



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

**ANALISIS DE FALLAS EN TURBOCARGADORES
APLICADOS A MOTORES DE COMBUSTION
INTERNA.**

T E S I S
Para Obtener el Título de:
Ingeniero Mecánico Electricista
Rodolfo Bermúdez Guerrero



MEXICO, D. F.

1983.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

- C O N T E N I D O -

INTRODUCCION

1.-	ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR RECIPROCANTE DE COMBUSTION INTERNA	
1.1.-	ESTRUCTURA BASICA.....	1
1.2.-	SISTEMAS COMPLEMENTARIOS PARA LA OPERACION.....	20
1.2.1.	SISTEMAS PARA EL SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE.....	20
1.2.2.	SISTEMAS DE ENCENDIDO.....	38
1.2.3.	SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.....	56
1.2.4.	SISTEMAS DE ESCAPE.....	60
1.2.5.	SISTEMAS DE LUBRICACION.....	62
2.-	PRINCIPIO DE OPERACION Y BALANCE ENERGETICO DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	
2.1.	PRINCIPIO DE OPERACION.....	64
2.2.	DIFERENCIAS ENTRE LOS CICLOS TEORICO Y REAL.....	74
2.3.	RENDIMIENTOS Y BALANCE ENERGETICO DE UN MOTOR CON ASPIRACION NATURAL Y TURBOCARGADO.....	86

2.4.-	CARACTERISTICAS DE LOS COMBUSTIBLES Y EFECTO EN EL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR.....	107
3.-	ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE UN TURBOCARGADOR.....	119
4.-	CONSECUENCIAS DERIVADAS DE LA INSTALACION DE UN TURBOCARGADOR EN UN MOTOR QUE NO HA SIDO DISEÑADO PARA ELLO.....	145
5.-	FALLAS QUE SE PRESENTAN EN UN TURBOCARGADOR Y MANTENIMIENTO.....	168
5.1.-	FALLAS EN EL COMPREDOR.....	169
5.2.-	FALLAS EN EL ALOJAMIENTO DE FLECHA Y COJINETES.....	180
5.3.-	FALLAS EN LA TURBINA.....	191
5.4.-	MANTENIMIENTO.....	197
5.5.-	SISTEMA PARA EL DIAGNOSTICO DE FALLAS.....	200
-	CONCLUSIONES. -.....	211
-	BIBLIOGRAFIA -	216

- I N T R O D U C C I O N -

Este trabajo, se ha preparado para quienes iniciarán sus actividades profesionales en el área de motores, vehículos, transportes o autopartes, y que de una u otra manera estarán vinculados con el uso, cuidado y aplicación de turbocargadores. Su finalidad es ayudarles a crear una imagen general y lo más completa posible de lo que es un turbocargador, las fallas que presenta en su operación y los programas de mantenimiento, además de las ventajas y problemas que acarrea su instalación en un motor de combustión interna.

Los motores empleados en vehículos para transporte terrestre o marino, plantas industriales y maquinaria para construcción, deben cumplir con dos características básicas; proporcionar máximo rendimiento y durabilidad así como mínima emisión de gases contaminantes y ruidos, todo ello a bajo costo. Una forma de hacer frente a estos requerimientos es sobrealimentando el motor, mediante el empleo de un turbocargador. En México aproximadamente la mitad de los motores a diesel están equipados con turbocargadores, especialmente los modelos grandes empleados en tractocamiones pesados, autobuses de pasajeros y maquinaria para la construcción.

Los turbocargadores no son nada nuevo, -- han existido desde principios de 1910 en gigantes cas instalaciones a diesel y motores de aviones, -- pero nunca han constituido parte integrante de un motor de combustión interna en una línea de pro -

ducción en serie. Desde 1960 aparecieron con mayor frecuencia como parte de algunos autos, camiones y máquinas para construcción. Sin embargo ya han transcurrido los años de experimentación y los motores turboalimentados son bastante más sofisticados que los concebidos originalmente. Hasta la fecha los turboalimentadores suelen ser la respuesta a las preguntas que se refieren al incremento de potencia sin descuidar rendimiento, durabilidad y costo, pues los equipos de velocidad tradicionales aumentan la potencia a expensas de la eficiencia del motor y el turbocargador mejora la eficiencia aprovechando la energía que de otra forma se desperdiciaría, para impulsar un sistema que aumenta la potencia del motor.

ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

1.1.- ESTRUCTURA BASICA.-

El motor como fuente de energía mecánica, transforma la energía generada por la combustión de un carburante que puede ser: gasolina, alcohol, gas natural o aceite pesado (diesel). Cuando el carburante empleado es alguno de los tres primeros, se requiere una chispa para su encendido y el motor se denomina encendido por chispa, o bien cuando el combustible es aceite pesado (diesel) se tiene un motor encendido por compresión.

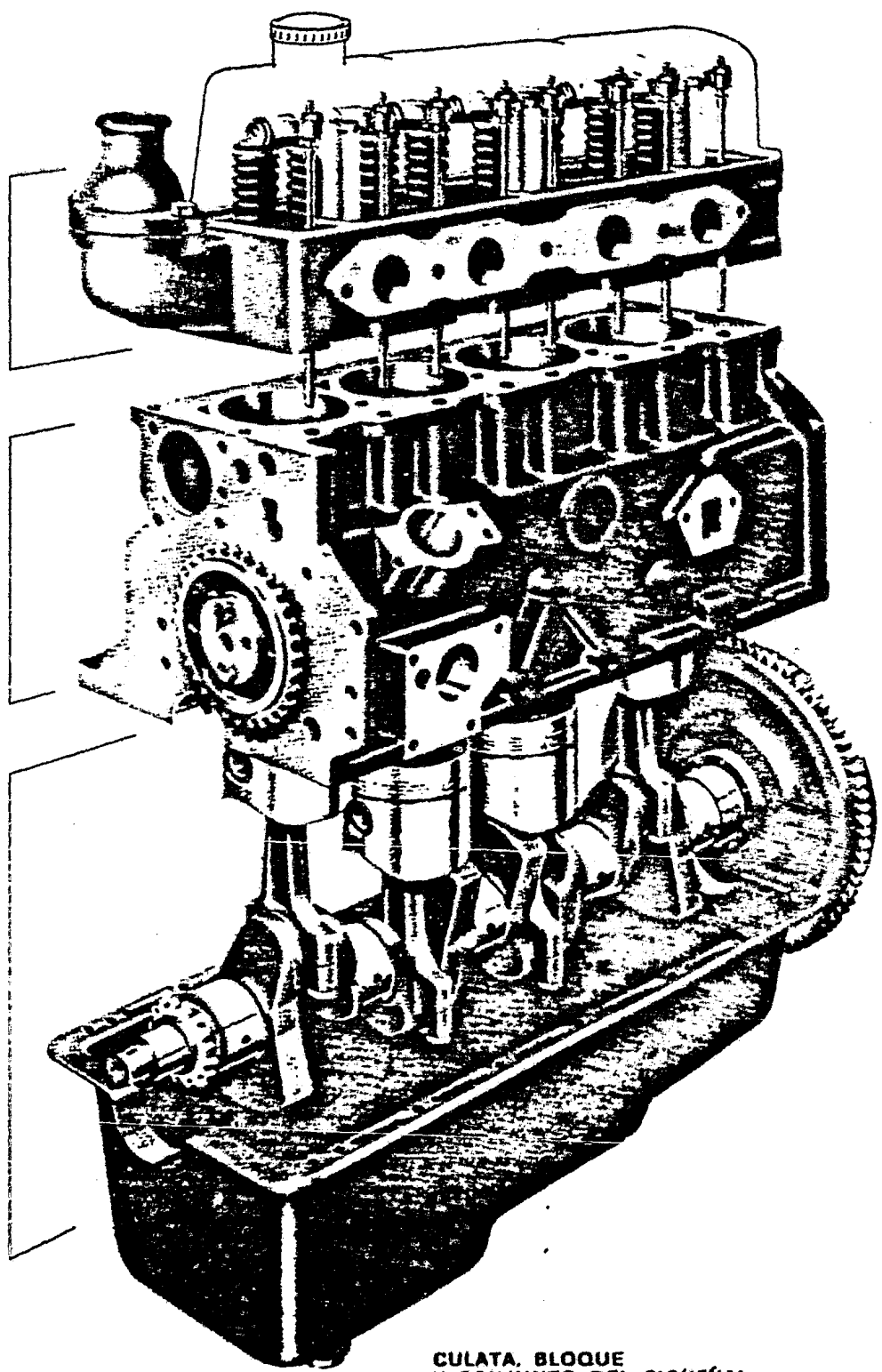
Las partes componentes básicas de los dos tipos de motores son las mismas en cuanto a forma y función se refiere, caracterizando mayor robustez a las empleadas en los motores a diesel.

Para facilitar la comprensión de la estructura de un motor recíprocante de combustión interna la siguiente figura (1.1) muestra sus partes componentes y a continuación se hará la descripción de ellas.

CAPITULO I
ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR
RECIPROCANTE DE COMBUSTION INTERNA.

Fig. (1.1)

ESTRUCTURA DE UN MOTOR COMBUSTION INTERNA.



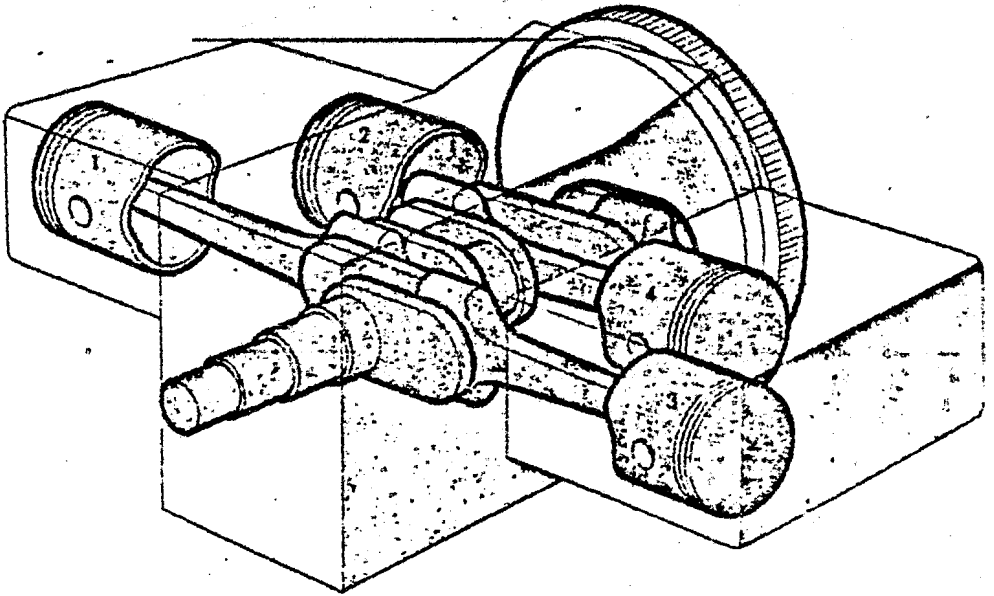
CULATA, BLOQUE
Y CONJUNTO DEL CIGUEÑAL

1.1.1.- BLOQUE DE CILINDROS.

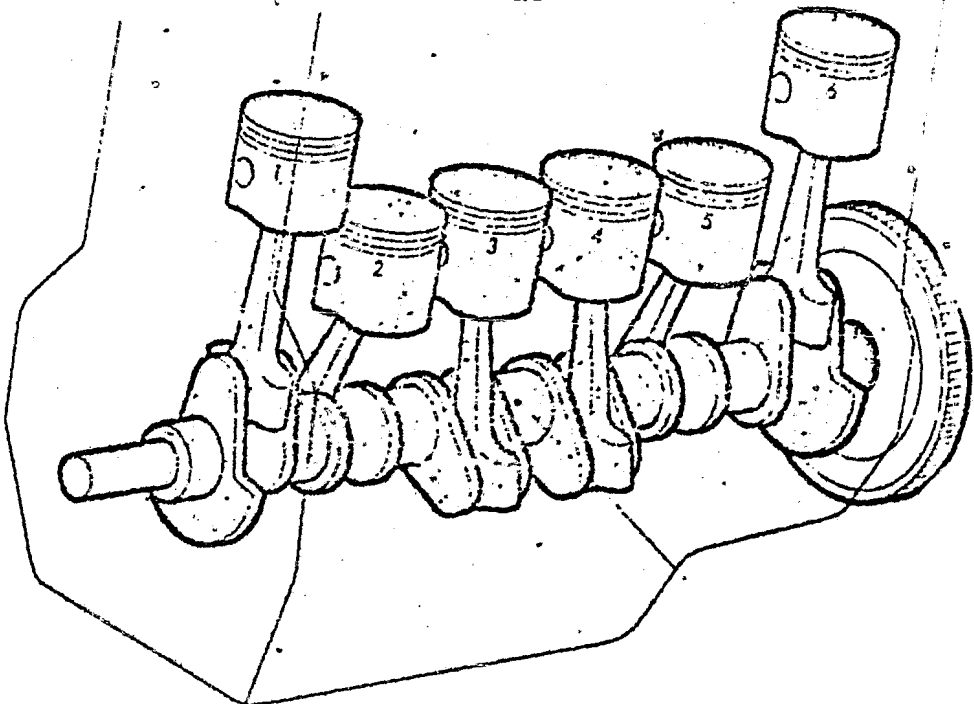
Es la parte más voluminosa del motor, - aloja los cilindros, conductos para circulación - de agua y lubricante así como los elementos para la fijación de los demás componentes. En la mayor parte de los motores se construye en fundición de hierro pues este material es resistente, fácil - de maquinar, económico y con posibilidad de incrementar su dureza mediante aleaciones. Algunos bloques son de aleación de aluminio que los hace lijeros, pero requieren atención especial, ya que - no admiten la magnitud de los esfuerzos aceptables por los bloques de hierro; además sus cilindros son removibles, pues estos tienen que ser de material duro.

Se distinguen varios tipos de bloques en función de la disposición de los cilindros como - se muestra en la figura (1.2.- a,b,c).

a) Bloque con cilindros horizontales opuestos.



b) Bloque con cilindros verticales en línea.



c) Bloque con cilindros inclinados en "V"

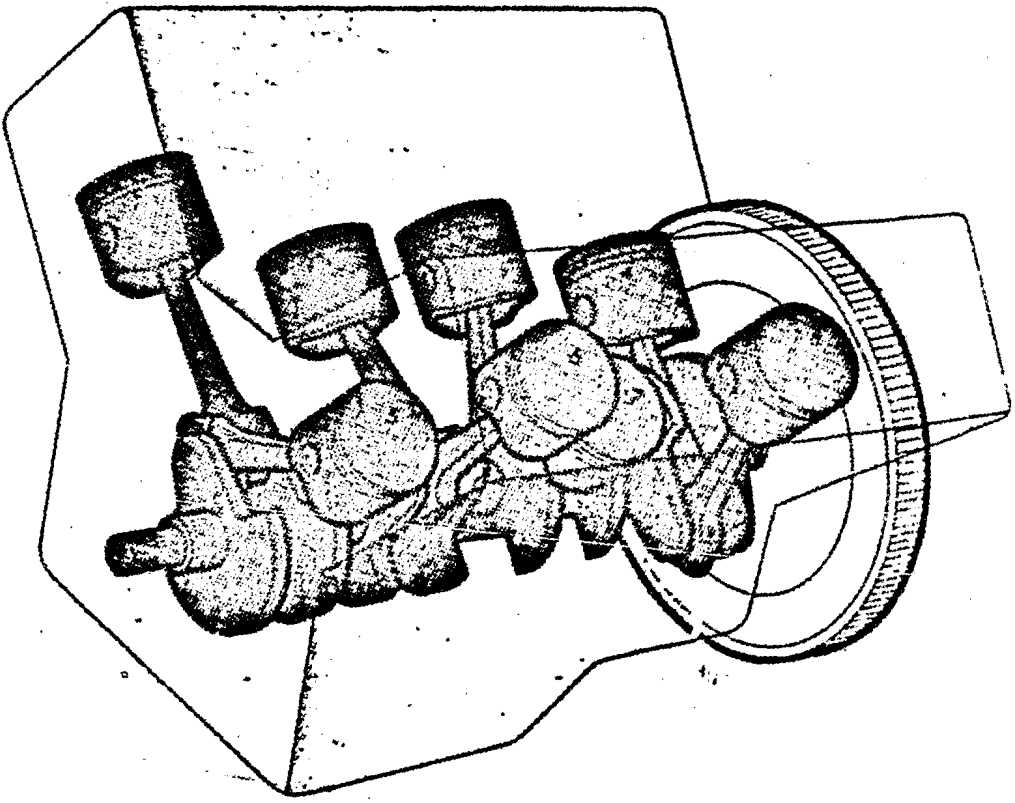
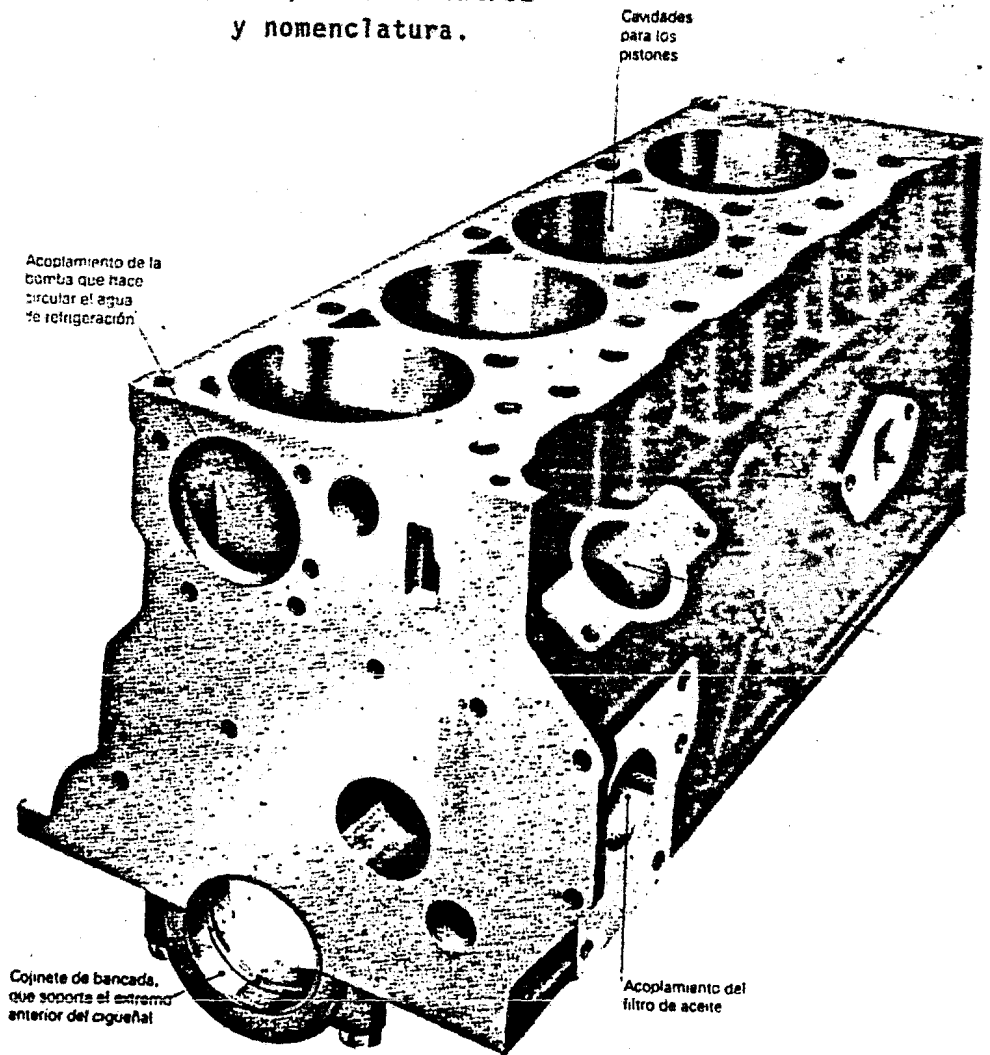


Fig. (1.3) Bloque de Cilindros y nomenclatura.



1.1.2.- CONJUNTO PISTÓN, ANILLOS, BIELA Y CIGUEÑAL

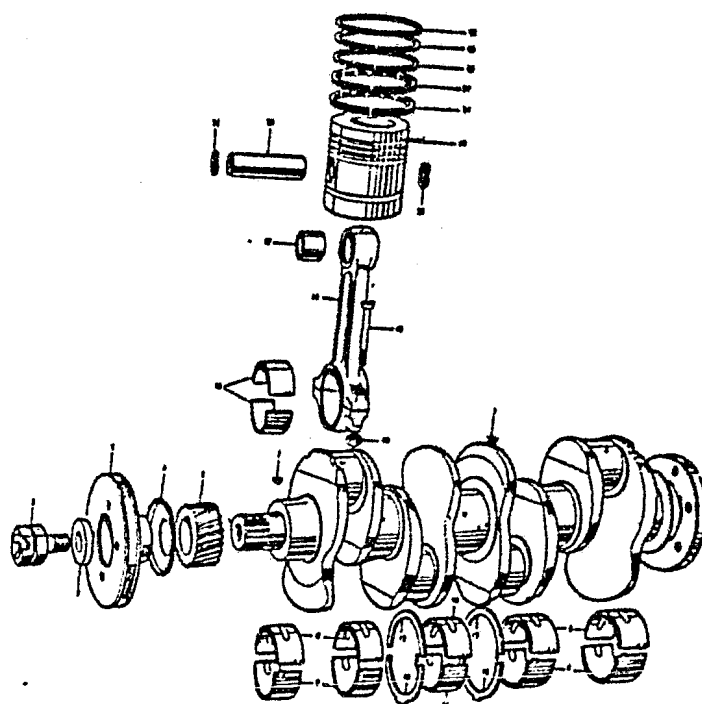


Fig. (1.4)

Conjunto pistón, anillos, biela y cigüeñal.

PISTONES.- Son elementos cilíndricos, huecos, cerrados en un extremo y con varias ranuras en su superficie. Se fabrican generalmente de aluminio con insertos de cobre o acero.

ANILLOS.- Elementos circulares que se insertan en las ranuras de los pistones, su función es eliminar al máximo el paso de los gases y lubricante entre las paredes del cilindro y el pistón. Existen anillos llamados de compresión, que se fabrican en hierro tratados térmica y químicamente, cuya función es eliminar el paso de gases al depósito de aceite, y anillos llamados rascadores de aceite cuya función es limitar el paso de aceite a las cámaras de combustión.

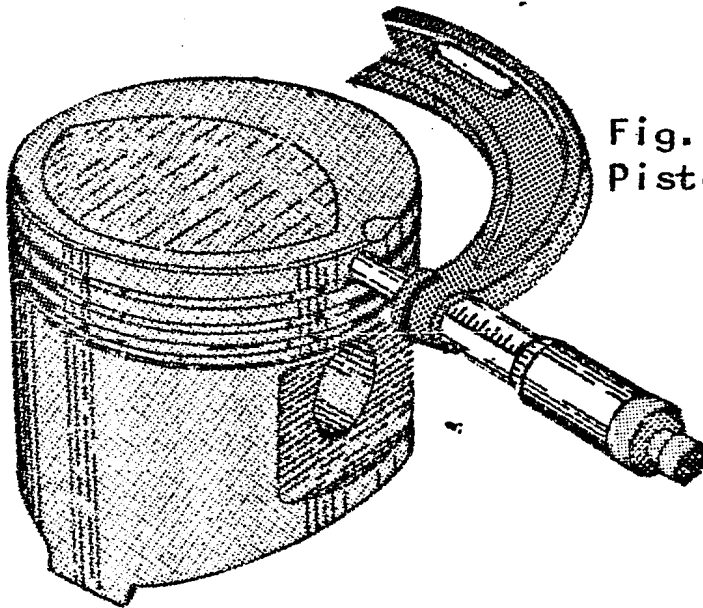
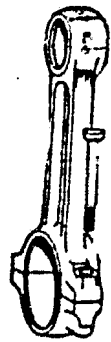


Fig. (1.5)
Pistón y anillos.

BIELA.- Es una barra mediante la cual se acopla el pistón al cigüeñal; se distinguen en su

construcción una región llamada cabeza de biela - que es la que se une al cigüeñal y otra llamada - pie de biela que es la zona donde por medio de un perno se une al pistón. Se fabrica en acero forjado y tiene una gran resistencia a los esfuerzos de compresión.



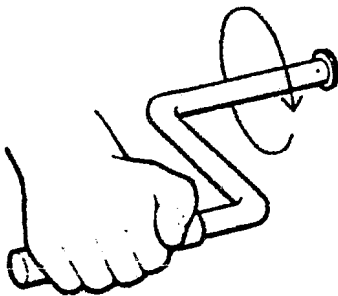
pie de
biela

cabeza
de biela

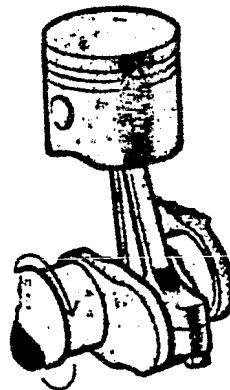
Fig. (1.5b)

Partes de una biela.

CIGUEÑAL. - Este elemento básicamente es una serie de manivelas unidas de tal manera, que al ser accionadas por las bielas bajo el efecto de los pistones produce movimiento rotatorio en su eje.



La manivela indica cómo se transmite la fuerza a un eje giratorio.



La presión ejercida sobre el pistón hace que éste y la biela se desplacen hacia abajo y produzcan la rotación del cigüeñal.

Fig. (1.6)

Principio de funcionamiento del cigüeñal.

1.1.3.- CABEZA DEL MOTOR.- También llamada culata de cilindros o tapa de bloque, es una pieza en forma de paralelepípedo que aloja los conductos de admisión y escape, así como las válvulas, bujías o inyectores de combustible, se construye de hierro gris o aluminio y por medio de ella se limita el bloque y los cilindros en la parte superior, formándose las cámaras de combustión.

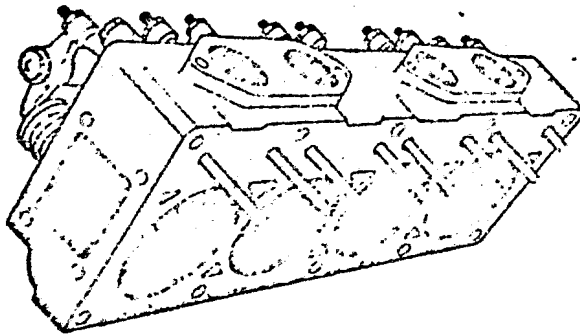


Fig. (1.7)

Cabeza del motor.

VALVULAS.- Son elementos por medio de los cuales se controla el flujo de los gases de la combustión. Dependiendo de su función se denominan válvulas de admisión a las que regulan el paso de los gases al interior de las cámaras de combustión y válvulas de escape a las que controlan la salida de los gases que son producto de la combustión.

Para cumplir con su función estas válvulas son accionadas por medio de levas, distribuidas a lo largo de un eje llamado árbol de levas.

Las válvulas cierran en el contorno de los orificios de admisión y escape sobre elementos reemplazables de material blando, en los cuales, la válvula que es de acero labra su asiento. Se emplean también resortes para obligar al pie -

de la válvula a seguir el contorno de la leva y cerrar el conducto al paso de los gases.

El sistema de abertura y cierre de las válvulas esta concebido de tal forma, que abra y cierre cada una de ellas en un momento determinado del ciclo de cuatro tiempos.

Para efectuar la abertura y cierre de las válvulas se puede recurrir a diversos procedimientos; el más frecuente es el que utiliza varillas y balancines accionados por el árbol de levas situado en el bloque, o bien el caso en el cual el árbol de levas actúa directamente sobre el pie de la válvula que se denomina árbol a la cabeza.

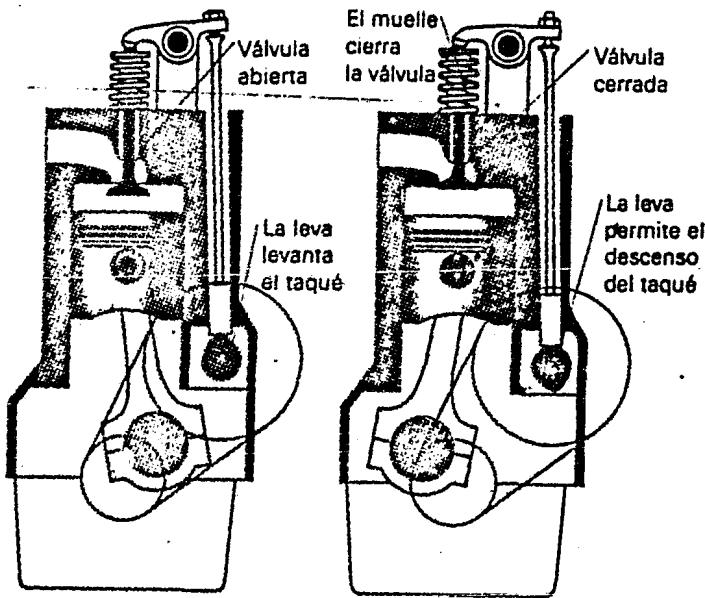


Fig. (1.8) Sistema para accionamiento de válvulas con árbol situado en el monobloque.

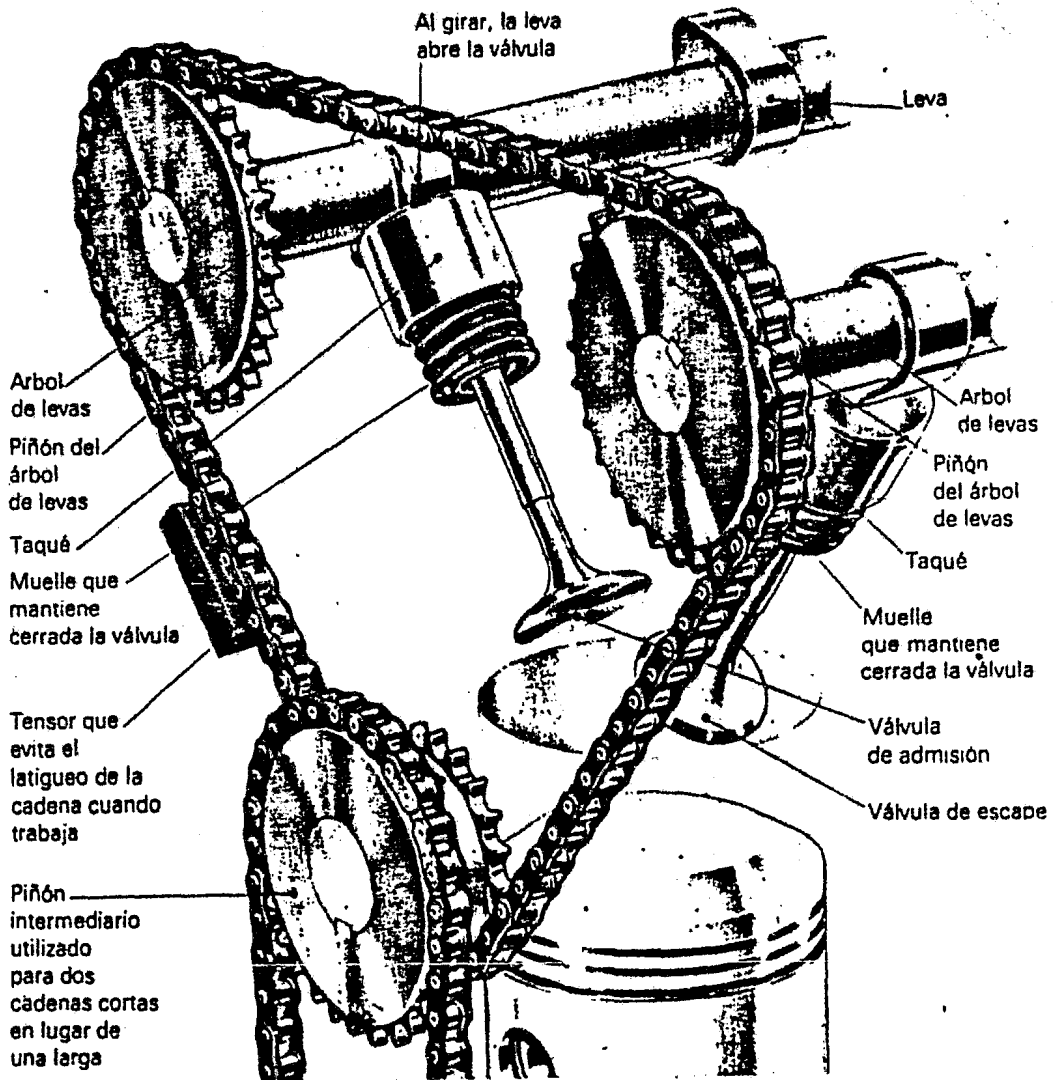
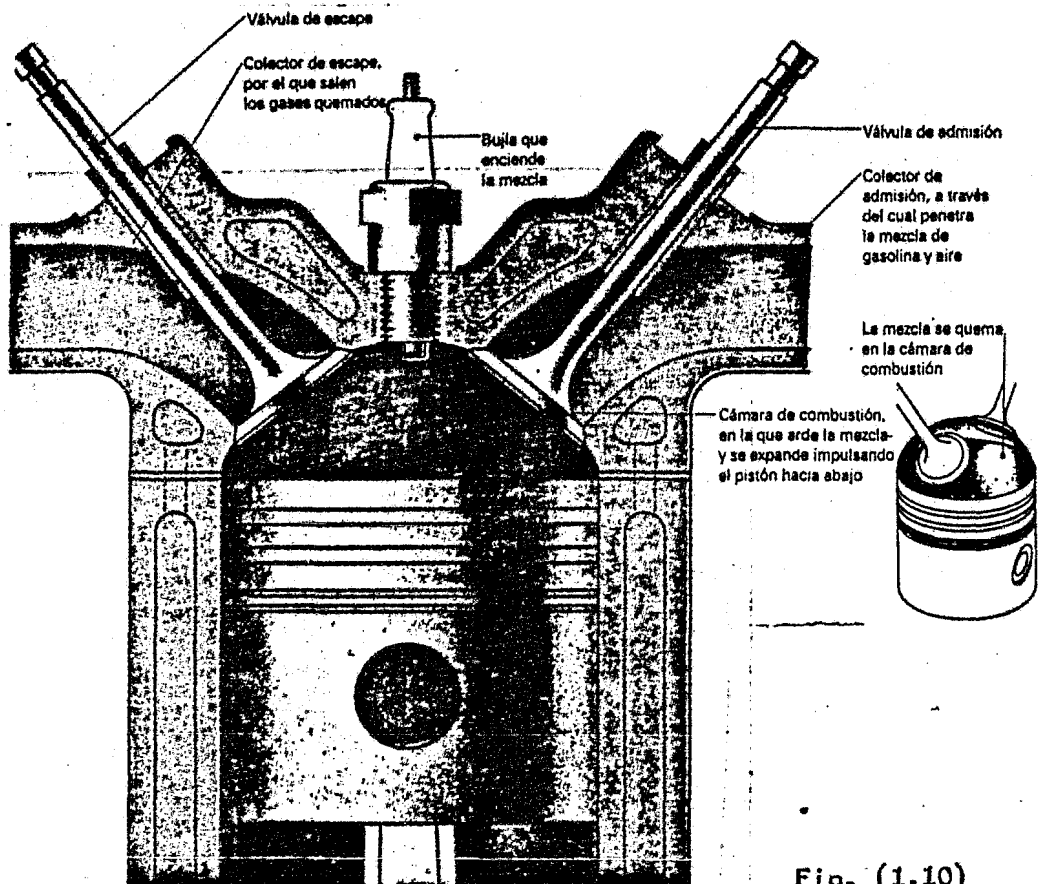


Fig. (1.9) Sistema para accionamiento de válvulas con árbol situado en la cabeza.

CAMARAS DE COMBUSTION.- El rendimiento - de un motor depende en gran medida de sus cámaras de combustión. Para que sea eficaz, la cámara ha de ser compacta, con objeto de reducir en lo posible la superficie de sus paredes a través de las cuales pasa el calor generado al sistema de refrigeración. Por regla general, se considera que la forma más adecuada es la esférica con el punto de ignición situado en el centro, pues la combustión de la mezcla se realiza de modo uniforme en todas direcciones, pero esta idea no puede aplicarse en un motor convencional y el concepto más aproximado es una semiesfera, que debido a los elevados - costos de fabricación, solo se emplea en motores especiales de alto rendimiento.

Para motores comerciales se emplean cabezas de motor con cámaras de combustión de tipo bañera, en forma de cuña, en la cabeza del pistón, o de válvulas laterales.



CAMARA HEMISFERICA

Fig. (1.10)
Cámara de Combustión
Hemisférica

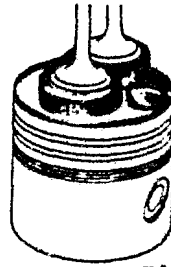


Fig. (1.11-a)

Cámara de combustión
tipo bañera.

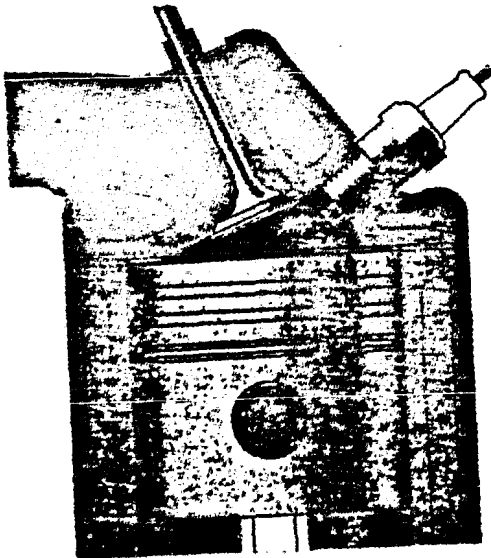


Fig. (1.11 b)

Cámara de combustión
tipo cuña.

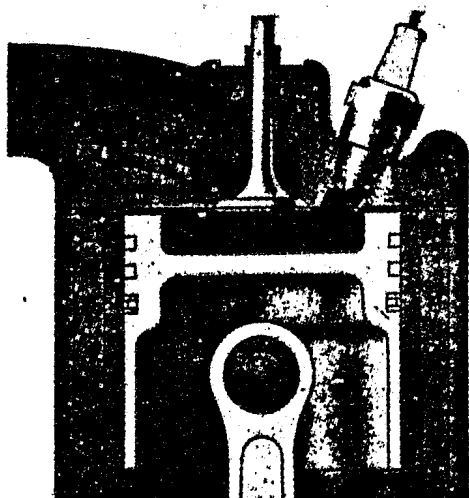


Fig.(1.11.c)
Cámara de combustión
en la cabeza del pis
tón.

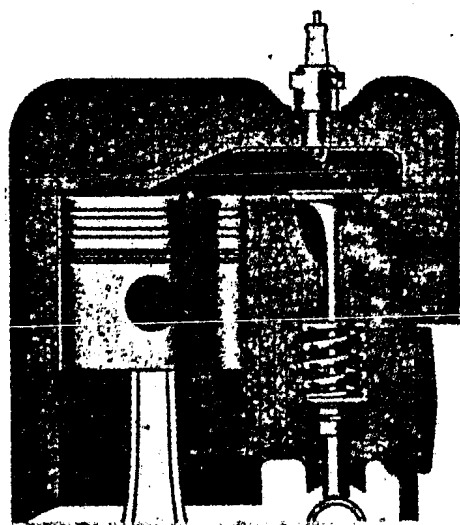


Fig.(1.11 d)
Cámara de combustión
de válvulas latera--
les.

1.1.4.- COJINETES. Se emplean para reducir la fricción entre las partes en movimiento y suelen ser de dos tipos:

- a) LISOS.- En los que la parte móvil gira sobre un casquillo, del que se halla separada por una fina película de aceite o grasa.
- b) RODAMIENTOS. En los que la carga se se apoya sobre bolas o rodillos, también emplea aceite o grasa como lubricante.

Los cojinetes lisos generalmente se fabrican en dos partes para facilitar su montaje, se utilizan en los apoyos del cigüeñal y se llaman cojinetes de bancada, en las bielas y se denominan cojinetes de biela. Están formados por un fleje semicircular de acero cuya cara interior ha sido revestida con una aleación de metal blando.

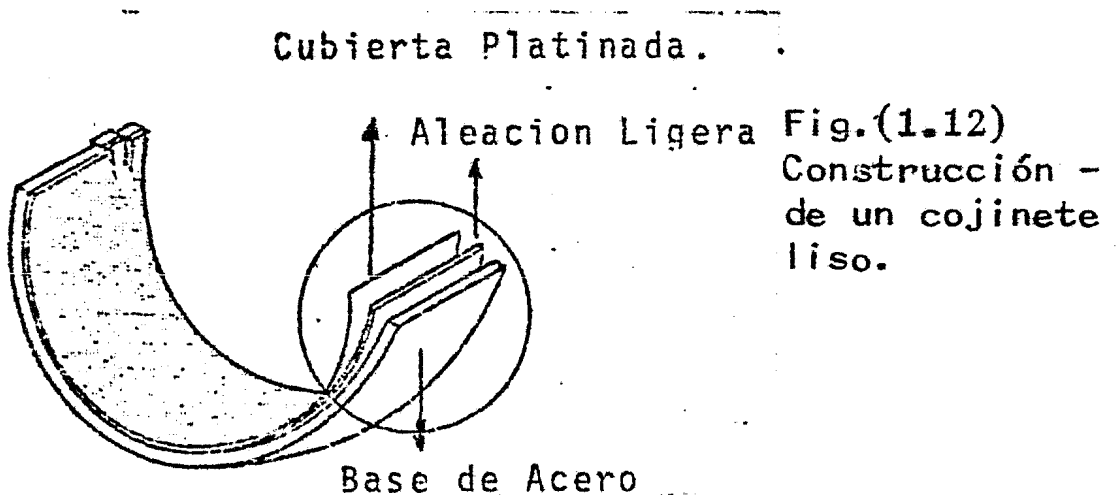
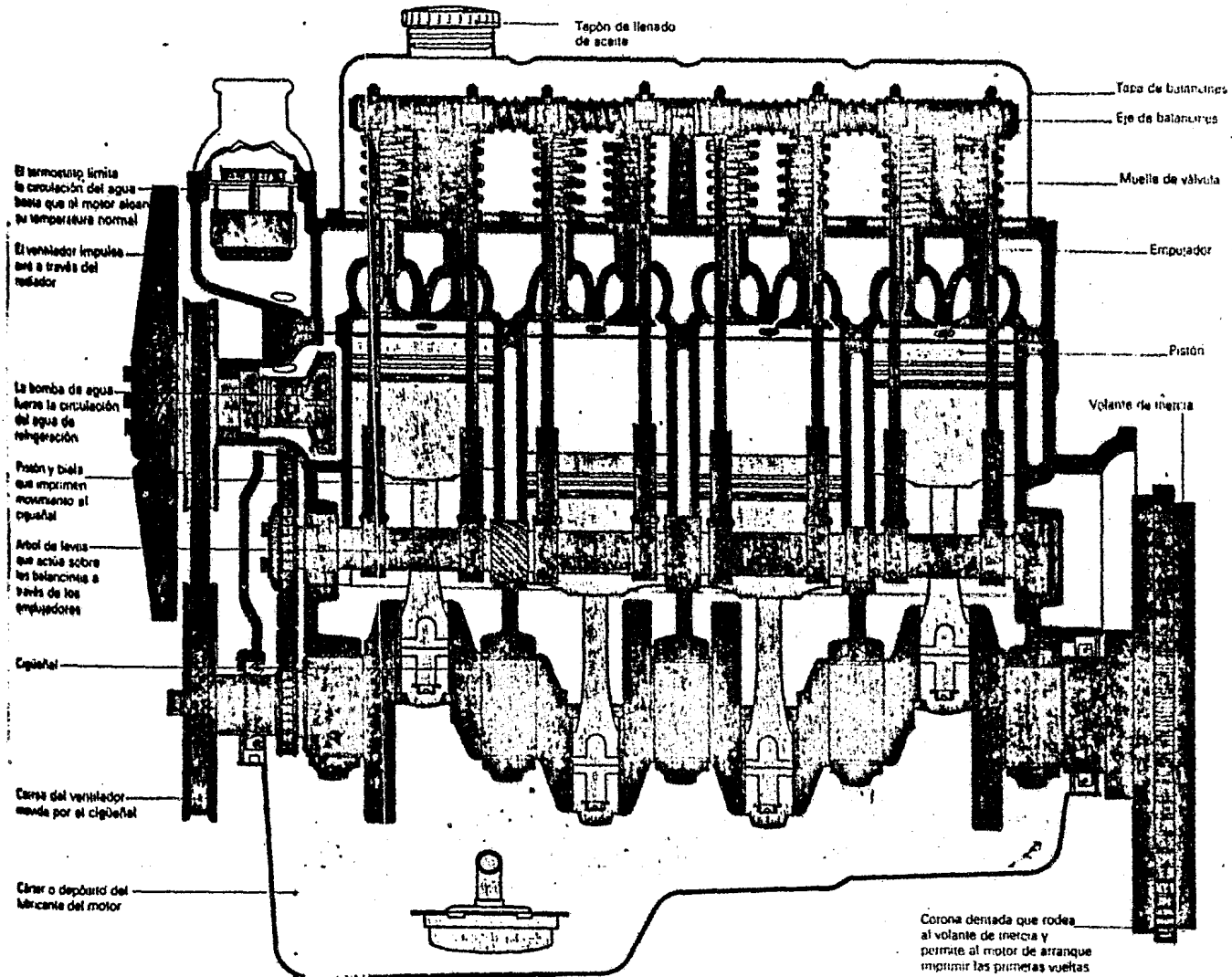
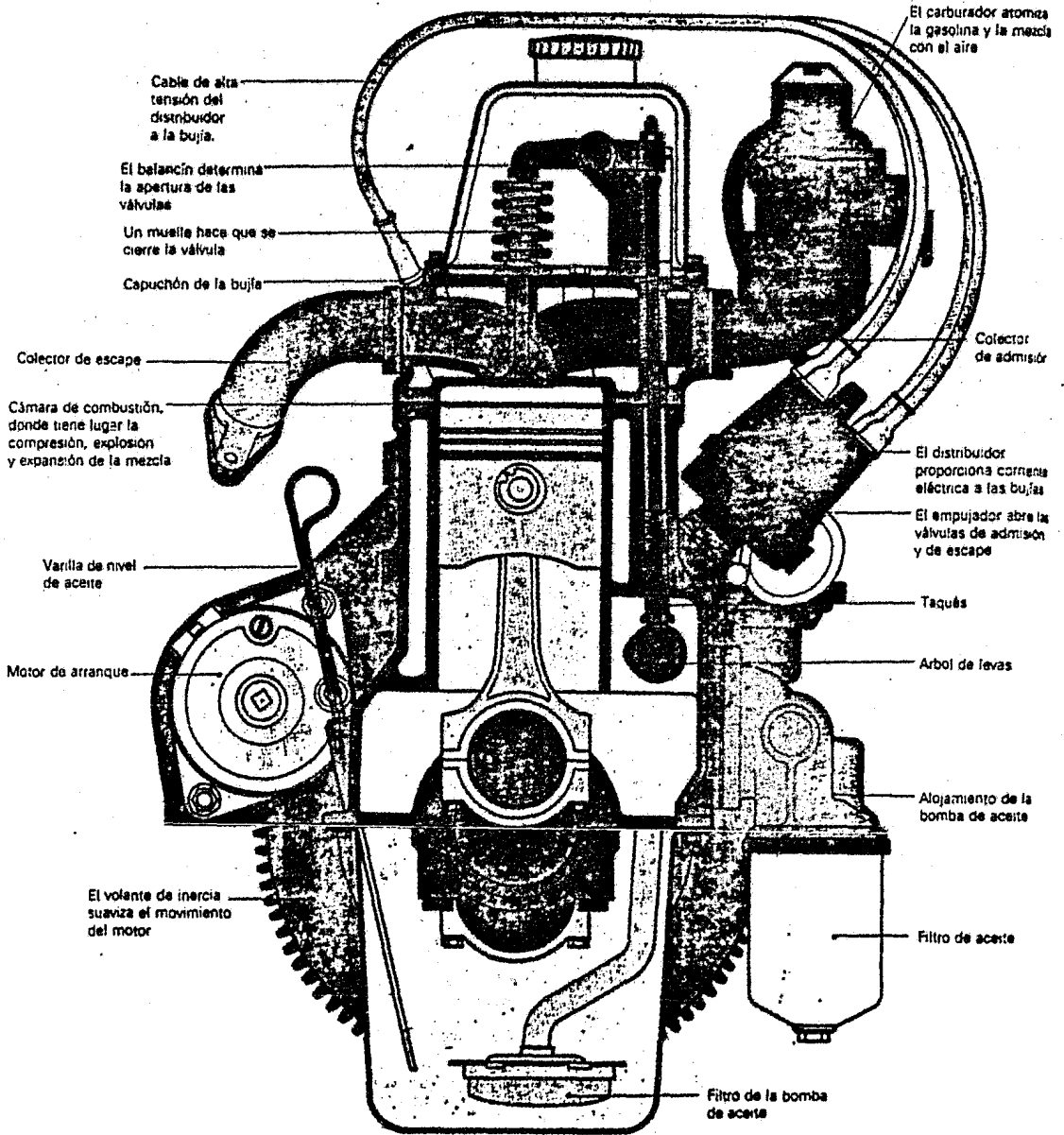


Fig. (1.13) SECCION LATERAL DE UN MOTOR DE EXPLOSIÓN DE 4 CILINDROS



SECCION FRONTAL DE UN MOTOR DE EXPLOSION DE 4 CILINDROS



1.2.- SISTEMAS COMPLEMENTARIOS PARA LA OPERACION.

1.2.1.- SISTEMAS PARA EL SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE.

Es necesario para iniciar la descripción de estos sistemas dividirlos en dos grupos:

- a) Sistemas para motores encendidos por chispa.
- b) Sistemas para motores encendidos por compresión.

En el primer grupo existe a su vez otra clasificación que es:

- Sistemas con carburador
- Sistemas de inyección de gasolina.

En el segundo grupo se han creado dos variantes básicas del mismo principio:

- Sistemas de bomba múltiple
- Sistemas tiempo-presión.

1.2.1.1. -SISTEMAS PARA MOTORES ENCENDIDOS POR CHISPA.

- SISTEMAS CON CARBURADOR.-

El proceso completo de carburación consiste en mezclar una determinada cantidad de gasolina con otra de aire y en suministrar una proporción adecuada de esta mezcla vaporizada a cada cilindro para su combustión. De este modo en el sistema con carburador, intervienen también el múltiple de admisión, las válvulas de admisión, e incluso las cámaras de combustión y los pistones.

PRINCIPIO DE OPERACION DEL CARBURADOR.

El vacío que se crea en los cilindros cuando los pistones descienden en el tiempo de admisión, produce un flujo de aire hacia la cámara de combustión. Este aire se hace pasar por un conducto que aloja en su interior un venturi y una aleta basculante llamada mariposa, cuya apertura y cierre esta gobernada por el acelerador. La cantidad de aire absorbida depende de la velocidad de operación del motor y de la posición de la mariposa.

El carburador es un arreglo que consta de los elementos antes mencionados además de un depósito de combustible y un conducto que une a este con el centro del venturi. Tiene la misión de aportar a la corriente de aire una determinada cantidad de combustible para que después llegue a

las cámaras de combustión una mezcla de calidad adecuada.

