

Nº 3
25/Jan



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

ARAGON

**“ IMPLEMENTACION DE PRACTICAS
PARA EL MOTOR DE COMBUSTION
INTERNA DEL LABORATORIO DE
MAQUINAS TERMICAS DE LA
E. N. E. P. ARAGON ”**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A

JOSE ANTONIO AVILA GARCIA

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

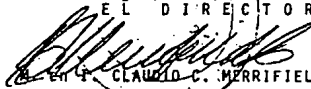
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

JOSE ANTONIO AVILA GARCIA
Presente.

En contestación a su solicitud de fecha 4 de octubre del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, ING. ARQUIMIDES SOLIS TELLEZ pueda dirigirle el trabajo de tesis denominado "IMPLEMENTACION DE PRACTICAS PARA EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS DE LA E.N.E.P. ARAGON", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que estableció el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aceptada su solicitud.

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Mex., 14 de diciembre de 1990
E L D I R E C T O R


EN F. CLAUDIO C. MERRIFIELD CASTRO

c c p Lic. Alberto Ibarra Rosas.- Jefe de la Unidad Académica
c c p Ing. Raúl Barrón Vera.- Coordinador de Ingeniería (26)
c c p Ing. Manuel Martínez Ortiz.- Jefe del Depto. de Servicios Generales.
c c p Ing. Arquímedes Solís Téllez.- Asesor de Tesis.

CCMC/AIR/hmm'



A MIS PADRES:

Por su constante apoyo, no solo en la realización de ésta tesis sino en todos mis eventos que he realizado, éste logro es gracias a ellos.

A mis hermanos Margarita, Yolanda, Carlos, Alfonso y a mi sobrina Maricruz.

A MEVA:

Por todo su cariño y apoyo que siempre me brinda, el cual se ve reflejado en esta tesis.

EN RECONOCIMIENTO:

A todas las personas que de alguna manera directa ó indirectamente me brindaron su apoyo para realizar la presente tesis.

Y para todos mis ex-alumnos de La boratorio de Máquinas Térmicas, - por su colaboración.

INDICE

	Página
Introducción	3
Capítulos:	
I.- Generalidades sobre el Motor de Com-- bustión Interna.	5
II.- Análisis de los Motores de Combus-- tión Interna.	31
III.- Evaluación de los motores de Com-- bustión Interna.	61
IV.- Descripción y Operación del equipo de Laboratorio.	92
V.- Implementación de Prácticas de Labo-- ratorio.	118
Conclusiones	189
Bibliografía.	191

INTRODUCCION

La formación del ingeniero mecánico debe naturalmente incluir trabajos prácticos de laboratorio para complementar sus estudios teóricos, ya que tales trabajos experimentales son de extrema importancia en su carrera profesional.

El valor del tiempo empleado por el estudiante en el laboratorio de ingeniería no podría estimarse y es por eso que al alumno se le debe despertar el interés sobre las prácticas impartidas en el laboratorio.

El curso de máquinas térmicas juega un papel importante, ya que muchos estudiantes cuando inician sus cursos sin mucho conocimiento de tipo práctico. Encontrarán en el laboratorio un lugar donde se familiarizarán con distintos tipos de máquinas, donde realizarán una inspección profunda de ellas. Las partes y piezas de algunas máquinas, tal es el caso del motor de combustión interna, las cuales son solamente para ellos mencionados en libros, serán entonces reales y podrán manejarse y estudiarse con mayor facilidad.

Atendiendo a ésta necesidad. la Escuela Nacional de Estudios Profesionales "Aragón", adquirió y dotó al laboratorio de máquinas térmicas de un banco de pruebas para motores de combustión interna.

El equipo adquirido es de la marca inglesa Plint & Partners LTD, el cual tiene el equipo necesario para realizar pruebas en motores de baja potencia. Las pruebas que se llevan a cabo con el equipo, son las mismas que se realizan en bancos de prueba de mayor potencia, por lo que no es impedimento para demostrar hechos tratados teóricamente. Debiéndose de ver motores en operación, a los que se les harán pruebas y se investigará su funcionamiento.

Con la finalidad de auxiliar al instructor y al alumno en el empleo del equipo, se realiza el presente trabajo el cual, tiene la información necesaria para la operación del equipo así como las prácticas que se pueden realizar en el motor de combustión interna.

En el capítulo 1 se da la clasificación general de los -- motores, se describen los elementos y sistemas que constituyen el mismo, incluyendo los equipos para disminuir las emisiones contaminantes.

En el capítulo II se describen las aproximaciones teóricas que simplifican el estudio del motor, se realiza el análisis - termodinámico del ciclo teórico y del ciclo real, así como un análisis real de los motores.

En el capítulo III se realiza una descripción del equipo que comúnmente emplean las fábricas de motores para realizar las pruebas de éstos. Equipos que se diseñan con características particulares para satisfacer las necesidades de cada fabricante.

El capítulo IV, describe cada uno de los elementos del equipo de pruebas, de los instrumentos de medición, así como los procedimientos de operación del banco de pruebas del laboratorio de máquinas térmicas.

El capítulo V es el de mayor importancia en el presente - trabajo, ya que contempla el desarrollo de las prácticas que se pueden realizar con el equipo de pruebas, las cuales están destinadas para apoyar los programas académicos de las materias de termodinámica aplicada, máquinas de desplazamiento positivo, termofluidos y máquinas térmicas, en las que se imparte la teoría relacionada con los motores de combustión interna.

Es recomendable que se lleven a cabo con seriedad los trabajos de laboratorio sin que deba lamentarse el tiempo invertido en ellos. La teoría y la práctica van estrechamente relacionadas entre sí y el mejor ingeniero es aquel que conoce ambas profundamente.

CAPITULO I

GENERALIDADES SOBRE EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

- I.1.- Evolución del Motor de Combustión Interna.
- I.2.- Clasificación de los Motores de Combustión Interna
- I.3.- Principios generales del motor alternativo de combustión interna.
 - I.3.1.- Ciclos de trabajo de los motores alternativos.
 - I.3.1.1.- Ciclo de cuatro tiempos.
 - I.3.1.2.- Ciclo de dos tiempos.
- I.4.- Elementos constitutivos del motor alternativo de explosión.
- I.5.- Funcionamiento del motor alternativo de explosión de cuatro - tiempos.
- I.6.- Sistemas principales del motor alternativo de explosión de -- cuatro tiempos.
 - I.6.1.- Sistema mecánico.
 - I.6.2.- Sistema de lubricación.
 - I.6.3.- Sistema de enfriamiento.
 - I.6.4.- Sistema de encendido.
 - I.6.5.- Sistema de combustible.
 - I.6.6.- Sistema de arranque.
 - I.6.7.- Sistema de distribución.
- I.7.- Sistemas de control de emisiones contaminantes.
 - I.7.1.- Sistema de control de emisiones contaminantes por el cárter.
 - I.7.2.- Sistema de control de emisiones por el escape.

I.- GENERALIDADES SOBRE EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

I.1.- Evolución del Motor de Combustión Interna.

Ha transcurrido más de un siglo, desde que el motor de -- combustión interna aparece como fuente de energía.

Durante éstos años, el motor de combustión interna (MCI)- ha reemplazado al motor de vapor y solamente la turbina de vapor es comparable con él, por lo que respecta a la cantidad de energía producida.

Los primeros intentos por construir un motor de combus -- tión interna, se basaron en el uso de la pólvora. En 1857 Barsanti y Matteucci construyeron un motor de émbolo libre, el cual funcionaba haciendo explotar algo de pólvora en un cilindro abierto por la parte de arriba, el aire existente en el cilindro era expulsado hacia el exterior a través de las válvulas de retención de un émbolo-emplazado en la parte superior del cilindro. Debido al vacío que se produce por el enfriamiento en el cilindro, la presión del aire exterior, hace bajar el émbolo, el cual acciona un trinquete, conectado de tal manera que hacía girar un eje. Este motor, por las dificultades que presentaba en su manejo, estaba condenado al fracaso,-- a pesar de que Langen y Otto sacaron al mercado con éxito varios -- motores de émbolo libre en 1867.

En 1860 Lenoir, un operario Belga, naturalizado francés,-- propuso y construye el primer motor de dos tiempos (fijo), que funcionaba con gas de alumbrado sin compresión previa antes del encendido, el cual aspiraba una carga de gas y aire a la presión atmosférica quemándose a media carrera. La elevación de la presión resultante proporcionaba la fuerza motriz para terminar esa carrera, retornar el émbolo hasta el extremo de la siguiente carrera expulsando los gases quemados y regresarlos nuevamente hasta el punto de com...

bustión de la nueva carga.

Aunque éste motor se utilizó durante cierto tiempo, su eficiencia térmica era demasiado baja para que fuera una fuente económica de energía.

En 1862 Alfonso Beau de Rochas, francés, establece la teoría del ciclo de cuatro tiempos, la cual dice: "Para que una máquina de explosión sea económica en cuanto a su consumo de combustible se necesita que el encendido de la mezcla detonante tenga lugar, no a la presión atmosférica, sino a una presión mucho más elevada, obtenida por compresión previa".

En 1872 George Brayton patentó y construyó un motor en el cual la combustión se efectuaba a presión constante.

Fué hasta 1876 cuando Otto construye un motor de mediana potencia que funcionaba con el ciclo de cuatro tiempos, conocido como "Ciclo de Otto" ideado por Beau de Rochas, el cual fué modificado y perfeccionado por varios inventores más.

El inglés Dugald Clerk en 1878 obtiene la patente para un motor de dos tiempos, el cual no requería de válvulas, levanta válvulas, guías, resortes, balancines, árbol de levas ni cadena de distribución.

Además desarrollaba una carrera de fuerza o de impulso -- por cada revolución de su eje, en vez de una por cada dos revoluciones del eje como sucede en el motor con ciclo de cuatro tiempos. En 1879 Clerk construye el primer motor de dos tiempos con bomba independiente y compresión, siendo en 1881 cuando se exhibe por primera vez. Las velocidades de éstos primeros motores fueron del orden de 200 RPM.

El alemán Gottlieb Daimler fué el primero en concebir motores pequeños de velocidades relativamente altas, aproximadamente -- 1000 RPM que cedían mayor potencia para un tamaño determinado. El motor de "alta velocidad" hizo del automóvil una idea practicable.

En 1892, Rudolf Diesel patenta un motor que utilizaba el calor del aire altamente comprimido para encender una carga de combustible inyectada en el cilindro. Lo llamó "motor de encendido por compresión", el cual se le conoce como motor diesel.

Muchos inventores pensaron que el movimiento de vaivén -- del émbolo o pistón era muy ineficiente y desperdiciaba energía y buscaron los medios de superar ésta deficiencia ideando un motor de combustión interna rotatorio. Siendo en 1900 cuando Cooley inventa y construye un motor que tenía un rotor en forma epitrocoidal, el cual giraba sobre un eje; en 1943, Milary patenta una máquina de rotación planetaria y eje interno, en la que el rotor tenía forma hipotrocoidal. Sin embargo la complicada configuración geométrica y los problemas de cierre hermético resultaron demasiado costosos en comparación con el sencillo motor de émbolo de movimiento alternativo.

Finalmente, en 1957 Félix Wankel ayudado por Ealter Froede, desarrolla el ahora llamado "Motor Wankel", y solo entonces los motores rotatorios de combustión interna empezaron a competir con el motor recíprocamente.

Los motores de combustión interna de movimiento alternativo impulsan automóviles, embarcaciones, aeroplanos, segadoras de césped, bombas de agua, etc., además de una gran variedad de equipo que requiera una fuente de potencia o fuerza motriz independiente, siendo la construcción de motores de combustión interna una de las industrias más grandes del mundo.

1.2.- Clasificación de los Motores de Combustión Interna.

Se les denomina "motores térmicos", a las máquinas que -- tienen la misión de transformar la energía calorífica en energía -- mecánica (trabajo), directamente utilizable. La energía calorífica -- empleada puede proceder de diversas fuentes, como son: de combusti -- ble sólidos, líquidos o gaseosos; energía eléctrica; energía solar; energía atómica, etc.

Para transformar el calor en trabajo utilizable, se aprovecha la tendencia de los gases a expandirse bajo la acción del calor, ejerciendo sobre los cuerpos en contacto una presión capaz -- de desplazarlos y producir un trabajo mecánico. A los gases que reciben el calor y que sufren variaciones en su temperatura, presión -- y volumen y que además actúan sobre los órganos móviles del motor, -- se les llama comúnmente "fluido activo", "fluido de trabajo" ó "car -- ga".

Los motores térmicos que usan combustibles sólidos, líquidos o gaseosos, transforman la energía química del combustible en -- calor. Esta liberación de calor se realiza en un proceso de combusti -- ón.

Según el lugar donde se realiza la combustión, los moto -- res térmicos se clasifican en dos grandes grupos que son; Motores -- de combustión externa y Motores de combustión interna.

En los motores de combustión externa, la combustión se -- realiza fuera del motor, como en el caso del motor de vapor, donde -- la combustión del combustible se realiza en un hogar externo al mo -- tor, en ese lugar se libera el calor que se emplea para evaporar el agua de una caldera y elevar la presión del vapor hasta un valor -- determinado. El vapor es conducido al cilindro donde se expande -- y desplaza al émbolo, realizando trabajo útil.

Mientras que en los motores de combustión interna, también llamados "endotérmicos", el combustible se quema en el interior del motor, el fluido de trabajo está constituido inicialmente por la mezcla de aire/combustible, el cual, como consecuencia de la combustión, experimenta una serie de transformaciones químicas, quedando finalmente constituido por los llamados "gases de escape".

Los motores de combustión interna pueden clasificarse de diferentes maneras y cada una de las categorías en que se incluye - un motor, corresponde generalmente al nombre con que se denomina. - Pero en algunos casos, el solo nombre no basta para clasificarlo -- por completo. Debido a la expansión por gases en las partes móviles del motor, los motores de combustión interna se dividen en : Motores alternativos y Motores rotativos.

En los motores alternativos, la fuerza expansiva de los gases actúan sobre un émbolo móvil en el interior de un cilindro, - al que empuja y anima de un movimiento alternativo que es transmitido y transformado mediante un mecanismo de biela y manivela en un movimiento de giro del eje motor de la máquina, los motores alternativos son el motor de explosión y el motor diesel.

En los motores rotativos la fuerza expansiva de los gases actúa sobre los álabes de un rodete giratorio, obteniéndose directamente un movimiento circular continuo en el eje del motor, que es el propio eje del rodete. Siendo éstos los motores rotativos y las turbinas de gas.

Debido a la gran variedad de tipos de motores alternativos de combustión interna que existen, es evidente que no se puede clasificar un motor bajo un solo punto de vista general. Sin embargo, la clasificación normalmente utilizada y la que aparece con más frecuencia en la información técnica y datos generales de los motores, es la siguiente:

1.- Por la forma en que se realiza el encendido de la mezcla.

a) Motores de encendido por chispa.- el encendido de la mezcla aire/combustible se realiza por una chispa de alto voltaje-- en el interior del cilindro. Como combustible emplean gasolina, o - también pueden utilizar gas. Se les conoce como motores de explosión o motores Otto.

b) Motores de encendido por compresión.- el combustible - es inyectado en el aire previamente comprimido y la combustión se - inicia por el encendido espontáneo (auto encendido) del diesel, debido a la alta temperatura del aire comprimido contenido en la cámara de combustión. Emplean como combustible el petróleo, el diesel o petróleo crudo, se les conoce como motores diesel.

2.- Al número de cilindros y su disposición en el motor.

a) Motores monocilíndricos.- tienen exclusivamente un cilindro con su respectivo émbolo, el cual puede estar colocado horizontal o verticalmente.

b) Motores policilíndricos.- tienen varios cilindros colocados en el motor y dispuestos en línea (un cilindro tras de otro); formando una "V" con el cigüeñal en el vértice inferior; horizontales opuestos; en la estrella con los cilindros siguiendo la dirección de las puntas de una estrella y el cigüeñal en el centro de la misma.

3.- Por el número de tiempos.

a) Motores de cuatro tiempos.- el ciclo de trabajo se realiza en cuatro desplazamientos del émbolo ó en dos giros del cigüeñal.

b) Motores de dos tiempos.- este ciclo se realiza en dos desplazamientos del émbolo o en un giro del cigüeñal.

4.- Por el tipo de refrigeración.

a) Por agua.- el retiro de calor generado en los cilindros y cabeza se efectúa mediante agua en circulación que lo transporta hasta un radiador, en donde es transferido al medio ambiente.

b) Por aire.- los cilindros y cabeza van dotados de un aletado exterior para permitir ceder calor directamente a una corriente de aire, que atraviesa este aletado impulsada por un ventilador.

5.- Por el tipo de distribución.

a) Con el árbol de levas lateral y accionamiento de las válvulas por empujadores y balancines.

b) Con árbol de levas en la cabeza (uno ó más) y accionamiento directo de las válvulas.

6.- Por el tipo de alimentación.

a) Por carburador.- la mezcla de aire/combustible tiene lugar en el carburador, donde es conducida al colector de admisión y de ahí a los cilindros.

b) Por inyección de combustible.- la formación de la mezcla tiene lugar en la propia cámara de combustión (inyección directa) o en el colector de admisión (inyección indirecta).

7.- Por la forma de admisión del aire.

a) Atmosférica.- la mezcla aire/combustible ó el aire para la admisión son absorbidos únicamente por la propia succión de los cilindros.

b) Sobrealimentación.- la mezcla o el aire para la admisión son comprimidos y empujados hacia los cilindros, mediante un sistema de turbo compresor volumétrico accionado por el mismo motor.

I.3.- Principios generales del motor alternativo de combustión interna.

En los motores alternativos de combustión interna, se emplean dos ciclos de trabajo, uno llamado de explosión a volumen -- constante o simplemente Ciclo Otto; y el de combustión a presión -- constante, ideado por Rudolph Diesel y llamado comúnmente ciclo diesel.

Todos los motores de combustión interna producen su potencia a partir de quemar combustible, utilizando directamente en el cilindro la energía del combustible, que es transformada en calor, el cual a su vez eleva la temperatura y la presión de los productos de la combustión, dando origen a una expansión de los gases resultantes, que empuja a un émbolo o pistón dentro del cilindro, en el que está contenido.

I.3.1.- Ciclos de trabajo de los motores alternativos.

Se define como ciclo de trabajo de un motor, a la sucesión de operaciones que el fluido de trabajo realiza en el cilindro y que van repitiendo periódicamente en el mismo orden.

En los motores alternativos un ciclo de trabajo completo, se puede realizar en cuatro carreras o desplazamientos del émbolo y entonces se le nombra de cuatro tiempos.

Cuando el ciclo de trabajo se realiza en dos carreras del émbolo, se denominan motores de dos tiempos. En los motores de cuatro tiempos realizan un ciclo de trabajo completo cada dos vueltas del cigüeñal, mientras que el de dos tiempos realiza un ciclo completo en cada vuelta del cigüeñal. A cada tiempo le corresponde media vuelta del cigüeñal (180°).

I.3.1.1.- Ciclo de cuatro tiempos.

Los motores de cuatro tiempos, son los más empleados, su ciclo de trabajo está constituido por los cuatro tiempos o carreras siguientes, las cuales suceden en el orden siguiente:

- 1er. tiempo: Admisión o aspiración de la mezcla aire/combustible en el cilindro.
- 2do. tiempo: Compresión de la mezcla aire com bustible en el cilindro.
- 3er. tiempo: Combustión de la mezcla (que com prende encendido y expansión de los - gases quemados).
- 4to. tiempo: Escape o expulsión de los pro ductos de la combustión.

I.3.1.2.- Ciclo de dos tiempos.

El ciclo de dos tiempos, es muy empleado en motores de explosión pequeños, para motocicletas y en motores diesel muy grandes está constituido por los dos tiempos o carreras siguientes:

- 1er. tiempo: Admisión y compresión de la mezcla aire/combustible en el cilindro.
- 2do. tiempo: Combustión/expansión y escape de los productos de la combustión.

I.4.- Elementos constitutivos del motor alternativo de explosión.

Las partes que componen el motor de combustión son cons--

trufadas con diferentes materiales, a continuación se analizarán sus funciones y su ubicación en el motor.

La fig. 1 muestra un motor con válvulas en la cabeza en donde la combustión y la expansión de los gases quemados se realiza en un recinto cerrado de forma cilíndrica, el cilindro (v), dentro del cual se desplaza el émbolo (e) con su movimiento alternativo, y que hace de etapa inferior móvil del cilindro. La culata o cabeza de cilindro, que cierra al cilindro por su parte superior en forma totalmente hermética, la cual es común para toda la línea de cilindros. El cilindro es en realidad un gran orificio de forma cilíndrica realizado en el bloque de cilindros(g), y si el motor es de varios cilindros en una sola línea, todos se encuentran realizados en el mismo bloque.

La parte inferior del bloque se denomina caja del cigüeñal o bancada (k), sirve de alojamiento y soporte del cigüeñal (m). El cigüeñal se apoya y gira en sus respectivos asientos o apoyos, llamados cojinetes de bancada (y) o cojinetes principales.

El aire procedente de la atmósfera entra en el motor a través del filtro de aire, pasando por el carburador, siendo en este punto el sitio donde es succionada la gasolina y mezclada con el aire, de manera dosificada y atomizada, pasando por el múltiple de admisión y por la válvula de admisión. Situados en la cabeza del cilindro o en el bloque de cilindros, penetra en el cilindro aspirado por el vacío que se crea al descender el émbolo. Cuando el cilindro está lleno de la mezcla aire/combustible, el émbolo asciende y lo comprime hasta dejar su volumen reducido al de la cámara de combustión, que es el volumen que queda entre la cabeza de cilindros y la cara superior del émbolo, cuando éste se encuentra en su punto más alto. En ese momento salta la chispa eléctrica por la bujía, provocando el encendido y la explosión de la mezcla, en consecuencia se produce una gran cantidad de calor con el consiguiente aumento de la presión de los gases. El émbolo está dotado de segmentos o anillos de compresión (d), que impiden la fuga de gases, entre el émbolo

bolo y el cilindro, el émbolo recibe el empuje de los gases e inicia su descenso, transmitiendo éste impulso a través del perno o pasador de la biela (f) el cual actúa sobre la manivela del cigüeñal, haciéndolo girar.

En un extremo del cigüeñal está fijado un volante de inercia que gira con él y mediante un embrague de fricción u otro elemento de acoplamiento, se toma el giro del cigüeñal, y a través de unos ejes y órganos de transmisión adecuados, hacen girar ruedas, hélices o el eje de otra máquina.

Después de finalizar su expansión, el émbolo asciende de nuevo y expulsa al exterior los gases quemados de la combustión a través de la válvula de escape y del múltiple de escape (b), situado en la cabeza del cilindro.

La apertura y cierre, en su debido momento de las válvulas de admisión y escape, está gobernado por los órganos de distribución.

Un eje de levas (u), situado en un lado del bloque, el cual gira accionado por el cigüeñal mediante cadena o engranaje, -- lleva unas levas o exéntricas (t), que a través de un empujador ó puntería (r), una varilla de empuje (p) y un balancín, abren la válvula venciendo la tensión del resorte de válvula (n), que tiende a mantener a la válvula contra su asiento (q) en la cabeza del cilindro. La forma o perfil de la leva es la que determina los movimientos y posiciones de la válvula.

Los motores actuales muy rápidos, tienen velocidades de rotación de alrededor de 6000 RPM. llevan el eje de levas en la cabeza de cilindros, en éste caso no se requiere de empujador ni de varillas de empuje e incluso en ciertos casos ni de balancín.

El bloque y la cabeza de cilindros tienen unas cavidades ó cámaras de agua (v), por donde circula el agua la que es impulsada por una bomba centrífuga, refrigerando las partes del motor próximas a las superficies en contacto con los gases de combustión.

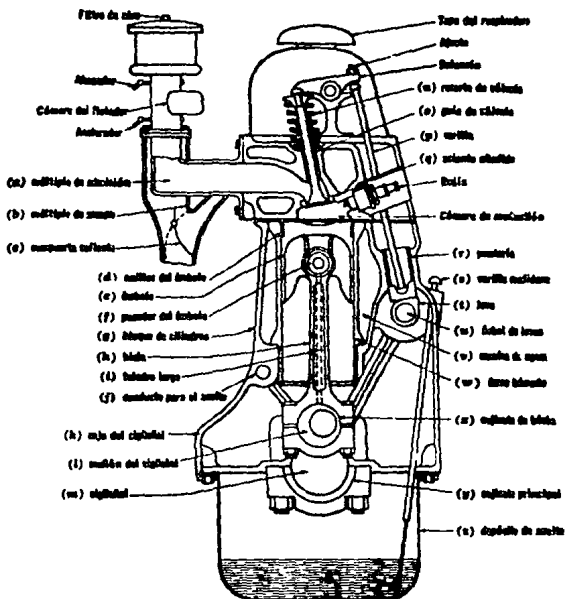


fig.1 Elementos constitutivos del motor alternativo de combustión interna.

El aceite contenido en un depósito de aceite (z) o tapa inferior del motor (carter), es impulsado por una bomba de aceite, que a través de un filtro de aceite lo envía a las distintas zonas del motor sometidas a rozamiento. Un eje acciona la bomba para aceite por su parte inferior, y toma su movimiento del eje de levas.

Estos son los elementos básicos del motor de explosión dispuestos según una forma clásica. Naturalmente existen algunas variaciones de un motor a otro, en cuanto a la forma y distribución de sus elementos.

I.5.- Funcionamiento del motor alternativo de explosión de cuatro tiempos.

En el motor de cuatro tiempos, el ciclo de trabajo se realiza en dos vueltas del cigüeñal, es decir, por cada dos vueltas se produce una combustión en el cilindro. En el interior de uno de los cilindros del motor durante los cuatro tiempos en que está dividido el ciclo, acontecen los siguientes eventos:

1er. tiempo: Admisión.

Al inicio de éste tiempo, la válvula de admisión se encuentra un poco abierta, antes de iniciar la carrera de admisión, y el émbolo empieza a descender en el interior de su cilindro, desde punto muerto superior (PMS) y mientras baja a punto muerto inferior (PMI) crea un vacío en el interior del cilindro aspirando la mezcla de aire/combustible proporcionada por el carburador.

Cuando llega a punto muerto inferior el cilindro está lleno de aire, aproximadamente a la presión atmosférica y a la temperatura ambiente. La válvula de escape se encuentra cerrada durante todo el primer tiempo, permaneciendo la válvula de admisión un poco abierta después de haber finalizado éste primer tiempo.

2do. tiempo: Compresión.

Casi inmediatamente después de iniciar el ascenso del émbolo, desde punto muerto inferior, la válvula de admisión se cierra y permanece así al igual que la válvula de escape, durante toda la ca--

rretera de ascenso. El émbolo en su recorrido comprime la mezcla de aire/combustible que existe en el interior del cilindro, hasta reducir su volumen al de la cámara de combustión.

3er. tiempo: Explosión y expansión.

Cuando el émbolo casi ha alcanzado el final de la carrera de compresión, el gas se ha comprimido una sexta parte o un poco más del volumen que ocupaba al inicio de la carrera de compresión, en ese momento el electrodo de una bujía hace saltar una chispa eléctrica en la cámara de compresión que enciende la mezcla aire/combustible, provocando una explosión, liberando una gran cantidad de calor, lo que -- provoca un incremento muy rápido de la temperatura y presión de los gases quemados en la cámara de compresión. Este incremento de presión y temperatura provoca una expansión de los gases quemados por lo que empuja al émbolo descendiendo éste hasta el punto muerto inferior, transmitiéndole una fuerza que a través de la biela actúa sobre el -- codo del cigüeñal, dándole un impulso de rotación. Esta es la carrera de trabajo útil del motor. Las dos válvulas permanecen cerradas du-- rante todo éste descenso.

4to. tiempo: Escape.

Después de haber pasado por el punto muerto inferior, el émbolo asciende y se dirige hacia el punto muerto superior, expulsando los gases quemados a través de la abertura de la válvula de escape, que se ha abierto un poco antes de que terminara la carrera de expansión, durante el ascenso, la válvula de admisión permanece cerrada. Al inicio de ésta carrera, los gases de combustión salen con fuerza ex-- pansiva, mientras que al final de la carrera, el émbolo prácticamente los empuja fuera del cilindro. A éste empuje que se le dá, se le llama comúnmente barrido de gases.

Sin embargo, el émbolo no barre totalmente todos los gases, quedando sin limpiar la cámara de compresión. Este espacio está siempre lleno con los productos de la combustión anterior, y por esa razón se llama espacio muerto o espacio de compresión.

Después de terminar la carrera de escape, la válvula de escape se cierra y casi al mismo tiempo (generalmente un poco antes), se abre la válvula de admisión y el ciclo empieza de nuevo.

Cuando las válvulas de admisión y escape permanecen un cierto tiempo abiertas, se conoce como **traslape valvular**.

Se ha descrito el ciclo de trabajo en un cilindro, o lo que es lo mismo, en un motor de un solo cilindro, y en el que solamente una carrera del émbolo produce trabajo e impulso al cigüeñal, siendo la expansión el tiempo motriz. En las otras tres carreras, destinadas a la preparación de la mezcla, es el cigüeñal el que impulsa al émbolo, gracias a la energía que le suministra al volante de inercia y - que éste ha almacenado en el tiempo motriz.

Normalmente los motores se construyen de varios cilindros, siendo los más comunes de 4, 6 y 8 cilindros, y en ellos, mientras en un cilindro se va desarrollando el ciclo de cuatro tiempos descrito anteriormente, con los otros cilindros se va realizando también un ciclo de cuatro tiempos de forma totalmente semejante, aunque defasados.

I.6.- Sistemas principales del motor alternativo de explosión de cuatro tiempos.

La función del motor, es de suministrar la energía necesaria para el movimiento. Para ésto el motor convierte la energía química del combustible en energía mecánica. Esta transformación no es sencilla, por lo que el motor es relativamente complejo, está compuesto de varios sistemas que funcionan de manera sincronizada, los cuales para un motor de explosión son los siguientes:

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| 1.- Sistema mecánico | 5.- Sistema de combustible |
| 2.- Sistema de lubricación | 6.- Sistema de arranque |
| 3.- Sistema de enfriamiento | 7.- Sistema de distribución |
| 4.- Sistema de encendido | |

I.6.1.- Sistema mecánico.

Al referirnos al trabajo útil desarrollado en el ciclo, nos referimos al trabajo entregado por la máquina térmica sobre el émbolo. Al que se somete a un movimiento rectilíneo.

