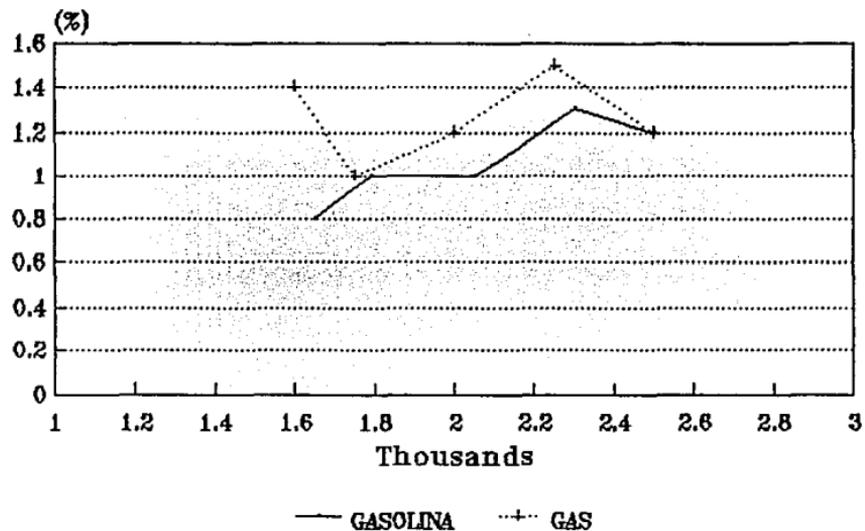


GRAFICA 32

R.P.M. Vs. CO VEL. VARIABLE

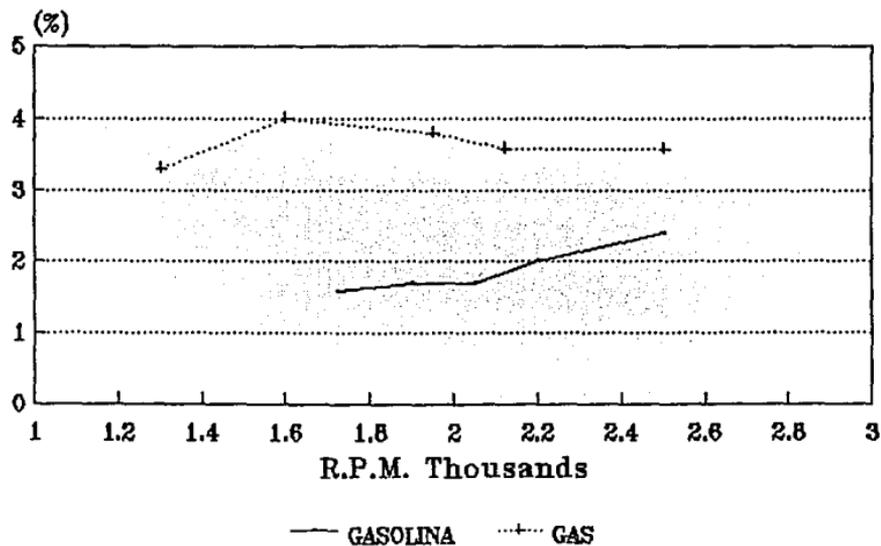


R.P.M. Vs. CO VEL. VARIABLE



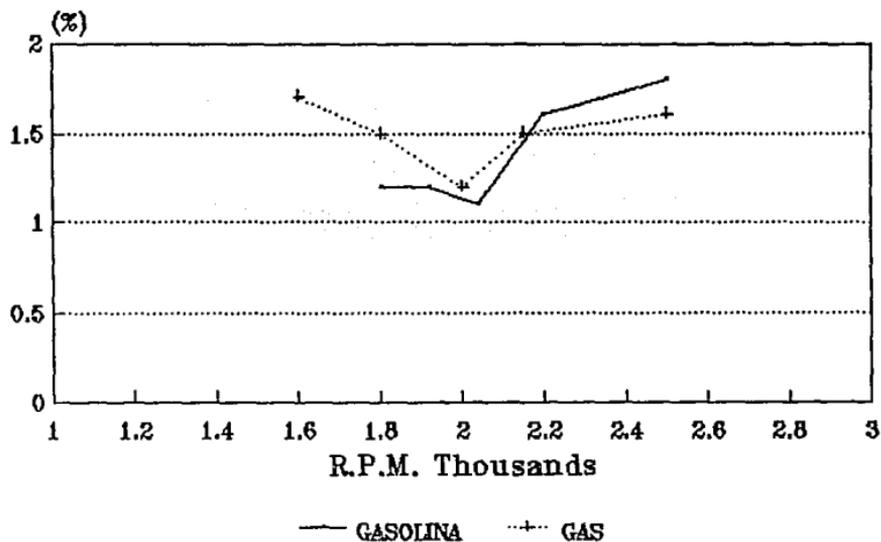
GRAFICA 34

R.P.M. Vs. CO VEL. VARIABLE



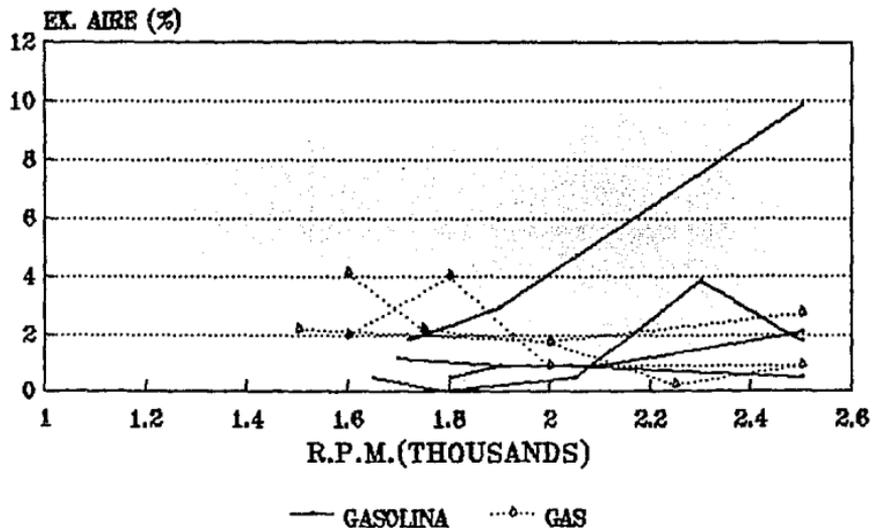
GRAFICA 36

R.P.M. Vs. CO VEL. VARIABLE



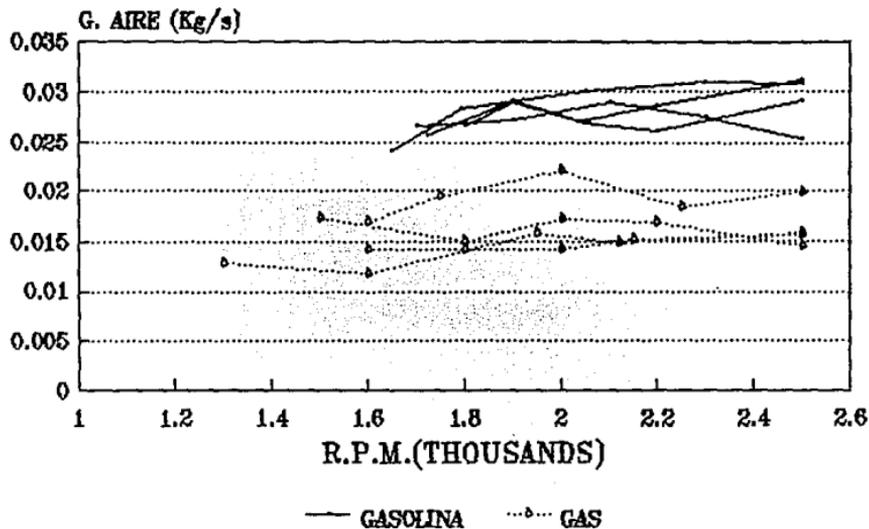
GRAFICA 36