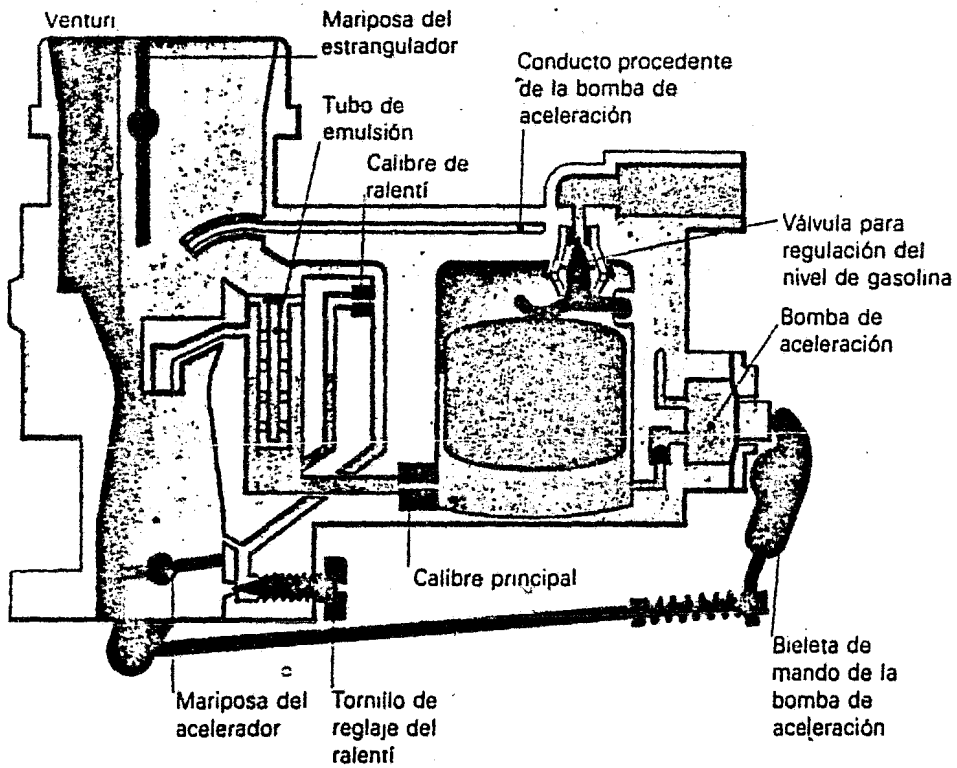
El combustible, que procede del depósito de carburador se incorpora al aire a nivel del venturi, pues en esa zona es succionado debido a que el flujo incrementa su velocidad y disminuye de presión.

En la práctica un carburador como el descrito no daría resultados satisfactorios ya que el aire y el combustible no tienen las mismas características de flujo. El aire, al aumentar de velocidad disminuye en densidad y el combustible se mantiene constante, lo que conduciría a que la mezcla se enriqueciera progresivamente al aumentar el flujo de aire.

La manera de hacer frente al problema de enriquecimiento de mezcla, ha sido implementando al carburador con una serie de tubos surtidores de compensación, mediante los cuales se emulsiona la gasolina mezclando un poco de aire antes de que está entre en el venturi empobreciendo así la mezcla final.

Fig. (1.15)

Carburador con
tubos compensa-
dores.



CARBURADORES MULTIPLES.-

a) CARBURADOR DE DOBLE CUERPO.-

El carburador de doble cuerpo tiene dos - pasos principales de aire, cada uno con su propio venturi y surtidores de combustible, cuyo depósi- to es común. Las mariposas del acelerador suelen estar montadas en el mismo eje y su funcionamien- to es simultáneo.

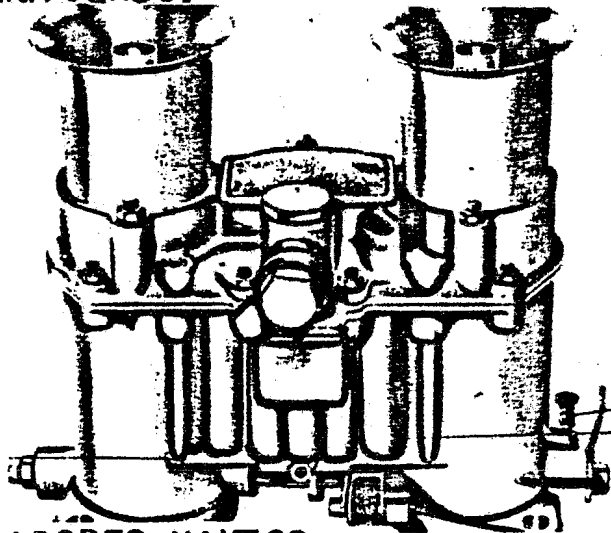


Fig. (1.16)
Carburador
de doble -
cuerpo
(Weber).

b) CARBURADORES MIXTOS.-

Son aquellos que poseen dos o más cuer- pos y alimentan a un múltiple de admisión común.- Las mariposas del acelerador están calibradas de tal forma que solo funcionan cuando la necesidad de aire alcanza cierto nivel.

Esta disposición permite que la zona co- rrespondiente al venturi principal sea lo sufi- cientemente pequeña como para que el funcionamien- to del motor sea satisfactorio a pocas revolucio- nes.

Mariposas del estrangulador

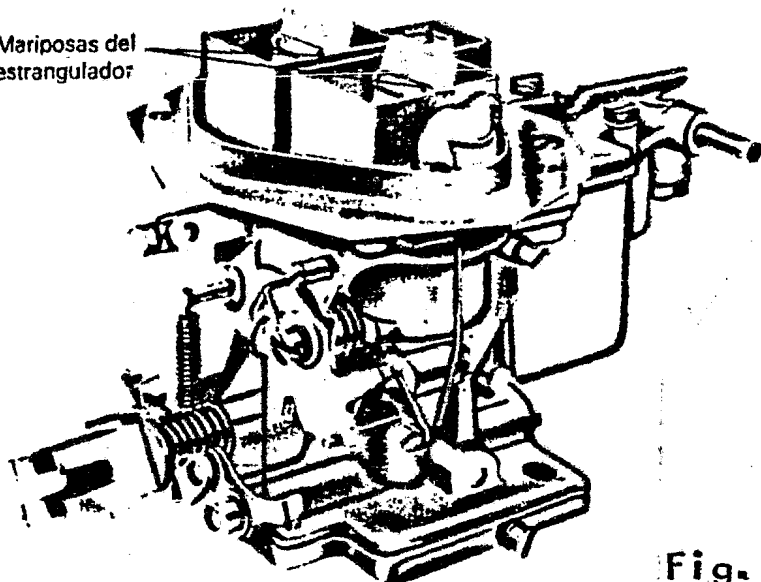
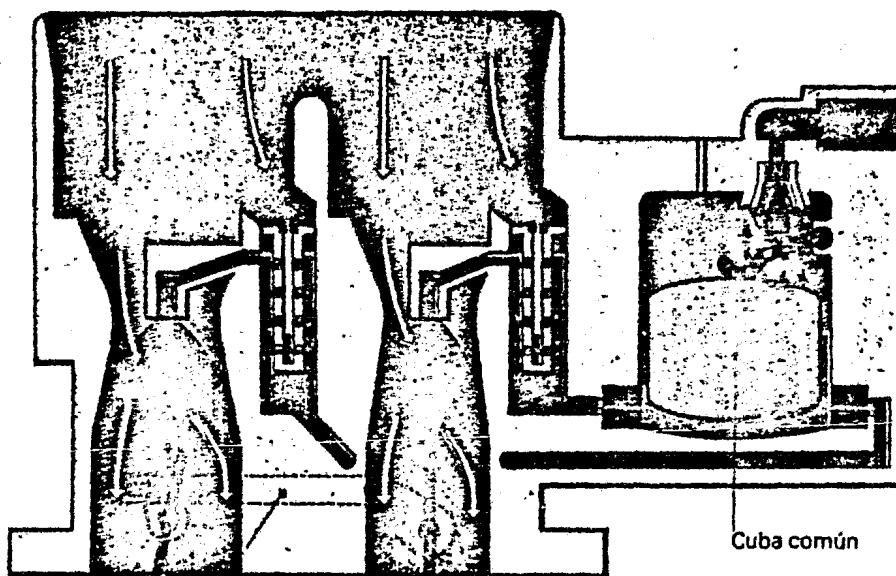


Fig. (1.17)

Carburador mixto.



Cuba común

Cuerpo secundario

Bieleta de las mariposas
del acelerador

Cuerpo principal

- SISTEMAS DE INYECCION DE COMBUSTIBLE -

Estos sistemas suministran la gasolina - a presión, a través de unas pequeñas boquillas inyectoras, una para cada cilindro. La gasolina es impulsada por una bomba mecánica o eléctrica, los inyectores estan situados en los conductos de entrada de aire, muy cerca de las válvulas de admisión.

El caudal de carburante inyectado y el tiempo de inyección dependen del sistema empleado, pero la cantidad debe ser exacta. El sistema produce una atomización muy fina del combustible y - asegura su distribución ideal, siempre que la cantidad de aire que llegue al cilindro sea la misma.

Con la inyección de combustible no se necesita carburador ni múltiple de admisión con formas complicadas, por lo que el aire encuentra menos obstáculos en su recorrido.

Si se compara con la carburación, la inyección de gasolina mejora la potencia y aceleración del motor. Además puede reducir el consumo - ya que la distribución de la mezcla es mejor.

El motor suele responder con mayor rapidez al acelerador, debido al corto tiempo que - existe entre el accionamiento de éste y la inyección del combustible.

- SISTEMAS ELECTRONICOS DE INYECCION DE GASOLINA-

Los sistemas de inyección electrónica - disponen de dispositivos de alta sensibilidad para suministrar siempre a los cilindros el volumen adecuado de gasolina.

Constan de una bomba eléctrica, un regulador de presión, inyectores de combustible, sensores de temperatura, sensores de presión y un - computador.

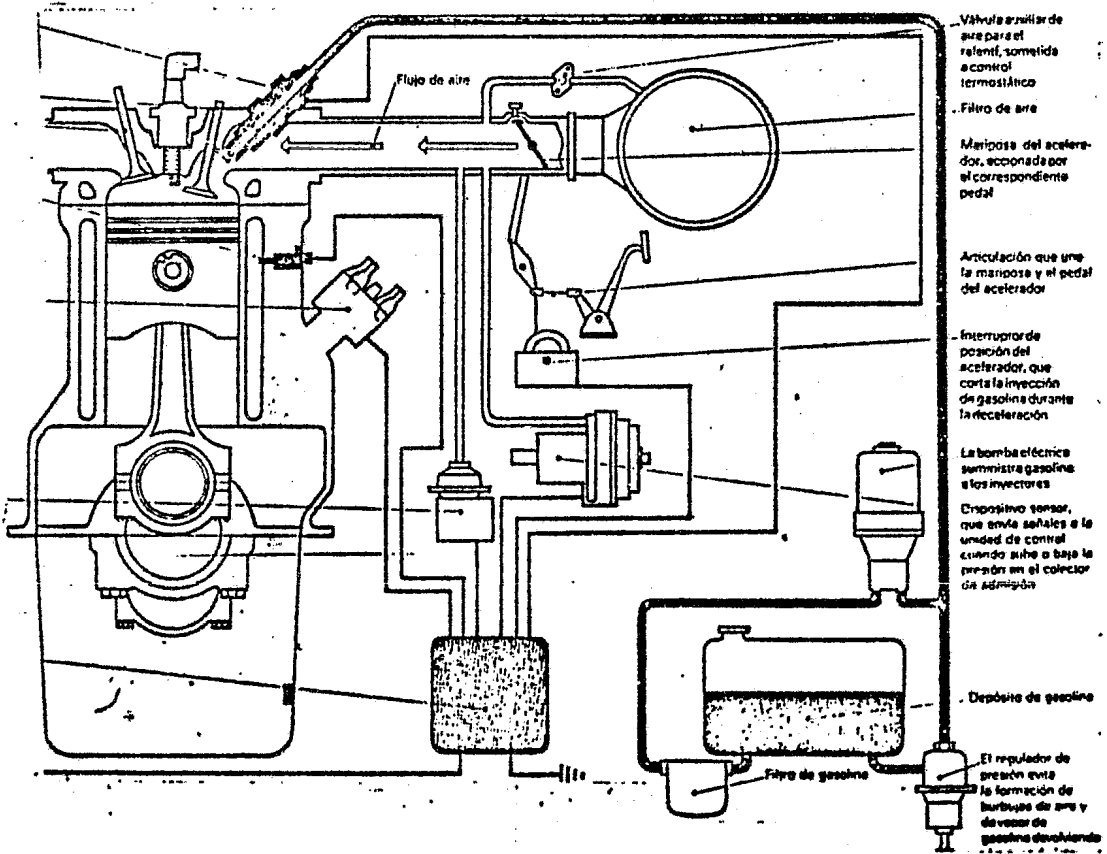
El computador esta conectado a los sensores, que por medio de señales eléctricas le hacen actuar según las diversas condiciones de operación del motor, tales como la presión del aire en el múltiple de admisión, la temperatura del aire succionado y el refrigerante, la velocidad del motor y la posición del acelerador.

Los dispositivos sensibles permiten al computador determinar instantáneamente el momento y período que permanecieran abiertos los inyectores ya que la cantidad de gasolina suministrada depende de esto último.

Los inyectores son elementos constituidos de un conducto calibrado y una válvula accionada por medio de un electroimán, el cual a su vez es activado por la señal eléctrica enviada desde el computador.

La Fig. (1.18) muestra los dispositivos y conexiones mediante los cuales funciona el sistema electrónico de inyección Boch.

Fig. (1.18)
Sistema de inyección
electrónica de com-
bustible (Bosch).



1.2.1.2.- SISTEMAS PARA MOTORES ENCENDIDOS POR COMPRESION.

-. SISTEMA DE BOMBA MULTIPLE.-

Originalmente este sistema fue creado para aplicarse en los grandes motores estacionarios de poca velocidad. Emplea una bomba de pistones accionados por levas, tubos para conducción de flujo de alta presión e inyectores para la introducción del diesel a las cámaras de combustión.

La bomba, succiona combustible del tanque y lo impulsa a través de los tubos hacia los inyectores, a presiones en el rango de 30 bar. El suministro de combustible a cada inyector, cuando el pistón del motor que le corresponde se encuentra próximo al P.M.S. de la carrera de compresión, esta controlado por las levas de la bomba, de tal manera que la única función del inyector es pulverizar el combustible.

Una variante al sistema de bomba múltiple consiste en el empleo de una bomba de paletas deslizantes, un distribuidor y un regulador de flujo. La bomba suministra el fluido presurizado, el regulador controla la cantidad de combustible y el distribuidor permite o restringe la salida del fluido hacia el inyector.

El regulador es un dispositivo que se acciona desde el acelerador y modifica la excentricidad que existe entre el rotor y el estator de la bomba.

El distribuidor, es un cilindro perforado en una cara para recibir el fluido presurizado y en la zona lateral consta de un barreno que coincide al girar con cada uno de los conductos hacia los inyectores.

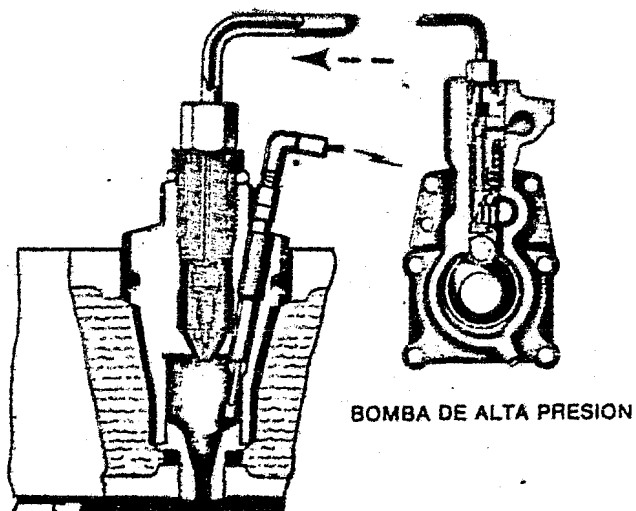


Fig. (1.19)
Bomba de pistones
accionados mediante
un árbol de levas.

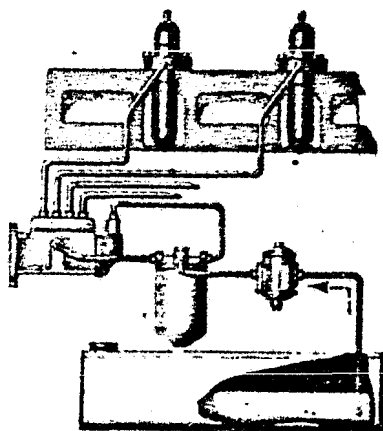


Fig. (1.20)
Bomba rotatoria con
regulador y distribuidor

SISTEMA PRESION - TIEMPO.-

El funcionamiento del sistema de combustible presión-tiempo (PT) se basa en el principio de que el volumen de líquido suministrado es proporcional a su presión y al tiempo de circulación que se le conceda.

Para la aplicación de este principio es necesario contar con:

- 1).- Una Bomba de abastecimiento que succione combustible del tanque - y lo haga llegar a los inyectores de cada cilindro mediante conductos de tamaño adecuado a fin de que el combustible sea suministrado a presiones y cantidades precisas.
- 2).- Contro Aneroide.- Mediante el cual se controla el suministro de combustible para disminuir la emisión de humo.
- 3).- Inyectores para recibir el combustible a baja presión que envía la bomba y descargarlo en el momento adecuado debidamente atomizado.

1) BOMBA DE COMBUSTIBLE.-

Es del tipo de engranes impulsada desde el cigüeñal. Tiene como dispositivos auxiliares un amortiguador de pulsaciones, un regulador de -

presión y/o un gobernador.

El Amortiguador de Pulsaciones, montado en la descarga de la bomba es un diafragma de acero que absorbe las variaciones en la entrega del fluido.

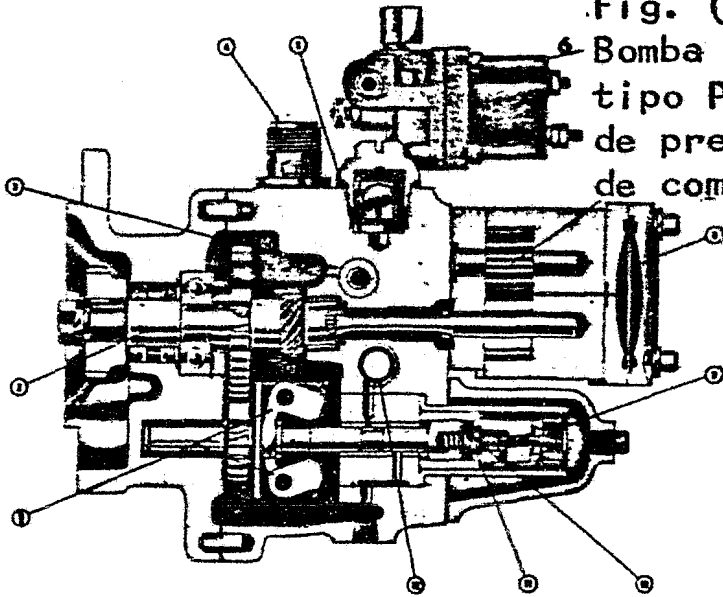
El Regulador de Presión.- Es un arreglo que funciona como válvula de derivación para controlar la presión del combustible que llega a los inyectores, de tal manera que al existir una presión superior a la admisible, el combustible retorne a la succión de la bomba.

El sistema de control consiste en un embolo y resorte alojados dentro de un cilindro barronado con tres tipos de agujeros de derivación: a) Agujero de ajuste de combustible para regular la presión en el múltiple; b) Agujeros de torsión para cumplir con las variaciones en la demanda del motor; c) Agujeros de descarga para evitar presiones excesivas.

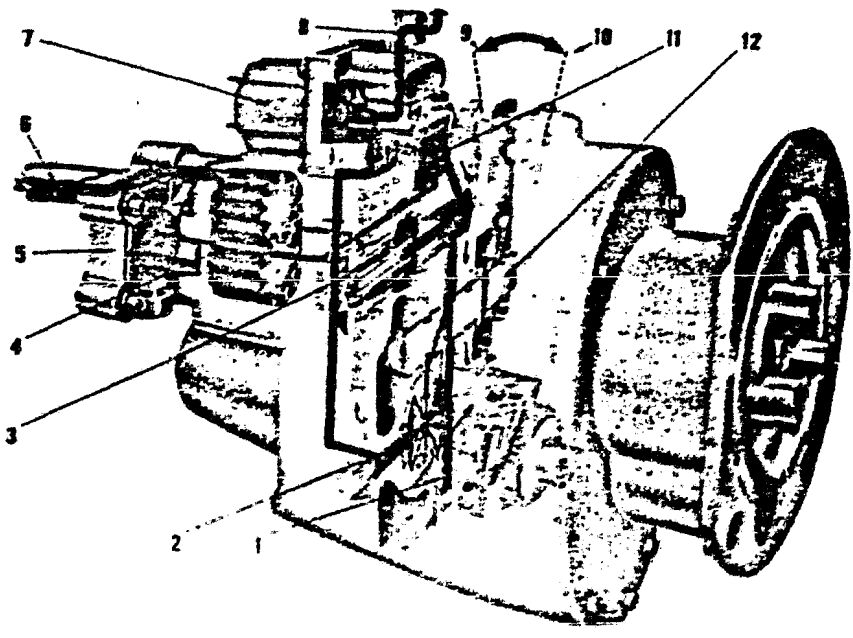
Los agujeros para ajuste de combustible son los primeros en abrirse cuando el embolo se desplaza en el interior del cilindro bajo la acción del fluido a presión, ya que están espaciados uniformemente al rededor del cilindro junto a su reborde. Los agujeros de descarga son grandes y se encuentran cerca del extremo final del cilindro. Los agujeros de torsión dependen de la aplicación del motor y están situados entre los agujeros para ajuste y los de descarga.

Fig. (1.21)

Bomba de combustible tipo P.T. con regulador de presión y circulación de combustible.



- | | |
|------------------------------|--------------------------------|
| ① CONTRAPESOS DEL GOBERNADOR | ① BOMBA DE ENGRANES |
| ② EJE PRINCIPAL | ② AMORTIGUADOR DE PULSACIONES |
| ③ REGULADOR DE PRESION | ③ TORNILLO DE MARCHA MINIMA |
| ④ CONEXION TACOMETRO | ④ RESORTES DE MARCHA MINIMA |
| ⑤ MALLA DE FILTRO | ⑤ RESORTES DE VELOCIDAD MAXIMA |
| ⑥ VALVULA DE PAISO | ⑥ EJE DEL ACELERADOR |



GOBERNADOR.- Es un dispositivo mecánico accionado mediante resortes y contrapesos; basado en el principio del regulador de WATT. Tiene como funciones, mantener el suministro de combustible para marcha mínima y cortar su paso a los inyectores cuando el motor excede de las revoluciones máximas gobernadas. Los resortes empujan un embolo buzo para que un orificio en la carcasa del gobernador permita el paso del combustible que mantenga la marcha mínima del motor.

Durante el funcionamiento entre marcha mínima y velocidad gobernada, el combustible circula a través del gobernador hacia los inyectores de acuerdo con las necesidades del motor y es controlado por el acelerador. Cuando el motor llega a su velocidad gobernada, los contrapesos mueven el embolo buzo y cierran casi totalmente la línea para combustible. Al mismo tiempo, se abre otro conducto y el fluido se descarga en el cuerpo de la bomba. En esta forma la velocidad del motor es limitada y controlada por el gobernador, cualquiera que sea la posición del acelerador.

2).- CONTROL ANEROIDE.- Este tipo de control - fig (1.22) es un sistema de derivación de combustible que responde a la presión en el múltiple de admisión y se utiliza en los motores turbocargados para un control muy preciso del humo del escape.

El aneroide limita la presión del combustible para los inyectores cuando se acelera el motor a partir de velocidades inferiores a la gama normal de funcionamiento y mientras la presión en el múltiple de admisión de aire aumenta junto con la velocidad del turbocargador, la cual es producto de la energía de los gases de escape y por lo tanto, es menor a baja velocidad del motor.

Durante la aceleración o las variaciones rápidas en la carga del motor, el cambio en la velocidad del turbocargador es posterior a la demanda de potencia o combustible creada al abrir el acelerador. Esta demora no existe en el sistema de combustible, por lo tanto se crea una mezcla sumamente rica, acompañada generalmente por humo hasta que aumenta la velocidad del turbocargador.

3).- INYECTORES.- Son los dispositivos que suministran los medios para introducir el combustible en cada cámara de combustión, combinan las funciones de equilibrar la circulación, sincronizar e inyectar accionados desde el árbol de levas.

El suministro y retorno de combustible se logra mediante conductos que pueden ser parte de la cabeza del motor o bien tubos exteriores.

El combustible circula desde una conexión en la parte superior de la válvula de paro en la bomba y a lo largo de una tubería de abastecimiento a los inyectores, que constan de un orificio de admisión y otro de descarga a donde se -

conecta una segunda línea que permite el retorno del combustible sobrante al tanque.

El inyector tiene una válvula de retención del tipo de bala. Cuando el émbolo buzo del inyector se mueve hacia abajo para tapar las aberturas de alimentación, un impulso de presión asienta la bala y al mismo tiempo, retiene una cantidad determinada de combustible en la copa para ser inyectado posteriormente. Conforme el émbolo buzo sigue bajando, procede a inyectar el combustible en la cámara de combustión, a la vez que descubre la abertura para retorno y la bala se levanta de su asiento. Esto permite, la libre circulación dentro del inyector así como una salida sin restricciones del combustible sobrante que a su vez enfría y purga los gases de la copa.

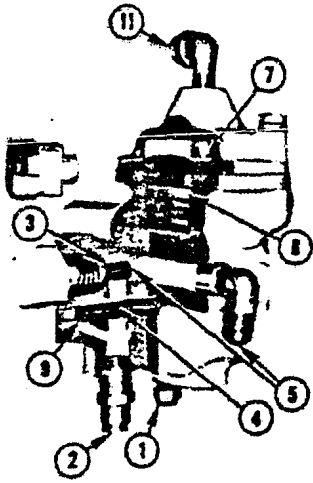
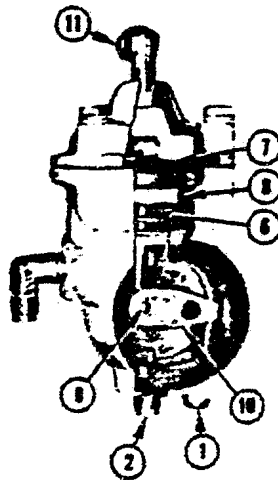


Fig. (1.22)
Corte seccional del
aneroide.



La función del aneroide es crear un retraso en el sistema de combustible, para que su respuesta sea equivalente a la del turbocargador y, controlar así el nivel de emisión de humo del motor.

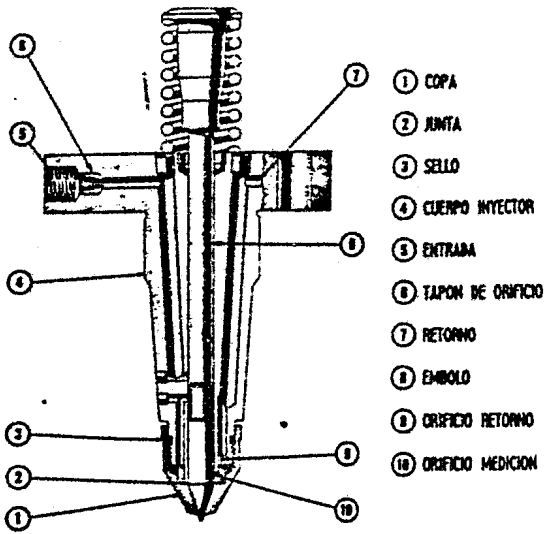
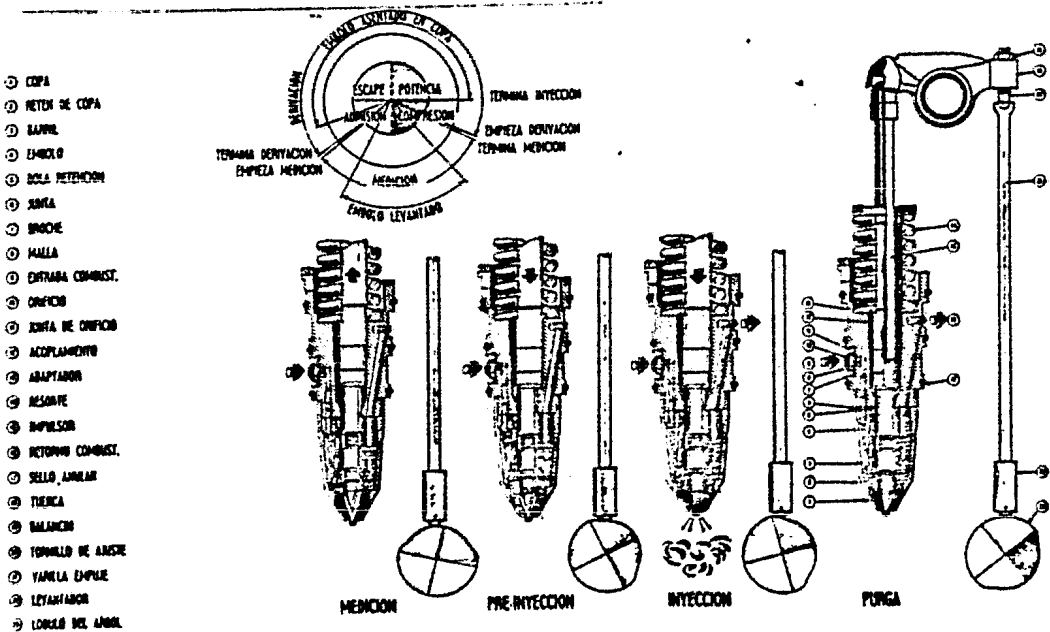


Fig. (1.23)
Inyector seccionado

Fig. (1.24)
Ciclo de inyección
sistema presión- tiempo.



1.2.2.- SISTEMA DE ENCENDIDO PARA MOTORES A GASOLINA.-

Para lograr que en el motor encendido por chispa la mezcla aire-combustible se quemé cuando el pistón se aproxima al punto muerto superior (P.M.S.) en la carrera de compresión, el sistema de encendido produce y envía un impulso de alta tensión a un elemento llamado buja, que consta de dos electrodos cuya misión es crear un arco eléctrico dentro de la cámara de combustión.

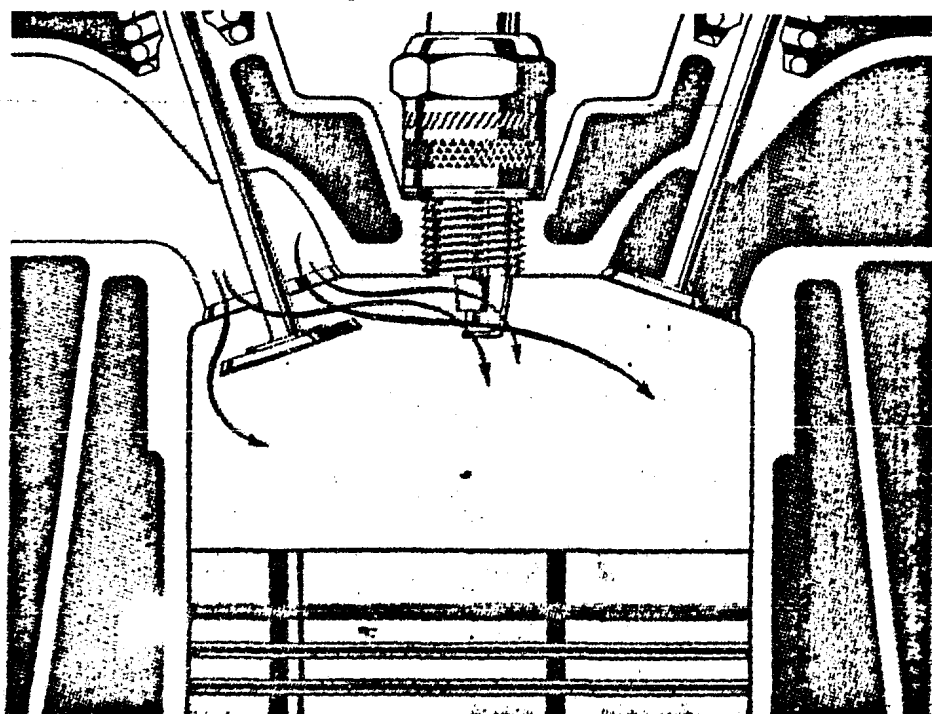


Fig. (1.25)
Cámara de combustión
y componentes.

Los sistemas de encendido por chispa básicamente eran iguales en todos los modelos de motores hasta el año de 1974 y se conocen como sistemas de encendido convencional. A partir de esa época comenzaron a instalarse en los motores comerciales nuevos sistemas de encendido que incluyen circuitos transistorizados denominados como sistemas de encendido electrónico. Del año de 1980 en adelante también con auxilio de la electrónica se han implementado sistemas de encendido computalizado que vienen a proporcionar la posibilidad de obtener mejores comportamientos sobre todo en los motores vehiculares.

1.2.2.1.- SISTEMAS DE ENCENDIDO CONVENCIONAL.-

Constan básicamente de cinco elementos que son:

- 1).- Bateria
- 2).- Interruptor de encendido
- 3).- Bobina y resistencia
- 4).- Distribuidor con platinos y capacitor.
- 5).- Bujías.

Los cuales estan conectados en dos circuitos que tienen como función:

- 1).- Transformar el bajo voltaje del acumulador (6 o 12 volts) en pulsos de alto voltaje (hasta 30,000 volts).

II).- Distribuir esos pulsos de alto voltaje de tal manera que la chispa eléctrica entre los electrodos de cada bujía sea creada en el momento que se le necesita.

La primera función hace posible el encendido de la mezcla aire-combustible en la cámara de combustión mientras que la segunda sincroniza la combustión para el mejor funcionamiento del motor.

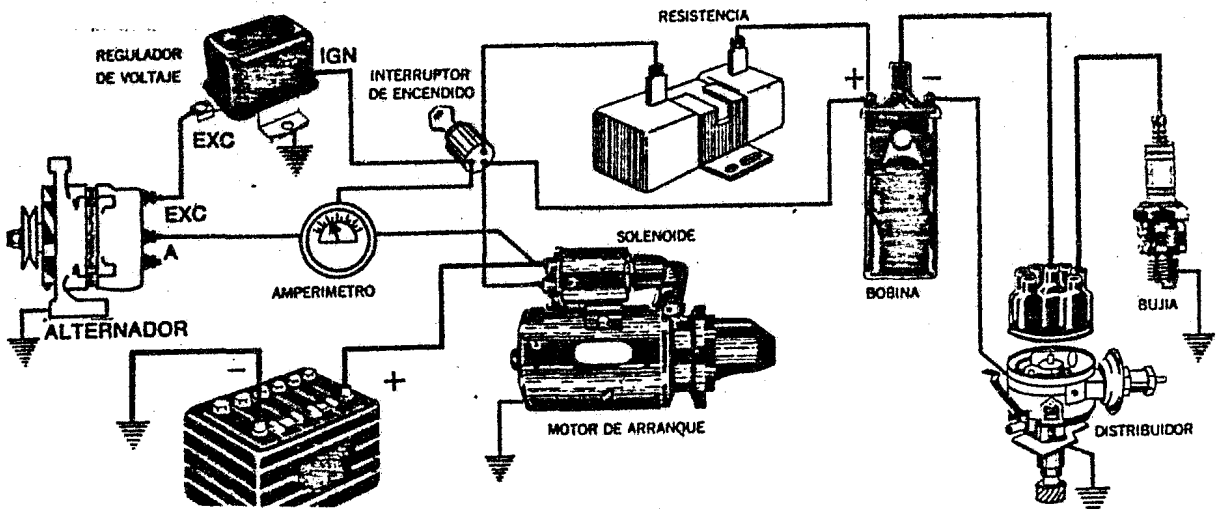


Fig. (1.26) Circuitos del sistema de encendido

CIRCUITO PRIMARIO.-

Esta constituido por el acumulador, el interruptor de encendido, resistencia, bobina (devanado primario), platinos y capacitor, de los cuales:

El Acumulador. Es la fuente de energía eléctrica del sistema de encendido. Transforma energía química en eléctrica por la reacción de sus placas con un electrolito.

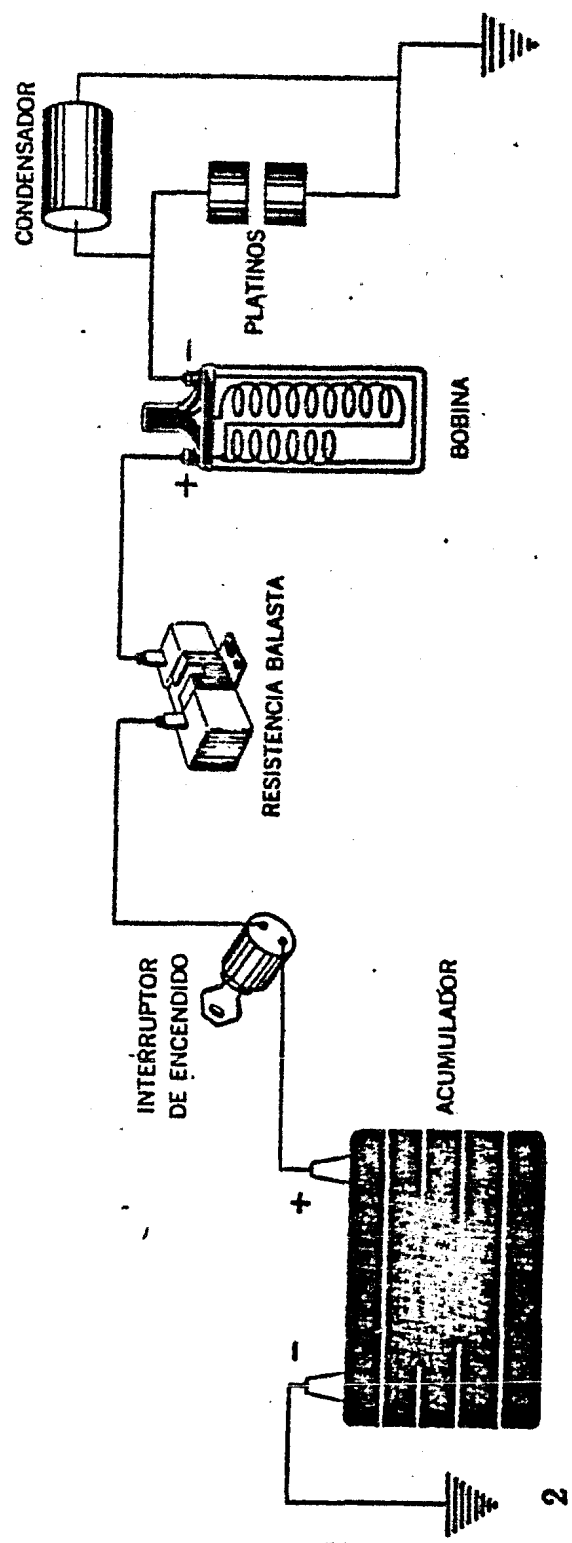


Fig. (1.27)
Circuito primario del sistema de encendido convencional.

- INTERRUPTOR DE ENCENDIDO Y RESISTENCIA. --

El interruptor conecta y desconecta el acumulador del resto del sistema por medio de contactos interiores. La resistencia, limita el flujo de corriente en el devanado primario de la bobina con lo que se elimina la posibilidad de sobrecalentamiento y deterioro de esta última.

BOBINA. - Este elemento es un transformador con devanados concéntricos en un núcleo de hierro laminado Fig. (1.28) contenidos en un bote metálico y aislados mediante componentes de cerámica.

El embobinado primario tiene varios cientos de vueltas de alambre relativamente grueso, mientras que el secundario lleva varios miles de vueltas de alambre muy fino.

Generalmente el embobinado primario se inserta sobre el secundario, que a su vez se ensambla sobre el núcleo de laminaciones y se apoya en el aislador de cerámica.

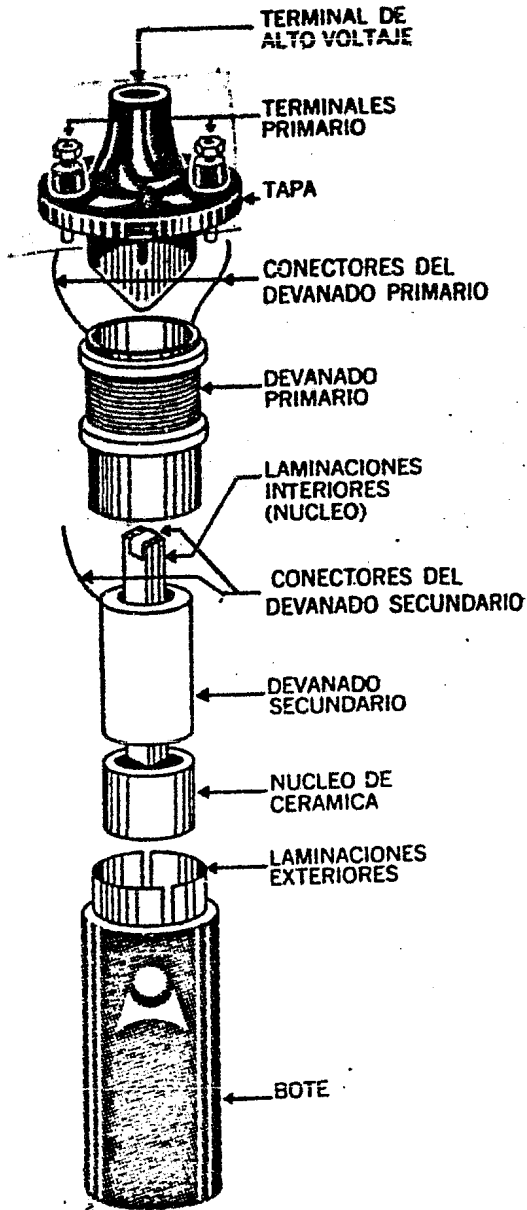


Fig. (1.28)
Construcción de la bobina.

PLATINOS Y CAPACITOR.-

El elemento conocido como "platinos" es un arreglo que consta de una pequeña placa metálica, que en un extremo tiene un contacto de platino y en el otro se ha montado a través de un aislador de baquelita o de plástico, una lámina cuyo extremo sostiene otro contacto de platino que se

hace coincidir con el primero.

El aislador hace las veces de: soporte - para la lámina antes mencionada, seguidor de leva para abrir y cerrar los platinos y adicional - mente sostiene el extremo de un muelle que lo - obliga a seguir el contorno de la leva y conecta la lámina metálica con la fuente de energía eléctrica y con el capacitor.

CAPACITOR.- Es del tipo electrolítico de bote y consiste en dos arrollamientos de láminas metálicas que pueden ser de estaño o aluminio, - aislados por un papel tratado químicamente, que - cumple con la función de dieléctrico. La capaci - tancia esta afectada por el área de exposición de las placas y por el papel dieléctrico empleado, - pero en este caso particular varía entre 0.18 y - 0.28 μF . con un tiempo de carga de $\frac{1}{12,000}$

Seg.

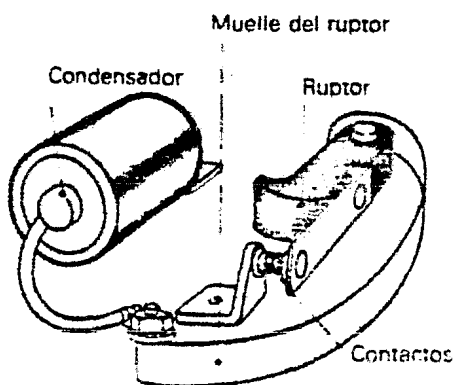


Fig. (1.29)
Ensamble de platinos
y condensador.

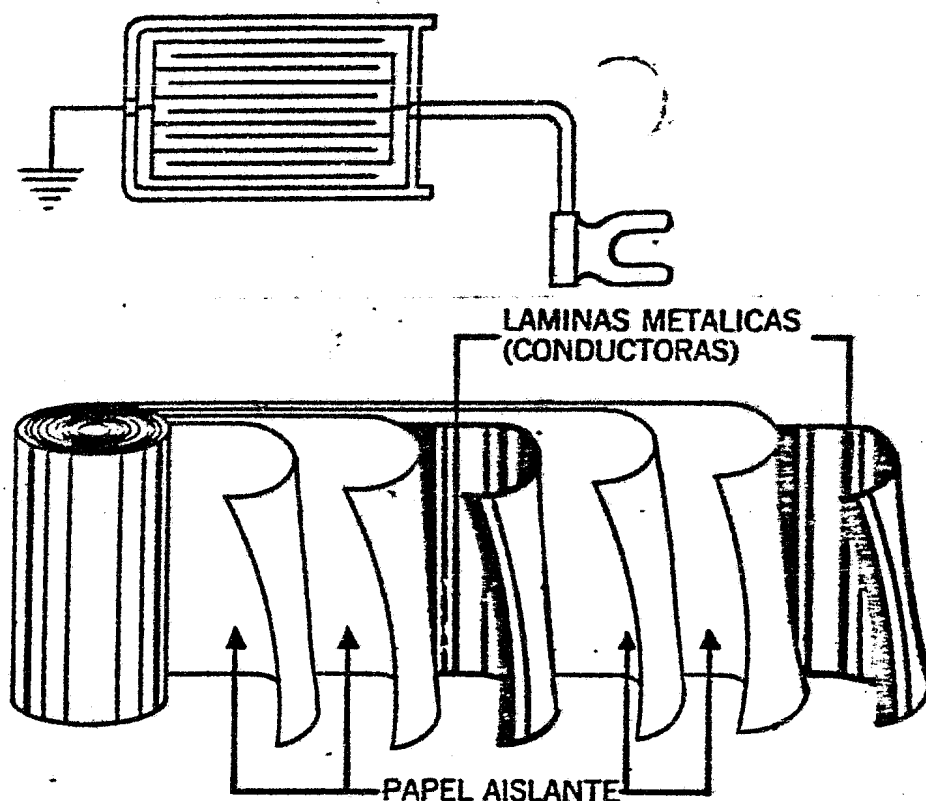


Fig. (1.30)
Capacitor diagrama eléctrico
y construcción.

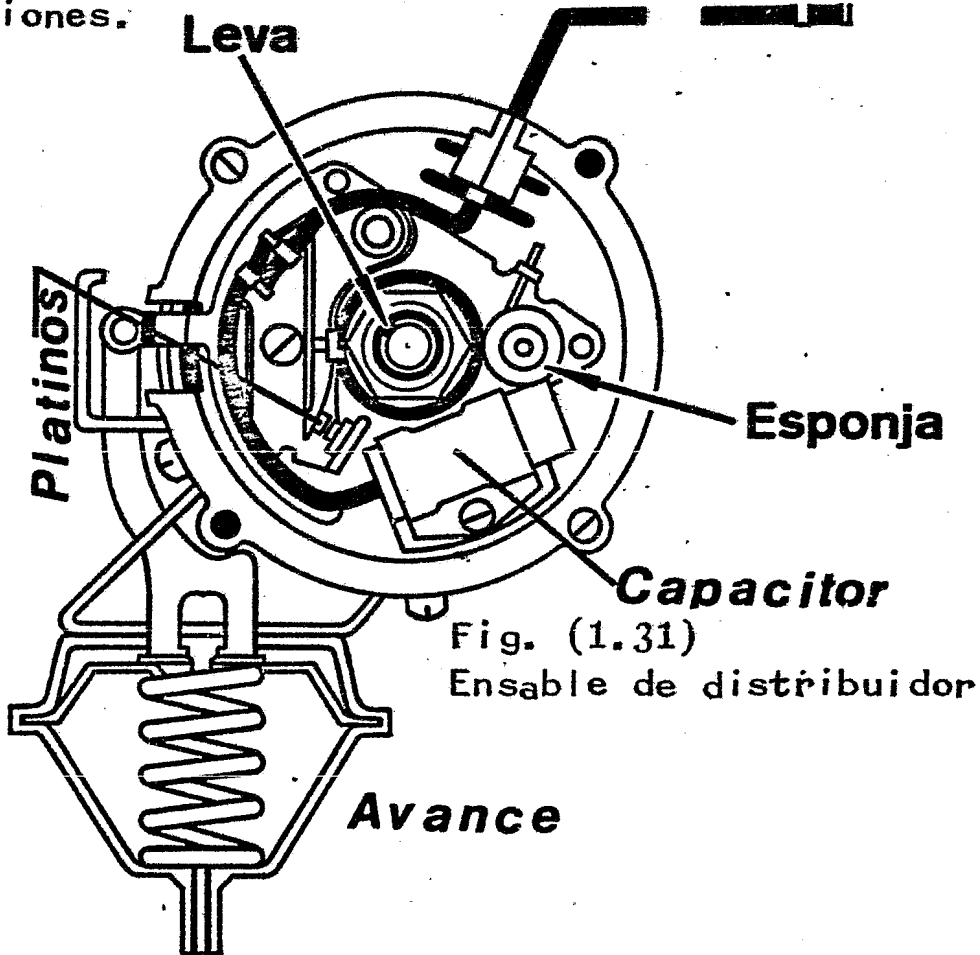
CIRCUITO SECUNDARIO

DISTRIBUIDOR.-

Es la conexión mecánica móvil entre los componentes eléctricos del sistema de encendido - y el motor. Interrumpe y reanuda el paso de corriente eléctrica por el arrollamiento primario - de la bobina mediante la leva que abre y cierra - los platinos; distribuye la corriente de alta tensión producida en el secundario de la bobina a - las bujías en el orden adecuado de encendido mediante un rotor o escobilla.

La escobilla esta unida al eje del distribuidor y, al girar conecta la terminal del cable de alta tensión con las terminales de los cables de las bujias de acuerdo con el orden de encendido.

El eje del distribuidor suele ser accionados desde el árbol de levas, por medio de un engrane helicoidal y ambos giran a la misma velocidad. En algunos motores, el eje del distribuidor es movido por el cigüeñal mediante un arreglo de engranes que reduce a la mitad el número de revoluciones.



FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENCENDIDO CONVENCIONAL.

El principio de operación en este tipo de sistema consiste en crear mediante la circulación de corriente eléctrica en el embobinado primario, un campo magnético que cruzara las espiras del embobinado secundario. Al interrumpirlo rápidamente mediante la suspensión del flujo de corriente al abrir los platinos, el campo magnético que tiende a desaparecer induce un alto voltaje en el secundario de la bobina, (ya que esto equivale a mover una espira cortando las líneas de campo de un imán) y la energía de alta tensión pasa a las bujías mediante el distribuidor.

El alto voltaje inducido en el secundario de la bobina, depende de la rapidez con que sea suspendida la corriente a través de los platinos, ya que al iniciarse su apertura tiende a seguir el flujo corriente y se crea un arco eléctrico entre ellos. La forma de hacer frente a ese problema es conectando el capacitor en paralelo, el cual al cargarse ayudara a eliminar el arco eléctrico y a mantener la vida útil de los platinos.