Para que éste trabajo se pueda aprovechar, es preciso transformar el movimiento rectilíneo del émbolo en un movimiento circular

continuo, Transformación se logra mediante un mecanismo de pistón-biela-manivela, al cual se denomina tren alternativo.

El tren alternativo consta de tres piezas independientes y articuladas: una pieza aclopada giratoria

I.6.2.- Sistema de Lubricación.

La función del sistema de lubricación es proporcionar aceite lubricante limpio y a presión a todas las partes móviles del motor, reduciendo de ésta manera la fracción entre éstas y ayudando al enfriamiento de las partes calientes del motor así como amortiguando los ruidos producidos por las partes móviles del mismo.

Los elementos del sistema de lubricación son:

- 1.- Un filtro colador de aceite.- compuesto por una malla de alambre que detiene las partículas grandes que se encuentran en la parte baja del depósito de aceite.
- 2.- Una bomba de aceite.- ésta puede ser del tipo de engranes o lóbulos, su función es impulsar el aceite lubricante a una presión de .7 a 4.2 kg/cm² a todos los elementos en movimiento, evitando así desgastes y reduciendo la fricción entre los metales.
- 3.- Filtro de aceite.- en éste filtro las partículas pequeñas de polvo, carbón y piezas metálicas son depositadas, con lo que se logra obtener aceite limpio de partículas extrañas, para ser distribuido a todas las partes del motor que así lo requieran.
- 4.- Galerías de aceite.- son conductos por donde circula el aceite y están localizados en el interior del motor, el cigüeñal y demás elementos del motor.

El funcionamiento del sistema de lubricación se puede resumir en los siguientes puntos:

- La bomba de aceite absorbe el lubricante del cárter a través del colador.
- El aceite colado, pero sin filtrar, pasa al filtro de donde sale ya limpio hacia la galería principal de lubricación.
- Desde la galería principal se envía directamente el aceite a los apoyos del cigüeñal, a los conductos de lubricación del árbol

de levas, eje de balancines y engranes de sincronización.

- A través de los orificios del cigüeñal el aceite llega a los cojinetes de biela y de allí pasa a lubricar los pistones y el cojinete del perno del pistón.

- Terminado el ciclo, el aceite retorna al cárter goteando desde cada punto de engrase y escurriéndose por las paredes y canales de retorno del bloque de cilindros.

I.6.3.- Sistema de Enfriamiento.

Debido a que el motor de explosión, cuando está en operación le transmite a los cilindros, émbolos, válvulas y a la cabeza de cilindros, una cantidad excesiva de calor, que es necesario retirar rápidamente, siendo la función del sistema de enfriamiento, lo siguiente:

1.- Mantener una temperatura adecuada en la cámara de combustión, para realizar el buen encendido de la mezcla aire/combustible.

2.- Tener un buen sello entre los anillos del émbolo y el cilindro, debido a la dilatación térmica de los metales.

3.- Evitar que el aceite lubricante se quemé, por lo que mantiene sus propiedades físicas y químicas durante tiempos más prolongados, por lo que alarga la vida del motor.

4.- Se disminuye la dilatación de la mezcla aire/combustible a la entrada de los cilindros, evitando así una baja en el rendimiento del motor, por el llenado insuficiente de los cilindros.

Los sistemas de enfriamiento son dos: Uno emplea como medio refrigerante el agua, puesta en circulación constante por medios apropiados. El otro sistema emplea el aire ya sea por corriente natural, establecida por la diferencia de densidad entre el aire frío del ambiente y el aire caliente que se encuentra en contacto con las superficies radiadoras de calor, ya sea por circulación natural o corriente forzada del mismo.

I.6.4.- Sistema de encendido.

La función del sistema de encendido consiste en: suministrar la chispa de alto voltaje en el instante y en el lugar correspondiente para poder encender la mezcla aire/combustible, que se encuentra previamente comprimida en la cámara de combustión, con la ayuda de diversos elementos mecánicos y eléctricos, siendo éstos: la bobina, las bujías, los platinos y el distribuidor.

Bobina.- es un elemento eléctrico que por inducción eleva la tensión original de 12 voltios procedente de la batería a 35000 que son requeridos para el funcionamiento correcto de las bujías. Tiene dos entradas; una procedente de la batería y la de los platinos, ambas de baja tensión (12 voltios) y una salida central, con un cable de grueso aislamiento, conectada a la tapa del distribuidor.

Bujías.- son las productoras de chispas eléctricas, capaces de inflamar la mezcla por un salto de chispa entre sus electrodos. La corriente de alta tensión les llega desde el distribuidor, a través de los cables de bujía, de grueso aislamiento.

Platinos.- Son los encargados de abrir y cerrar el circuito eléctrico primario de la bobina, para que en el secundario se produzca una corriente eléctrica de elevado voltaje. Están accionados por una excéntrica del eje del distribuidor y llevan conectado un condensador para evitar el salto de chispa entre sus contactos.

Distribuidor.- El distribuidor es un mecanismo que en comunicación directa con el giro del motor, hace que se interrumpa el circuito de baja tensión, a la vez que sirve de distribuidor de chispas eléctricas de alto voltaje y por medio de diversos mecanismos se logra adelantar el salto de la chispa eléctrica a diferentes velocidades de giro del motor.

I.6.5.- Sistema de combustible.

El sistema de combustible, es el conjunto de elementos encargados de conducir el combustible desde un depósito hasta los órganos que efectuarán su mezcla con el aire y conducirla a los cilindros. Los elementos que comprenden el sistema son: el depósito, bomba, carburador y el múltiple de admisión.

Depósito de combustible.- es un recipiente resistente a la corrosión así como a los impactos, que almacena una cantidad razonable de combustible, para poder suministrar éste cuando sea demandado. Es necesario que tenga un respiradero en el tapón de llenado ó a través del sistema de control de emisiones por evaporación del combustible y un dispositivo eléctrico por medio de un flotador que permite conocer en todo momento la cantidad de combustible que aloja.

Bomba de combustible.- es el elemento que aspira el combustible del depósito y lo conduce por la tubería del combustible hacia el carburador. La cual debe suministrar durante todo el tiempo una -- cantidad suficiente de combustible, a una presión determinada al carburador, para satisfacer las necesidades del motor bajo diferentes condiciones de operación. Las bombas de combustible pueden ser mecánicas de membrana que es accionada por una excéntrica del árbol de levas ó eléctricas de operación autónoma.

Carburador.- es un dispositivo que sirve para preparar la mezcla de aire/combustible, antes de introducirla al cilindro, las funciones que debe desempeñar el carburador, son las siguientes:

- Proporcionar un consumo lo más reducido posible, dosificando la mezcla aire/combustible en una proporción de 15 a 1 en peso para diversas velocidades y cargas del motor.
- Favorecer el mezclado de aire/combustible, de tal manera que el combustible se pueda atomizar en gotitas muy finas para una rápida evaporización.
- Permitir los arranques con el motor frío, además de poder acelerar bruscamente.

Tubo de admisión.- es un tubo hueco de fundición, en el cual se asienta el carburador y distribuye la mezcla de aire/combustible, a cada cilindro del motor.

I.6.6.- Sistema de arranque.

El sistema de arranque tiene la función de poner en marcha el motor, los elementos que integran éste sistema son: la batería o acumulador, el motor de arranque y el volante de inercia.

La puesta en marcha del motor necesita de la ayuda de un motor eléctrico, accionado por la energía acumulada de una batería. El motor eléctrico del sistema de arranque cuenta con un piñón de accionamiento ó béndix, que engrana con una corona dentada unida al volante del cigüeñal. Al accionar el arranque un mecanismo movido por un solenoide desplaza al béndix, haciéndolo engranar con la corona del volante a la vez que el motor de arranque inicia su giro y arrastra de éste modo al conjunto volante y cigüeñal. Los pistones suben y bajan con fuerza, haciendo así posible la iniciación del ciclo de funcionamiento del motor.

I.6.7.- Sistema de distribución.

El sistema de distribución es el conjunto de mecanismos necesarios para poder regular adecuadamente el ingreso de la mezcla aire/combustible así como la expulsión de los gases quemados.

Los elementos del sistema de distribución son: un árbol portador de una serie de excéntricas o levas, que es accionado por el propio cigüeñal del motor, por medio de una cadena o a veces por engranajes. El giro del árbol de levas es la mitad de rápido que el cigüeñal, por cuya razón las levas giran más despacio que éste. Sobre cada una de las levas se apoyan unos cilindros llamados empujadores, los cuales accionan una varilla de empuje. Esta a su vez acciona un balancín, mediante el cual se mueve la válvula y retorna a su posición cerrada por medio de un resorte.

Las válvulas deben ser dos como mínimo, o sea, que una abre sólo en el tiempo de admisión, mientras la otra sólo lo hace en el momento de escape, tiempos que vienen determinados según el giro del motor.

I.7.- Sistemas de control de emisiones contaminantes.

Existen básicamente tres fuentes de emisiones en el motor de combustión interna:

a) Vapores del cárter.- éstos vapores están compuestos de ciertas cantidades de la mezcla de aire/combustible comprimida y de los

gases de escape que se fugan por los anillos del émbolo, y se acumulan en el cárter. Estos vapores representan aproximadamente el 20% de las emisiones del motor.

b) Emisiones por el escape.- éstas emisiones contienen:

- Hidrocarburos (HC), que son básicamente combustible crudo.
- Monóxido de Carbono (CO), que es un gas venenoso, invisible, inodoro, que se produce en los períodos en que la mezcla de combustible es excesivamente rica, como cuando se usa el ahogador.
- Oxidos de Nitrógeno (NO_x), éstos compuestos contienen oxígeno y nitrógeno de la atmósfera, que se forman por las elevadas temperaturas y presiones de la cámara de combustión del motor. Estos productos constituyen aproximadamente el 60% de las emisiones del motor.

c) Emisiones producidas por la evaporación del combustible.- la evaporación del combustible del carburador y del depósito de combustible se producen constantemente y contribuyen aproximadamente con el 20% de las emisiones del motor. El desprendimiento de éstos gases es mayor durante los períodos de enfriamiento, inmediatamente después que se ha detenido el motor.

I.7.1.- Sistema de control de emisiones contaminantes por el cárter.

En éste sistema los gases que escapan entre los cilindros y los pistones se extraen del cárter por medio del vacío que genera el múltiple de admisión y a través de las tuberías del múltiple, se dirigen hacia los cilindros del motor en donde son quemados y al cual se le conoce como ventilación positiva del cárter (VPC)

La cantidad de aire que circula por el sistema, se controla por una válvula medidora de ventilación del cárter ó aguja oscilante como algunas veces se denomina. Otros sistemas utilizan un orificio calibrado para proporcionar el grado de circulación que produzca la ventilación que esté de acuerdo con las demandas del motor a diferentes velocidades.

Con la eliminación de la mayor porción de los gases que escapan entre el pistón y el cilindro, se reduce la contaminación del aceite, se eliminan en gran parte el vapor de agua, la oscilación y elementos corrosivos, por lo que la vida del motor se prolonga. Estos beneficios se logran al mismo tiempo que se reduce la contaminación

del aire.

I.7.2.- Sistemas de control de emisiones por el escape.

Debido a la necesidad de disminuir cada vez más las emisiones contaminantes por el escape, las fábricas de motores diseñan equipos y sistemas, los cuales al ser instalados en el motor cumplen con una función determinada en la disminución de emisiones contaminantes, los cuales pueden operar independientemente o en conjunto, siendo éstos los siguientes:

a) **Sistemas que requieren modificaciones del motor.**- emplean un grado de rediseño del mismo que permite una mayor reducción de las emisiones perjudiciales mejorando más la combustión incompleta, incluye los siguientes puntos:

- El carburador está especialmente carburado para producir mezclas aire/combustible pobres a velocidades de crucero.
- El ahogador es más sensible a las variaciones de la temperatura del motor, durante el período de su calentamiento, lo que permite que el ahogador deje de funcionar más rápidamente.
- Una velocidad mayor de marcha mínima, ayuda a reducir las emisiones por el escape durante éste período.
- Un múltiple de admisión rediseñado, que permite el movimiento más suave de la carga aire/combustible, entrando en forma más fácil y mejorando al mismo tiempo su distribución.
- Unidades de doble diafragma en el distribuidor proporciona al avance de la chispa a velocidades de crucero y la retrasan durante los períodos en que el motor está en marcha mínima.
- Se emplean termostatos de mayor temperatura en el sistema de enfriamiento.
- Un árbol de levas rediseñado, proporciona un patrón de distribución de tiempo con un grado mayor de traslape en la mayor parte de los casos.
- La sección transversal de la cámara de combustión se ha modificado para reducir el área de enfriamiento y las relaciones de compresión se han reducido.

b) **Sistemas para calentar el aire del carburador.**- llamado también sistema de toma de aire caliente o frío. El sistema para calentar el aire del carburador se presenta como otro medio de ayudar al control de las emisiones perjudiciales por el escape. La función de éste sistema es dirigir aire caliente al carburador cuando la temperatura es menor de 37°C hasta que la temperatura llega aproximadamente a 54°C . Este sistema proporciona un control conveniente de las emisiones del motor, mejorando la economía en el consumo del combustible y ayudando al calentamiento del motor. El calentamiento del aire durante los períodos de operación del motor frío permite que el combustible se evapore en forma adecuada mejorando la combustión de la mezcla aire/combustible.

c) **Sistemas de recirculación de los gases de escape (RGE).**- los sistemas de recirculación de los gases de escape que se han incorporado en algunos motores a partir de 1972, están diseñados para controlar la formación de los óxidos de Nitrógeno (NO_x) en los gases de escape.

Las elevadas temperaturas y las relaciones pobres de aire/combustible que se requieren para la disminución de emisiones de hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO), conducen a aumentar la formación de emisiones de óxidos de nitrógeno.

El sistema RGE se basa en el principio de que: la formación de emisiones de óxidos de nitrógeno pueden limitarse, reduciendo las temperaturas máximas de la mezcla de aire/combustible, que arden en las cámaras de combustión del motor. Esto puede lograrse introduciendo un material inerte en la mezcla fresca de aire/combustible, como el gas del escape es un material inerte y abunda, se usa en el sistema RGE para alimentarlo dentro del múltiple de admisión.

d) **Sistemas de inyección de aire.**- éste sistema emplea una bomba de aire de desplazamiento positivo de baja presión que bombea continuamente aire filtrado a través de mangueras, múltiples de aire y tubos de inyección en la lumbrera de cada válvula de escape en la cabeza de cilindros. Cuando abre la válvula de escape, el aire fresco inyectado

enciende la porción caliente de gases sin quemar del escape. De ésta manera se produce una combustión más completa de los gases de escape, antes de ser expulsados por el tubo de salida. Este sistema emplea carburadores calibrados para producir mezclas de aire/combustible más pobres.

e) Sistema de convertidor catalítico.- la gran mayoría de los productos resultantes de la mala combustión en el motor se pueden convertir en sustancias inofensivas como en vapor de agua, antes de salir a la atmósfera. En 1975 se empezó a usar el convertidor catalítico oxidante, que es el lugar donde se tratan los gases de escape, después de que han salido del motor. El convertidor catalítico ayuda a que los hidrocarburos (HC) y el monóxido de carbono (CO), se conviertan en vapor de agua y bióxido de carbono (CO₂), respectivamente. En los sistemas modernos de control de emisiones, se instalan convertidores catalíticos de tres vías o de triple acción, que ayudan a convertir los hidrocarburos, en monóxido de carbono y los óxidos de nitrógeno en productos no nocivos. Este ayuda a que los hidrocarburos y el monóxido de carbono se conviertan en vapor de agua y bióxido de carbono respectivamente, mientras que los óxidos de nitrógeno se convierten en bióxido de carbono y nitrógeno.

Los convertidores catalíticos emplean una mezcla de raros y costosos metales como el platino, paladio y rodio. El platino y el paladio actúan sobre los hidrocarburos (HC) y el monóxido de carbono (CO). Mientras que el rodio (Rx), afecta a los óxidos de nitrógeno. La mezcla de metales cubre en forma de película una malla muy fina de acero o de celdas en forma de panal de abeja de cerámica por donde circulan los gases del motor.

f) Sistemas de control de emisiones por evaporación de combustible.- el sistema de control de emisión por evaporación de combustible, fué inventado y proyectado para evitar el escape de vapores de gasolina del tanque y del carburador a la atmósfera. Este sistema es indepen-

diente del sistema de ventilación del cárter y de los diferentes sistemas de control de emisión por el escape.

A partir de 1972, se emplea el sistema de almacenar los vapores del combustible en un depósito lleno de gránulos de carbón vegetal, llamado canister de vapor, el cual funciona de la siguiente manera: Cuando el motor no está funcionando, los vapores de gasolina del tanque de combustible fluyen hacia el canister de vapor y también los procedentes del depósito del carburador, los vapores son absorbidos por los gránulos de carbón vegetal. Cuando el motor arranca el canister es purgado por medio de la succión del motor, ésta succión hace pasar aire fresco a través del depósito de gránulos de carbón, extra- yendo los vapores absorbidos e inyectándolos al motor, para ser consumido en el proceso normal de combustión. La cantidad de vapor absorbida es muy pequeña para tener variaciones en el funcionamiento del motor.

Con éste sistema de control, los vapores de combustible son eliminados como fuente de contaminación del aire.

CAPITULO II

ANALISIS DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

- II.1.- Aproximaciones teóricas.
 - II.1.1.- Ciclo ideal.
 - II.1.2.- Ciclo de aire.
 - II.1.3.- Ciclo de aire/combustible.

- II.2.- Ciclo real.

- II.3.- Análisis del ciclo de Otto teórico.

- II.4.- Ciclo Otto real.

- II.5.- Diferencias entre el Ciclo Otto real y teórico.

- II.6.- Análisis del ciclo Otto real.
 - II.6.1.- Cálculo de la presión de compresión.
 - II.6.2.- Trabajo de compresión.
 - II.6.3.- Trabajo de expansión.
 - II.6.4.- Trabajo útil.
 - II.6.5.- Trabajo útil del ciclo por litro.
 - II.6.6.- Presión media indicada (p.m.i.)
 - II.6.7.- Presión media efectiva (p.m.e.)
 - II.6.8.- Potencia indicada. (P_i)
 - II.6.9.- Potencia efectiva. (P_e)

- II.7.- Análisis real de los motores de combustión interna.
 - II.7.1.- Potencia indicada (P_i).
 - II.7.2.- Potencia efectiva (P_e).
 - II.7.3.- Potencia de fricción (P_f).
 - II.7.4.- Rendimiento mecánico (η_m).
 - II.7.5.- Presión media efectiva (p.m.e.)
 - II.7.6.- Presión media indicada (p.m.i.)

II.- ANALISIS DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Todos los motores han tenido su origen en algún concepto de un ciclo termodinámico, el cual es una serie de eventos en los que la energía se recibe a un nivel elevado, se convierte en trabajo la cantidad más grande posible, y el resto se vierte al medio -- que lo rodea.

Durante el paso por el motor, el fluido de trabajo está sometido a una serie de transformaciones químicas y físicas (compresión, expansión, combustión, transferencia de calor a través de las paredes, etc) que constituyen el ciclo del motor. El exámen cuantitativo de éstos fenómenos, teniendo en cuenta todas las numerosas variables, representa un problema muy complicado; por ésto generalmente se simplifica recurriéndolo a sucesivas aproximaciones teóricas, cada una de las cuales se basa en ciertas consideraciones.

II.1.- Aproximaciones teóricas.

Para los ciclos teóricos, las aproximaciones normalmente empleadas, en orden de similitud con las condiciones reales, son tres, y son llamados: Ciclo ideal, ciclo de aire y ciclo de aire/--combustible.

Estos ciclos teóricos han de confrontarse en la práctica con los ciclos reales, obtenidos experimentalmente mediante aparatos llamados indicadores. Por ésto al ciclo real se le llama también ciclo indicado.

II.1.1.- Ciclo ideal.

Se supone que el fluido de trabajo está constituido por aire y que éste se comporta como un gas perfecto. En consecuencia los valores de los calores específicos se consideran constantes e iguales a los del aire en las condiciones normales de 288°K (15°C) de temperatura y 1,013 bar (1 atmósfera) de presión.

$$C_p = 1 \quad \text{KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$C_v = 0.72 \quad \text{KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

y por lo tanto

$$K = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$$

Se supone además que los tiempos de introducción y de extracción de calor tienen una duración bien determinada, que depende del tipo de ciclo teórico y que en los demás tiempos del ciclo no se producen pérdidas de calor. Con éstas consideraciones, los valores máximos de temperatura, de presión, y por lo tanto el trabajo y el rendimiento térmico calculados para el ciclo ideal, son mayores que las otras aproximaciones teóricas.

El ciclo ideal representa por lo tanto el límite máximo que el motor puede teóricamente alcanzar en lo concerniente a prestaciones y permite un estudio matemático sencillo basado en las leyes de los gases perfectos.

II.1.2.- Ciclo de aire.

El fluido de trabajo sigue siendo aire, pero se supone -- que los calores específicos son variables en la gama de temperaturas considerada.

Las condiciones de introducción y extracción del calor -- son iguales a las del ciclo ideal, y no hay pérdidas de calor. Puesto que el cálculo de los calores específicos medios es largo y complicado, se emplean tablas que dan directamente los valores del calor y del trabajo, en términos de energía interna y entalpía para el aire, en los diferentes puntos de los procesos isoentrópicos.

Teniendo en cuenta la variación de los calores específicos se obtienen para las temperaturas y presiones máximas, valores inferiores a los calculados para el ciclo ideal, y en consecuencia también el trabajo y el rendimiento térmico resultan más bajos, pe-

ro aún así siempre mayores que los de un ciclo real.

II.1.3.- Ciclo de aire/combustible

De entre los que se calculan, es el más cercano al ciclo-real. En el motor de encendido por chispa, el fluido está compuesto, durante la fase de admisión, por la mezcla y por los gases de combustión residuales; en el motor de encendido por compresión, está formado por el aire y por los gases residuales. Después de la combustión el fluido está constituido por los productos de la combustión, es decir, teóricamente por una mezcla de CO_2 , CO , H_2O y N_2 .

Estos gases poseen un calor específico medio aún mayor -- que el del aire; además, los calores específicos aumentan también a causa de la disociación de las moléculas más livianas bajo la acción de la alta temperatura. El aumento de los calores específicos y la disociación que siendo una reacción endotérmica absorbe una -- parte del calor de combustión produciendo un descenso de la temperatura y de las presiones máximas en comparación con las calculadas para el ciclo de aire.

Para el cálculo del ciclo de aire/combustible se recurre a tablas de datos obtenidos experimentalmente. También en éste caso se admite que el calor se introduce y se extrae instantáneamente como en el ciclo ideal y no se producen pérdidas de calor.

II.2.- Ciclo real.

Es el que se determina experimentalmente mediante algún aparato indicador, capaz de registrar el diagrama de las presiones en función de los volúmenes en el cilindro.

El diagrama indicado refleja las condiciones reales del ciclo y por lo tanto tiene en cuenta, además de las variaciones ya enunciadas para el ciclo de aire y para el de aire/combustible en comparación con el del ciclo ideal, se incluyen las pérdidas de calor, la duración de la combustión, pérdidas debidas a rozamiento -- del fluido, la duración del tiempo de apertura de las válvulas, así como tiempo de encendido y las pérdidas en el escape.

II.3.- Análisis del ciclo de Otto teórico.

Para iniciar el análisis es necesario conocer la terminología que se adopta para indicar algunas dimensiones o valores fundamentales del motor:

a) Punto muerto superior (P.M.S.)-- es la posición más cercana a la cabeza del cilindro.

b) Punto muerto inferior (P.M.I.)-- es la posición más alejada de la cabeza del cilindro.

c) Diámetro ó calibre (Inglés:Bore).-- diámetro interior del cilindro, medido generalmente en mm.

d) Carrera (Inglés:Stroke).-- distancia entre P.M.S. y el P.M.I. igual, al doble del radio de la manivela del cigüeñal. Medida generalmente en mm.

e) Volúmen total del cilindro (V_1).-- volúmen comprendido entre la cabeza y el pistón cuando éste está en el P.M.I., medido generalmente en cm^3 ó en litros.

f) Volúmen de la cámara de combustión ó volúmen de espacio libre (V_2).-- volúmen comprendido entre la cabeza y el pistón cuando éste está en el P.M.S., medido generalmente en cm^3 .

g) Volúmen desplazado por el pistón ó cilindrada unitaria -- ($V_1 - V_2$).-- volúmen generado por el pistón con su movimiento desde P.M.S. al P.M.I.

h) Relación volumétrica de compresión (r_c).-- relación entre el volúmen total del cilindro V_1 y el volúmen de la cámara de combustión V_2 . Generalmente se le denomina relación de compresión:

$$r_c = \frac{v_1}{v_2}$$

El ciclo Otto teórico.- es el ciclo ideal en que se basa el motor de encendido por chispa (ECh), Y se representa gráficamente en la fig. 2.1. tanto en coordenadas P-v, como en coordenadas -- T-S. En el que se considera que se tiene un cilindro cerrado, en el cual el aire se calienta y se enfría por transmisión de energía, en vez de hacerlo por combustión y por cambio de aire. Los procesos -- termodinámicos que tienen lugar durante el ciclo son:

1-2.- Proceso adiabático ó isoentrópico (sin transferencia de calor con el exterior): compresión del fluido de trabajo, correspondiente al trabajo W_1 realizado por el pistón.

2-3.- Proceso a volúmen constante: introducción instantánea -- del calor suministrado Q_1 .

3-4.- Proceso adiabático: expansión, correspondiente al trabajo W_2 realizado por el fluido de trabajo.

4-1.- Proceso a volúmen constante: extracción instantánea de -- calor Q_2 .

El fluido es introducido por el motor en la carrera de admisión 0-1, y la extracción del calor se produce durante la carrera de escape 1-0. Este hecho se representa gráficamente en el diagrama p-v mediante una línea horizontal. Los efectos de los dos procesos se anulan entre sí sin ganancia ni pérdida de calor, por lo tanto -- la carrera de admisión y escape normalmente no se consideran en los diagramas ideales en coordenadas p-v y el ciclo Otto se representa como un ciclo cerrado en el cual el fluido de trabajo regresa a su estado inicial al final del tiempo de extracción de calor 4-1.

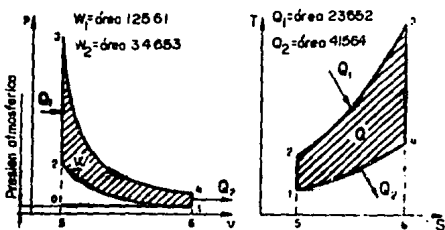


fig.2.1. Ciclo Otto teórico.

La segunda ley de la termodinámica indica que: ningún motor ideal ó real puede convertir en trabajo mecánico, todo el calor que se le suministra. Por lo que solo una fracción del calor proporcionado por la combustión se transforma en trabajo. La cual representa el rendimiento térmico.

El rendimiento térmico ideal para un ciclo Otto teórico-- está dado por:

$$\eta_{\epsilon} = \frac{2^{Q_3} - 4^{Q_1}}{2^{Q_3}} = \frac{W_{\text{neto}}}{2^{Q_3}}$$

en donde:

$$2^{Q_3} = \text{energía suministrada} = ma C_v (T_3 - T_2)$$

$$4^{Q_1} = \text{energía rechazada} = ma C_v (T_4 - T_1)$$

por lo que el rendimiento térmico está dado por:

$$\eta_E = \frac{m a C_v (T_3 - T_2) - m a C_v (T_4 - T_1)}{m a C_v (T_3 - T_2)}$$

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

$$\eta_E = 1 - \frac{T_1 \left[\left(\frac{T_4}{T_1} \right) - 1 \right]}{T_2 \left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right]}$$

De la ley de los gases perfectos, las relaciones temperatura-volumen para los procesos isentrópicos 1-2 y 3-4, son:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{K-1} \quad \text{y} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{K-1}$$

Debido a que $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$, resulta

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{o sea} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\text{y } \eta_E = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_E = 1 - \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{K-1}$$

$$\eta_{\epsilon} = 1 - \frac{1}{r_c^{(K-1)}}$$

en donde: r_c = es la relación de compresión (V_1/V_2)

$$K = C_p/C_v = 1.4 \text{ para el aire.}$$

El rendimiento térmico ideal del ciclo Otto está en función de la relación de compresión y del exponente K, que es la razón entre los calores específicos del fluido de trabajo. Aumentando r_c aumenta η_{ϵ} ; aumentando los valores de los calores específicos, disminuye K y también disminuye el rendimiento térmico.

II.4.- Ciclo Otto real.

El ciclo real que refleja las condiciones reales de funcionamiento, de un motor, se obtiene mediante un indicador, el cual se registra en una hoja de papel ó en una pantalla sensible, un diagrama cerrado, el cual se denomina diagrama indicado y está referido a dos ejes de coordenadas cuyas abscisas representan los espacios recorridos por el pistón y por lo tanto del volúmen, las ordenadas representan las presiones.

La fig. 2.2 muestra el ciclo real de un motor Otto de cuatro tiempos.

El área 1261'1 representa el trabajo negativo debido al bombeo en los tiempos de admisión y escape; el área 234562 representa el trabajo positivo.

La diferencia entre ellos es el trabajo útil. Dividiendo el área correspondiente al trabajo útil realizado por el fluido, por la longitud de la carrera o por la cilindrada V_p , según la escala elegida para el eje de las abscisas, se obtiene el valor de la presión media indicada p.m.i.

$$\text{p.m.i.} = \frac{\text{Área del diagrama}}{\text{Longitud del diagrama}}$$

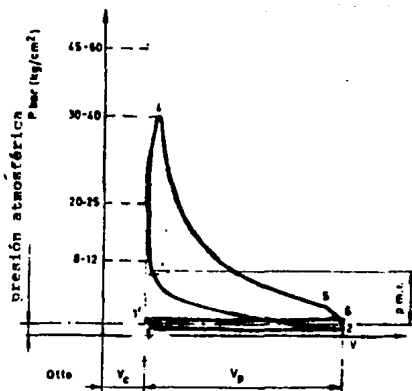


fig.2.2. Ciclo indicado de un motor
Otto 4 tiempos.

La variación del trabajo útil entre el ciclo teórico y el indicado se denomina rendimiento indicado, el cual se obtiene, dividiendo el área del ciclo indicado por la del ciclo teórico de aire.

$$\eta_i = \frac{\text{área del ciclo indicado}}{\text{área del ciclo teórico}}$$

En la tabla 2.1 se comparan los valores de los rendimientos de los ciclos teóricos de aire y de los ciclos indicados obtenidos experimentalmente para un motor especial con relación de compresión variable. Los datos han sido registrados por el investigador inglés Sir H. Ricardo.

