

300617

10

29



**UNIVERSIDAD LA SALLE**

**ESCUELA DE INGENIERIA  
INCORPORADA A LA U. N. A. M.**

**“EL TURBOCARGADOR EN MOTORES DIESEL  
APLICADOS A AUTOBUSES PARA PASAJEROS”**

**T E S I S      P R O F E S I O N A L**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A  
JORGE GARCIA MONTES DE OCCA

MEXICO. D.F.

1989

**FALLA DE ORIGEN**



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.

## I N D I C E

	Pag.
INTRODUCCION . . . . .	1
Capitulo I.- <u>ASPECTO GENERAL</u> . . . . .	3
I.1.- Operación del Turbocargador . . . . .	4
I.2.- Partes del Turbocargador . . . . .	6
I.2.1.- Compresores . . . . .	6
I.2.2.- Turbinas . . . . .	16
I.2.3.- Carcasa de baleros. . . . .	19
I.3.- Modificación del Ciclo Diesel con el Turbocargador . . . . .	25
I.4.- Eficiencias del Grupo Compresor-Tur- bina. . . . .	30
Capitulo II.- <u>SISTEMAS AUXILIARES</u> . . . . .	35
II.1.- Intercambiadores de Calor. . . . .	35
II.2.- Dos Pasos de Compresión. . . . .	42
II.3.- Geometría Variable . . . . .	45
II.4.- Válvula Reguladora de presión. . . . .	47
Capitulo III.- <u>ANALISIS COMPARATIVO Y DE COSTOS</u> . . . . .	55
III.1.- Consumo de Combustible y Lubri- cante . . . . .	55
III.2.- Datos referentes a la Potencia. . . . .	58
III.3.- Costos relacionados con el Mante- nimiento. . . . .	61
Capitulo IV.- <u>MANTENIMIENTO</u> . . . . .	64
IV.1.- Lubricación. . . . .	66
IV.2.- Causas más comunes de Fallas en el Turbocargador. . . . .	69
IV.2.1.- Falta de lubricación. . . . .	69
IV.2.2.- Lubricante contaminado. . . . .	71

	Pag.
IV.2.3.- Objetos extraños en la admisión o en el escape. . .	72
IV.2.4.- Alta Temperatura de Escape	73
IV.2.5.- Exceso de Velocidad. . . .	73
IV.2.6.- Falla de Material o Montaje	73
IV.3.- Problemas Relacionados con el Turbocargador y su posible solución . . .	75
Capítulo V.- <u>JUSTIFICACION</u> . . . . .	79
V.1.- Beneficios que el Turbocargador Proporciona . . . . .	79
V.1.1.- Disminución del ruido . . . . .	79
V.1.2.- La combustión . . . . .	81
V.1.3.- El Efecto de Altura. . . . .	90
V.2.- Limitaciones . . . . .	91
V.3.- Recomendaciones. . . . .	95
V.3.1.- Adaptación del Turbocargador al motor . . . . .	95
V.3.2.- Cuidados en la Operación del Turbocargador . . . . .	103
<u>CONCLUSIONES</u> . . . . .	105
<u>BIBLIOGRAFIA</u> . . . . .	107

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

En el año de 1905 Alfred J. Buchi ideó un sistema de sobrealimentación por aprovechamiento de la energía de los gases de escape de un motor, creando de esta forma el Turbocargador. Esta idea tardó en divulgarse ya que la primera aplicación -- práctica ocurrió hasta el año de 1923, cuando se instaló en un motor diesel marino.

El Turbocargador fue usado extensamente en motores de avión durante el período de 1922 a 1950. No fue sino hasta pasado este lapso cuando se hicieron las primeras pruebas en vehículos terrestres en Alemania y Estados Unidos de Norteamérica. Después de esto, el sistema del turbocargador empezó a ser reconocido como un medio simple, resistente, compacto y relativamente barato para proporcionar aumento en la potencia. Antes habían sido considerados los motores pequeños turbocargados más caros que los grandes normalmente aspirados.

Los motores diesel recorren en la actualidad millones y millones de kilómetros diarios por mar y tierra. Debido a esto, ha sido un gran reto para fabricantes y consumidores de este tipo de motores, reducir los costos de operación y mantenimiento. Por lo tanto, el presente trabajo tiene como finalidad lograr entender el porque del uso del Turbocargador en motores diesel en autobuses para pasajeros, así como los principales parámetros de su operación.

En el primer capítulo se verán los aspectos que envuelven al funcionamiento del Turbocargador y sus partes

Por otra parte, cabe señalar que en los últimos años el sistema de admisión de aire con Turbocargador ha tendido a mejorar a través de sistemas auxiliares adaptados conjuntamente al sistema original. Estos sistemas auxiliares y las posibles modificaciones se contemplan en el segundo capítulo.

Así mismo, en el tercer capítulo se hará un análisis comparativo entre los motores diesel turbocargados y los de aspiración natural, ambos aplicados a autobuses foráneos de pasajeros. Dicho análisis se efectuó observando las características físicas y resultados de operación en ambos motores. Además, se presentan datos del costo adicional que implica la utilización del Turbocargador.

En el capítulo cuarto se describe el mantenimiento que requiere el Turbocargador para un correcto funcionamiento.

En el quinto capítulo se verán las ventajas que brinda el Turbocargador, las limitaciones que su utilización lleva en sí misma y se darán también algunas recomendaciones que deben de tomarse en consideración para su instalación y operación al ser adaptado al sistema de admisión de aire en un motor diesel automotriz.

Finalmente, ya efectuado el análisis se llega a las conclusiones de este trabajo.

## I. ASPECTO GENERAL.

Un motor diesel funciona debido a que una mezcla de aire y combustible es quemada. En general, no resulta ningún problema suministrar más combustible para aumentar la potencia, pero para introducir más aire que ayude a quemar bien ese exceso de combustible no hay otro camino que llevarlo ante la cámara de combustión a mayor presión.

En un gran número de casos, el aire aspirado no puede considerarse normal debido a que ha perdido su presión adecuada ya sea por la altura o por el calor ambiental; en este momento, se debe recurrir al uso del Turbocargador para que con su ayuda la presión perdida sea recuperada. Aunque la cilindrada seguirá siendo la misma, es como si fuese mayor debido a que la potencia aumentará. El motor ya no será un motor térmico alternativo sino una suma de máquinas que unen sus ciclos o trabajos para conseguir entre ambas un resultado.

Debido a que en el motor diesel la aspiración de aire y la inyección de combustible son independientes, resulta que es un motor apto para la sobrealimentación.

En algunos casos es posible que no sea tan importante lograr mayor potencia introduciendo más combustible, sino conseguir la misma potencia en cualquier situación recuperando el aire perdido; es decir, sacar mayor partido del

volumen de aire que es capaz de aspirar el motor.

### I.1.- Operación del Turbocargador.

En el primer paso de la sobrealimentación al tiempo que los gases de escape del motor pasan por la turbina acelerando - al compresor instalado en su mismo eje, el aire atmosférico atraviesa el filtro de aspiración y es comprimido por el - compresor acumulándolo en el múltiple de admisión. En la segunda fase, el aire acumulado entra en la cámara de combustión barriendo los gases quemados, enfriando válvulas y émbolos al final de la carrera de escape. Finalmente, el aire a presión es aspirado por el émbolo mientras los gases de - escape atraviesan la turbina antes de pasar al silenciador y salir a la atmósfera, terminando así su expansión y enfriamiento a la vez que mueven al compresor que impulsa el aire (vease fig.I-1).

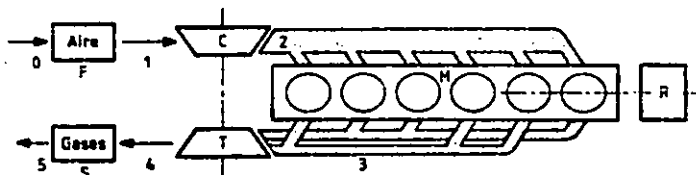


Fig. I-1.- Disposición y empalmes en la sobrealimentación.

- |              |                         |
|--------------|-------------------------|
| F) Filtro    | R) Trabajo aprovechable |
| C) Compresor | T) Turbina              |
| M) Motor     | S) Silenciador          |



A través de la turbina se produce un intercambio de energía térmica. Esta energía cedida por el gas de escape del motor se convierte en energía mecánica al hacer girar la turbina (fig.1-2). El hecho de aprovechar parte de esta energía contenida en los gases de escape, mejora el rendimiento general y baja el consumo de combustible.

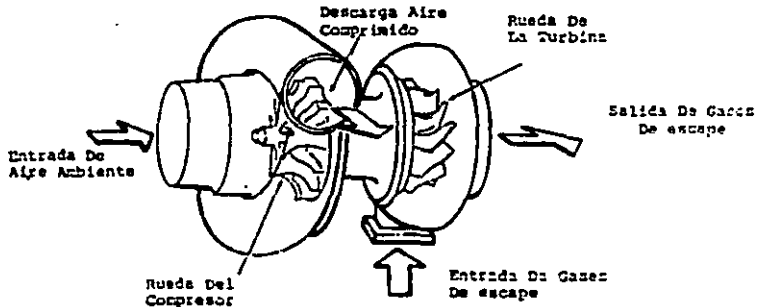


Fig. 1-2.- Flujo de aire y gases de escape a través del Turbocargador.