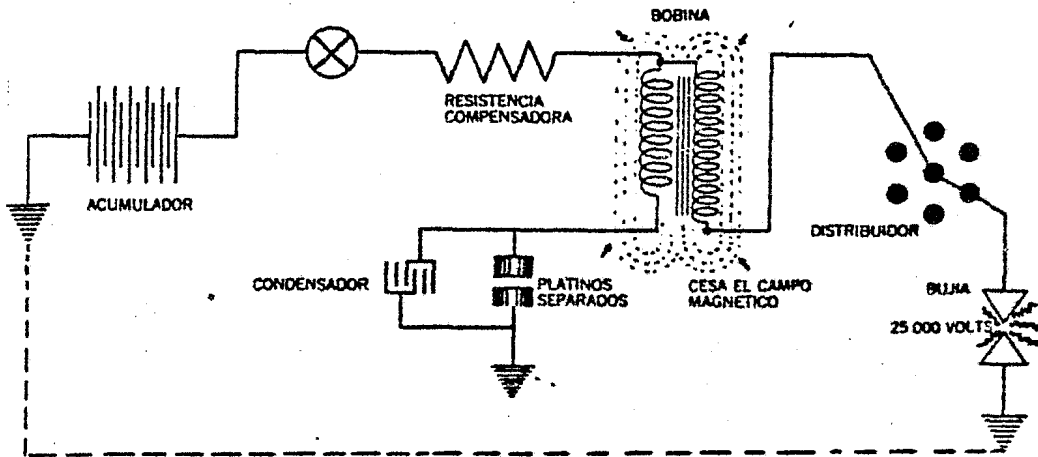
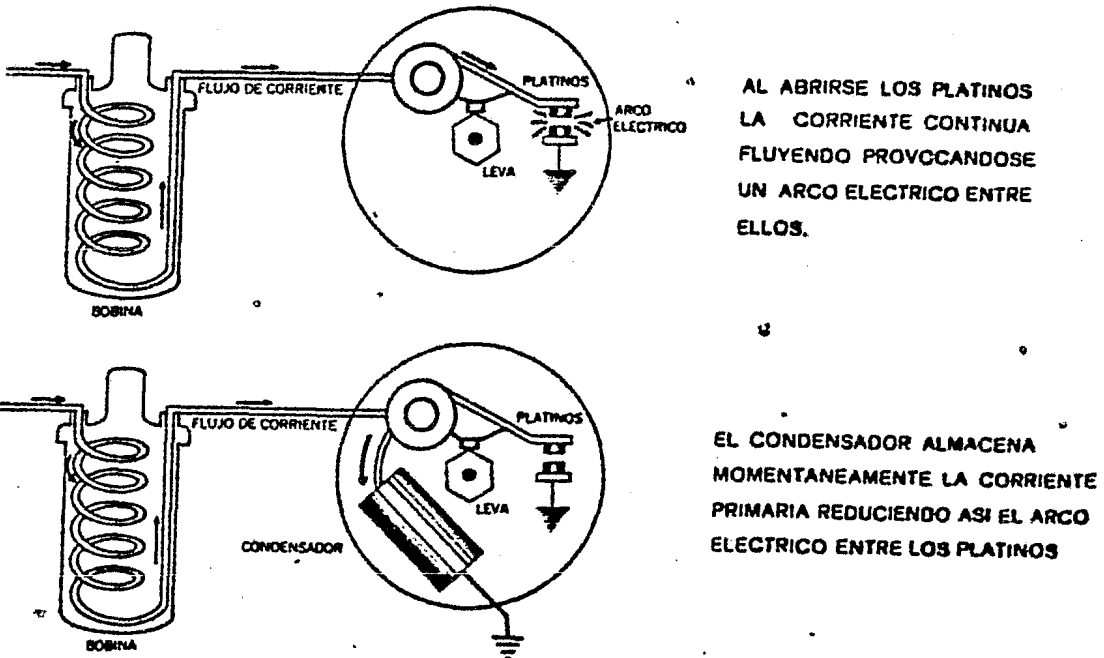


Diagrama eléctrico del circuito secundario que muestra la cesación del campo magnético al separarse los platinos y la inducción del alto voltaje que hace posible la chispa en los electrodos de una bujía.

Fig. (1.32)



AL ABRIRSE LOS PLATINOS LA CORRIENTE CONTINUA FLUYENDO PROVOCANDOSE UN ARCO ELECTRICO ENTRE ELLOS.

EL CONDENSADOR ALMACENA MOMENTANEAMENTE LA CORRIENTE PRIMARIA REDUCIENDO ASI EL ARCO ELECTRICO ENTRE LOS PLATINOS

Fig. (1.33) Función de los platinos y capacitor.

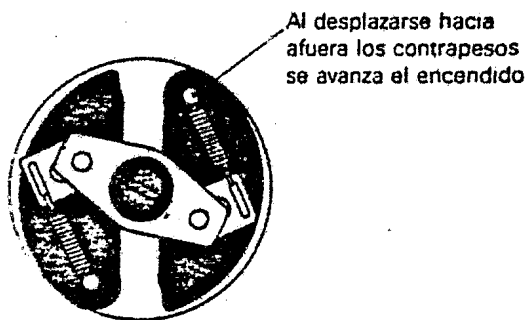
AVANCE DE ENCENDIDO. -

Cualquiera que sea la velocidad de operación del motor, la duración del proceso de combustión suele permanecer invariable. Esto es con el motor en marcha mínima la inflamación de la mezcla se produce en el momento que el pistón alcanza el punto más alto de su carrera de compresión, lo que da tiempo para que la expansión de los gases impulsen el pistón hacia abajo.

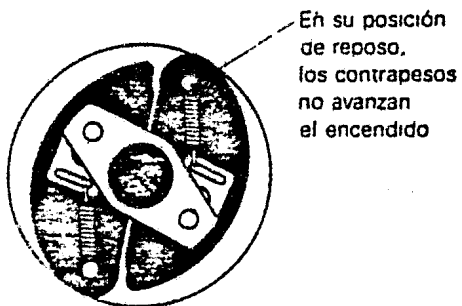
Al aumentar la velocidad del motor se acorta el tiempo que media entre el final de la carrera ascendente del pistón y el principio de la descendente por lo que debe cuidarse que el inicio de la combustión se logre un poco antes de que el pistón se encuentre en su punto muerto superior y así haya tiempo suficiente para la combustión y expansión. Esto se consigue mediante la instalación en el distribuidor de un dispositivo llamado avance centrífugo; que consta de dos contrapesos y resortes mediante los cuales al incrementar la velocidad el eje del distribuidor, modifican la posición de la leva de tal manera que avance contacto con la baquelita de los platinos y produzca su apertura adelantada.

El sistema de avance centrífugo se complementa mediante otro arreglo que consta de una capsula en cuyo interior se ha dispuesto un resorte y un diafragma conectado a la placa base que soporta a los platinos dentro del distribuidor. Este dispositivo se denomina avance por vacío pues es activado desde el carburador dependiendo

de la posición de la mariposa y del flujo de aire.



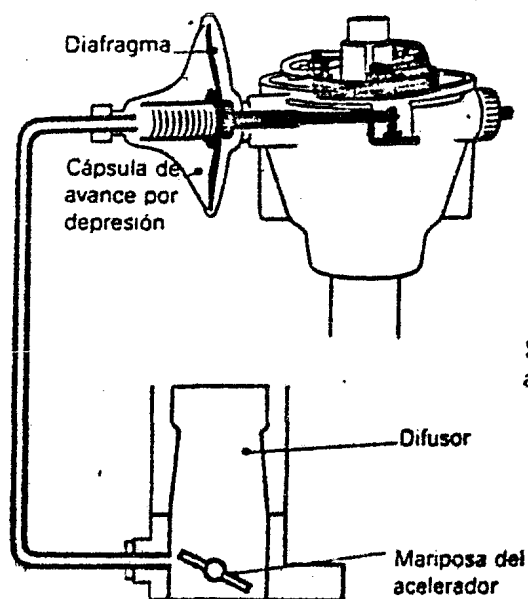
Al desplazarse hacia afuera los contrapesos se avanza el encendido



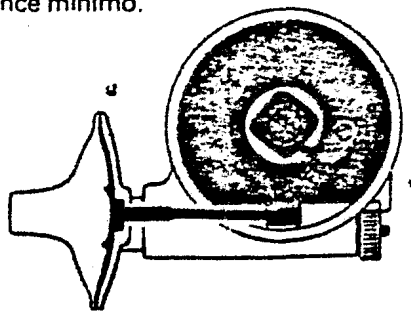
En su posición de reposo, los contrapesos no avanzan el encendido

Fig. (1.34)
Avance Centríffugo.

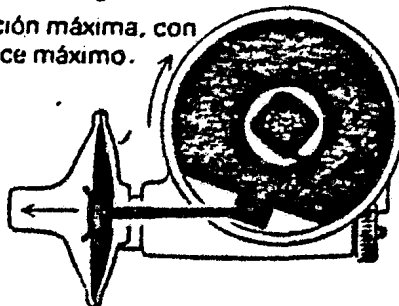
Fig. (1.35)
Avance de vacío.



Succión mínima, con avance mínimo.



Succión máxima, con avance máximo.



1.2.2.2.- SISTEMA DE ENCENDIDO ELECTRONICO O TRANSISTORIZADO.

Uno de los factores que limitan el régimen de revoluciones de un motor es el número de chispas que el sistema de encendido es capaz de producir en un tiempo dado, pues cuando el sistema convencional de encendido funciona a máxima velocidad, no hay tiempo suficiente entre dos aperturas de platinos para inducir un alto voltaje en el secundario de la bobina.

Por esta razón a mitad de la década de los '60 se comenzó a desarrollar en Europa un sistema de encendido que empleara transistores y eliminara los contactos mecánicos para los vehículos de competencia, y fué hasta 1974 cuando en México se incorporó este sistema en los motores comerciales, observándose las mejoras siguientes:

- Sistemas capaces de proporcionar hasta 30,000 volts en los electrodos de las bujías.
- Mayor precisión en el control del avance de encendido.
- Ausencia de contactos mecánicos y mínimo mantenimiento.
- Disminución de la emisión de gases contaminantes.

PRINCIPIO DE OPERACION.-

Para lograr las ventajas mencionadas se aprovecha el comportamiento del transistor; que es un componente electrónico constituido por semiconductores en los que destacan tres regiones para su conexión eléctrica: emisor, colector y base.

El transistor presenta la siguiente particularidad; al existir una pequeña diferencia de potencial entre el emisor y la base permite el páso de corriente entre el emisor y el colector.

Así, dentro de una caja de encendido electrónico el transistor se comporta de la siguiente manera:

- 1).- Cuando la tensión esta presente en la base se deriva una corriente entre el emisor y colector lo que correspondería a los platinos cerrados.
- 2).- Cuando la tensión desaparece de la base del transistor, este deja de ser conductor y bloquea instantáneamente la corriente en el primario de la bobina.

En ese instante desaparece el campo magnético y se induce el alto voltaje en el embobinado secundario.

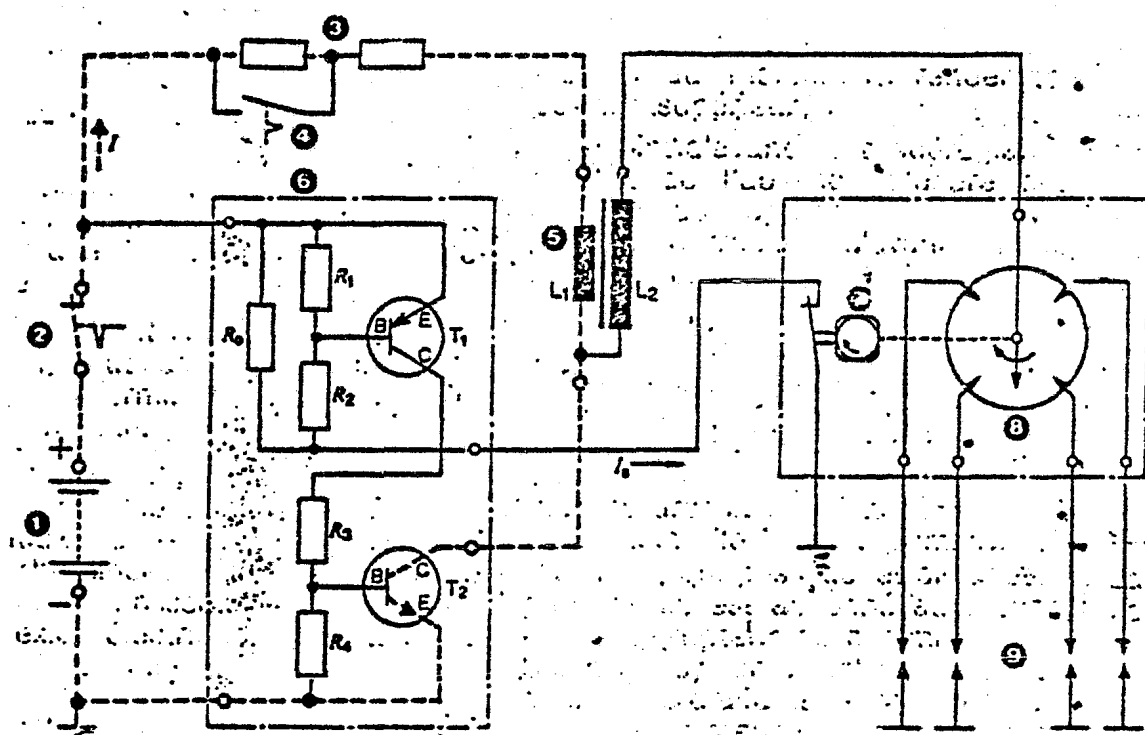


Fig. (1.36)

Diagrama de operación del encendido electrónico simplificado.

Para lograr la señal de tensión en la base del transistor se emplea un generador de im pulsos basado en el principio de inducción.

1.2.2.3.- SISTEMA DE ENCENDIDO COMPUTALIZADO.

Basado en el sistema de encendido electrónico tiene las ventajas de suprimir todos los dispositivos mecánicos para la corrección del avance de encendido pues en este caso la información que se refiere a velocidad del motor, y flujo de aire en el múltiple de admisión es procesada por un pequeño computador que calcula el avance de encendido para esas condiciones de operación del motor y además lo corrige mediante señales eléctricas procedentes de sensores de detonación, de temperatura en el agua de enfriamiento así como presión de aire en el múltiple de admisión.

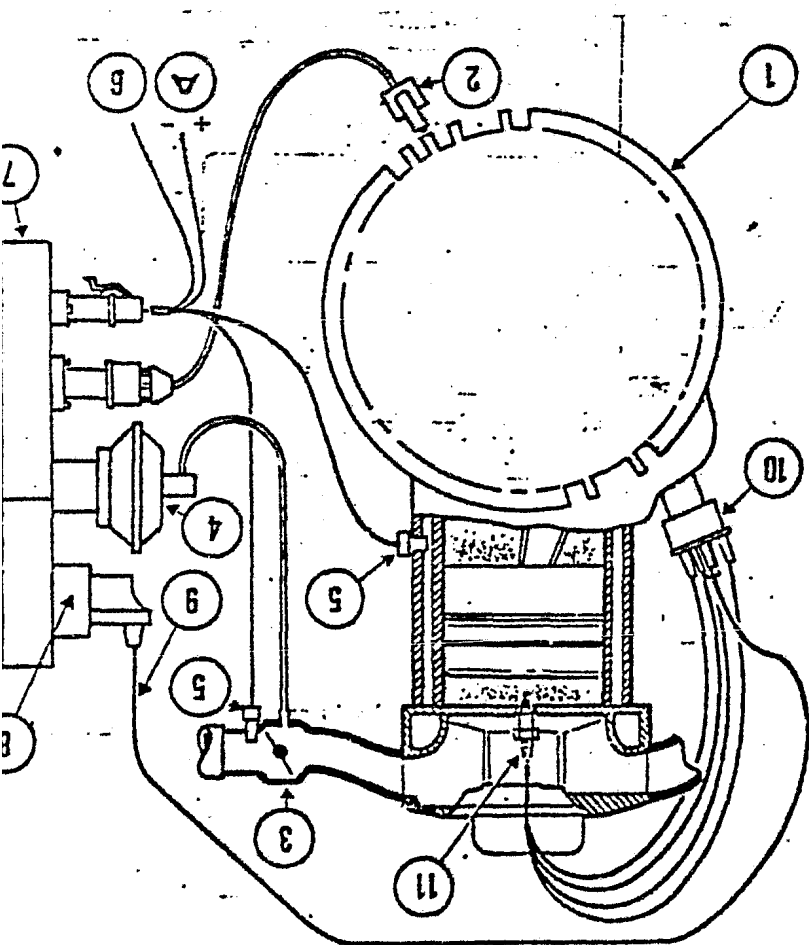


Fig. (1.37)
Ensamble esquemático del sistema de encendido integral computalizado.

1.2.3.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Una porción muy pequeña de la energía calorífica absorbida por el motor, se transforma en energía útil directamente utilizable. El resto del calor debe disiparse de tal manera que se evite la posibilidad de daño por sobrecalentamiento en algún componente del motor. Para tal efecto se han implementado sistemas de enfriamiento haciendo circular aire entre aletas o bien obligando a circular un refrigerante líquido a través de conductos dispuestos en el interior del motor.

1.2.3.1.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AIRE.

Este es un sistema relativamente sencillo en el cual los cilindros, cabeza del motor y bloque tienen a su alrededor aletas que aumentan considerablemente el área para transferencia de calor y contacto con el aire. En algunas zonas como la cabeza del motor cilindros y conductos de escape, que están sometidos a una aportación calorífica muy importante debido a su cercanía con las cámaras de combustión, las aletas para transferencia son de mayor tamaño a las que existen en otras partes del motor.

Este sistema de enfriamiento requiere de un ventilador para forzar la circulación de aire a través de las aletas de transferencia de calor, ya que en el caso de motores con cilindros en línea sería muy difícil lograr que el aire llegara a todas las partes del motor adecuadamente y en -

1.2.3.2.- SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR CIRCULACION DE LIQUIDOS.-

Este sistema esta fundamentado en el principio fisico de que el agua al calentarse, pierde densidad y sube, y si se enfría desciende.

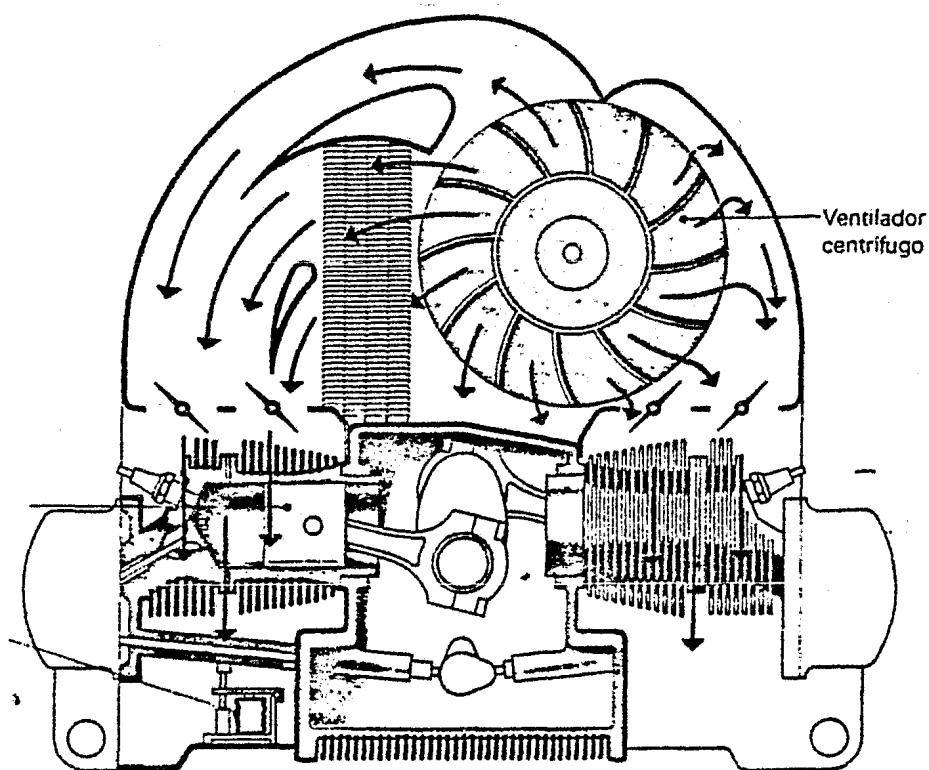
Como la velocidad de circulación es proporcional a la altura de la columna de agua, se requeriria de un radiador colocado a una altura mayor a la cabeza del motor y aún así el flujo sería lento; para solucionar este problema se emplea una bomba centrífuga que generalmente se acciona desde el motor y fuerza la circulación de agua.

Las partes fundamentales de un sistema de refrigeración mediante circulación de agua son las siguientes:

- Envoltura o enchaquetado que rodea las partes sometidas a aportaciones de calor como son: cilindros y cabeza del motor.
- Radiador En el que se refrigera mediante circulación de aire el agua que llega caliente desde el motor.
- Ventilador que fuerza la circulación de aire hacia el radiador.
- Bomba centrífuga mediante la cual se obliga a el agua de enfriamiento a circular por el enchaquetado del motor.

el caso de motores instalados en la parte posterior del vehículo el aire que llegaría sería -- prácticamente nulo.

La Fig. (1.38) muestra la disposición de los componentes de un motor de cuatro cilindros opuestos enfriado por aire.



Este ventilador de motor trasero aspira aire y lo impulsa por unos conductos hasta las aletas múltiples de los cilindros y culatas. Fig. (1.38)

Termostato.- Colocado en el conducto de salida del agua del motor. Controla el flujo de líquido al permitir su paso hacia el radiador únicamente si su temperatura excede del límite especificado por el fabricante que puede ser de 70°C .

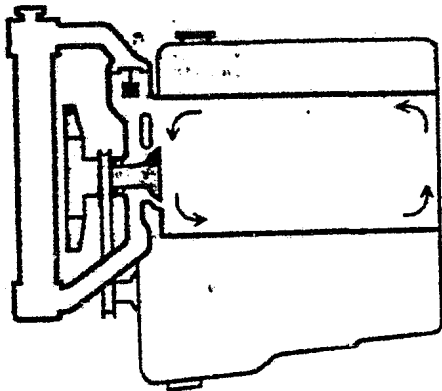
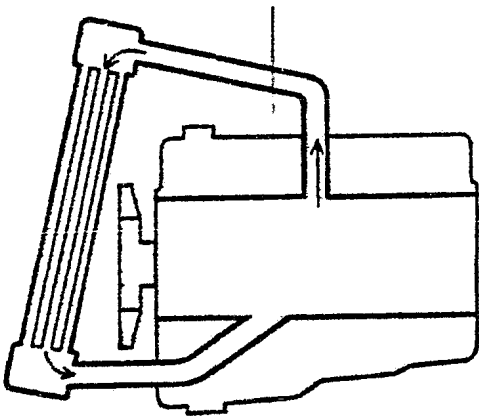


Fig.(1.39)
Sistema de refrigeración -
mediante circulación de -
líquidos.



1.2.4.- SISTEMAS DE ESCAPE.

Los gases obtenidos como producto de la combustión de un motor, pasan al múltiple de escape a presiones superiores a la atmosférica y se expanden rápidamente, por lo que se forman ondas supersónicas que deben ser frenadas y amortiguadas, pues en caso contrario se emitirían ruidos intolerables.*

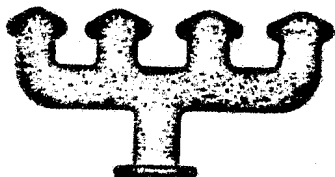
Los gases de escape después del colector, son conducidos un trayecto corto por un tubo antes de hacerlos pasar por el silenciador, que es una cámara de expansión concebida además para amortiguar y frenar las ondas sonoras.

Quando los gases de escape abandonan el silenciador se han expandido tanto, que su presión ha disminuido hasta alcanzar los valores de la del ambiente, y la mayor parte del ruido ha sido absorbida.

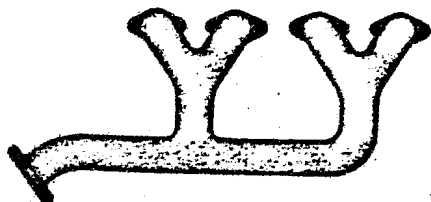
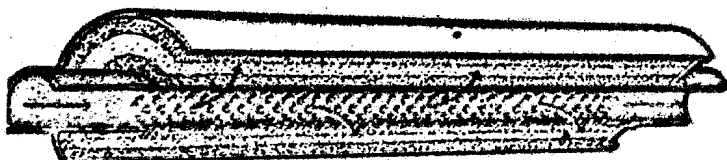
Si los gases de escape no se eliminan con facilidad se obstruirá la entrada de la nueva sustancia de trabajo a las cámaras de combustión y esta resultara contaminada por los gases residuales quemados, que disminuirán el rendimiento del motor.

En el sistema de escape no se puede evitar la presencia de una cierta sobrepresión, debida al efecto obstaculizante del múltiple de escape, tubo y silenciador. Pero no se debe olvidar que mientras menor sea esta contrapresión el rendimiento del motor será superior.

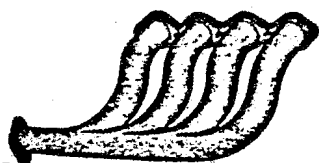
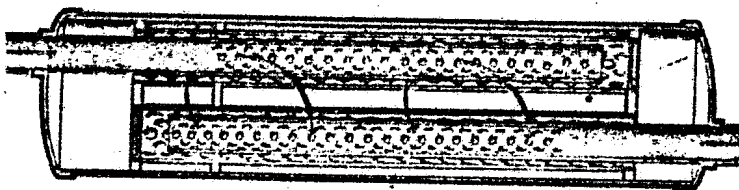
La siguiente figura (1.40) muestra cuatro tipos de múltiples de escape y tres de silenciadores empleados actualmente en motores comerciales - para diferentes aplicaciones.



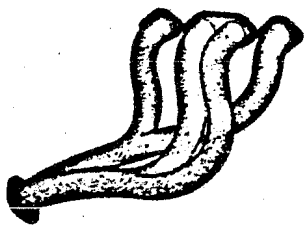
Colector de escape simple, de hierro fundido, con salida central, utilizado normalmente en los motores de 4 cilindros en línea.



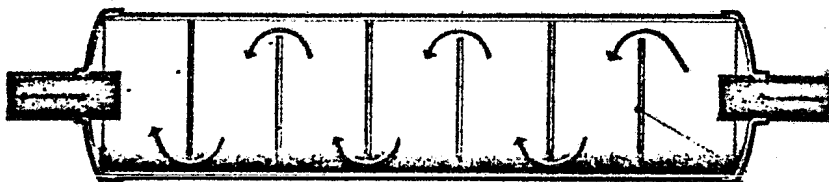
Colector de escape doble que proporciona una mejor salida de gases que el descrito arriba.



El uso de colectores múltiples que desembocan oblicuamente en el tubo de salida reduce la contrapresión de los gases del escape.



Colector de escape múltiple de alto rendimiento, con tubos unidos por parejas, utilizado para vehículos deportivos y de competición.



1.2.5.- SISTEMA DE LUBRICACION.-

La misión de un lubricante en el motor, - consiste en disminuir la fricción y el desgaste - así como evitar la fuga de gases, refrigerar las zonas calientes y absorber algunos productos nocivos de la combustión.

El aceite se deposita en el carter que - es un recipiente colocado en la parte más baja - del motor. Una bomba de engranes lo hace ascender y pasar por un filtro de flujo total hasta llegar a los cojinetes del árbol de levas, y del cigüeñal. En condiciones normales, la bomba impulsa varios litros de aceite por minuto, a una presión controlada por la válvula de regulación.

Desde los cojinetes de bancada, el aceite llega hasta los cojinetes de biela a través de unos conductos practicados en el cigüeñal, y en algunos motores, el aceite llega hasta los pernos a través de unos conductos a lo largo de la biela.

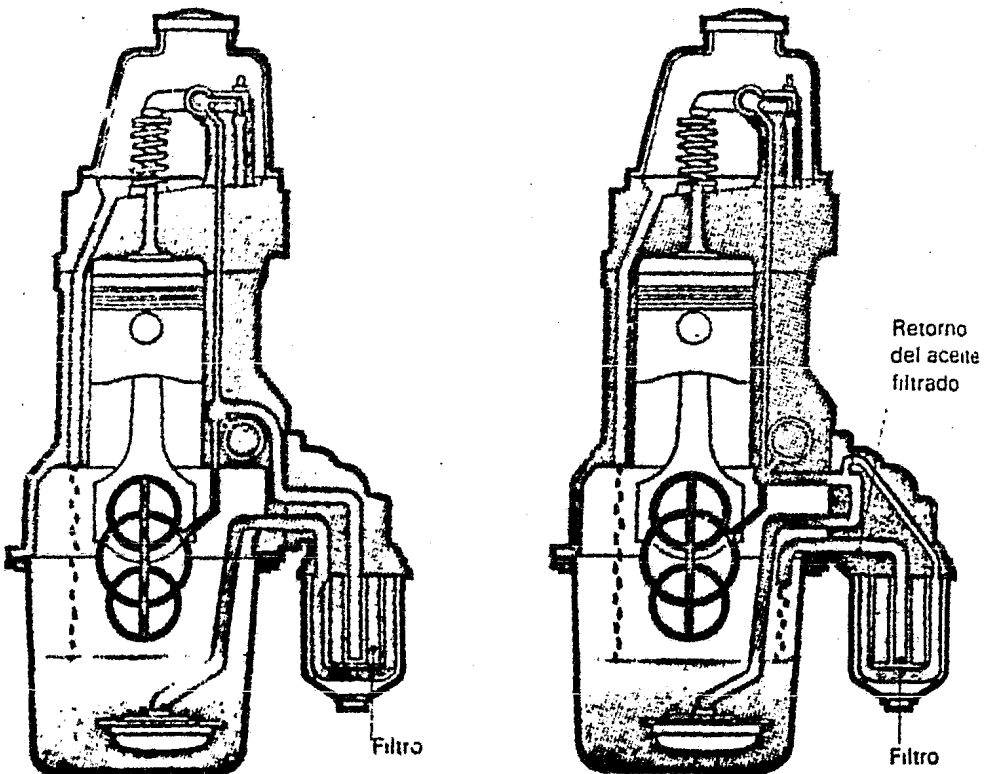
Las paredes de los cilindros y los pernos del pistón se lubrican por salpiqueo mediante el aceite que escapa de los extremos de los cojinetes. El exceso de aceite es retirado del cilindro por los anillos rascadores que lo devuelve al carter.

Los motores con válvulas a la cabeza disponen de otros conductos que suministran aceite a

las partes móviles.

El aceite después de lubricar balancines y eje retorna al carter por gravedad a través de unos pasos existentes en la cabeza.

Fig. (1.41)
Sistema de lubricación en un motor



CAPITULO II
PRINCIPIO DE OPERACION Y
BALANCE ENERGETICO DE LOS
MOTORES DE COMBUSTION -
INTERNA.

2.1.- PRINCIPIOS DE OPERACION.-

Los motores de combustión interna cons - truidos hasta la fecha, basan su principio de ope - ración en alguno de los siguientes ciclos:

- 1) Ciclo Otto - Motor encendido por chis - pa 4 tiempos.
- 2) Ciclo a Diesel cuatro tiempos.
- 3) Ciclo de dos tiempos gasolina o diesel

CICLO OTTO.-

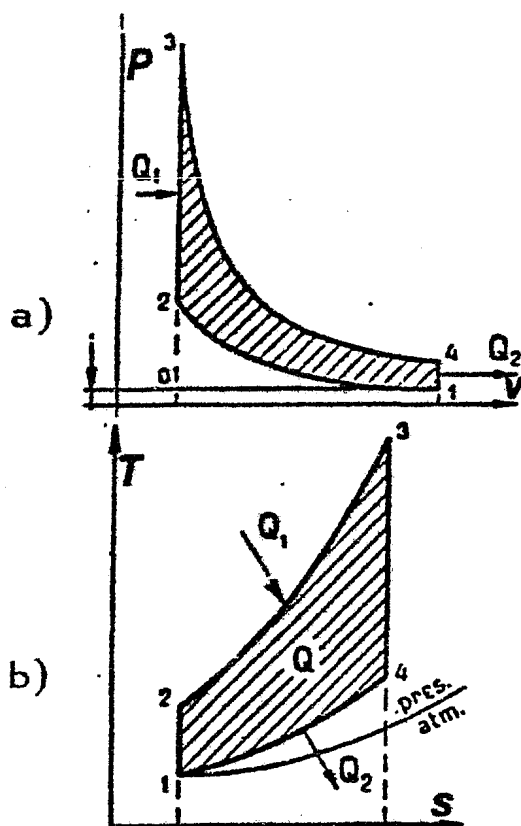
Se inicia con la introducción de una mez - cla aire-combustible conducida a través del múlti - ple de admisión hasta los cilindros. donde se lle - varan a cabo los cuatro tiempos de trabajo por ca - da 720° de giro del cigüeñal como sigue:

- a).- Admisión
- b).- Compresión
- c).- Combustión y expansión
- d).- Escape.

Y se representa en los planos V_p y ST como se muestra en la Fig. (2.1-a,b) respectivamente.

Fig. (2.1)

CICLO OTTO

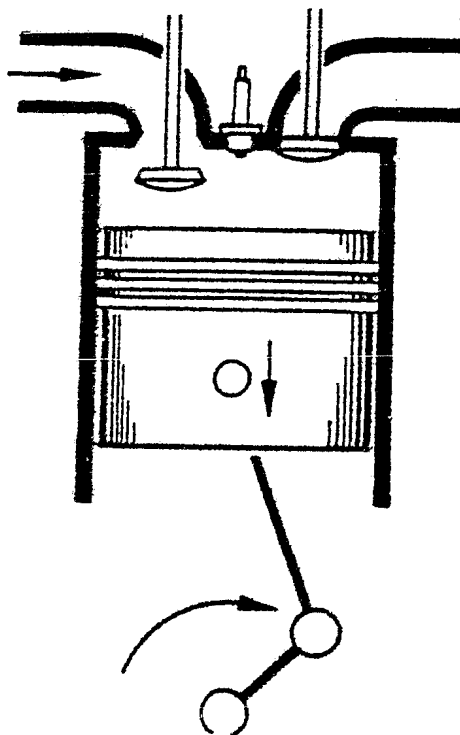
a) Diagrama Vp b) Diagrama ST ADMISION

Proceso adiabático isobarico (0-1) que ocurre con una válvula abierta, la cual permite el paso de la mezcla al cilindro cuando el pistón se traslada hacia el punto muerto inferior.

Al término de esta carrera la válvula de admisión se cierra para que se inicie el siguiente tiempo.

Fig. (2.2)

Tiempo de Admisión.



COMPRESION.-

Proceso (1-2), se realiza con las válvulas de admisión y escape cerradas; el pistón se traslada hacia el punto muerto superior, provocando un aumento de presión y temperatura de la mezcla con la reducción del volumen hasta alcanzar el correspondiente a la cámara de combustión. El proceso ocurre sin variación de entropía.

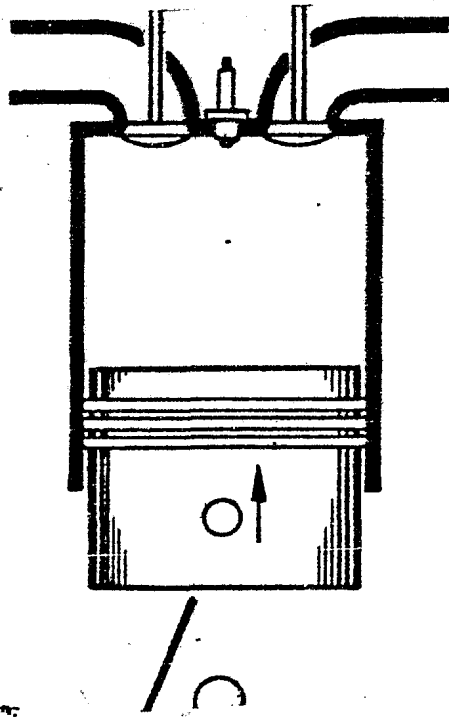


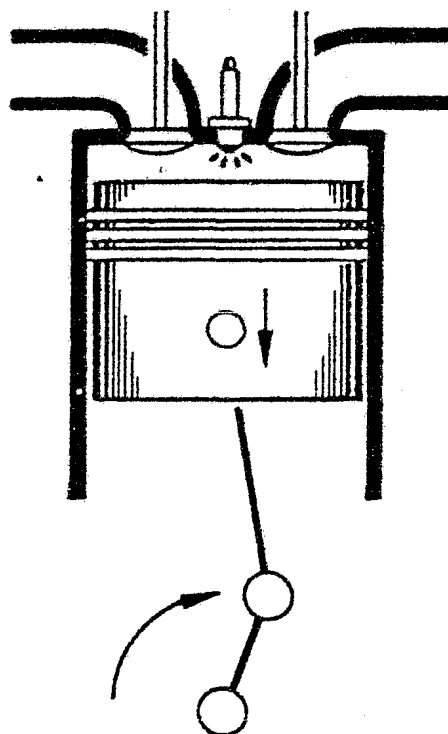
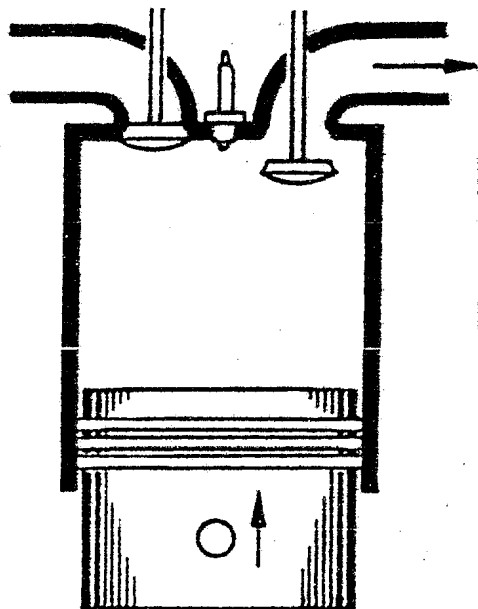
Fig. (2.3)
Tiempo de compresión.

COMBUSTION Y EXPANSION.

Ambas válvulas continúan cerradas y entre los bornes de la bujía salta una chispa que incendia la mezcla a volumen constante, con lo cual se provoca un aumento de presión y temperatura (Proceso 2-3).

Los gases producto de la combustión, al tratar de alcanzar su equilibrio térmico actúan sobre el pistón obligándolo a desplazarse hacia el punto muerto inferior y debido a esta acción se obtiene la carrera de trabajo, en un proceso isentrópico (3-4).

Fig. (2.4)
Tiempo de Combustión
y Expansión.



ESCAPE:



La válvula de admisión permanece cerrada, se abre la de escape y se inicia el desalojo de los gases quemados a causa de la diferencia de presiones que existe entre el cilindro y el medio

ambiente (4-5). Los gases residuales son barridos por el pistón en su viaje ascendente y al llegar al punto muerto superior, la válvula de escape se cierra y abre la de admisión para iniciar un nuevo ciclo (5-0).

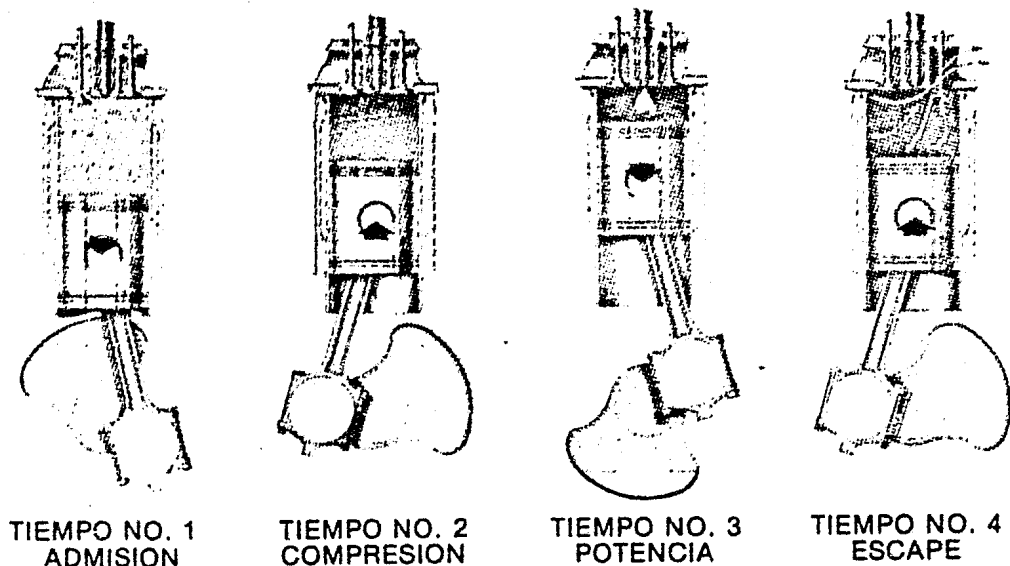
CICLO DIESEL 4 TIEMPOS.

El motor a diesel surge del proyecto de emplear carbón, como combustible, pero debido a los problemas que esto acarrea, terminó como un motor al que solo se introduce aire en la carrera de admisión y posteriormente se le suministra por inyección un combustible líquido, teóricamente cuando el pistón llega al punto muerto superior de la carrera de compresión.

En el motor a diesel el encendido se lleva a cabo debido a que la compresión en la cámara de combustión ha incrementado la temperatura del aire por encima de la de inflamabilidad del combustible.

El aceite combustible diesel se vaporiza menos que la gasolina y no es posible introducirlo como mezcla aire-combustible sino que es impulsado y atomizado por un inyector hasta la cámara de combustión donde se inflama cuando entra en contacto con el aire comprimido caliente.

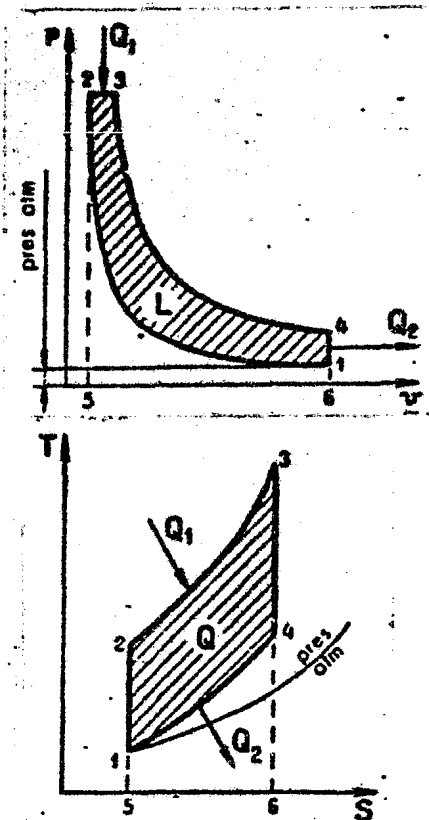
Fig. (2.5) cuatro tiempos del motor a diesel.



En el motor a diesel de cuatro tiempos, - el aire penetra a los cilindros en un proceso - adiabático isobárico (0-1) durante el tiempo de - admisión fig. (2.6); el combustible inyectado - comienza a arder hasta el final del tiempo de com - presión en un proceso a presión constante (2-3) - ya que el pistón se está desplazando hacia el pun - to muerto inferior; la presión generada por los - gases en expansión continua impulsando el pistón - hacia abajo en lo que se denomina tiempo de expan - sión (3-4), los gases quemados salen del cilindro durante la abertura de la válvula de escape (4-1) y son barridos finalmente por el pistón en su des - plazamiento hacia el punto muerto superior (0-1).

Fig. (2.6)
Ciclo a diesel

- a) Plano Vp
b) Plano ST



CÍCLOS DE DOS TIEMPOS.-

La mayoría de los pequeños motores a gasolina empleados en motocicletas y máquinas domésticas, así como motores a diesel en gran variedad de tamaños, operan bajo el principio del ciclo de dos tiempos.

Debido a que la carrera de expulsión en el motor de 4 tiempos solo tiene como finalidad barrer los gases quemados, y la carrera de admisión succiona la nueva sustancia de trabajo; si se proporciona de alguna manera la posibilidad de efectuar un buen barrido de gases de escape y un llenado suficiente de gases de admisión se lograra completar el ciclo: admisión, compresión, combustión-expansión y escape en una sola revolución.

Las siguientes figuras (2.7-a,b) mues --

tran la construcción de un motor a diesel dos tiempos (a) y su diagrama en el plano V_p (b).

Fig. 2.7(a)
 Construcción
 y operación de
 un motor de
 dos tiempos.

Catálogo D.D.A.

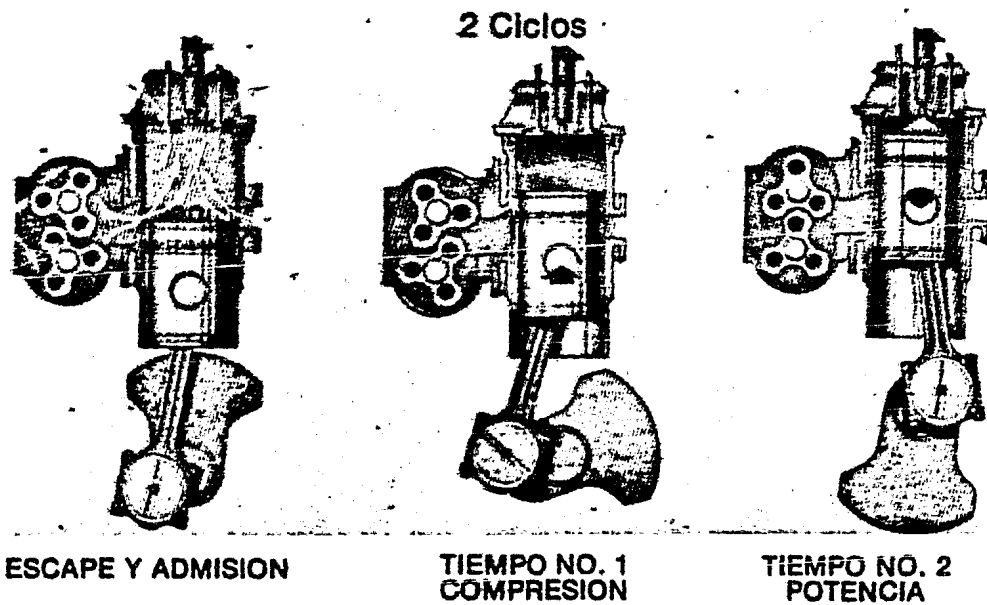
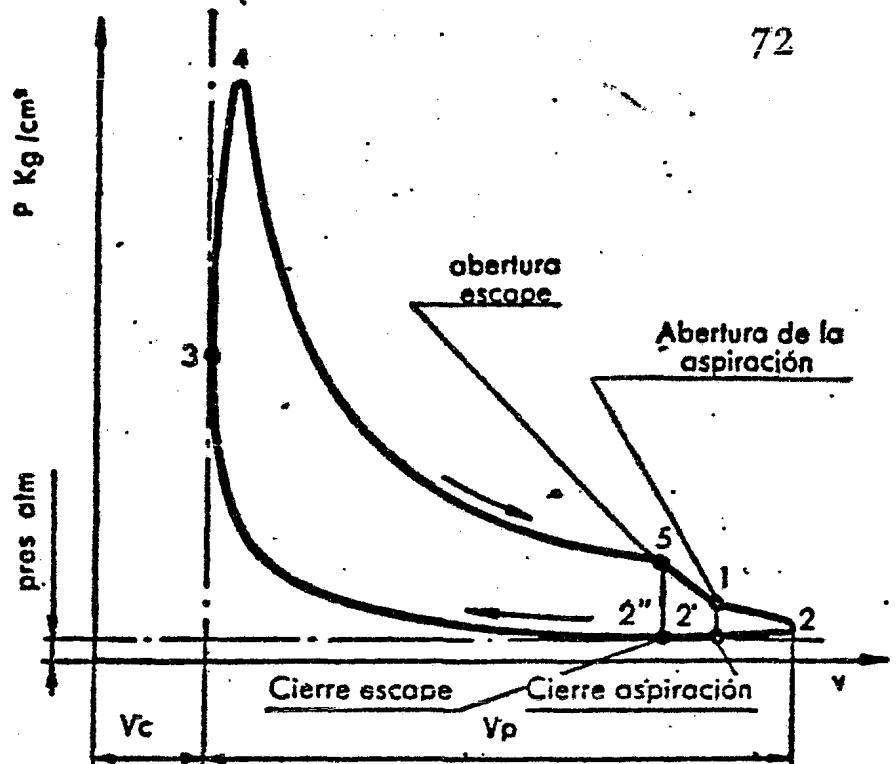


Fig. (2.7) (b)
Diagrama de
indicador.



Puede observarse del diagrama como en el punto - (3) se ha concluido la compresión y se inicia la inyección y combustión para llegar a (4), posteriormente se realiza la expansión y en el punto - (5) se muestra una caída paulatina de presión, - pues ahí se abren los conductos de escape. Al llegar a (1) se inicia el barrido soplando aire dentro del cilindro (1-2), y posteriormente en (2')-

el pistón cierra las lumbreras de admisión y se -
inicia la compresión, pues el cilindro se ha lle-
nado de la nueva sustancia de trabajo.

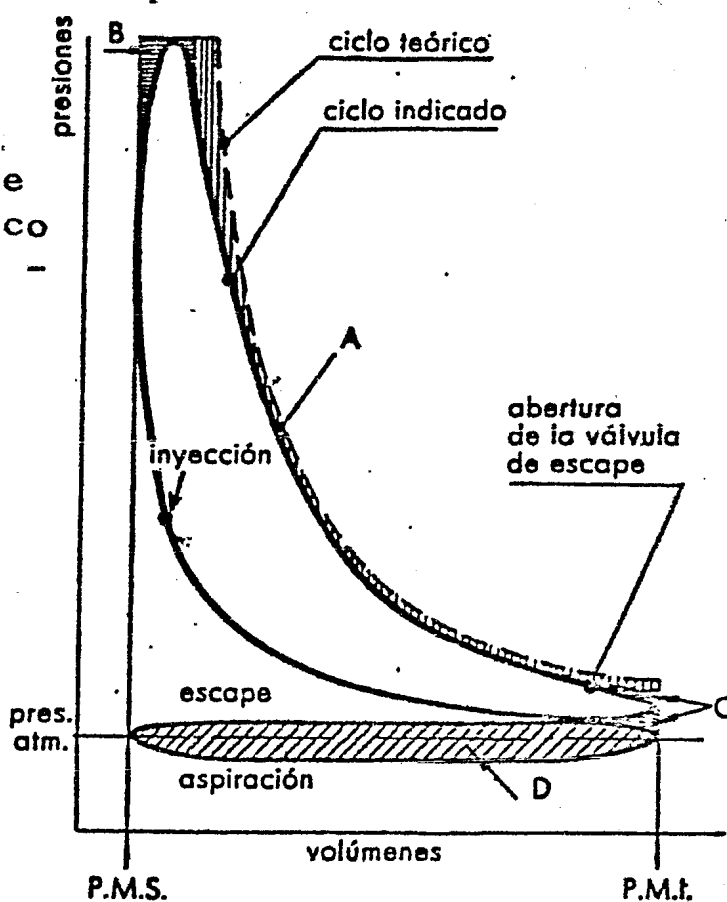
En los ciclos de cuatro tiempos, hay una
carrera motriz o de potencia en dos revoluciones;
en los ciclos de dos tiempos hay una carrera de
potencia en una revolución.

2.2.- DIFERENCIAS ENTRE LOS CICLOS TEORICO Y REAL.

Entre el ciclo teórico y el real existen una serie de diferencias que consisten en un perfil distinto en las curvas de expansión y de compresión así como la sustitución por curvas de los trazos rectilíneos en los tiempos de combustión y escape.