Relación de compresión	Rendimiento del ciclo teórico de aire $1-1/r_c^{0.4}$	Rendimiento experimental de Ricardo
4	0.426	0.277
4.5	0.453	0.297
5	0.475	0.316
5.5	0.494	0.332
6	0.512	0.346
6.5	0.527	0.360
7	0.541	0.372
7.5	0.553	0.383
8	0.565

Tabla 2.1 Variación de rendimientos en función de la relación de compresión.

II.5.- Diferencias entre el Ciclo Otto real y teórico.

Entre el ciclo indicado y su correspondiente ciclo teórico existen diferencias tanto en forma del diagrama como en los valores de las temperaturas y de las presiones.

1.- Las diferencias de forma del ciclo indicado con respecto al teórico consisten en el diferente recorrido que siguen las curvas de compresión y expansión, en la sustitución de los tramos rectilíneos y en la sustitución de los ángulos por curvas de enlace.

Las causas de éstas diferencias son las siguientes:

a) Pérdidas de calor.- en el ciclo teórico son nulas; en el ciclo real son en cambio apreciables. Debido a que el cilindro y la -

cabeza están refrigerados, una parte del calor es transmitida por el fluido a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son por lo tanto adiabáticas, sino politrópicas con exponente diferente de K . Como el fluido sufre pérdidas de calor, para la expansión se tendrá $n > K$ y para la compresión $n < K$.

Por lo tanto se tiene una pérdida de trabajo útil correspondiente a las áreas A en la fig. 2.3.

b) Combustión no instantánea.- en el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza a volúmen constante, es decir, que es instantánea; en el ciclo real, en cambio, se requiere un cierto espacio de tiempo. Si el encendido tuviera lugar coincidiendo con el punto muerto superior, la combustión tendría lugar mientras el pistón se va alejando del punto muerto superior y el valor de la presión sería inferior al previsto con la siguiente pérdida de trabajo útil. Debido a esto es conveniente anticipar el encendido de modo que la combustión pueda llevarse a cabo en su mayor parte cuando el pistón se encuentre en las cercanías del P.M.S. Esto produce el redondeamiento de la línea teórica de aportación de calor, y por lo tanto una pérdida de trabajo útil representada por las áreas B , pero esta pérdida resulta de magnitud mucho menor que la que se tendría sin adelanto de encendido.

c) Tiempo de apertura de la válvula de escape.- en el ciclo teórico se ha supuesto que el retiro de calor se lleva a cabo instantáneamente coincidiendo con la posición del pistón en el P.M.I.- En el ciclo real, el retiro de calor se produce durante un tiempo relativamente largo: la válvula de escape debe abrirse anticipadamente para dar tiempo a una parte de los gases quemados a salir antes de que el pistón alcance el P.M.I., de modo que la presión descienda aproximadamente hasta el valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de escape. Este hecho, produce una pérdida que es mayor a la que se tendría sin el adelanto de la apertura de la válvula de escape.

d) Pérdidas por bombeo.- durante la carrera de admisión del ciclo real, la presión en el cilindro es inferior a la atmosférica y durante el escape es superior. Creándose por lo tanto en el diagrama indicado un área negativa D, que corresponde a trabajo perdido.- Este trabajo hecho por el motor para llevar a cabo la admisión y el escape se denomina trabajo de bombeo y se evalúa generalmente como trabajo perdido por rozamiento.

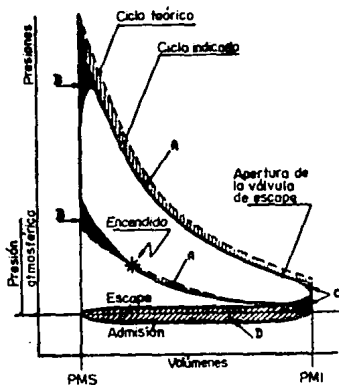


fig.2.3 Comparación entre el ciclo Otto teórico e indicado.

2.- Las causas de las diferencias en los valores de las presiones y temperaturas máximas son:

a) Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura.- debido a que el calor específico a presión constante C_p como el a volumen constante C_v de un gas real aumentan con la temperatura.

tura, pero de modo que su diferencia permanece constante, es decir, $C_p - C_v = R$, en consecuencia al aumentar la temperatura disminuye el valor de la relación $K = C_p / C_v$.

Por lo que los valores de presión y temperatura máxima resultan siempre inferiores a los obtenidos en el caso de que los calores específicos fueran constantes para las variaciones de temperatura. Debido a que en el ciclo real los productos de la combustión poseen calores específicos mayores que los del aire, y por lo tanto los valores de presión y de temperatura máxima son, en realidad, inferiores a los del ciclo teórico. Por lo tanto el área del ciclo y el rendimiento térmico resultan por lo tanto disminuidos.

b) Disociación en la combustión.- como la disociación de los productos de la combustión, constituidos esencialmente por CO_2 y H_2O , en otros compuestos tales como CO , H_2 y O_2 , es una reacción que se realiza con absorción de calor, la temperatura máxima obtenible se reduce y se pierde una cierta cantidad de trabajo. Pero, dado que durante la expansión la temperatura se reduce, la reacción de disociación retrocede. Se produce en éste tiempo una recombinación parcial con desarrollo de calor. El valor del exponente politrópico de la expansión, que debería ser mayor que K por las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro, se reduce acercándose al del politrópico de compresión y por ésto se produce una recuperación parcial del trabajo anteriormente perdido.

Puesto que la forma del ciclo depende del modo en que se desarrollan los procesos que se suceden en el motor, las irregularidades de funcionamiento pueden ser estudiadas examinando el ciclo indicado.

La fig. 2.4 muestra los diagramas indicados de un motor de encendido por chispa; uno a plena abertura, es decir, con la mariposa del carburador completamente abierta; y el otro con abertura parcial, es decir, con la mariposa cerrada en parte.

Siendo el área en blanco, positiva y representa el trabajo útil, el área achurada es negativa y representa el trabajo perdi

do por el bombeo durante los tiempos de escape y admisión.

Cuando la mariposa está totalmente abierta la resistencia al paso del aire es mínima y entra la máxima cantidad de mezcla. El área positiva, que representa el trabajo útil, es por lo tanto máxima. En cambio, cuando la mariposa está parcialmente cerrada, entra una menor cantidad de mezcla, por lo tanto el trabajo realizado por el fluido es menor y el área positiva es más pequeña.

Cuando la mariposa está abierta la resistencia al paso del aire, es mínima, y si el múltiple de admisión está bien diseñado, la presión en el cilindro es muy próxima a la atmosférica. En cambio, cuando la mariposa está prácticamente cerrada; la resistencia al paso de la mezcla es considerable; ésta no entra con la misma rapidez con la que está aumentando el volumen en el cilindro por el movimiento del pistón, por lo que se crea una depresión. En el primer caso el trabajo perdido por bombeo está determinado por la posición de la mariposa del carburador.

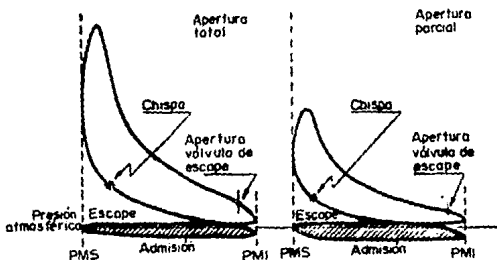


fig.2.4 Ciclos Otto indicados a plena abertura y abertura parcial.

II.6.- Análisis del ciclo Otto real.

Cuando no se dispone de un diagrama del indicador, una buena estimación es la que se obtiene con el siguiente análisis, en el que se tiene un cilindro único y que trabaja con la mariposa de aceleración totalmente abierta.

II.6.1. Cálculo de la presión de compresión.

En el ciclo ideal se considera que la compresión es adiabática y el exponente n es igual a 1.4; pero cuando se comprime la carga en un cilindro del motor, se pierde calor en las paredes del mismo y también una carga por fuga. Entonces la compresión no es estrictamente adiabática sino politrópica. La observación de diagramas reales de indicador ha demostrado que n tiene un valor medio de 1.3.

La diferencia entre la línea de compresión real y la línea adiabática varía con la velocidad del motor, mientras el motor se mueve con la puesta en marcha a 125-150 r.p.m., la pérdida de calor es relativamente grande en las paredes del cilindro y tiene mayores fugas de mezcla, n tiene un valor aproximado de 1.17.

A 1000-1250 r.p.m., cerca de un tercio de la velocidad máxima, n es aproximadamente igual a 1.3 y la compresión a ésta velocidad es prácticamente la misma que a velocidad máxima, pues aunque el valor del exponente aumenta con la velocidad, la presión inicial disminuye a grandes velocidades. La fig.2.5, muestra la variación aproximada de la presión de compresión con la relación de compresión a la velocidad del motor de arranque.

La presión de compresión se calcula de la siguiente relación:

$$P_2 = P_1 (r_c)^n$$

en donde:

$$P_2 = \text{presión al final de la compresión. (N/m}^2\text{)}$$

P_1 = presión al inicio de la compresión (N/m^2)

r_c = relación de compresión.

n = exponente politrópico igual a 1.3.

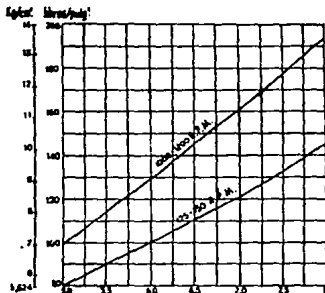


fig.2.5 presiones de compresión para diferentes relaciones de compresión.

II.6.2.- Trabajo de compresión.

Para comprimir la mezcla se requiere una cantidad de trabajo. Sea.

d = diámetro del cilindro

L = longitud de la carrera

r = relación de compresión.

Considerando la cámara de compresión como una prolongación del cilindro, como se aprecia en la fig.2.6.

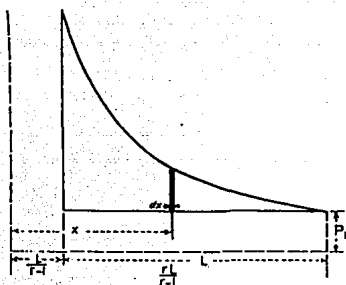


fig.2.6 Curva de compresión.

Su altura será:

$$\frac{L}{r-1}$$

La distancia desde la tapa del cilindro a P.M.I. al inicio del tiempo de compresión es:

$$L + \frac{L}{r-1} = \frac{rL}{r-1}$$

Supóngase que al empezar el tiempo de compresión, la presión en el cilindro es P_1 . La fuerza contra el émbolo desde el interior del cilindro es $(\bar{u} \cdot d^2 P_1)/4$.

Considerando que el émbolo está a una distancia x de la tapa del cilindro, entonces la presión en el interior del cilindro es:

$$P_1 \left[\frac{r L}{r-1} \right]^{1.3} = P_1 \left[\frac{r L}{r-1} \right]^{1.3} x^{-1.3}$$

Si ahora se mueve el émbolo una distancia infinitesimal $-dx$ hacia la izquierda contra ésta presión, el trabajo será:

$$dW_c = \frac{-\pi d^2}{4} \left(P_1 \right) \left(\frac{r L}{r-1} \right) x^{-1.3} dx$$

Esta ecuación diferencial de la forma

$$dy = ax^m dx$$

cuya integral es:

$$y = a \frac{x^{m+1}}{m+1} + \text{constante}$$

integrando entre los límites

$$\frac{L}{r-1} \text{ y } \frac{r L}{r-1}$$

De donde:

$$\int_{\frac{L}{r-1}}^{\frac{r L}{r-1}} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} P_1 \left[\frac{r L}{r-1} \right]^{1.3} x^{-1.3} dx$$

$$= \frac{\pi \cdot d^2}{4} P_1 \left[\frac{r L}{r-1} \right]^{1.3} \frac{1}{0.3} \left[\left(\frac{L}{r-1} \right)^{-0.3} - \left(\frac{r L}{r-1} \right)^{-0.3} \right]$$

Puesto que:

$$\left(\frac{rL}{r-1}\right)^{1.3} \cdot \left(\frac{rL}{r-1}\right)^{-0.3} = \frac{rL}{r-1}$$

Multiplicando fuera del corchete por

$$\left(\frac{rL}{r-1}\right)^{-0.3}$$

Y dividiendo el interior del mismo por dicha expresión, -
se tiene:

$$W_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{P_1}{0.3} \cdot \left(\frac{rL}{r-1}\right) \left[\left(\frac{1}{r}\right)^{-0.3} - 1 \right]$$

ó bien

$$W_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{P_1}{0.3} \cdot \left(\frac{rL}{r-1}\right) (r^{0.3} - 1) \quad [N \cdot m]$$

Sustituyendo, $\frac{\pi d^2 L}{4}$ por D que es el desplazamiento unitario, obtenemos:

$$W_c = 3.33 \cdot D \cdot P_1 \cdot \left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1}\right) \quad [N \cdot m]$$

En donde:

W_c = es el trabajo de compresión en N.m

D = desplazamiento unitario en m^3

L = longitud de la carrera en m.

P_1 = presión inicial en N/m^2

r= relación de compresión.

Se realiza trabajo negativo siempre que el pistón se mueva en sentido opuesto a la dirección de la presión del gas.

II.6.3.- Trabajo de expansión.

Si al terminar el tiempo de compresión se permite que la mezcla se expanda, el trabajo realizado por la expansión, será el mismo que el efectuado al comprimir la mezcla.

Sin embargo, al terminar el tiempo de compresión, la mezcla se inflama, por lo que la presión se multiplica varias veces. -- Llamando "a" al multiplicador de presión, el trabajo de expansión será:

$$W_e = 3.33 \cdot D \cdot a \cdot P_1 \left[\left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right) \right] \quad (\text{N.m})$$

II.6.4.- Trabajo útil.

La diferencia entre el trabajo de expansión y el trabajo de compresión es, el trabajo útil de un ciclo (despreciando la pérdida por bombeo). Por lo tanto, el trabajo útil de un ciclo se obtiene con la siguiente relación:

$$W_u = 3.33 \cdot P_1 \cdot D \cdot (a-1) \cdot \left[\left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right) \right] \quad (\text{N.m.})$$

El área del diagrama indicador representa el trabajo útil hecho por los gases sobre el pistón durante el tiempo de expansión, menos la energía absorbida durante la compresión precedente. -- Puesto que en un diagrama real están suprimidas todas las esquinas del diagrama ideal, éste diagrama no representa tanto trabajo como el diagrama ideal, siendo necesario introducir en la relación de -- trabajo útil un factor de corrección, llamado factor de diagrama -- que da el trabajo útil de un ciclo.

El factor de diagrama generalmente se supone con el va--

lor aproximado de 0.9, tiene en cuenta las pérdidas ocasionadas por el suministro no instantáneo de calor a la carga, la apertura anticipada de la válvula de escape y la resistencia en los conductos -- durante el tiempo de admisión y escape.

El trabajo útil por ciclo se obtiene con la siguiente relación:

$$W_u = 3.33 \cdot D \cdot P_1 \cdot f \cdot (a-1) \left[\left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right) \right] \quad (N \cdot m)$$

II.6.5.- Trabajo útil del ciclo por litro.

Se obtiene dividiendo el trabajo útil por ciclo entre el desplazamiento unitario en litros.

$$w_u = \frac{P_1 \cdot f \cdot (a-1)}{300} \left[\left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right) \right] \quad (N \cdot m / Lt)$$

II.6.6.- Presión media indicada (p.m.i.).

Para obtener la presión media indicada se divide el trabajo útil entre el desplazamiento unitario en metros.

$$p.m.i. = 3.33 \cdot P_1 \cdot f \cdot (a-1) \left[\left(\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right) \right] \quad (N/m^2)$$

II.6.7.- Presión media efectiva (p.m.e.)

Es la presión media indicada, multiplicada por el rendimiento mecánico (η_m)

$$p.m.e. = \eta_m \cdot p.m.i. \quad (N/m^2)$$

II.6.8.- Potencia indicada.

Es el trabajo efectuado por segundo y se obtiene multiplicando el trabajo útil por el número de ciclos de trabajo por segundo.

$$P_i = 3.33 \cdot D \cdot P_1 \cdot f \cdot (a-1) \left[\frac{r^{1.3} - r}{r-1} \right] \cdot \left(\frac{N_e}{60} \right) \quad (W)$$

en donde:

w_u = es el trabajo útil por ciclo (Nm)

N_e = número de ciclos de trabajo,
 en donde para motores de cuatro tiempos $N_e = r.p.m./2$ y para motores de dos tiempos --
 $N_e = r.p.m.$

II.6.9.- Potencia efectiva.

Se obtiene multiplicando la potencia indicada y el rendimiento mecánico.

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad (W)$$

II.7.- Análisis real de los motores de combustión interna.

La potencia desarrollada en el interior del cilindro no es transmitida íntegramente al eje del motor, debido a que una parte es absorbida por las resistencias pasivas.

Por lo que se tienen tres categorías de potencia, siendo éstas: La potencia indicada P_i , la potencia de rozamientos P_r y la potencia efectiva en el eje P_e .

II.7.1.- Potencia indicada (P_i).

La potencia indicada se calcula por medio del diagrama del indicador, cuya área representa el trabajo realizado por los gases en el interior del cilindro durante un ciclo.

Como se mencionó, la presión media indicada (p.m.i.) es la ordenada media del ciclo indicado, igual a la razón entre el área

a del ciclo y el desplazamiento unitario.

El producto de la p.m.i. y el desplazamiento unitario, da el mismo trabajo útil del diagrama del indicador, en donde las presiones varían continuamente en el interior del cilindro.

El cálculo de la potencia indicada total se obtiene multiplicando el trabajo útil realizado durante una carrera W_i , el número de carreras útiles por minuto N_e y el número de cilindros.

$$P_i = \text{P.m.i.} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot L \cdot n \cdot \frac{N_e}{60}$$

Siendo

P_i = potencia indicada KW

P.m.i. = presión media indicada KN/m²

d = diámetro del pistón m

L = longitud de la carrera m

n = número de cilindros

N_e = número de carreras útiles por minuto.

En el motor de cuatro tiempos el ciclo se realiza en dos revoluciones, y si funciona a N revoluciones por minuto, el número de carreras útiles por minuto será $\frac{N}{2}$. Para un motor de dos tiempos el ciclo se realiza en una revolución por lo que se tiene una carrera útil por cada revolución por lo que $N = N_e$.

II.7.2.- Potencia efectiva (P_e).

Es la potencia que se obtiene en el eje a la salida del motor y también se denomina potencia al freno, puesto que cuando un

motor en funcionamiento mueve alguna forma de carga mecánica, el -- trabajo lo realiza contra la resistencia de la carga, y por lo tanto, hace el efecto de freno del motor.

La potencia efectiva se mide con un dispositivo adecuado-- denominado freno, cuyo momento frenante se puede medir.

Conociendo el momento frenante y el número de revolucio-- nes del motor, se calcula la potencia efectiva con la siguiente re-- lación:

$$P_e = \frac{T \cdot 2\pi \cdot N}{60}$$

En donde:

P_e = Potencia efectiva	KW
T = par torsional	KN.m
N = revoluciones por minuto	(r.p.m.)

En el capítulo III, se describen los principales tipos de-- freno empleados para medir la potencia efectiva en los motores.

II.7.3.- Potencia de fricción (P_f).

La potencia de fricción es utilizada para vencer el roza-- miento entre las partes mecánicas en movimiento, para realizar el -- trabajo de bombeo (aspiración y escape) del fluido de trabajo y pa-- ra accionar los diferentes elementos auxiliares propios del motor, -- como: la bomba de aceite, agua y combustible, así como el generador eléctrico y el ventilador.

La potencia de fricción se obtiene comúnmente por la dife-- rencia de la potencia indicada y la potencia efectiva.

$$P_f = P_i - P_e \quad \text{KW}$$

La potencia de fricción, es difícil de determinar experimentalmente por no haber un método directo para medirla, sin tener variaciones entre las condiciones de funcionamiento y de prueba del motor. Una aproximación es moverlo mediante un dinamómetro eléctrico, con el motor no encendido y considerar que la potencia de fricción es igual a la potencia requerida por el dinamómetro, para las condiciones particulares del motor, como temperatura de agua y aceite, posición del acelerador y revoluciones por minuto.

Las pérdidas por el trabajo de bombeo dependen de las secciones de paso de los conductos y de las válvulas. Las pérdidas debidas a los rozamientos dependen de la naturaleza y de la superficie de los cojinetes, del tipo de lubricante y de los juegos existentes entre las diferentes partes en movimiento.

La fig.2.8 muestra la potencia total de fricción y las reducciones de la potencia de fricción cuando se desconectan diferentes componentes del motor.

La curva más baja representa la potencia consumida por el cigüeñal, el árbol de levas, las punterías, las válvulas, el distribuidor, bomba de aceite y los engranes para la regulación del encendido (tiempo).

II.7.4.- Rendimiento mecánico (η_m).

Es la razón entre la potencia efectiva, medida en el eje del motor (P_e) y la potencia indicada desarrollada dentro de él (P_i)

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_f}$$

$$\eta_m = 1 + \frac{P_e}{P_f}$$

Debido a las características muy pendientes de la curva de la potencia de fricción, el rendimiento mecánico disminuye con el estrangulador totalmente abierto, a medida que aumenta la velocidad del motor, como se muestra en la fig.2.9.

El rendimiento mecánico con el estrangulador parcialmente abierto, es de poco valor.

Cuando se obtiene la potencia efectiva a velocidad constante, la potencia de fricción permanece constante ó disminuye ligeramente.

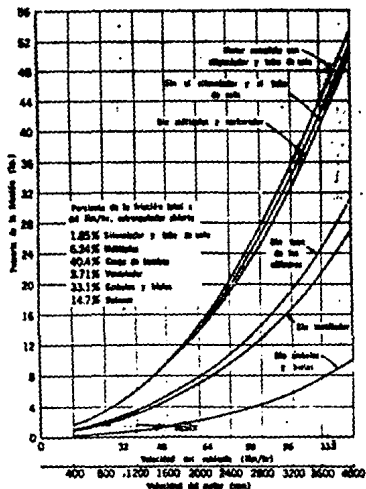


fig.2.8 Variación de la potencia de fricción.

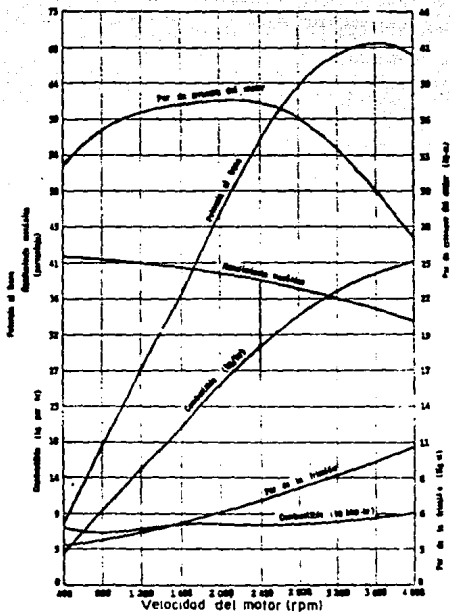


fig.2.9 Curvas de rendimiento.

II.7.5.- Presión media efectiva.

La presión media al freno, se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera -

de potencia del motor, para producir una potencia igual a la efectiva. La cual se obtiene con la siguiente relación:

$$P_e = \text{P.m.e.} \cdot A \cdot L \cdot n \left[\frac{N_e}{60} \right]$$

despejando P.m.e.

$$\text{p.m.e.} = \frac{60 \cdot P_e}{L \cdot A \cdot n \cdot N_e}$$

En donde:

P.m.e. = presión media efectiva KN/m²

P_e = potencia efectiva KW

L = longitud de la carrera m

A = área del pistón m²

n = número de cilindros

N_e = número de carreras útiles por minuto, en donde N_e = N/2 para motores de cuatro tiempos; y para motores de dos tiempos N_e = N.

N = número de revoluciones por minuto r.p.m.

II.7.6.- Presión media indicada.

La presión media indicada p.m.i., se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor, para producir una potencia igual a

la indicada, y se obtiene con la siguiente relación:

$$P_i = \text{P.m.i.} \cdot A \cdot L \cdot n \left[\frac{N_e}{60} \right]$$

despejando P.m.i.

$$\text{P.m.i.} = \frac{60 \cdot P_i}{L \cdot A \cdot n \cdot N_e}$$

En donde:

P.m.i. = presión media indicada KN/m^2

P_i = potencia indicada KW

L = longitud de la carrera m

A = área del pistón m^2

n = número de cilindros

N_e = número de carreras útiles por minuto, en donde $N_e = N/2$ para motores de cuatro tiempos; y para motores de dos tiempos--

$N_e = N$

N = número de revoluciones por minuto r.p.m.

CAPITULO III

EVALUACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

III.1.- Medición de la potencia efectiva

III.1.1.- Freno de prony.

III.1.2.- Frenos hidráulicos.

III.1.3.- Frenos eléctricos.

III.1.4.- Freno de aire.

III.2.- Mediciones de la presión.

III.2.1.- Indicadores de la presión máxima.

III.2.2.- Indicador de diagramas.

III.3.- Medición de consumo de combustible.

III.3.1.- Medición del consumo controlando el volúmen.

III.3.2.- Medición del consumo por variación de peso.

III.3.3.- Medidor de flujo.

III.4.- Medición del consumo de aire.

III.4.1.- Método de la caja de aire de orificio.

III.4.2.- Método eléctrico.

III.4.3.- Método del volúmen consumido.

III.5.- Medición de temperatura.

III.6.- Medición de la velocidad.

III.7.- Factor de corrección.

III.8.- Métodos empleados en la determinación de la potencia efectiva.

III.- EVALUACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Las pruebas más importantes de un motor de combustión interna son las que se realizan en un banco de pruebas, en donde el motor es acoplado a un freno, el cual permite medir con gran exactitud sus características de funcionamiento, por ejemplo: la potencia efectiva, la velocidad de rotación, el consumo específico de combustible, el consumo de aire, así como verificar el estado general del motor.

III.1.- Medición de la potencia efectiva.

La potencia efectiva P_e , es la potencia que realmente dispone el motor para desarrollar un trabajo en un determinado tiempo, y la cual es obtenida en el volante del cigüeñal.

Cuando el motor en funcionamiento mueve alguna carga mecánica, el trabajo lo realiza contra la resistencia de la carga, debido a esto la carga hace el efecto de freno del motor. Por lo que la medición de la potencia efectiva se realiza por medio de equipos especiales que se denominan frenos, debido a esto, la potencia efectiva se realiza por medio de equipos especiales que se denominan frenos, debido a esto, la potencia efectiva se le conoce normalmente como potencia al freno. Se mide generalmente en Kilowatts (Kw) ó en caballos ingleses (HP) y siempre se indica al número de revoluciones por minuto (RPM) del motor a la cual desarrolla la potencia al freno.

Para conocer la potencia efectiva, existen cuatro tipos de frenos, siendo éstos: freno de prony, frenos hidráulicos, frenos eléctricos y frenos de aire.

III.1.1.- Freno de prony.

El freno de prony es el equipo para medir la potencia efectiva más sencilla como se muestra en la fig.3.1, éste freno consiste básicamente en dos cojinetes A y B, que por medio de unas zapatas de fibra o de madera, abrazan el volante del cigüeñal del motor. En uno de los cojinetes se prolonga un brazo de palanca, en cu

yo extremo se cuelga un platillo D, donde se colocan pesas y en el otro extremo del brazo de palanca se coloca un contrapeso F que permite poner en equilibrio el equipo antes de iniciar la prueba.

Al poner en marcha el motor, el eje gira en sentido indicado, si el apriete de las zapatas A y B es suficiente, por su adherencia tenderá a arrastrar en su movimiento de rotación y en el mismo sentido a la palanca C, y su movimiento es limitado por el tope E. Una vez que el motor opera al número de revoluciones deseado, se colocan pesas en el platillo D, hasta que la palanca vuelva a su posición de equilibrio.

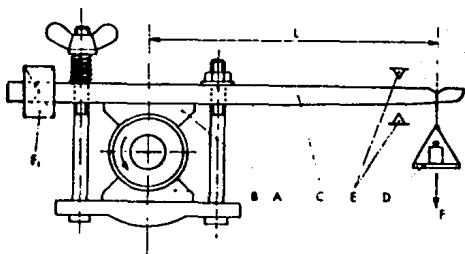


fig.3.1. freno de Prony.

Al aumentar las revoluciones del motor la palanca C sigue el movimiento de rotación del volante del cigüeñal hasta que lo impide el tope, esto se debe a que el par se desarrolla el motor es mayor que el par resistente de la carga. Añadiendo más pesas al platillo, se logra llevar a la palanca hasta su posición de equilibrio.

Cuando se logra el equilibrio debido a que el par motor y el par resistente del freno son iguales y con un tacómetro se miden las revoluciones por minuto del motor.

Para conocer la potencia efectiva en Kilowatts que el motor desarrolla por medio de un freno de prony se aplica la siguiente relación:

$$P_e = \frac{F \cdot L \cdot 2\pi N}{60}$$

en donde:

P_e = es la potencia efectiva (Kw)

F = es la fuerza de las pesas (KN)
en el platillo

L = es la longitud del brazo (m)
de palanca

N = revoluciones por minuto (R.P.M.)

El freno de prony, es económico y simple en su funcionamiento y fácil de construir, empleándose en pruebas de baja velocidad.

III.1.2.- Frenos hidráulicos.

El freno hidráulico es, en esencia, casi un freno de prony con la única diferencia que en vez de existir fricción entre las balatas y el volante del cigüeñal, existe fricción del agua sobre las paredes metálicas del freno hidráulico. El freno más conocido es el denominado freno de Froude, sus elementos, así como su principio de operación, es el siguiente:

Un rotor que contiene unas cavidades de sección semielíptica ubicadas en ambas caras del rotor, está colocado en un eje, acoplado al eje del motor que se está probando. El rotor gira en el interior de un estator, éste estator está rígidamente unido a la carcasa, la cual puede girar libremente debido a que se encuentra colocado sobre rodillos independientes.

Al girar el rotor, comunica al agua un movimiento vertiginoso de turbulencia, que hace el mismo efecto que las balatas del freno de prony, pero con la diferencia de que en vez de realizarse la transformación de potencia en calor por rozamiento, se realiza por la resistencia del agua en movimiento que se opone al giro del

motor, se requiere refrigerar la carcaza para absorber el calor que se presenta en la cámara de turbulencia.