El aumento de la potencia en un motor turbocargado se obtiene gracias a lo siguiente:

-El aire que llena los cilindros tiene mayor densidad debido a la compresión dada por el compresor, es decir, la cantidad de aire disponible aumenta y, por lo tanto, la cantidad de combustible que se puede quemar es mayor. De esta forma, la energía transformada en trabajo útil se ve incrementada.

-Las presiones y temperaturas finales del ciclo de trabajo son también mayores y su altura significa mejor rendimiento; además, este efecto aumenta considerablemente al aprovechar ampliamente el calor residual con el trabajo de la turbina.

## I.2.- Partes del Turbocargador.

El Turbocargador (fig.1-3) está formado principalmente por un compresor, una turbina y una flecha común entre ambos.

### I.2.1.- Compresores.

Para elevar la presión del aire atmosférico con objeto de llenar el múltiple de admisión del motor, se emplea un compresor. Este puede ser tanto centrífugo como de desplazamiento positivo.

Los compresores de desplazamiento positivo se subdividen en recíprocos, de lóbulos y de paletas (fig.1-4). Estos tipos de compresores bombean la misma cantidad de carga por cada revolución, además dan la misma presión en el múltiple de admisión a cualquier velocidad del motor.

El compresor de lóbulos funciona a velocidades de rotación medias entre 1,000 y 8,000 rpm (revoluciones por minuto). - Puede instalarse con facilidad sobre el motor y comprime hasta presiones de  $1.65 \text{ lb/plg}^2$  (libras por pulgada cuadrada), sin embargo, la eficiencia máxima que tiene es del 45%.

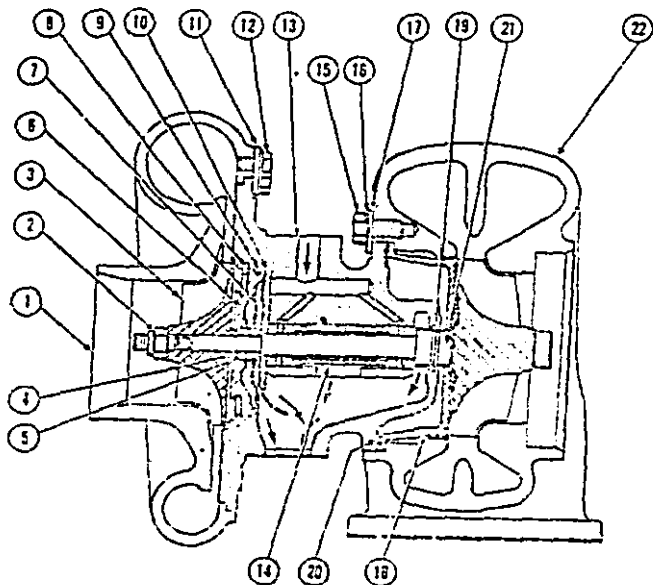


Fig. 1-3.- El Turbocargador y sus partes.

- |                           |                                |
|---------------------------|--------------------------------|
| 1.- Carcasa del compresor | 14.- Balero                    |
| 2.- Tuerca seguro         | 15.- Tornillo                  |
| 3.- Rueda del compresor   | 16.- Plato seguro              |
| 4.- Collar de empuje      | 17.- Plato sujetador           |
| 5.- Anillo tipo pistón    | 18.- Plato de soporte          |
| 6.- Inserción             | 19.- Anillo tipo pistón        |
| 7.- Deflector de aceite   | 20.- Empaque                   |
| 8.- Anillo de resorte     | 21.- Rueda de turbina y flecha |
| 9.- Anillo tipo "b"       | 22.- Carcasa de turbina        |
| 10.- Balero de empuje     |                                |
| 11.- Plato sujetador      |                                |
| 12.- Tornillo             |                                |
| 13.- Carcasa de baleros   |                                |

\* Este diagrama fue tomado de un catálogo elaborado por Schwitzer, fabricante de turbocargadores, que tiene por título "Introduction to Turbochargers"

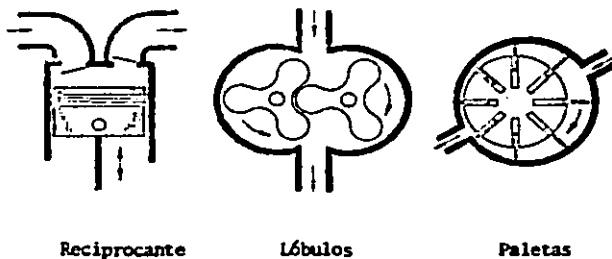


Fig. 1-4.- Compresores de desplazamiento positivo.

El reciprocante es utilizado en motores grandes estacionarios. Debido a las altas presiones que produce no es útil para motores automotrices, además de su gran peso y tamaño.

El compresor de paletas es sellado internamente ya que éstas se friccionan contra la parte interior de la carcasa. Para reducir la fricción y prevenir desgaste en las paletas, aceite lubricante es mezclado con el aire que entra.

La desventaja de los compresores de desplazamiento positivo es que usan el movimiento del cigüeñal para su operación, ocasionando con esto aumento de pérdidas en el motor.

Los compresores centrífugos (fig.1-5) por su parte, cambian la dirección del flujo aproximadamente 90 grados y es posible alcanzar relaciones de presión considerablemente altas en un solo paso (alrededor de 4 a 1). Debido a que estos com

presores operan a muy altas velocidades, es difícil que sean movidos por el cigüeñal. Por ejemplo, un compresor capaz de alimentar aire con una relación de presión de 3 a 1 con un flujo suficiente para un motor de 500  $\text{plg}^3$  (pulgadas cúbicas) de desplazamiento, debe girar a 112,000 rpm. Al hacer esto directamente del cigüeñal, se requiere una relación de engranes de 50 a 1 en un motor que opere a 2,100 rpm. Esto es impráctico, no solo por el costo de la transmisión sino porque los cambios repentinos de carga ocurridos en los cambios de velocidad del motor pueden destruir los engranes, a no ser que se coloque un embrague en el sistema, lo cual resultaría mucho más costoso.

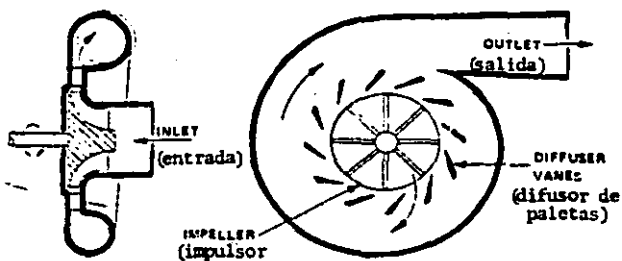


Fig. I-5.- Compresor Centrífugo

Una gran desventaja del compresor centrífugo usado en un turbocargador, es que la presión de salida varía enormemente - conforme cambia la velocidad del rotor, a pesar de esto, su eficiencia llega a ser del 80%.

El peso de un compresor centrífugo es mucho menor que el de uno de desplazamiento positivo; por ejemplo, un turbocargador completo con un compresor centrífugo capaz de ayudar a un motor de 1,000 H.P. (caballos de potencia) pesa solo 11 kg (25 lbs).

El compresor centrífugo consiste en tres elementos: Impulsor, difusor y carcasa (vease fig. I-5). El impulsor gira a muy altas velocidades y acelera el aire que pasa a través de él por fuerza centrífuga. El difusor reduce la velocidad del gas sin crear turbulencia, incrementando la presión y la temperatura. La carcasa es usada para coleccionar el aire a altas presiones y dirigirlo hacia donde vaya a ser empleado.

En la fig. I-6 se muestra un impulsor simple con álabes rectos sin secciones curvas. Su fabricación es muy sencilla; sin embargo, tiene baja eficiencia provocada por choques en la admisión del aire.

En la fig. I-7 se observa un impulsor similar al anterior pero con álabes curvados. Esta curvatura ayuda a reducir las pérdidas en la entrada. Su costo de producción es aceptable.

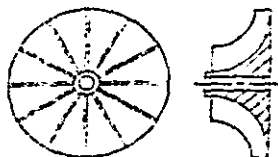
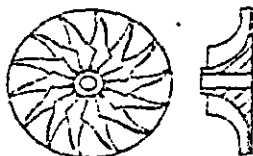


Fig. I-6.- Impulsor simple con álabes rectos.

Fig. I-7.- Impulsor simple con álabes curvados.



En el impulsor "curvado hacia atrás" (fig. I-8) los álabes son curvados en la dirección de rotación. Este tipo de impulsor tiene buena eficiencia, pero no tiene alta relación de compresión comparado con el de álabes rectos. La resistencia es también menor debido a que las fuerzas centrífugas tienden a curvarlo en sentido inverso. Por estas razones, no es normalmente usado para relaciones de presión superiores a 2 a 1.