La Fig. (2.8) muestra la comparación entre los ciclos diesel teórico y real.

Fig. (2.8)
Comparación entre los ciclos teórico y real motor a diesel.



Las causas de las diferencias mencionadas básicamente son las siguientes:

PERDIDAS DE CALOR:

En el ciclo teórico no se consideran, y las curvas de compresión y expansión son las definidas por un proceso adiabático. En la realidad - esto no es posible pues para garantizar el buen comportamiento y durabilidad del motor, se requiere transmitir a través de las paredes de los cilindros y de la cabeza del motor una cierta cantidad de calor que el sistema de enfriamiento se encargara de disipar y es por lo tanto que estas curvas tendran el perfil originado por un proceso politrópico.

ABERTURA Y CIERRE DE VALVULAS:

En teoría también se supone que la abertura y cierre de las válvulas se realiza instantáneamente y que mientras una esta abierta la otra permanece cerrada. En la operación del motor esto no ocurre así ya que la válvula de escape tiene que abrirse instantes antes de que el pistón llegue al punto muerto inferior de la carrera de expansión, de manera que la presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera expulsión. Por otra parte la válvula de admisión comienza a abrirse antes de que concluya la carrera de escape y permanece abierta después de que el pistón ha concluído su carrera de admisión.

TIEMPO EMPLEADO PARA LA COMBUSTION:

En el ciclo Otto y en el ciclo Diesel - se supone que la combustión es instantánea y que se realiza a volumen constante en el primero y en segundo a presión constante, pero realmente en ambos casos la combustión dura cierto tiempo y cuando se lleva a cabo existe un instante en que se puede decir que es a volumen constante y en otro muy pequeño a presión constante. Por ello es necesario anticipar la chispa o la inyección de combustible de tal manera que la combustión se inicie cuando el pistón aún no llega al final de la carrera de compresión, y la máxima liberación de energía se lleve a cabo cuando el pistón este - practicamente en el punto muerto superior. Lo anterior en la superposición de diagramas se muestra como la curva que sustituye a la línea recta al final de la compresión.

LLENADO DE LAS CAMARAS DE COMBUSTION.-

Para que un motor encendido por chispa o por compresión sea capaz de mover la carga máxima y quemar totalmente el combustible suministrado, -debera cuidarse que cada uno de los cilindros reciba dentro de lo posible la mayor cantidad de ai re.

En el motor encendido por chispa esto se logra quitando la restricción impuesta por el estrangulador del carburador.

Teniendo el acelerador totalmente abierto, se llenan los cilindros con una mezcla aire - combustible cuya presión sera menor a la atmosférica ya que el fluido estara sometido a caídas de presión al pasar por los venturis del carburador, y recorrer los conductos del múltiple de admisión así como las lumbreras de entrada a las cámaras - de combustión.

En el caso de motores encendidos por com presión el aire de admisión entrara a una presión más cercana a la atmosférica ya que no existe el carburador, pero aún así este fluido estara sometido a caídas de presión al efectuar su recorrido hasta las cámaras de combustión y el combustible inyectado, no será quemado eficientemente por ser poca cantidad de aire inducido.

La potencia entregada por un motor, de - pende directamente de la cantidad de aire manejado, o sea del rendimiento volumetrico; que se de-

fine: como la relación, entre el peso efectivo de aire introducido en el cilindro durante la unidad de tiempo y el peso del volumen de aire que teóricamente debería introducirse en el mismo tiempo, - calculando a base de la cilindrada unitaria y de las condiciones de temperatura y presión al ingreso del cilindro.

El rendimiento volumetrico varía con el regimen de operación del motor, ya que la resistencia que encuentra un fluido al desplazarse dentro de un conducto, es proporcional a su velocidad y depende directamente de la forma y dimensiones del mismo.

El rendimiento de un motor en la práctica se obtiene en pruebas de banco haciendo funcionar el motor a diferentes regimenes.

En teoría este rendimiento se calcula - considerando el número y dimensiones de los cilindros, la velocidad del motor y la densidad de la atmosfera.

Las variables que afectan el rendimiento volumétrico son:

- Densidad del aire ó la mezcla aire-combustible-

Es muy importante considerar las condiciones del aire que llega al cilindro, ya que las paredes de los conductos de admisión y del propio cilindro ceden calor al gas, elevando su temperatura, y haciendo que la densidad disminuya, con -

lo cual se produce una pérdida en el Rendimiento Volumétrico.

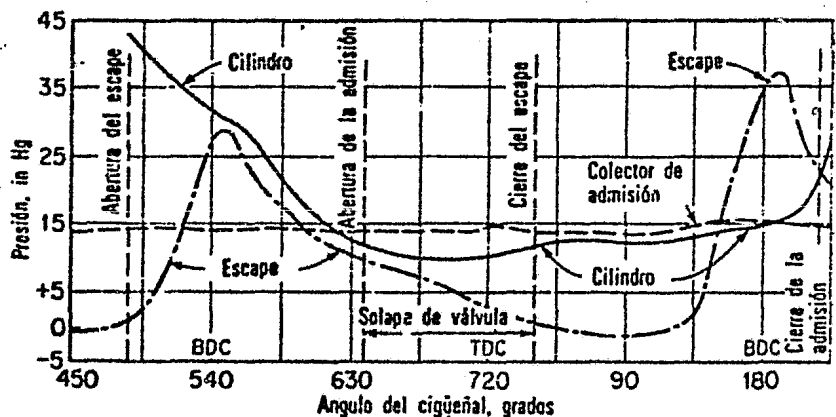
CONDUCTOS DE ADMISION Y DE ESCAPE.-

Los conductos de admisión deben permitir el paso del máximo flujo de aire, pues como se dijo anteriormente de su sección, dimensiones y características superficiales depende la velocidad del aire de admisión.

Por otra parte, es también de gran importancia la longitud y curvatura de los conductos de escape ya que deben oponer la mínima resistencia a la salida de los gases producto de la combustión.

En los conductos de admisión y escape se generan ondas de presión debido a que el flujo experimenta variaciones bruscas de velocidad a causa de la abertura y cierre de válvulas.

Fig. (2.9)
Ondas de presión



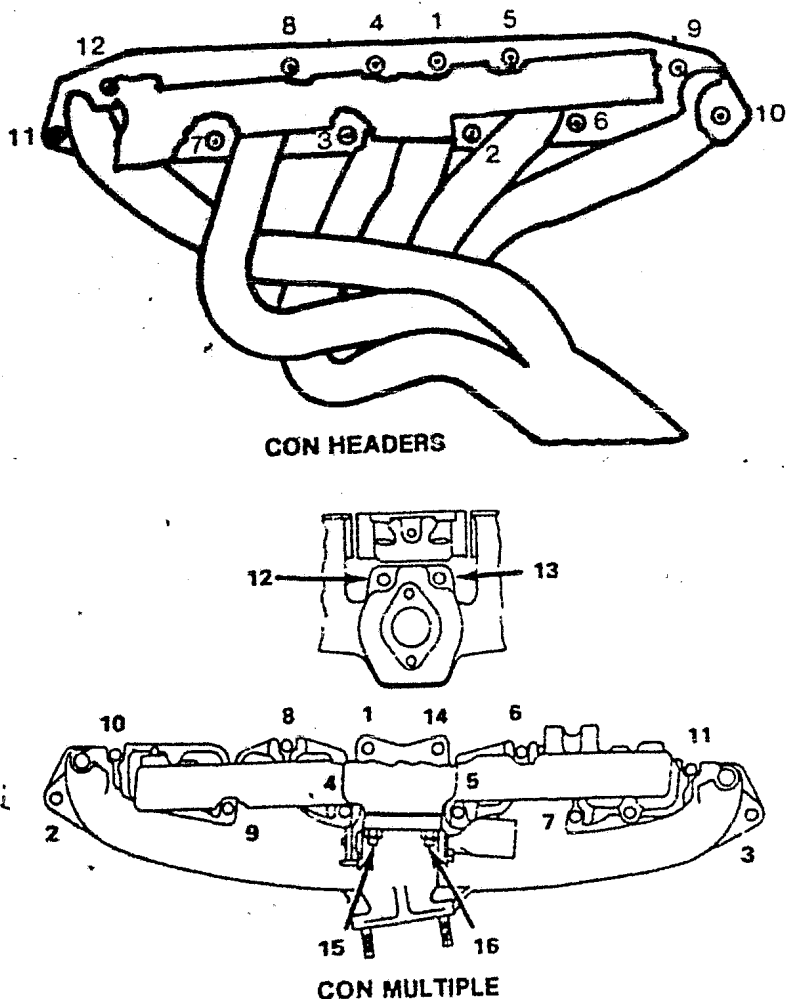
Cuando las ondas de presión que se forman en el conducto de admisión tienen una frecuencia tal que poco antes del cierre de la válvula alcanza su máximo valor a la entrada del cilindro existe un apoyo a la alimentación también llamado sobrealimentación por inercia, así como un incremento en el rendimiento volumétrico.

De manera similar, en los conductos de escape existe un aumento y disminución de presión en los gases de escape y si la presión menor coincide con la abertura de la válvula de escape será más fácil desalojar los gases quemados.

Fig. (2.10)

a) Sistema de escape con mínima contra presión "Headers"

b) Sistema de escape convencional.



- . DISTRIBUCION (tiempo de apertura y cierre de -
válvulas)

Para los motores de combustión recíprocos, se puede elaborar un diagrama como el que se muestra en la figura (2.11) el cual establece los instantes en que comienzan a levantarse las válvulas y los correspondientes a su cierre tomando como referencia el punto muerto superior e inferior del pistón.

En la práctica las válvulas se abren y cierran cuando los pistones se hayan distantes a sus puntos muertos. Para la admisión, el adelanto en la abertura es con el fin de que la válvula esté completamente abierta en el momento que el pistón inicia la carrera descendente, y el cierre se hará cuando el pistón haya iniciado su carrera ascendente, ya que el fluido, durante la carrera de aspiración alcanza una velocidad elevada y por efecto inercia continua entrando al cilindro.

En el escape, sucede un fenómeno análogo, por lo tanto la apertura de la válvula correspondiente se realizará aún cuando el pistón no haya terminado su carrera de expansión, con el fin de aminorar la presión de los gases antes de iniciar la carrera de expulsión, asimismo el retraso en el cierre se hace para aprovechar que los gases alcanzan su máxima velocidad al iniciarse la carrera de admisión. Los ángulos de adelanto y atraso varían especialmente con relación a la velocidad media del gas y a la aceleración que experimenta la válvula al efectuar su movimiento recíproco.

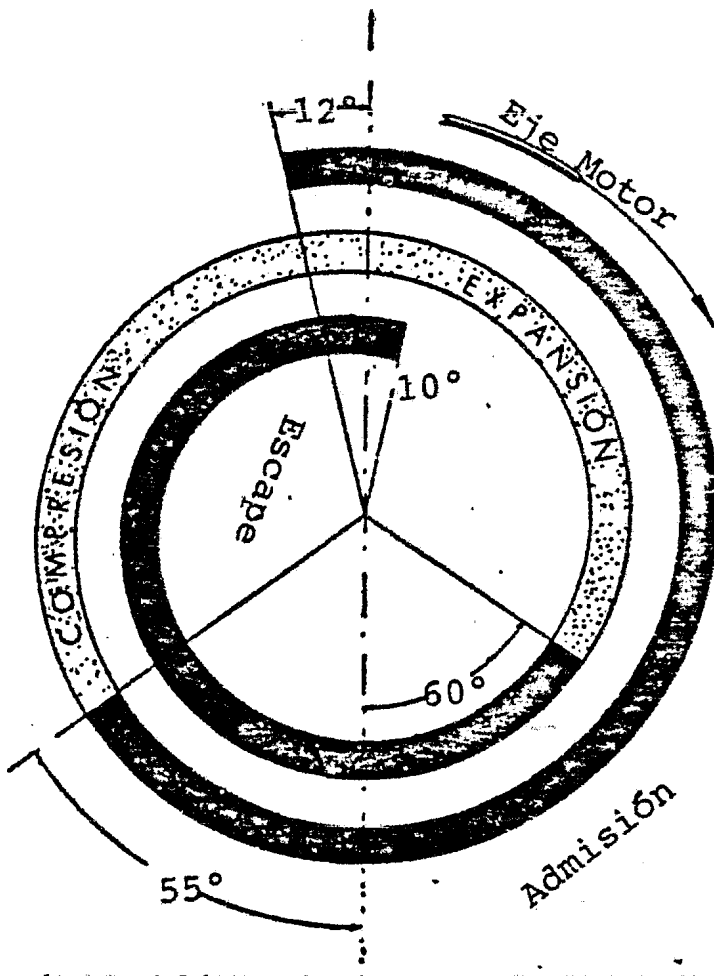


Fig. (2.11)
Diagrama de distribución

Experimentalmente se ha encontrado que - las mejores condiciones y rendimientos se obtienen cuando a una aceleración normal de las válvulas, estas permanecen abiertas simultáneamente durante un tiempo. El ángulo que se observa durante el lapso en que las dos válvulas permanecen abiertas se llama ángulo de solape y también afecta al rendimiento volumétrico.

La siguiente Fig. (2.12) muestra las curvas características de un motor en el cual se han instalado válvulas de admisión de diferente diámetro y alzada máxima así como árboles de levas de distribuciones diferentes.

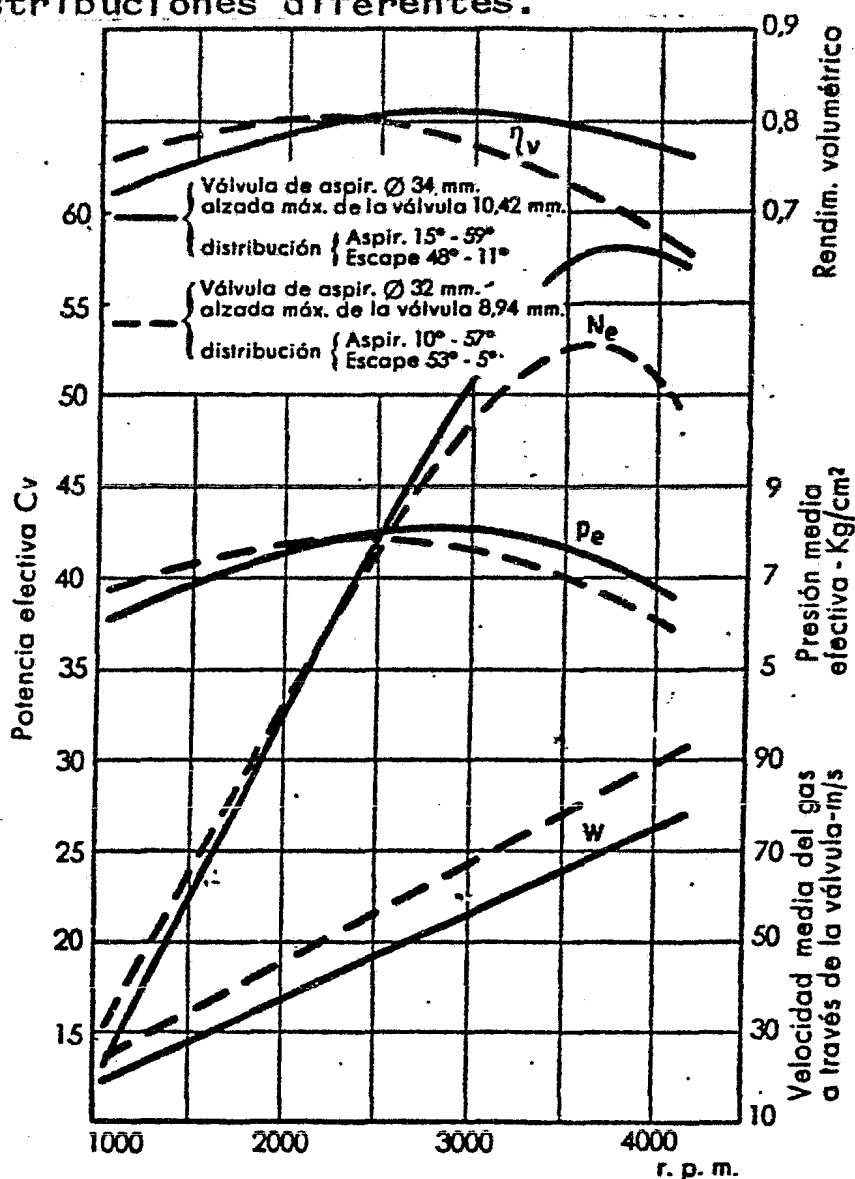


Fig. (2.12) Curvas características de un motor de cuatro tiempos con carburador (4 cil - $D \times C = 82 \times 90$ mm, 1900 cm^3). Para dos diferentes distribuciones y dimensiones en alzada y diámetro de válvulas.

- VELOCIDAD MEDIA DEL GAS A TRAVES DE LAS VALVULAS.-

Es posible suponer inicialmente que la velocidad media de los gases de admisión esta en función a la relación de áreas entre el pistón y el orificio de las válvulas por lo que se tiene.

$$V: V = A_p : A_v$$

donde V = velocidad del pistón

V = velocidad media del gas

A_p = área del pistón

A_v = área de la válvula.

entonces sin considerar rozamientos

Ec*(2.1)

$$V' = V \frac{A_p}{A_v}$$

- CONSIDERACIONES PRACTICAS.-

Se procura en general instalar válvulas del mayor diámetro posible para la admisión a fin de reducir la velocidad del aire y por lo tanto las pérdidas por fricción, y para válvulas de escape se deben considerar las ventajas de un diámetro menor ya que a menor área es más fácil refrigerarlas e incrementar su duración.

Los problemas mencionados en las seccio-

nes anteriores afectan el rendimiento volumétrico y en consecuencia la potencia que es capaz de entregar el motor.

Los investigadores y diseñadores han pensado en posibles soluciones a estos problemas, ya sea modificando la distribución o variando el desplazamiento y la velocidad de operación de los motores ya existentes, resultando en ambos casos un motor menos versátil, más voluminoso y pesado o bien de alto costo difícil de justificar.

2.3.- RENDIMIENOS Y BALANCE ENERGETICO DE UN MOTOR DE ASPIRACION NATURAL.

RENDIMIENTO TERMICO:

Ninguna máquina o motor real ni ideal - que funcione siguiendo ciclos puede convertir en trabajo todo el calor que se suministra a la sustancia de trabajo; ésta tiene que descargar o ceder parte de su calor a un sumidero naturalmente accesible (segunda ley de la termodinámica o de la degradación de energía).

El enunciado anterior al ser aplicado en este caso al motor de combustión interna implica que solo una fracción del calor suministrado - por la combustión será transformada en trabajo, - que representara el rendimiento térmico del motor.

En otros términos, la relación entre la cantidad de calor transformada en trabajo útil y la cantidad de calor suministrada al fluido se denominará rendimiento térmico ideal η_i y como el trabajo útil es la diferencia entre el calor suministrado y el calor sustraído se tiene:

$$\text{Ec. (2.2)} \quad \eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

Para calcular los valores requeridos Q_1 y Q_2 se hará referencia a los diagramas en los planos Vp y ST para el ciclo Otto y el ciclo diesel:

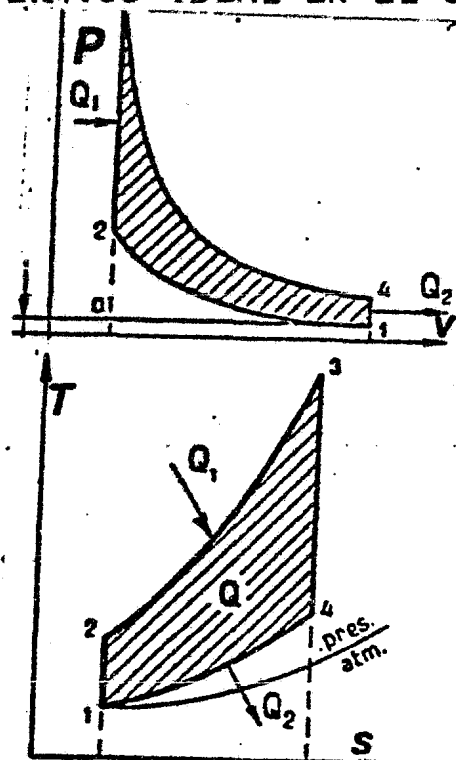
RENDIMIENTO TERMICO IDEAL EN EL CICLO OTTO.

Fig. (2.13) a).-
Representación
del ciclo Otto.

a) Diagrama Vp

b) Diagrama ST

b).-



Al hacer referencia a los diagramas mostrados se tiene que el calor Q_1 en el tiempo de combustión se introduce a volumen constante y el trabajo realizado durante esta transformación será el área bajo la recta vertical en el diagrama Vp cuyo valor es cero, por lo tanto la ecuación de la conservación de la energía:

Ec. (2.3)

$$Q = \Delta U - W$$

queda expresada como:

$$Q_1 = U_3 - U_2$$

Como es un ciclo ideal se considera que el fluido operante es un gas ideal y entonces la variación de la energía interna durante su transformación a volumen constante es:

$$\text{Ec(2.5)} \quad Q_1 = U_3 - U_2 = C_v (T_3 - T_2)$$

De la misma forma en el escape el calor es sustraído a volumen constante y es posible escribir la expresión:

$$\text{Ec(2.6)} \quad Q_2 = U_4 - U_1 = C_v (T_4 - T_1).$$

Al tener los valores de el calor suministrado y el calor sustraído en función de las temperaturas el rendimiento térmico resulta:

$$\begin{aligned} \text{Ec(2.7)} \quad \eta_i &= \frac{C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \end{aligned}$$

Para las transformaciones adiabáticas de compresión (1-2) y de expansión (3-4) se obtiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1}$$

y como $v_1 = v_4$ y $v_2 = v_3$ es posible escribir

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Introduciendo esta relación en la expresión del rendimiento resulta.

$$\text{Ec(2.8)} \quad \eta_i = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}$$

Relación de compresión: Se entendera como relación de compresión al valor que resulte de dividir el volumen total del cilindro, cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior - entre el volumen considerado como espacio muerto - o cámara de combustión Fig. (2.14).

Ahora bien sustituyendo el concepto anterior en la expresión (2.8) se tiene que el rendimiento térmico ideal es función de la relación de compresión, de tal manera que al ser esta mayor, - el valor final se aproxima más a la unidad.

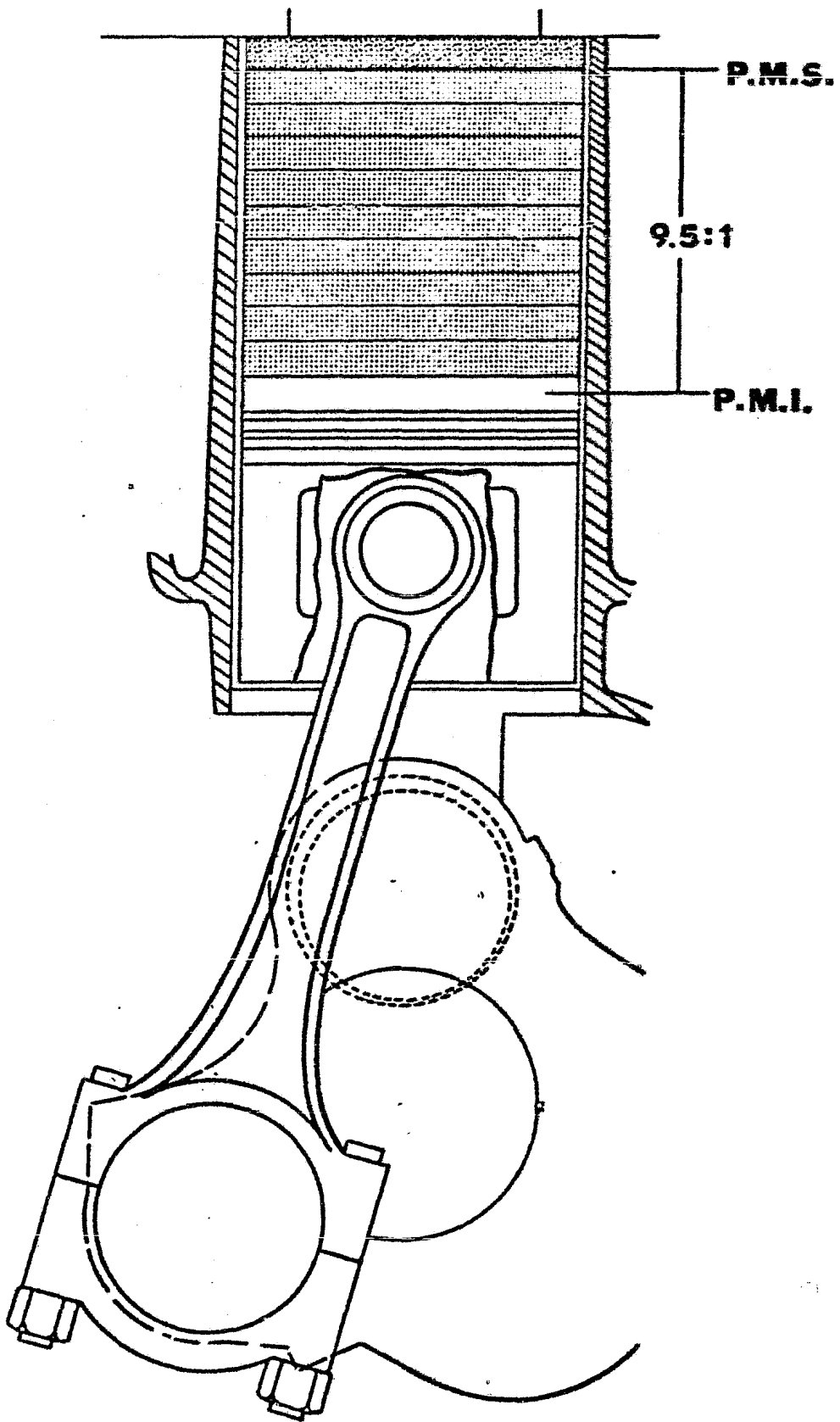
$$\text{Ec(2.9)} \quad \eta_i = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \quad \rho = \text{Rel de compresión}$$

RENDIMIENTO TERMICO IDEAL EN EL CICLO A DIESEL

De manera análoga al desarrollo en el ciclo Otto, es posible obtener el rendimiento para el ciclo a diesel pero en este caso debe considerarse que la introducción de calor se realiza a presión constante y por lo tanto la ecuación de la conservación de energía se expresara como:

$$\text{Ec(2.10)} \quad Q_1 = (U_3 - U_2) + A (p_3 v_3 - p_2 v_2)$$

pero como la entalpia en un fluido se determina como:



RELACION DE COMPRESION

$$h = U + Apv$$

La ecuación (2.10) se transforma en

$$\text{Ec(2.11)} \quad Q_1 = (h_3 - h_2) = C_p (T_3 - T_2)$$

En cuanto a la sustracción de calor se calcula de igual manera que en ciclo Otto por llevarse a cabo a volumen constante.

$$Q_2 = C_v (T_4 - T_1)$$

por lo tanto el rendimiento térmico ideal vale:

$$\begin{aligned} \text{Ec(2.12)} \quad \eta_i &= \frac{C_p (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \end{aligned}$$

Sustituyendo relaciones de volumen y la relación de combustión a presión constante (γ) se obtiene el rendimiento térmico ideal como función de la relación de compresión.

$$\text{Ec(2.13)} \quad \eta_i = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left(\frac{\gamma^{k-1}}{k (\gamma - 1)} \right)$$

En esta expresión se observa, que para el ciclo a diesel solo tendrá valores aproximados a los del ciclo Otto cuando su relación de compresión sea al menos 1.5 mayor.

Rendimiento indicado η_{in} : se define como la relación que existe entre el área del ciclo indicado y la del ciclo ideal; depende directamente de la distribución, disposición de válvulas, bujías o inyectores y de la forma de la cámara de combustión.

Rendimiento Mecánico η_m . Es la relación entre el trabajo aprovechable en el cigüeñal del motor y el trabajo indicado. En él se toma en cuenta el trabajo absorbido por rozamiento de la biela, pistón y cigüeñal así como de los dispositivos auxiliares del motor y las pérdidas por bombeo de los gases.

El rendimiento mecánico empeora cuando se incrementa la velocidad del pistón o se disminuye la carga en el motor. Esta normalmente comprendido entre 0.80 y 0.90 y los valores más bajos se refieren a los motores veloces y de pequeña cilindrada.

Rendimiento Termodinámico: η_t es la relación entre el trabajo indicado, que es el área interna del ciclo de indicador y el trabajo evaluado como la cantidad de calor gastado para obtenerlo. Equivale al producto del rendimiento térmico ideal por el rendimiento indicado.

Rendimiento volumétrico. η_v es la relación entre el peso del aire introducido en el cilindro - P_e y el peso de la carga máxima admisible P_t .

$$\eta_v = \frac{P_e}{P_t}$$

El rendimiento volumétrico es función de la velocidad media de la mezcla a través del venturi del carburador, del múltiple de admisión y de la alzada y diámetro de las válvulas. Sus valores varían entre 0.70 y 0.85 según el diseño del motor.

Rendimiento total

η_T Recibe esta denominación la relación entre el trabajo útil en el cigüeñal del motor y el equivalente a la energía calorífica de combustible consumido.

Su valor se determina como el producto del rendimiento termodinámico por el mecánico.

$$\eta_T = \eta_t \eta_m$$

BALANCE ENERGETICO. -

Después de la definición de lo que se conoce como rendimientos en un motor de combustión interna, se podrá observar al aplicarse en un caso real, que solo una pequeña parte de la energía calorífica del combustible quemado se transforma en trabajo útil, y el resto se disipa por medio de el sistema de enfriamiento, de los gases de escape, y por radiación de los elementos calientes del motor.

A continuación se mostraran una serie de tablas las cuales expresan las cantidades de energía que se suministran a un motor a diesel* de aspiración natural y su transformación.

Se sabe que el trabajo suministrado a un motor es función del consumo específico de combustible (C_s) multiplicado por la capacidad calorífica del mismo (H_i).

$$W_s = C_s H_i \text{ - - - - Ec (2.14)}$$

y que el rendimiento total del motor queda expresado como

$$\eta = \frac{632,318}{C_s H_i} \text{ - - - - Ec (2.15)}$$

*Tomado del catálogo
Peugeot diesel engines (xP2D)

donde:

$$C_s = \text{gr/hp/h}$$

$$H_i = \text{cal/gr.}$$

La gráfica siguiente muestra las curvas de comportamiento del motor en análisis* obtenidas en forma experimental. Y se observa que para la potencia máxima (72.5 Hp) el consumo específico es ($C_s = 230 \text{ gr/hp/h}$), entonces aplicando la ecuación^s (2.15) se tiene; para una capacidad calorífica del diesel se 10,500 Kcal/kg; que el rendimiento total del motor a potencia y carga máximas es:

$$\eta = \frac{632,318}{(230)(10,500)} = .27 \text{ o } 27 \%$$

* Curvas de comportamiento para el motor Peugeot (4 cil. y 2.3 cm³ - xD2p)

Fig. (2.15)

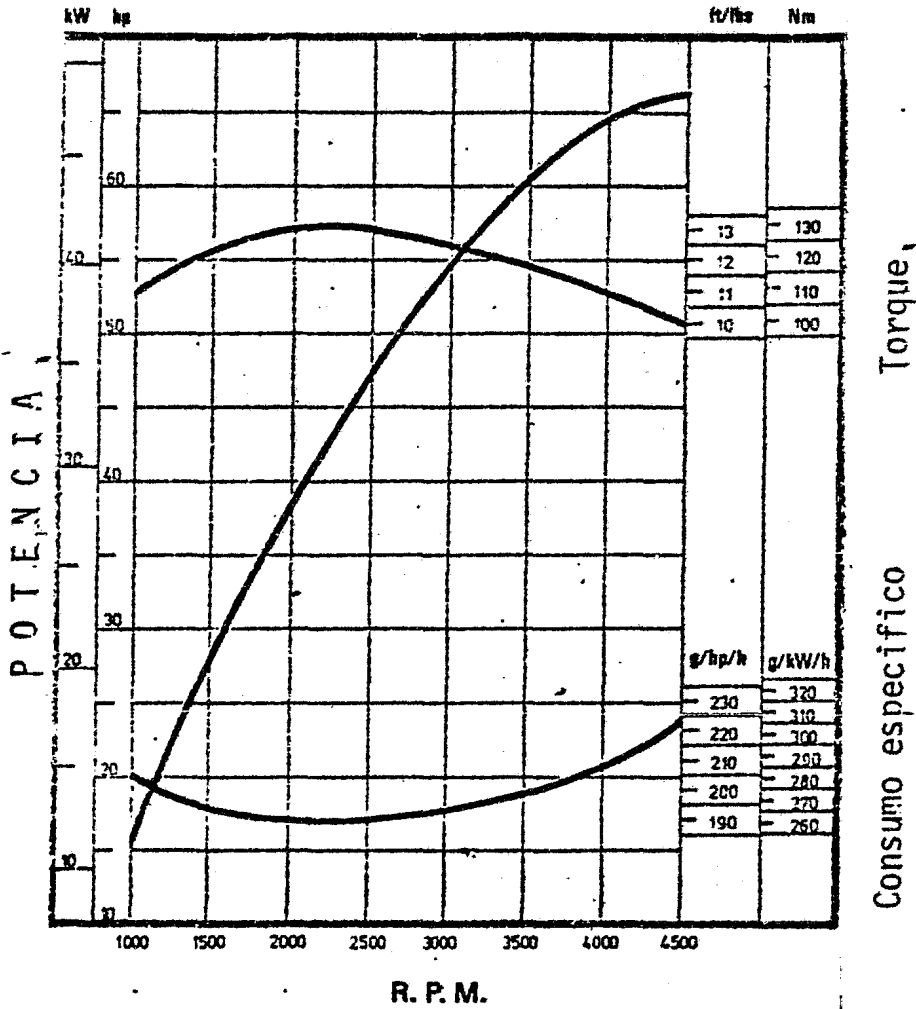


Fig.(2.15) Curvas experimentales del motor PEUGEOT . aspiración natural.

La tabla (2.16) muestra la cantidad de calor que es disipado por el sistema de enfriamiento, gases de escape y radiación.

VELOCIDAD DEL MOTOR R. P. M.		2200	2500	3000	3600	4000	4500		
ENFRIAMIENTO	Máxima Carga	651	658	668	696	730	784		
	3/4 Carga	648	662	682	723	754	825		
	1/2 Carga	713	726	764	825	853	989		
GASES DE ESCAPE	Máxima Carga	681	689	699	728	763	821		
	3/4 Carga	678	692	714	756	788	863		
	1/2 Carga	746	760	799	863	892	1035		
RADIACION	Máxima Carga	70	70	72	74	78	84		
	3/4 Carga	69	71	73	77	81	88		
	1/2 Carga	76	78	82	88	91	106		

Fig. (2.16)

Energía disipada en el motor de aspiración natural.

En el punto de máxima potencia a plena carga se eliminan mediante el sistema de enfriamiento 784 Kcal/hp/hr que equivalen al 32.5 % de la energía suministrada; en el sistema de escape se disipa el 34% y por radiación y conductividad se transmite al medio aproximadamente el 6%.

SOBREALIMENTACION. -

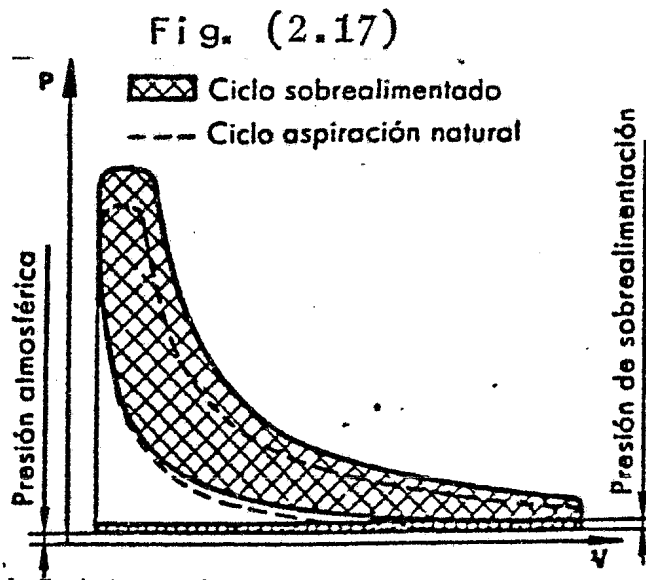
La alternativa para mejorar el rendimiento del motor sin modificar en forma sustancial sus características es la que contempla la posibilidad de forzar al interior de los cilindros mediante un compresor la carga de aire o la mezcla aire-combustible, lográndose con ello en función de la densidad del aire y del tipo de múltiple de admisión un llenado de los cilindros a una presión mayor a la atmosférica o al menos igual.

La energía para accionar el compresor, cuando es del tipo de desplazamiento positivo se toma de la salida del cigüeñal mediante bandas, cadenas o engranes.

Cuando el compresor es de tipo centrífugo, la energía para su accionamiento se toma de una flecha que se encuentra unida a una turbina, que a su vez aprovecha para su movimiento la capacidad para realizar trabajo que se desperdiciaría en los gases de escape.

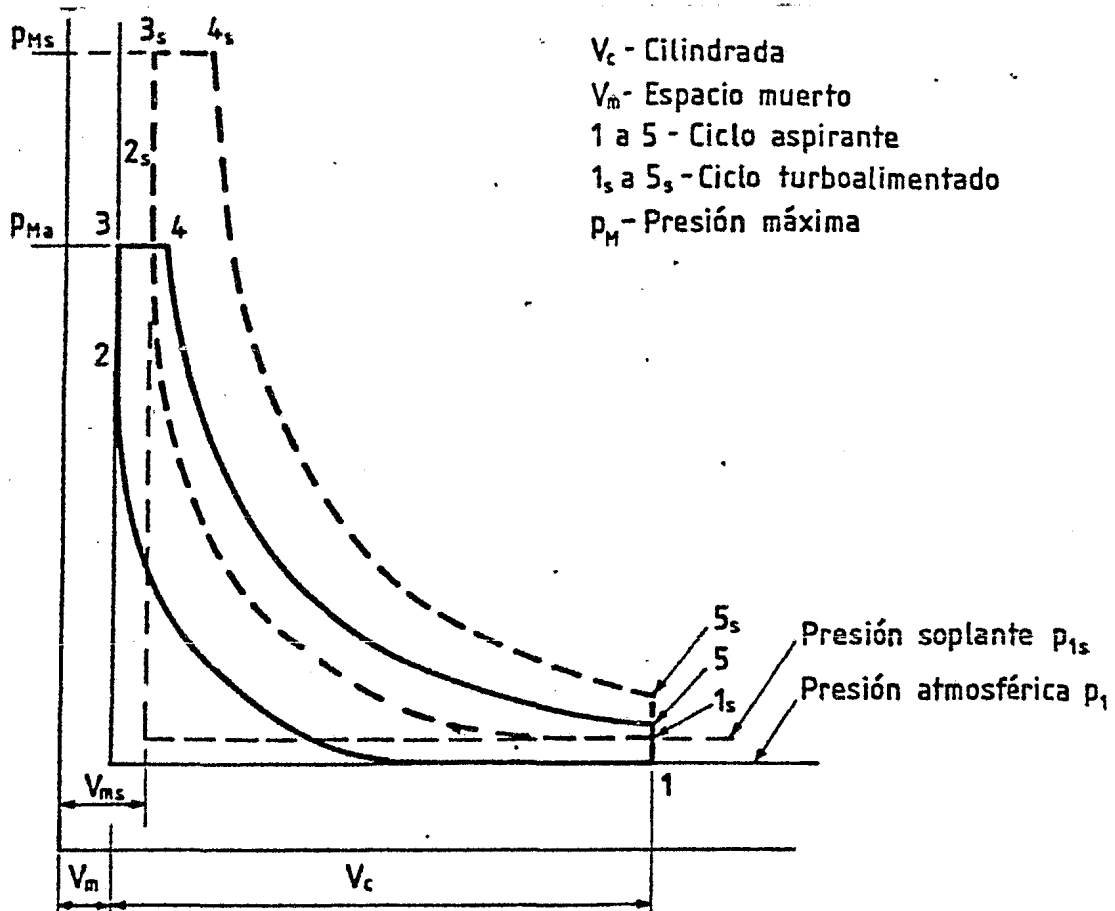
A continuación la figura (2.17) muestra en el diagrama V_p el efecto de la sobrealimentación en el ciclo teórico, de la cual el área que representa el trabajo aprovechable en el ciclo so

brealimentado es mayor que la del ciclo de aspiración natural.



La justificación a la diferencia de áreas es posible hacerla apoyándose en el diagrama de la figura (2.18) que muestra como la aspiración en el ciclo sobrealimentado se hace a presión superior a la atmosférica y por lo tanto al final de la carrera de compresión la presión es hasta 80% superior que en el ciclo de aspiración natural, y como el rendimiento termodinámico se incrementa en función a la relación de compresión (Ec. 2.13) es posible afirmar que en este caso el rendimiento será mayor.

Fig. (2.18)



Diagramas comparativos - Ciclo de Aspiración Natural y Ciclo Turbocargado.

BALANCE ENERGETICO DE UN MOTOR TURBOCARGADO.

En forma similar al análisis efectuado - en el motor de aspiración natural, a continuación se hará el balance de energía para un motor de - iguales características equipado con un turbocargador.

En primer lugar las tablas (2.19) muestran los valores del flujo de aire de admisión -- en las que se podrá observar, como para el motor turbocargado en algunas ocasiones el flujo de aire es 20% mayor que en el de aspiración natural; con lo que es posible asegurar que tiene un mejor resultado en su rendimiento volumétrico.

Fig. (2.19 a)
Flujo de aire de admisión
en el motor turbocargado.

VELOCIDAD DEL MOTOR (R.P.M.)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4150
VOLUMEN								
EN m ³ /h.	59	104	148	187	215	241	257	267
EN Pie ³ /h.	2083	3673	5226	6604	7946	8510	9076	9429

Fig. (2.19 b)
Flujo de aire de admisión
en el motor de aspiración
natural.

VELOCIDAD DEL MOTOR (R.P.M.)	2200	2500	3000	3600	4000	4500		
VOLUMEN								
EN m ³ /h.	137	155	186	224	249	280		
EN Pie ³ /h.	4838	5474	6568	7910	8793	9888		

Como efecto de lo anterior dentro de los dos motores se tendran diferentes valores en la presión media efectiva y en el torque de salida del motor. En el motor turbocargado la presión media es; para una velocidad de 2500 R.P.M. hasta 45% mayor tablas (2.20), y esto como representa la fuerza con que se actua sobre el pistón, provocara que el torque de salida en el motor sea superior también en un 45%.

Tabla (2.20 a)
Presión media efectiva en el motor de aspiración natural.

VELOCIDAD DEL MOTOR (R.P.M.)	2200	2500	3000	3600	4000	4500		
BAR.	7.0	6.9	6.6	6.2	6.3	5.7		
Lb/pulg ²	98.5	97.0	92.8	87.0	89.0	80.0		

Tabla (2.20 b)
Presión media efectiva en el motor turbocargado.

VELOCIDAD DEL MOTOR (R.P.M.)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4150
BAR.	7.63	9.63	10.20	10.06	9.55	8.70	7.80	7.54
Lb/pulg ²	110.6	139.6	147.9	145.8	138.5	126.1	113.1	109.3

El rendimiento total del motor se calculara al igual que en el de aspiración natural a máxima potencia (80hp) y plena carga;

$$\eta = \frac{632,318}{C_s H_i} = \frac{632,318}{(211)(10500)} = 28.5 \%$$

De las siguientes tablas (2.21) que muestran la transformación de la energía suministrada se tiene que para condiciones extremas el motor - de aspiración natural entrega 72.5 Hp a 4500 R.P.M. y el motor turbocargado 80hp a 4150 R.P.M. y - la energía suministrada se distribuye como sigue:

Tabla (2.21a)
Energía disipada en el motor
de aspiración natural.
(Repetida)

VELOCIDAD DEL MOTOR R. P. M.		2200	2500	3000	3600	4000	4500
ENFRIAMIENTO	Máxima Carga	651	658	668	696	730	784
	3/4 Carga	648	662	682	723	754	825
	1/2 Carga	713	726	764	825	853	989
GASES DE ESCAPE	Máxima Carga	681	689	699	728	763	821
	3/4 Carga	678	692	714	756	788	863
	1/2 Carga	746	760	799	863	892	1035
RADIACION	Máxima Carga	70	70	72	74	78	84
	3/4 Carga	69	71	73	77	81	88
	1/2 Carga	76	78	82	88	91	106

Tabla (2.21 b)
Energía disipada en el motor
turbocargado.

VELOCIDAD DEL MOTOR		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4150
ENFRIAMIENTO	Máxima Carga	665	638	631	641	679	713	716	720
	3/4 Carga	675	638	624	651	682	730	801	819
	1/2 Carga	723	668	662	689	743	815	958	989
CASES DE ESCAPE	Máxima Carga	696	667	660	671	710	746	749	753
	3/4 Carga	706	667	653	681	714	763	838	856
	1/2 Carga	756	699	692	721	778	853	1003	1035
RADIACION	Máxima Carga	71	68	68	69	73	76	77	77
	3/4 Carga	72	68	67	70	73	78	86	88
	1/2 Carga	77	72	71	74	80	87	103	106

Cabe destacar que la cantidad de energía disipada es un 9% mayor en el motor de aspiración natural que en el turbocargado. Y este último en general es 1.5% más eficiente y como se muestra - en la gráfica (2.22) su consumo de combustible es menor para la potencia entregada y la emisión de gases contaminantes queda con mayor facilidad dentro de lo establecido por la legislación.

FIG.(2.22)
Curvas para el
Motor turbo.

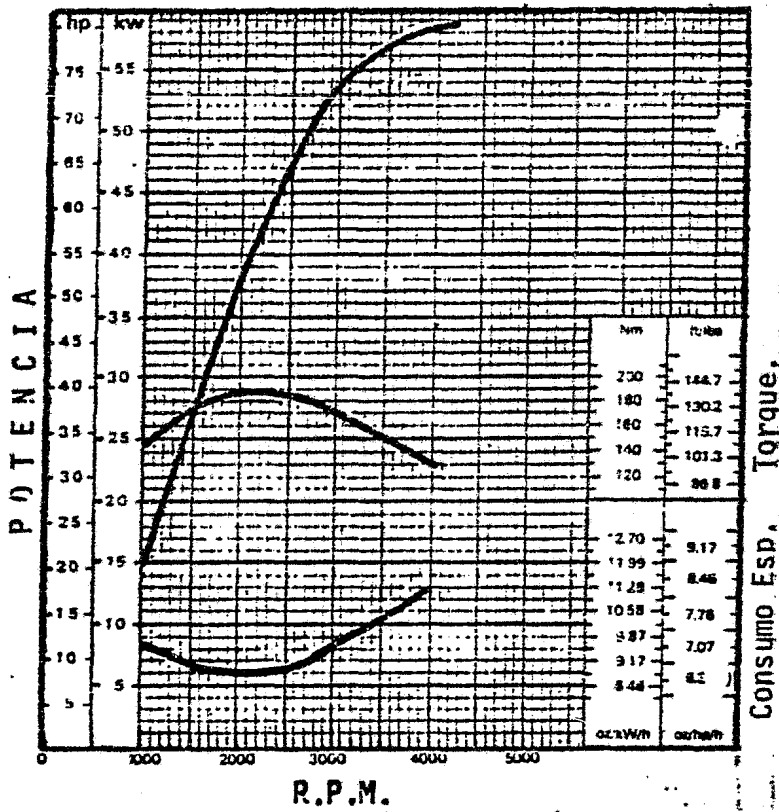
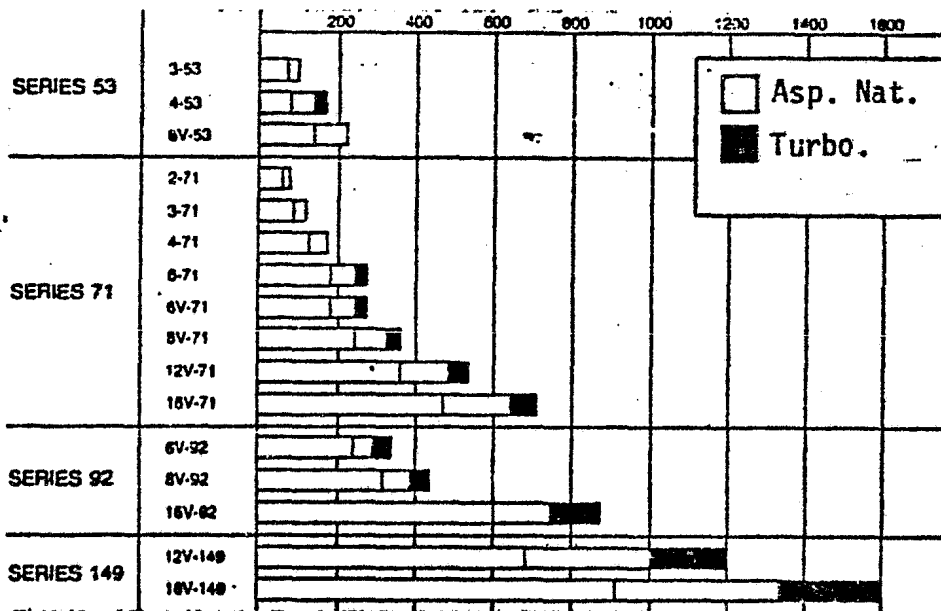


Fig. (2.23)

Rango de potencias obtenidas
en motores de aspiración na-
tural y turbocargados.



2.4.- CARACTERISTICAS DE LOS COMBUSTIBLES Y EFECTO EN EL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR.

- Los combustibles empleados en motores encendidos por bujia o por compresión, son esencialmente hidrocarburos derivados del proceso de refinación del petróleo, a los que se agregan algunos aditivos para obtener el máximo rendimiento al efectuarse la combustión y así satisfacer requerimientos de antidetonación, volatilidad, contenido de azufre y anticorrosivos.

2.4.1.- CARACTERISTICAS DE LA GASOLINA

ANTIDETONACION: Este término se refiere a la capacidad de la mezcla aire-combustible para propagar una llama suavemente a través de la cámara de combustión siguiendo el encendido de la bujia, sin explosión del gas al final.

En motores encendidos por chispa esta cualidad es de principal importancia ya que limita la relación de compresión y el rendimiento final del motor.

Si las propiedades antidetonantes del combustible son bajas se produce una explosión en el extremo contrario a la zona donde la bujia inició la combustión, debido al incremento de presión y temperatura que la ignición produce.

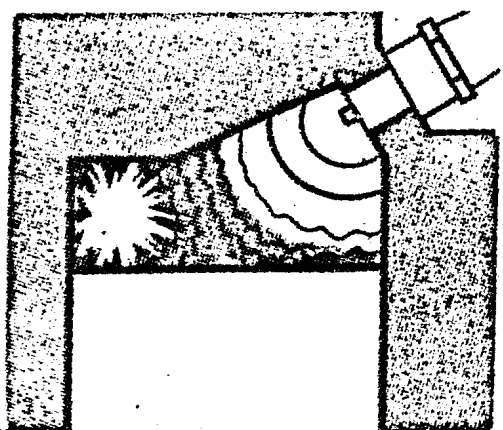
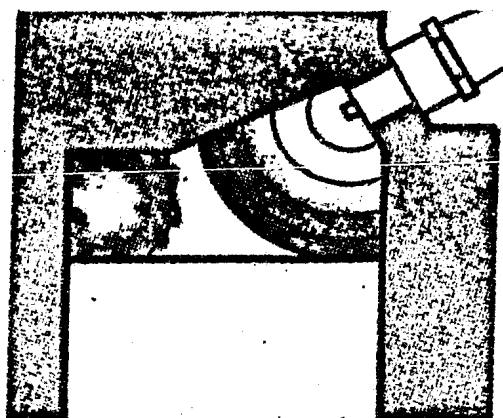


Fig. (2.24)
Detonación

El problema anterior, llamado detonación o picado, se traduce en un mal aprovechamiento de la energía obtenida como producto de la combustión, sobrecalentamiento, ruido en el motor llamado "Cascabeleo" y ruptura de anillos o pistones.