La fig.3.2. muestra una sección del freno hidráulico de Froude en donde el rotor 8 va montado sobre un eje apoyado en los cojinetes de bolas 10 y 11 alojados en la carcaza 3, debido a ésta la carcaza puede oscilar sobre el eje del rotor 8, exactamente igual que lo hace el brazo de palanca del freno de pronny, el disco y la carcaza en conjunto es sostenido mediante unos rodillos R. El estator 9 está fijo a la carcaza 3 y puede oscilar alrededor del eje del disco en los dos lados del rotor, se tienen cavidades de sección semielíptica, formando una especie de turbina, el estator 9 lleva igualmente las mismas cavidades 5 colocadas enfrente de las cavidades del rotor.

El agua lleva al freno por la tubería 6, se ramifica y llega al estator por el conducto 2.

De las cavidades del estator 5, el agua pasa a las cavidades del disco 12, pero con éste está girando, devuelve el agua nuevamente al rotor, el agua es obligada a circular sometida a un movimiento de torbellino, hasta que sale por el canal 7 del freno, y mediante un conducto comunica al exterior.

Este movimiento del agua se opone al giro del disco 8, originando una resistencia y por lo tanto una reacción en el estator 9 que tiende a hacerlo girar en unión con la carcaza 3, por estar fijo a él.

Esta fuerza de reacción depende del trabajo desarrollado por el motor. Conociendo ésta fuerza de reacción que origina el motor, se puede calcular la potencia que está desarrollando de manera semejante como el freno de pronny.

Para ello se coloca en la carcaza un brazo de palanca y se equilibra la fuerza de reacción del agua, colocando pesas en sus extremos. A éste tipo de freno, se le conoce como dinamómetro hidráulico de Froude como se aprecia en la fig.3.3.

Conociendo el brazo de palanca L, el peso que hay colocado y midiendo el número de revoluciones por minuto del motor, se obtiene la potencia efectiva empleando la misma relación que para el

freno de prony.

$$P_e = \frac{P \cdot L \cdot 2\pi N}{60} \quad (\text{Kw})$$

en donde:

P = es la fuerza de los pesos (KN)

L = es la longitud del brazo de palanca (m)

N = son las revoluciones por minuto (R.P.M.)

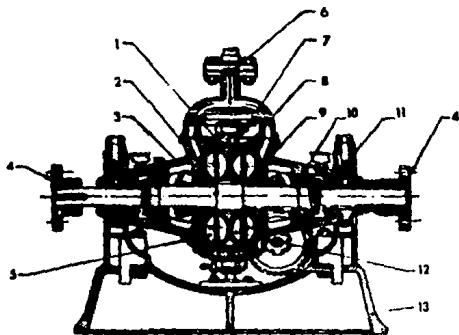


fig.3.2. Freno hidráulico de Froude.

El freno hidráulico se emplea cuando se tienen cargas muy pesadas y altas velocidades, ya que la capacidad de carga es aproximadamente proporcional al cubo de la velocidad de giro.

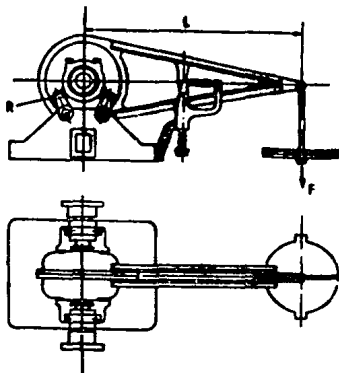


fig.3.3. Planta y alzado de un freno dinámómetro hidráulico.

III.1.3.- Frenos eléctricos.

En los frenos eléctricos el trabajo realizado por el motor es transformado en energía eléctrica, ésta energía producida se puede emplear en una red eléctrica o transformarla en calor por medio de resistencias eléctricas, que son: el dinamo freno y el dinamo freno dinamométrico.

a) Dinamo freno.- al eje del cigüeñal del motor se acopla un dinamo y el par resistente que se opone al giro del motor es producido por la resistencia a girar que opone el inducido de la dinamo cuando produce corriente eléctrica.

La corriente así producida es absorbida generalmente por medio de resistencias en donde se transforma en calor. Aumentando o

disminuyendo éstas resistencias, se produce más o menos corriente - para una velocidad determinada del motor. La potencia del motor se calcula por la potencia del motor producida, utilizando las lecturas de un amperímetro y un voltímetro y alcanzando las revoluciones por minuto a las cuales se desea obtener la potencia e introduciendo el valor de rendimiento de la dinamo, se calcula la potencia efectiva del motor con la siguiente relación:

$$P_e = \frac{\text{Amperios} \cdot \text{Voltios}}{\text{rendimiento de la dinamo}} \quad (W)$$

b) Dinamo freno dinamométrico.- en el dinamo freno dinamométrico, la absorción de la potencia del motor se realiza mediante la generación de energía eléctrica, igual que en el dinamo freno, además se tiene el desplazamiento de un brazo de palanca con el freno de Froude, los elementos del dinamo freno se muestra en la fig. 3.4 y su funcionamiento es el siguiente: el estator 1 de la dinamo es soportado mediante los baleros de bolas 2 y por la bancada 3, el estator puede oscilar alrededor del eje del rotor 4 de la misma forma que el freno de Froude. De la carcasa donde se aloja el estator se prolonga un brazo 5, en cuyo extremo se lleva un contrapeso de equilibrio.

Cuando el motor está en funcionamiento, las reacciones electromagnéticas que tienen lugar cuando la dinamo genera corriente eléctrica el rotor 4 tiende a arrastrar a la carcasa 1, donde está fijo el estator, el par que origina ésta fuerza de reacción se conoce equilibrándolo con el par resistivo, por medio de los pesos y la potencia se determina usando la misma fórmula que en los frenos hidráulicos y el de prony.

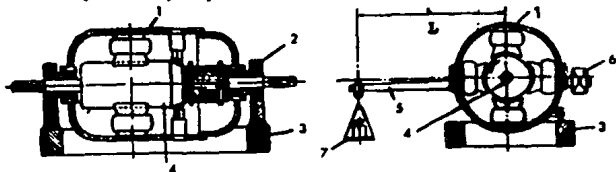


fig.3.4. dinamo freno dinamométrico.

III.1.4.- Freno de aire.

En el freno de aire, la potencia del motor es utilizada para poner en movimiento una masa de aire por medio de hélices ó ventiladores acoplados al motor. Este tipo de freno es muy económico y su construcción es sencilla, pero es poco empleado para las mediciones de potencia pues resultan poco exactas. El ajuste de la carga se realiza por modificaciones al radio, el tamaño y el ángulo de las aspas del ventilador, por lo que es necesario detener el motor para cada ajuste de carga a menos de que se disponga de hélices de paso variable además los cambios de densidad, temperatura y humedad, ocasionan alteraciones en la carga. Para variar el gasto, se dispone de una cubierta alrededor del ventilador con una restricción a la entrada ó salida del flujo de aire, si se aumenta la abertura se aumenta el gasto y si disminuye la abertura disminuye el gasto. Su empleo principal es en pruebas de mucha duración, donde la exactitud no es primordial y también para los períodos de asentamiento de los motores de aviación. Por otro lado es muy ruidoso, hasta el punto de impedir los ruidos del motor y es muy peligroso por la posible rotura de alguna de sus hélices.

Una variación de éste método, es de montar el motor en un bastidor como se muestra en la fig.3.5 y medir el esfuerzo de giro del motor, pesando la fuerza de reacción del par torsional desarrollado por el motor, obteniendo la potencia efectiva igual que el freno de prony o el de Froude.

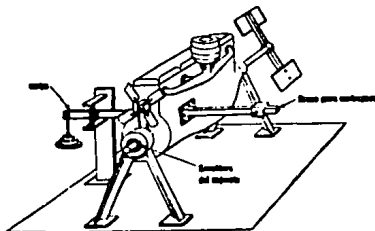


fig.3.5. motor montado en soportes con ventilador empleado como freno.

III.2.- Mediciones de la presión.

Con el fin de mejorar los motores de combustión interna es necesario conocer los procesos que realiza el fluido de trabajo en el interior del cilindro durante el ciclo mecánico, para compararlo posteriormente con el ciclo termodinámico ideal del mismo motor, por lo que es necesario conocer la presión máxima, así como sus variaciones durante todo el ciclo mecánico. Esta medición de presión se puede realizar, con equipos mecánicos ó electrónicos, los cuales se conocen comúnmente como indicadores.

III.2.1.- Indicadores de presión máxima.

Los indicadores de presión máxima son equipos mecánicos cuya función es registrar la presión máxima de la combustión, así como la presión de la compresión. Los indicadores de la presión máxima mazaellier y el indicador de presión máxima BOSCH.

a) Indicador de presión máxima mazaellier.- éste indicador se muestra en la fig. 3.6 y su funcionamiento es el siguiente: el equipo se conecta al cilindro del motor a través de una manguera flexible y una válvula pequeña la cual contiene un disco delgado de platino en el cual se encuentran practicados unos pequeños orificios. Cuando la presión en el cilindro es mayor que en la manguera, el gas empuja al disco delgado dejando al descubierto los pequeños orificios por donde pasa el gas hacia el manómetro. Si la presión en el cilindro es menor a la presión en la manguera, el disco desciende a su base, bloqueando los orificios, de tal manera que los gases no pueden retornar hacia el cilindro y la presión en la manguera no sufre ninguna disminución.

La válvula dispone de aletas de refrigeración para disipar el calor de los gases de la combustión y también de una válvula 4 para descargar la presión del manómetro al exterior.

b) Indicador de presión máxima BOSCH.- éste indicador funciona mediante el accionamiento de una válvula de aguja, la cual por un extremo hace contacto con un resorte y el otro extremo está en contacto con los gases del cilindro como se muestra en la fig. 3.7. La presión que ejercen los gases sobre la válvula 1 hacen que ésta se-

desplace de su asiento si la presión del resorte 2 es inferior a la presión que hay en el cilindro, provocando el escape de los gases al exterior por el orificio 5, regulándose la compresión del resorte hasta que la válvula deje de abrirse mediante el giro del tambor 3, el valor de la presión se lee a través de la escala micrométrica 4, siendo éste valor el de la presión en la cámara de combustión. El indicador está diseñado para medir una compresión hasta de 100 bar.

fig.3.6 indicador de presión máxima MAZELLIER.

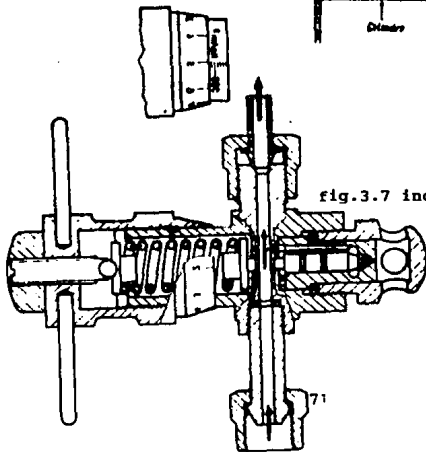
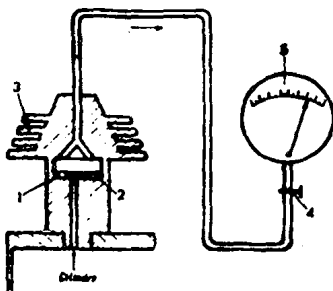


fig.3.7 indicador de presión máxima BOSCH.

III.2.2.- Indicador de diagramas.

Estos equipos registran de una manera automática en una hoja de papel ó una pantalla sensible, la variación de la presión y del volúmen de la sustancia de trabajo en el cilindro a medida que se desarrolla el ciclo mecánico. Este registro en la hoja de papel o en la pantalla sensible, muestra una gráfica cerrada de presión-volúmen y se le conoce como diagrama del indicador.

Estos indicadores pueden clasificarse como : indicadores - mecánicos, indicadores ópticos, indicadores eléctricos o indicadores electrónicos, los cuales siempre tendrán dos dispositivos principales adecuados para efectuar las siguientes operaciones:

- Medir el desplazamiento del émbolo ó la variación del volúmen.

- Determinar las presiones en cada posición del émbolo.

a) Indicador de diagramas mecánico.- éste tipo de indicador -- fué originalmente diseñado para motores de poca velocidad, entre -- 300 y 500 R.P.M. La fig. 3.8, muestra una sección de un indicador - mecánico Maihak.

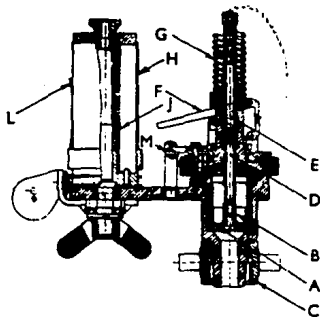


fig.3.8. Indicador mecánico Maihak.

El cilindro A está en comunicación con el cilindro del motor, al que va unido por medio de un cople C, que se conecta al cilindro. El émbolo B está acoplado por el vástago D y el mecanismo-paralelo de guía E al brazo del indicador F, que lleva en su extremo libre una plumilla indicadora, la variación de la presión en el cilindro del motor y, por tanto en el cilindro indicador, obliga a moverse al émbolo, de forma que la plumilla se desplaza hacia arriba ó hacia abajo en línea vertical. El movimiento del émbolo indicador se ve opuesto por el resorte G, que está calibrado de manera -- que, cada unidad de longitud que se traslada la aguja, sobre la línea vertical representa un determinado cambio de presión. El cambio de presión representado por el movimiento de la aguja de 1 cm se -- llama número de resorte.

En un soporte unido al indicador principal hay un tambor H, que puede girar alrededor de su eje vertical.

El tambor está cargado con un resorte; el resorte J está-- montado en el centro del tambor. Conectado a la base del tambor y a rrollada una vuelta en él, hay una cuerda que pasa por una pequeña-polea K.

El extremo libre de la cuerda está unido a un mecanismo-- reductor accionado por el motor, de tal forma que el movimiento del extremo de la cuerda es proporcional al movimiento del émbolo del -- motor.

La tensión del resorte en el interior del tambor mantiene tensa la cuerda del indicador. El tambor oscila alrededor de su eje vertical cuando el indicador trabaja y el movimiento de cualquier -- punto de la periferia del tambor es así proporcional al movimiento-- del émbolo del motor.

Debe arrollarse en el tambor una carta indicadora, hecha de papel especial, y se sostiene en posición por los sujetadores L.

Cuando se toma un diagrama indicador el movimiento combinado del tambor (y, por lo tanto de la carta indicadora) y de la pluma, da como resultado el dibujo del diagrama presión-volumen sobre la carta indicadora.

Pero en motores cuya velocidad se encuentra entre 700 y - 2000 R.P.M., la inercia origina el falseado de los valores, para evitar éste error se eliminan los fenómenos de inercia sustituyendo el resorte espiral G del indicador por un resorte en forma de viga empotrada como lo muestra la fig.3.9 , el cual comprende los siguientes elementos:

- 1.- llave de paso
- 2.- émbolo medidor de presión
- 3.- resorte en forma de viga empotrada
- 4.- brazo del indicador
- 5.- tambor y papel en que se dibuja el diagrama.

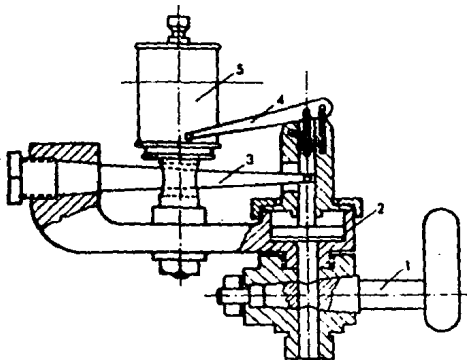


fig.3.9. Indicador de diagramas de viga empotrada.

b) Indicador de diagramas óptico.- éste equipo funciona mediante un rayo luminoso, y se emplea en motores cuya velocidad de giro se encuentra entre 2000 y 3000 R.P.M. registrando con precisión la variación de la presión del cilindro.

Su funcionamiento consiste en la proyección de un rayo luminoso que incide sobre un espejo móvil, el cual es reflejado sobre una pantalla fluorescente ó una placa fotográfica. El espejo móvil puede girar alrededor de sus ejes tanto en sentido vertical como horizontal.

Si el espejo gira alrededor de su eje vertical, obtenemos la variación de la posición del émbolo en el cilindro, si el movimiento del espejo es alrededor de su eje horizontal se obtiene la variación de la presión en el mismo cilindro, al combinar ambos movimientos obtenemos el diagrama cerrado del ciclo mecánico. Un juego de palancas transmite movimiento al espejo sobre el eje vertical y por medio de una caja de engranes se reproduce a escala el movimiento exacto del mecanismo biela y manivela del motor, el movimiento a la caja de engranes es por medio de un accionamiento flexible.

La fig.3.10 muestra los elementos del indicador óptico,-- siendo éstos:

- 1.- conducto de comunicación con la cámara de combustión
- 2.- membrana elástica
- 3.- juego de palancas
- 4.- muelle antagonista
- 5.- espejo
- 6.- prisma
- 7.- placa fotográfica
- 8.- juego de engranajes
- 9.- transmisión flexible.

c) Indicador de diagramas electrónico.- en éste equipo ha quedado suprimido todo accionamiento mecánico y es aplicable a motores que giran entre 700 y 6000 R.P.M. Consistiendo esencialmente en un tubo de rayos catódicos; éste tubo es un recipiente de vidrio y en su interior contiene argón. En un extremo del tubo lleva un sistema capaz de emitir rayos catódicos que inciden sobre una pantalla fluorescente, la cual revela las variaciones del haz. El centrado del haz se realiza por medio de dos juegos de placas, cada juego de placas contiene dos placas paralelas entre sí y los dos juegos de pla-

cas se alinean perpendiculares entre sí, formando un conjunto que - permite el centrado del haz de electrones, aplicando una tensión al primer juego de placas se obtiene un desplazamiento horizontal del punto luminoso sobre la pantalla y aplicando otra tensión al segundo juego de placas se obtiene un desplazamiento vertical.

La acción simultánea de las tensiones sobre los dos juegos de placas hace que el punto luminoso describa una curva sobre la pantalla fluorescente que retiene la impresión luminosa, la cual queda perfectamente clara.

Para aplicar la tensión al primer juego de placas y obtener el desplazamiento del émbolo, es necesario contar con un mecanismo marcador de tiempo el cual genera una tensión con respecto a la carrera del émbolo, siendo colocado en el eje del cigüeñal. Las variaciones de presión de los gases en la cámara de combustión se transforman a variaciones de tensión al segundo juego de placas por medio de un traductor de presión piezoeléctrico.

El traductor piezoeléctrico contiene un cristal de cuarzo el cual produce pequeñas cargas eléctricas proporcionales a la presión aplicada y mediante un amplificador se obtienen tensiones necesarias para actuar en el segundo juego de placas.

La figura 3.11 muestra la instalación completa del indicador en un banco de pruebas así como de sus elementos, siendo éstos:

- 1.- trasductor de presión
- 2.- amplificador
- 3.- osciloscopio
- 4.- toma de alimentación
- 5.- marcador de posición del émbolo.

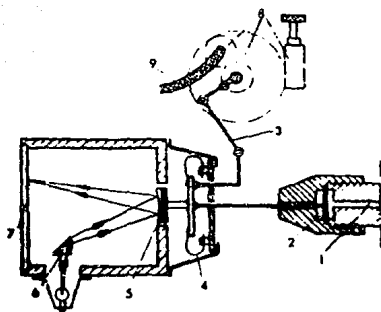


fig.3.10 Indicador de diagramas óptico.

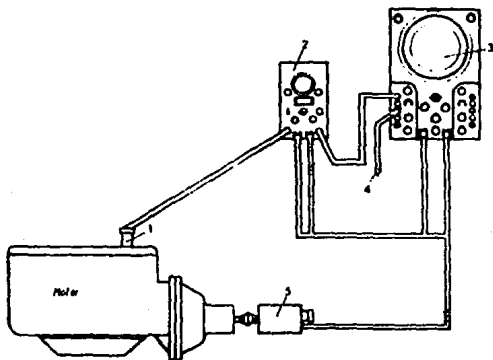


fig.3.11 Indicador de diagramas electrónico.

III.3.- Medición de consumo de combustible.

En el banco de pruebas existen diversos métodos para medir el consumo de combustible en los motores de combustión interna, siendo éstos: medición del consumo controlando el volúmen, medición del consumo por variación de peso y medidores de flujo.

III.3.1.- Medición del consumo controlando el volúmen.- éste método consiste en cronometrar el tiempo en que el motor consume un determinado volúmen de combustible. El recipiente destinado para la medición del volúmen se llama fluviómetro y su capacidad debe ser aproximadamente de 500 cm³, lo que permite una medición adecuada y cuyo tiempo debe ser menor de dos minutos.

La fig.3.12 muestra un fluviómetro cuyos elementos son:

- 1.- depósito de combustible
- 2.- filtro
- 3.- tubería al motor
- 4.- fluviómetros de diferente capacidad.

El procedimiento de medición es el siguiente: se llenan los fluviómetros sin cortar el suministro de combustible al motor, hasta llegar a su nivel superior, procediendo a cerrar sus respectivas válvulas, posteriormente se abre la válvula de un fluviómetro calibrado y se cierra simultáneamente la válvula del depósito de combustible, procediendo en ese instante a cronometrar el tiempo hasta que llegue a su nivel inferior, volviéndose a abrir la válvula del depósito de combustible, para que suministre combustible al motor y al fluviómetro simultáneamente. Con el volúmen consumido y el tiempo empleado, obtenemos el consumo de combustible aplicando la siguiente relación:

$$C.C. = \frac{3600 \cdot v \cdot \rho}{t} \quad (\text{Kg/Hr})$$

en donde:

C.C.	= es el consumo de combustible	(Kg/Hr)
v	= volúmen consumido	(Lt)
ρ	= densidad del combustible	(Kg/Lt)

$t =$ tiempo del consumo

(5)

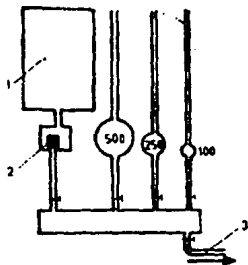


fig.3.12 Fluviómetro.

III.3.2.- Medición del consumo por variación de peso.

Otro método aceptado para medir la cantidad de combustible empleado por el motor, es el de pesarlo como se muestra en la fig.3.13. Siendo el procedimiento de medición el siguiente: en un plato de la balanza se coloca un depósito que contiene el combustible necesario para la prueba, de una capacidad de 50 a 200 cm^3 , en el otro plato se colocan pesas, se debe tener un peso ligeramente mayor en el combustible. A medida que el motor es consumido por el motor, la balanza se aproxima gradualmente al punto de equilibrio. En el instante de equilibrio se activa el cronómetro, anotando el valor de las pesas en el platillo. Pasando un tiempo que depende de la duración deseada de la prueba, se detiene el cronómetro a la vez que se bloquea el flujo de combustible al motor, se procede a equilibrar la balanza quitándole pesas y se anota el valor de las pesas. La diferencia entre las dos pesadas en el momento del balance, es el peso del combustible consumido en el tiempo que marca el cronómetro. El consumo de combustible se determina sin intervenir la densidad, empleando la relación siguiente:

$$C.C. = \frac{3600 \cdot F}{t} \quad (\text{Kg/Hr})$$

donde:

C.C. = consumo de combustible (Kg/Hr)
 F = diferencia de las pesadas (Kg)
 t = tiempo de prueba (S)

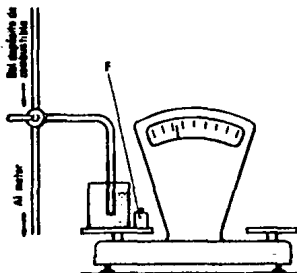


fig.3.13 Medición del consumo por variación de peso.

III.3.3.- Medidor de flujo.

Este medidor de gasto (rotámetro), es empleado en bancos de prueba de motores automotrices y de aviación, se puede usar con una gran variedad de fluidos, teniendo muy buena exactitud. Este medidor indica el consumo de combustible en cualquier instante de la prueba. Los elementos que lo constituyen se muestran en la fig.3.14 y su funcionamiento es el siguiente: se tiene un tubo de vidrio cónico y graduado, además de un flotador. Al permitir el paso de combustible al motor por medio de una válvula de aguja, el flujo pasa a través del medidor, provocando una elevación del flotador, abriendo más la válvula, se aumenta más el flujo, provocando una elevación

mayor del flotador, por lo que aumenta proporcionalmente el área entre el flotador y el tubo cónico graduado. La velocidad del flujo y el área de flujo están en relación directa, por lo que las graduaciones son lineales y calibradas en Kilogramos por Hora.

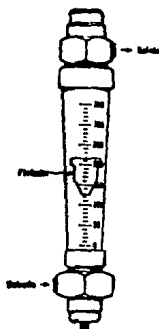


fig.3.14. medidor de flujo
(rotámetro).

III.4.- Medición del consumo de aire.

Es necesario conocer la cantidad de aire que aspira el motor para conocer la relación aire/combustible a diferentes velocidades de giro, así como las variaciones en el rendimiento del motor al variar ésta relación. Y si el motor es de diseño y fabricación nuevos, es conveniente medir el consumo de aire para asegurarse de que no haya restricción en los sistemas de admisión y escape, que eviten la libre respiración del motor.

Se dispone de varios procedimientos para determinar la cantidad de aire que se suministra a un motor, éstos son: método de la caja de aire y orificio, método eléctrico y método del volumen consumido.

III.4.- Método de la caja de aire y orificio.

En éste la totalidad del aire suministrado al motor se toma de una gran caja o depósito que tiene una capacidad alrededor de 500 a 600 veces la del motor. El depósito está provisto, de un orificio en la parte frontal y en su interior un laberinto de obstáculos, tal como se aprecia en la fig.3.15 los cuales tienen el objeto de impedir las fluctuaciones de la corriente del aire.

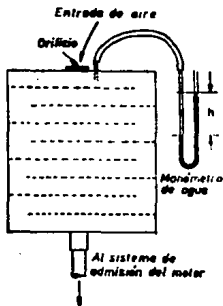


fig.3.15 caja de aire.

La caída de presión a través del orificio se mide mediante un manómetro conectado a la caja, en el que la caída de presión no debe exceder de 15 cm de agua, construyéndose el orificio con un diámetro tal que la caída de presión no sea excedida con ningún caudal entre las condiciones máximo y cero.

El depósito de aire está herméticamente cerrado, aparte del orificio a través del cual pasa todo el aire aspirado por el motor. El caudal de aire a través del orificio viene dado por:

$$m = C_D A \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot H}{v}}$$

en donde:

m = masa de la corriente de aire (Kg/S)

C_D = coeficiente de descarga

A = superficie de la sección del orificio (m²)

H = diferencia de presiones a uno y otro lado de la superficie. (Kg/m²)

v = volúmen específico = $\frac{RT}{P}$ (m³/Kg)

siendo:

T = temperatura absoluta del aire de entrada (°K)

R = constante del aire (Kg m/Kg°K)

P = presión atmosférica (Kg/m²)

Es necesario, pues, observar la temperatura cerca de la entrada del orificio cada vez que se hace una lectura de la diferencia de presiones, así como conocer la presión atmosférica.

Los valores del coeficiente de descarga C_D para los tamaños de los orificios Y la columna de agua h del manómetro inclinado se presentan en la tabla siguiente.

Diámetro del orificio(mm)	Columna de agua h (cm)				
	2.5	5.0	7.5	10	12.5
8	0.603	0.608	0.610	0.613	0.616
12	0.602	0.605	0.608	0.610	0.613
25	0.601	0.603	0.605	0.606	0.607
38	0.601	0.601	0.602	0.603	0.603
50	0.600	0.600	0.600	0.600	0.600
63	0.599	0.599	0.599	0.598	0.598
76	0.599	0.598	0.597	0.596	0.596

tabla 3.1. Coeficientes de descarga para orificios de placas delgadas.

III.4.2 Método eléctrico.

Este método consiste en intercalar una rejilla de calefacción eléctrica en el conducto de aire, de tal manera que el aire -- que pasa por la rejilla se calentará uniformemente. La energía eléctrica gastada en calentar el aire, convierte en unidades de calor.

La temperatura del aire se mide antes y después de la rejilla, para encontrar el flujo másico de aire, se emplea la siguiente relación:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta T}$$

en donde:

\dot{m} = flujo másico de aire (Kg/S)

\dot{Q} = flujo de energía a las resistencias (KJ)

C_p = calor específico del aire (°K)

ΔT = incremento de temperatura (°K)

III.4.3.- Método del volumen consumido.

En este método la aspiración del motor se conecta a un gá sómetro, como el que se muestra en la fig. 3.16, en donde A es un recipiente hueco abierto por su parte inferior y sostenido por una cuerda que pasa por una polea B. El extremo libre de la cuerda se une a un contrapeso C que equilibra el peso A. La campana A está situada dentro de un depósito D inicialmente casi lleno de agua. En la base del recipiente D, hay conducto de drenaje y el gas entra por F, conectado con una llave de tres pasos H, el tubo de entrada G se eleva en el recipiente D hasta que su borde extremo quede por encima del nivel del agua.

Con la llave H, en la posición correcta, el gas puede entrar por F y elevar la campana A fuera del agua. El tambor está provisto de una escala y hay un indicador K fijo en el extremo de D.

Puede así conocerse la distancia que se eleva la campana A, posibilitando medir el volumen de entrada.

El gas del interior de la campana puede liberarse haciendo girar la llave de tres pasos, saliendo por L.

Un manómetro M y un termómetro T facilitan medir la presión y temperatura del gas de la campana. La masa del gas puede calcularse:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

en donde:

m = masa del gas (Kg)

P = presión del gas (Kg/m²)

T = temperatura del gas (°K)
 V = volúmen del gas (m³)
 R = constante del aire (Kg.m/Kg.°K)

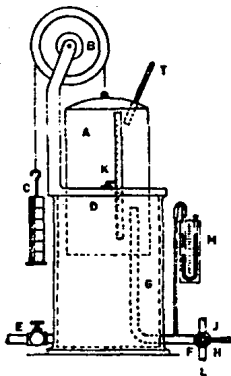


fig.3.16 Gasómetro.

III.5.- Medición de temperatura.

En las pruebas de motores en general, es costumbre determinar la temperatura de la atmósfera, de la carga en el múltiple de entrada, del agua h la entrada y a la salida de la camisa del motor y del aceite en el cárter. Todas éstas mediciones se pueden hacer-- por medio de termómetros adecuados. Cuando se requiere hacer investigaciones sobre la distribución de temperatura en partes tales como émbolos y válvulas, que pueden producir perturbaciones por recalentamiento en servicios fuertes. La temperatura alcanzada por éstas piezas, así como la del escape, están fuera del alcance de los termómetros ordinarios y las mediciones se hacen, generalmente, con termopares.