Fig. I-8.- Impulsor curvado hacia atrás.

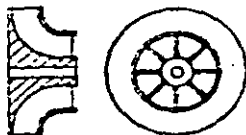


Fig. I-9.- Impulsor anillado.

La fig I-9 muestra un impulsor anillado. Este diseño es el más caro de fabricar y el más débil de todos puesto que los flabes deben soportar el peso del anillo de refuerzo y el de ellos mismos. La eficiencia máxima es muy alta porque la recirculación de la descarga del impulsor es mínima. Debido a su baja resistencia, a su alto costo y a la tendencia del anillo de retener suciedad, este tipo de impulsor no es empleado en equipos automotrices.

En la mayoría de los casos los impulsores se fabrican de aluminio ya que de esta forma reducen el peso en comparación con la fabricación hecha de acero.

Para hacer cambios en flujos y presiones, se pueden maquinar diferentes contornos en los flabes de los impulsores (fig. I-10).



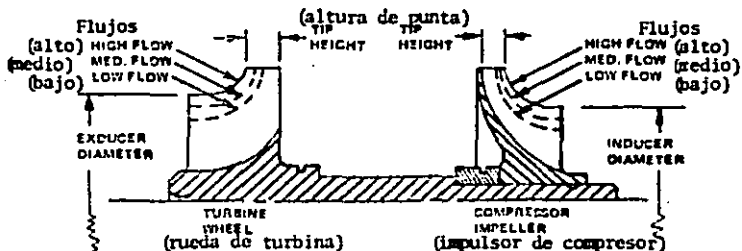


Fig. I-10.- Diferentes contornos en flabes de impulsor de compresor y rueda de turbina.

Existen varios tipos de difusores entre los cuales el más simple es el "tipo caracol" (fig. I-11), el cual consiste en una voluta o perfil espiral alrededor del impulsor del compresor. El área de la sección transversal del "caracol" se incrementa en proporción a la cantidad de aire que recibe del impulsor.

La fig. I-12 muestra un compresor con un difusor de "paletas"; estas son diseñadas para que el borde de ataque esté en línea con la dirección del flujo de los gases que vienen del impulsor. La curvatura de las paletas forzará al aire a fluir y bajará adecuadamente su velocidad hasta condiciones específicas. Los compresores con este tipo de difusores normalmente tienen una eficiencia máxima muy alta, pero frecuentemente con un rango menor que el de los difusores sin paletas.

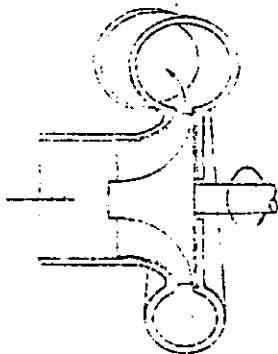
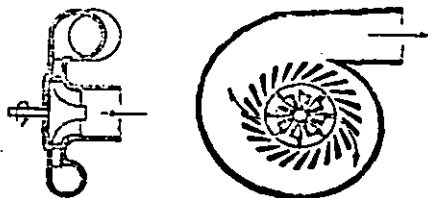


Fig. I-11.- Difusor tipo Caracol.

Fig.- I-12.- Difusor de Paletas.



Las superficies de impulsores, difusores y carcasas, deben de pulirse lo más que sea económicamente posible. Cualquier rugosidad en las superficies puede ocasionar que parte de los gases se separen de ellas causando turbulencias, las cuales reducen la eficiencia del compresor.

Un compresor centrífugo siempre aumenta la temperatura del gas cuando aumenta la presión. El incremento de temperatura se puede determinar de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad \text{Ecuación No.1}$$

Donde:

$T_1$  = Temperatura de entrada al compresor en grados Rankine.

$T_2$  = Temperatura a la salida del compresor en grados Rankine.

$P_1$  = Presión absoluta a la entrada.

$P_2$  = Presión absoluta a la salida.

$K$  = Relación de calores específicos ( $C_p/C_v$ ).

$C_p$  es el calor específico a presión constante.

$C_v$  es el calor específico a volumen constante.

Para el aire, que es el medio de operación en estos casos, los valores son:

$$C_p = 0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$C_v = 0.1714 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{K}$$

Por lo tanto, tendremos que  $K = 1.4$

La temperatura que se obtiene con la Ecuación 1 es la Temperatura teórica a la salida. El incremento ideal ocurrido en la temperatura estará dado por la diferencia entre la Temperatura teórica a la salida menos la de entrada.

El incremento real de temperatura se determina considerando la eficiencia adiabática del compresor tomando en cuenta la siguiente relación:

$$\text{Incremento Real de Temperatura} = \frac{\text{Incremento Ideal de Temp.}}{\text{Eficiencia Adiabática}}$$

La eficiencia adiabática en un compresor centrífugo oscila generalmente entre el 55 y el 80%. Si se tiene un compresor que proporciona una relación de presión de 2.4 a 1 con una eficiencia adiabática del 70% y se sabe que la temperatura de entrada es de 90 °F (grados Fahrenheit), el incremento real de temperatura será:

$$T_1 = 90 + 460 = 550 \text{ }^\circ\text{R (Grados Rankine)}$$

$$\frac{K-1}{K} = \frac{1.4-1}{1.4} = 0.2859$$

Sustituyendo ambos valores en la Ecuación No.1, tenemos que:

$$T_2 = 550^\circ\text{R} (2.4)^{0.2859} = 706.4^\circ\text{R} = 246.4^\circ\text{F}$$

Por lo tanto, el incremento teórico en la temperatura será de 156.4°F (246.4°F-90°F).

De lo anterior se tiene que el incremento real de temperatura es:

$$\frac{T_2}{0.7} = \frac{156.4 \text{ }^\circ\text{F}}{0.7} = 223.43 \text{ }^\circ\text{F}$$

### 1.2.2.- Turbinas.

La turbina es alimentada por los gases quemados del motor. Éstos se expansionan en ella produciendo un trabajo y son expulsados posteriormente con la menor cantidad de energía residual posible.

La turbina de flujo radial (fig-1-13) es usada casi exclusivamente en turbocargadores aplicados a motores hasta de

1,000 H.P. debido a que su producción en medidas pequeñas no es muy costosa.

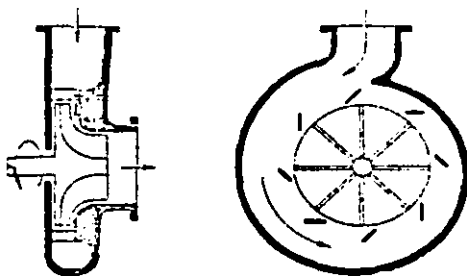


Fig.- I-13.- Turbina de flujo radial.

En las carcasas de turbina sin paletas (fig.I-14), el área  $A$  dividida entre  $R$  (distancia desde el centro de la rueda de la turbina al centroide del área  $A$ ) determinará el flujo de gas para una rueda de turbina dada. Si  $A$  se incrementa, la turbina reducirá su velocidad. Y si una carcasa es usada con una  $R$  mayor, como se muestra en la fig. I-15,  $A$  debe de ser incrementada para mantener la misma relación  $A/R$ .

Si se tiene un turbocargador con una carcasa de turbina - con una relación  $A/R$  de 0.7 y si se quiere reducir la velocidad de rotación, será necesario utilizar una carcasa con una relación mayor a 0.7. Por otro lado, si se desea aumentar la velocidad, una carcasa con una relación abajo de 0.7 hará que se logre el objetivo.

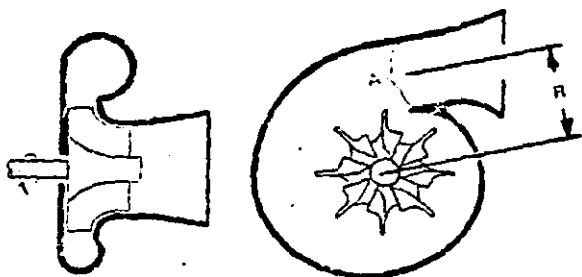


Fig. I-14.- Carcasa de turbina sin paletas.

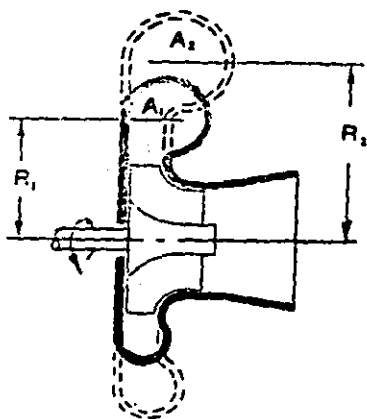


Fig. I-15.- Carcasa de turbina sin paletas con diferentes medidas de R.