R.P.M. Vs. EX. AIRE VEL. VARIABLE

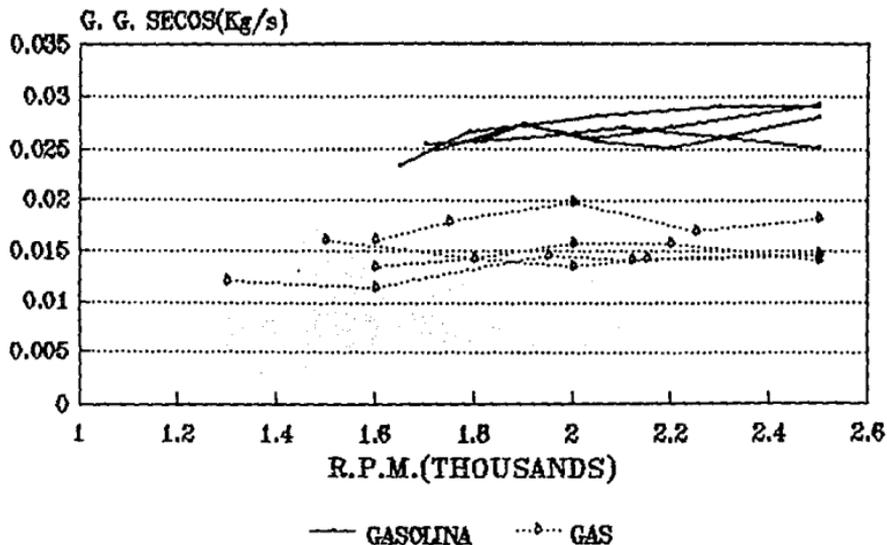


GRAFICA 37

R.P.M. Vs. GASTO DE AIRE VEL. VARIABLE

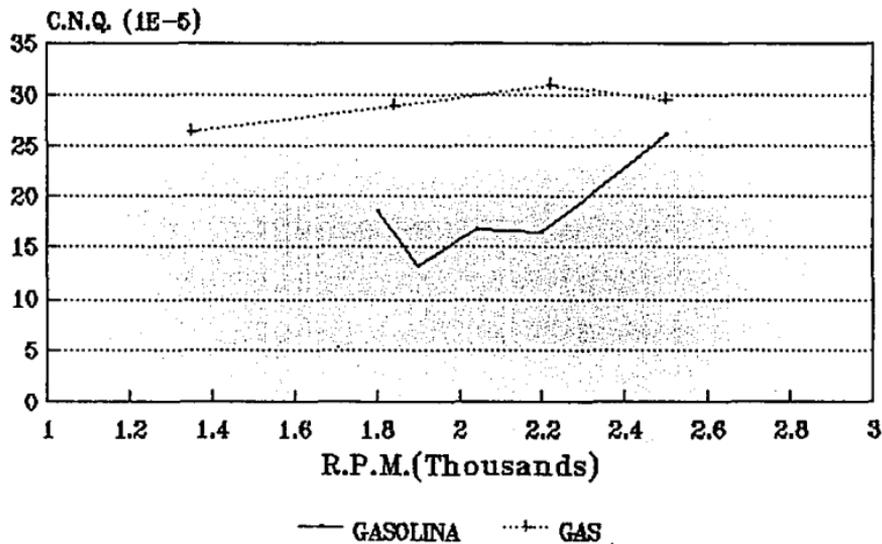


R.P.M. Vs. G. GASES SECOS VEL. VARIABLE



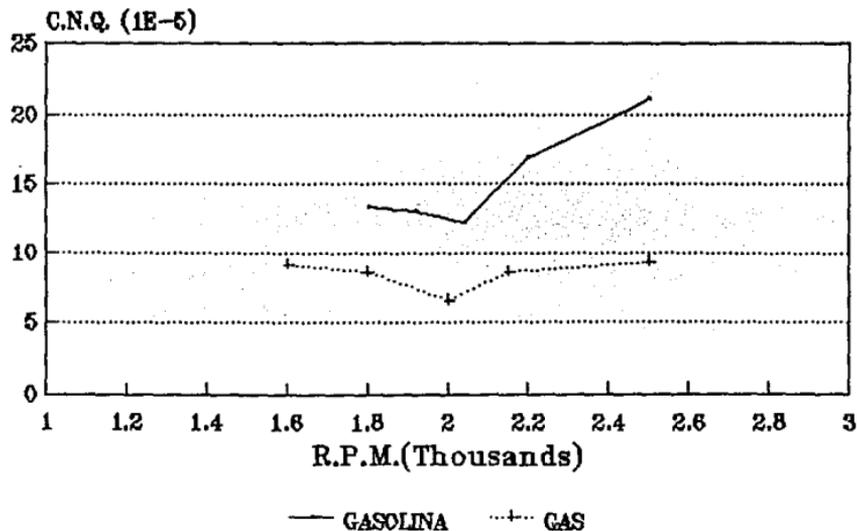
GRAFICA 39

R.P.M. Vs. COMB. N. QUEMADO VEL. VARIABLE



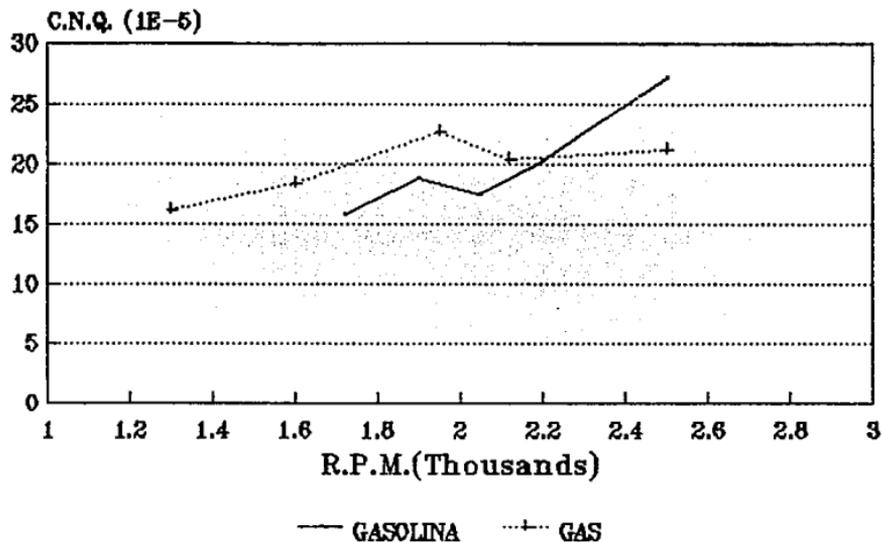
GRAFICA 40

R.P.M. Vs. COMB. N. QUEMADO VEL. VARIABLE