III.6.- Medición de la velocidad.

Para la determinación de la velocidad de giro de los motores, se dispone de dos instrumentos, los cuales son: el tacómetro y el contador de movimiento positivo.

Con el tacómetro se encuentra la velocidad instantánea -- del motor, así como sus variaciones. Empleando un contador de movimiento positivo, determinamos la velocidad promedio del motor, durante un tiempo determinado de la prueba. La velocidad promedio se encuentra dividiendo el número total de revoluciones mostradas por el contador, entre el tiempo total que permaneció acoplado al contador. Un contador empleado en pruebas de motores, se muestra en la fig.-- 3.17 y su funcionamiento es el siguiente: Accionando la palanca a-- se hace funcionar el cronómetro b, cerrándose el circuito que contiene al contador electromagnético c, que es activado por pulsos eléctricos. La velocidad instantánea queda indicada por un voltímetro graduado para leer R.P.M.

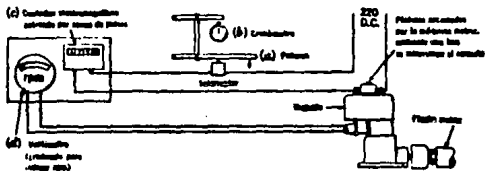


fig.3.17 Contador de movimiento positivo.

III.7.- Factor de corrección

La potencia de un motor de encendido por chispa o de un motor diesel, es afectado por la presión barométrica, la temperatura y la humedad del medio ambiente.

Estudios y experiencias realizadas en motores de aviación en ambientes controlados de aire, han confirmado que la potencia es directamente proporcional a la presión barométrica y a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta.

Con el fin de hacer comparables los datos de potencia obtenidos en los motores aunque las pruebas se lleven a cabo en diferentes condiciones de temperatura y presión ambiental, se ha establecido referirlos a una atmósfera ó aire patrón (standard), es de decir, a la presión de 1.013 bar (760 mm Hg), y a la temperatura de -- 288°K (15°C).

La relación para el factor de corrección es la siguiente:

$$P_{e.s.} = P_e \frac{P_s}{P_a} \sqrt{\frac{T_a}{T_s}}$$

En donde:

$P_{e.s.}$ = potencia efectiva en atmósfera standard (Kw)

P_e = potencia obtenida al freno (Kw)

P_a = presión atmosférica ambiente en mm de Hg -- (ó en bar).

P_s = presión normal de 760 mm de Hg (1.013 bar)

T_a = temperatura ambiente (°K)

T_g = temperatura absoluta normal = 288°K

La expresión $\frac{P_g}{P_a} \sqrt{\frac{T_a}{T_g}}$ se denomina

Factor de corrección o de potencia.

En cuanto a la humedad, la corrección se realiza, restando de la presión atmosférica la presión del vapor de agua ambiental y empleando el valor que resulta en lugar del valor P_a .

La tabla 3.2 muestra la temperatura, la presión y la densidad del aire al variar la altura.

Cuando se requiere solucionar la pérdida de potencia causada por la disminución de la presión barométrica a causa de la altura, como sucede en el caso de los aviones, se recurre a la aplicación de un compresor para introducir en los cilindros, una masa de aire casi igual a la que el motor aspiraría a baja altura.

Alturas m	Temp K	Presión		Densidad kg m ³	Alturas m	Temp K	Presión		Densidad kg m ³
		mm Hg	bar				mm Hg	bar	
0	288	760	1.013	1.225	3500	265.4	493	0.657	0.803
200	286.8	742	0.989	1.202	4000	262.1	462	0.616	0.819
400	285.4	725	0.966	1.179	4500	258.9	433	0.577	0.837
600	284.2	707	0.942	1.156	5000	255.6	405	0.540	0.856
800	282.9	691	0.920	1.134	5500	252.4	379	0.505	0.877
1000	281.6	674	0.898	1.112	6000	249.1	354	0.472	0.899
1200	280.3	658	0.877	1.090	6500	245.9	330	0.440	0.924
1400	279	642	0.856	1.070	7000	242.6	308	0.410	0.951
1600	277.7	626	0.834	1.048	7500	239.7	287	0.382	0.982
1800	276.4	611	0.814	1.027	8000	236.1	267	0.356	1.018
2000	275.1	596	0.794	1.007	8500	232.9	248	0.330	1.068
2200	273.8	582	0.776	0.987	9000	229.6	230	0.306	1.136
2400	272.5	567	0.756	0.967	9500	226.4	214	0.285	1.230
2600	271.2	553	0.737	0.947	10000	223.1	198	0.264	1.413
2800	269.9	539	0.718	0.928	10500	219.9	183	0.244	1.598
3000	268.6	526	0.701	0.909	11000	216.1	170	0.226	1.861

Tabla 3.2 temperatura, presión y densidad del aire al variar la altura.

III.8.- Métodos empleados en la determinación de la potencia efectiva.

Las fábricas de motores, expresan la potencia de los mismos, con cifras que la determinan, seguidas de las siglas, S.A.E., - B.I.N. ó D.G.N.

La determinación de la potencia efectiva de un motor no ofrece ninguna dificultad, puesto que se dispone de medios y elementos suficientes para medirla. Sin embargo, los resultados obtenidos serán distintos según el método que se haya seguido para obtenerla.

Para la determinación de la potencia, según el método -- S.A.E., se requiere que el motor esté desprovisto del filtro de aire del carburador, del alternador, silenciador, ventilador y de la bomba de gasolina. En éstas condiciones se registra una potencia mayor de la que en realidad dispone el motor.

En el método D.I.N., la potencia se determina con el motor provisto de todos sus accesorios, como en realidad debe equipar se un motor, los resultados obtenidos, comparados con los hallados por el método S.A.E., registran una potencia efectiva del motor, inferior de un 15 a 20%.

La norma D.G.N. -D-31-1970 define dos clases de potencia efectiva; la potencia bruta y la potencia neta.

La potencia bruta, es la que el motor entrega sin aditamentos. o sea, cuando éste se encuentre únicamente con los accesorios esenciales para su operación, según las especificaciones del fabricante.

La potencia neta, es la potencia entregada por el motor cuando éste se encuentre totalmente equipado con todos sus accesorios necesarios para su operación, sin requerir de equipo externo, como son filtro de aire del carburador, silenciador, ventilador, -- bomba de combustible, marcha y alternador.

Los valores obtenidos, deberán indicar si la potencia es -bruta o neta. Además a éstos valores se requiere aplicar el factor de corrección para convertirlos a datos específicos atmosféricos --normales.

Puesto que los motores necesariamente deberán de estar equipados con todos sus accesorios para su operación, los cuales absorben parte de su potencia. Se deberá tener en cuenta el método empleado en la determinación de potencia efectiva, al seleccionar motores para alguna aplicación, así como en el proyecto de nuevos motores.

CAPITULO IV
DESCRIPCION Y OPERACION DEL EQUIPO DE LABORATORIO.

IV.1.-Ubicación del banco de pruebas del motor de combustión interna.

IV.2.- Motor de Combustión Interna.

IV.2.1.- Operación del Motor de Combustión Interna.

IV.2.1.1.- Procedimiento antes del arranque del motor.

IV.2.1.2.- Procedimiento de arranque del motor.

IV.2.1.3.- Procedimiento de paro del motor.

IV.3.- Freno dinamómetro hidráulico.

IV.3.1.- Procedimiento de paro del freno.

IV.3.2.- Cálculo de la potencia al freno dinamómetro hidráulico del laboratorio.

IV.4.- Depósito de combustible.

IV.5.- Depósito medidor de combustible.

IV.5.1.- Operación del depósito medidor de combustible.

IV.6.- Indicador de temperaturas.

IV.6.1.- Operación del indicador de temperaturas.

IV.7.- Medidor de flujo de aire.

IV.8.- Medidor de flujo de agua.

IV.9.- Panel de instrumentos.

IV.10.- Tacómetro electrónico y cronómetro.

IV.11.- Equipo analizador de gases Orsat.

**IV.12.- Seguridad al realizar pruebas con el equipo del motor de --
combustión interna.**

IV.- DESCRIPCION Y OPERACION DEL EQUIPO DE LABORATORIO.

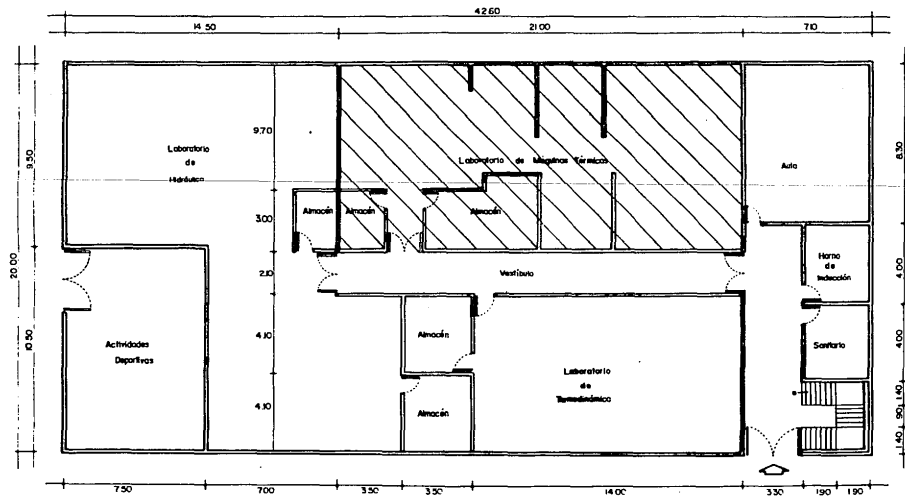
El banco de pruebas del laboratorio está diseñado para -- ser empleado en motores policilíndricos de automóvil a gasolina, el cual puede ser sustituido por un motor diesel que tenga el mismo -- rango de velocidad y potencia de salida. El banco de pruebas tiene la ventaja de tener acceso rápido a cualquier parte del motor y del freno, así como de disponer de una amplia gama de instrumentos de -- medición y el cual consta de: motor de combustión interna, freno -- hidráulico, depósito de combustible, depósito de medición de consumo de combustible, indicador de temperaturas, tambor amortiguador -- de pulsos, medidor de flujo de agua y panel de instrumentos. A continuación se describe cada uno de ellos así como la forma de operar.

IV.I.- Ubicación del banco de pruebas del motor de combustión interna.

El laboratorio de máquinas térmicas se encuentra ubicado en el edificio L-2 de la sección de térmica y fluidos. Dentro del -- cual se encuentran los laboratorios de termodinámica, mecánica de -- fluidos, hidráulica, termofluidos así como el laboratorio de máquinas térmicas.

En el plano No.1 se aprecia la ubicación general de éstos laboratorios.

En el interior del laboratorio de máquinas térmicas, se -- encuentran ubicados diversos equipos del área térmica, como se -- aprecia en el plano No. 2 de localización general del equipo del laboratorio de máquinas térmicas, del cual forman parte el motor de combustión interna.



UNAM

ENEP
ARAGON

UBICACION Edificio 2

PLANO Ubicación general de laboratorios (Laboratorio II)

ARQUITECTO Ing. Argemiro Solís Tellez

ALUMNO José Antonio Ariza García

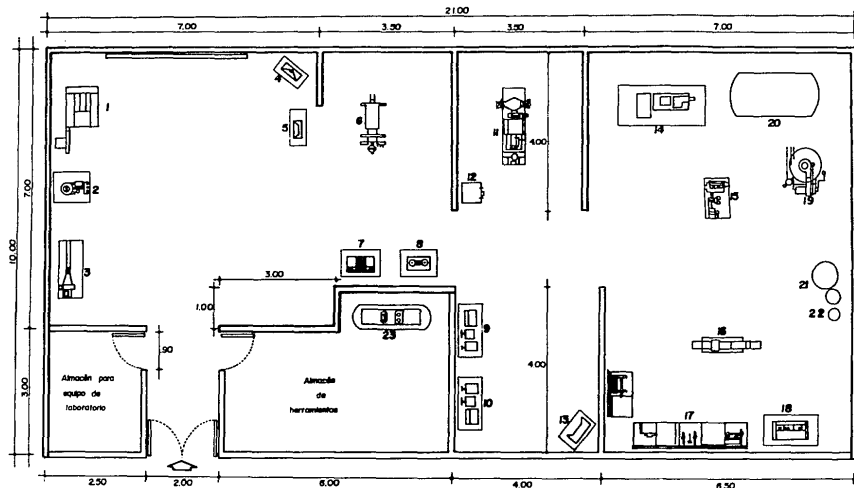
ESCALA 1:150

NO PLANO

MODIFICACIONES N/A

/

FECHA 1993



- | | | | | | | | |
|--|--|---|---|----------------------------|---------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Torre de enfriamiento de agua | 4 Planta de vapor | 7 Unidad de demostración de refrigeración | 10 Compresor de alta presión | 13 Unidad de refrigeración | 16 Unidad de aire acondicionado | 19 Generador de vapor | 22 Depósito de combustible Diesel |
| 2 Radiación y convección natural | 5 Unidad de transferencia de calor dos fases | 8 Bomba de calor mecánica | 11 Banco de pruebas del motor de combustión interna | 14 Turbina de vapor | 17 Banco de vapor WARD | 20 Depósito de agua tratado | 23 Computor |
| 3 Intercambiador de calor de flujo cruzado | 6 Unidad de combustión continua | 9 Compresor de baja presión | 12 Tanque medidor de flujo de aire | 15 Motor de vapor | 18 Intercambiador de calor WARD | 21 Unidad de tratamiento de agua | |



UNAM

ENEP
ARAGON

UBICACION:

Laboratorio L-2

PLANO:

Localización general de equipo del laboratorio de maquinas térmicas

ASESOR:

Ing. Argemiro Salas Velaz

ALUMNO:

Jose Antonio Añeta Garcia

ESCALA:

1:75

ACOTACION:

MIL

FECHA:

1993

NO. PLANO

2

IV.2.- Motor de Combustión Interna.

El motor está montado sobre una base de acero, la cual se encuentra firmemente sujeta a una base de concreto de 30 cm. de altura. El motor es de la marca VAM (RAMBLER), emplea gasolina como combustible y el encendido de la mezcla es por chispa eléctrica, para su refrigeración emplea agua, la cual realiza un circuito cerrado por medio de un radiador. Además cuenta con todos sus accesorios como son: ventilador, alternador, filtro de aire del carburador, -- bomba de agua y bomba de combustible, con el fin de obtener resultados más apegados al funcionamiento real del motor.

Las especificaciones del motor dadas por el fabricante -- son:

Desplazamiento	4230 cm ³
Diámetro de cilindros	9.525 cm
Carrera del pistón	9.893 cm
Relación de compresión	8.0: 1
Potencia neta H.P a RPM	117-4000
Par neto a 1000 RPM.	27.2 kg.m

IV.2.1.- Operación del motor de Combustión Interna.

IV.2.1.1.- Procedimiento antes del arranque del motor.

Antes de arrancar el motor se deberá realizar las siguientes operaciones y revisiones para su correcto funcionamiento.

a) Revisar los niveles de aceite lubricante. agua del radiador y gasolina del motor, en caso de requerir alguno de ellos se procede a rellenar hasta su nivel correspondiente.

b) Revisar el nivel de agua en la cisterna del laboratorio, si el nivel es correcto, encienda el motor de la bomba de agua del sistema de enfriamiento, así como el ventilador de la torre de enfriamiento.

c) Inspeccionar si no hay equipo o material suelto que pueda ser succionado por el ventilador del motor.

d) Abrir las llaves de paso del depósito de combustible, así como del depósito de medición de consumo.

e) Revisar posibles fugas de agua y gasolina, en caso de que ésto suceda, hacer la corrección correspondiente.

f) Abrir las llaves de entrada y salida de agua al freno dinámometro hidráulico.

g) Revisar el volante de carga del freno dinámometro hidráulico que esté totalmente en la posición cerrada, girando el volante hacia la izquierda (sin carga) hasta el tope.

h) Conectar la batería, teniendo cuidado de mantener la polaridad correcta, terminal negativa al cuerpo del motor, terminal positiva a la marcha y hacia el interruptor del encendido.

IV.2.1.2.- Procedimiento de arranque del motor.

Al finalizar la revisión de los puntos anteriores se procede al arranque del motor con el siguiente procedimiento:

a) Colocar el interruptor en la posición de encendido.

b) Suministrar combustible al motor, girando tres veces - la mariposa de aceleración del carburador y dejando la mariposa de aceleración en marcha mínima.

c) Apretar el botón de marcha, hasta que el motor arranque. El botón de arranque no deberá estar oprimido más de 15 segundos. Si el motor no arranca, regresar al punto 2.

d) Cuando el motor haya arrancado, se procede a mantenerlo en operación, a velocidad mínima hasta que el agua de salida del motor alcance una temperatura aproximadamente de 70°C.

e) Se procede a realizar la prueba y su respectiva toma de lecturas.

IV.2.1.3.- Procedimiento de paro del motor.

Finalizada la prueba, se deberá seguir el siguiente procedimiento de paro del motor:

- a) Disminuir la carga del freno al mismo tiempo que se disminuye la velocidad del motor, hasta que se tenga carga cero y la velocidad del motor sea de 1000 RPM.
- b) Mantener la velocidad del motor a 1000 RPM. durante un tiempo de 10 minutos.
- c) Disminuir la velocidad de 1000 RPM. a marcha mínima.
- d) Colocar el interruptor de encendido en la posición de apagado.
- e) Desconectar la terminal negativa de la batería.

IV.3.- Freno Dinamómetro Hidráulico.

El freno hidráulico, se encuentra firmemente montado sobre el banco de pruebas para motores, el cual se acopla al motor -- por una flecha cardán.

El freno es del tipo dinamómetro hidráulico HEENA & FROUDE, no reversible, tipo DPX-1, con número de serie TE/4573. Capaz de absorber 116 Kw a 5500 RPM. El cual trabaja por medio de agua y su función es frenar el giro del motor, al incrementar la cantidad de agua que circula en el interior del freno. La fig.4.1 muestra la sección transversal de un freno hidráulico, los elementos que constituyen al freno son: rotor, estator y carcaza.

Rotor.- se monta sobre una flecha la cual se conecta al cigüeñal del motor y gira sobre rodamientos de bolas. El rotor tiene en cada lado y en su periferia medios ganguilones, los cuales impulsan el agua provocando un movimiento de giro turbulento, cuando gira el rotor.

Estator.- está dividido en dos partes y tiene como función proporcionar una abertura o cierre del flujo de agua hacia la carcaza del freno, en cada mitad del estator se tienen medios ganguilones.

El estator se encuentra unido a la carcaza, la abertura y cierre del estator se realiza por medio de un pequeño volante situado en el exterior de la carcaza. Si el volante gira en sentido horario se abre el estator, provocando mayor turbulencia y en consecuencia mayor golpe de agua sobre la carcaza, provocando un giro sobre ésta, en sentido inverso al giro del rotor.

Carcaza.- ésta se encuentra montada sobre baleros independientes, de tal manera que pueda girar libremente sobre la flecha del rotor, así como sobre el bastidor del freno.

A ésta tendencia de giro se opone la acción de un brazo-- que actúa sobre una báscula de pesos muertos, permitiendo así medir el par resistente.

Al girar el eje del cigüeñal y tener una carga aplicada,-- hace que el freno gire liberando peso de la báscula. El brazo de palanca que se tiene desde el centro del eje del freno hasta el centro de la báscula es de .3683 m.

La lectura de la fuerza del par resistente del freno se realiza directamente en la báscula.

IV.3.1.- Procedimiento de paro del freno.

Al término de la prueba, se deberá realizar el siguiente procedimiento:

- a) Cerrar las válvulas de entrada y salida de agua al freno.
- b) Drenar el agua contenida en la carcaza del freno para evitar corrosión e incrustaciones.
- c) Interrumpir el flujo de corriente a las bombas centrífugas, así como al motor eléctrico de la torre de enfriamiento.

IV.3.2.- Cálculo de la potencia al freno del dinamómetro hidráulico del laboratorio.

Para el freno hidráulico del laboratorio, la potencia al freno, que es la cantidad de trabajo por unidad de tiempo que el motor entrega a la flecha, se obtiene de la siguiente relación:

$$P_b = \frac{F \cdot N}{K} \quad (\text{Kw})$$

en donde:

P_b = Potencia al freno (Kw)

F = Fuerza al freno (N)

N = Revoluciones por minuto (RPM)

K = 25928.038 (constante al freno)

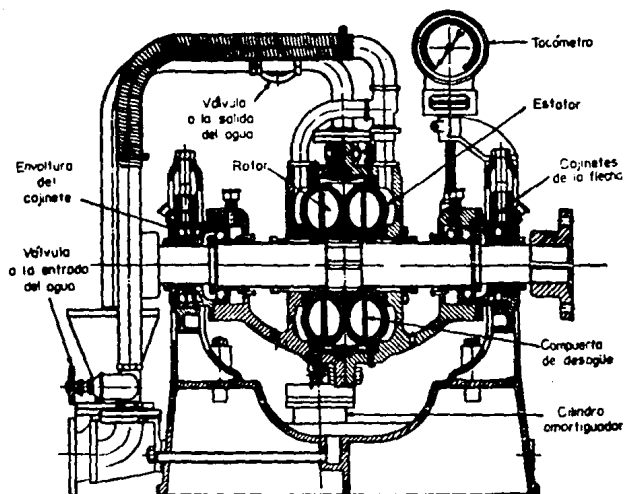


fig.4.1 Freno Dinamómetro Hidráulico.

IV.4.- Depósito de combustible.

El combustible es almacenado en un depósito metálico cerrado de forma cilíndrica, con capacidad de 27 litros, el cual tiene un tubo de nivel, por medio del cual se observa la cantidad de combustible disponible en el depósito. Se cuenta con una llave de paso en la parte inferior, la cual, por medio de la manguera flexible, se comunica a un filtro de combustible, del filtro de combustible se comunica por otra manguera a un depósito medidor de combustible.

El depósito de combustible está colocado en un soporte fabricado de acero el cual además contiene al filtro de gasolina y el depósito medidor de combustible.

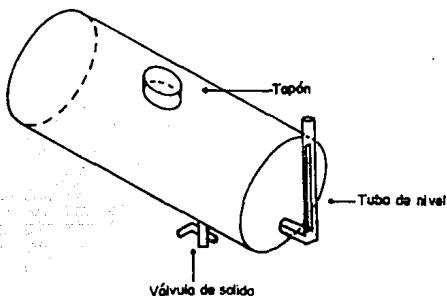


fig.4.2 Depósito de Combustible.

IV.5.- Depósito medidor de Combustible.

Este depósito es de cristal el cual está graduado en 50 y 100 c.c. En el interior se encuentran 5 divisiones, cada división indica un volumen exacto de combustible, como se indica en la fig.- 4.3, el cual es suministrado al motor en un tiempo determinado. En-

la parte inferior tiene sus respectivas válvulas de paso de entrada y salida, además de una válvula de purga en la parte superior.

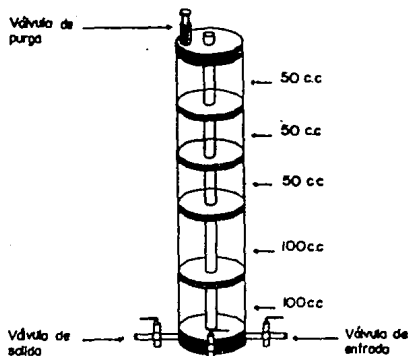


fig.4.3 Depósito medidor de combustible.

IV.5.1.- Operación del depósito medidor de combustible.

Una vez que el motor se encuentra en marcha y se haya seleccionado la prueba a realizar, se procede a obtener el consumo de combustible hacia el motor con el siguiente procedimiento:

a) Se elige un volúmen de combustible en el medidor de -- cristal.

b) Se procede a cerrar la válvula de entrada de combustible al depósito de cristal y simultáneamente abrir la válvula de -- purga.

c) Esperar a que el combustible llegue a la parte supe -- rior de la división seleccionada, en ese instante se procede a to-- mar el tiempo con un cronómetro.

d) En el instante que el combustible llegue a la división inferior se interrumpe el tiempo en el cronómetro y se toma la lectura del tiempo.

e) Restablecer el nivel del combustible en el medidor de cristal, abriendo la válvula de entrada hasta que todo el aire contenido en el recipiente sea expulsado por la válvula de purga, y -- procediendo a cerrar ésta.

El consumo de combustible se obtiene con la siguiente relación:

$$C.C. = \frac{V_c \cdot \rho \cdot 3600}{T}$$

En donde:

C.C. = consumo de combustible (Kg/Hr)

V_c = volúmen consumido (C.C.)

ρ = densidad del combustible (Kg /Lt)

t = tiempo de consumo (seg)

IV.6.- Indicador de temperaturas.

El indicador electrónico de temperaturas marca VASA serie 500, proporciona la lectura de temperatura en forma digital, mediante cuatro termopares, los cuales pueden medir temperaturas de 0-100 °C, y se encuentran localizados en los diferentes puntos del motor. El indicador se muestra en la fig. 4.4 y requiere ser alimentado -- con 127 volts.

La ubicación de los termopares, así como la zona en el indicador de temperaturas es la siguiente:

Zona	Ubicación del termopar.
1	entrada de agua fría
2	salida de agua caliente
3	entrada a la caja de aire
4	en la periferia del motor.

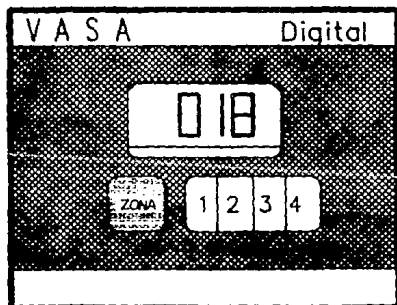


fig.4.4 Indicador de temperatura electrónico.

IV.6.1.- Operación del indicador de temperaturas.

El indicador muestra las temperaturas en cualquier instante, oprimiendo el botón de zona, se ilumina un número en el indicador, el cual muestra la zona de lectura y en la pantalla se indica la temperatura a la cual se encuentra ésta.

IV.7.- Medidor de flujo de aire.

Para medir el flujo de aire aspirado por el motor bajo diversas condiciones de operación, se requiere de un tambor amortiguador de pulsos o caja de aire, como se muestra en la fig.4.5 en el que el aire aspirado por el motor es tomado de éste depósito, el cual tiene una capacidad de 269 litros. El flujo de aire se mide, haciendo que el aire aspirado por el motor pase por una placa de orificio colocada en el tambor amortiguador de pulsos y luego por una manguera flexible al carburador. La cantidad de aire se determina midiendo la diferencia de presión a través de la placa de orificio por medio de un manómetro inclinado, el cual tiene una escala de 0 a 30 cm. de agua. La placa de orificio tiene un diámetro de 50 mm y un coeficiente de descarga de 0.6.

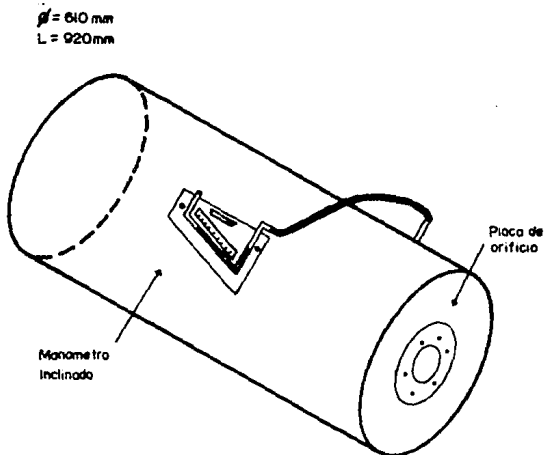


fig.4.5 Medidor de flujo de aire.

El flujo de aire se obtiene de la siguiente relación:

$$m_a = (0.00001232) (D^2) \sqrt{\frac{h_o \cdot P_a}{T_a}}$$

En donde:

m_a = flujo másico de aire (Kg/s)

D = diámetro del orificio (mm)

h_o = columna de agua (cm)

T_a = temperatura de aire a la entrada (°K)

P_a = presión atmosférica (KN/m²)

IV.8.- Medidor de flujo de agua.

La medición del flujo de agua se realiza por medio de una placa de orificio, como se muestra en la fig.4.6, la cual se encuentra localizada entre la salida de agua caliente del motor y el radiador. La cual se determina midiendo la diferencia de presión que hay entre los puntos situados a 1 diámetro antes y 0.5 diámetros -- después de la placa de orificio.

El diámetro de la placa de orificio es de 32 mm. y su coeficiente de flujo es de .74.

El flujo de agua se obtiene con la relación:

$$Q = 21.07 \frac{(d_1)^2 (c)}{\rho_{H_2O}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_{H_2O}}}$$

En donde:

Q = flujo de agua	(Lt/min)
C = coeficiente de flujo	(-)
d_1 = diámetro del orificio	(mm)
ΔP = diferencia de presión	(bar)
ρ = densidad del agua	(Kg/m ³)

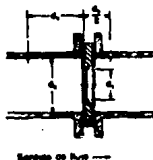


fig.4.6 Medidor de flujo de agua.

VI.9.- Panel de Instrumentos.

El panel de instrumentos se ubica entre el motor y el freno y en el se encuentran colocados los siguientes indicadores y controles, como se muestra en la fig. 4.7.

a) Manómetro de presión de aceite.- tiene la función de indicar la presión de aceite del motor, en cualquier instante durante su operación, el cual tiene una escala de 0 a 80 Lb/in².

b) Amperímetro.- indica la demanda de corriente al sistema de encendido y al motor de arranque, así como el suministro de corriente para el almacenamiento en la batería y tiene una escala de -30 a 30 amperes.

c) Indicador de temperaturas.- el cual se describió anteriormente en el apartado IV.5.

d) Interruptor de encendido.- proporciona el suministro de corriente al sistema de encendido.

e) Botón de marcha.- proporciona el suministro de corriente al circuito automático del motor eléctrico.