Hace algunos años muchas carcasas de turbina eran construidas con hierro colado tipo Niquel-Resistente el cual contenfa entre 20 y 30% de niquel. Este tipo de hierro es recomendado para soportar altas temperaturas y evitar corrosión. El actual costo del niquel ha hecho casi prohibitivo el uso de

este tipo de hierro en turbocargadores para motores automotrices.

En la actualidad la mayoría de las turbinas de turbocargadores en motores diesel se construyen de hierro dúctil ya que no sólo es de maquinado fácil sino que además puede ser soldado con mayor facilidad que el hierro gris.

Las ruedas y los álabes de las turbinas son hechos de material con gran resistencia a las altas temperaturas y a la corrosión. En algunos casos el material empleado puede ser un producto cerámico tal como el nitruro de silicio que resiste temperaturas hasta de  $3,000^{\circ}\text{C}$  ( $5,432^{\circ}\text{F}$ ).

Al igual que en el impulsor del compresor, a la rueda de la turbina también se le pueden maquinar diferentes contornos dependiendo del flujo que sea necesario (vease fig. I-10).

### 1.2.3.- Carcasa de Baleros.

La carcasa de baleros (fig. I-16) es lo que mantiene unido al compresor con la turbina. A través de ésta carcasa pasa la flecha que hace girar a la rueda de la turbina y al impulsor del compresor a la misma velocidad.

Los distintos tipos de éstas carcasas consisten básicamente en lo mismo: Baleros en la cavidad y un sello de aceite a cada lado. Sobre la superficie interna de estos baleros es

donde gira la flecha que une al rotor de la turbina con el impulsor del compresor.

Aceite presurizado entra y fluye sobre y a través de los baleros. El aceite fluyendo entre el balero y la carcasa tiene de abatir las vibraciones causadas por desbalanceo en el rotor de la turbina.

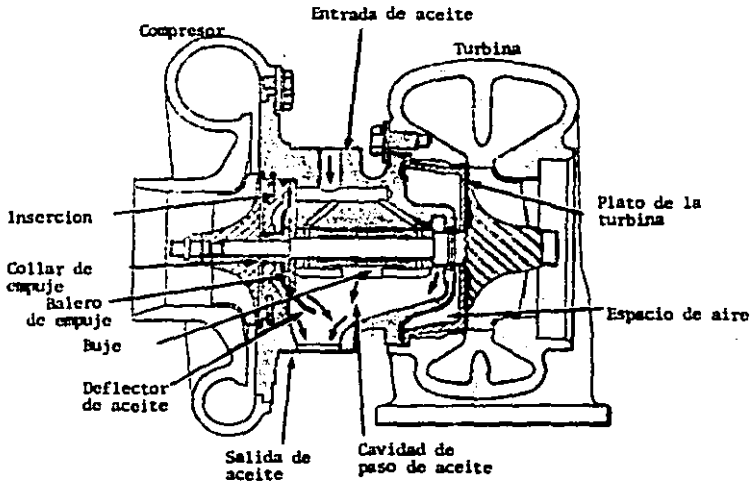


Fig. I-16.- Carcasa de Baleros

Quando el turbocargador está operando, la presión del gas a través de la rueda de la turbina y atrás del impulsor del compresor es mucho mayor que la presión dentro de la carcasa de baleros. Es por eso, que se deben de colocar sellos entre



la carcasa de la turbina y la de baleros, así como entre ésta y la del compresor. Esto es relativamente fácil del lado de la turbina a pesar de las altas temperaturas existentes debido a que la presión en su carcasa es siempre positiva. El principal trabajo consiste en mantener los gases calientes lejos de la carcasa de baleros para evitar fallas; esto se logra usando un anillo tipo pistón en un canal en la parte final de la flecha del lado de la turbina (fig. I-17).

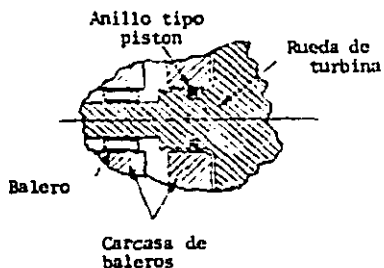


Fig. I-17.- Detalle del anillo tipo pistón.

El sello del lado del compresor es un problema ligeramente diferente. En un motor trabajando sin carga o a muy baja potencia el compresor no producirá presión; al trabajar el motor bajo una carga mayor, existirá una caída de presión a través del filtro de aire, aún si está en buen estado, - causando pequeños vacíos atrás del impulsor del compresor. Debido a que el aceite humedece todas las superficies dentro de la carcasa de baleros, es muy difícil evitar una fuga. Aún el más pequeño escurrimiento dentro de la carcasa

hará que todas las partes se ensucien inmediatamente. El sello utilizado en estos casos es el que muestra la fig. I-18.

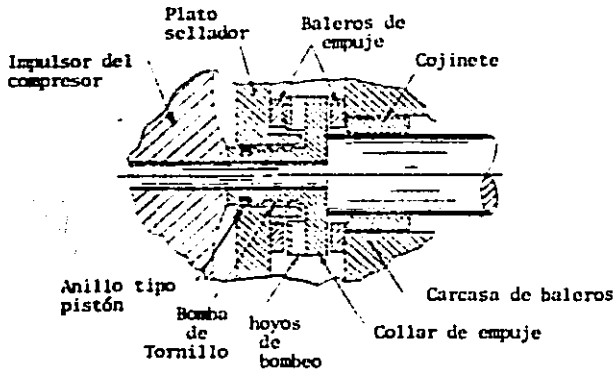


Fig. I-18.- Anillo tipo pistón del lado del compresor.

Los primeros baleros que fueron utilizados eran colocados a presión dentro de la carcasa. Estos baleros provocan inestabilidad cuando son usados con ligera carga a alta velocidad del eje. A altas velocidades, el centro del eje empezaba a moverse en su propia órbita en la misma dirección de rotación, causando serio desgaste en los baleros debido a que se movía mucho más de la tolerancia existente.

Los baleros flotantes actualmente usados (fig. I-19), hacen un trabajo muy bueno al eliminar vibraciones causadas por algún rotor desbalanceado.

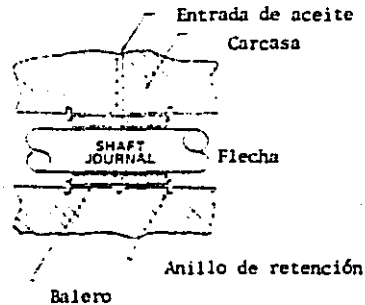


Fig. I-19.- Balero Flotante.

Cuando se usaban únicamente baleros fijos, un desplazamiento en la vibración de 0.001 plg. era considerado normal; al ser introducidos los baleros flotantes, el nivel de vibración bajó tanto que los límites aceptables se cambiaron a 0.0002 plg. de desplazamiento de punta a punta. Estos baleros son libres a la rotación y protegidos al movimiento axial por un anillo o por un soporte en la carcasa.

La rotación del balero flotante puede ocasionar falta de aceite lubricante y desgaste en la carcasa; esto es debido a que gira a aproximadamente la mitad de la velocidad del eje. El desgaste de la carcasa se puede evitar haciéndola de hierro colado; aunque algunas son fabricadas de aluminio y se les adapta una camisa de acero, pero el costo las hace poco accesibles.

La falta de lubricante se resuelve haciendo pequeños canales en la superficie externa del balero que conducen a unas per-

foraciones que atraviezan completamente el balero.

Otro tipo de balero utilizado es el semiflotante (fig. I-20), el cual se asegura mediante una saliente a la carcasa. Se les llama semiflotantes debido a que la saliente les permite únicamente un movimiento rotacional muy pequeño (de 1 a 2 grados) pero no en forma axial. Debido a que su movimiento rotacional es casi nulo, es posible que el turbocargador opere con lubricante a presiones menores a las 30 lb/plg<sup>2</sup> sin problemas. Además, pueden emplearse en carcassas de aluminio sin que sea necesario usar camisas de acero.

Los baleros en su mayoría son fabricados de aluminio o bronce.

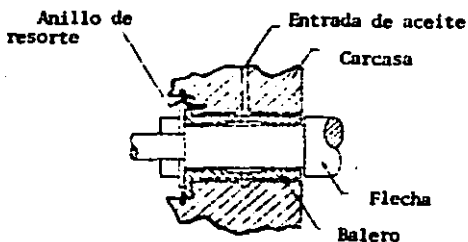


Fig. I-20.- Balero Semi-Flotante.

### 1.3.- Modificación del Ciclo Diesel con el Turbocargador.

El ciclo mecánico de un motor diesel se realiza a través de cuatro pasos:

- a).- Admisión.- La válvula de admisión se abre y el pistón llega a su punto más bajo dentro del cilindro.
- b).- Compresión.- Tanto la válvula de admisión como la de escape se encuentran cerradas y el pistón sube hasta la parte más alta del cilindro.
- c).- Combustión.- La combustión se presenta en toda la carga aumentando la presión y la temperatura, forzando al pistón a bajar.
- d).- Escape.- La válvula de escape se abre y conforme el pistón vuelve a subir los gases son expulsados.