La detonación depende de las complejas propiedades físicas y químicas del combustible, que están relacionados con el diseño y operación de los motores y no es posible caracterizarlas completamente.

La calidad de antidetonación de la gasolina se mide mediante severas pruebas de laboratorio.

rio empleando un cilindro y un pistón que representa condiciones de compresión precisas, pero no reales y en motores automotrices de varios cilindros bajo condiciones reales mucho menos precisas.

NUMERO DE OCTANOS: Para definir este término se partira de la idea elemental que la gasolina es una mezcla de dos hidrocarburos únicamente, isooctano C_8H_{17} , antidetonante y heptano C_7H_{16} altamente explosivo. Ahora bien se define como gasolina de 100 octanos aquella en la que solo existe heptano, o una gasolina de 90 octanos cuando del volumen total de la mezcla el 90% es isooctano x el 10% restante heptano.

La gasolina de 100 octanos es como consecuencia menos detonante que la de un número de octanos menor y es la adecuada para emplearse en motores con relaciones de compresión altas (hasta 9.5:1) pero tiene un costo en ocasiones doble al de una gasolina de bajo octanaje.

Las propiedades antidetonantes de combustible también es posible mejorarlas agregando algunas sustancias como metilo, hetilo, plomo, o mezcla de algunas de estas, pero existen limitaciones a su empleo por las emisiones de gases tóxicos producto de la combustión y daños a los elementos constitutivos del motor.

VOLATILIDAD: Es el término que indica la proporción conveniente de los hidrocarburos de diversos puntos de ebullición, para asegurar el arranque fácil, alcance rápido de la temperatura

de funcionamiento, mínimas pérdidas por vaporización y consumo.

Los hidrocarburos tienen relaciones temperatura-presión de saturación como cualquier otra sustancia pura. No obstante la presión de vapor depende de la estructura molecular.

Las condiciones de equilibrio de una mezcla hidrocarburo-aire están determinadas por: la presión de vapor del hidrocarburo a una temperatura dada, las cantidades relativas que forman la mezcla, la presión y los volúmenes específicos de las dos sustancias. Por tanto, si la relación combustible-aire está apreciablemente por debajo de la relación de saturación, el combustible se evaporará completamente en un tiempo menor. Y tanto más rápidamente cuanto más lejos esté del punto de equilibrio, siempre que la distribución de gotitas del combustible sea la misma en todos los casos.

TAPON DEL VAPOR.-

Cuando la temperatura y presión en el sistema de combustible permite la evaporación de algunas de las fracciones más ligeras de la gasolina, se origina vapor, que reduce el flujo del combustible líquido requerido para el funcionamiento del motor.

La manera de prevenir este problema es mediante el diseño de líneas de combustible que

cumplan con las siguientes características:

- 1).- Mínimos cambios de altura.
- 2).- Mínimos incrementos de temperatura en el transporte de combustible.
- 3).- Mínimo empleo de potencia para el bombeo desde el tanque al carburador.

Si un motor se para después de operarlo a máxima carga en un día caluroso, el problema puede ser causado por el calor transferido desde las partes calientes del motor a la bomba de combustible y al carburador, provocando ebullición y evaporación de las fracciones más ligeras de combustible en la cámara de flotación o en los conductos y pasos del carburador.

Los vapores de combustible fluyen desde la cámara de flotación hacia el múltiple de admisión o hacia la atmosfera. Si la ventilación del vapor está restringida, el aumento de presión en la cámara de flotación forzara el combustible a través del conducto principal del carburador hacia el múltiple de admisión, y la mezcla muy rica impedira el arranque del motor.

Para eliminar el problema algunos carburadores incorporan un purgador de vapor controlado termostáticamente para empobrecer la mezcla cuando se opera en altas temperaturas.

DILUCION EN EL CARTER.- La dilución del

aceite lubricante en el carter se debe a que existen en el combustible fracciones más pesadas y por lo general la mezcla que entra en el cilindro no tiene evaporadas completamente estas fracciones. Este problema se incrementa en el arranque y puesta a la temperatura de régimen, pero se reduce en un mínimo con la aplicación correcta de calor al múltiple y la temperatura normal de funcionamiento.

CONTENIDO DE GOMA: La gasolina al permanecer largos períodos almacenada, pierde sus propiedades, trayendo como consecuencia un aumento en el contenido de goma.

La goma es el residuo de la evaporación del carburante insoluble en heptano.

Los combustibles con altos contenidos de goma pueden obstruir los surtidores del carburador, producir agarrotamiento o respuesta retardada de las partes móviles.

Además, dan lugar a formación de depósitos en el colector, que pueden crecer en grado suficiente para reducir seriamente el rendimiento volumétrico.

AZUFRE.- Es un elemento indeseable ya que al reaccionar con el vapor de agua, produce ácido sulfúrico, que es una sustancia altamente corrosiva.

El azufre afecta a las características de funcionamiento y a la vida del motor, por in -

fluir con acción directa sobre los antidetonantes a base de plomo y producir desgaste prematuro a los componentes.

2.4.2.- COMBUSTIBLES DIESEL.-

Las propiedades del diesel destilado comercial, dependen del método de refinación empleado y representan varias combinaciones de volatilidad, cualidades de ignición, viscosidad, y nivel de azufre.

La A.S.T.M. clasifica el combustible diesel en tres grados:

1-D.- Aceite combustible destilado, volátil, para motores con frecuentes cambios de velocidad y de carga.

2-D.- Aceite combustible destilado de volatilidad más baja que el anterior (1-D), para motores en servicio industrial pesado.

4-D.- Aceite combustible para motores de velocidades bajas y medias.

La siguiente tabla (2.26) muestra con detalle los requerimientos para combustibles diesel según la clasificación anterior.

DETALLE DE LOS REQUERIMIENTOS PARA ACEITE COMBUSTIBLE DIESEL

GRADO DEL COMBUSTIBLE	PUNTO DE INFLAMABI LIDAD °C	VISCOSIDAD SAYBOLT SUS A 100°F		% DE PESO DE AZUFRE	No CETANO
		MIN.	MAX.		
1 - D A	38.0	-	34.4	.50	40
2 - D A	52.0	32.6	40.1	.50	40
4 - D A	55.0	45.0	125.0	2.0	30

DIESELS FUELS
SAE J313 JUN 80
INFORMATION REPORT

Por otra parte existe la clasificación - que la National Annual Diesel Fuel Survey da a los combustibles diesel, tomando cuatro grupos:

Tipo C-B.- Aceite combustible diesel para autobuses de ciudad y similares.

Tipo T-T.- Combustible para motores diesel de tractores y camiones.

Tipo R-R.- Combustible para motores diesel de ferrocarril.

Tipo S-M.- Combustibles constituidos por destilados pesados y residuales para motores marinos y fijos de grandes dimensiones.

La tabla (2.27) contiene algunos datos medios que indican densidad, relativa, temperatura de inflamabilidad y viscosidad. Para la clasificación anterior.

Tipo de combustible	C-B	T-T	R-R	S-M
Densidad, °API	42,3	37,7	36,0	30,2
Pt. de anilina, °C	65,4	64,1	62,8	65,1
Punto de inflamabilidad	49-93	54-110	60-116	76-88
Temp. de fluidez crítica, °C	-54 a 0	-43 a -15	-40 a -9	-32 a -7
Visc. Saybolt, seg	32,3	34,2	34,8	42,5
Peso azufre, %	0,888	0,158	0,201	0,35
Residuo de carbono, %	0,065	0,091	0,123	1,18†
Número de cetano	52,6	50,3	48,7	44,5

Fig. (2.27) Propiedades de los combustibles Diesel.

El motor encendido por compresión, es capaz de quemar cualquiera de los combustibles entre la gasolina y los aceites residuales pesados, sin embargo, los grandes motores poco revolucionados son normalmente más capaces de utilizar mayor variedad de combustibles que los pequeños altamente revolucionados, ya que este hecho depende del sistema de inyección, diseño de las cámaras de combustión, y las condiciones de operación del motor.

Por lo tanto los requerimientos para un buen combustible encendido por compresión no son fáciles de establecer pero es posible hacer las siguientes consideraciones:

a).- CARACTERISTICAS DE GOLPETEO.- En la actualidad, el patrón es el número cetano; generalmente el mejor combustible debera tener un valor cetano suficientemente alto como para evitar golpeteo.

El llamado grado de golpeteo para un combustible encendido por compresión, se encuentra comparando su comportamiento en un motor bajo condiciones de funcionamiento específicas, contra el comportamiento de combustibles primarios de referencia como el η -cetano con número cien de cetano y el alfa metil naftaleno con número de cetano cero. Entonces un grado de cetano 60 indica que el combustible tiene las mismas características de encendido bajo condiciones específicas, que las que tiene una mezcla de 60 partes de cetano y 40 partes de alfa metil naftaleno.

- PRUEBAS DE LA CALIDAD DEL ENCENDIDO DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL.-

La A.S.T.M. Establece únicamente una prueba para medir la demora en el encendido del combustible, pero hace notar que los resultados que se obtienen no son del todo satisfactorios ya que la prueba es muy simple y el proceso de combustión muy complejo.

Se emplea un motor de un pistón que opera con aire de admisión a 66°C , temperatura de 100°C en el agua de enfriamiento y avance de inyección de 13° antes del punto muerto superior. Además consta de tres depósitos que pueden ser conectados selectivamente a la bomba de combustible, un indicador de inyección con respecto a el P.M.S. del pistón, un pasador botador que señala el comienzo de la combustión también con relación al (P.M.S.) y un volante de maniobras con posicionador, para variar la relación de compresión, desplazando la pared superior del cilindro, que es un embolo acoplado mediante un tornillo al volante.

La prueba se realiza colocando el combustible que se investiga en uno de los depósitos, de preferencia el central y en los otros dos, combustibles con número cetano conocido. Se ajusta el inyector para un suministro bien definido y así controlar la relación aire combustible.

El tiempo de inyección se establece de tal manera que se inicie 13° antes del punto muerto superior.

Variando la relación de compresión se puede aumentar o disminuir la demora del encendido hasta encontrar una relación en la cual la combustión se inicie en el momento que el pistón se encuentra en el punto muerto superior.

Las cifras de cetano del combustible desconocido se encuentran refiriendo la relación de compresión a una gráfica que muestra la variación entre el número cetano y la relación de compresión.

Para obtener mayor exactitud en el resultado se seleccionan ahora dos combustibles que no difieran más de ocho números de cetano y que entre ellos quede la muestra desconocida. Se efectúa la prueba para las muestras conocidas obteniendo la relación de compresión de cada una de ellas y mediante interpolación entre las relaciones de compresión resultantes se obtiene el número cetano de la muestra desconocida.

Es de pensarse al analizar los resultados del método de prueba anterior, que si un motor con una relación de compresión y relación aire combustible bien definidas funciona satisfactoriamente con un combustible cuyo número cetano es bajo, elevando este no se aumenta el rendimiento total del motor, y en cambio es muy probable que su comportamiento sea menos satisfactorio ya que se modifican las condiciones de encendido.

CAPITULO III
ESTRUCTURA Y FUNCIONAMIENTO
DE UN TURBOCARGADOR.

3.- ESTRUCTURA DE UN TURBOCARGADOR.

La figura corresponde a un turbocargador diseñado para instalarse en motores diesel de grandes desplazamientos.

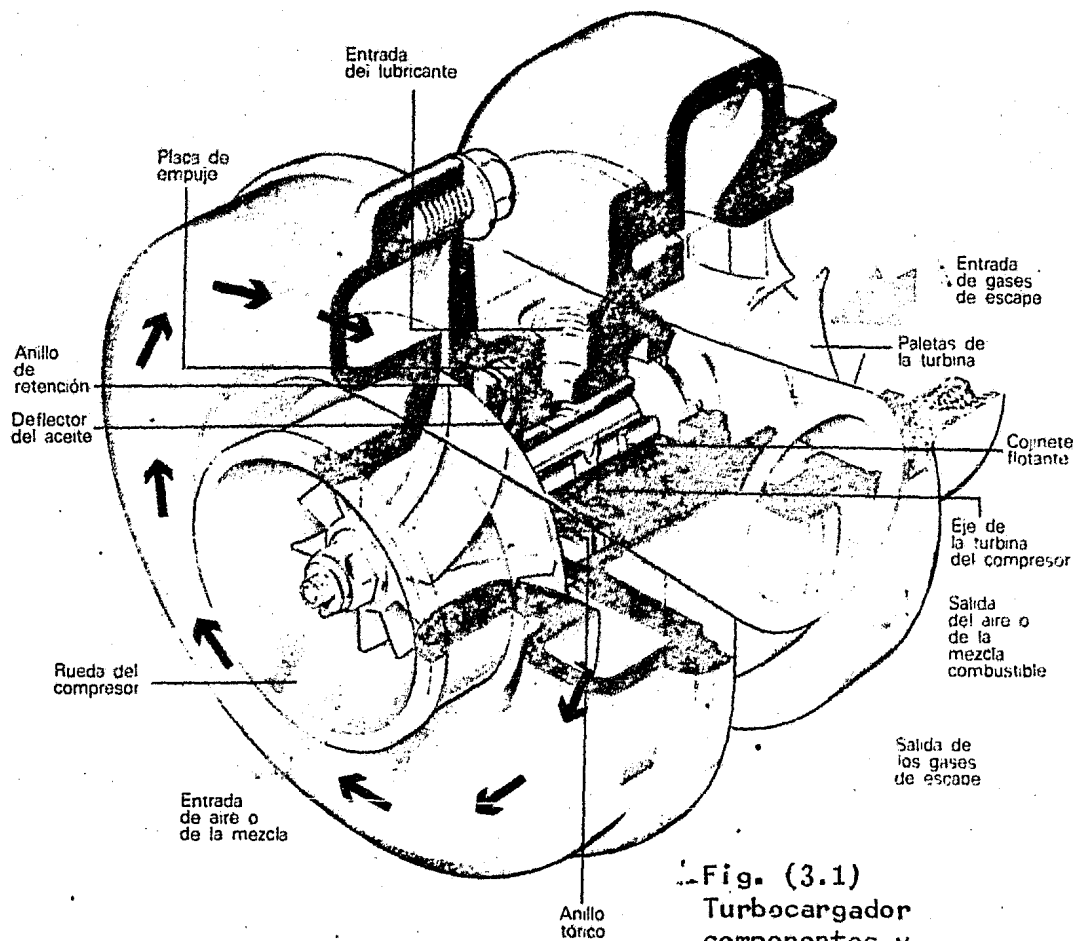


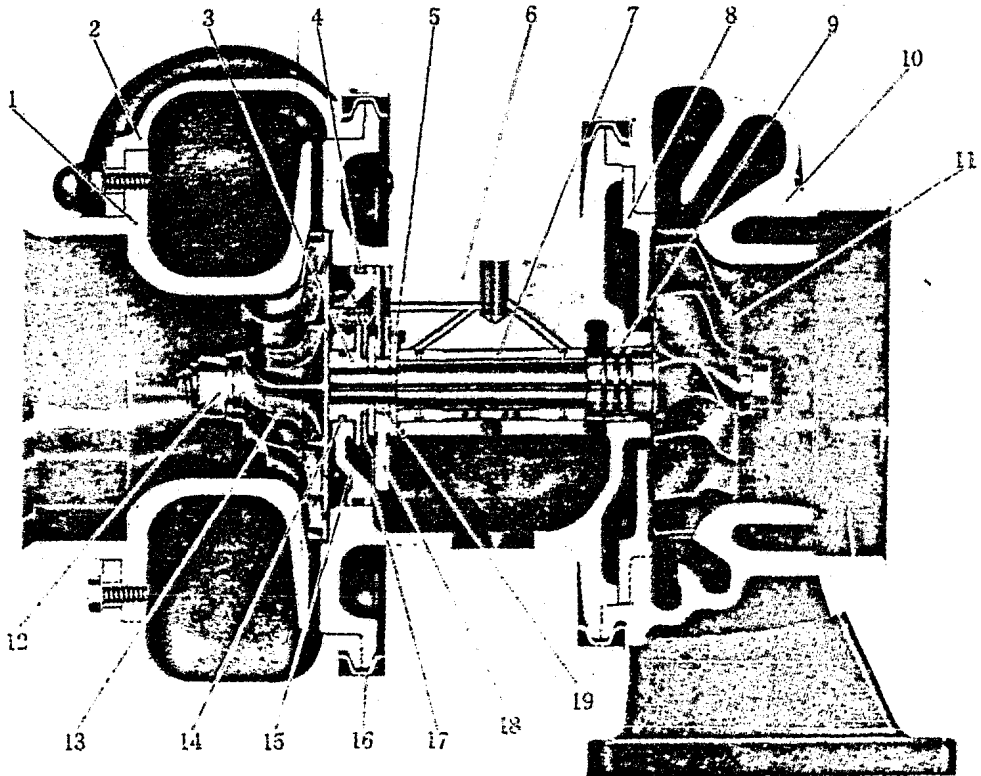
Fig. (3.1)
Turbocargador
componentes y
nomenclatura.

Consta de tres elementos mayores que son:

- Compresor
- Turbina
- Alojamiento de flecha y baleros.

Fig. (3.2)

Componentes
de un turbocargador.



- | | | |
|-----------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1. Caja de la entrada | 8. Coraza | 15. Inserto |
| 2. Caja del soplador | 9. Sello | 16. Banda V |
| 3. Esparcidor | 10. Caja de la turbina | 17. Cubierta del cojinete |
| 4. Anillo-O | 11. Rueda de la turbina | 18. Cojinete de empuje |
| 5. Brida de empuje | 12. Tuerca | 19. Espaciador |
| 6. Caja central | 13. Impulsor del soplador | |
| 7. Cojinete de muñón | 14. Sello | |

3.1.- COMPRESOR.

Es la máquina que tiene como misión incrementar la energía de un fluido para introducirlo con facilidad y mayor presión a una instalación.

En el caso de los turbocargadores el compresor es de tipo centrífugo con admisión axial y descarga radial. Esta constituido básicamente de un rodete impulsor y una carcasa difusor.

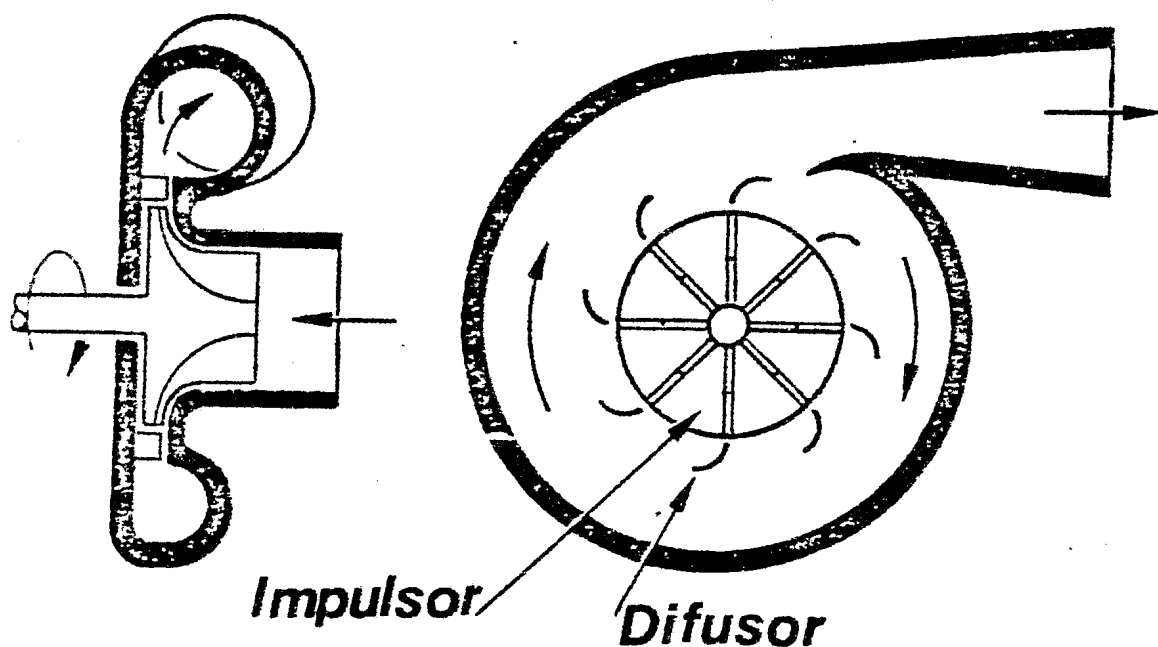


Fig. (3.3) Partes componentes de un compresor centrífugo.

RODETE-IMPULSOR.

Generalmente de tipo semi-abierto, se -

construye por fundición en aluminio y posteriormente se fresa y rectifica en todas sus superficies.

Los alabes pueden ser curvados a la entrada y de salida radial lo que permite obtener eficiencias y velocidades periféricas altas así como reducción al mínimo de esfuerzos centrífugos. Sin embargo también se construyen totalmente radiales fig. (3.4) pero tienen bajo rendimiento debido al impacto de los alabes contra el fluido en la zona de admisión.

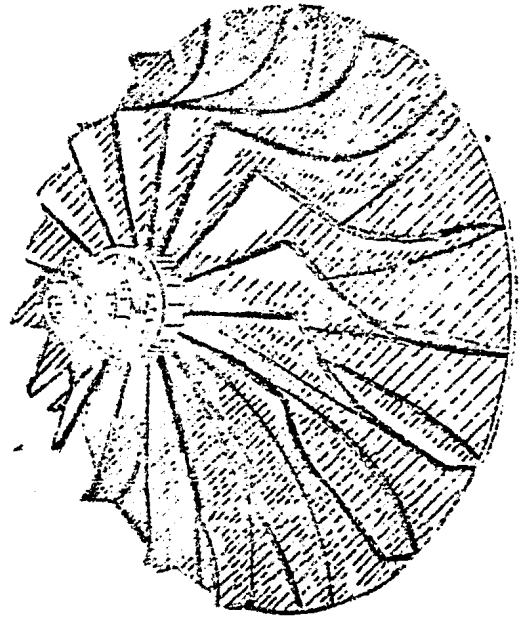
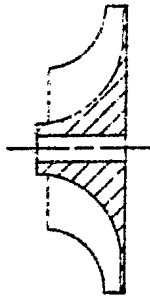
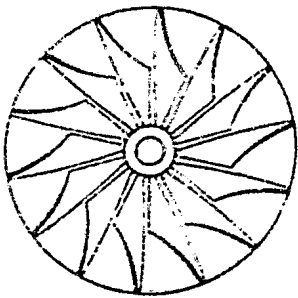
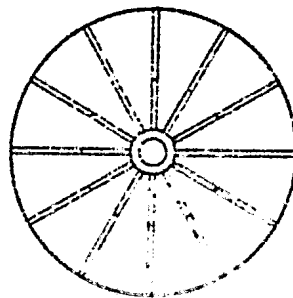
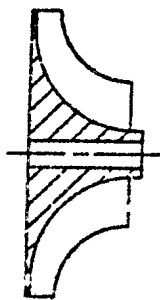


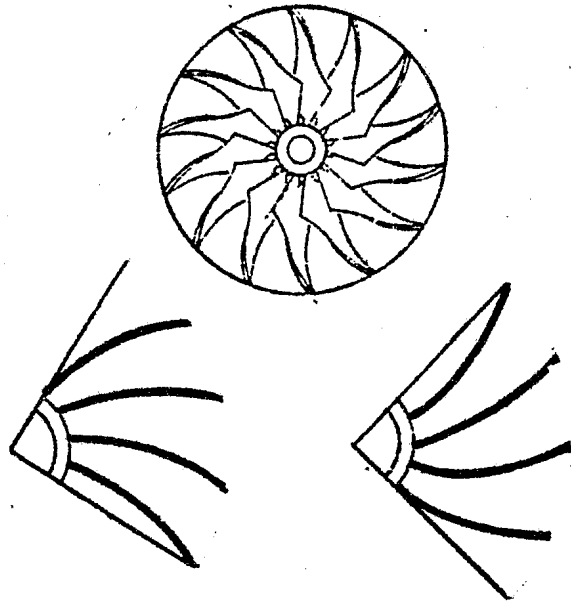
Fig. (3.4) Rodete de compresor centrífugo - con alabes curvados a la entrada y salida radial.

Fig. (3.5) Rodete con alabes radiales.



Es posible encontrar rodetes con alabes curvados hacia adelante o curvados hacia atrás, - pero solo se emplean en rotores lentos, debido a_ que en altas revoluciones del rotor los alabes - son afectados por los esfuerzos centrífugos.

Fig. (3.6)
Rodete con alabes curvados hacia adelante y hacia atrás.

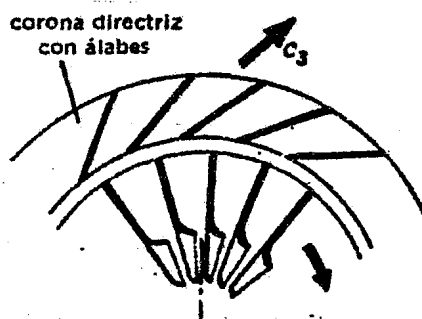
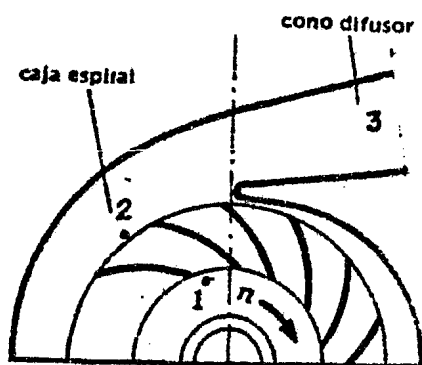


DIFUSOR:

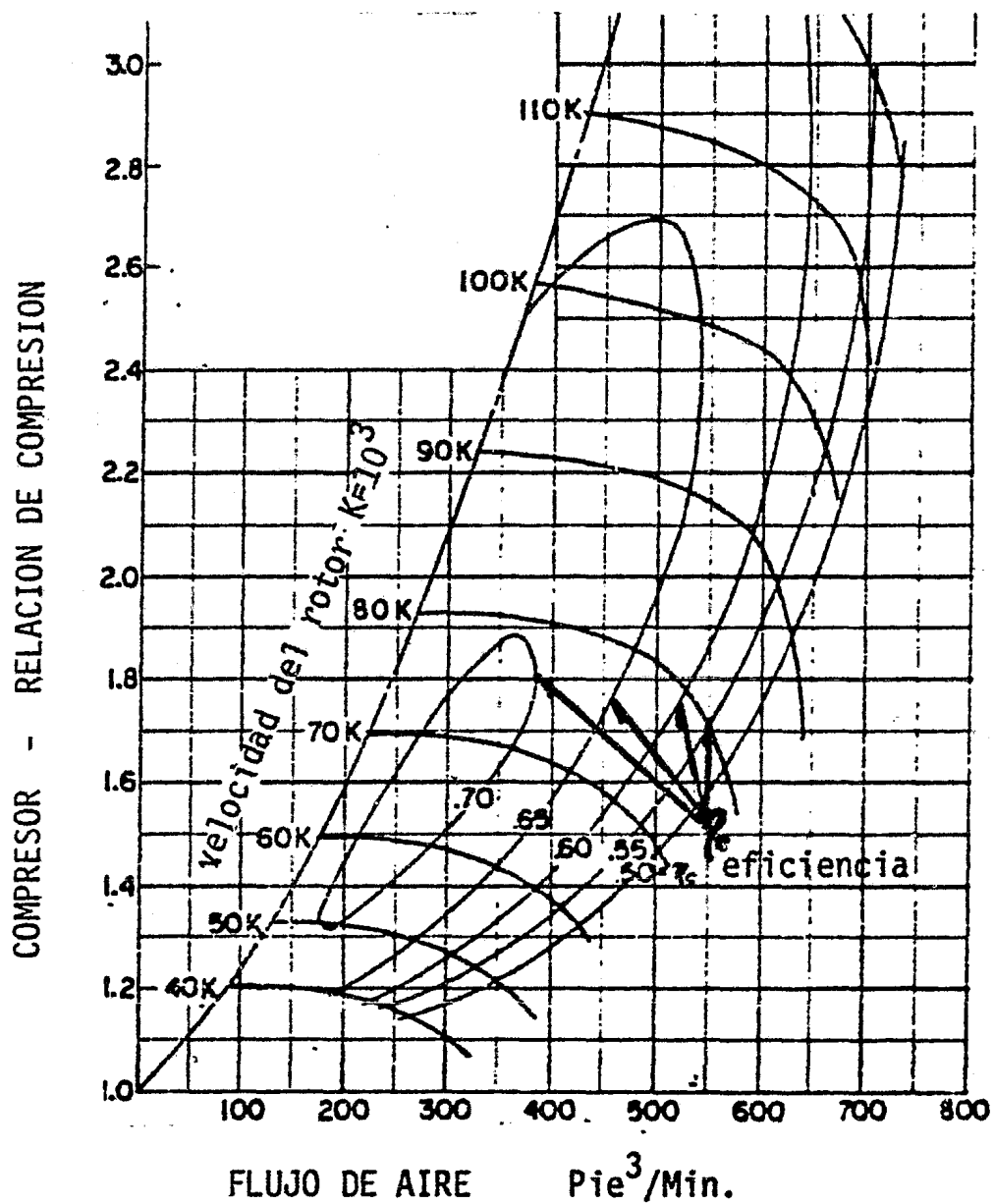
Consta de uno o varios componentes, cuya misión es convertir parte de la energía cinética_ que tiene el fluido a la salida del rodete en incrementos de presión.

El sistema de difusión está constituido por una caja en espiral a la que en algunos casos se le añade una corona directriz. La fig. (3.7) - muestra un sistema difusor en el que destaca una corona directriz con alabes.

Fig. (3.7)
 -Corona con
 alabes
 -Caja espi-
 ral.



La desaceleración del gas en el difusor viene acompañada de turbulencias e incrementos de presión sobre la carcasa, llamadas presiones estáticas, por lo que debe cuidarse su acabado superficial para evitar que exista disminución en la eficiencia del compresor. Los difusores de corona con alabes, son empleados para obtener, altas eficiencias en aplicaciones particulares ya que son muy sensibles a cambios de velocidad. En la gráfica (3.9) se muestran las curvas de eficiencia para diferentes rangos de velocidad, flujo y relación de compresión, de las cuales es posible determinar para un flujo y velocidad de operación de un turbocompresor, la relación de compresión y eficiencia u otras combinaciones, dependiendo de los datos a que se tenga acceso.



Gráfica (3.9) Curvas de operación de un turbocompresor.

En cambio, el difusor de caja espiral o voluta es menos sensible a las variaciones de velocidad, lo cual se puede advertir al comparar las curvas de comportamiento de esta máquina y la anterior.

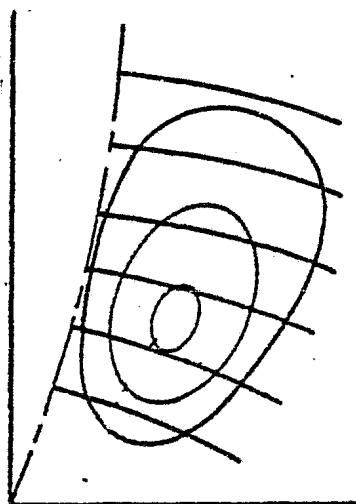


Fig. (3.10)
Curvas de un turbocompresor de co
rona.

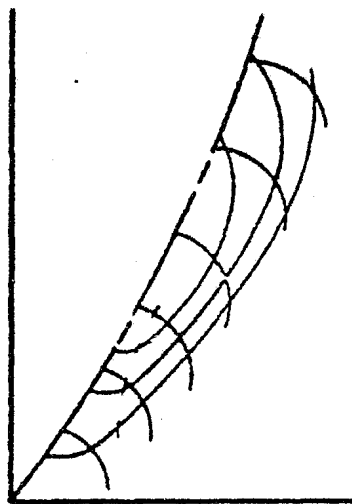


Fig. (3.11) curvas
de un turbocompres
or de voluta.

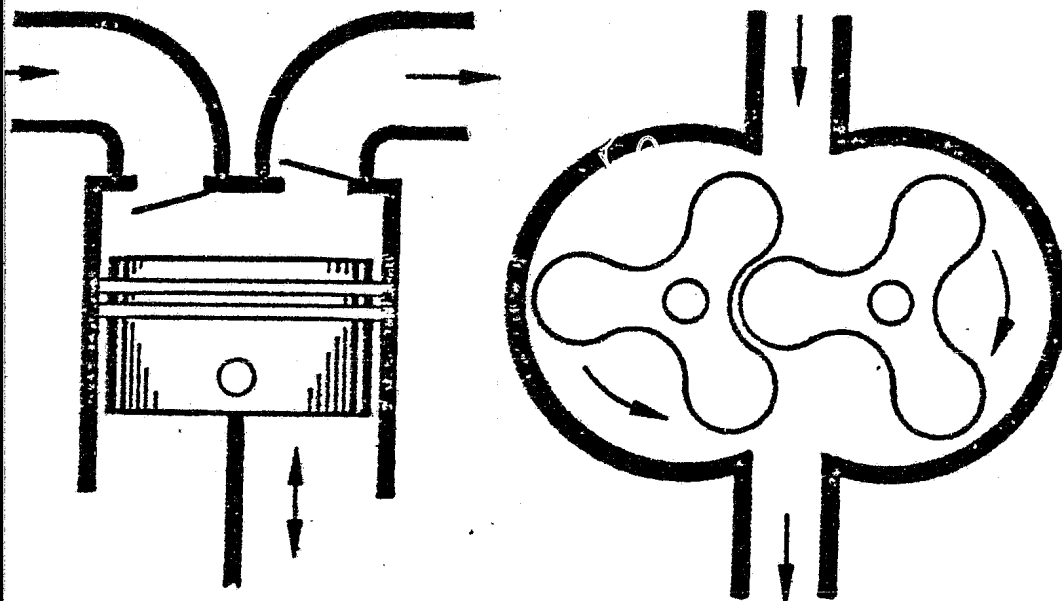
- CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPRESORES CENTRÍFUGOS-

Las razones por las que se emplean como presores centrífugos en motores de combustión interna son:

- Volumen y construcción compactos.
- Seguridad de funcionamiento.
- Carencia de desgaste y piezas de recambio mínimas.
- Montaje y cimentación sencillos.
- Carencia de vibraciones durante la operación.
- Mínima energía requerida para su accionamiento.
- Altas velocidades de operación.
- Son capaces de entregar caudales de aire relativamente elevados aunque a presiones bajas, comparados con los compresores alternativos o rotatorios de desplazamiento positivo que se muestran en seguida:

Fig. (3.12)

Compresor rotatorio y
alternativo.



- Tienen una zona amplia de funcionamiento a diferentes R.P.M.
- Su rendimiento interno oscila entre 75 y 90%.

3.2.- TURBINA.-

Máquina mediante la cual se suministra trabajo útil al compresor a partir de la energía de los gases de escape del motor.

Consta de una sección llamada estator en la que se encuentran las toberas y de un rotor.

El fluido se hace pasar a través de las toberas que incrementan su energía cinética, y posteriormente se dirige contra los alabes del rotor, que están diseñados para cambiar la cantidad de movimiento de la corriente; dicho cambio produce una fuerza impulsora que se aprovecha en la flecha del rotor.

Fig. (3.13)

Partes que constituyen una turbina para aprovechar la energía de los gases de escape.

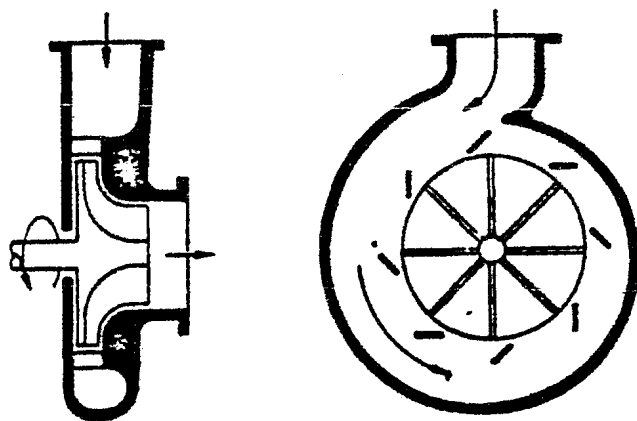
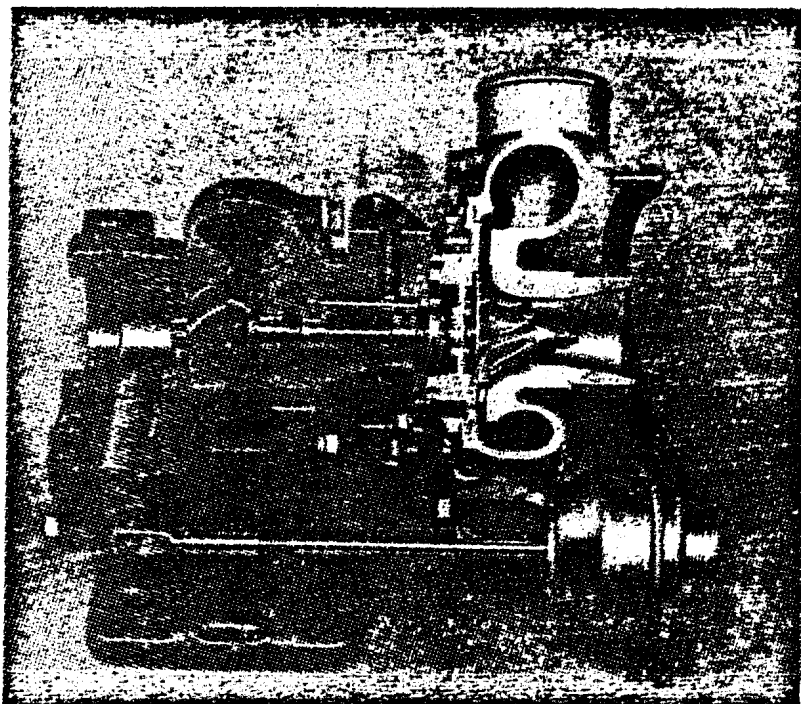


Fig. (3.14)

Turbocompresor.

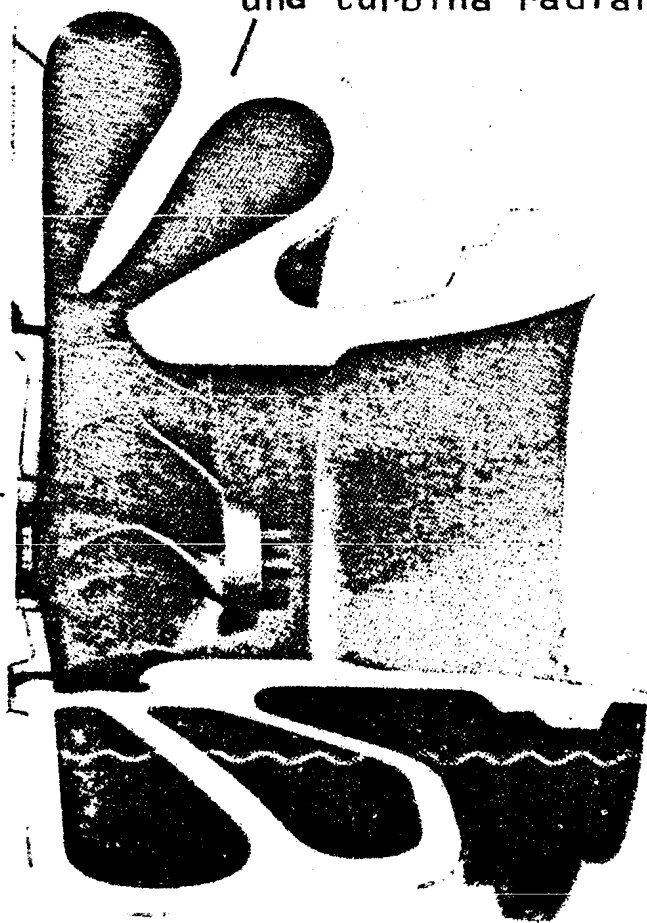


ROTOR.- Se fabrican por fundición de presión en acero y aleaciones de titanio como metal base recubiertos con níquel, o en porcelana, con los alabes curvados de tal manera que el gas cede su energía al entrar por los extremos y salir por el centro del rotor.

Cuando se construye en metal, después de la fundición se pasa por procesos de maquinado que daran acabados superficiales similares a los que se tienen en el compresor.

ESTATOR.- Su construcción se lleva a cabo en materiales similares a los que se emplean en los múltiples de escape (fundición de hierro - generalmente) ya que están sometidos a esfuerzos térmicos y mecánicos similares.

La fig. (3.15) muestra el diagrama una turbina radial para turbocargador.

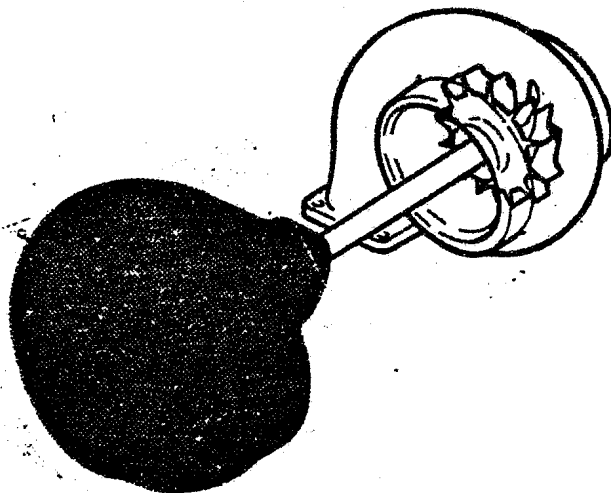


ALOJAMIENTO DE FLECHA Y BALEROS.

El compresor y la turbina están unidos directamente por una flecha que transmite la energía mecánica de turbina al compresor.

Fig. (3.16)

Flecha de transmisión conectada a la turbina y compresor.



Para lograr que la transmisión de energía entre ambos sea con las mínimas pérdidas, se han dispuesto entre la flecha y sus apoyos, una serie de cojinetes antifricción, un alojamiento para lubricante y sellos que evitan fugas. (fig. - 3.17).

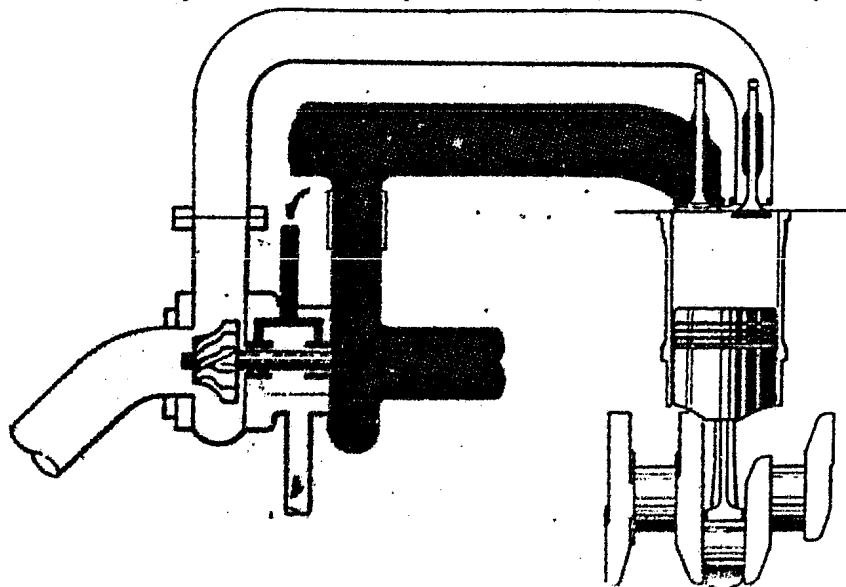
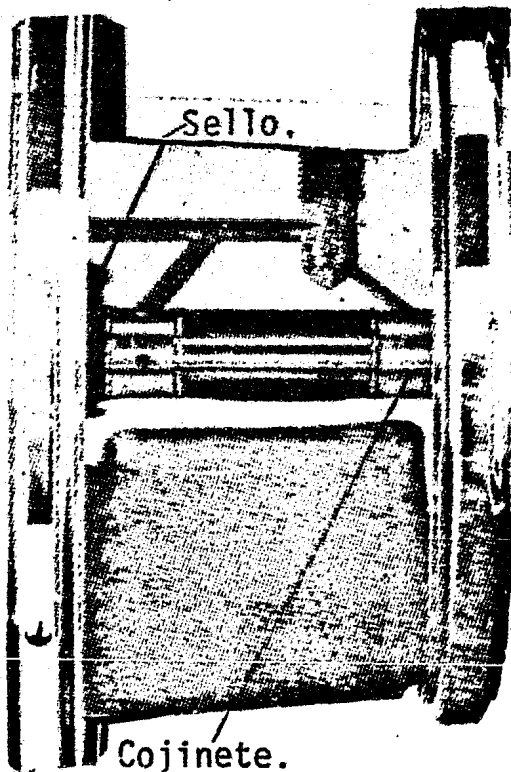


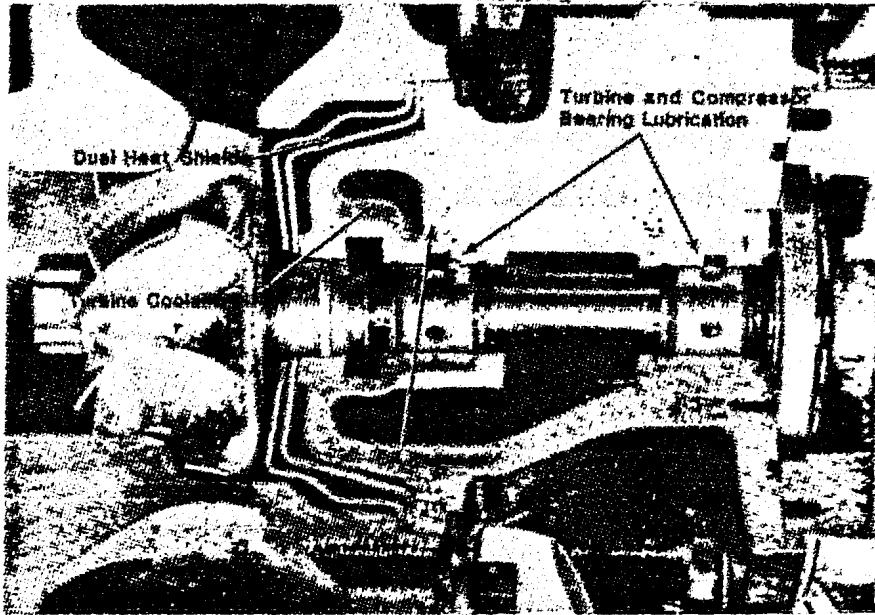
Fig. (3.17) Alojamiento para fle-
cha y cojinetes.
Turbocargadores.



3.3.- ALOJAMIENTO.-

Es el elemento que une estructuralmente al compresor y la turbina; se construye en fundición de hierro o aleación ligera y se le barrena por dos lados para permitir la inyección y drenado del aceite que hace las veces de lubricante y refrigerador. (Fig. 3.18).

Fig. (3.18) Alojamiento de cojinetes y conductos para lubricación.



COJINETE ANTIFRICCIÓN.

Son básicamente cilindros de bronce o aluminio que alojan en su interior a la flecha de transmisión.

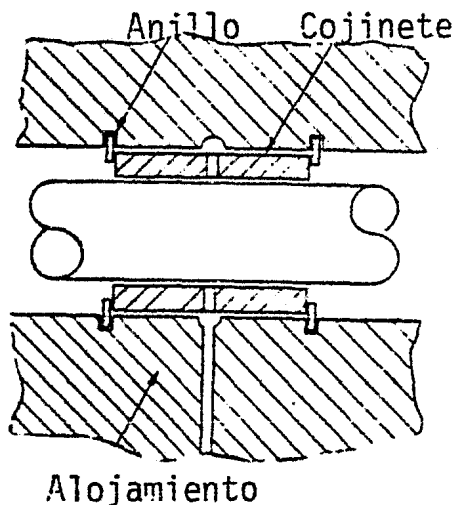
Pueden ser de dos tipos:

- Flotantes (para altas velocidades)
- Semi-flotantes.

- COJINETES FLOTANTES.- Fueron los primeros en introducirse para uso en turbocargadores, - y como se dijo anteriormente son cilindros en cuyo interior se aloja la flecha de transmisión, - separados entre si por una película de aceite.

El exterior del cojinete se encuentra separado del apoyo, también por una película de - aceite, y su desplazamiento longitudinal esta limitado por un par de anillos. De esta instalación se deriva el nombre de cojinetes flotantes.

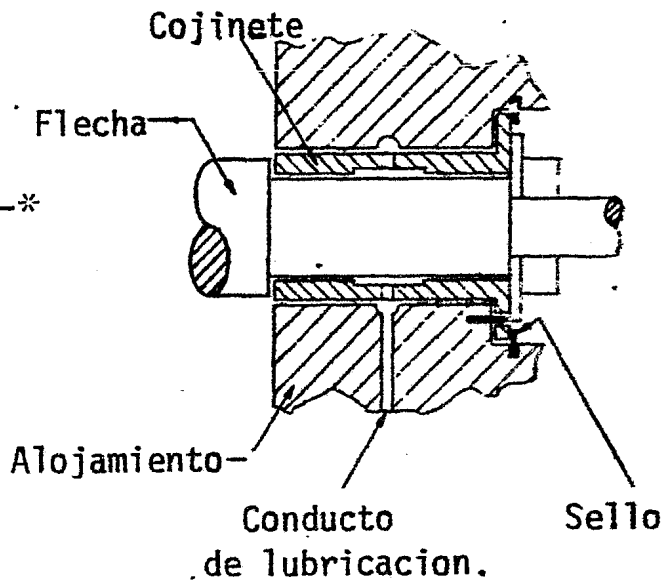
Fig. (3.19)
Cojinete
Flotante



- COJINETE SEMIFLOTANTE.-

A diferencia de los anteriores en estos existen bridas que limitan su desplazamiento longitudinal; en un sentido la flecha tiene maquinado un borde que impide el paso del cojinete y por el otro existe una brida maquinada, de tal manera que el rodete de la turbina o del compresor limita su deslizamiento.

Fig. (3.20)
Cojinete semi-*
flotante.

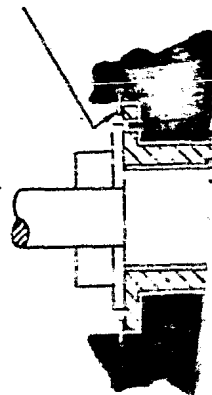


.- SELLOS .- Son elementos cuya función es eliminar al máximo fugas de lubricante que pudieran introducirse al compresor o a la turbina. Pueden ser desde un anillo de caras recubiertas con un tratamiento a base de carbón, varios anillos de características similares que forman un laberinto, o bien sellos mecánicos.