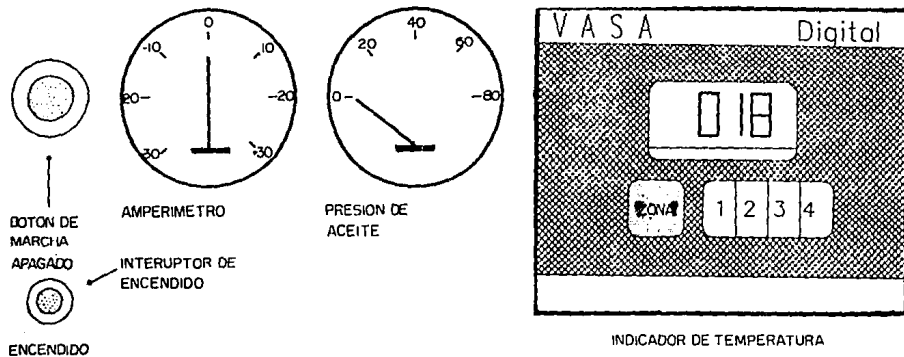


fig-4.7 Panel de instrumentos.

IV.10.- Tacómetro electrónico y cronómetro.

La medición de las revoluciones por minuto así como del tiempo, se realiza con un equipo electrónico de funciones múltiples de la marca Candella TTC-105 y número de serie PP54 operando a 220-volts y 60 Hz, como se muestra en la fig.4.8. El tacómetro cuenta con una perilla de control para seleccionar la función a realizar, como medir la velocidad o el tiempo.

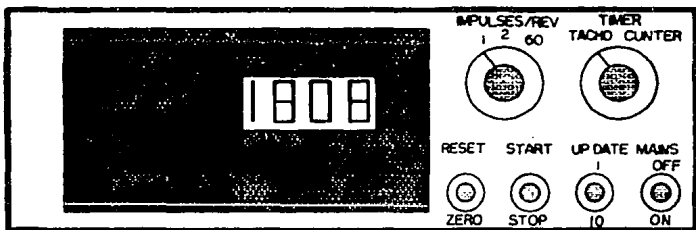


fig.4.8 Tacómetro electrónico.

Para medir las revoluciones por minuto, se cuenta con un generador de pulsos magnéticos, colocado en el freno hidráulico. En la flecha que aloja el rotor del freno, se localiza un engrane, -- con 60 dientes, al girar la flecha cada diente del engrane, pasa cerca del generador de pulsos, provocando un pulso eléctrico por cada diente del engrane. El equipo tiene una segunda perilla, con la cual se selecciona los pulsos por revolución de acuerdo al engrane montado en el freno, que puede ser: 1 pulso por revolución, dos pulsos por revolución y 60 pulsos por revolución.

Además se cuenta con dos botones y dos palancas, el primer botón es para poner a cero el cronómetro y el segundo es para --

el inicio de paro del tiempo. La primer palanca selecciona si la -- lectura de velocidad es directa ó hay que multiplicarla por 10. La-- segunda palanca selecciona el encendido ó apagado del tacómetro di-- gital.

IV.II.- Equipo analizador de gases Orsat.

La fig. 4.11.1. muestra un equipo Orsat, el cual contiene una bureta A, cuyo extremo inferior está conectado mediante un tubo de goma con una pequeña botella abierta H. El extremo superior está unido a un tubo colector D, en el que hay una válvula de tres pasos E. Las pipetas B₁, B₂ y B₃ están unidas al citado tubo a través de -- tres válvulas de un solo paso C₁, C₂ y C₃, respectivamente. La válvu-- la E está también en comunicación con un tubo en forma de U, K, que está asimismo conectado en el tubo de toma de muestra J la pequeña-- botella H y la bureta A contienen agua coloreada y las pipetas B₁,-- B₂ y B₃ contienen reactivos que absorben el CO₂, O₂ y CO, respectiva-- mente.

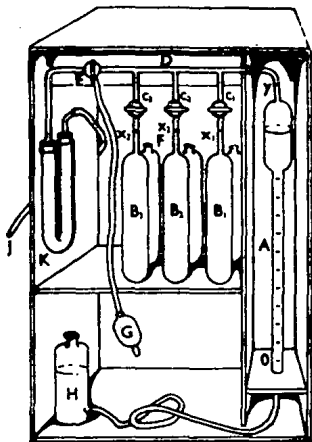


Fig. 4.11.1 analizador de gases Orsat.

El tubo en U contiene un agente desecante, de manera que la muestra de gases entrante a través del tubo de toma de muestra J se encuentre completamente seco, antes de pasar por el tubo colector D, conectado con la válvula de tres pasos y en comunicación con el conducto de toma J se encuentra un tubo de goma con una pera.

El objeto de ésta pera es facilitar que el conducto J se llene de gases.

La válvula E tiene tres posiciones y puede colocarse de tal forma que cierre completamente el tubo D ó abrirlo hacia el conducto J, o bien, hacia la atmósfera. Estas posiciones se denominan: posición "cierre", posición "gas" y posición "atmósfera", respectivamente.

Con todas las válvulas cerradas, elevando (o descendiendo) la botella H, crece (o decrece) la presión en el tubo D. Si se abre la válvula E hasta la posición "atmósfera" y se levanta la botella, se expulsará el gas que hubiera en la parte superior del líquido de A. Si siguen cerradas las válvulas C_1 , C_2 y C_3 y se gira la válvula E hasta la posición "gas" y se baja la botella, se aspira una muestra de los gases en el conducto D y en la bureta. De manera similar si se abre alguna de las válvulas C, mientras la válvula E está en la posición "cerrada" puede hacerse pasar gas hacia adentro o hacia fuera de la pipeta adecuada elevando ó descendiendo la botella H.

Cada una de las pipetas consiste en dos botellas colocadas en la forma en que se ven en la fig.4.11.1. La botella delantera contiene pequeños tubos de cristal que incrementan la superficie húmeda de tal forma que el gas que entra en la pipeta entra en contacto con una mayor superficie de reactivo, cuando éste desciende - su nivel en la botella anterior y lo eleva en la posterior.

La pipeta B_1 contiene una solución de 76 gramos de potasa cáustica (KOH) en 200 cm^3 de agua. Este reactivo absorbe CO_2 . La pipeta B_2 contiene una mezcla de 10 gramos de ácido pirogálico.

El ácido pirogálico $\text{C}_6\text{H}_3(\text{OH})_3$ se disuelve en 30 cm^3 de agua y 60 gramos de potasa cáustica disueltos en 170 cm^3 de agua. Esta solución absorbe O_2 .

La tercera pipeta B_3 , contiene 12 gramos de cloruro cuproso disueltos en 100 cm^3 de ácido clórico concentrado y esta solución absorbe CO .

La muestra debe pasarse por las pipetas B_1, B_2 , en este orden, ya que la solución de la pipeta B_3 absorbe tanto el CO_2 como el CO .

4.11.1.- Procedimiento para determinar la composición volumétrica de los productos de la combustión.

Después de la preparación de las soluciones, las pipetas deben llenarse de tal forma que el nivel del líquido en ellas alcance justamente la mitad de las botellas. El nivel de cada reactivo se ajusta entonces de tal forma que coincida con la marca x de la caña de la pipeta. Para lograrlo se abre la válvula E a la atmósfera y se cierran las válvulas C_1, C_2 y C_3 . Se eleva la botella H para agua desde la bureta hasta el conducto D , hasta que la bureta esté completamente llena de agua coloreada.

Se cierra E y se abre C_1 y se hace descender la botella H , hasta que el nivel de reactivo en la pipeta B_1 coincida con la marca X_1 . Entonces se cierra la válvula C_1 . Se repite el procedimiento para las otras pipetas.

Para aspirar una muestra, las válvulas C_1, C_2 y C_3 , deberán estar cerradas, y la válvula E girada hasta la posición atmósfera. La botella H se eleva hasta que el nivel de agua coloreada en la bureta A coincida con la marca Y .

Se actúa entonces sobre la pera hasta llenar el tubo de muestra de gases, operación que quedará cumplida oliendo los gases salientes de la pera.

Se gira ahora la válvula E hasta la posición gas y se desciende la botella H . Esta operación introduce gas en el conducto D y en la bureta. Cuando la bureta está casi vacía de líquido, se levanta la botella y mientras el líquido en A se eleva, se gira la válvula E hasta la posición atmósfera. Tan pronto como el líquido -

en A está cerca de la marca Y se gira de nuevo la válvula E hacia la posición gas y se introduce una nueva muestra. Este procedimiento se repite hasta que se ha expulsado todo el aire que había en el interior del tubo D.

Ahora puede aspirarse lentamente una muestra definitiva y el nivel del líquido en A debe ser bajado hasta por debajo de la -- marca cero de la escala en la bureta.

La válvula E se gira hasta la posición de cierre y el nivel del líquido debe hacerse coincidir con la marca cero, sosteniendo la botella cerca de la bureta, ajustando su altura hasta que alcance la posición requerida.

La válvula E se abre lentamente a la posición atmósfera y por lo tanto el nivel del líquido en la bureta A, se eleva lentamente. Se cierra entonces la válvula E.

Cuando el nivel del líquido en A está en cero, el aparato contiene 100 cm^3 de gases (despreciando el volumen de gas en el conducto D). Se pasa ahora la muestra dentro y fuera de la pipeta B_1 - abriendo la válvula C_1 y levantando y descendiendo la botella H. Debe tenerse cuidado de no derramar reactivo ó agua coloreada al conducto D. Esto puede conseguirse observando siempre la elevación del nivel de líquido.

Después de un espacio de tiempo, el nivel del líquido en B_1 vuelve a la posición X y se cierra la válvula C_1 . Los niveles de agua coloreada en la bureta A y en la botella H se hacen coincidir y se toma una lectura del nivel del líquido en la bureta.

La muestra se pasa entonces en la pipeta B_1 de nuevo, y se repite el proceso hasta que se tomen dos lecturas consecutivas - iguales en la escala de la bureta.

La muestra se pasa a las pipetas restantes, por turno y - en la misma forma que se acaba de describir.

Los porcentajes de CO_2 , O_2 y CO de la muestra del gas son tomadas directamente de la lectura de la bureta. La escala de la bureta está en porcentajes y no requiere ningún cálculo excepto una simple sustracción.

El porcentaje de Nitrógeno (N_2) es obtenido de la sustracción de la suma de los porcentajes de CO_2 , O_2 y CO del 100%.

donde:

V = lectura inicial en la bureta

V_1 = lectura después de absorber el CO_2 en la pipeta 1.

V_2 = lectura después de absorber O_2 en la pipeta 2.

V_3 = lectura después de absorber CO en la pipeta 3.

Los porcentajes de los productos de la combustión, se obtienen de la siguiente forma:

$$\% CO_2 \text{ (Bióxido de Carbono)} = V_1$$

$$\% O_2 \text{ (Oxígeno)} = V_2 - V_1$$

$$\% CO \text{ (Monóxido de Carbono)} = V_3 - V_2$$

$$\% N_2 \text{ (Nitrógeno)} = 100 - V_3$$

Los porcentajes de hidrógeno y de hidrocarburos pueden -- calcularse en función del porcentaje de CO , como se indica a continuación:

$$\% H_2 = 0.36 \% \text{ de } CO$$

$$\% CH_4 = 0.12 \% \text{ de } CO$$

IV.11.2.- Precauciones al emplear el equipo.

a) El aparato de Orsat antes de ser empleado deberá ser -

comprobado para verificar si hay escapes. Esto se realiza cerrando todas las válvulas y elevando la botella H. Si no hay pérdidas, los niveles de líquidos deberán permanecer estacionarios.

b) Debe procurarse no realizar falsos movimientos con la botella H.

c) Cada vez que se cierre la válvula C, los niveles de -- reactivos deben volverse al punto exacto de la señal X. Si no se -- realiza esto, pueden producirse lecturas falsas.

d) Los niveles de líquido en la bureta A y en la botella H deben coincidir en el momento de tomar la lectura. Cada lectura -- es, por tanto, tomada a la misma presión.

e) Los reactivos deben reemplazarse después de emplearse -- 300 veces ó un año.

f) En las botellas posteriores de las pipetas deben colocarse tapones de corcho para prevenir el deterioro de los reactivos cuando no se emplee el aparato. Cuando el aparato esté en operación los tapones deben retirarse y las superficies de los reactivos en -- las botellas posteriores deben cubrirse con una delgada capa de -- aceite.

g) Las válvulas deberán de estar bien lubricadas para facilitar su movimiento, así como para evitar fugas.

IV.12.- Seguridad al realizar pruebas con el equipo del motor de combustión interna.

Los elementos de las máquinas en movimiento puede siempre ser fuente de peligros y la falta de cuidado e indisciplina en el laboratorio de máquinas térmicas puede conducir a accidentes graves. No obstante, observando unas pocas y elementales precauciones y sentido común no hay motivo de alarma.

A continuación se proponen algunas medidas de seguridad para que sirvan de guía al alumno en su comportamiento dentro del laboratorio y también para la persona responsable del mismo.

a) Al alumno se le advertirá de la conveniencia de vestirse adecuadamente antes de entrar en algún lugar donde hay maquinaria en movimiento, ya que las ropas holgadas o sueltas ofrecen gran peligrosidad, pues pueden ser atrapadas por las máquinas.

b) Se le sugerirá desconfiar de los tubos, elementos y de algunas partes del propio motor ya que en caso de ser tocados sin precaución, podría producir quemaduras de consideración.

c) Estará atento a los aparatos relacionados con su trabajo.-- Nunca debe sufrir la tentación de girar tal o cual válvula "para ver lo que pasa ". Hacerlo así no solo supone un peligro para él, si no también para las personas que lo rodean.

d) El mecanismo de freno no debe ser tocado mientras el motor está en movimiento, ya que podría moverse la carga del freno y puede producir una torcedura o un esgince al golpearse con los pesos colgantes.

f) El ajuste de una pieza del equipo, nunca debe de llevarse a cabo mientras el motor esté funcionando, por tanto, cuando un ajuste requiera acercar las manos a las partes móviles que están sin protección, la máquina debe pararse mientras el ajuste se realiza.

g) Se deberá tener precaución al tocar las partes metálicas debido a que pueden tener aristas provocando heridas contantes.

h) Existen personas sensibles al aceite y polvo del metal, por tal motivo deberán lavarse las manos después de haber tenido contacto con grasa, aceite ó con las partes sucias de las máquinas.

1) El piso del laboratorio debe mantenerse siempre despejado, no obstante, como ésto no siempre puede observarse, es preciso que los alumnos circulen con cuidado para evitar que el tropezar con objetos que puedan haber en el piso sea causa de accidente.

CAPITULO V

IMPLEMENTACION DE PRACTICAS DE LABORATORIO.

V.1.- Prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador del 20% y 40%.

V.2.- Prueba de velocidad constante y carga variable.

V.3.- Prueba para determinar las pérdidas por fricción.

V.4.- Análisis de gases de escape del motor de combustión interna - mediante un equipo Orsat.

V.5.- Prueba para determinar el balance de energía en el motor de combustión interna.

V.1.- Prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador del 20 y 40%.

Objetivo.

Al finalizar la práctica el alumno obtendrá las curvas -- características del motor de combustión interna de encendido por -- chispa, mediante una prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador, del 20 y 40%.

Introducción.

Es de suma importancia y de gran interés, conocer como -- varía la potencia en los distintos rangos de velocidad en los motores destinados al automovilismo y en general, en cualquier tipo de motor de explosión.

Determinar el par motor y el consumo de combustible en -- sus diferentes estados de velocidad, cuyas comprobaciones permitirán considerar si los resultados conseguidos responden a las características dadas por los cálculos ó en su caso por el fabricante.

Por lo tanto, del conocimiento de éstos resultados se podrán deducir las posibilidades y condiciones de trabajo que de éstos motores se pueden esperar y la importancia de su rendimiento -- térmico al freno.

Las pruebas de los motores de combustión interna se dividen en dos clases, siendo éstas:

1.- Pruebas de velocidad variable.- las cuales se aplican en motores automotrices, máquinas de ferrocarril, tractores y motores marinos.

2.- Pruebas de velocidad constante.- se llevan a cabo en motores que accionan generadores de corriente alterna y bombas.

las pruebas de velocidad variable, se dividen en:

a) Pruebas a plena carga.- la cual tiene por objeto determinar la máxima potencia y el máximo par, así como el mínimo consumo específico de combustible a diferentes velocidades del motor (R. P.M.) con el acelerador totalmente abierto, dentro del intervalo de operación del motor, permitiendo comparar los valores obtenidos en la prueba, con los valores proporcionados por el fabricante.

Las especificaciones del fabricante, generalmente dan la potencia efectiva y el par motor máximos a las revoluciones por minuto a las que se producen. En cualquier otra velocidad tendrán un valor más bajo.

b) Pruebas con cargas parciales.- tienen como finalidad principal, obtener las variaciones de consumo específico de combustible, así como de obtener la potencia y el par motor a diferentes velocidades del motor, con el acelerador parcialmente abierto.

Equipo empleado en la práctica.

a).- Motor de combustión interna marca VAM (RAMBLER), 6 - cilindros en línea.

b) Freno dinamómetro hidráulico marca HEENA & FROUDE, no-reversible, tipo DPX-1 con capacidad de 116 Kw a 5500 R.P.M.

c) Depósito de combustible de 27 litros de capacidad.

d) Depósito medidor de combustible graduado en 50 y 100 c. c.c.

e) Báscula del dinamómetro con capacidad de 0-100 Kg.

f) Tacómetro electrónico marca CANDELLA TTC-105 operando a 220 volts y 60 Hz.

g) Cronómetro.

h) Sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

Desarrollo de la práctica.

Prueba de velocidad variable con apertura del acelerador - al 20%.

1.- Realizar procedimiento antes del arranque contenido - en la sección IV.2.1.1.

2.- Realizar procedimiento de arranque del motor indicado en la sección IV.2.1.2.

3.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración hasta el 20% de su apertura total, simultáneamente darle carga de freno, girando el volante del mismo, en sentido horario hasta que el motor - tenga 1200 ± 5 R.P.M.

4.- Se realiza la medición del consumo de combustible, como se describe en la sección IV.5.1.

5.- Se realiza la toma de lecturas en el intervalo de -- tiempo que dura la medición del consumo de combustible de : la fuerga de la báscula, las R.P.M. el tiempo.

6.- Se procede a rellenar el nivel del recipiente de medición, abriendo la válvula de entrada de combustible, hasta que salga totalmente el aire por la válvula de purga y cerrar ésta.

7.- Quitarle carga al freno, girando el volante de éste - en sentido antihorario, hasta que el motor tenga un incremento de - 100 ± 5 R.P.M.

8.- Repetir el procedimiento siguiendo los pasos a partir

del inciso 4 al 7.

9.- Se finaliza la prueba hasta que el motor tenga una -- carga al freno de 0 Kg.

10.- Anotar los valores de lectura en la tabla V.1.1., co rrespondiente al 20% de apertura del acelerador.

Prueba de velocidad variable con apertura del acelerador- al 40%.

11.- Abrir la mariposa de aceleración lentamente hasta el 40% de su apertura total y simultáneamente darle carga al freno, gi rando el volante del mismo, en sentido horario hasta que el motor - tenga una velocidad de 2200 ± 5 R.P.M.

12.- Se realiza el procedimiento del inciso 4 al 9.

13.- Anotar los valores de lectura en la tabla V.1.2. co rrespondiente al 40% de apertura del acelerador.

14.- Se realiza el procedimiento de paro del motor como - se describe en la sección IV.2.1.3.

15.- Se procede al paro del freno dinamómetro hidráulico- descrito en la sección IV.3.1.

La prueba de velocidad variable y apertura parcial del a- celerador se puede llevar a cabo mediante aperturas del acelerador- con incrementos del 20% hasta la apertura total del acelerador, pe- ro se recomienda no pasar del 60% de apertura, debido a que el mo- tor es para fines didácticos.

un procedimiento mal realizado por el alumno puede ocasion ar que la mariposa de aceleración se abra completamente alcanzando una velocidad de rotación muy elevado, que algunos órganos del mo- tor puedan llegar a destruirse, con el consecuente peligro para los alumnos.

Cálculos a realizar.

El alumno realizará con los datos de la tabla de lectu --
ras de 20 y 40% de apertura del acelerador, los siguientes cálculos:

- a) Par de torsión
- b) Potencia efectiva
- c) Consumo de combustible
- d) Consumo específico de combustible
- e) Energía suministrada
- f) Presión media efectiva.

Obtención de curvas con acelerador parcialmente abierto.

Con los cálculos anteriores, obtener las siguientes cur--
vas, para apertura del 20 y 40% del acelerador, empleando la gráfi--
ca V.1.1. y V.1.2. respectivamente.

- g) Par de torsión Vs R.P.M.
- h) Potencia efectiva Vs R.P.M.
- i) Consumo de combustible Vs R.P.M.
- j) Consumo específico de combustible Vs R.P.M.
- k) Presión media efectiva Vs R.P.M.

Secuencia de Cálculos.

a) Par de torsión.

Es el momento de torsión del cigüeñal y representa la capacidad del motor para producir trabajo, se obtiene mediante la siguiente relación:

$$T = m \cdot g \cdot d$$

En donde:

T = es el par de torsión (Nm)

m = valor indicado en la báscula (Kg)

g = fuerza de gravedad (m/s^2)

d = distancia del brazo de palanca

d = .3683 m.

b) Potencia efectiva.

Es la unidad de trabajo por unidad de tiempo que el motor entrega en la flecha y se obtiene con la siguiente relación:

$$P_e = \frac{T \cdot \omega}{1000}$$

En donde:

P_e = es la potencia efectiva ó al freno. (Kw)

T = par de torsión (N m)

$$w = \text{velocidad angular} = \frac{2\pi \cdot N}{60} \quad (1/s)$$

c) Consumo de combustible.

Es el volúmen de combustible que el motor requiere por unidad de tiempo para su operación y se determina con los parámetros obtenidos en la tabla de lecturas V.1 y la siguiente relación:

$$c.c. = \frac{v_c \cdot \rho \cdot 3600}{t}$$

En donde:

c.c. = consumo de combustible (Kg/Hr)

v_c = es el volúmen consumido (Lt)

ρ = densidad del combustible (Kg/Lt)

t = tiempo de consumo (s)

d) Consumo específico de combustible.

Este parámetro muestra con que eficiencia el motor consume el combustible en trabajo efectivo, el cual se obtiene con la relación siguiente:

$$C.E.C. = \frac{c.c.}{P_e}$$

En donde:

C.E.C. = es el consumo específico de combustible (Kg/Kw Hr)

c.c. = consumo de combustible (Kg/Hr)

P_e = potencia efectiva (Kw)

e) Energía suministrada.

Es la energía suministrada al motor por medio del combustible y se obtiene mediante la siguiente relación:

$$E.S. = \frac{(c.c.) (P.C.I.) (4.186)}{3600}$$

En donde:

c.c. = es el consumo de combustible (Kg/Hr)

P.C.I. = poder calorífico inferior (Kcal/Kg)
del combustible.

f) Presión media efectiva.

Es la presión promedio que actuando sobre los pistones -- del motor, desarrolla una potencia equivalente a la obtenida en el freno, y se calcula con la siguiente relación:

$$p.m.e. = \frac{(P_e) (60)}{L.A.N.} \left(\frac{X}{N} \right)$$

En donde:

p.m.e. = es la presión media efectiva (KN/m²)

P_e = potencia efectiva (Kw)

L = Longitud de la carrera del pistón. (m)

A = área del cilindro (m²)

N = revoluciones por minuto (RPM)

X = número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida por el pistón. 2 para un motor de 4 tiempos y 1 para un motor de 2 tiempos. (rev/carrera)

n = número de cilindros.

HOJA DE DATOS PARA ANALISIS DEL MOTOR.

Fecha de prueba_	Marca de motor_	Número de cilindros_
Número de serie_	Número de tiempos_	Diámetro del cilindro_
Carrera del pistón_	Desplazamiento volumétrico_	Tipo de combustible_
Tipo de aceite_	Presión atmosférica_	Temperatura ambiente_

Tipo de prueba: Prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador al 20%.				
Lectura Nº	R.P.M.	Lectura de la báscula (Kg)	Volúmen (cm ³)	tiempo (s)
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

Tabla V.1.1.

**Tipo de prueba: Prueba de velocidad variable
con apertura parcial del acelerador al 40%.**

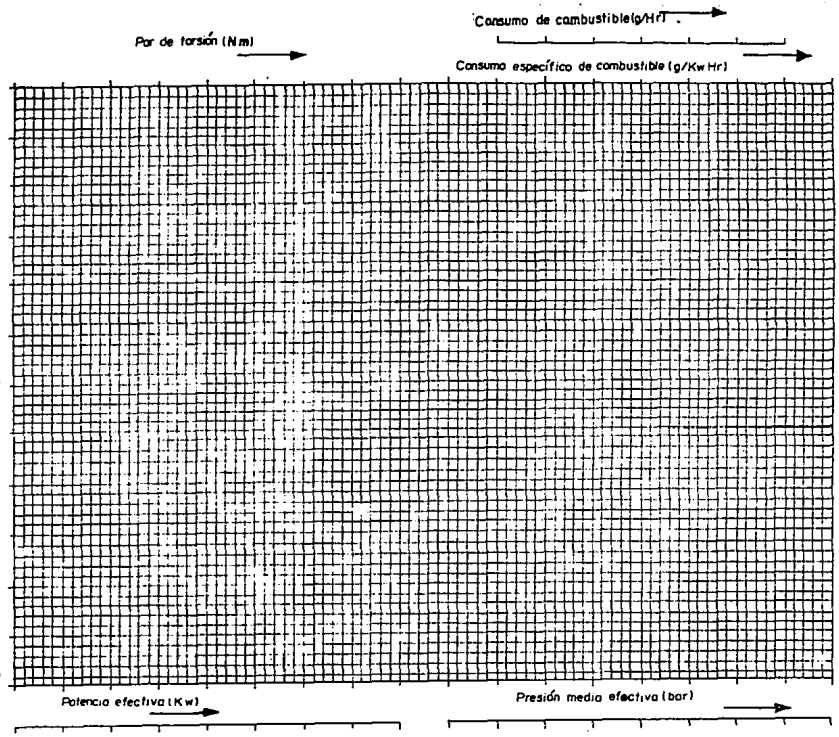
Lectura Nº	R.P.M.	lectura de la báscula	Volúmen (cm³)	tiempo (s)
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

Tabla V.1.2.

Tipo de prueba Prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador al 20%.

Fecha de prueba _____ Marca de motor _____ Diámetro del cilindro _____ Carrera del pistón _____

RPM



Par de torsión (Nm)

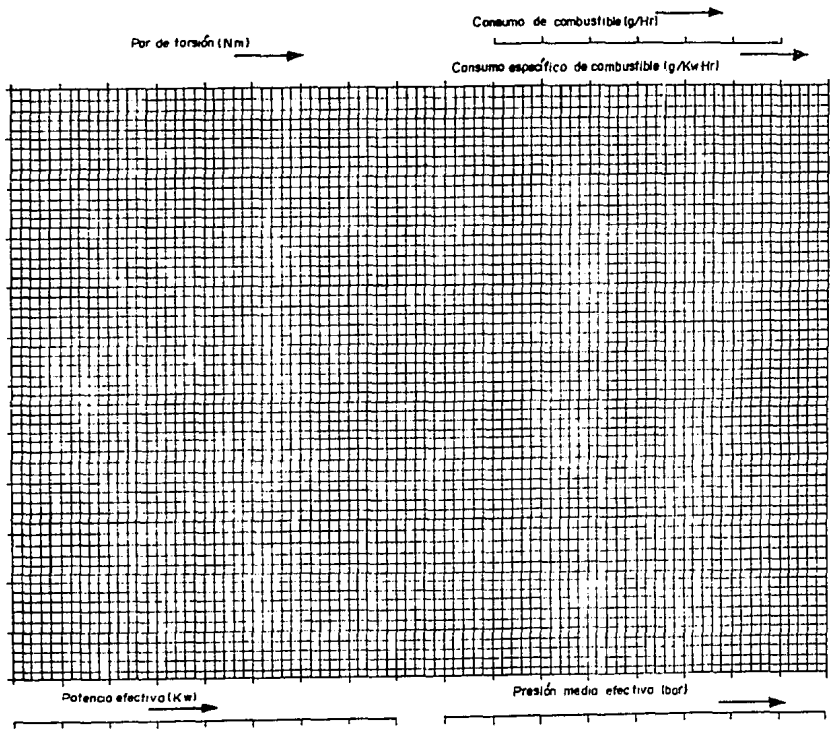
Consumo de combustible (g/Hr)

Consumo específico de combustible (g/Kw Hr)

Potencia efectiva (Kw)

Presión media efectiva (bar)

Tipo de prueba Prueba de velocidad variable con apertura parcial del acelerador al 40%
Fecha de prueba _____
Marca de motor _____
Gráfica V.1.2
Diámetro del cilindro _____
Correa del pistón _____



V.2.- Prueba de velocidad constante y carga variable.

Objetivo.

El alumno obtendrá las curvas características de un motor de combustión interna, mediante una prueba de velocidad constante y carga variable.

Introducción.

Los motores para automóviles no se diseñan para funcionar continuamente a máxima potencia, aún cuando el rendimiento máximo es un dato conocido. Cualquier intento por desarrollar la potencia máxima durante cualquier período de tiempo tiende a disminuir grandemente la vida del motor.

Algunos motores de servicio pesado cuentan con reguladores (o gobernadores) que ajustan automáticamente la velocidad a medida que cambia la carga. En plantas de energía eléctrica, los grandes motores que mueven los generadores tienen que funcionar a velocidad angular constante.

Estos motores están provistos de reguladores que aseguran una velocidad invariable, aunque la carga esté cambiando constantemente.

Puesto que los motores con frecuencia tienen que trabajar a velocidad constante con carga variable, es muy útil saber el funcionamiento del motor en éstas condiciones.

Equipo empleado en la práctica.

- a) Motor de combustión interna marca VAM (RAMBLER), 6 cilindros en línea.
- b) Freno dinamómetro hidráulico marca HEENA & FROUDE no reversible, tipo DPX-1, con capacidad de 116 Kw a 5500 R.P.M.
- c) Depósito de combustible de 27 litros de capacidad.

- d) Depósito medidor de combustible graduado en 500 y 100 c.c.
- e) Báscula del dinamómetro con capacidad de 0-100 Kg.
- f) Tacómetro electrónico marca CANDELLA TTC-105 operando a 220 volts y 60 Hz.
- g) Cronómetro.
- h) Caja de aire con capacidad de 269 litros.
- i) Manómetro inclinado graduado de 0-15 cm H₂O.
- h) Sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

Desarrollo de la práctica.

Prueba de velocidad constante y carga variable.

1.- Realizar procedimiento antes del arranque, contenido en la sección IV.2.1.1.

2.- Realizar procedimiento de arranque del motor indicado en la sección IV.2.1.2.

3.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración.

4.- Establecer una velocidad de rotación entre 1500 y 2000 R.P.M.