Conforme el ciclo mecánico se desarrolla, se lleva a cabo el ciclo termodinámico dentro del mismo motor (ver fig. I-21):

- 1-2 Se realiza una compresión isoentrópica de aire a través de la relación de volumen  $V_1/V_2$  (relación de compresión  $R_v$ ).
- 2-3 Se presenta la adición de calor  $Q_{23}$  a presión constante mientras el volumen se expande a través de la relación de corte  $\alpha (V_3/V_2)$ .
- 3-4 Expansión isoentrópica de aire hasta alcanzar el volumen original.
- 4-1 Expulsión de calor  $Q_{41}$  a volumen constante para completar el ciclo.

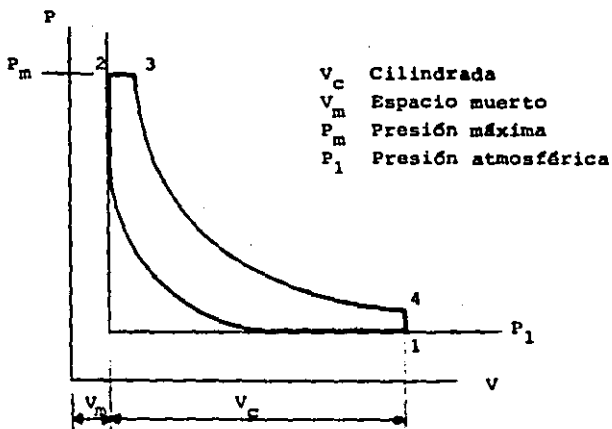


Fig. I-21.- Diagrama PV del ciclo diesel

La eficiencia del ciclo diesel ( $\eta_{\text{diesel}}$ ) esta dada por la siguiente relación:

$$\eta_{\text{diesel}} = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Adición de calor}} = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}$$

Considerando el aire como un gas perfecto, tenemos:

$$Q_{23} = m C_p (T_3 - T_2) \quad y$$

$$Q_{41} = m C_p (T_4 - T_1)$$

Como el proceso 2-3 es a presión constante, se tiene:

$$\eta_{\text{diesel}} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots \text{Ecuación 2.}$$

En el proceso 1-2 que es isoentrópico,  $TV^{\gamma-1}$  es constante,

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

En el proceso de presión constante 2-3:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \alpha \quad (\text{Relación de corte})$$

Así,

$$T_3 = \alpha r_v^{\gamma-1} T_1$$

Para el proceso isoentrópico 3-4,  $TV^{\gamma-1}$  es constante:

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

de aquí,

$$T_4 = T_3 \left( \frac{\alpha}{r_v} \right)^{\gamma-1} = T_1 \alpha r_v^{\gamma-1} \left( \frac{\alpha}{r_v} \right)^{\gamma-1} = \alpha^{\gamma} T_1$$

Sustituyendo las temperaturas obtenidas en la ecuación 2,

en términos de  $T_1$  :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{diesel}} &= 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\alpha^{\gamma}}{\alpha r_v^{\gamma-1} - r_v^{\gamma-1}} \dots \text{Ec. 3} \\ &= 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \left[ \frac{-1}{\gamma(\alpha-1)} \right] \end{aligned}$$

Como se puede observar en la ecuación 3, la eficiencia térmica

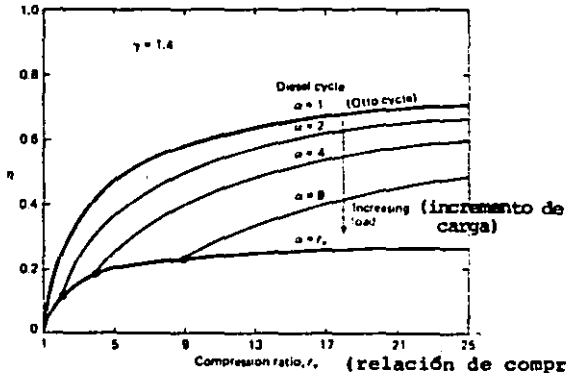
depende tanto de la relación de compresión ( $r_v$ ) como de la relación de corte ( $\alpha$ ).

La figura I-22 muestra la relación entre la eficiencia térmica, la relación de compresión y la relación de corte para el ciclo diesel. Se puede ver en esta misma figura que conforme la carga aumenta, con una relación de compresión dada, la eficiencia se reduce. Además, si se aumenta la relación de compresión el rendimiento aumenta.

En la figura I-23, se tiene el diagrama del motor sobrealimentado comparado contra el ciclo de aspiración natural. Se puede ver que primeramente el motor no aspira el aire a presión atmosférica, sino a la presión que el turbocargador proporciona. El nivel de aspiración sube de 1 a  $1_s$ , esto tiene como consecuencia que la presión 2 al final de la carrera de compresión sea mucho mayor, es decir  $2_s$ . Para evitar que suba demasiado y que con ello suba también la presión máxima, el espacio muerto tiene que ser ampliado, pasa de  $V_m$  a  $V_{ms}$  con lo que se consigue bajar la relación de compresión un poco. Al término de la compresión se produce la combustión en condiciones muy mejoradas. En efecto, la temperatura debido a la mayor presión también aumenta, el exceso de aire también es mayor e incluso el avance de la llama y por lo tanto la aportación de calor es más fácil, la combustión más completa y gradual y los contaminantes formados en menor proporción. Por último ocurre la expansión adiabática y el



escape de gases, aunque ahora la expulsión es a mayor presión no hay ningún problema puesto que esta energía va a ser aprovechada en la turbina del turbocargador.



Compresion ratio,  $r_c$  (relación de compresión)

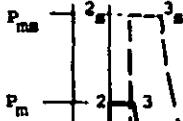


Fig. I-22.- Eficiencia del ciclo diesel para diferentes relaciones de corte,  $\alpha$ .

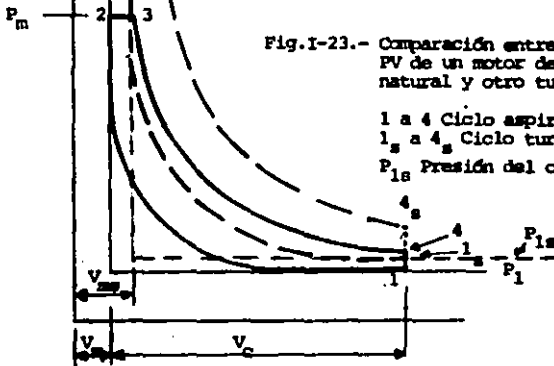


Fig. I-23.- Comparación entre el diagrama  $Pv$  de un motor de aspiración natural y otro turbocargado.

1 a 4 Ciclo aspiración natural  
1' a 4' Ciclo turbocargado  
 $P_{1s}$  Presión del compresor

#### 1.4.- Eficiencias del grupo Compresor-Turbina.

La operación de un compresor o turbina se muestra mejor en un diagrama temperatura/entropía (T-s). Esto contrasta con el ciclo diesel que convencionalmente se muestra en un diagrama presión /volumen. El compresor ideal es adiabático y reversible y es pues isoentrópico (el proceso representado por la línea vertical en la figura 1-24). Los procesos reales son irreversibles y son asociados con un incremento en entropía; ésto se muestra con líneas punteadas en la misma fig.1-24.

Expresiones de trabajo (por unidad de flujo de masa) pueden ser encontradas utilizando la versión simplificada de la ecuación de flujo-estable.

$$h_{in} + Q = h_{out} + W$$

Y, ya que los procesos son considerados como adiabáticos,

$$W = h_{in} - h_{out}$$

No se han hecho consideraciones a cerca de la irreversibilidad en aplicar la ecuación de energía de flujo-estable, así

$$\text{Trabajo de Turbina} \quad W_t = h_3 - h_4$$

y definiendo el trabajo del compresor como una cantidad negativa,

$$W_c = h_2 - h_1$$

Para los gases ideales la entalpía esta fuertemente en función de la temperatura y débilmente en función de la presión.

Para gases semi-perfectos la entalpía es solo función de la temperatura, y esto es suficientemente exacto para la mayoría de los propósitos. Así,

$$W_c = C_p (T_2 - T_1) \text{ KJ/Kg} \quad y$$

$$W_t = C_p (T_3 - T_4) \text{ KJ/Kg}$$

Donde  $C_p$  es un valor medio apropiado de la capacidad calorífica específica. Consecuentemente el diagrama T-s dá una indicación directa del trabajo relativo del compresor y la turbina.

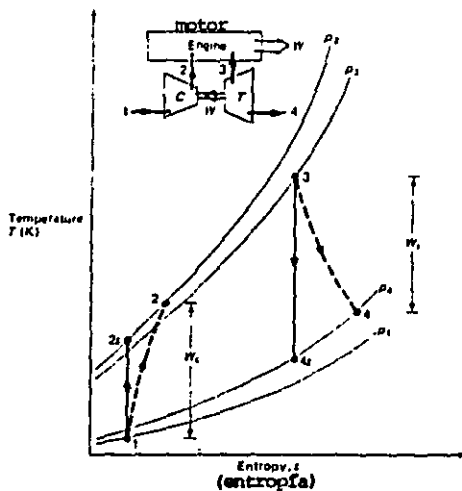


Fig. I-24.- Diagrama Temperatura/Entropía para un Turbocargador.