Estos últimos son un diseño más elaborado y constan de resortes que mantienen las superficies de sellado en contacto permanente, eliminando en gran parte los problemas causados por el desgaste de los anillos mencionados anteriormente.

Fig. (3.21)

a) Sello a base de anillos con duración limitada por el desgaste que existe entre las partes en movimiento.



b) Sello mecánico cuyo desgaste se va compensando al deslizarse el sello bajo la presión de los resortes.

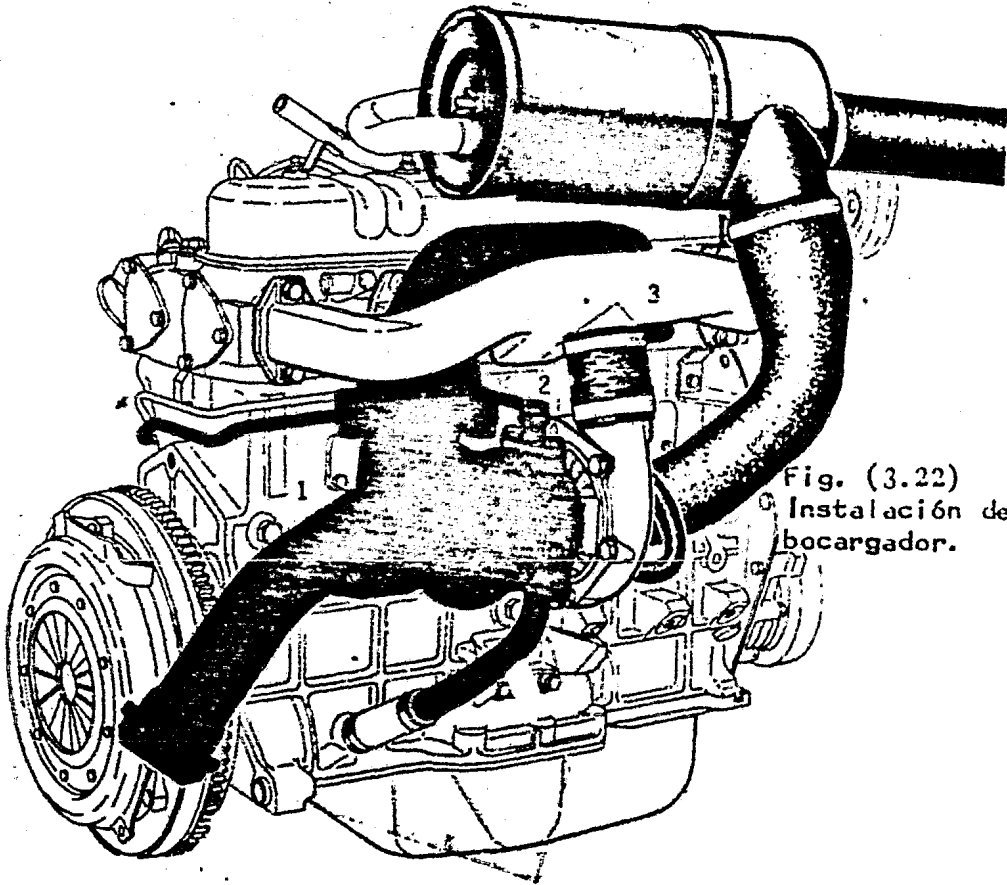
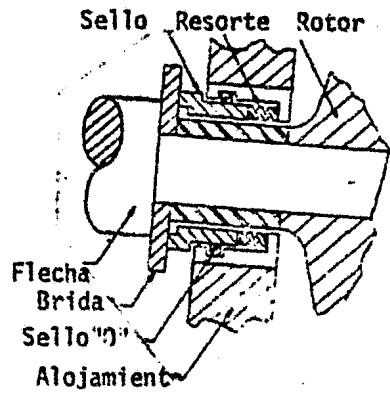


Fig. (3.22)
Instalación del turbocargador.

3.4.- INSTALACION.

En la figura se aprecia en que forma que da un turbo cargador al ser instalado en un motor de combustión interna las zonas de color obscuro (1) corresponden a la salida de los gases de escape en que la admisión de la turbina se fija al múltiple de escape por medio de bridas y tornillos y la descarga se conecta al tubo de escape.

La zona de tono más claro (2) corresponde al alojamiento de flecha y baleros a la que se conecta en la parte superior el conducto de aceite lubricante que es suministrado por la bomba del propio motor. En la parte inferior se instala un conducto que puede ser manguera para alta presión y temperatura, por medio de la cual se devuelve el aceite al carter.

El área de color blanco (3) corresponde a la zona de admisión y se puede observar como el compresor esta conectado en su admisión al filtro de aire y en la descarga al múltiple de admisión.

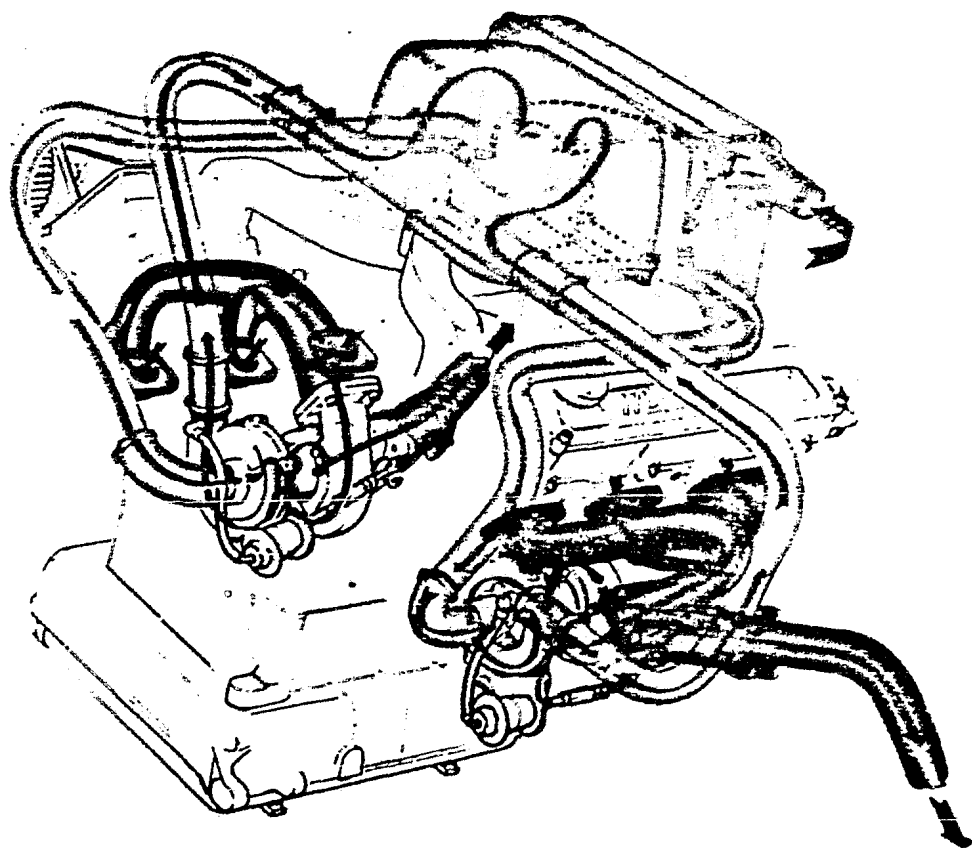
Se debe aclarar que la forma de instalación anterior no variara siempre y cuando se traten motores a diesel o a gasolina con inyección de combustible; pero si el motor tiene carburador la instalación puede ser:

- a).- El compresor admite aire a presión atmosférica y lo introduce a la admisión del carburador.

b).- El compresor admite mezcla aire-combustible o sea, aire que ya paso por el carburador y descarga al múltiple de admisión.

La siguiente figura (3.23) muestra la instalación de dos turbocargadores en un motor de 6 cilindros en "V" que corresponde al caso (a) con la variante de que el carburador esta en el interior de la cámara de aire presurizado por los compresores eliminando los problemas de sellado entre los componentes del carburador y con el múltiple de admisión.

Fig.º (3.23)
Motor massera-
ti biturbo.
Carburador
dentro de câma
ra presurizada.



Actualmente los turbocargadores se aplican en México solo en motores recíprocos a diesel, en Estados Unidos y Europa también en motores a gasolina, logrando incrementos de potencia hasta de un 80%; y en Japón existe el turbocargador aplicado al motor rotatorio con inyección de combustible.

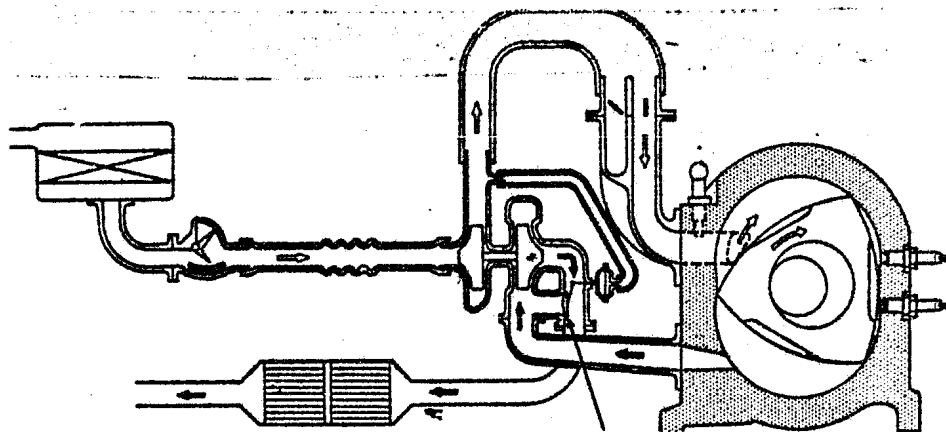
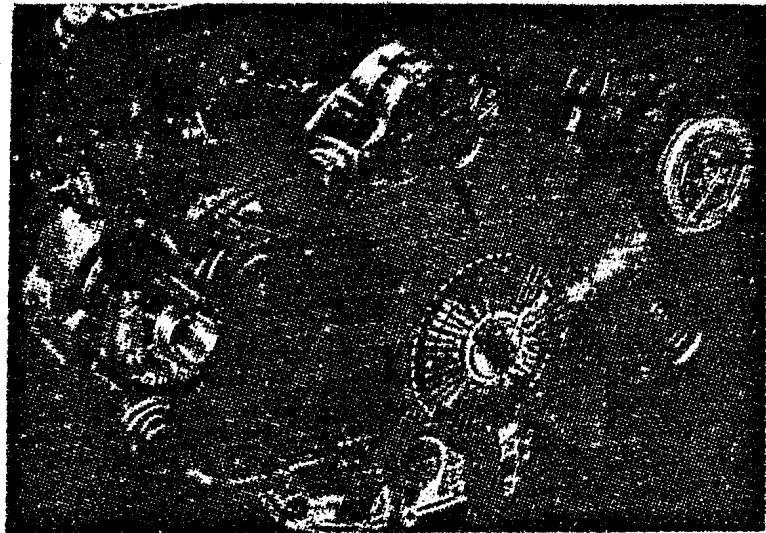
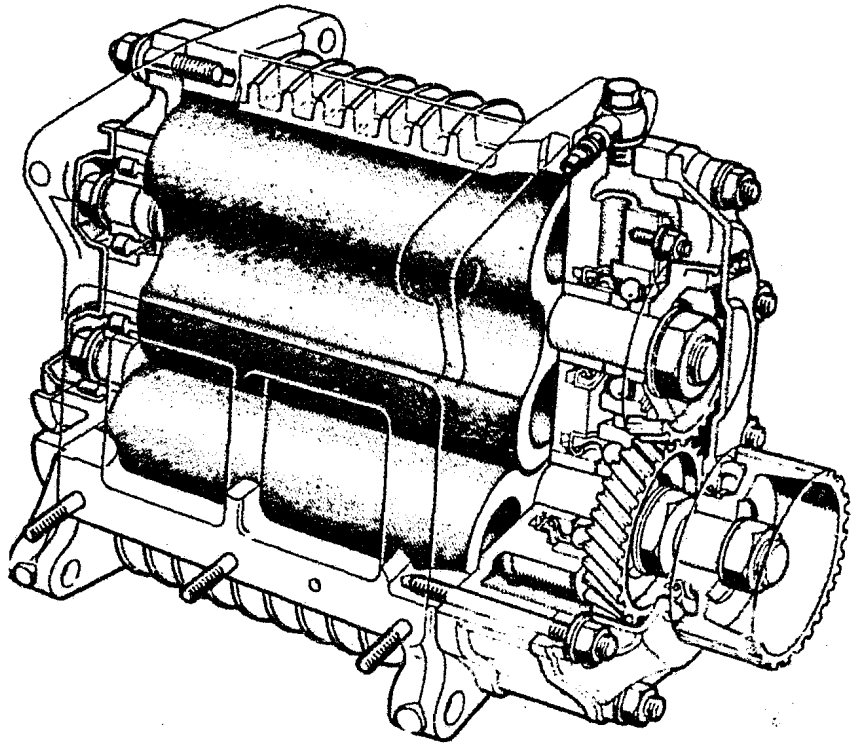


Fig. (3.25)

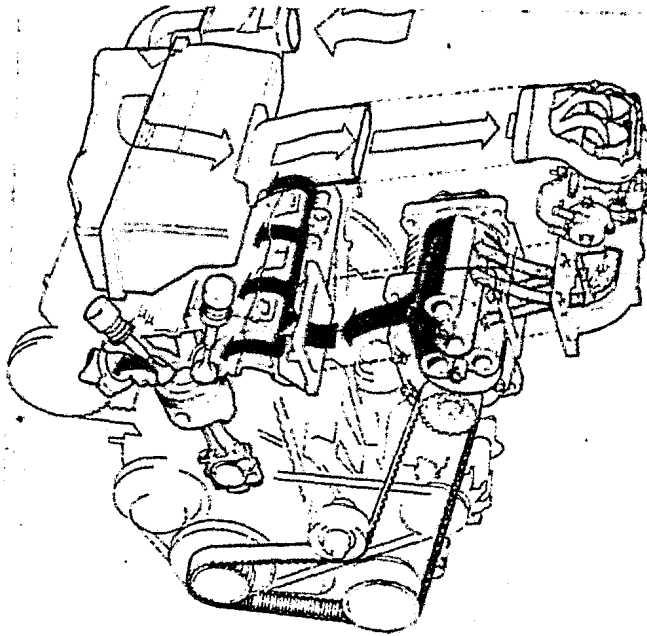
Motor rotatorio
turbocargado
diagrama de instalación.

Otra forma de sobrealimentar los motores de combustión interna es mediante el empleo de un compresor de desplazamiento positivo-rotatorio accionado por banda desde la polea de salida del cigüeñal. (Este sistema no es objeto de estudio en este trabajo)

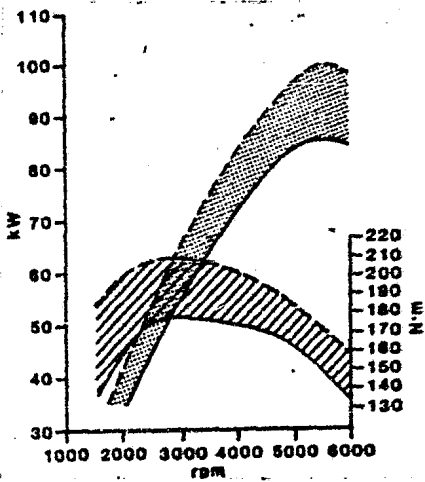
Fig. (3.26)
Sobrecargador
(compresor ro-
tatorio de -
desplazamien-
to positivo -
accionada por
banda desde -
la polea del
cigüeñal).



Compresor rotatorio despla-
zamiento positivo.



Instalación de sobrealimentador.



Curvas comparativas de rendimiento.
 --- motor sobrealimentado
 — motor aspiración natural.

CAPITULO IV
CONSECUENCIAS DERIVADAS DE LA
INSTALACION DE UN TURBOCARGADOR
EN MOTORES DE ASPIRACION NATURAL

4.- CONSECUENCIAS DERIVADAS DE LA INSTALACION DE UN TURBOCARGADOR EN MOTORES DE ASPIRACION NATURAL.

En la sección anterior se analizó el balance energético de un motor turbocargado, y si bien es cierto que su comportamiento es mejor que el de un motor de aspiración natural en cuanto a potencia, consumo específico de combustible y niveles en emisiones de gases contaminantes, también es verdad que la instalación de un turbocargador en motores que no han sido diseñados para ello puede acarrear daños permanentes o deterioro prematuro en algunos componentes del motor.

Para dar una idea más clara de lo que esto significa, en el presente capítulo se hará un análisis a modo de ejemplo del comportamiento térmico y mecánico de los elementos constitutivos del motor, que se ven directamente afectados por la instalación de un turbocargador.

El análisis se realizará para dos motores a diesel uno de ellos turbocargado y otro de aspiración natural de idénticas especificaciones tabla (4.2), en las mismas condiciones ambientales y de prueba.

4.1.- ESPECIFICACIONES TECNICAS.

CONCEPTO	MOTOR ASPIRACION NATURAL	MOTOR TURBOCARGADO
Motor tipo	Diesel 4 tiempos	
No. de cilindros	4 en línea	
válvulas	a la cabeza.	
Refrigerante	agua de circulación forzada por medio de una bomba centrífuga	
Pistón (diámetro x carrera)	94 x 83 mm/relación D/c =1.13/1	
Desplazamiento	22.2/1	
Cabeza de cil.	Aleación ligera (aluminio)	
Vel. Media del pistón a 1000 r.p.m.	2.76 m/seg.	
Long. de la biela	14.92 cm.	
Peso de (pistón, biela, 3/4)	.980 kg.	
Área de sección de la biela	1.2 cm ² .	

- Tomadas del motor
Peugeot x p-20.-

La siguiente tabla (4.23) muestra las condiciones de operación de ambos motores, y puede advertirse que el valor de la presión y temperatura máximas de combustión se incrementan en el motor tubocargado, lo que trae como resultado que los elementos: cabeza del motor, válvulas, pistón, perno, biela, cojinetes de biela, cigüeñal y soportes, estén sometidos a esfuerzos superiores a los que se tienen en el motor de aspiración natural.

Tabla (4.2)

CONDICIONES DE OPERACION.*

CONCEPTO	MOTOR	
	ASPIRACION NATURAL	TURBOCARGADO
Peso máximo (con volante de inercia y motor de arranque)	190 kg.	224 kg.
Presión media efectiva a 2500 R.P.M.	6.9 bar	10.06 bar
Presión máxima de combustión	87 bar	120 bar
Temperatura máxima de los gases al pasar por las válvulas de escape.	1180°F	1500°F
Fuerza máxima - ** en la cabeza del pistón	6'236.08 kg.	8'601.60 kg.
Esfuerzos máximos en la zona del perno - **	.7708kg/m ²	1.1077kg/m ²

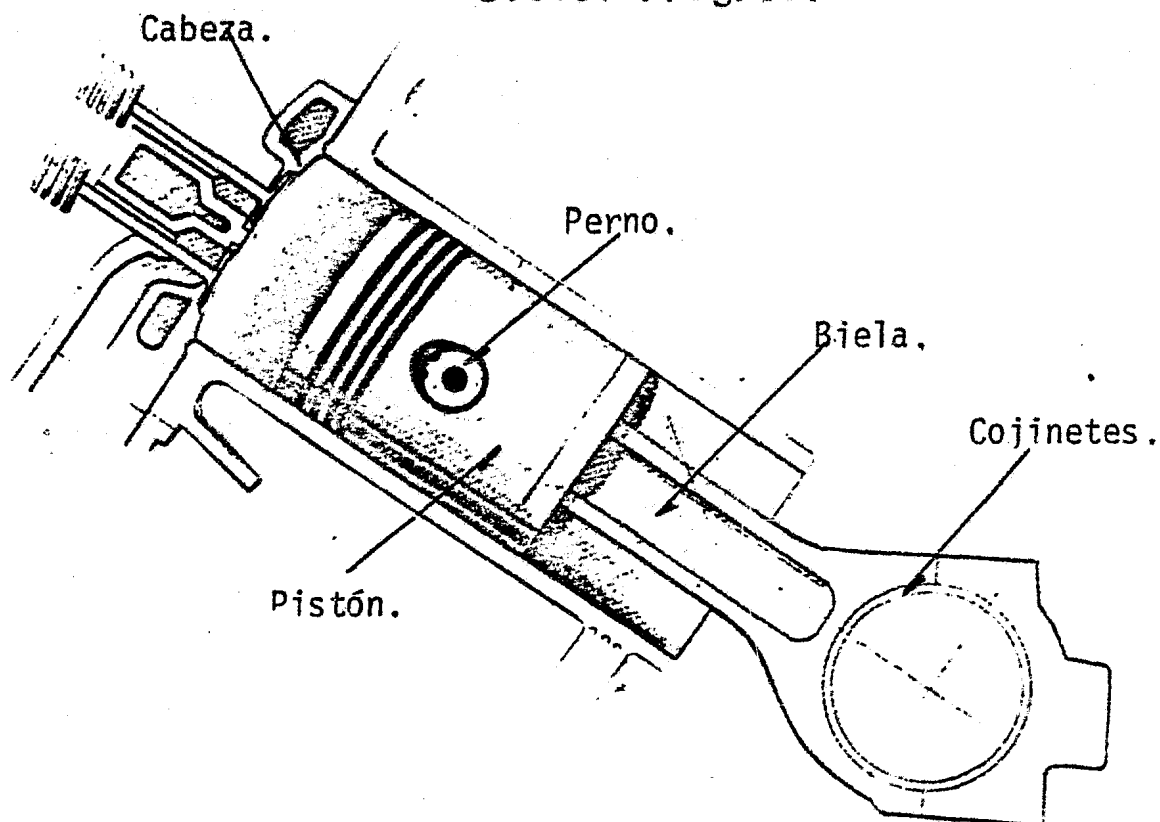
* Tomadas del motor Peugeot xp-20 y xPT20.

** Calculadas.

Fig. (4.3) Elementos afectados por el incremento de la presión en la cámara de combustión.

(4.3.) Corte de pistón

Diesel Progres.



A continuación se comparan las condiciones de diseño (máximas ADM) de los elementos de un motor de aspiración natural, contra las condiciones de operación de los componentes de un motor turbocargado, con el objeto de establecer que posibilidad de falla tendría un motor de aspiración natural al que posteriormente se le implementa un turbocargador.

4.1.- CABEZA DEL MOTOR Y VALVULAS.-

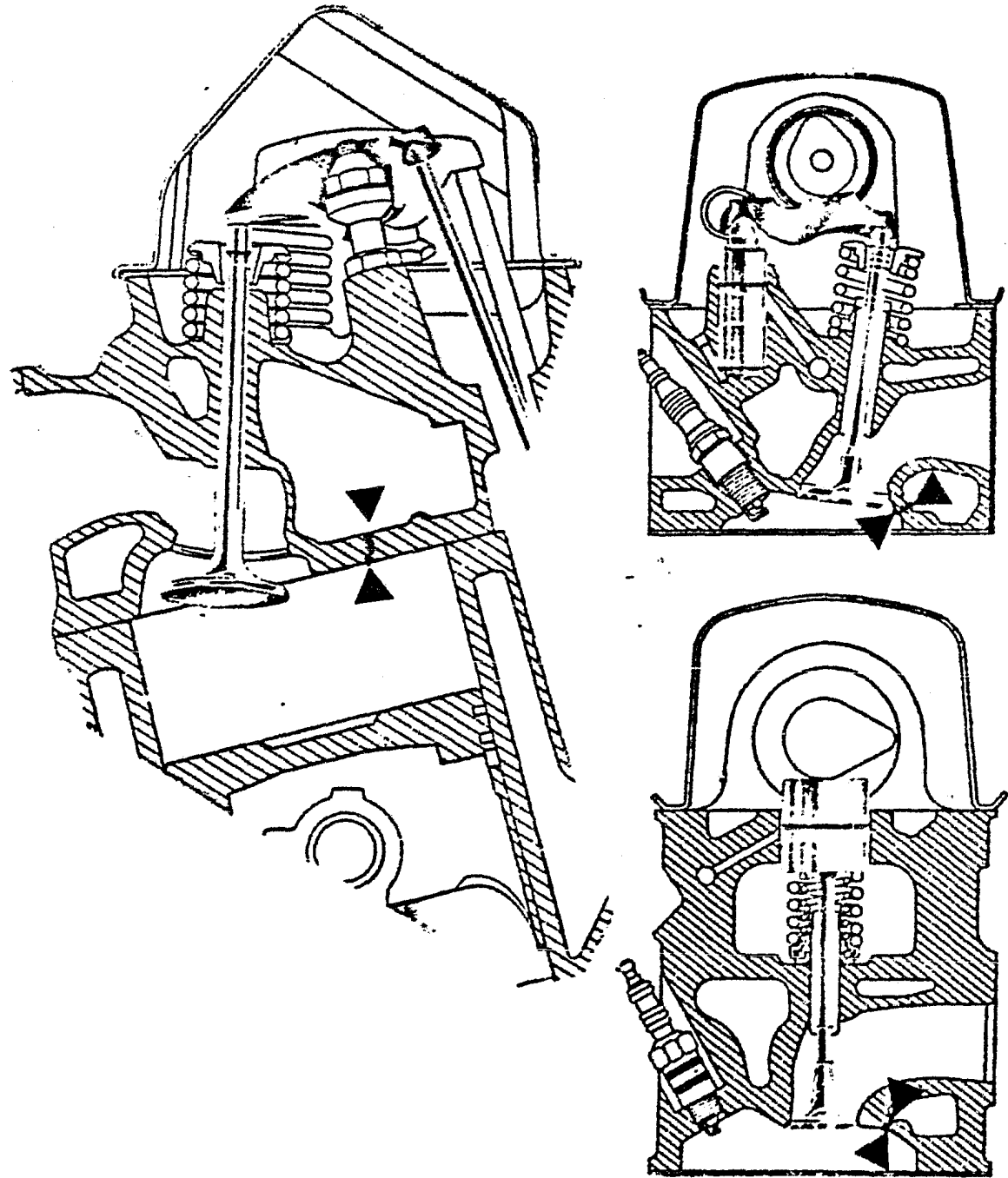
Estructuralmente un motor esta formado por el monobloque y la cabeza de cilindros; esta última es un componente que debe cumplir con características de rigidez y estabilidad en su comportamiento, ya que esta sometido a deflexiones causadas por el tren de válvulas y los esfuerzos de la combustión.

La instalación de un turbocargador, trae incrementos en esfuerzos mecánicos y térmicos debido al aumento de presión y de temperatura en la cámara de combustión, pues el aire o la mezcla aire-combustible han sido presurizados previamente e introducidos al múltiple de admisión a temperaturas superiores a las del medio ambiente.

Por lo tanto la cabeza del motor en algunas ocasiones presenta rajaduras en las cámaras de enfriamiento, cuando ha sido construída con paredes delgadas.

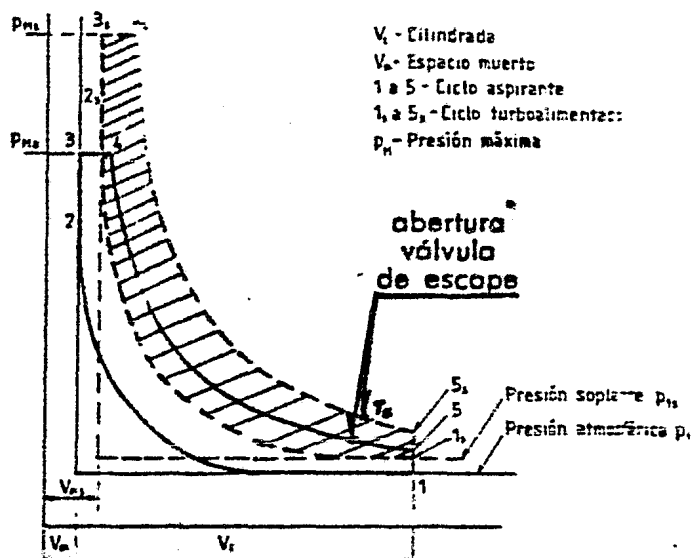
La Fig. (4.4) muestra para diferentes tipos de cabezas, construídas en fundición ligera o aleación de aluminio, las zonas donde se presentan con mayor frecuencia rajaduras como consecuencia de los esfuerzos mencionados.

Fig. (4.4) Zonas de ruptura encabezas generalmente de aleación de aluminio o fundición ligera.



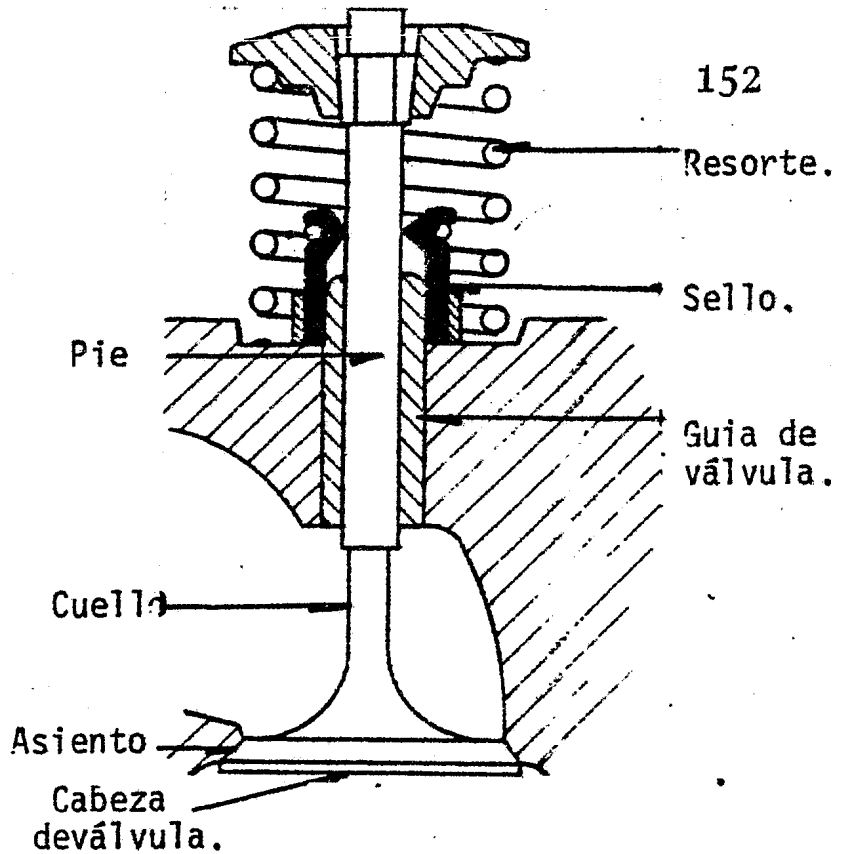
Por otra parte, las válvulas de escape - están afectadas en forma más seria por los esfuerzos térmicos, ya que son las primeras que tienen contacto con los gases producto de la combustión, y como se puede observar en los diagramas (4.5) - la abertura de la válvula de escape se realiza - en el motor turbocargado, cuando los gases se encuentran a mayor temperatura que en el de aspiración natural; y si a esto se auna que el sistema de enfriamiento no es adecuado.

Fig. (4.5)
Diagrama
P.v.
Motor ASP.NAT
y motor turbo
cargado.



Las válvulas llegan a deteriorarse - (flamearse) en la cara y el asiento o bien a deformarse permanentemente en la zona del cuello y cabeza.

Fig. (4.6)
Nomenclatura
de ensamble
válvula-cabe
za del motor.

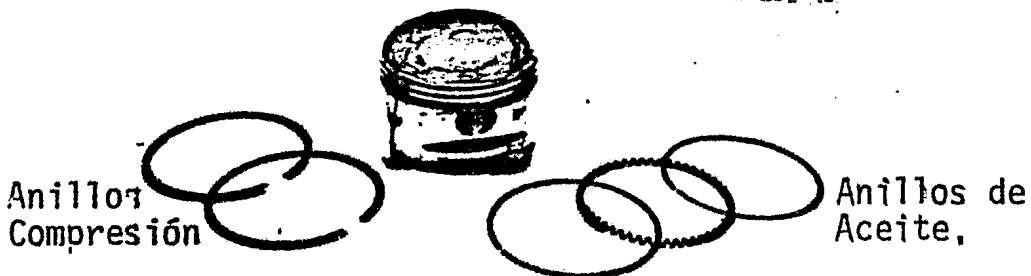


4.2.- PISTON Y ANILLOS.-

Debido al servicio que desarrollan, es -
tos elementos se ven afectados por tres factores:

- 1).- Fuerza de inercia
- 2).- Fuerza de los gases
- 3).- Detonación.

Fig.(4.7)
Pistón, anillos
y nomenclatura.

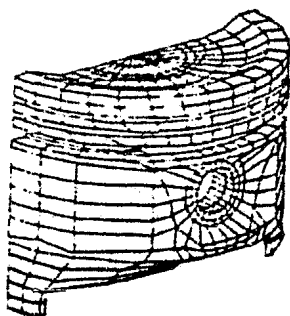


- FUERZA DE INERCIA.- Es función directa de la masa y la velocidad a la que el pistón, perno y biela efectúan su recorrido, y estas condiciones no varían al instalarse el turbocargador tabla (4.1) por lo que los esfuerzos resultantes de la fuerza de inercia son iguales en los dos motores.
- FUERZA DE LOS GASES.- Este factor, a diferencia del anterior, se modifica en función directa a la presión máxima que se obtiene como producto de la combustión.

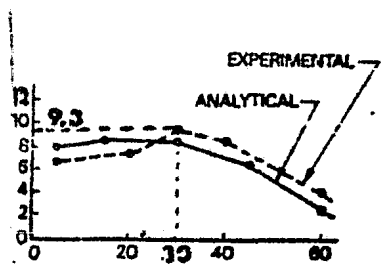
En la tabla (4.2) se tiene que el pistón esta sometido a esfuerzos del orden de 0.7 kg/mm^2 en el motor de ASP Natural y de 1.1 kg/mm^2 en el motor turbocargado cuando las combustiones se realizan en forma progresiva y aprovechable. La fig. (4.8) muestra las curvas de esfuerzos aceptables por el pistón, obtenidas en forma experimental y mediante el análisis de elementos finitos las cuales permiten asegurar que el pistón es capaz de resistir hasta 6 kg/mm^2 , cuando la biela se encuentra en posición vertical. Esto quiere decir que el pistón no se deteriorara cuando opere en un motor turbocargado.

Fig. (4.8) Esfuerzo en el pistón.

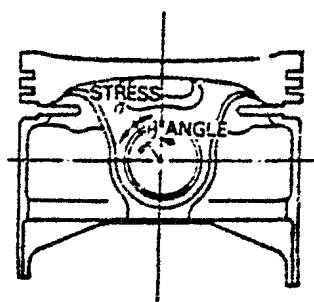
** Tomando de SAE TECHNICAL paper series.



Esfuerzos
de compresión
Kg/mm²



Angulo



4.2.3.- DETONACION.

Este problema es consecuencia de altas temperaturas y presiones dentro de las cámaras de combustión, pues como se mencionó en la sección (2.3) el combustible comercial tiene límites de presión y temperatura dentro de los cuales es posible obtener combustiones progresivas.

El motor de aspiración natural, está diseñado de tal forma que la mezcla aire-combustible, se queme progresivamente cuando el pistón se encuentra próximo al punto muerto superior para que sea posible aprovechar la energía que se libera como producto de la combustión.

Si a ese motor se le suministra la sustancia de trabajo a mayor temperatura y presión como es el caso de la sobrealimentación, se crearán combustiones violentas, antes de que el pistón llegue a su punto muerto superior, pues en la carrera de compresión se superarán las condiciones de temperatura y presión admisibles por la mezcla aire-combustible y no será posible aprovechar la energía liberada de la combustión, sino por el contrario se crearán concentraciones de esfuerzos mecánicos y térmicos superiores a los admisibles por el pistón y anillos con su consecuente ruptura o deterioro prematuro.

La fig. (4.9) muestra gráficamente en que consiste el fenómeno de detonación, y las consecuencias en los anillos y pistones cuando han sido sometidos a estas condiciones de operación, durante períodos de tiempo largos.

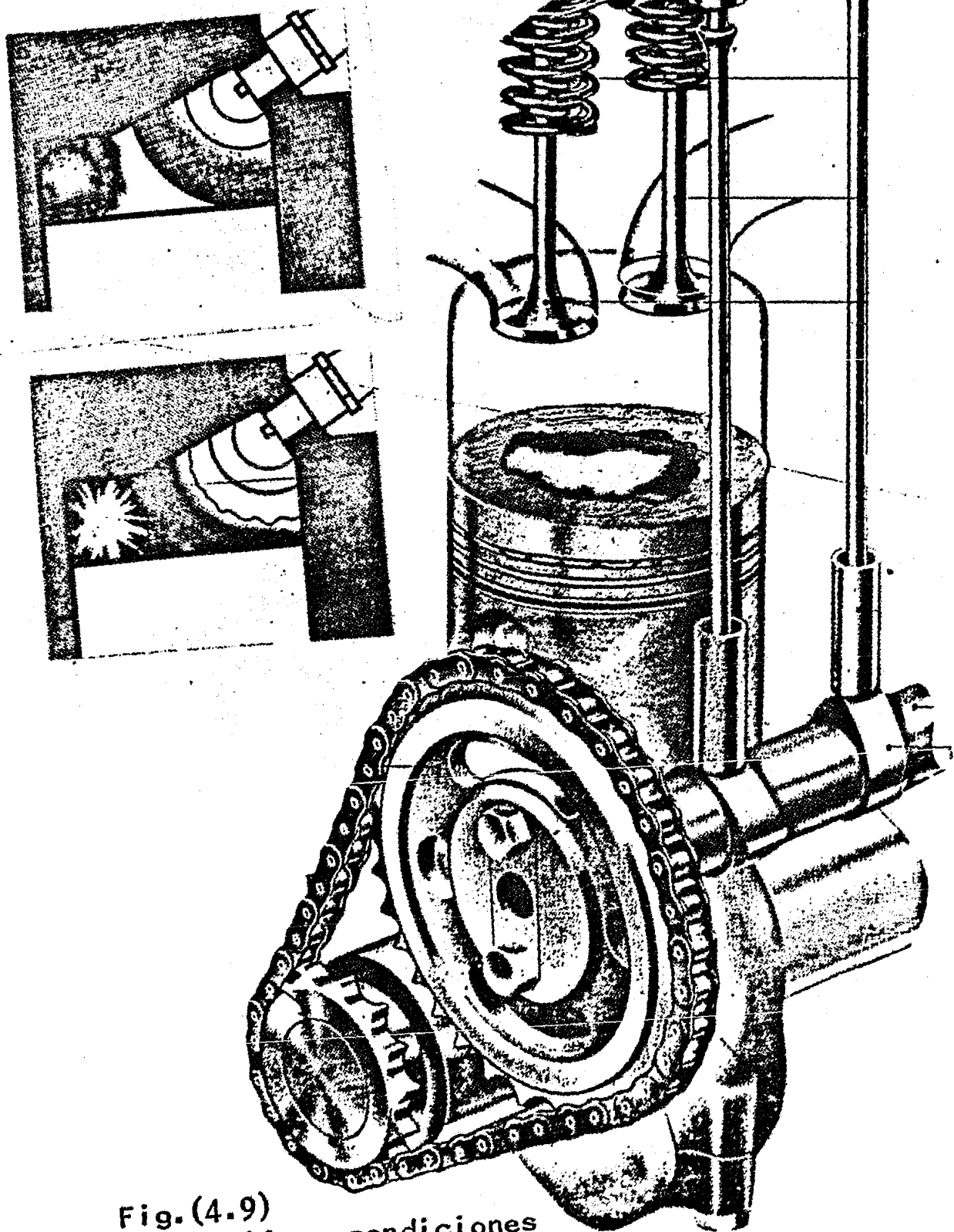


Fig. (4.9)
Detonación y condiciones
finales de pistón y an-
illos.

4.3.- BIELA.-

Componente en el que los esfuerzos más severos se verifican cuando es sometido a compresión, y los problemas que se presenta, básicamente son de pandeo o ruptura, a causa de condiciones de operación totalmente fuera de las de diseño y vienen como consecuencia de la falta de lubricación, cuerpos extraños en la carrera del cigüeñal y ruptura de algún cilindro o pistón cuando el motor operaba en alta velocidad.

A continuación, se presentan las características técnicas, de las bielas empleadas en motores similares a los del presente análisis.

Tabla (4.10) características técnicas de las bielas empleadas en motores de combustión interna.

CARACTERISTICAS DE BIELAS

	BIELAS FORJADAS	BIELAS FUNDIDAS
RESISTENCIA A LA TENSION (M PA)	695-850	735
% ELONGACION	20 MIN	2 MIN
LIMITE DE FATIGA*	340 CICLOS	250. ⁺
PESO FINAL DESPUES DE MAQUINADOS (KG)	.62	.60
PASOS DE MAQUINADO	23	23

*PRUEBA TENSION/COMPRESION

THE PASSENGER CAR
POWER PLANT OF THE
FUTURE.

Y al compararlas con los datos de la tabla (4.2) se tiene que la máxima carga a la que estara sometida la biela en el motor turbocargado es de 8601.6 kg y en el motor de aspiración natural es de 6236.0 kg.

El área de sección en la zona más delgada de la biela es de 1.25 cm^2 tabla (4.1) al efectuar operaciones se tiene:

- La mínima resistencia a esfuerzos de tensión en la biela es de $695 \text{ (M Pa)} = 6963 \text{ kg/cm}^2$

- La máxima carga a que la biela estará sometida es de 8601.6 kg. y por lo tanto los máximos esfuerzos por unidad de área serán:

$$P = \frac{8601.6}{1.25} = 6,881.2 \text{ kg/cm}^2$$

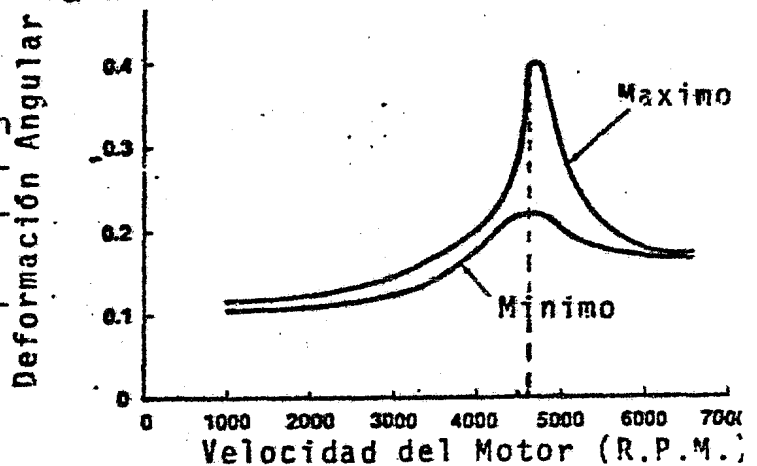
Ahora bien, 6963 kg/cm^2 que es mínimo -- valor de esfuerzos que soporta la biela; es superior al máximo que se obtendra cuando se trate del motor turbocargado; por lo que la sobrealimentación del motor no causará deterioro en las bielas.

4.4.- CIGÜEÑAL.

En el cigüeñal de un motor los esfuerzos más reelevantes son los de torsión que resultan a causa del par producido por la fuerza con que actua la biela sobre el cigüeñal y su magnitud se determina al multiplicar la fuerza máxima por el brazo de palanca de la manivela.

Fig. (4.12)

Curvas de deflexión angular para un cigüeñal de motor 4 cilindros operando a máxima y mínima carga.



La deformación angular experimentada en un muñon de apoyo del cigüeñal, es función directa del momento total aplicado y de la longitud de la sección en análisis, e inversa al producto del módulo de elasticidad torsional por el momento de inercia polar.

$$Ec(4.1) \quad \gamma = \frac{M \cdot a}{G J_p}$$

donde: γ = Deformación angular
 M = Momento total aplicado
 a = Longitud del muñon en análisis
 G = Módulo de elasticidad torsional.
 J_p = Momento de inercia polar.

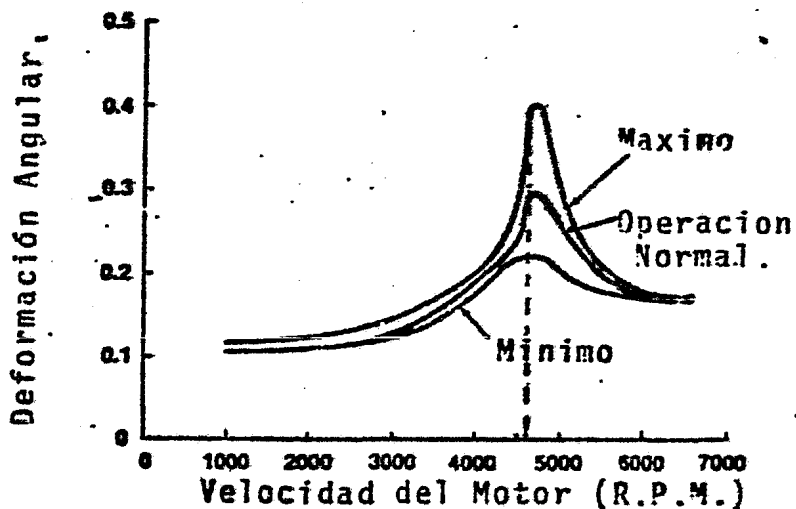
Al comparar las condiciones de operación en los cigüeñales de ambos motores, resulta que - la fuerza con que actúa la biela sobre el cigüeñal del motor turbocargado, es 37% superior que - en el de aspiración natural, esto quiere decir - que la deformación angular también es 37%, mayor el único término variable de la ecuación (4.2) - es el momento aplicado.

Como se conoce el valor máximo de deformación del cigüeñal del motor de aspiración natural en condiciones normales de operación, se calcula el valor de la deformación causada por el momento total aplicado, como sigue:

$$\gamma = (.28) (1.37) = .38^\circ \text{ grados --- ec-(4.2)}$$

Este valor, aunque es próximo al máximo admisible, según se puede observar en la gráfica (4.13) no lo sobrepasa, por lo que en este caso es posible instalar el mismo cigüeñal en los dos motores.

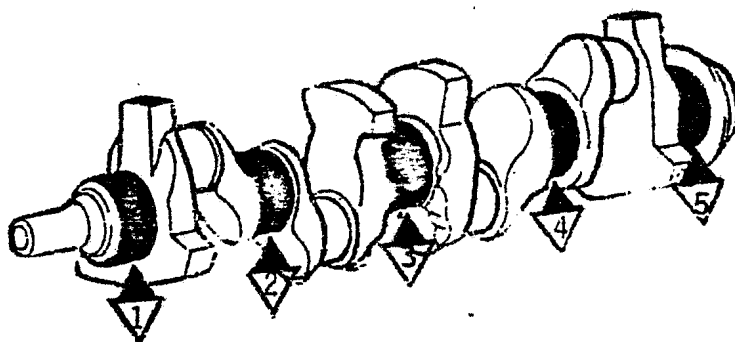
Fig. *
(4.13)
Curvas de deformación angular para cigüeñales.



4.5.- SOPORTES DEL CIGUEÑAL Y COJINETES.

Al instalar un turbocargador en un motor que no ha sido diseñado para ello, con frecuencia se presentan fallas y deformaciones en los cojinetes y soportes del cigüeñal.

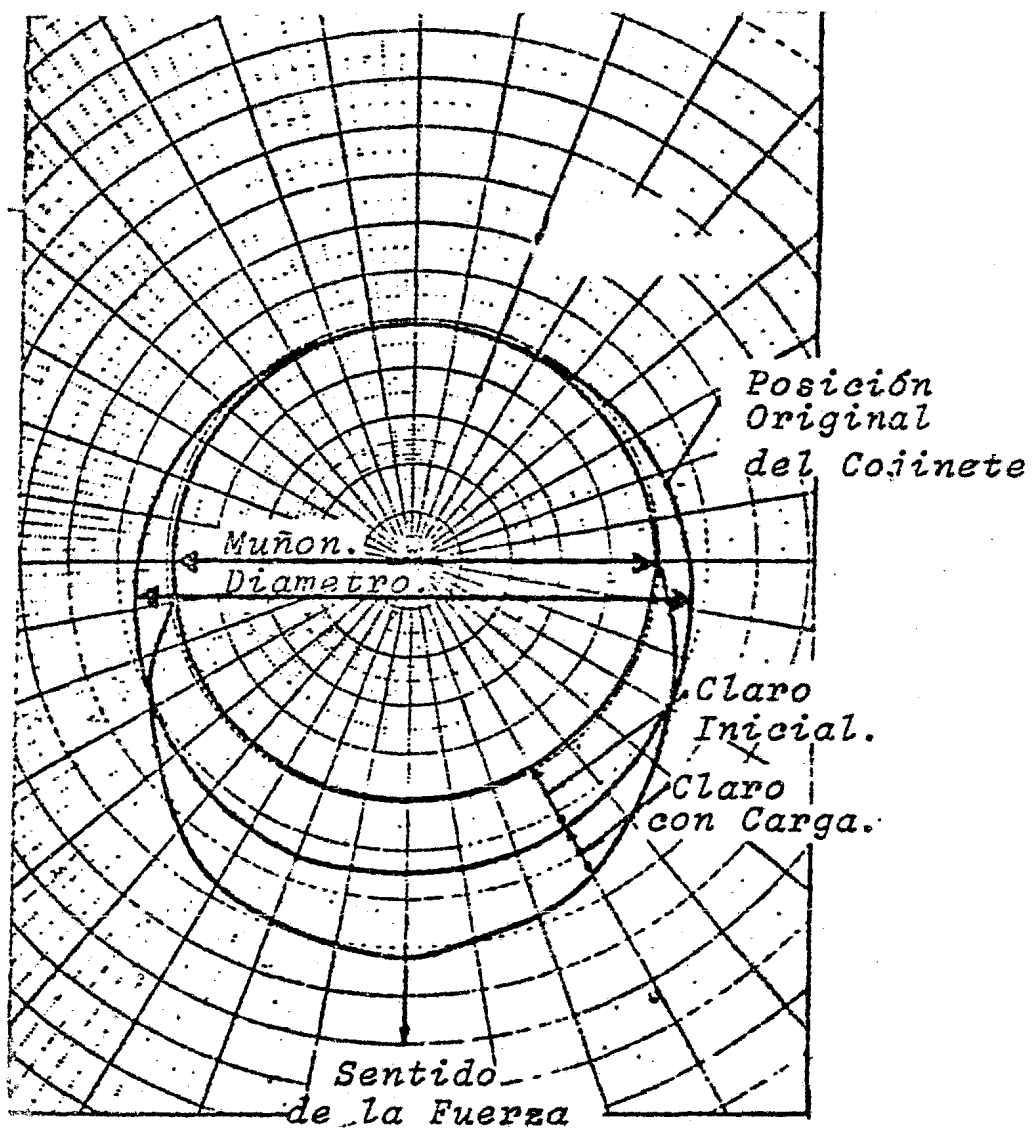
Fir.(4.14)
Cojinetes y
soportes -
del cigüe -
ñal posi -
ción y no -
menclatura.



Como se observa en la gráfica (4.15) la curva (1) uno muestra el diámetro original del --
muñon del cigüeñal, la número (2) dos la posición
de los cojinetes cuando no estan bajo carga, y -
por último la No. (3) tres la deformación del co-
jinete bajo carga.

Al presentarse esta última condición el --
contorno de cojiente se vuelve irregular, creándo
se zonas que estaran sometidas a presiones supe -
riores a las de diseño, pues el área de contacto --
entre el muñon y cojinete ha disminuído.

Fig. (4.15) Distorsión en cojinetes bajo carga.