5.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración hasta alcanzar la velocidad requerida, la cual se deberá mantener durante todo el desarrollo de la prueba, simultáneamente darle carga al fre

no, girando el volante del mismo, en sentido horario, hasta el máximo.

6.- Se realiza la medición del consumo de combustible, como se describe en la sección IV.5.1.

7.- Se realiza la toma de lecturas, en el intervalo de tiempo que dura la medición del consumo de combustible de: la fuerza de la báscula, las revoluciones por minuto del motor, la lectura del manómetro inclinado de la caja de aire.

8.- Se procede a rellenar el nivel del recipiente de medición, abriendo la válvula de entrada de combustible hasta que saiga totalmente el aire por la válvula de purga y proceder a cerrar ésta.

9.- Variar la carga al freno, en 2 Kilogramos, pero manteniendo la velocidad constante. La carga al freno se varía, girando el volante del freno en sentido antihorario.

10.- Anotar los valores de lectura en la tabla V,2,1,

11.- Repetir el procedimiento siguiendo los pasos a partir del inciso 5 al 9.

12.- Se finaliza la prueba hasta que el motor tenga una carga al freno de 0 Kg.

13.- Se realiza el procedimiento de paro del motor como se describe en la sección IV.2.1.3.

14.- Se procede al paro del freno dinamómetro hidráulico, descrito en la sección IV.3.1.

Cálculos a realizar.

El alumno realizará con los datos de la tabla de lecturas V.2.1. Los siguientes cálculos.

- a) Par de torsión
- b) Potencia efectiva
- c) Consumo de combustible
- d) Consumo específico de combustible
- e) Energía suministrada
- f) Presión media efectiva
- g) Rendimiento térmico
- h) Flujo másico del aire
- i) Relación aire/combustible
- j) Rendimiento volumétrico.

Obtención de curvas a velocidad constante.

Con los cálculos anteriores, obtener las siguientes curvas, empleando la gráfica V.2.1.

- k) Par de torsión Vs R.P.M.
- l) Potencia efectiva Vs R.P.M.

m) Consumo específico de combustible Vs R.P.M.

n) Presión media efectiva Vs R.P.M.

ñ) Rendimiento térmico al freno Vs R.P.M.

o) Relación aire/combustible Vs R.P.M.

Secuencia de cálculos.

a) Par de torsión.

Es el momento de torsión del cigüeñal y representa la capacidad del motor para producir trabajo, se obtiene con la siguiente relación:

$$T = m g d$$

En donde:

T = es el par de torsión (Nm)

m = valor indicado en la báscula (Kg)

g = fuerza de gravedad (m/s^2)

d = distancia del brazo de palanca

d = .3683 m.

b) Potencia efectiva.

Es la unidad de trabajo por unidad de tiempo que el motor entrega en la flecha y se obtiene con la siguiente relación:

$$P_e = \frac{T \cdot \omega}{1000}$$

En donde:

P_e = es la potencia efectiva ó al freno. (Kw)

T = par de torsión (Nm)

ω = velocidad angular = $\frac{2\pi N}{60}$ (1/s)

c) Consumo de combustible.

Es el volúmen de combustible que el motor requiere por unidad de tiempo para su operación y se determina con los parámetros obtenidos en la tabla de lecturas V.2.1. y la relación siguiente:

$$c.c. = \frac{V_c \cdot \rho \cdot 3600}{t}$$

En donde:

c.c. = consumo de combustible (Kg/Hr)

V_c = es el volúmen consumido (Lt)

ρ = densidad del combustible (Kg/Lt)

t = tiempo de consumo (s)

d) Consumo específico de combustible.

Es un parámetro comparativo que muestra con cuanta efi --

ciencia convierte un motor el combustible en trabajo efectivo. Per-
mitiendo también una comparación del rendimiento entre motores dife-
rentes y se obtiene con la siguiente relación:

$$C.E.C. = \frac{c.c.}{P_e}$$

En donde:

C.E.C. = es el consumo específico (g/Kw Hr)
de combustible.

c.c. = consumo de combustible (g/Hr)

P_e = potencia efectiva (Kw)

e) Energía suministrada.

Es la energía suministrada al motor por medio del
combustible y se obtiene mediante la siguiente relación:

$$E.S. = \frac{(c.c.) (P.C.I.) (4.186)}{3600}$$

En donde:

c.c. = es el consumo de combustible (Kg/Hr)

P.C.I. = poder calorífico inferior - (K cal/Kg)
del combustible.

f) Presión media efectiva.

Es la presión promedio que actuando sobre los pistones --
del motor, desarrolla una potencia equivalente a la obtenida en el-

freno, y se calcula con la siguiente relación:

$$p.m.e. = \frac{(P_e) (60)}{L.A.n.} \left(\frac{X}{N} \right)$$

En donde:

p.m.e. = es la presión media efectiva (KN/m²)

P_e = potencia efectiva (Kw)

L = longitud de la carrera del pistón (m)

A = área del cilindro

N = revoluciones por minuto (RPM)

X = número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida por el pistón.
2 para un motor de 4 tiempos y
1 para un motor de 2 tiempos.

n = número de cilindros.

g) Rendimiento térmico al freno.

Es la razón entre el trabajo útil en el eje del motor y el equivalente a la energía térmica del combustible consumido y se obtiene con la siguiente relación:

$$t = \frac{P_e}{E.S.} \times 100$$

En donde:

t = es el rendimiento térmico (-)

P_e = es la potencia efectiva (Kw)

E.S. = es la energía suministrada (Kw)

h) Flujo másico del aire.

Es la razón entre la masa de aire efectiva introducida al motor por unidad de tiempo. Se obtiene mediante la siguiente relación:

$$m_a = 0.00001232 D^2 \sqrt{\frac{h_o P_a}{T_a}}$$

En donde:

m_a = es el flujo másico de aire (Kg/s) introducido al motor.

D = diámetro de la palanca de orificio, $d = 50$ mm.

h_o = columna de agua del manómetro diferencial (cm)

T_a = temperatura del aire a la entrada del carburador. ($^{\circ}K$)

P_a = presión atmosférica (KN/m^2)

i) Relación aire/combustible.

Es la razón entre la masa de aire y la masa de combustible, ésta relación de masas, muestra las porciones relativas del aire y combustible en la cámara de combustión y se obtiene mediante la relación siguiente:

$$R_{a/c} = \frac{m_a}{m_c}$$

En donde:

$R_{a/c}$ = es la relación aire/combustible (-)

m_a = masa de aire aspirado por el motor. (Kg)

m_c = masa del combustible consumido por el motor. (Kg)

j) Rendimiento volumétrico.

Es la razón entre la masa efectiva de aire introducida al motor por unidad de tiempo y la masa de aire que teóricamente debería ser introducida al motor en el mismo tiempo.

$$\eta_v = \frac{m_r}{m_t} \times 100$$

En donde:

η_v = es el rendimiento volumétrico (-)

m_r = masa de aire introducida al motor por unidad de tiempo. (Kg)

m_t = masa teórica de aire introducida al motor por unidad de tiempo en condiciones atmosféricas de 278°K y 1.013 bar. (Kg/s)

Tipo de prueba: Prueba de velocidad constante					
a _____ R.P.M.					
Lectura Nº	R.P.M.	Lectura de la bas- cula (Kg)	Volúmen (cm ³)	tiempo	columna del agua del manó- metro. (mm)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Tabla V.2.1.

Tipo de prueba: Prueba de velocidad constante y carga variable

Gráfico V 21

Escala de prueba _____

Marca de motor _____

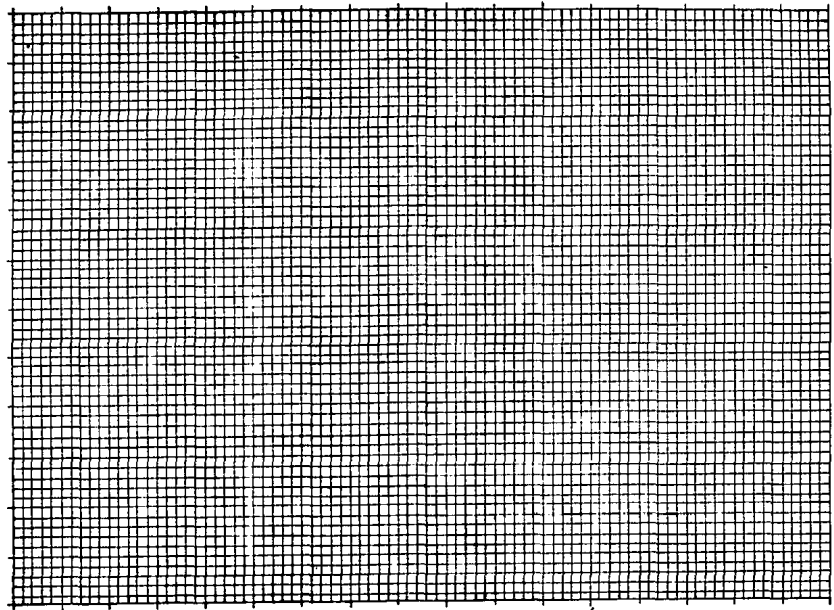
Diámetro de cilindro _____

Carga del pistón _____

Par de torsión (Nm) →

Rendimiento termico al freno →

Consumo específico de combustible (g/KWh) →



Potencia efectiva (Kw) →

Presión media (bar) →

Relación aire/combustible →

V.3.- Pérdidas por fricción.

Objetivo.

Al finalizar la práctica el alumno obtendrá la potencia de fricción para diferentes velocidades de giro del motor, extrapolando la línea Willan's, obtenida para cada velocidad en pruebas de velocidad constante.

Introducción.

Las pérdidas por fricción en un motor de combustión interna, representan la diferencia que existe con la potencia entregada a los cilindros por el fluido de trabajo (potencia indicada) y la potencia mecánica liberada por el motor (potencia efectiva).

$$P_f = P_i - P_e$$

Una parte de la potencia indicada desarrollada al quemarse el combustible y el aire no aparece como potencia efectiva, ya que se emplea en vencer la fricción en los cojinetes, pistones, bomba de aceite lubricante y elementos auxiliares como la bomba de agua, de enfriamiento, alternador y ventilador. Además en la inducción de la carga de aire combustible y en la expulsión de los gases de escape.

La potencia de fricción, es difícil de determinar experimentalmente por no haber un método directo para medirla y si haber variaciones entre las condiciones de funcionamiento y de prueba del motor.

Los métodos más comúnmente empleados para obtener con mucha aproximación las pérdidas por fricción en un motor son tres, -- siendo éstos:

- a) Obtención de la potencia de fricción por medio de un motor externo.

Este método es muy rápido y útil, se emplea cuando se dispone de un dinamómetro eléctrico, capaz de actuar como una fuente de potencia hacia el motor.

La prueba se realiza hasta que el motor se encuentre a las revoluciones y temperatura de operación, posteriormente se corta el encendido en el caso de motores de gasolina o reduciendo la cantidad de combustible totalmente en el caso de máquinas diesel y enseguida se procede a determinar la potencia requerida por el motor eléctrico, para que el motor gire a las mismas revoluciones.

Se considera que la potencia de fricción es igual a la potencia requerida por el dinamómetro eléctrico para condiciones particulares del motor, como temperatura de aceite, posición del acelerador, R.P.M., temperatura del agua, etc.

b) Obtención de la potencia de fricción empleando un diagrama-indicador.

Este método es únicamente válido cuando existen medios para obtener un diagrama de indicador exacto.

El diagrama indicador, obtenido, muestra la variación de la presión del cilindro con respecto a la carrera del pistón. El siguiente paso es calcular la presión media indicada, empleando algún método de sumatoria de áreas.

El objeto es determinar el área del diagrama de indicador (área encerrada entre las líneas de compresión y expansión). Dividiendo el área del diagrama por la longitud del mismo, da por resultado la altura media del diagrama, que representa a una escala correspondiente sobre el eje de presión del diagrama, la presión media indicada.

Asumiendo que la potencia de salida del motor puede ser medida al mismo tiempo que el diagrama indicador, la potencia de fricción se determina directamente por la diferencia :

$$P_f = P_i - P_e$$

c) Obtención de la potencia de fricción mediante la extrapolación de la línea Willan's.

Este método se aplica con mayor frecuencia a máquinas diesel, el cual consiste en trazar en un plano, el consumo de combustible a velocidad constante contra la potencia efectiva del motor.

Realizando un ajuste de los puntos de la gráfica por medio de mínimos cuadrados, da por resultado una línea recta. Extrapolando la línea a un consumo de combustible cero, produce una intersección con el eje horizontal, que puede ser tomado como una medida de la potencia de fricción.

Cuando se obtiene la potencia efectiva a velocidad constante, la potencia de fricción tiende a ser constante ó disminuye ligeramente para la velocidad dada.

Equipo empleado en la práctica.

a) Motor de combustión interna marca VAM (RAMBLER), 6 cilindros en línea.

b) Freno dinamómetro hidráulico marca HEENA & FROUDE, no-reversible, tipo DPX-1 con capacidad de 116 Kw a 5500 R.P.M.

c) Depósito de combustible de 27 litros de capacidad.

d) Depósito medidor de combustible graduado en 50 y 100 - c.c.

e) Báscula del dinamómetro con capacidad de 0-100 Kg.

f) Tacómetro electrónico marca CANDELLA TTC-105 operando a 220 volts y 60 Hz.

g) Cronómetro

h) Sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

Desarrollo de la práctica.

Esta prueba se realiza con el motor a velocidad constante con el objeto de obtener los datos necesarios para trazar la línea-Willian's y encontrar así la potencia de fricción.

1.- Realizar el procedimiento antes del arranque contenido en la sección IV.2.1.1.

2.- Realizar el procedimiento de arranque del motor como se indica en la sección IV.2.1.2.

3.- Se realizarán cuatro pruebas de velocidad constante - siendo éstas de 800, 1200, 1600 y 2000 R.P.M.

Para la primera prueba, se selecciona la velocidad más alta, para la segunda, la velocidad anterior y así sucesivamente hasta concluir.

4.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración hasta alcanzar la velocidad de prueba, simultáneamente darle carga al freno, girando el volante del mismo, en sentido horario al máximo.

5.- Se realiza la medición del consumo de combustible como se describe en la sección IV.5.1.

6.- Se realiza la toma de lecturas en el intervalo de tiempo que dura la medición del consumo de combustible de : del peso de la báscula, las R.P.M., el tiempo.

7.- Se procede a rellenar el nivel del recipiente de medición, abriendo la válvula de entrada de combustible, hasta que salga totalmente el aire por la válvula de entrada de combustible.

8.- Disminuir la carga del freno, girando el volante de éste en sentido antihorario, hasta que la báscula indique una dismi nución de 2 Kg, manteniendo la velocidad constante de la prueba.

9.- Repetir el procedimiento siguiendo los pasos a partir del inciso 5 al 8.

10.- Se finaliza la prueba hasta que el motor tenga una carga de freno de 0 Kg.

11.- Se repite el procedimiento de prueba para las veloci dades a partir del inciso 4 al 10.

12.- Anotar los valores de lectura en la tabla V.3.1. correspondiente a cada velocidad de prueba.

13.- Se realiza el procedimiento de paro del motor como se describe en la sección IV.2.1.3.

14.- Se procede al paro del freno dinamómetro hidráulico- descrito en la sección IV.3.1.

Cálculos a realizar.

El alumno realizará con los datos de la tabla de lecturas V.3.1. respectiva, los siguientes cálculos.

- a) Potencia efectiva
- b) Consumo de combustible
- c) Consumo específico de combustible
- d) Energía suministrada

- e) Presión media efectiva
- f) Presión media de fricción
- g) Presión media indicada
- h) Potencia indicada
- i) Potencia de fricción
- j) Rendimiento mecánico
- k) Rendimiento térmico indicado
- l) Rendimiento térmico al freno.

Obtención de curvas.

Con los cálculos anteriores, el alumno realizará las siguientes curvas, para cada prueba de velocidad constante empleando las gráficas V.3.1. y V.3.2. respectivamente.

- m) Consumo específico de combustible Vs presión media efectiva
- n) Rendimiento mecánico Vs presión media efectiva
- ñ) Rendimiento térmico indicado Vs presión media efectiva
- o) Rendimiento térmico indicado Vs presión media efectiva
- p) Potencia de fricción Vs R.P.M.

Secuencia de cálculos.

- a) Potencia efectiva.

Es la unidad de trabajo por unidad de tiempo que el motor

entrega en el volante del cigüeñal y se obtiene con la siguiente relación:

$$P_e = \frac{T \cdot \omega}{1000}$$

En donde:

P_e = es la potencia efectiva ó al freno. (Kw)

T = par de torsión (N m)

$T = m \cdot g \cdot d$

m = valor de la lectura en la báscula. (Kg)

g = fuerza de gravedad (m/s^2)

d = distancia del brazo de palanca.

$d = .3683$ m.

ω = velocidad angular = $\frac{2\pi N}{60}$ (1/s)

N = revoluciones por minuto (RPM)

b) Consumo de combustible.

Es el volúmen de combustible que el motor requiere por unidad de tiempo para su operación y se determina con los parámetros obtenidos en la tabla de lecturas V.3. respectiva y la siguiente relación:

$$c.c. = \frac{v_c \cdot \rho}{t} \cdot 3600$$

En donde:

c.c. = es el consumo de combustible (Kg/Hr)

V_c = volúmen consumido (Lt)

ρ = densidad del combustible (Kg/Lt)

t = tiempo de consumo (s)

c) Consumo específico de combustible.

Este parámetro muestra con que eficiencia el motor convierte el combustible en trabajo efectivo, el cual se obtiene con la siguiente relación:

$$C.E.C. = \frac{c.c.}{P_e}$$

En donde: C.E.C. = es el consumo específico (g/Kw Hr) de combustible.

c.c. = consumo de combustible (Kg/Hr)

P_e = potencia efectiva (Kw)

d) Energía suministrada.

Es la energía suministrada al motor por medio del combustible y se obtiene mediante la relación siguiente:

$$E.S. = \frac{(c.c.) (P.C.I.) (4.186)}{3600}$$

En donde:

c.c. = es el consumo de combustible. (Kg/Hr)

P.C.I. = poder calorífico inferior del combustible. (K cal/Kg)

e) Presión media efectiva.

Es la presión promedio que actuando sobre los pistones -- del motor, desarrolla una potencia equivalente a la obtenida en el freno y se calcula con la siguiente relación:

$$pme = \frac{(P_e) (60)}{L.A.n} \left(\frac{X}{N} \right)$$

En donde:

p.m.e. = es la presión media efectiva. (KN/m²)

P_e = Potencia efectiva (Kw)

L = Longitud de la carrera del pistón. (m)

A = área del cilindro (m²)

N = Revoluciones por minuto (RPM)

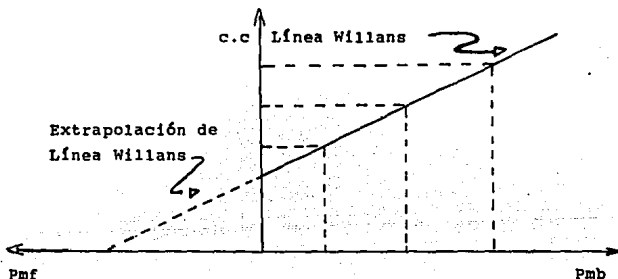
X = número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida por el pistón
2 para un motor de 4 tiempos y
1 para un motor de 2 tiempos.

n = número de cilindros

f) Presión media de fricción.

La presión media de fricción (p.m.f.) se obtiene a partir de extrapolar la línea Willans de la gráfica de consumo de combustible Vs presión media efectiva, en una prueba de velocidad constante.

Los resultados de la prueba, generan una línea recta, de tal manera que si se extrapola a un consumo de combustible cero, se produce una intercepción con el eje horizontal que corresponde a la presión media de fricción (p.m.f.) siendo constante en toda la prueba a velocidad constante.



g) Presión media indicada (p.m.i.)

Es la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la indicada, obteniéndose de la adición de la presión media efectiva de fricción, ésta última con valor absoluto.

$$p.m.i. = p.m.e. + p.m.f.$$

En donde:

p.m.i. = presión media indicada (KN/m²)

p.m.e. = presión media efectiva (KN/m²)

p.m.f. = presión media de fricción (KN/m²)

h) Potencia indicada.

Es la potencia desarrollada por el fluido de trabajo sobre el pistón en el interior del cilindro, y se obtiene con la siguiente relación:

En donde:

P_i = es la potencia indicada (Kw)

p.m.i. = presión media indicada (KN/m²)

L = Longitud de la carrera del pistón (m)

A = área del cilindro (m²)

N = revoluciones por minuto (R.P.M.)

X = Número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida por cilindro, dos para un motor de cuatro carreras y uno para un motor de dos carreras. (rev/carrera)

n = número de cilindros.

i) Potencia de fricción.

Es la potencia requerida para vencer el rozamiento entre

las partes mecánicas en movimiento, para realizar el trabajo de bombeo del fluido y para accionar los siguientes grupos de accesorios- como las bombas para el agua, el aceite, así como el ventilador y - alternador. Se obtiene a partir de la diferencia de la potencia indicada y la potencia efectiva.

$$P_f = P_i - P_e$$

En donde:

P_f = es la potencia de fricción (Kw)

P_i = potencia indicada (Kw)

P_e = potencia efectiva (Kw)

j) Rendimiento mecánico.

ES la razón entre la potencia efectiva, medida en el eje de salida del motor y la potencia indicada, es un indicador de la importancia de la pérdida de la potencia causada por los rozamientos y se obtiene con la siguiente relación:

$$m = \frac{P_e}{P_i} \times 100$$

En donde:

m = es el rendimiento mecánico (-)

P_e = potencia efectiva (Kw)

P_i = potencia indicada (Kw)

k) Rendimiento térmico indicado.

También llamado rendimiento termodinámico, es la razón entre la potencia indicada y el equivalente en potencia del calor consumido para obtenerla y se obtiene mediante la relación siguiente:

$$\eta_{ti} = \frac{P_i}{E.S.} \times 100$$

En donde:

$$\eta_{ti} = \text{rendimiento térmico indicado}$$

$$P_i = \text{es la potencia indicada} \quad (\text{Kw})$$

$$E.S. = \text{energía suministrada} \quad (\text{Kw})$$

l) Rendimiento térmico efectivo.

También denominado rendimiento total, es la razón entre la potencia útil en el eje motor y el equivalente a la energía térmica del combustible consumido.

En donde:

$$\eta_{te} = \frac{P_e}{E.S.} \times 100$$

En donde:

$$\eta_{te} = \text{rendimiento térmico efectivo} \quad (-)$$

$$P_e = \text{potencia efectiva} \quad (\text{Kw})$$

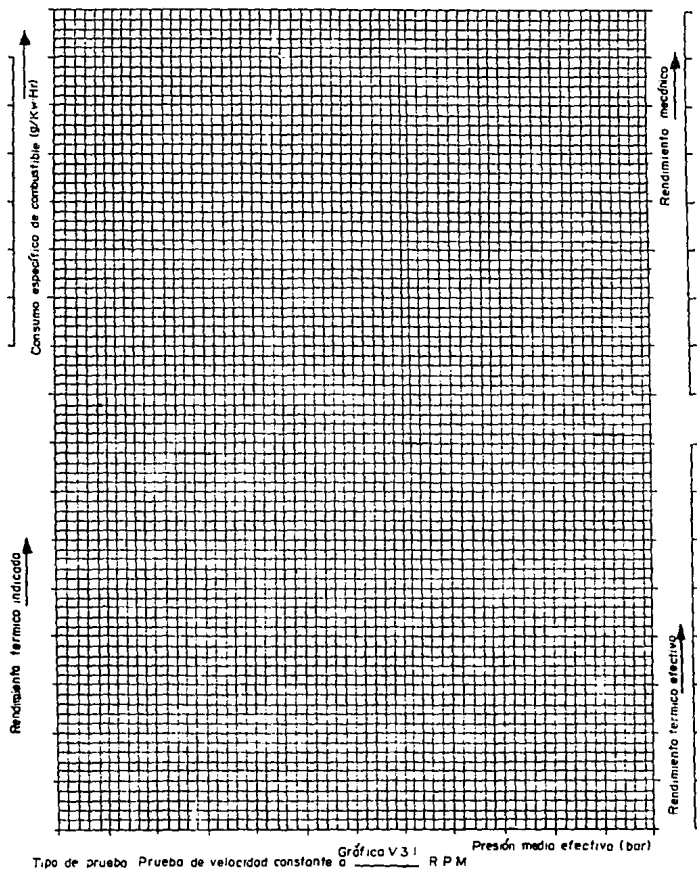
$$E.S. = \text{energía suministrada} \quad (\text{Kw}).$$

HOJA DE DATOS PARA ANALISIS DEL MOTOR.

Fecha de prueba_	Marca de motor_	Número de cilindros_
Número de tiempos_	Diámetro del cilindro_	Carrera del pistón_
Desplazamiento volumétrico_	Tipo de combustible_	Número de octanos_
Tipo de aceite_	Presión atmosférica_	Temperatura ambiente_

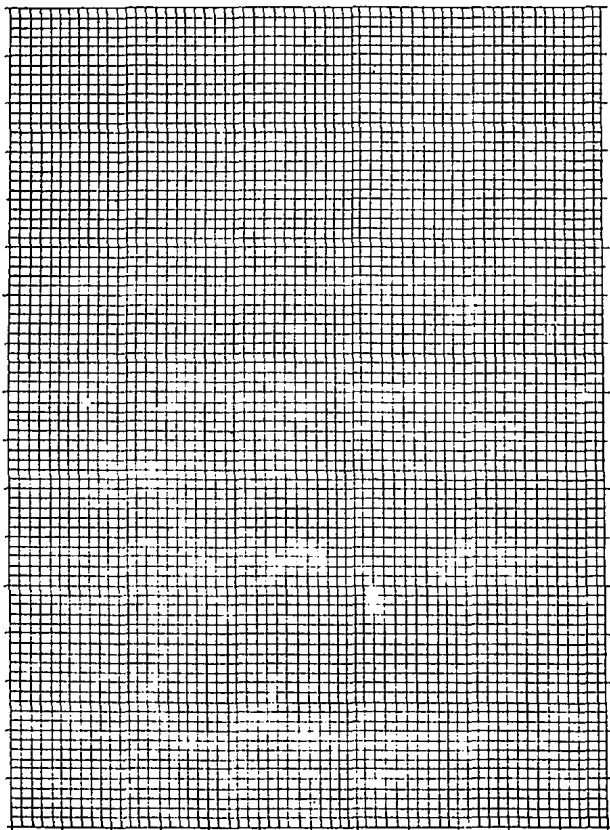
Tipo de prueba: Prueba de velocidad constante a _____ R.P.M.			
Lectura Nº	Lectura de la báscula	Volúmen consumido (cm ³)	Tiempo de consumo (s)
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Tabla V.3.1.



Fecha de prueba _____ Marca de motor _____ Diámetro del cilindro _____ Carrera del pistón _____

Potencia de fricción (Kw) ↑



Gráfica V32 RPM
Potencia de fricción para diferentes velocidades del giro del motor, obtenidas mediante pruebas de velocidad constante

Fecha de prueba _____ Marca de motor _____ Diámetro del cilindro _____ Carrera del pistón _____

V.4.- Análisis de gases de escape del motor de combustión interna-- mediante un equipo de Orsat.

Objetivo.

El alumno conocerá y aprenderá la operación de un anali--
zador de gases Orsat y además realizará un análisis de gases del mo--
tor de combustión interna.

Introducción.

En general el estudio de la combustión es de gran impor--
tancia para el ingeniero, dado que la mayoría de los ciclos de los
motores térmicos, el calor liberado en el proceso de combustión --
constituye la fuente de energía de la que el fluido de trabajo del
motor toma el calor.

El proceso de combustión es un proceso químico en el cual
los elementos ó compuestos (o bien ambos) contenidos en elevada pro--
porción en una sustancia que se denomina combustible, se combinan -
con el oxígeno del aire suministrado al proceso formando óxidos. Es
tos óxidos, junto con el nitrógeno del aire suministrado, forman --
los productos de la combustión (gases de escape).

Ya que la mayoría de los combustibles contienen altos por--
centajes de carbono (o de compuestos de carbono) e hidrógeno, los--
productos de la combustión están formados generalmente por los óxi--
dos de carbono y humedad.

El proceso total de combustión, por el que se libera ca--
lor, puede expresarse en forma simplificada como sigue:

Combustible+ Aire \longrightarrow Productos de la combustión + calor li--
berado.

La cantidad de calor liberado en un proceso de combustión
depende de la naturaleza del combustible (es decir, su composición
química) y del grado de oxidación de los constituyentes. Si el com--
bustible se quema sólo parcialmente, se obtiene una cantidad menor--
de calor. Desde el punto de vista económico es evidente que debe --
conseguirse la combustión completa de la sustancia combustible, aun--

que esto no se logra nunca en la práctica. Por medio del estudio de la combustión y sus procesos, el ingeniero ayudado por la experiencia, es capaz de controlar la mayoría de los procesos que se encuentran en la práctica, logrando alcanzar las mejores condiciones de operación.

Combustibles.

Un combustible es cualquier sustancia rica en material -- inflamable y puede ser sólido, líquido o gaseoso. Muchos combustibles son hidrocarburos; éstos combustibles contienen compuestos de hidrógeno y carbono y a veces pequeñas cantidades de otras sustancias, como por ejemplo: azufre.

Los elementos y compuestos que generalmente se encuentran en los combustibles, son:

Carbono

Hidrógeno

Compuestos de éstos dos, es decir, hidrocarburos y otros compuestos tales como monóxido de carbono.

Azufre

Nitrógeno

Oxígeno

Oxido de hidrógeno

Impurezas y materia incombustible.

Entre los combustibles sólidos el carbón es el más importante, existiendo diversos tipos, siendo éstos: la antracita que es un carbón duro, los carbones bituminosos siendo éstos carbones blandos. El lignito es una forma muy blanda de carbón (a veces llamado carbón pardo), mientras que la turba es una forma comprimida de vegetales descompuestos en zonas pantanosas.

Los combustibles líquidos son en su mayor parte hidrocarburos, pero pueden contener trazas de impurezas y de azufre. Los aceites ligeros incluyen las parafinas, naftalenos y aromáticos; el combustible que ordinariamente se emplea en los motores de encendido de chispa es una mezcla de éstos. Los aceites más pesados se emplean en los motores de encendido por compresión y otros combusti-

bles líquidos como el alcohol, se emplean como aditivos en ciertas gasolinas.

Los combustibles gaseosos, incluyen el gas natural, gas butano, propano, etc.