Las eficiencias isoentrópicas serán:

$$\text{Ec. 4} \quad \text{Compresor} \quad \eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\text{Ec. 5} \quad \text{Turbina} \quad \eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

En un turbocargador el compresor es movido solamente por la turbina, y la eficiencia mecánica puede ser definida como:

$$\eta_m = \frac{W_c}{W_t} = \frac{m_{12} C_{p12} (T_2 - T_1)}{m_{34} C_{p34} (T_3 - T_4)} \quad \text{EC. 6}$$

De la relación de presión la temperatura isoentrópica puede ser encontrada:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{y} \quad \frac{T_3}{T_{4s}} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{EC. 7}$$

Las temperaturas reales  $T_2$  y  $T_4$  pueden ser encontradas de las respectivas eficiencias isoentrópicas.

Es deseable que la presión de entrada sea mayor que la presión se escape ( $P_2/P_3 > 1$ ) para lograr un buen barrido de los gases. Esto impone limitaciones en la eficiencia general del turbocargador ( $\eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_c$ ) para diferentes temperaturas ( $T_3$ ) en el escape del motor. Lo anterior se aprecia en la figura I-25. La eficiencia isoentrópica de un compresor del turbocargador se encuentra dentro del rango de 55 a 80%. La eficiencia

isoentrópica de la turbina es típicamente de 70 a 85%.

El propósito del uso del turbocargador es incrementar la salida del motor incrementando la densidad del aire utilizado dentro del motor. La presión incrementada a través del compresor aumenta la densidad, pero el incremento de temperatura ocurrido reduce la densidad. Conforme baja la eficiencia isoentrópica del compresor, la temperatura es mayor para una relación de presión dada.

Sustituyendo  $T_{2s}$  de la ecuación 7 dentro de la ecuación 4, tenemos.

$$T_2 = T_1 \left[ 1 + \frac{(P_2/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right] \quad \text{EC. 8}$$

Este resultado es para un gas ideal y la relación de densidad puede ser encontrada aplicando la ley de los gases

$$\rho = P/RT$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2}{P_1} \left[ 1 + \frac{(P_2/P_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right]^{-1} \quad \text{EC. 9}$$

El efecto de la eficiencia del compresor en la densidad se ve en la figura I-26, el efecto de un enfriamiento completo (equivalente a una compresión isotérmica) también se muestra. Esto puede ser visto como que el incremento de la temperatura en el compresor reduce la relación de densidad, especialmente a altas relaciones de presión. Las ganancias en la relación de densidad con enfriamiento en el compresor pueden ser sustanciales. Temperaturas altas a la entrada

del motor aumentan la temperatura a través del ciclo, y mientras esto reduce el retardo de encendido, incrementará las cargas térmicas del motor.

Las ventajas de una carga fría nos llevan al uso del intercambiador de calor, mismo que se verá en el segundo capítulo.

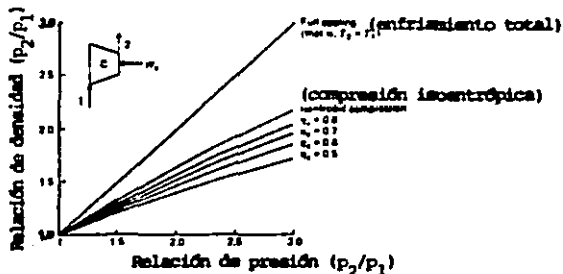
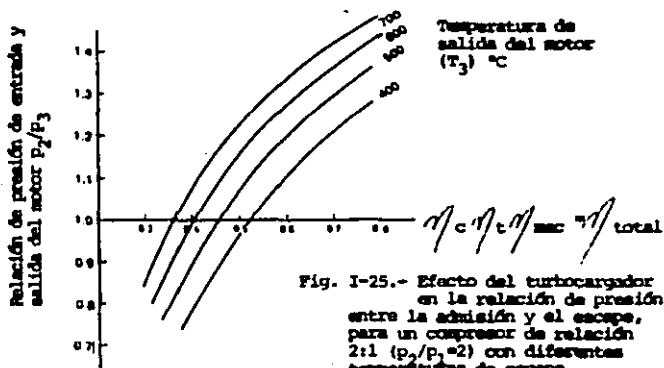


Fig. I-26.- Efecto de la eficiencia del compresor sobre la densidad del aire en el múltiple de admisión.

## II SISTEMAS AUXILIARES.

Para incrementar la eficiencia del turbocargador es necesario realizar modificaciones en el sistema de admisión de aire o en el de escape. Algunas de estas modificaciones pueden ser el uso de un intercambiador de calor, emplear dos pasos en la compresión, válvulas reguladoras de presión o modificaciones en la geometría de algunas partes del turbocargador.

### II.1.- Intercambiadores de calor.

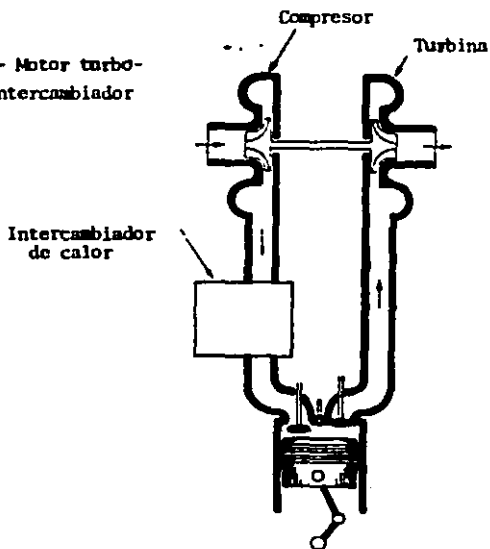
Es importante enfriar el aire comprimido proveniente del turbocargador para evitar que la ganancia de peso de aire conseguida al comprimir, se pierda en parte debido al aumento de la temperatura, es decir, es necesario aumentar la densidad del aire aspirado enfriándolo después de la compresión.

Las ventajas que presenta llevar a cabo la disminución de temperatura en el aire admitido son aumentar la potencia del motor, controlar las cargas térmicas y reducción en el consumo de combustible. Además, existe reducción de temperatura en los gases de escape proporcional a la disminución de temperatura a la entrada (aproximadamente 1°F de reducción en el múltiple de admisión representa 1°F de reducción en la temperatura de escape), así como debido a la reducción de cargas térmicas en el motor, habrá menor consumo de aceite lubricante.

En general, estas ventajas exceden del costo extra y del peso de fallas a altas relaciones de presión en el motor dadas por el turbocargador.

El aire es enfriado al circular por un intercambiador de calor el cual puede usar aire ambiental, agua fresca, agua de mar o agua del mismo motor como medio refrigerante (fig.11-1)

Fig. 11-1.- Motor turbocargado con intercambiador de calor.



El intercambiador de calor que utiliza el agua del motor -- como medio refrigerante (denominado aire-agua motor), es el más fácil de instalar, sin embargo, debido a que el fluido tiene una temperatura no muy baja al estar circulando den--



tro del motor, la capacidad de enfriamiento es limitada.

El sistema que utiliza aire para realizar el intercambio de calor llamado aire-aire, es capaz de enfriar mucho más. Para hacer circular el aire frío se utiliza un ventilador tipo turbina movido por el aire que comprime el turbocargador. La ventaja de este sistema es que es operado, aunque indirectamente, por los gases de escape del motor. Así, la cantidad de aire enfriado es automáticamente regulada por las necesidades del motor.

El sistema que utiliza agua fresca como medio refrigerante, necesita un radiador separado al que enfría el agua que emplea el motor. Este sistema tiene menor eficiencia que el aire-aire pero superior al aire-agua motor. El agua utilizada puede ser de mar ya que muchas de las aplicaciones de este sistema se realizan en motores marinos.

El intercambio de calor es medido de acuerdo a su efectividad de enfriamiento, lo cual es la relación de la disminución de temperatura real del aire con respecto a la máxima temperatura teórica posible de decremento. La disminución máxima posible es la diferencia entre la temperatura del aire de entrada y la temperatura de entrada del refrigerante. La efectividad normal oscila entre 65 / 90%.

La caída de la temperatura del aire pasando a través del intercambiador de calor, estará en función de varios factores: Variará de acuerdo al tamaño del intercambiador de ca

lor, a la temperatura y a la disponibilidad a fluir del medio refrigerante.

Siempre habrá una reducción de presión cuando el aire pase a través del intercambiador de calor, dicho decremento debe de ser considerado en contra de la disminución de temperatura en el aire.