Así mismo, se presenta el problema de lubricación deficiente, ya que el incremento de presión impide el paso de aceite entre las superficies de contacto, llegando en algunos casos a ser nulo.

Por otra parte, la distribución de cargas en los soportes del cigüeñal, no son uniformes, pues como se muestra en la gráfica (4.16) son máximas en el soporte central (3) y mínimas en los soportes intermedios (2 y 4) cuando el motor opera a máxima velocidad.

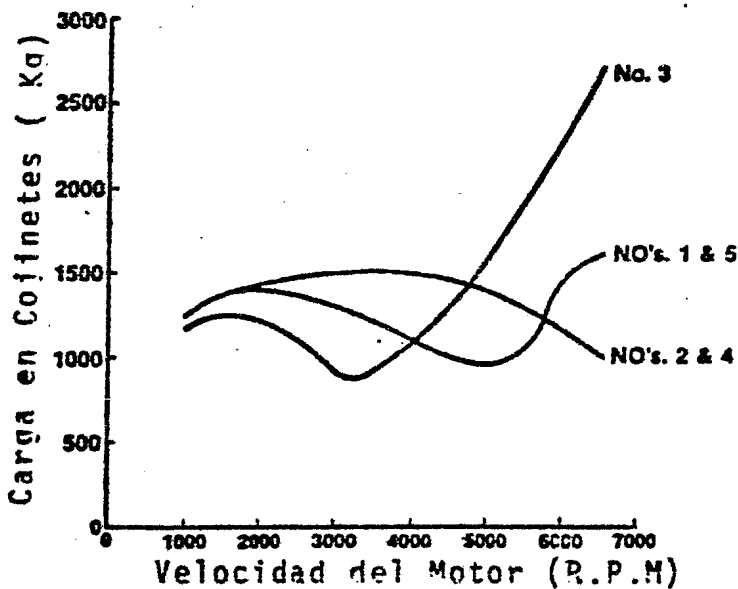
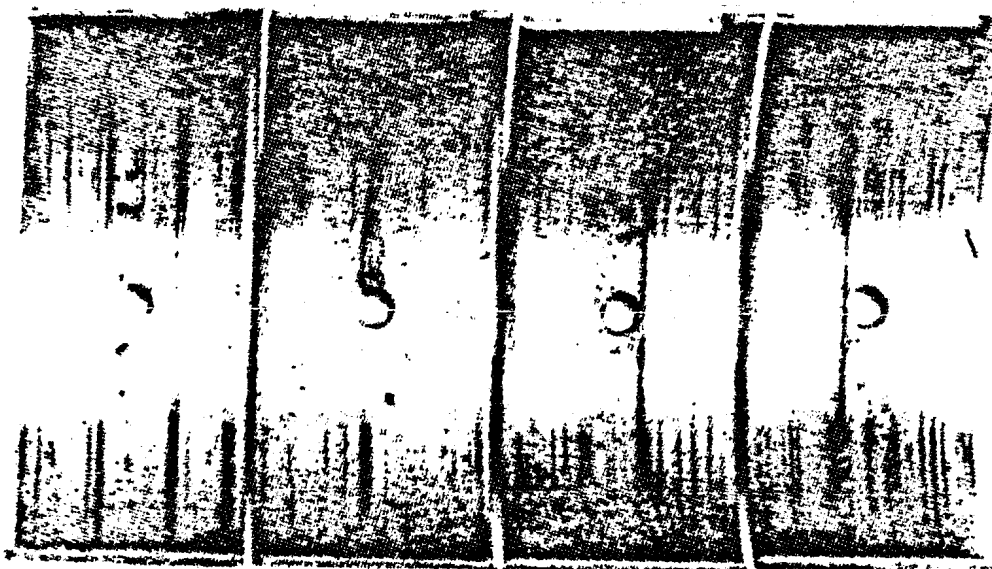


Fig. (4.16) Distribución de cargas sobre los soportes del cigüeñal.

Por lo tanto, al implementar el motor - con un turbocargador, se deben vigilar los soportes del cigüeñal y efectuar pruebas de durabilidad en los cojinetes, pues la deformación permanente de los soportes y el deterioro rápido de los cojinetes, daña en forma permanente el cigüeñal, dejándolo en algunas ocasiones totalmente - inservible..

Fig. (4.27) Cojinetes sometidos a operación bajo -
deficiencia de lu--
bricante.



4.6.- FORMAS DE PREVENCIÓN O SOLUCIÓN DE FALLAS.

Para prevenir o evitar el deterioro de componentes al instalar un turbocargador se procede como sigue:

- 1).- Reducción de la relación de compresión.
- 2).- Mejora de materiales para la elaboración de cojinetes y tratamientos superficiales a las áreas de contacto.
- 3).- Instalación de soportes del cigüeñal y tornillos más robustos.

4.6.1.- REDUCCION DE LA RELACION DE COMPRESION.

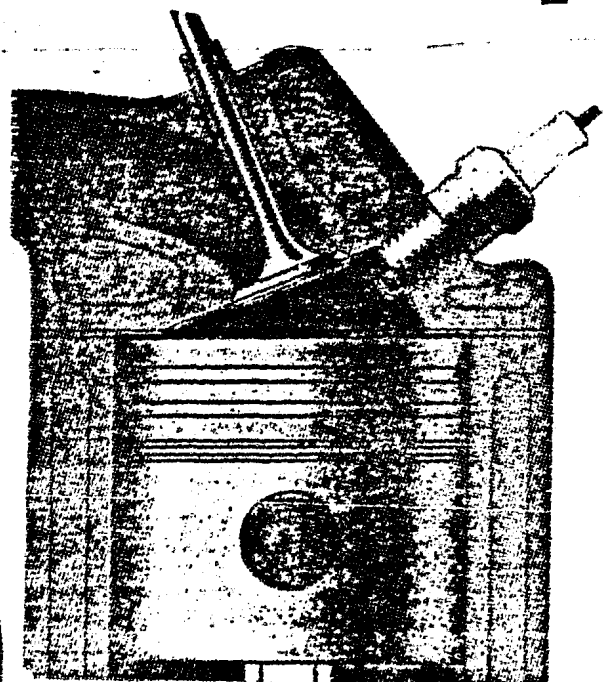
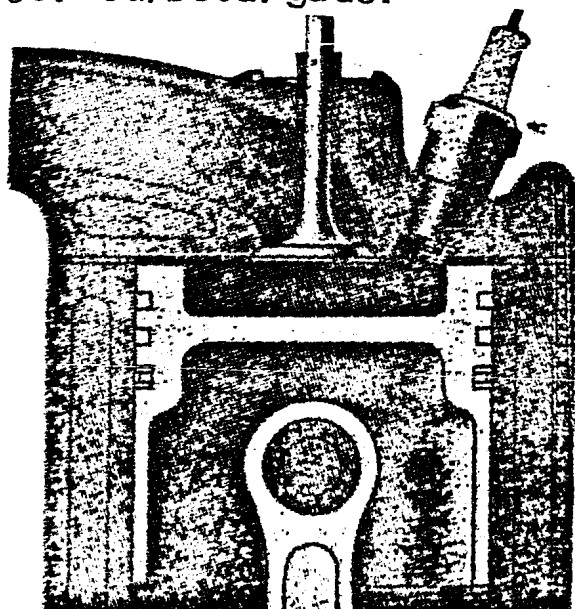
Con el fin de eliminar la posibilidad de que exista detonación en un motor turbocargado se disminuye la relación de compresión mediante la modificación de la cabeza o de los pistones.

Generalmente se prefiere esto último y como se observa en la siguiente figura los pistones empleados en el motor turbocargado tienen en su cara superior una concavidad mayor a la que presentan los pistones para el mismo motor con aspiración natural.

Fig. (4.18)

(a) Pistones para un motor de aspiración natural.

(b) Pistones empleados en un motor turbocargado.



CAPITULO V
FALLAS QUE SE PRESENTAN
EN UN TURBOCARGADOR Y -
MANTENIMIENTO

5.- ANALISIS DE FALLAS EN EL TURBOCARGADOR.

La operación de un motor de combustión interna, generalmente se realiza en condiciones irregulares, tanto de carga como ambientales, por lo que sus elementos y accesorios están sometidos a velocidades y esfuerzos variables, así como a medios ambientales con gran cantidad de polvo, incluso corrosivos y húmedos en extremo.

Las fallas del turbocargador, son creadas por las circunstancias antes mencionadas, las cuales, en la mayoría de los casos se reflejan con la operación ruidosa del turbocargador, emisión de humo negro, emisión de humo azul, consumo excesivo de aceite lubricante y pérdida de potencia del motor.

Los reportes de servicio y mantenimiento permiten destacar tres causas que hacen fallar un turbocargador, y que lo dejan parcial o totalmente inservible. :

- 1).- Ingestión de objetos extraños.
- 2).- Admisión prolongada de arena o polvo.
- 3).- Falta o contaminación del lubricante.

Estas causas darán motivo a que ocurran fallas en las diferentes secciones del turbocargador:

5.1.- Fallas en el compresor.

5.2.- Fallas en el alojamiento de flecha o cojinetes.

5.3.- Fallas en la turbina.

5.1.- FALLAS EN EL COMPRESOR.-

La falla del compresor se refleja con la emisión excesiva de humo por el escape y pérdida sensible de potencia, ya que si el suministro de aire a las cámaras de combustión es deficiente, se reducirá el rendimiento volumétrico del motor y la potencia utilizable.

Por otra parte, si no existe la cantidad suficiente de aire para llenar los cilindros, la mezcla final será rica y el combustible no se quemará totalmente.

Las causas de la deficiencia en el suministro de aire pueden ser de tres tipos:

- Obstrucción en el sistema de admisión del compresor.
- Falta de velocidad en el rotor.
- Deterioro de los componentes del compresor.

El primer caso, de hecho no es una falla del turbocargador ya que se deriva del estado -

anormal y descuido, de los conductos y purificador de aire.

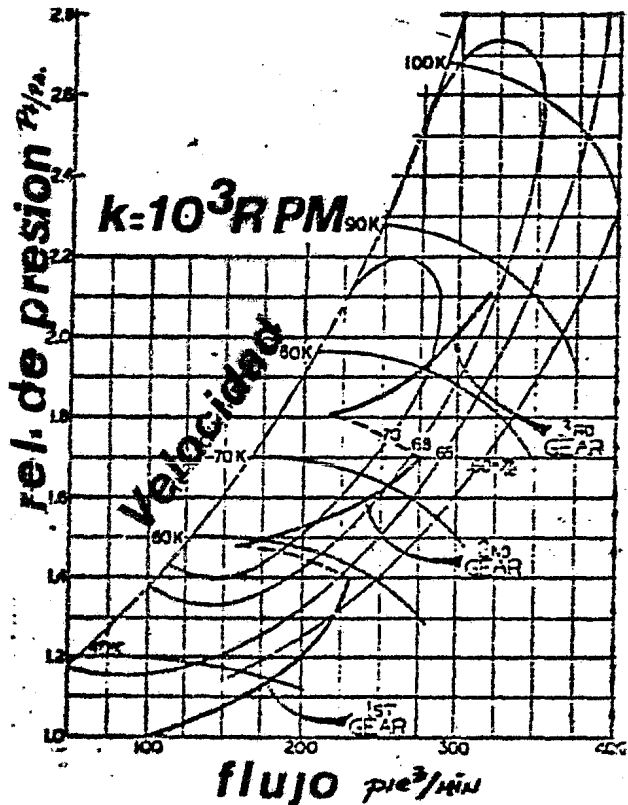
El filtro puede estar tapado por impurezas y los conductos deformados de tal manera que impidan el flujo de aire hacia el compresor.

FALTA DE VELOCIDAD EN EL ROTOR.

La deficiente descarga de aire del compresor se debe en algunas ocasiones a la falta de velocidad del rotor, pues el flujo de aire entregado, y la eficiencia del compresor varían en forma directamente proporcional a la velocidad angular en el rotor del compresor.

Esta situación puede comprobarse mediante los resultados experimentales mostrados en la gráfica (5.1).

Fig. (5.1)
Curvas características de un compresor centrífugo.



Los orígenes de esta falla se analizarán en las secciones correspondientes a flecha y cojinetes así como en el estudio de la turbina.

DETERIORO DE LOS COMPONENTES DEL ROTOR.

Otra causa que trae como consecuencia la entrega deficiente de aire a la descarga del compresor, es el daño permanente del rotor así como en la carcasa.

Los daños en el rotor pueden ser:

- Desgaste de los alabes en los extremos.
- Desgaste de los alabes por erosión.
- Alabes deformados o rotos.
- Rotor dañado por esfuerzos centrífugos

- . DESGASTE DE LOS ALABES EN LOS EXTREMOS. -

El rotor en los compresores, gira a velocidades que varían de 40,000 a 200,000 R.P.M. y como está separado del estator o carcasa, cuando más 1.5 m.m. Fig. (5.2); es de esperarse que una pequeña variación en la sujeción o en las dimensiones de los cojinetes, ocasionaran el contacto con la carcasa y desprendimiento de material.

Las averías más notables, se presentan en los extremos de los alabes, pues como se puede observar en la siguiente figura (5.3) al cambiar la posición original del rotor la región mencionada queda en contacto con la carcasa.

En un principio, esta falla se manifiesta con la operación ruidosa del turbocargador, y al no ser atendida se dañan los alabes y la carcasa, al grado tal de quedar inservibles.

Fig. (5.2)
Separación entre rotor
y carcasa.

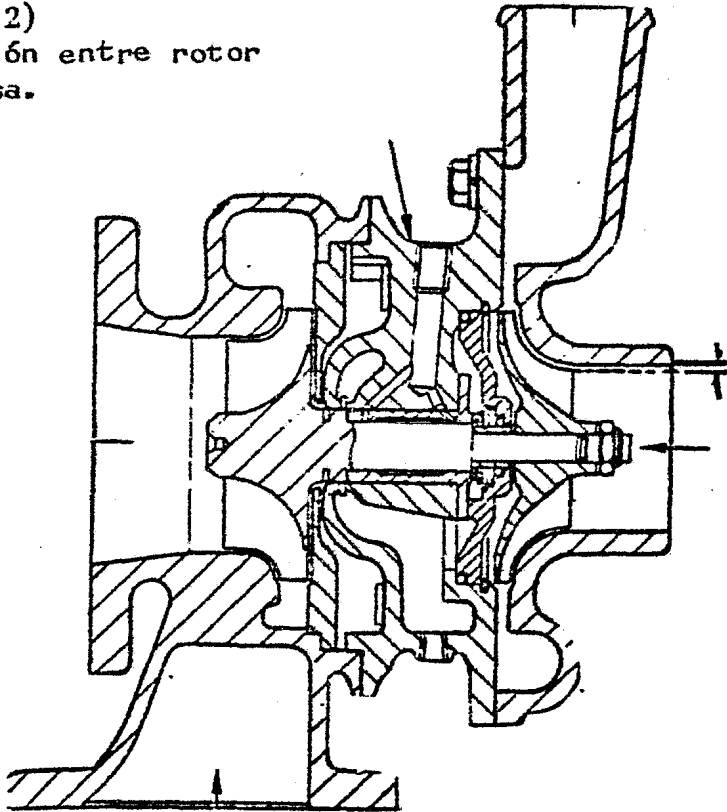
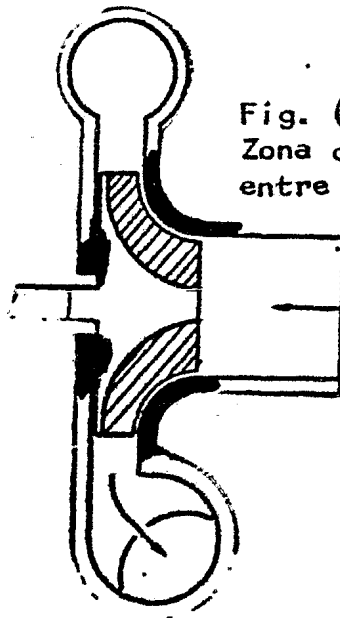


Fig. (5.3)
Zona de interferencia
entre rotor y estator.



La figura (5.4) muestra las condiciones finales de los alabes después de haber sido sometidos a rozamiento contra la carcasa.

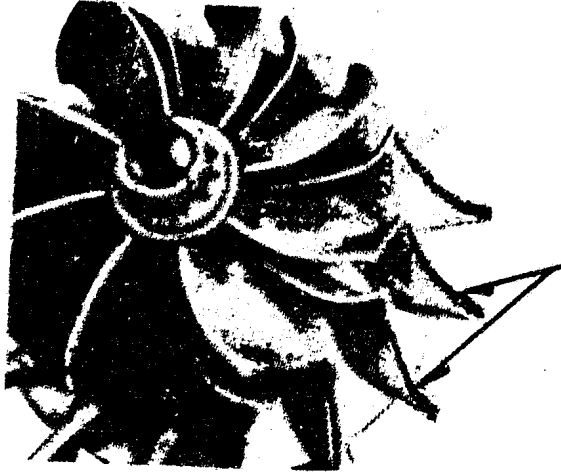


Fig. (5.4) Condiciones finales de los alabes del rotór.

DESGASTE DE LOS ALABES POR EROSION

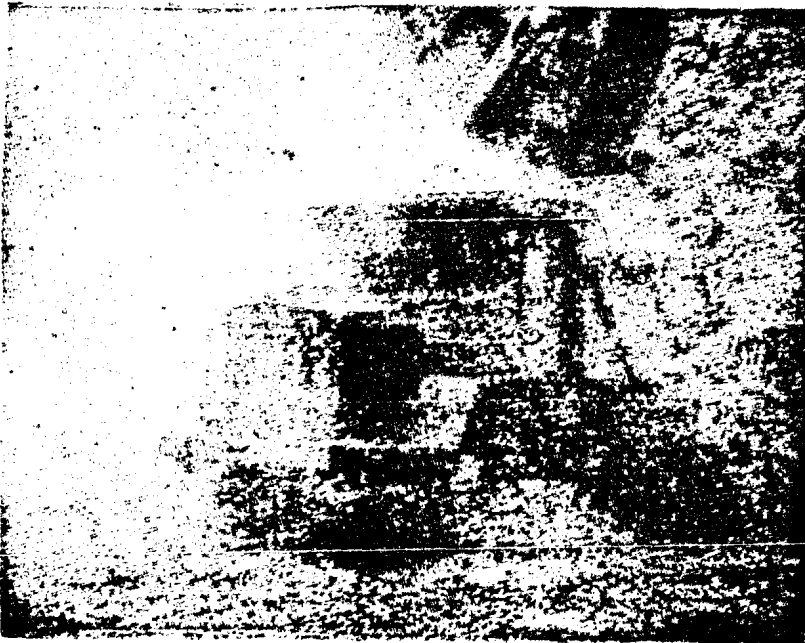


Fig. (5.5)
Operación de
motores en -
atmósferas -
contaminadas.

En las ocasiones los motores turbocargados se instalan en lugares o vehículos, que operan en atmósferas saturadas de polvo, y el rotor del compresor cuando se encuentra en operación choca con las partículas de polvo suspendidas en el aire de admisión, las cuales actuarán como abrasivo y desgastarán paulatinamente los alabes del rotor.

La Fig. (5.6) muestra las condiciones finales de un rotor dañado por erosión.

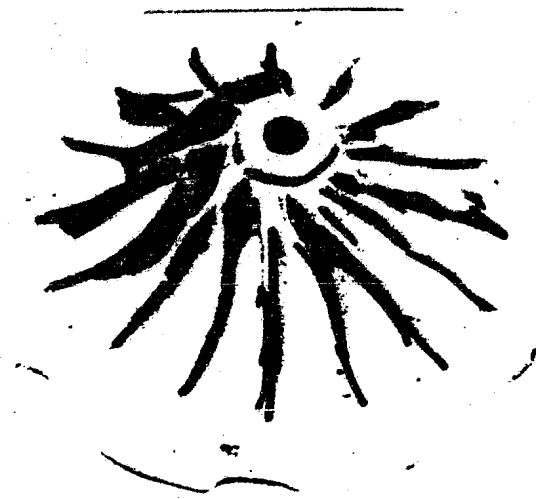
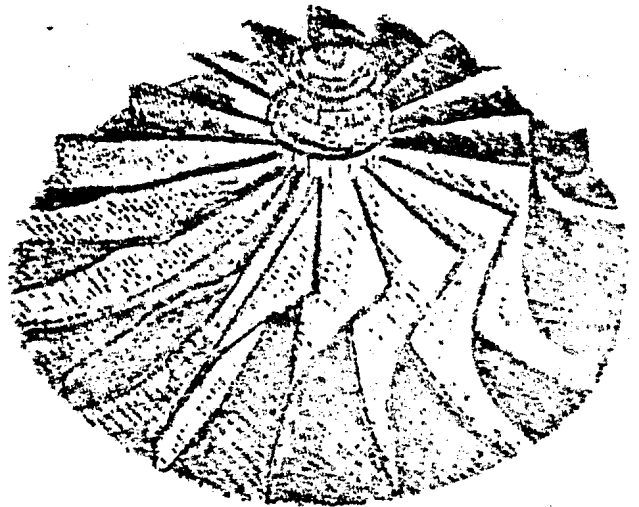


Fig. (5.6)

En su origen este problema es de fácil detección ya que los extremos de los alabes se comenzaran a redondear al perder pequeñas cantidades de material.

La figura (5.7) muestra en forma comparativa un rotor con alabes en condiciones normales (a) al lado de uno con alabes redondeados - (b).

a).-



b).-



Fig. (5.7) Cuadro comparativo de rotores.

a) Rotor nuevo

b) Rotor erosionado levemente.

ALABES DEFORMADOS O ROTOS. -

Su causa se atribuye a la introducción de objetos extraños cuando el turbocargador se encuentra en operación. Esta falla es poco frecuente pero generalmente deja inservible el rotor y en ocasiones la carcasa.

La figura (5.8) muestra un rotor que fué frenado repentinamente por un pedazo de hule desprendido del cople que une el conducto de salida del filtro de aire con el de admisión del compresor, y del cual los alabes inicialmente curvados hacia adelante quedaron enderezados y curvados en sentido opuesto.

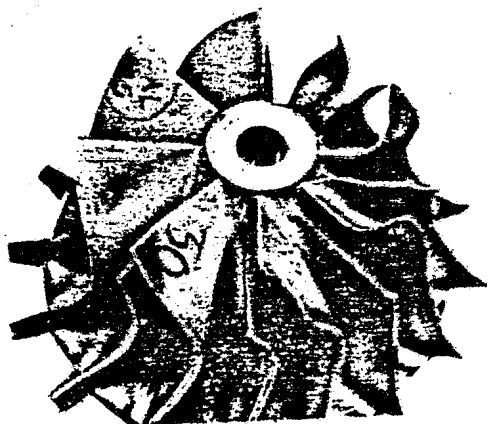
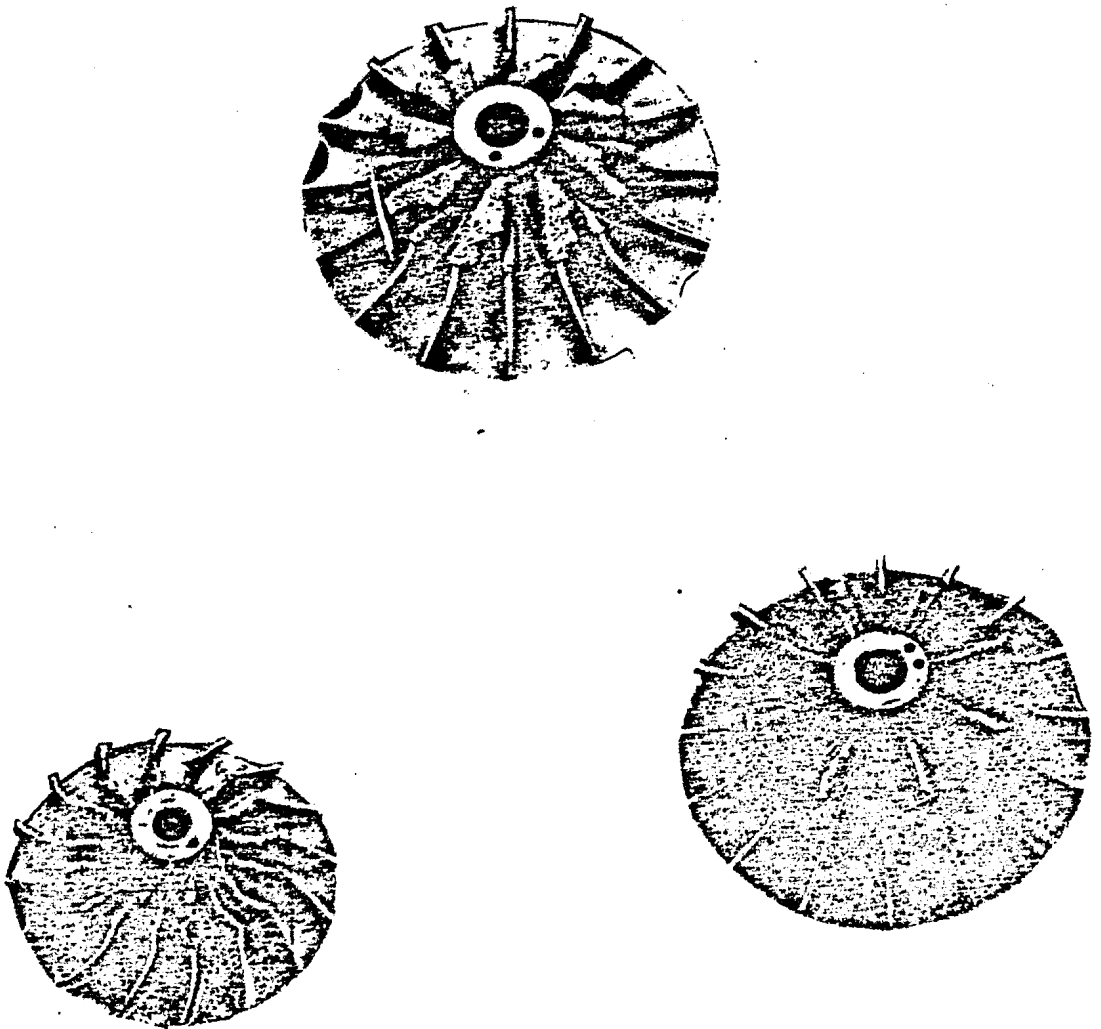


Fig. (5.8) Alabes enderezados y curvados en sentido opuesto.

Es posible también que partículas como tuercas, rondanas o piedras entren al compresor después de un reen samblaje deficiente o bien que exista desprendimiento de escamas que se encuentran adheridas a las superficies in ternas del tubo de admisión. Y en cualquiera de estos casos el rotor del compresor se dañará al grado de quedar inservible.

Fig. (5.9) Rotor averiado por la entrada de un -
cuerpo duro.



DAÑOS POR ESFUERZOS CENTRÍFUGOS Y VARIACIONES SEVERAS EN LAS CONDICIONES DE OPERACION.

Durante el proceso y desarrollo de los turboalimentadores se someten sus rotores a pruebas de esfuerzos por medio de métodos analíticos y ensayos mecánicos, de tal manera que sean capaces de tolerar lo siguiente:

- 1).- Tensión centrífuga de rotación.
- 2).- Flexión producida por la rotación
- 3).- Temperaturas críticas, que varían las propiedades mecánicas de los materiales.

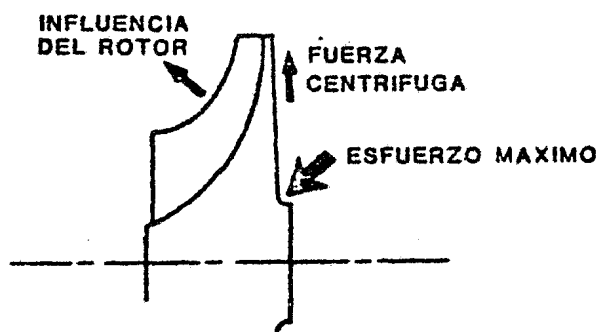


Fig. (5.11) Esfuerzos que actúan sobre un rotor de compresor.

En algunas ocasiones al ser aplicados en motores vehiculares, se somete al turbocargador a condiciones ambientales extremas como pueden ser caminos nevados o rutas que cruzan desiertos. Además si el vehículo sube cuestas somete al motor sobrealimentado a condiciones de ple-

na carga y la temperatura de los gases de escape es alta, mientras que las bajadas proveen temperaturas bajas. Estos cambios bruscos de temperatura se acompañan a su vez de cambios en las velocidades de operación del turbocargador y así proporcionan un régimen de trabajo que puede provocar agrietamiento de los rotores o hasta destrucción por alta velocidad y vibraciones.

A continuación se muestra la apariencia de un alabe que al ser sometido a inspección por partículas fluorescentes destacan algunas grietas en sus extremos.

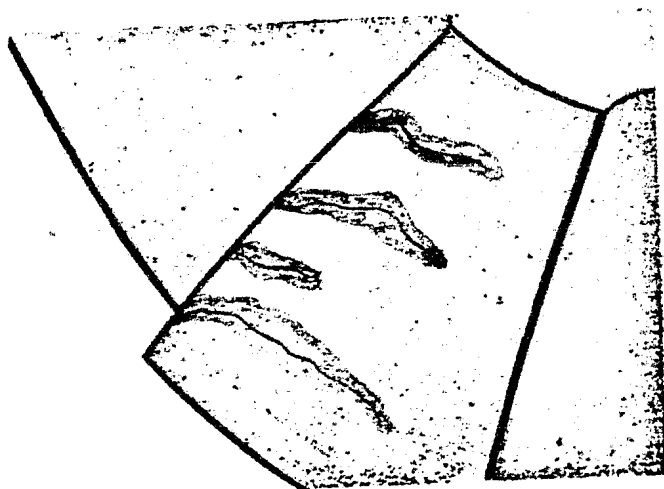


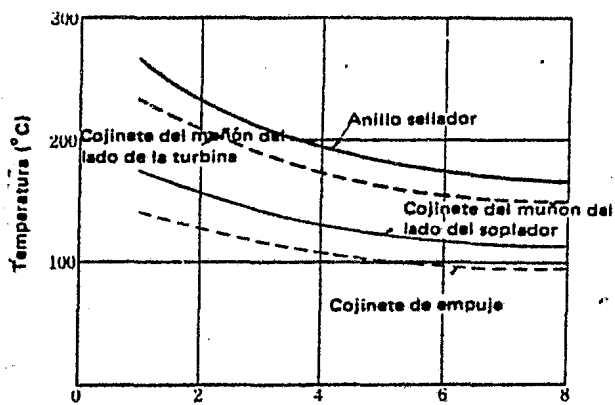
Fig. (5.12) Grietas en el alabe de un rotor.

5.2.- FALLAS EN LA FLECHA O COJINETES.

La operación satisfactoria de un turbo - cargador depende en un 70% de la adecuada lubricación de la flecha y cojinetes. Al arrancar el motor, la bomba de aceite comienza a suministrar el lubricante a todas las partes móviles y toma hasta 15 segundos para que el aceite llegue a los cojinetes del turbocargador. Si se acelera un motor frío recién arrancado o se le pone a trabajar a máxima potencia después de haber estado parado un lapso de tiempo largo, se forzará al turbocargador a funcionar a su velocidad alta normal mientras que los cojinetes no están bien lubricados.

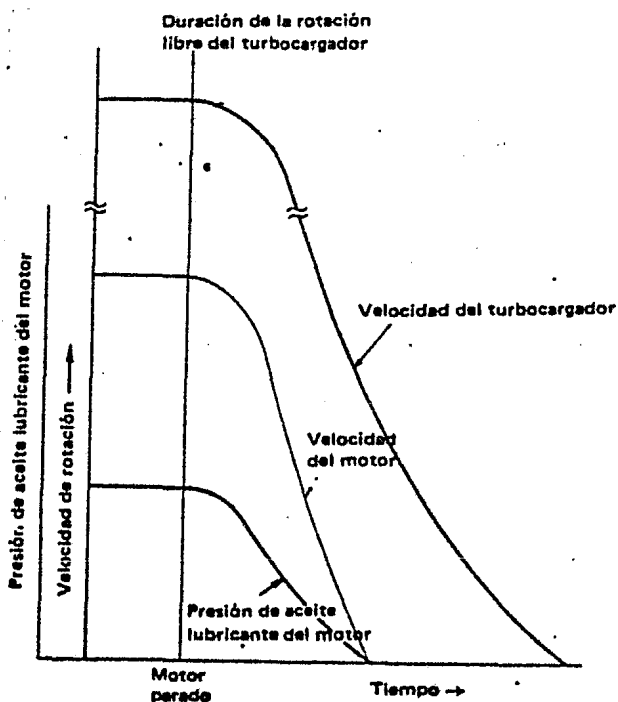
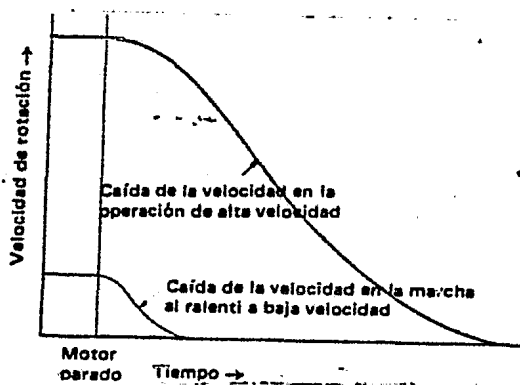
En el caso contrario cuando el aceite ya circula entre los cojinetes del turbocargador, adicionalmente sirve para enfriar estos componentes que están expuestos a los gases de escape a temperaturas en el orden de 300 a 400°C. Es de esperarse por tanto, que la interrupción del suministro de lubricante cause inmediatamente incrementos de temperatura en los cojinetes, flecha, alojamiento y carcasa.

Al parar repentinamente un motor que opera a plena carga, podría subir la temperatura de los cojinetes hasta 400 a 500°C pues como se muestra en la gráfica (5.11) los rotores del turbocargador continúan girando, y su flecha y cojinete son severamente dañados ya que se interrumpe el suministro de lubricante.



Temperaturas de las partes internas del turbocargador durante la marcha al ralentí del motor.

Para evaluar la magnitud del problema mencionado observese la gráfica siguiente (5.12) que muestra las curvas de variación para la presión de aceite lubricante, velocidad de los rotores del turbocargador y del motor cuando este último se detiene.



Desoense de las velocidades de marcha y presión de aceite después de parar el motor abruptamente.

Se debe destacar que para las condiciones mencionadas los rotores del turbocargador aún están girando aproximadamente a 45,000 R.P.M. y la presión del aceite lubricante es nula.

CALIDAD DEL ACEITE LUBRICANTE.

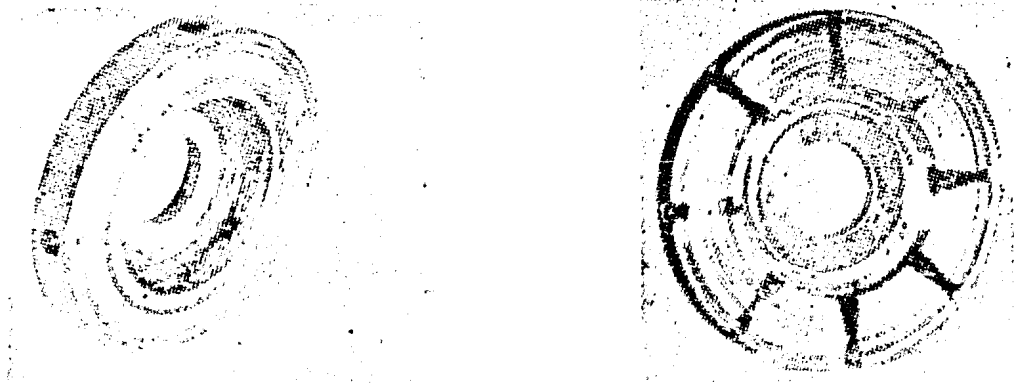
Debido a las altas velocidades de operación de un turbocargador se requiere que el aceite lubricante que se suministra sea de alta calidad y absolutamente limpio, sin partículas contaminantes.

Como el aceite sirve al motor y al turbocargador, el lubricante de mala calidad o contaminado acelera el desgaste de las partes móviles de ambos y acorta los intervalos de las reparaciones generales. En el caso del turbocargador el problema de desgaste prematuro trae como consecuencia incremento en la holgura entre flecha y cojinetes así como agarrotamiento de estos o interferencias entre rotores y carcasas.

El aceite contaminado es un abrasivo que actúa en las superficies metálicas provocando desprendimiento de material que a su vez ensuciará aún más el aceite y por medio de este círculo vicioso el problema se agravará rápidamente.

Generalmente por descuido, se llega a emplear aceite contaminado en el sistema de lubricación, lo cual, cuando la operación es prolongada, produce desgaste prematuro en los cojinetes de empuje y en el muñón de la flecha, pues el aceite no mantiene la película de lubricante y las partículas contenidas en suspensión rayan las superficies del eje y de los cojinetes. Posteriormente se incrementan las holguras, el eje y los rotores tienden a oscilar mas en las direcciones axial y radial y la acción de frotamiento aumenta la sección de los cojinetes, que se evidencia por rui--dos anormales.

En la siguiente figura (5.14) se mues--tran las condiciones finales del extremo de un cojinete de empuje que debido al desgaste axial ha--dejado al descubierto los barrenos de lubricación.



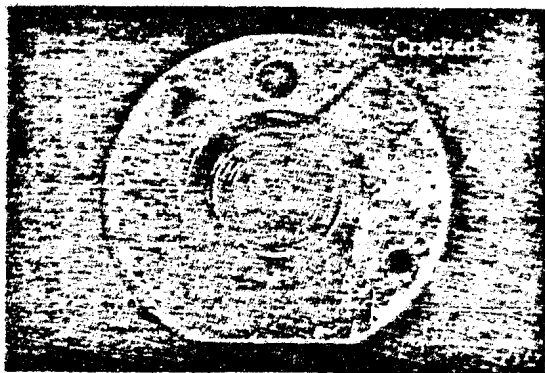
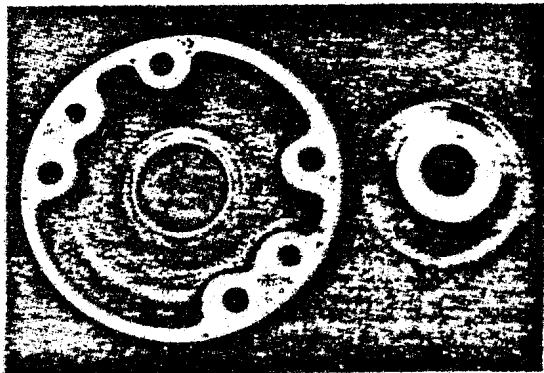


Fig. (5.15)
Inserto y espaciador
de aceite sobrecalentados.

FUGAS DE ACEITE.

Aunque las fugas de aceite no afectan inmediatamente ninguna función del turbocargador, - provocan incrementos considerables en el consumo del fluido, y al no reponerse la pérdida será imposible la lubricación adecuada de los componentes.

El origen de las fugas de aceite a través del turbocargador pueden ser:

- Por deficiencias en la conducción e instalaciones para la circulación de lubricante.
- Por operación inadecuada del motor al - hacerlo operar sin carga a baja velocidad durante tiempo prolongado (mas de - 20 min.).

En el primer caso, puede ocurrir que el - tubo de retorno esté obstruido, que la presión de los gases desde el carter sea alta, la presión - del aceite elevada, o bien las conexiones se encuentren deterioradas o flojas.

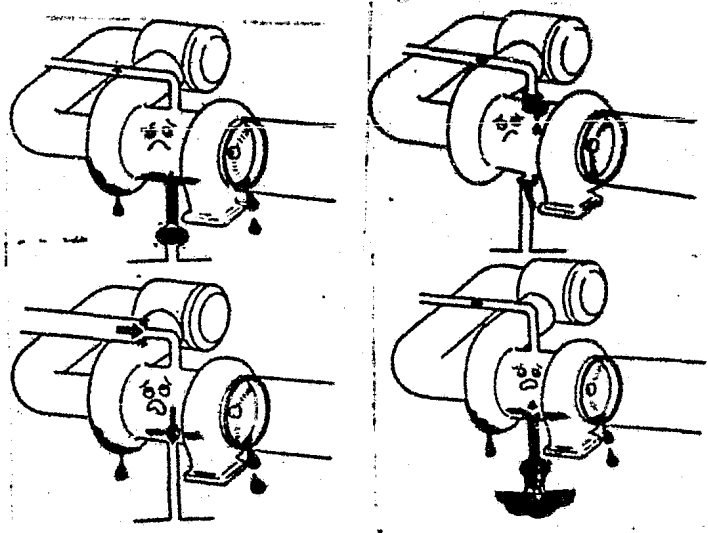
En lo que se refiere a fugas por operación inadecuada, estas son creadas por una diferencia de presiones ejercida sobre las caras de - los sellos que aíslan la sección de cojinetes de la turbina y del compresor, ya que la presión que

actúa hacia el interior del alojamiento de cojinetes del lado de la turbina se origina por los gases de escape y varía en función del aire suministrado y del combustible inyectado. Por otra parte del lado del compresor es la presión del aire de descarga la que equilibra la diferencia de presiones y esta a su vez es función directamente proporcional a la velocidad del impulsor.

Se hace notar que entre mas lento marcha el motor y la cantidad de combustible suministrado es mínima disminuye el flujo de gases hacia la turbina y esta no suministrara la energía necesaria para mantener la velocidad en el rotor del compresor, con lo que se provoca una sensible diferencia de presiones que permitirán al aceite fugarse por los sellos hacia la turbina y el compresor.

Cuando el aceite se fuga del lado del compresor provoca la emisión del humo blanco azulado en el escape del motor ya que será suministrado a las cámaras de combustión junto con el aire de admisión y no tiene las características de inflamabilidad para que se realice una combustión completa. El aceite que fluya hacia la turbina al entrar en contacto con los gases de escape, creará residuos y carbonización en la carcasa, lo cual disminuirá la conducción eficiente de los gases contra el rotor, además de que se forman incrustaciones que lo desbalancean haciéndolo vibrar.

Fig. (5.16)
Fugas de aceite por operación -
inadecuada del-
motor turbocar-
gado.



- DETERIORO DE COMPONENTES POR FALTA DE LUBRICACION

El cojinete es el primer componente afectado por -
el suministro inadecuado de aceite, pues en estas condicio-
nes hará contacto metal con metal, entre la flecha y aloja-
miento y como consecuencia se rayarán sus superficies.

Fig. (5.17)
apariencia final
de los componen-
tes afectados por
mala lubricación.



Fig. (5.18)
Apariencia final
de los componen-
tes afectados por
mala lubricación.



Este problema pone en peligro la operación satisfactoria del turbocargador y solo puede ser originado por tres causas que además se presentan frecuentemente en los motores con mas de 8000* hrs. de servicio:

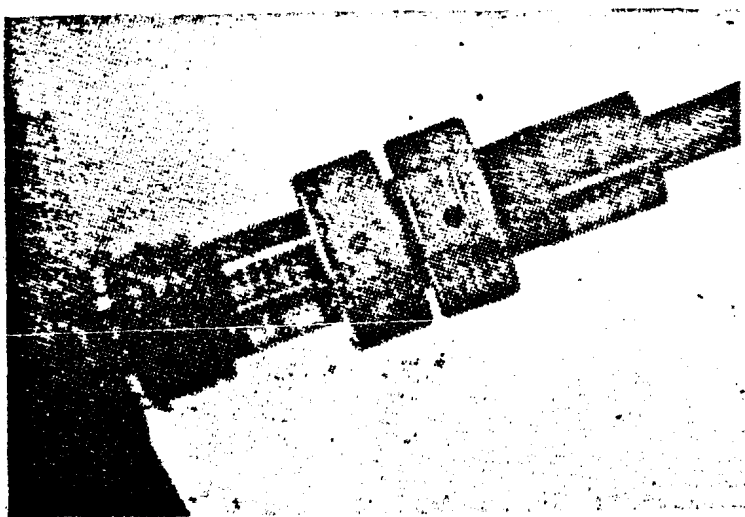
- 1) Obstrucción de algún conducto de lubricación debido al empleo de aceite que no cumple las condiciones de calidad y provoca la acumulación de gomas y carbón en las paredes internas de los conductos.
- 2) Baja presión y gasto en la descarga de la bomba, ocasionados por el desgaste en la carcasa o impulsores ya que permiten el retorno del fluido a la zona de admisión.

* Manual de taller para motores

- 3.- Funcionamiento incorrecto de la válvu la reguladora de presión, pues existe recirculación de aceite al carter aún cuando el fluido no está a la presión normal de operación.

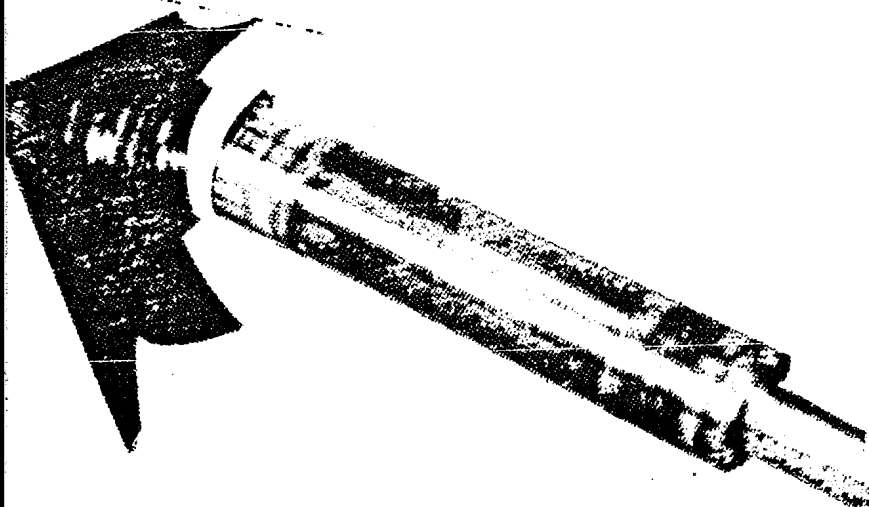
Quando las partes como el esparcidor de aceite, las bridas de empuje y el espaciador han sido obligadas a operar bajo condiciones de mala lubricación, se provocará desgaste en el eje y en la cara interior del cojinete. Esta situación generalmente se acompaña por ruidos intermitentes, pues los rotores rozan instantáneamente contra sus respectivas carcargas, posteriormente el eje comienza a atascarse, lo cual se evidencia por el descenso de la velocidad en los rotores y por la emisión de humo negro por el escape del motor ya que se reduce el suministro de aire de admisión.

Fig. (5.19)
Eje de turbina
rallado y con-
coloración -
azul.



Si posteriormente a la emisión de humo negro por el escape de motor, se obliga al turbocargador a seguir en operación, se obtendrá como resultado final un cojinete totalmente destruido y posiblemente agarrotado al eje o bien en algunos casos hasta se provocará el desprendimiento del rotor y la flecha que originalmente fueron contruidos en una sola pieza (fig. 5.20)

Fig. (5.20)
Flecha y rotor
desprendidos.



5.3.- FALLAS EN LA TURBINA.

En la mayoría de los casos las fallas en estos componentes pueden ser:

- 1).- Alabes agrietados o con perforaciones.
- 2).- Caja de turbina rajada
- 3).- Rotores torcidos, rallados o con pérdidas de material en sus alabes.
- 4).- Toberas abolladas o fragmentadas.

y el origen de estos deterioros pueden ser:

- 1).- Entrada materias extrañas en la turbina.
- 2).- Alza anormal de la temperatura del gas de escape.
- 3).- Fallas en la flecha y cojinetes.

FALLAS DEBIDAS A LA ENTRADA DE MATERIAS EXTRAÑAS:

Debido a que la admisión de la turbina se conecta directamente al múltiple de escape del motor puede asegurarse que los residuos o partes de metal que pueden entrar en la turbina son aquellas que se han desprendido del motor o del múltiple de escape.

El caso es menos grave cuando las materias desprendidas son partículas de carbón o arenillas pues esto creara problemas que en la mayoría de los casos permiten continuar con la operación del turbocargador, pero si las materias desprendidas son piezas de metal como trozos de anillos, de pistones o de válvulas, causaran un daño severo, producido por la colisión, que rápidamente desbalancea el ensamble eje-rueda de turbina haciéndolos vibrar. Posteriormente cuando las oscilaciones son más amplificadas permitiran que la rueda frote con la carcasa. Esta última condición se evidenciara por la emisión de ruidos provenientes del turbocargador y humo negro por el tubo de escape del motor.

- Rotores con alabes torcidos o con desprendimiento de material.

En la mayoría de los casos, el origen de estas fallas se atribuye al desprendimiento de pequeños trozos de material provenientes de las partes internas del motor que se encuentran defectuosas, o bien, de pequeñas partículas como arenillas y limaduras de las paredes de los múltiples.

También se han llegado a encontrar en la turbina trozos de lámina desprendidos del silenciador y piedras, que se introdujeron debido a que el tubo de escape se ha instalado en forma vertical. Otros elementos que llegan a causar daños a la turbina son herramientas, o piezas de metal olvidadas en el sistema de escape al efectuar alguna reparación.

En cualquiera de los casos mencionados, - el turbocargador emitira ruidos anormales causados por el impacto de los alabes contra las partículas extrañas, y la colisión provocara además, - el desbalanceo del conjunto rotor-flecha y el roce del primero contra la carcasa.

En el origen de la falla la turbina, y - en consecuencia el compresor disminuiran su velocidad, el motor perdera potencia y emitira humo negro por el escape.

Las siguientes figuras (5.17,5.18) muestran las condiciones finales de una turbina, en la cual al salir disparada una cabeza válvula se ha partido la carcasa, y las toberas quedaron fragmentadas.

Fig. (5.17)
Toberas abolladas
y fragmentadas.

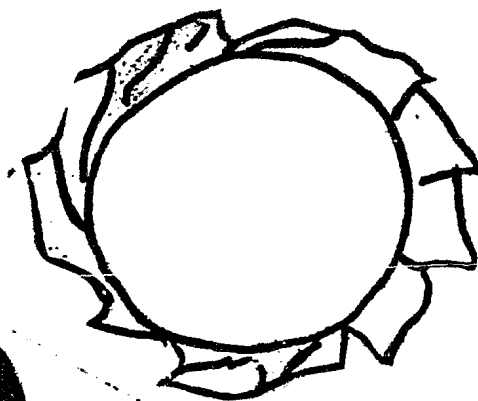


Fig. (5.18)
Carcasa de la turbina rajada.

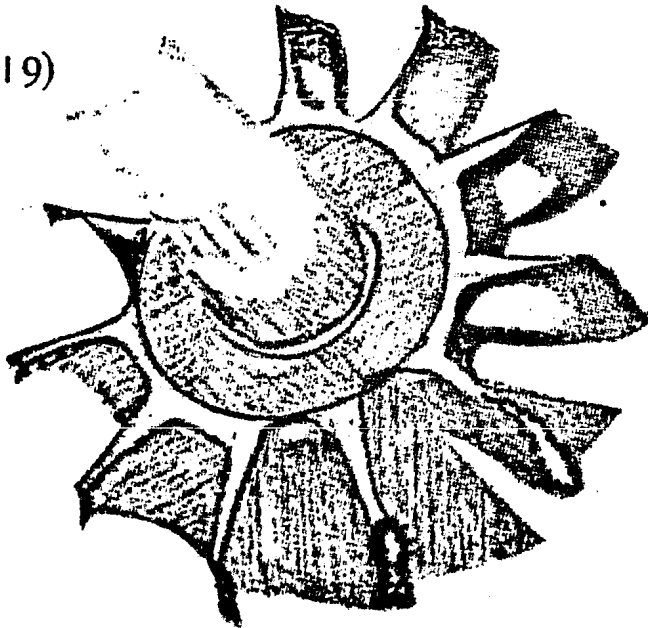


En lo que se refiere al rotor se llegan a encontrar averías como las siguientes:

1) Rueda de turbina con alabes torcidos por el impacto contra partículas como la cabeza de válvula mencionada.