Combustibles para motores de combustión interna.

Los combustibles para los motores de combustión interna-- pueden clasificarse en : sólidos, gaseosos y líquidos.

a) Combustibles sólidos.

Los combustibles sólidos no pueden emplearse en su estado natural: las tentativas hechas para introducirlos pulverizados han puesto en evidencia graves inconvenientes funcionales, como el desgaste y la corrosión de los cilindros y atascamiento de las válvulas a causa de las cenizas que no pueden ser totalmente eliminadas.

Por ésto los combustibles sólidos se transforman en combustibles gaseosos en generadores especiales, llamados gasógenos. - Pueden someterse a este tratamiento la leña, el carbón de leña, el carbón de turba, el carbón de lignito y el carbón fósil ó de antracita. Pueden transformarse en combustibles líquidos cuando sea conveniente desde el punto de vista económico.

b) Combustibles gaseosos.

Los combustibles gaseosos pueden clasificarse en dos categorías: gases licuados y gases permanentes.

Los gases licuados son mezclas de hidrocarburos parafínicos (propano, butano) u olefínicos (propileno, butileno, isobutileno), que a temperatura normal pueden licuarse a una presión relativamente baja de aproximadamente 8 bar. a presión atmosférica están en estado gaseoso. Para uso en vehículos de transporte se les almacena en depósitos de acero ó de aleación ligera.

Los gases permanentes, encuentran escasa aplicación en -- vehículos automotores, siendo éstos: el metano natural ó artificial el gas de carbón (esencialmente compuesto de hidrógeno y metano) y

el gas de ciudad. Estos gases normalmente se comprimen en cilindros de acero especial a una presión de aproximadamente 200 bar.

El metano es mucho más difundido. Dificultades de producción industrial y otros inconvenientes obstaculizan por ahora el uso del metano líquido. El bajo poder calorífico (12,000 - 21,000 KJ/m³) limita el campo de utilización de los gases de carbón y del gas de ciudad a casos excepcionales.

c) Combustibles líquidos.

Constituyen la fuente principal de energía para los motores de combustión interna. Los más empleados son los derivados del petróleo. A veces, donde los derivados del petróleo no son disponibles, se recurre a combustibles similares obtenidos del carbón mediante procedimientos especiales, pero su costo resulta bastante más elevado.

Los principales tipos de combustibles líquidos son los hidrocarburos resultantes de la refinación del petróleo, además del benzol y los alcoholes.

Los hidrocarburos se diferencian entre ellos esencialmente por la volatilidad, es decir, por la tendencia a evaporarse y por lo tanto a mezclarse homogéneamente con el aire.

El combustible líquido empleado en los motores de encendido por chispa se denomina carburante y en él están incluidos las gasolinas (bencinas).

En los motores de encendido por compresión se emplean las naftas, que comprenden aceites medios y pesados provenientes de la destilación del petróleo crudo ó del alquitrán, llamados respectivamente gasóleos y naftas pesadas o naftas negras.

El keroseno (petróleo), puede considerarse intermedio entre los carburantes y las naftas.

El benzol y los alcoholes pueden ser clasificados como carburantes. Siendo el benzol un subproducto del carbón en su transformación en coke y consiste principalmente en benceno (C₆H₆). Tiene buen poder antidetonante, pero un poder calorífico inferior al -

de la gasolina. Se emplea cuando y donde escasea la gasolina y abunda el carbón fósil.

Los alcoholes tienen una composición similar a la de los hidrocarburos pero contienen en sus moléculas átomos de oxígeno. -- Tienen buen poder antidetonante, pero poder calorífico bajo. En casos especiales se emplean mezclados con la gasolina, sobre todo el alcohol metílico ó metanol ($\text{CH}_3\text{-OH}$), y el alcohol etílico ó etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{-OH}$)

Pruebas para análisis de gases de escape.

Los gases de escape se analizan para obtener datos sobre el desarrollo de la combustión que generalmente pueden aportar mejoras relativas a la carburación o a la inyección de combustible, el encendido, la geometría de la cámara de combustión, la distribución de la mezcla y en consecuencia reducir los componentes nocivos que comúnmente se llaman emisiones.

a) Prueba Visual.

Mediante un exámen visual de las llamas que salen de los tubos de escape, se obtiene una buena aproximación sobre la dosificación de la mezcla para cada cilindro. Este exámen se realiza durante la prueba de los motores de aviación, empleando un tubo corto de escape en cada lumbrera. La relación entre la dosificación de la mezcla y el color de la llama en el escape, es el siguiente:

mezcla excesivamente rica.....llama rojiza, a veces con bocanadas de humo
mezcla correcta.....llama larga de color azul
mezcla pobre.....llama más corta tendiente al blanco.

b) Pruebas térmicas.

Consisten principalmente en la medición de la temperatura del gas, siendo ésta mayor, cuando se prolonga el tiempo de combustión así como el avance de encendido.

c) Análisis químico y químico/físico.

Permiten evaluar la manera precisa el grado de aprovechamiento del combustible y las emisiones nocivas.

Si la combustión fuese completa, el gas de escape estaría compuesto por CO_2 , H_2O y N_2 . En la práctica la combustión no es nunca completa a causa de deficiencias derivadas de la construcción -- del motor y por el hecho de que las ecuaciones de equilibrio de las reacciones de combustión, están relacionadas con la temperatura.

En el escape, además de los gases antes mencionados se encuentran, monóxido de carbono (CO), hidrocarburos no quemados (HC), óxidos de nitrógeno (NO_x), hidrógeno (H_2), Oxígeno (O_2) y otros componentes como bióxido de azufre (SO_2), sales de plomo, etc. Su porcentaje está en función sobre todo de la razón de la mezcla aire/combustible, así como el tiempo de encendido, la temperatura del aire-aspirado, etc.

Por medio de un equipo Orsat, se pueden determinar las -- concentraciones de los componentes de los gases de escape. En el -- que un volúmen de gas a analizar, contenido en una bureta graduada, se hace pasar sucesivamente a unos recipientes que contienen sustancias absorbentes como la potasa cáustica (KOH) para el CO_2 , piragolol $\text{C}_6\text{H}_3(\text{OH})_3$ para el O_3 y una solución amoniacal de cloruro de cobre para el CO , mediante maniobras de una botella con agua.

El volúmen de cada componente se mide por diferencia, haciendo volver después de cada absorción, el gas no absorbido a la -- bureta.

El procedimiento es largo y solo realizable en laborato-- rios.

Equipo empleado.

- a) Motor de combustión interna, marca VAM (RAMBLER), 6 cilindros en línea.
- b) Freno dinamómetro hidráulico marca HEENA & FROUDE, no reversible, tipo DPX-1 con capacidad de 116 Kw a 5500 R.P.M.
- c) Depósito de combustible
- d) Depósito medidor de combustible, graduado en 50 y 100 c.c.
- e) Tacómetro electrónico marca CANDELLA TTC-105 operando a 220 Volts y 60 Hz.
- f) báscula del dinamómetro con capacidad de 0-100 Kg.
- g) Cronómetro
- h) Analizador de gases Orsat de tres pipetas
- i) Sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

Desarrollo de la práctica.

- 1.- Realizar el procedimiento antes del arranque contenido en la sección IV.2.1.1.
- 2.- Realizar procedimiento de arranque del motor indicado en la sección IV.2.1.2.
- 3.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración hasta que el motor tenga una velocidad de 1500 R.P.M. sin carga de freno.
- 4.- Se realiza la medición del consumo de combustible, como se des-

cribe en la sección IV.5.1.

5.- Se realiza la toma de lecturas en el intervalo de tiempo que dura la medición del consumo de combustible de : la fuerza de la báscula. las R.P.M., el tiempo, así como de la muestra de gases de escape, mediante el equipo Orsat, cómo se indica en la sección IV.II.1

6.- Se procede a rellenar el nivel de combustible, hasta que salga totalmente el aire para la válvula de purga y cerrar ésta.

7.- Se le da una carga al freno de 10 Kg girando el volante de éste en sentido horario, manteniendo la misma abertura del acelerador.

8.- Repetir el procedimiento siguiendo los pasos a partir del inciso 4 al 6.

9.- Anotar los valores de lectura en la tabla V.4.1.

10.- Se realiza el procedimiento de paro del motor como se describe en la sección IV.2.1.3.

11.- Se procede al paro del freno dinamómetro hidráulico descrito - en la sección IV.3.1.

Cálculos a realizar.

A partir del análisis volumétrico de los gases de escape del motor de combustión interna, el alumno obtendrá:

a) La composición del combustible a partir de los valores obtenidos del equipo Orsat y establecer la ecuación equilibrada.

b) La relación aire/combustible

c) La masa de carbón y de hidrógeno por kilogramo de combustible

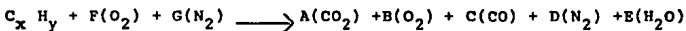
- d) El porcentaje de aire teórico en base de masa
- e) La masa de H_2O/Kg de combustible en el escape
- f) La presión parcial y el punto de rocío del H_2O en el escape ca--
liente.

Secuencia de Cálculos.

a) Composición del combustible.

Este cálculo se aplica a hidrocarburos $C_x H_y$ de composi--
ción no conocida, el cual se supone que el combustible solo contie--
ne carbono e hidrógeno y muy pequeñas cantidades de O_2 , S y N_2 .

Se obtiene mediante la ecuación de combustión para 100 --
moles de producto seco.



Balance de materiales:

Balance de Nitrógeno:

$$G = D \quad \text{moles de } N_2$$

Balance de Oxígeno:

De la composición del aire se tiene:

$$79/21 = 3.76 \text{ moles de } N_2/\text{mol de } O_2$$

$$G/3.76 = F \quad \text{moles de } O_2$$

$$2(F) = 2(A) + 2(B) + C + E$$

$$E = 2(F) - 2(A) - 2(B) - C \quad \text{moles de } H_2$$

Balance del Carbono:

$$x = A + C$$

Balance del Hidrógeno:

$$y = 2 (e)$$

Los valores x , y , dan la composición del combustible $C_x H_y$

Sustituyendo los valores A, B, C, D, E, F y G en la ecuación química se obtiene la ecuación equilibrada.

en donde:

% CO_2 - A _____ número de moles del CO_2

% O_2 - B _____ número de moles del O_2

% CO - C _____ número de moles del CO

% N_2 - D _____ número de moles del N_2

E _____ número de moles del H_2O

F _____ número de moles de O_2 del reactivo

G _____ número de moles de N_2 de reactivo.

B) Relación aire/combustible R a/c

Se determina a partir de sus pesos moleculares del combustible y del aire.

$$R \text{ a/c} = \frac{(F + G) (M \text{ aire})}{x (MC) + y (MH)}$$

en donde:

F _____ número de moles de O_2 de reactivos

G _____ número de moles de N_2 de reactivos

x _____ número de moles de carbono

y _____ número de moles de Hidrógeno

P M aire _____ peso molecular del aire

P M C _____ peso molecular del carbón

P M H _____ peso molecular del Hidrógeno.

C) La masa del carbono y del hidrógeno por kilogramo de combustible.

Para el carbono

$$m_C = \frac{x (M C)}{x (M C) + y (M H)}$$

Para el Hidrógeno

$$m_H = \frac{y (M H)}{x (M C) + y (M H)}$$

en donde:

m_C = masa del carbono

m_H = masa del Hidrógeno

x = número de moles del carbono

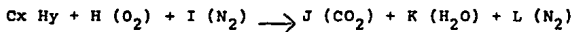
y = número de moles del Hidrógeno

M_C = peso molecular del carbono

M_H = peso molecular del Hidrógeno.

d) Porcentaje de aire teórico en base de masas.

El aire teórico se determina a partir de la ecuación teórica de la combustión y de los valores x, y del combustible.



en donde:

$$J = x \quad \text{moles de } CO_2$$

$$K = y/2 \quad \text{moles de } H_2O$$

$$H = \frac{2(J) + K}{2} \quad \text{moles de } O_2$$

$$I = H (3.75) \quad \text{moles de } N_2$$

Relación aire/combustible teórica.

Se obtiene con la masa de aire teórica y la masa del combustible.

$$R \text{ a/c teórica} = \frac{(H+I) (M \text{ aire})}{x(MC) + y (MH)} \quad \text{Kg de aire/Kg de combustible.}$$

$$R \text{ a/c teórica} = \frac{(H+I) (M \text{ aire})}{x (MC) + y (MH)} \quad \text{Kg de aire/Kg de combustible.}$$

en donde:

H = número de moles de O_2

I = número de moles de N_2

M aire = peso molecular del aire

MC = peso molecular del carbón

MH = peso molecular del Hidrógeno.

$$\% \text{ de aire teórico} = \frac{R \text{ a/c real}}{R \text{ a/c teórica}} \times 100$$

e) masa de H_2O /Kg de combustible del escape.

Se obtiene a partir del número de moles de agua (E) de la ecuación equilibrada (inciso a)

$$H_2O/C = \frac{E (M H_2O)}{m_C} \quad \text{Kg de } H_2O/\text{Kg de combustible}$$

en donde:

H_2O/C = masa de agua/masa de combustible

E = es el número de moles de H_2O

M H_2O = peso molecular del agua

m_C = masa de combustible

$m_C = x (MC) + y (MH)$

f) La presión parcial, se obtiene a partir del porcentaje volumétrico del Orsat. En los gases calientes, el H_2O no se condensa, siendo su porcentaje

$$B_{H_2O} = (R) \times 100$$

$$P_{H_2O} = (R) \text{ (p. atm)} \quad \text{bar abs}$$

B_{H_2O} = porcentaje volumétrico de agua

$$R = E / (A+B+C+D+E)$$

p. atm = presión atmosférica bar

p. H_2O = presión parcial del vapor de agua

La temperatura del punto de rocío se obtiene con tablas - de vapor a la presión de p. H_2O .

V.5.- Balance de energía.

Objetivo.

El alumno realizará un balance de energía, del motor de combustión interna, empleando para ésto el banco de pruebas para motores así como el analizador de gases Orsat.

Introducción.

La capacidad de un motor de combustión interna para producir trabajo, a partir de la energía térmica de combustible, puede hacerse conociendo el rendimiento térmico, el cual indica la proporción de energía suministrada que se ha aprovechado como trabajo, el resto de ésta energía que no ha sido aprovechada como trabajo se conoce como energía perdida en lo que concierne a realizar trabajo, una vez que han sido igualadas a las del ambiente las propiedades que tenía el fluido al ser expulsado.

Estudiando éstas pérdidas y su naturaleza, el ingeniero puede aumentar el rendimiento de un motor ó de una instalación térmica, por el conocimiento de la exacta distribución del calor perdido.

El balance de calor en un motor de combustión ó en una instalación térmica, la energía saliente del motor, se iguala con la suministrada al mismo. Los distintos valores se pueden ordenar en una tabla similar a la utilizada en un balance comercial, considerando al activo como la energía saliente y la energía entrante como el pasivo.

En el activo se incluye la energía en forma de trabajo mecánico obtenido en el volante del cigüeñal, el calor expulsado con los gases de escape y con el refrigerante y las pérdidas por radiación, mientras en el pasivo se considera la energía suministrada por el combustible y al equipo auxiliar en general. El motor puede representarse como se muestra en la fig.V.5.1.

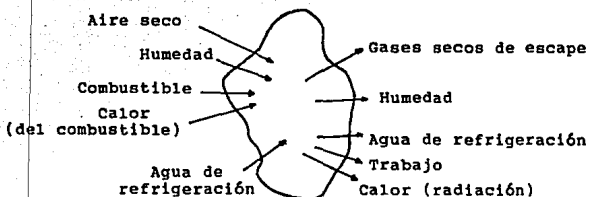


Fig. V.5.1 Sistema constituido por el motor.

En la ecuación de energía para el sistema de flujo, deben considerarse todos los fluidos entrantes y salientes, cada uno de ellos tiene energía potencial, cinética e interna, mientras que en el caso de los combustibles y otros productos de la combustión debe tenerse en cuenta la energía química. Las energías cinética y potencial se pueden despreciar sin mucho error.

Equipo empleado en la práctica.

- a) Motor de combustión interna, marca VAM (RAMBLER), 6 cilindros en línea.
- b) Freno dinámometro hidráulico marca HEENA & FROUDE no reversible, tipo DPX-1 con capacidad de 116 Kw a 5500 R.P.M.
- c) Depósito de combustible de 27 litros de capacidad.
- d) Depósito medidor de combustible graduado en 50 y 100c.c.
- e) Báscula del dinámometro con capacidad de 0-100 Kg.
- f) Tacómetro electrónico marca CANDELLA TTC-105 operando

a 220 Volts y 60 Hz.

g) Indicador electrónico de temperatura marca VASA y termopares de 0-100 °C

h) Cronómetro

i) Analizador de gases Orsat

j) Sistema de agua de enfriamiento del laboratorio.

Desarrollo de la práctica.

Para el balance de energía del motor de combustión interna, se establecerán las siguientes hipótesis simplificadoras:

1.- Las variaciones de energía potencial son despreciables

2.- Las variaciones de energía cinética son despreciables

3.- La combustión es completa (si el motor trabaja con una mezcla rica, se deberá tener en cuenta la entalpía de combustión de los productos como en el caso del CO).

La ecuación de la energía para un sistema con circulación en régimen estacionario aplicada al sistema de la fig. V.5.1. es -- la siguiente:

$$\begin{aligned} m_a H_a + m_{m1} H_{m1} + m_f H_f + m_c H_{c1} + m_f (PC) = \\ = m_{de} (H_{de} + PC_{de}) + m_{m2} H_{m2} + m_c H_{c2} + W + Q_R \end{aligned}$$

en donde:

m = masa

H = entalpía específica

PC = poder calorífico

W = trabajo

Q = calor transferido.

y el significado de los sub-índices es:

a = aire seco entrante

m_1 = humedad entrante

f = combustible

c_1 = refrigerante entrante

c_2 = refrigerante saliente

de = productos secos de escape

m_2 = humedad del escape

R = radiación.

Representando en forma tabular la ecuación anterior, se tiene:

Energía entrante (pasivo)	Energía saliente (activo)
<ul style="list-style-type: none"> - con el aire seco - con la humedad - con el combustible - potencia calorífica del combustible - con el refrigerante 	<ul style="list-style-type: none"> - calor como trabajo - con los productos secos del escape - con la humedad del escape - radiación - con el refrigerante.

Tomando H_a , H_{m1} y H_f como nivel cero, la ecuación de energía se convierte en:

$$m_f(PC) + m_c H_{c1} = m_{de}(H_{de} + PC_{de}) + m_{m2} H_{m2} + m_c H_{c2} + W + Q_R$$

La cual puede referirse a la unidad de masa de combustible o a la unidad de tiempo y se representa en la siguiente tabla:

Energía entrante (pasivo)		Energía saliente (activo)	
En el combustible	$m_f(PC)$	- Como trabajo en el volante	W
		- en el refrigerante	$m_c(H_{c2} - H_{c1})$
		- en los productos secos.	$m_{de}(H_{de} + PC_{de})$
		- en la humedad	$m_{m2} H_{m2}$
		- como radiación	Q_R

donde las temperaturas de H_{de} , H_{m2} y el poder calorífico están por encima de la temperatura ambiente del laboratorio (la cual se toma como temperatura de referencia)

Los procedimientos para la toma de lecturas requeridas para el balance de energía es el siguiente:

1.- Realizar el procedimiento antes del arranque contenido en la sección IV.2.1.1.

2.- Realizar el procedimiento de arranque del motor como se indica en la sección IV.2.1.2.

3.- Abrir lentamente la mariposa de aceleración hasta alcanzar la velocidad 1500 R.P.M. simultáneamente darle carga de freno, girando el volante del mismo, en sentido horario hasta que tenga la carga de 8 Kg.

4.- Se realiza la medición del consumo de combustible como se describe en la sección IV.5.1.

5.- Se realiza la toma de muestra de gases mediante el equipo Orsat como se indica en la sección IV.11.1. así como las lecturas de las R.P.M., el peso de la báscula, presión en los manómetros, temperatura en el escape, temperaturas de entrada y salida de agua de refrigeración del motor, temperatura ambiente. Las lecturas se deberán realizar en el intervalo de tiempo que dura la medición del consumo de combustible.

6.- Anotar los valores de lectura en la tabla V.5.1.

7.- Realizar el procedimiento de paro del motor como se indica en la sección IV.2.1.3.

8.- Se procede al paro del freno dinamómetro hidráulico descrito en la sección IV.3.1.

Cálculos a realizar.

Con los datos de la tabla V.5.1., el alumno realizará los siguientes cálculos, con el fin de obtener el balance de energía á-
ra un minuto de operación del motor de combustión interna.

- 1.- Energía suministrada
- 2.- Energía en el refrigerante
- 3.- Energía en los gases secos de escape
- 4.- Energía en el vapor de agua presente en los gases de escape.
- 5.- Potencia al freno
- 6.- Energía como radiación.

Secuencia de cálculos

- 1.- Energía suministrada al motor por el combustible.

$$E.S = (c.c.)(P.C.I.)(4.186) \quad (\text{KJ/min.})$$

En donde:

$$c.c. = \text{consumo de combustible} \quad (\text{Kg/min})$$

$$c.c. = \frac{V_c \cdot \rho}{t}$$

$$V_c = \text{volumen consumido} \quad (\text{Lt})$$

$$\rho = \text{densidad del combustible} \quad (\text{Kg/Lt})$$

t = tiempo de consumo (min)

P.C.I. = poder calorífico inferior del combustible (KJ/Kg)

2.- Energía en el refrigerante del motor.
(incremento de entalpía en el refrigerante)

$$\dot{m}_c (H_{c2} - H_{c1}) = \dot{m}_w \cdot C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{Kg/min})$$

En donde:

\dot{m}_w = caudal másico de agua (Kg/min)

C_p = calor específico del agua (KJ/Kg °K)

T_2 = temperatura de refrigerante a la salida (°K)

T_1 = temperatura del refrigerante a la entrada (°K)

3.- Energía en los gases secos de escape.
(incremento de entalpía de los gases secos sobre el valor de referencia).

$$\dot{m}_{de} (H_{de} + PC_{de}) = \dot{m}_g \cdot C_{pg} (T_5 - T_a) \quad (\text{KJ/Kg})$$

En donde:

\dot{m}_g = masa de gases secos/Kg de combustible (Kg/Kg)

C_{pg} = calor específico medio de los gases de escape (KJ/Kg °K)

T_5 = temperatura de los gases de escape ($^{\circ}\text{K}$)

T_a = temperatura de referencia (ambiente) ($^{\circ}\text{K}$)

Para calcular el valor específico medio de los gases de escape, así como la masa de gases secos/Kg de combustible se hace necesario llenar la tabla V.5.2. siguiente:

1	2	3	4	5	6	7
	moles n	M	$n M$	masa de Carbón	C_p	$nM C_p$
CO ₂				-		
O ₂				-		
CO				-		
N ₂				-		
Total	100.0	-			-	

tabla V.5.2. gas seco de escape.

La columna 2 de la tabla es el resultado del análisis volumétrico de los productos secos, la cual se considera como composición molar.

La columna 3 recoge los pesos moleculares M .

La columna 4 es el resultado de multiplicar el número de moles por el peso molecular, el total de la columna 4, es la masa de un mol de mezcla (peso molecular de la mezcla)

La columna 5 muestra la masa de carbón presente en CO₂ y el CO y se obtiene de la siguiente forma:

$$\text{Masa de carbón} = \frac{n}{M} \times n M$$

La columna 6 da los valores de C_p para cada producto obtenidos de las tablas de gas a la temperatura del gas de escape menos

la de referencia ($T_5 - T_a$)

La columna 7 se obtiene multiplicando los números de la columna 6 por los correspondientes de la columna 4

El C_p medio de los gases se calcula con los totales de la columna 7 y 4

$$C_p \text{ medio} = \frac{\sum(nM \cdot C_p)}{\sum(nM)} \quad (\text{KJ/Kg} \cdot \text{K})$$

La masa de los gases de escape secos/Kg de combustible se obtiene con los totales de la columna 4, 5 y el porcentaje de carbono en el combustible.

$$\dot{m}_g = \frac{\sum(nM)}{\sum(\text{masa de carbono})} \quad (\text{Cc}) \quad \text{Kg gases secos/Kg de combustible.}$$

C_c = a la cantidad de carbono en peso de combustible obtenido a partir de la composición de combustible $C_x H_y$

$$C_c = \frac{(x)(M_c)}{(x)(M_c) + (y)(M_H)}$$

en donde:

(M_c) y (M_H) son los pesos moleculares del Carbono y del Hidrógeno respectivamente.

Incremento de entalpía de los gases

$$\dot{m}_g \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{KJ/Kg combustible}$$

donde:

\dot{m}_g = masa de gases secos

C_p = calor específico medio de los gases

ΔT = Diferencia de temperaturas (temperatura de los gases
- temperatura de referencia).

Incremento de entalpía para 1 minuto.

$$(\dot{m} \text{ g} \cdot C_p \cdot \Delta T) \text{ (C.C.)} \quad \text{(KJ/min)}$$

en donde:

$$(\dot{m} \text{ g} \cdot C_p \cdot \Delta T) = \text{incremento de entalpía (KJ/Kg combustible)}$$

$$\text{C.C.} = \text{consumo de combustible} \quad \text{(Kg/min)}$$

4.- Energía en los gases húmedos.

(Incremento de energía en el vapor)

$$\dot{m} v (\Delta h)$$

en donde:

$$\dot{m} v = \text{masa del vapor} \quad \text{(Kg de vapor/Kg de combustible)}$$

$$\Delta h = (h_g - h_f) \text{ diferencia de entalpías (KJ/Kg vapor)}$$

$\dot{m} v$ se obtiene a partir del número de moles de agua en los productos y la composición del combustible ($C_x H_y$)

$$\dot{m} v = \frac{(n \text{ agua}) (M \text{ agua})}{(x) (M_C) + (y) (M_H)}$$

en donde:

(M_C) y (M_H) son los pesos moleculares del Carbono y del -
Hidrógeno respectivamente.

h_f = entalpía del líquido @ T_a

h_g = Entalpía del vapor @ T_5 y presión atmosférica.

Incremento de entalpía para un minuto de operación.

$$\dot{m} v (\Delta h) \cdot C.C. \quad (KJ/min)$$

donde:

$\dot{m} v (\Delta h)$ = incremento de entalpía del vapor (KJ/Kg com-
bustible)

C.C. = consumo de combustible (Kg/min)

5.- Energía como potencia al freno.

$$W = P_f \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \quad (KJ/min)$$

en donde:

P_f = potencia al freno (Kw)

$$P_f = \frac{F \cdot N}{K}$$

F = carga aplicada al freno (N)

N = revoluciones por minuto (R.P.M.)

K = 25928.038 constante de freno.

6.- Energía por radiación (Q_r)

$$Q_r = E. S - \left[W + (\dot{m} v) (\Delta h) (C.C) + (\dot{m} g \cdot c_p \cdot \Delta T) (C.C) + \dot{m}_r \cdot c_p \cdot \Delta T \right] \quad (\text{KJ/min}).$$

Los resultados obtenidos se agrupan en la tabla V.5.3.

Energía entrante (pasivo)	KJ	Energía saliente (activo)	KJ
Combustible		<ul style="list-style-type: none"> - Potencia al freno - Agua de refrigeración - Gases secos de escape - Vapor de agua en gases de escape - Radiación (pérdidas por) 	
Total		Total	

Tabla V.5.3. balance de energía.

Concepto	Símbolo	Unidades	Lectura
revoluciones por minuto	R.p.m.	rev/min.	
lectura de la báscula	m	Kg	
Temp. agua de enfriamiento de entrada	T ₁	°C	
Temp. agua de enfriamiento de salida	T ₂	°C	
Temp. de los gases	T ₅	°C	
Temp. ambiente	T _a	°C	
tiempo	t	s	
Volúmen de combustible consumido	v	cm ³	
Presión atmosférica	P _a	cm Hg	
% de bióxido de carbono	CO ₂	%	
% de Oxígeno	O ₂	%	
% de monóxido de carbono	CO	%	
% de nitrógeno	N ₂	%	

Tabla V.5.1 Lecturas.

CONCLUSIONES.

Conforme a la finalidad del presente trabajo de auxiliar al instructor y al estudiante con la información necesaria para la operación del equipo, así como las prácticas que se pueden realizar con el motor, se ha desarrollado cada capítulo en forma simple y --objetiva, la cual facilita el acceso a esta información. Las prácticas implementadas han sido elaboradas para enriquecer los conocimientos adquiridos en las materias que contemplan el tema de motores de combustión interna, tales como:

Termodinámica Aplicada: (tema III, sistemas termodinámicos)

Máquinas de desplazamiento positivo: (tema III, motores de combustión interna).

Termodinámica: (tema VI, Motores de Vapor y de Combustión interna).

Laboratorio de Máquinas Térmicas: (tema VI, Motores de encendido por chispa).

Las prácticas no pretenden en ningún momento sustituir a la materia teórica, sino que son un complemento de esta.

Se recomienda que las prácticas se impartan en el orden en que han sido presentadas, pero en caso de que se requiera realizar alguna en especial, las prácticas tienen la información necesaria para llevarse a cabo y concluirse sin importar el orden.

Al realizar las prácticas, el alumno reafirmará la teoría con mayor facilidad mientras trabaja con el equipo de pruebas, cuando examina partes y componentes del motor, así como poner en marcha el motor, realizando ajustes pertinentes y evaluarlo, comprobando a cada paso los principios teóricos correspondientes.

Aprendiendo a medir con el equipo de pruebas, el par de - rotación, las revoluciones por minuto, el consumo de aire y combustible, calculando en base a estos datos diversos valores de operación

Al realizar las cinco prácticas presentadas en este trabajo, el alumno habrá realizado una prueba total del motor y un análisis completo de su funcionamiento. De tal manera que este habrá - adquirido los conocimientos necesarios para probar y evaluar cualquier máquina de combustión interna de encendido por chispa.

- Norris &Therkelsen
Heat Power
Mc. Grav Hill New-York, 1960.
- Obert F. Edward
Motores de Combustión Interna
Editorial CECSA México, 1986.
- San Pedro Roberto
Motores de explosión.
Librería Mitre Argentina, 1974.
- Smith H.J.
Harris J.W.
Termodinámica para Ingenieros.
Ediciones URMO Bilbao(España)
- Severens W.H.
Energía mediante Vapor, Aire ó Gas
Editorial Reverte México, 1980.
- Van Wylen /Gordon J
Fundamentos de Termodinámica
Editorial Limusa México, 1979.