Además de reducir la carga térmica en el motor, el aumentar la densidad del aire permite que mayor cantidad de este fluya a través del motor a una presión del múltiple de admisión dada. Esto significa que más combustible puede ser quemado y por lo tanto la potencia del motor aumenta.

Como ejemplo, si un motor tiene 151 pulgadas cúbicas ( $\text{plg}^3$ ) de desplazamiento volumétrico y se encuentra operando a --- 10,000 rpm con una presión absoluta (Abs) en el múltiple de admisión de 120 plg de mercurio (Hg) Abs, produciendo 900 - caballos de potencia (HP). La temperatura del aire en el -- múltiple de admisión, suponiendo que la eficiencia del compresor es del 65%, será de 487°F y la masa de aire que fluye a través del motor será de 900 libras por hora (lb/hr) - aproximadamente. Si un intercambiador de calor es colocado entre la descarga del compresor y el motor con una eficiencia del 50% sobre una temperatura ambiente de 100°F, la temperatura en el múltiple de admisión se reducirá a 293°F (esto dado por la diferencia entre 487°F y 100°F y multiplicado por 0.5 que es la eficiencia) y aún si la presión en el

múltiple de admisión cae a 100 plg de Hg Abs, el flujo de - masa se incrementará a 941 lb/hr. Además, para la misma potencia y relación aire-combustible la temperatura de escape se reducirá aproximadamente 194°F.

La ventaja para el motor es doble; primero, la temperatura general de operación del motor será reducida y, segundo, la presión en la cámara de combustión para una presión media - efectiva dada también se reducirá, disminuyendo en consecuencia los esfuerzos en el motor.

Si la temperatura del aire comprimido es de 200°F, la del medio refrigerante de 100°F, y podemos reducir la temperatura del aire en el múltiple de admisión a 150°F, esto indica que el intercambiador de calor tiene una eficiencia del 50%. Lo anterior está dado por:

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia del intercambiador } (\%) &= \frac{\text{Temperatura aire a la entrada} - \text{Temperatura deseada a la entrada}}{\text{Temperatura aire a la entrada} - \text{Temperatura del refrigerante}} \\ &= \frac{200^\circ\text{F} - 150^\circ\text{F}}{200^\circ\text{F} - 100^\circ\text{F}} = \frac{50}{100} = 0.5 \end{aligned}$$

$$= 50 \%$$

Si se supone una temperatura en el aire de descarga del compresor de 250°F y una temperatura ambiente de 75°F, con una eficiencia del 70% del intercambiador de calor tipo aire-aire, reducirá la temperatura del aire a :

$$\begin{aligned} \text{Reducción de temperatura} &= (\text{Temperatura del aire} - \text{Temperatura ambiente}) \eta \\ &= (250^{\circ}\text{F} - 75^{\circ}\text{F}) 0.7 = 122.5^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el aire a la salida del intercambiador tendrá una temperatura de 127.5°F.

$$\begin{aligned} \text{Temperatura aire a la salida} &= \text{Temperatura aire} - \text{Reducción de temperatura} \\ &= 250^{\circ}\text{F} - 122.5^{\circ}\text{F} = 127.5^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Si se emplea un intercambiador de calor tipo aire-agua motor con el agua a una temperatura de 180°F, la disminución en la temperatura será de 49°F.

$$\begin{aligned} \text{Disminución de temperatura} &= (\text{Temperatura aire} - \text{Temperatura agua}) \eta \\ &= (250^{\circ}\text{F} - 180^{\circ}\text{F}) 0.7 = 49^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Lo anterior dará como resultado una temperatura en el aire de 201°F (250°F-49°F).

El pequeño decremento ocurrido hace impráctico usar el agua del motor a menos que la temperatura de descarga del compresor sea como mínimo de 300°F.

Usando un intercambiador con un líquido a baja temperatura aire-agua fresca con agua a 75°F, resultará la misma temperatura en el múltiple de admisión que con el tipo aire-aire, pero el aire-agua fresca es de menor tamaño y no requiere un ventilador para hacer circular el medio refrigerante.

Si se tiene un motor diesel turbocargado de 300 plg<sup>3</sup> de desplazamiento volumétrico con una presión manométrica de 30 - plg de Hg al nivel del mar, una presión barométrica de 30 - plg de Hg , una temperatura ambiental de 80°F y si produce 350 HP en un dinamómetro a cierta velocidad. Suponiendo que la eficiencia del compresor sea del 70%, la temperatura a la salida del compresor será 130.7°F lo cual se obtiene de la siguiente forma:

$$\frac{\text{Presión Abs salida compresor}}{\text{Presión Abs entrada compresor}} = \frac{30 + 30}{30} = \frac{60}{30} = 2$$

Con los datos que se tienen se aplican las fórmulas vistas en el primer capítulo y tenemos:

$$T_2 = (80^\circ\text{F} + 460) (2)^{0.2859} = 658.35^\circ\text{R} = 198.35^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura incrementada} = 198.35^\circ\text{F} - 80^\circ\text{F} = 118.35^\circ\text{F}$$

$$\frac{\text{Temperatura incrementada}}{\text{Eficiencia}} = \frac{118.35^\circ\text{F}}{0.7} = 169.07^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura en múltiple admisión} = 169.07 + 80 = 249^\circ\text{F}$$

Si se coloca un intercambiador de calor de 70% de eficiencia entre compresor y múltiple de admisión, la temperatura del aire bajará 118.3°F

$$\text{Reducción de Temperatura} = (249^\circ\text{F} - 80^\circ\text{F}) 0.7 = 118.3^\circ\text{F}$$

Por lo tanto, la temperatura a la salida del compresor se-

rá 130.7°F (249°F-118.3°F).

Debido a que el intercambiador de calor no es ideal, habrá pérdidas de presión a través de él. Si se consideran pérdidas de 2 plg de Hg, el incremento en la densidad con este intercambiador será:

$$\text{Incremento} = \frac{(249^\circ\text{F}+460)}{118.3^\circ\text{F}+460} \left( \frac{30\text{plg Hg}+28\text{plg Hg}}{30\text{plg Hg}+30\text{plg Hg}} \right) = 1.185$$

De lo anterior se puede observar que un motor con intercambiador de calor puede producir 18.5% más de potencia a la salida a la misma velocidad con 2 plg de Hg menos de presión en el múltiple de admisión que un motor sin intercambiador.

## II.2.-- Dos pasos de compresión.

Es posible enfriar el aire a una temperatura menor a la del medio refrigerante comprimiendo y enfriándolo en dos ocasiones. Este método se denomina "Dos pasos" (fig.II-2).

Los dos pasos o escalones pueden también ser conseguidos mediante un grupo de alta y otro de baja (fig.II-3). La ventaja es que se puede intercalar, en cualquiera de los dos arreglos, un intercambiador de calor en las dos fases de compresión.

Al aumentar la relación de compresión aumentan también los rendimientos totales, pero se debe de tener cuidado de no sobrepasar los límites de presión y temperatura existentes. --

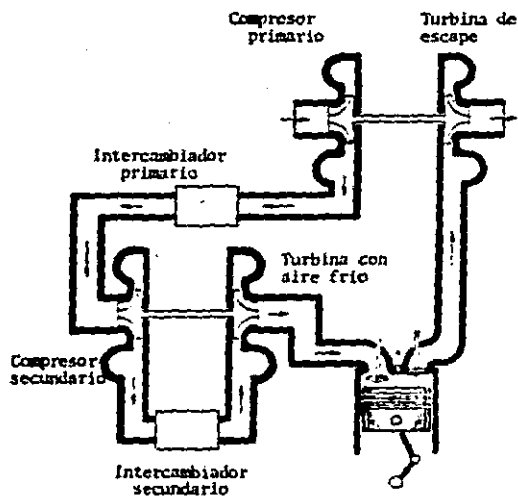
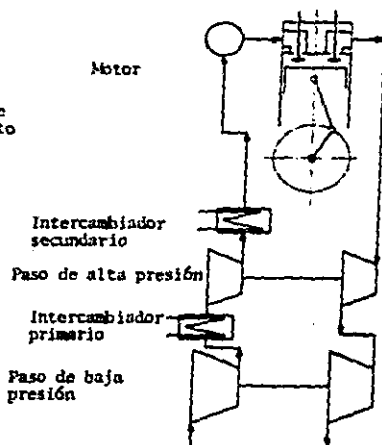


Fig. II-2.-Dos pasos de compresión y enfriamiento al aire de admisión acoplados en serie.

Fig. II-3.- Dos pasos de compresión y enfriamiento acoplados en paralelo.



Las relaciones de compresión llegan hasta valores entre cuatro y seis.

Si cada compresor es adaptado para producir una relación de presión de 2.7 a 1, por ejemplo, la presión absoluta entre -- pasos será de  $39.69 \text{ lb/plg}^2$ , que es obtenida de multiplicar la presión atmosférica ( $14.7 \text{ lb/plg}^2$ ) por la relación de presión (2.7). Por lo que la presión en el múltiple de admisión será de  $107.16 \text{ lb/plg}^2$  que resulta de multiplicar la presión a la salida del paso anterior ( $39.69 \text{ lb/plg}^2$ ) por la relación de compresión del segundo paso (2.7).