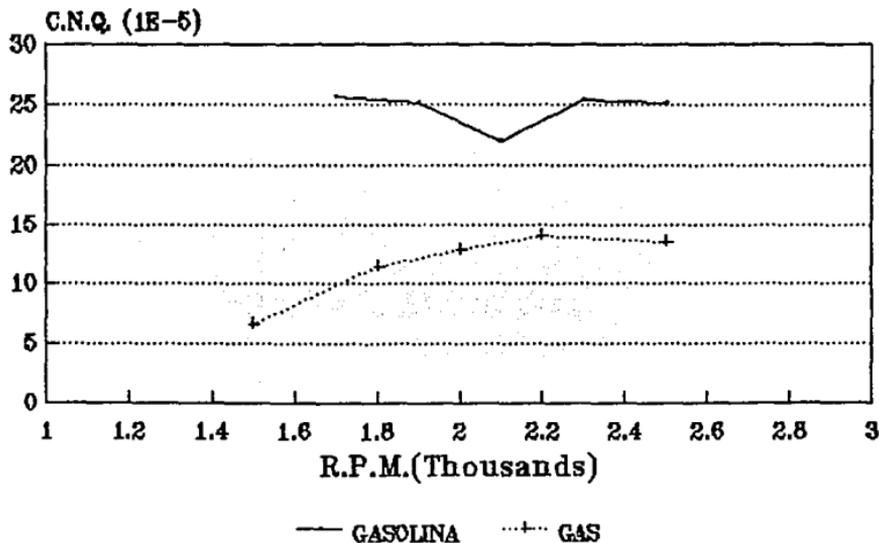
GRAFICA 41

R.P.M. Vs. COMB. N. QUEMADO VEL. VARIABLE

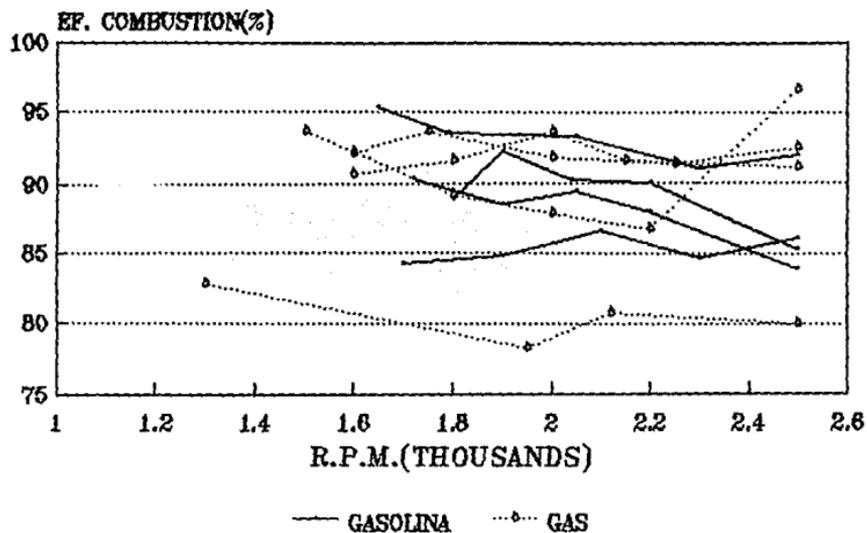


GRAFICA 42

R.P.M. Vs. COMB. N. QUEMADO VEL. VARIABLE



R.P.M. Vs. EF. COMBUSTION VEL. VARIABLE



BIBLIOGRAFIA

-Motores Endotérmicos

Dante Giacosa

Editorial Omega 1988 España

-Internal Combustion

Edward F. Obert

International Textbook Company

-Energia Mediante Vapor Aire o Gas

W.H. Severns, H.E. Degler, J.C. Miles

Ed. Reverte S.A. 1984

-Practicas del Laboratorio de Máquinas Térmicas

Facultad de Ingenieria U.N.A.M.

D.I.M.E. 1988

-Motor Gas S.A.

Victor de la Serna 12 Madrid-16

-El Motor de Gasolina

Enciclopedia del Automovil

C.E.A.C. 1988

-Dwyer Instruments, Inc.

Michigan City, Indiana U.S.A

Bulletin F-41