2) Bordos de los alabes con pérdida de material debido a que han sido tallados contra partículas como trozos de anillos alojados en la carcasa.

Fig. (5.19)



- 3) Rotor de la turbina con la parte trasera pellada. Este tipo de daño se origina al perder el conjunto rotor-flecha su balanceo dinámico, y provocando que el sello roce contra el alojamiento de cojinetes.

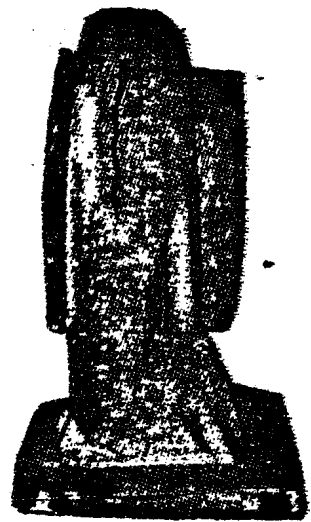
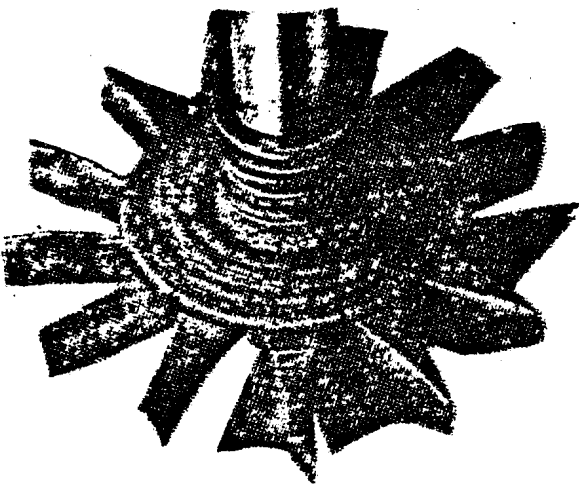


Fig. (5.21).

- Carcasa y rotor dañados por estar sometidos a temperaturas superiores a las de diseño.

El alza anormal de la temperatura. - de los gases de escape puede ser originada básicamente dos causas:

- 1).- Suministro de combustible en cantidades superiores a las necesarias.

2).- Tiempo o reglaje de inyección inadecuado (adelantado)

En el primer caso se tiene, que un motor al cual se le suministra exceso de combustible, - proporcionara mayor potencia utilizable, pero su rendimiento general como se ha calculado en el - capítulo (2) será menor. Pues el combustible no - se quemara totalmente, y los gases de escape llevarán consigo una mayor cantidad de energía que - al entrar en contacto con el múltiple de escape, - turbina del turbocargador y tubos de descarga les incrementará su temperatura.

Cuando el tiempo o reglaje de inyección es adelantado; esto es, se hace cuando el pistón - en la carrera de compresión aún está lejos del - punto muerto superior, el combustible se inflamara y ejercerá un efecto contrario al del pistón, con lo cual se incrementarán la presión y temperatura del gas dentro del cilindro y al salir aumentará - a su vez la temperatura de los elementos con que - tenga contacto.

En ocasiones las situaciones mencionadas son críticas debido a que no existen corrientes - de aire al rededor de los elementos mencionados - y llegan a sobrecalentarse, con lo que perderán - sus características iniciales, se torcerán y en - el peor de los casos presentarán rajaduras.

El efecto del sobrecalentamiento en la - turbina se manifiesta con la distorsión de la car casa y el roce del rotor al girar.

5.4.- MANTENIMIENTO

Finalmente, basados en el análisis anterior, a continuación se sugieren las actividades que al realizarse en forma disciplinada podrían ayudar al operador de un motor turbocargado a prevenir o evitar daños en ese conjunto, o bien cuando la falla ya exista el sistema para detección será un auxiliar que permitirá determinar en breve tiempo el origen del problema.

- Actividades sugeridas para el mantenimiento preventivo.

- 1) Verificación de la presión, condiciones del aceite y limpieza de los conductos de lubricación.
- 2) Revisión de la presión de los gases en los conductos de admisión y de escape.
- 3) Verificación del juego axial y libre movilidad de los rotores del turbocargador.

1).- La primera actividad deberá ser efectuada con la mayor frecuencia posible, de preferencia cada 300 horas de servicio, o 10,000 Km. en los motores vehiculares, ya que de pruebas efectuadas a los lubricantes para motores de trabajo pesado, se ha observado que después de ese perío-

* Lubricación del motor Diesel Publicación de Mobil Oil.

do de uso, el aceite ha perdido las propiedades - que le permiten formar la película lubricante y - adherirse a las superficies metálica.

Por otra parte en la mayoría de los motores turbocargados es específica como presión mínima de lubricante 2.7 Bar. (40 Lb/pulg²) cuando - el motor opera a velocidades normales lo cual no es posible obtener si el aceite no cumple con la viscosidad especificada.

En lo que respecta a el conducto de re--torno de aceite al carter, se deberá mantener libre de impurezas, para lo cual se limpiará aproximadamente cada 800 horas. de operación, pues con frecuencia después de ese tiempo los residuos de aceite en forma de goma, adheridos a las paredes del tubo comienzan a obstruir la circulación.

2).- La revisión a los conductos de aire de admisión y de los gases de escape es una actividad que en su forma mas simple se realizará visualmente, para encontrar algún conducto deformado o roto, así como asegurarse de que el filtro de - aire no se encuentra saturado de impurezas.

Después de la revisión exterior, con el motor parado se deberán revisar los accesorios - usados para sujetar los acoplamientos entre los - conductos.

A continuación con el motor en funcionamiento y sin carga, se harán las pruebas de pre--sión en los conductos de admisión, para lo cual - se emplea un manómetro U conectado en uno de sus-

extremos al tubo que une el filtro de aire con la admisión del turbocargador, la caída de presión, no deberá exceder de 260 mm Hg. ya que un valor mayor implica que existe alguna obstrucción en los tubos que impide el flujo normal de aire. En el sistema de escape se procederá en forma similar pero en este caso la presión no podrá ser mayor a 500 mm Hg. pues de lo contrario existe también alguna obstrucción en los tubos o en el silenciador.

3).- Verificación de Juego Axial y Libre Movilidad de los rotores del Turbocargador.

Esta operación se realiza con el motor parado, desconectando el conducto de admisión e instalando un micrómetro de carátula como se muestra en la figura (5.30). La lectura en condiciones normales podrá variar* 0.10 a 0.38 mm. o de 0.13 a 0.46 mm. dependiendo del modelo de turbocargador. Además al hacer girar manualmente los rotores estos no deberán presentar ninguna interferencia.

* Especificación del fabricante.

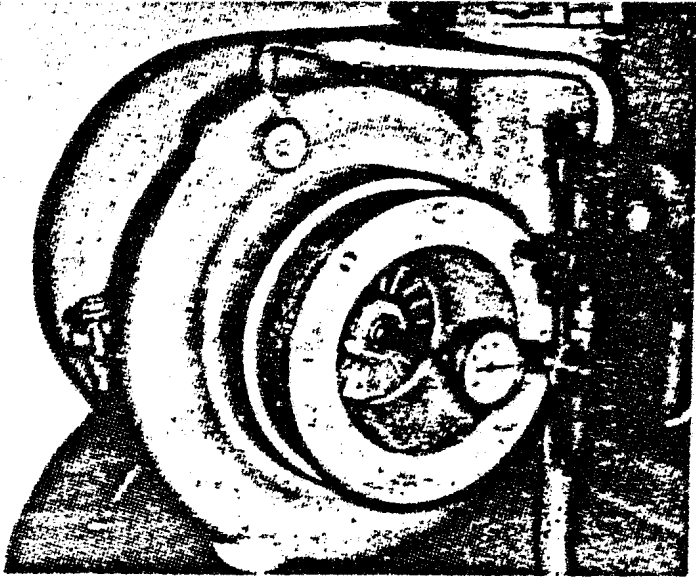
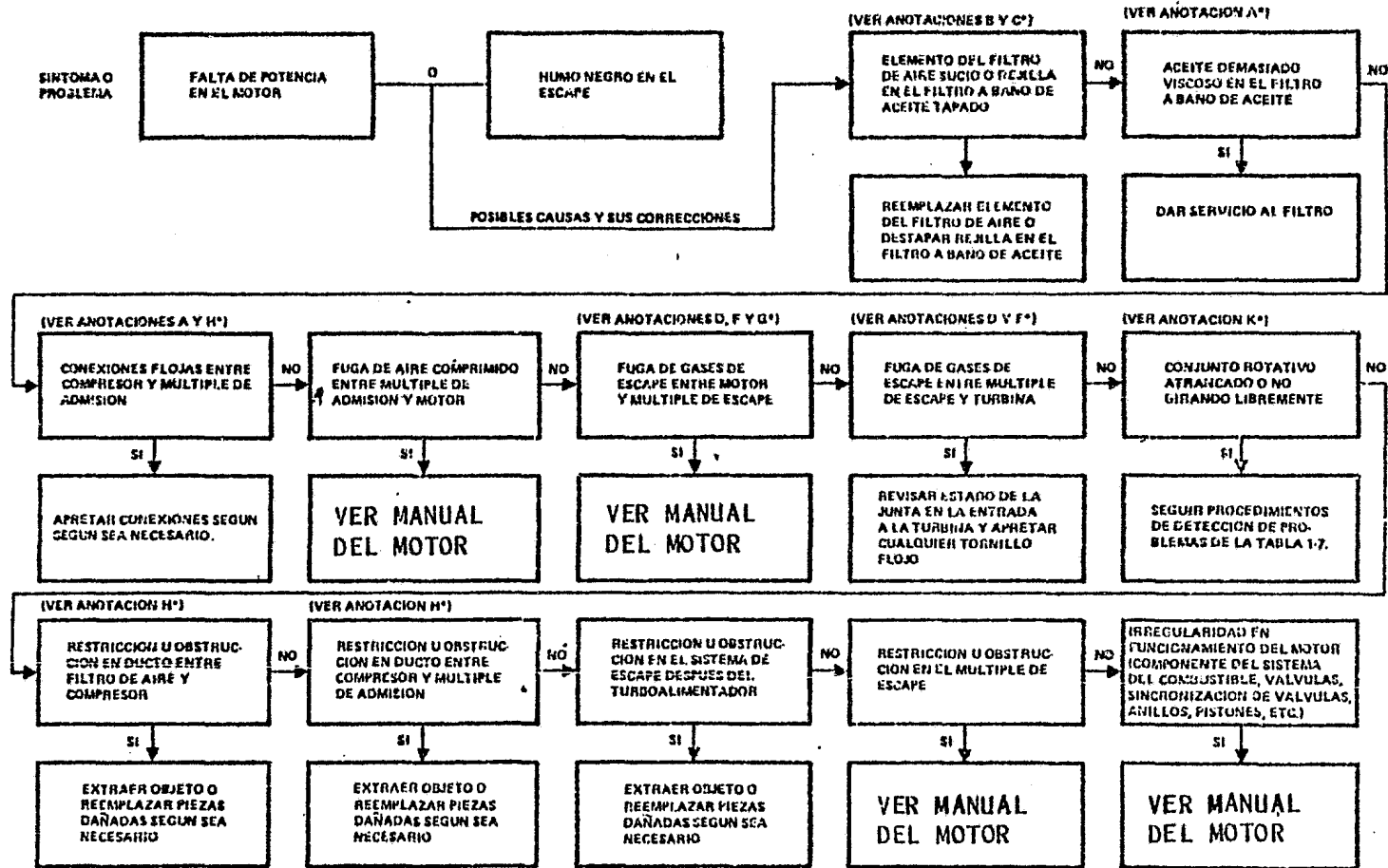


Fig. (5.30)
Comprobación de la -
Holgura en Cojinetes.

- SISTEMAS PARA LA DETECCION Y DIAGNOSTICO DE
FALLAS.

A continuación se proporciona una serie-
de tablas, que forman el sistema para detección -
de fallas.

SISTEMA PARA DIAGNOSTICO DE FALLAS.

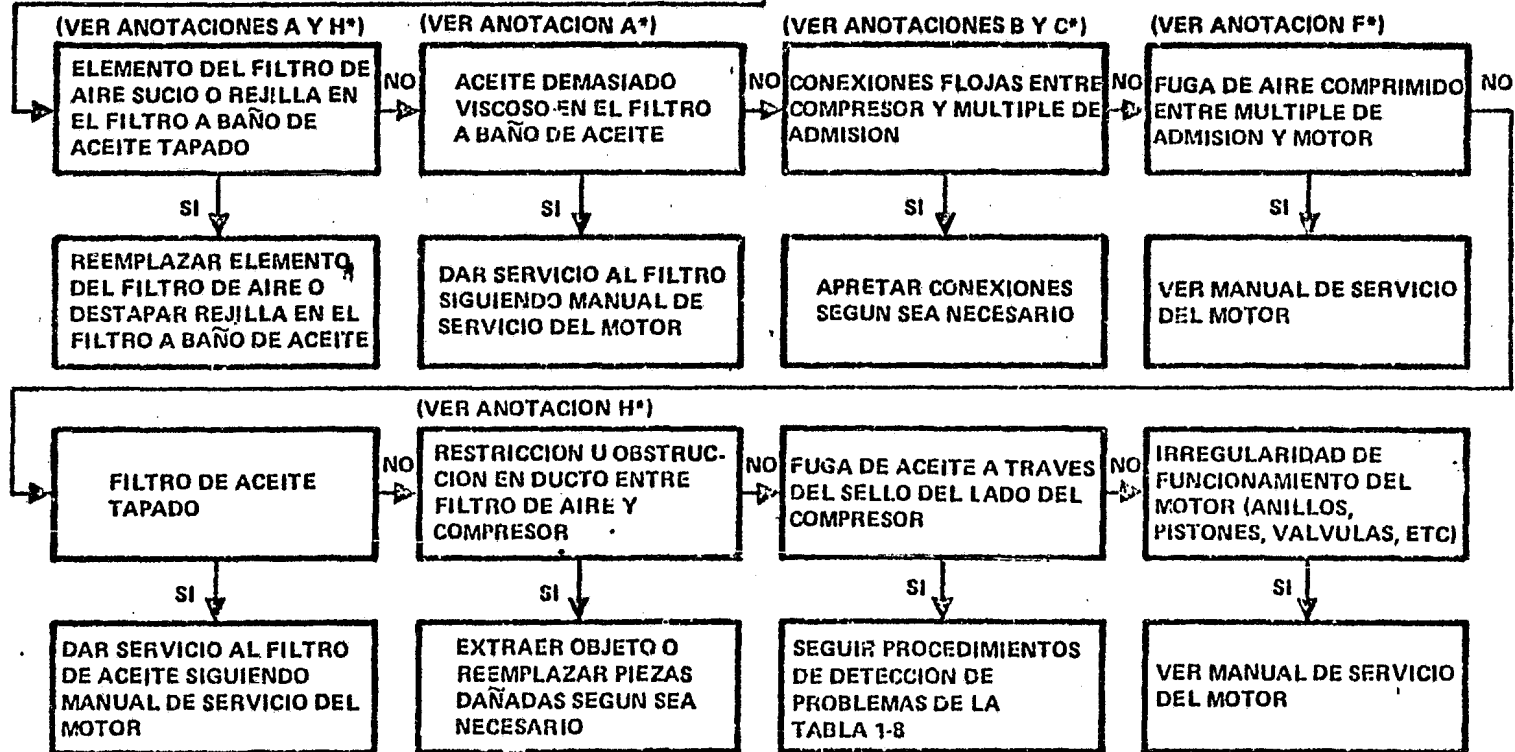


DetECCIÓN DE PROBLEMAS

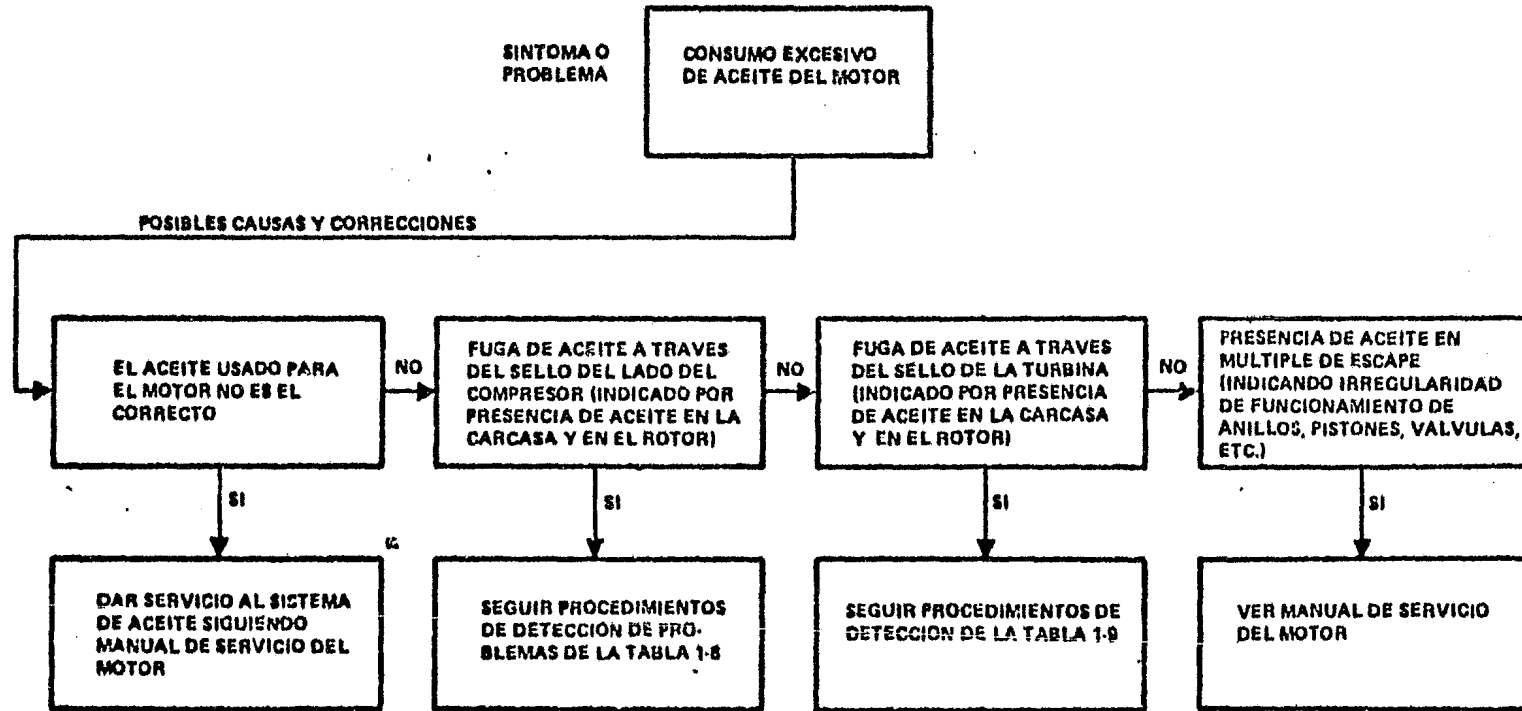
SINTOMA O PROBLEMA

HUMO AZUL EN EL ESCAPE

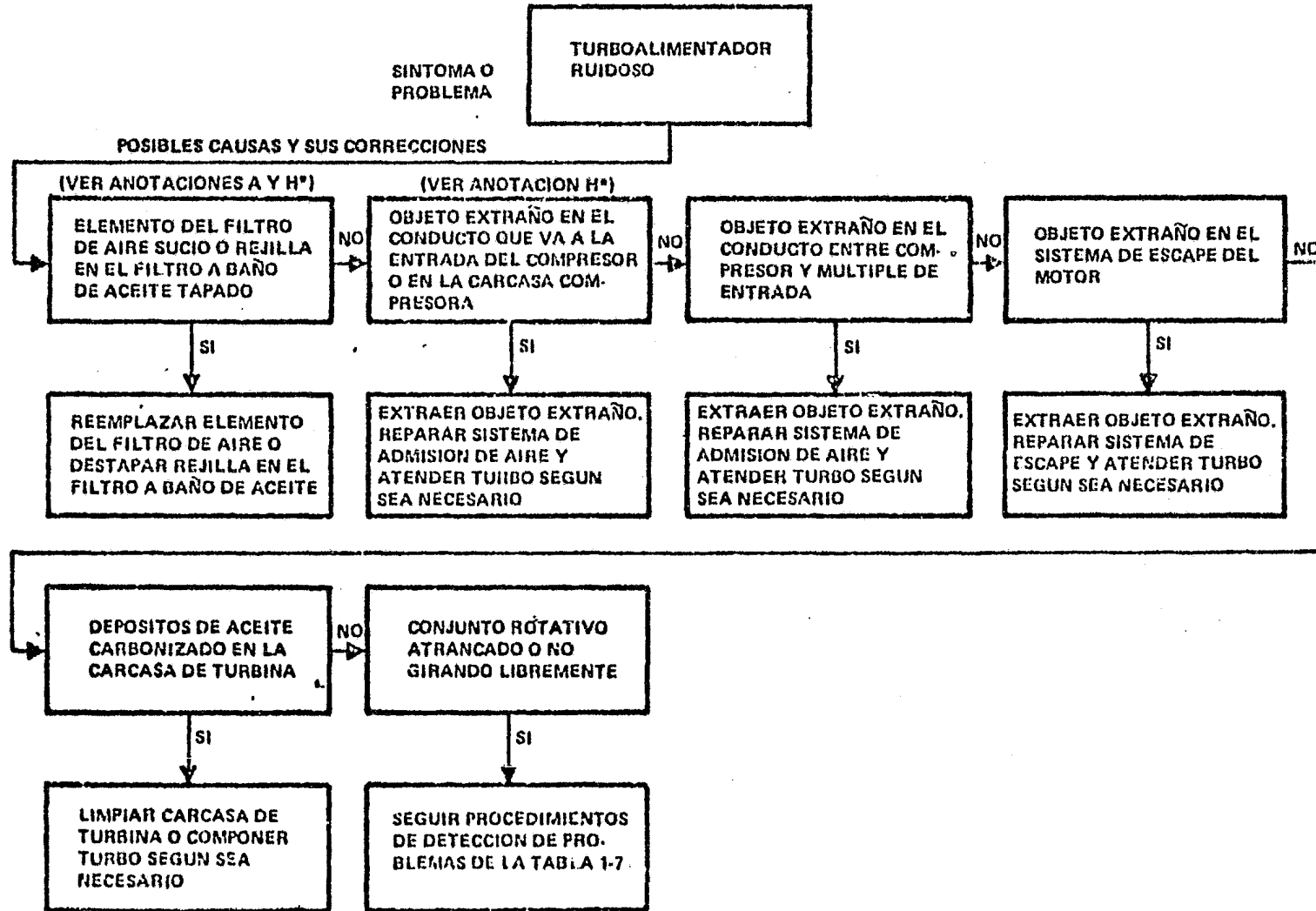
POSIBLES CAUSAS Y SUS CORRECCIONES



Detección de Problemas



Detección de Problemas



DEPOSITOS DE ACEITE CARBONIZADO EN LA CARCASA DE TURBINA

SI

LIMPIAR CARCASA DE TURBINA O COMPONER TURBO SEGUN SEA NECESARIO

NO

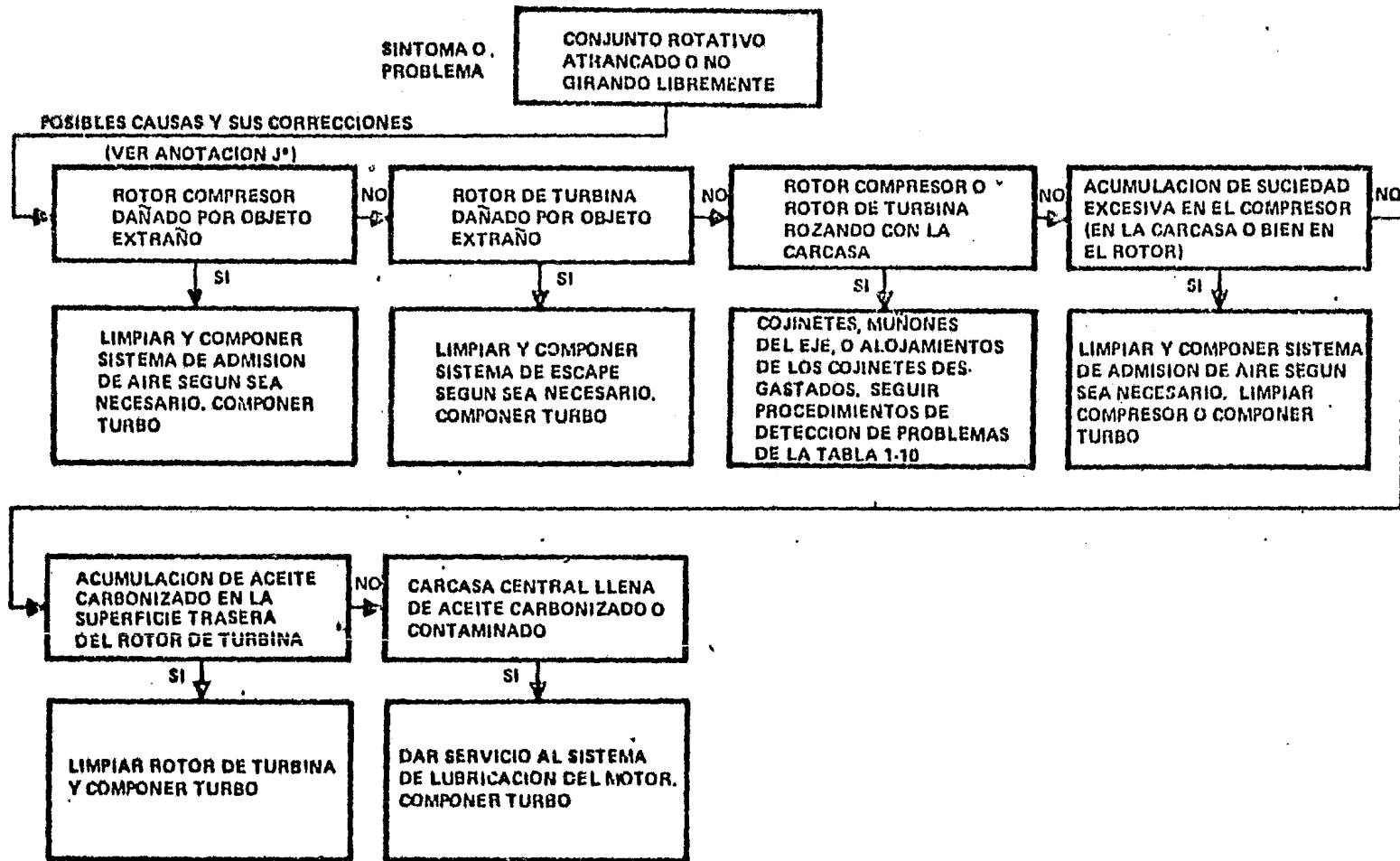
CONJUNTO ROTATIVO ATRANCADO O NO GIRANDO LIBREMENTE

SI

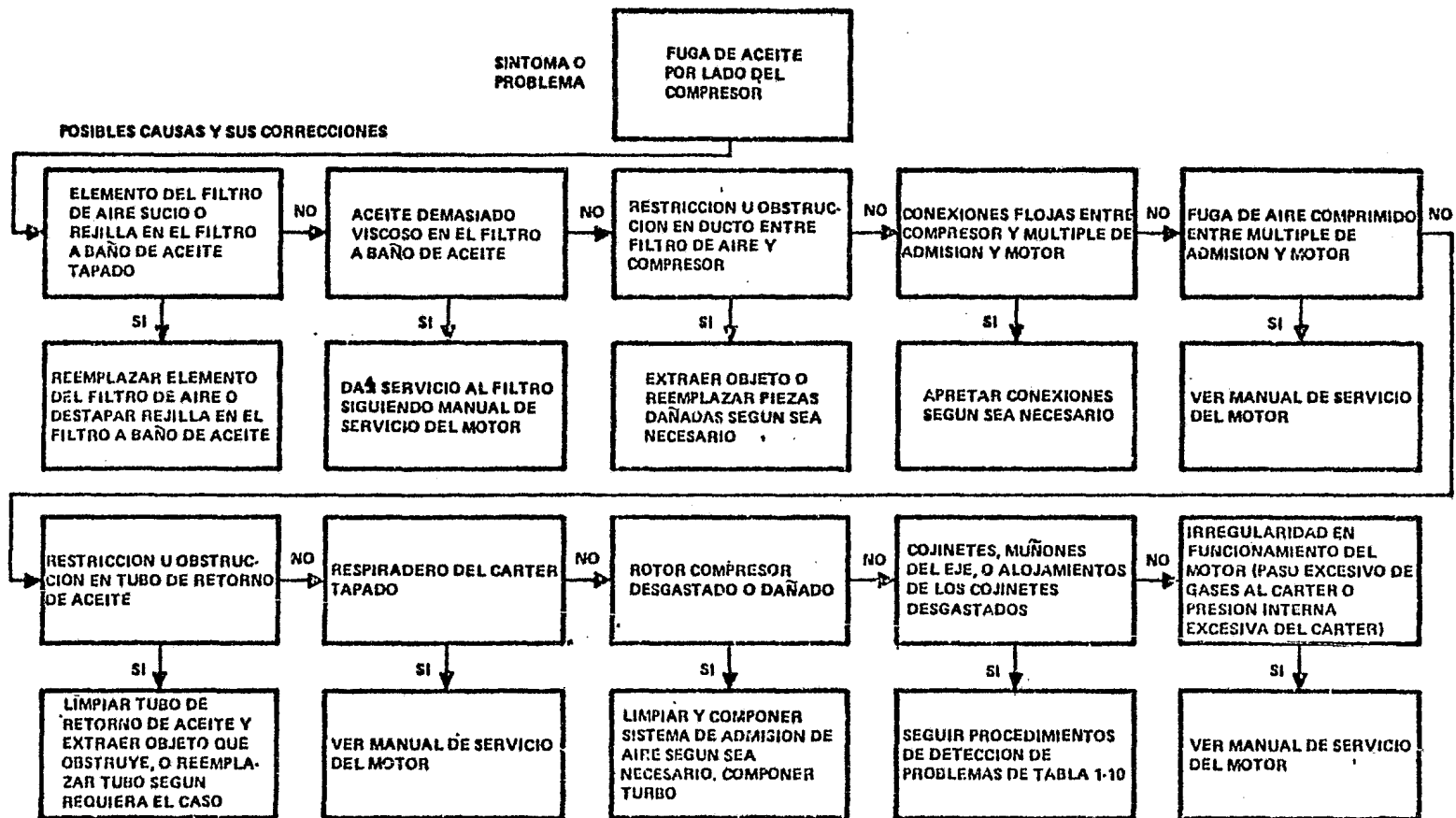
SEGUIR PROCEDIMIENTOS DE DETECCION DE PROBLEMAS DE LA TABLA 1-7

*ESTAS ANOTACIONES ESTAN EN LA TABLA

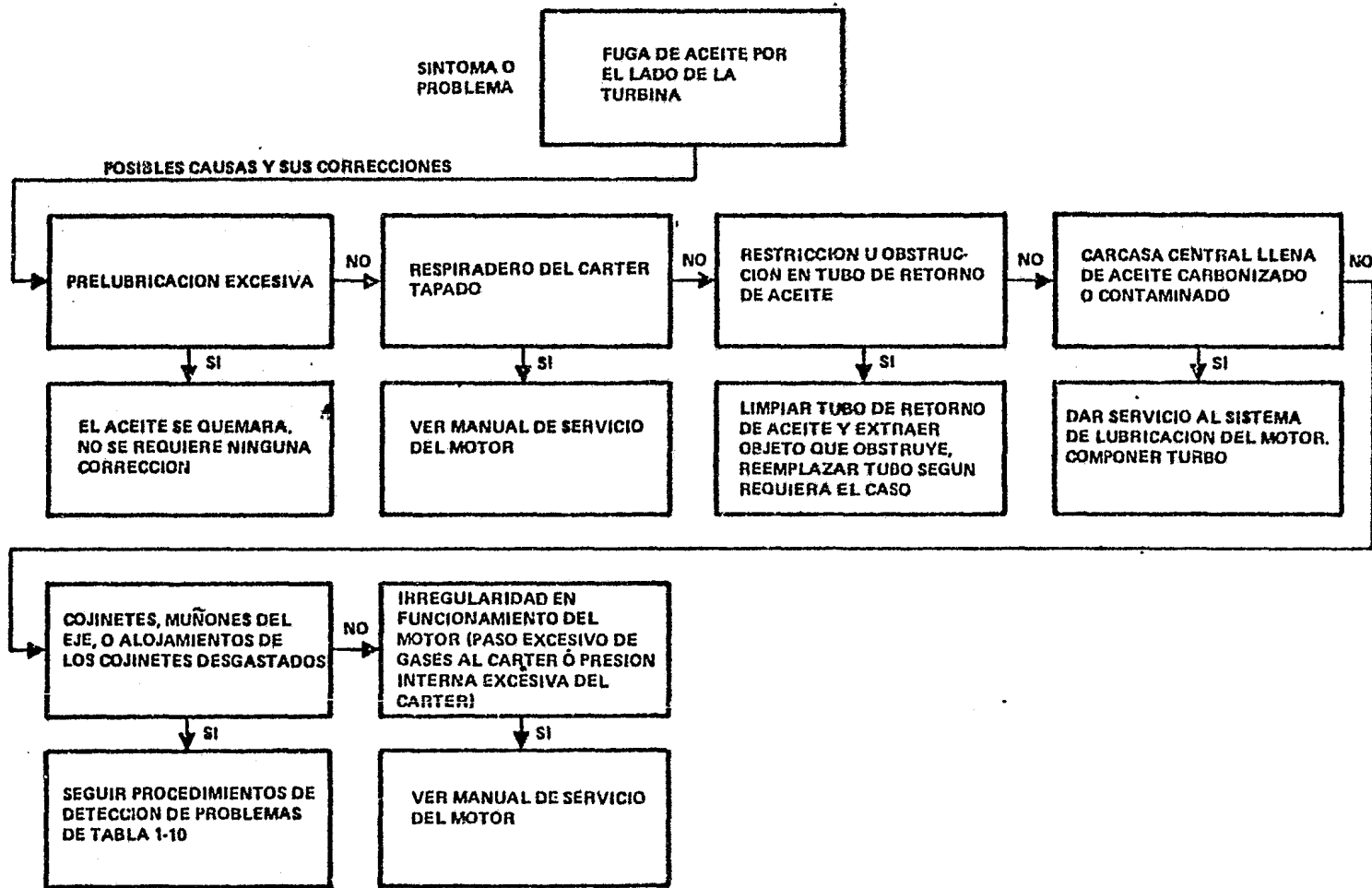
Detección de Problemas



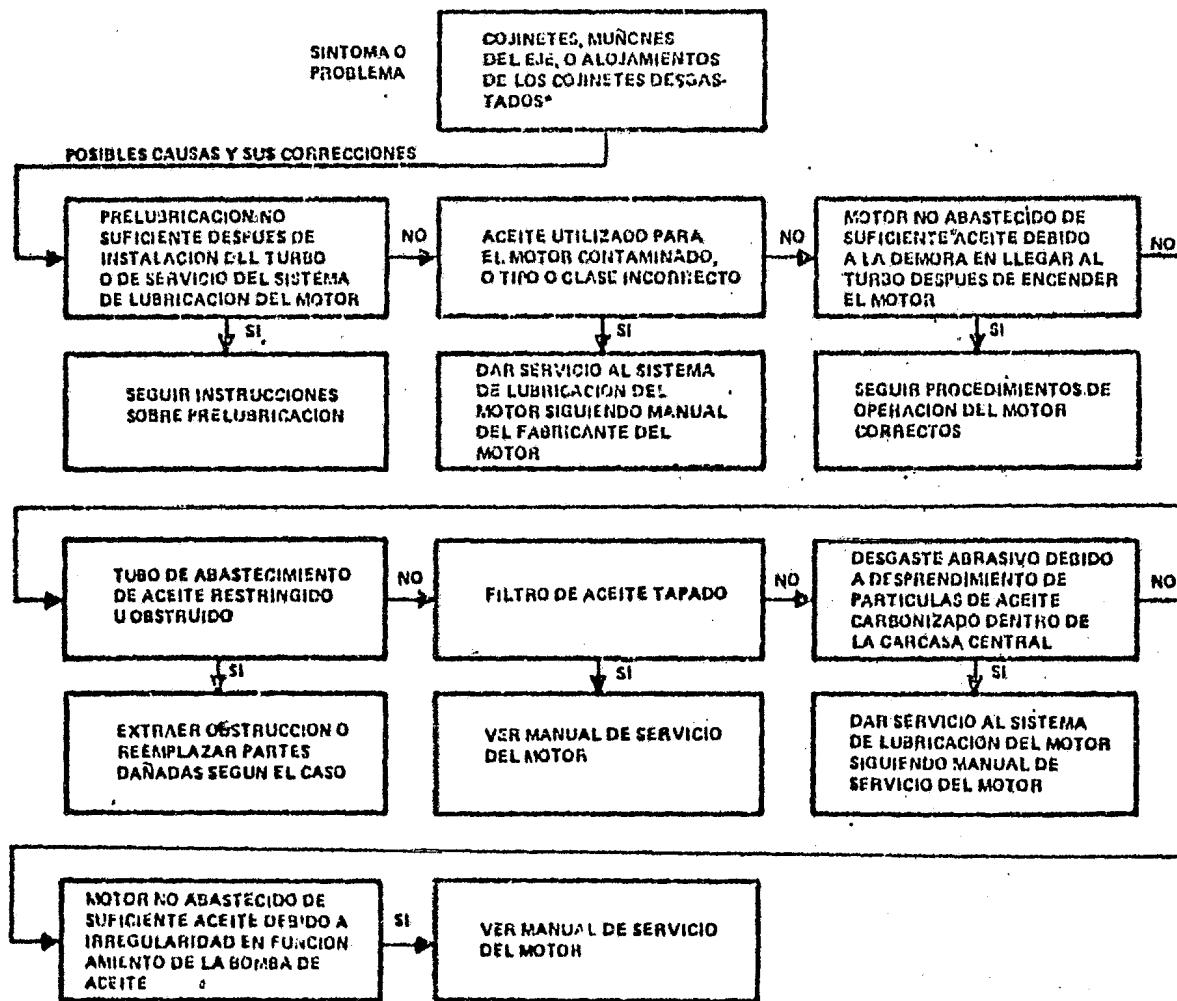
Detección de Problemas



Detección de Problemas



Detección de Problemas



*COMPONER TURBO, LUEGO USAR ESTA TABLA PARA DETERMINAR LA CAUSA DE FALLA

- A. VER EL MANUAL DE SERVICIO DEL FABRICANTE DEL MOTOR PARA DETERMINAR COMO INSPECCIONAR Y CUALES SON LAS ESPECIFICACIONES PARA REEMPLAZAR COMPONENTES INSPECCIONADOS
- B. CON EL MOTOR PARADO, REVISAR LOS ACCESORIOS USADOS PARA ASEGURAR QUE LOS ACOPLAMIENTOS ENTRE LOS CONDUCTOS ESTAN APRETADOS ADECUADAMENTE.
- C. CON EL MOTOR FUNCIONANDO EN VACIO, APLICAR LIQUIDO PARA FACILITAR EL ARRANQUE EN FORMA DE SPRAY A LAS CONEXIONES DE LOS CONDUCTOS. CUALQUIER CONEXION FLOJA SE NOTARA POR UN AUMENTO EN LA VELOCIDAD DEL MOTOR DEBIDO A QUE ESTE LIQUIDO ENTRARA AL COMPRESOR Y POSTERIORMENTE PASARA A LOS CILINDROS.
- D. CON EL MOTOR FUNCIONANDO EN VACIO, REVISAR LAS CONEXIONES DE LOS CONDUCTOS APLICANDO UN ACEITE LIVIANO O BIEN UN JABON LIQUIDO A LAS AREAS QUE TENGAN POSIBLES FUGAS Y BUSCANDO BURBUJAS. UNA FUGA DE GASES DE ESCAPE ENTRE EL MOTOR Y LA ENTRADA AL TURBO ADEMAS PRODUCIRA UN CAMBIO EN EL NIVEL DE RUIDO.
- E. CON EL MOTOR FUNCIONANDO EN VACIO, BUSCAR RUIDO O VIBRACION NO COMUN. SI CUALQUIERA DE LAS CONDICIONES SE NOTA, APAGAR EL MOTOR INMEDIATAMENTE PARA PROTEGER EL TURBO Y EL MOTOR CONTRA MAYORES DAÑOS. CON EL MOTOR PARADO, REVISAR EL CONJUNTO EJE-ROTOR DE TURBINA DEL TURBO SIGUIENDO LAS INSTRUCCIONES DE LA ANOTACION I MAS ADELANTE.
- F. CON EL MOTOR FUNCIONANDO, UN CAMBIO EN EL NIVEL DEL RUIDO A UN SONIDO MAS AGUDO PUEDE INDICAR UNA FUGA DE AIRE ENTRE EL FILTRO DE AIRE Y EL MOTOR, O BIEN UNA FUGA DE GASES DE ESCAPE ENTRE EL MOTOR Y LA ENTRADA AL TURBO.
- G. UNA FUGA DE GASES DE ESCAPE PUEDE SER INDICADA POR UNA DESCOLORACION EN EL AREA DE LA FUGA.
- H. CON EL MOTOR FUNCIONANDO, CAMBIOS CICLICOS EN EL RUIDO PUEDEN INDICAR UN FILTRO DE AIRE TAPADO, UNA RESTRICCION EN EL CONDUCTO ENTRE EL FILTRO DE AIRE Y LA ENTRADA DEL COMPRESOR, O BIEN UNA ACUMULACION ESPESA DE SUCIEDAD DENTRO DE LA CARCASA COMPRESORA O EN EL ROTOR COMPRESOR.
- I. EL INTERIOR DE LA CARCASA CENTRAL SE PUEDE INSPECCIONAR QUITANDO EL TUBO DE RETORNO DE ACEITE Y OBSERVANDO POR EL AGUJERO DE SALIDA DE ACEITE. CUANDO LA CARCASA CENTRAL TIENE UNA ACUMULACION DE ACEITE CARBONIZADO O COAGULADO, ESTA CONDICION SE PUEDE OBSERVAR EN EL EJE ENTRE LOS COJINETES Y EN EL AREA DE LA TURBINA.

Anotaciones Sobre Detección de Problemas (Cont)

- J. ES ESENCIAL LIMPIAR EL SISTEMA DE ADMISION DE AIRE DESPUES DE HABER DAÑO POR OBJETO EXTRAÑO AL ROTOR COMPRESOR. EN MUCHOS CASOS, PEDAZOS METALICOS DEL ROTOR SE ENTIERRAN EN EL ELEMENTO DEL FILTRO DE AIRE. SI NO SE CAMBIA EL ELEMENTO, ESTOS PEDAZOS PUEDEN SER SUCCIONADOS POR EL TURBO DE REEMPLAZO Y HACER QUE FALLE AL IGUAL QUE LA UNIDAD ORIGINAL.**
- K. DESCONECTAR EL CONDUCTO QUE VA A LA ENTRADA DEL COMPRESOR Y EL QUE LLENA LOS GASES DE ESCAPE DE LA SALIDA DE LA TURBINA. EXAMINAR AMBOS ROTORES BUSCANDO DAÑO A LOS ALABES. EXAMINAR LOS PERFILES DE LOS ALABES BUSCANDO INDICACIONES DE CONTACTO CON LAS CARCASAS.**

HACER GIRAR EL CONJUNTO ROTATIVO CON LA MANO PARA DETERMINAR SI SE ATRANCA O SI HAY ROCE. EMPUJAR EL CONJUNTO ROTATIVO EN SENTIDO AXIAL MIENTRAS SE HACE GIRAR PARA DETECTAR ROCE. SI HAY CUALQUIER INDICACION DE ROCE, EJECUTAR LA INSPECCION DE JUEGOS AXIAL Y RADIAL.

SI EL CONJUNTO ROTATIVO GIRA LIBREMENTE Y NO HAY INDICACIONES DE ATRANCAMIENTO NI DE ROCE, PUEDE SUPONERSE QUE EL TURBO PUEDE SEQUIR USANDOSE.

CONCLUSIONES

- 1).- La sobrealimentación teórica de un motor que funciona bajo el principio del ciclo ya sea Otto o Diesel, permite incrementar el area limitada por las curvas que definen el comportamiento de cada proceso, y como el area mencionada representa el trabajo útil, se asegura que la sobrealimentación es una forma mediante la cual se puede mejorar el aprovechamiento de la energía suministrada.

- 2).- La instalación de un turbocargador en términos reales presenta ventajas y limitaciones:

Entre las ventajas básicamente se cuentan:

- a).- Incremento de hasta 80% en la potencia de salida, ya que es posible mediante una alta presión de suministro del aire de admisión, duplicar la que se obtiene dentro de las cámaras, como producto de la combustión.

Marca	Potencia Hp.	Aceleracion 0 a 100Km/h Seg.	Velocidad Maxima. Km/h.
ALFA ROMEO - Alfetta GTV - - Alfetta GTV Turbo -	155	0,7	190
	156	8,0	205
AUDI - 160 2200 CD - - 200 2200 5T -	136	10,3	188
	170	8,6	202
PORSCHE - 924 - - 924 Turbo -	125	9,8	204
	177	7,7	230
SAAB - 900 GLE Sedan - - 900 Turbo Sedan -	118	13,8	180
	145	8,9	208
MERCEDES - 300 TD - Automatica - 300 TD - Turbo diesel Aut.	83	20,4	150
	125	15,0	165
PEUGEOT - 505 SRD - - 505 SRD Turbo -	70	20,2	141
	83	16,8	160

GRAFICA (C-1) Cuadro comparativo de potencias de salida en motores, con aspiración natural y turbocargados.

- b).- Menor nivel de emisiones contaminantes; ya que al suministrar una mayor masa de aire a las cámaras, es posible obtener combustión completa.

EMISIONES CONTAMINANTES Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE

EMISIONES CONFIGURACION	HC GR/KM	CO GR/KM	NOX GR/KM	PARTICULAS SOLIDAS GR/KM	ECONOMIA DE COMBUSTIBLE KM/LT.
ASPIRACION NATURAL	.18	1.06	1.02	.34	14.70
TURBOCARGADO	.16	.79	.95	.22	15.43

THE PASSENGER CAR POWER PLANT OF THE FUTURE,
SAE - ISBN 0 85298-4427.

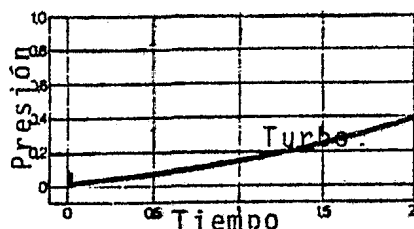
GRAFICA (C-2) Nivel de emisiones contaminantes.

- c).- Reducción en el consumo específico de combustible; ya que esto se define como la relación del combustible suministrado entre el tiempo y potencia obtenida; o sea, que para una cantidad dada de combustible en un motor turbocargado, se obtiene mayor potencia para el mismo período considerado.

Por otra parte entre las limitaciones se pueden considerar:

- a).- Retardo en la respuesta a requerimientos de rápido incremento de potencia cuando el motor trabaja a baja velocidad, pues en estas condiciones el flujo de gases de escape es mínimo y en consecuencia también lo es la velocidad de los rotores y el flujo de aire hacia la cámara de combustión; por lo tanto, la mejora en potencia aprovechable, emisión de contaminantes y consumo específico de combustible, sólo puede obtenerse cuando los motores turbocargados se operan dentro de los rangos de velocidades que permiten contar, con el suficiente flujo de gases de escape, para mantener el suministro de aire presurizado al múltiple de admisión

Gráfica (C-3)
curva de retardo
de respuesta en:
un turbocargador.



b).- Los componentes para un motor turbocargado, deberán ser diseñados para soportar esfuerzos superiores a los que estarán sometidos en un motor de aspiración natural, sin embargo todo motor puede estar sujeto a ser turbocargado siempre y cuando esto se realice en forma racional, tomando en cuenta la capacidad a soportar incrementos de esfuerzos en los componentes afectados.

3).- El turbocargador constituye el medio más rápido y barato para incrementar la potencia de un motor sin modificar sustancialmente su estructura interna.

4).- La operación de un motor turbocargado, deberá confiarse únicamente a personas previamente capacitadas para ello, ya que se debe tener presente el retardo en la respuesta y la sobrepotencia que se obtiene, cuando el compresor ha incrementado la presión del aire dentro del múltiple de admisión.

5).- Un turbocargador falla únicamente, cuando no se le opera en forma adecuada.

B I B L I O G R A F I A

CAPITULO I.

- MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO PARA MOTORES CUMMINS. Inyección de combustible, funcionamiento de la bomba de combustible, gobernador y aneroide Pag. (5-2 a 5-20).
- WORKSHOP MANUAL FOR DIESEL ENGINES (Perkins 6-372 y 6-354) Sistemas para suministro de combustible. Pag. (M-11)
- MANUAL DE SERVICIO AUTOMOTRIZ - Champion.
- FOLLETO PRESTOLITE
Sistemas de encendido convencional y electrónico para motores a gasolina.
- Revista AUTOMOTIVE ENGINEERING
Tipos de Cámaras y efecto en la combustión -
Julio de 1982 Pag. (50)

CAPITULO II

TERMODINAMICA - Faires
Segunda Ley de la Termodinámica
Ciclos Otto y Diesel.

- MOTORES ENDOTERMICOS - Dante Giacosa. Trabajo en el motor y factores que lo afectan, Cálculo de potencia, rendimientos y balance energético. Pag. (120-128) (158-195)

- Catálogo MOTOR PEUGEOT XP-2T

CAPITULO III

- MANUAL DEL TURBOCARGADOR H.I.B. - Holset
- TURBOCHARGERS - Detroit Diesel Allison
- Revista AUTOMOTIVE ENGINEERING
Turbocharged, fuel - injected rotary from Mazda
Septiembre 1982 Pag. (79)
- Revista ROAD AND TRAK
Variable - Geometry Turbocharging
Diciembre 1982 Pag. (148.

CAPITULO IV

- MOTORES ENDOTERMICOS - Dante Giacosa
Transformación del movimiento alternativo en movimiento circular.
Pag. (201-229)
- PASSENGER CAR ENGINES.
Publicación S.A.E. ISBN-0 85298-425-1
Plain bearings. in the passenger car engine -
Pag. (50-59) Passenger car engines; new materials and methods Pag. (83)
- Revista DIESEL REPORT
Supercharging high speed diesel engines
Pag. (26) Enero - Febrero 1982.

CAPITULO V

- FALLAS EN TURBOCARGADORES - Komatsu
- MANUAL DE MANTENIMIENTO A TURBOCARGADORES
Holset
- MANUAL DE SERVICIO PARA TURBOCARGADORES -
Perkins
- SISTEMA PARA DETECCION DE FALLAS EN MOTORES
TURBOCARGADOS - Perkins.