Ventajas de un sistema de "Dos pasos" con respecto al de uno solo:

- Mejor uso de la baja velocidad de los gases de escape para dar un pequeño incremento en la presión de admisión.
- Menor velocidad del turbocargador para la misma presión total, dando bajos esfuerzos, menor ruido y mayor duración.
- Mejoría en la velocidad de respuesta.
- Turbocargadores con relaciones normales de presión y eficiencia pueden ser unidos para obtener mayores resultados.

La desventaja que presenta este arreglo es que el ducto extra para los gases y el doble sistema de lubricación, aumen-



tan el costo y la complejidad en el motor. Sin embargo, a pesar de este costo adicional que implica el uso de un sistema de dos pasos, el incremento en las relaciones de presión es suficiente para justificar su instalación.

### 11.3.- Geometría variable.

La variación en la geometría del turbocargador se logra mediante el uso de una carcasa de turbina doble; es decir, el caracol cuenta con dos áreas de sección transversal ya que tiene una pared integral que lo divide (fig.11-4). Uno de estos pasajes cuenta con una compuerta (fig.11-5).

A bajas velocidades del motor, el gas es dejado entrar a la turbina a través de la primera sección abierta (fig.11-6). Esta área transversal como tiene un diámetro pequeño tiene un efecto de estrangulamiento el cual acelera la velocidad del gas; en este punto el gas es dirigido hacia los álabes desde un ángulo agudo hasta uno recto. Sobre las 1,900 rpm del motor, la compuerta se abre e incrementa su área hasta el total (fig.11-7). Ahora, con el turbocargador en su rango de operación más efectivo, la velocidad del gas no necesita ser tan rápida, de hecho un decremento es deseable. El gas golpea aquí la turbina a un ángulo obtuso.

El emplear dos áreas de sección transversal es como tener dos turbocargadores en uno, combinando las virtudes de uno pequeño diseñado para respuesta a bajas velocidades y mayor

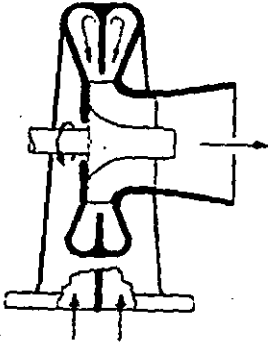


Fig.- II-4.-  
Carcasa de Turbina doble.

Fig.II-5.-  
Sistema del turbocargador  
con compuerta y válvula  
reguladora.

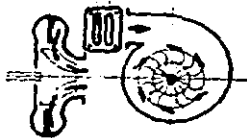
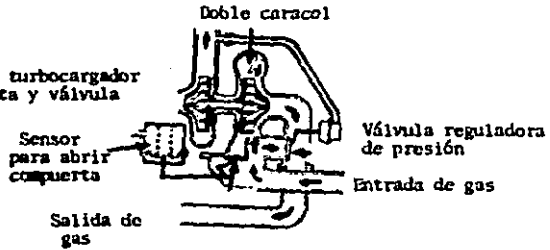


Fig.II-6.- Compuerta  
cerrada, el gas entra  
por el primer pasaje

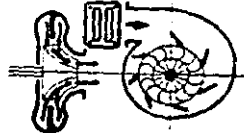


Fig.II-7.- Compuerta abierta,  
el gas entra por ambos pasajes  
por lo que el área se incrementa.

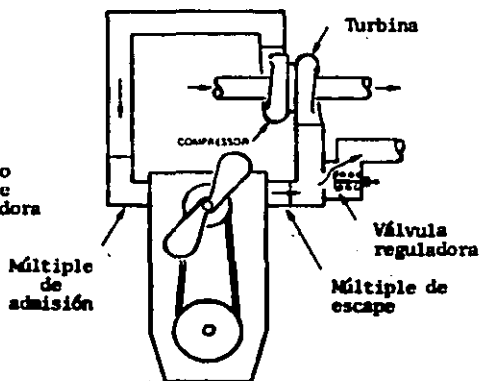
flexibilidad con uno grande para potencia de alta velocidad.

El efecto de controlar el área de entrada a la turbina, mejora la utilización de la energía del gas de escape, ya sea manteniendo el área efectiva de la turbina a bajas velocidades o aumentándola cuando estas son altas para no sobregirar el turbocargador ni forzar el motor.

#### II.4.- Válvula reguladora de presión.

Si la sobrealimentación es excesiva en los regímenes altos, se desvía parte de los gases de escape directamente a la atmósfera por medio de una válvula reguladora de presión y a medida que el régimen va bajando, la válvula se cierra proporcionalmente (fig.II-8).

Fig.II-8.-  
Motor turbocargado  
con sistema simple  
de válvula reguladora  
de presión.



Este tipo de control tiene una variante de peor rendimiento pero de mejor mantenimiento que consiste en que la turbina funcione a todo caudal y lo que se deriva hacia el escape - es parte del aire de admisión (fig.II-9). En este caso, la válvula trabaja con aire limpio y fresco por lo que no se estropea ni ensucia; sin embargo, la velocidad en el turbocargador puede aumentar sin control además de que ocurre un incremento en la temperatura a pesar de que la presión es controlada.

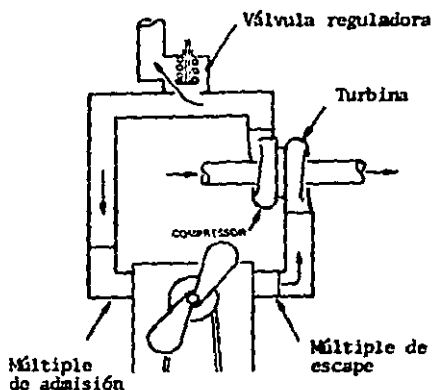


Fig. II-9.- Motor turbocargado con válvula reguladora colocado del lado del compresor.

Las válvulas normalmente usadas pueden ser del tipo mariposa (fig.II-10) o de movimiento vertical (fig.II-11). Son operadas manualmente, por presión en el múltiple de admisión o por un servo motor (figs. II-12,13 y 14).

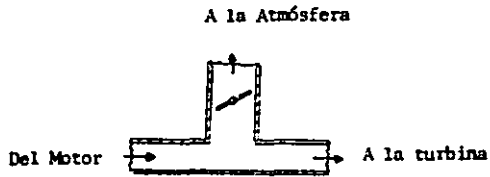


Fig.II-10.- Válvula de Mariposa.

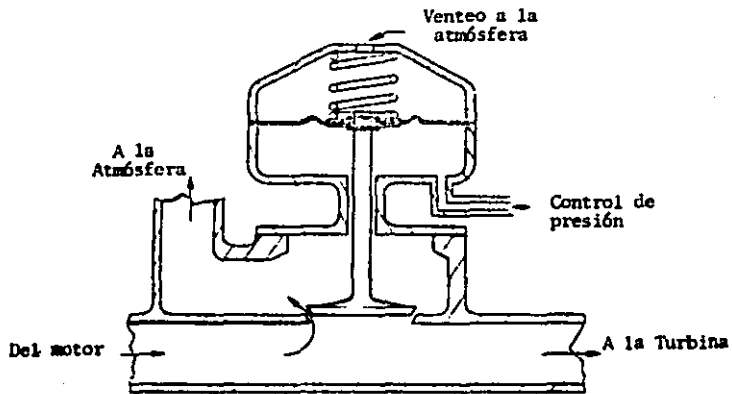


Fig. II-11.- Válvula de movimiento vertical..

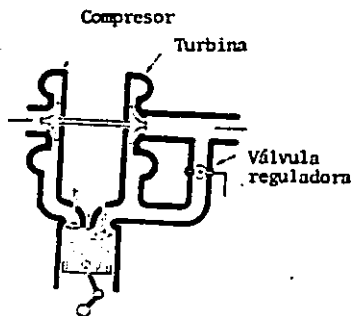


Fig. II-12.- Válvula Manual

Fig. II-13.- Válvula operada por presión en el múltiple de admisión.

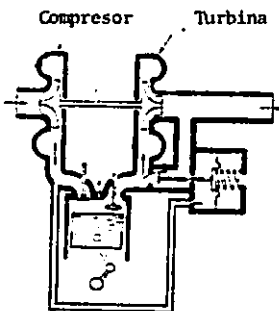
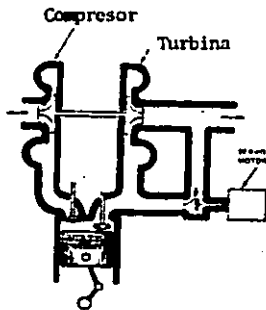


Fig. II-14.- Válvula operada por un servo motor.



El servo motor puede ser controlado manualmente o por sensores de velocidad del turbocargador, de relación de compresión, presión manométrica, presión absoluta, densidad o flujo de aire (veanse figs.11-15,16 y 17).

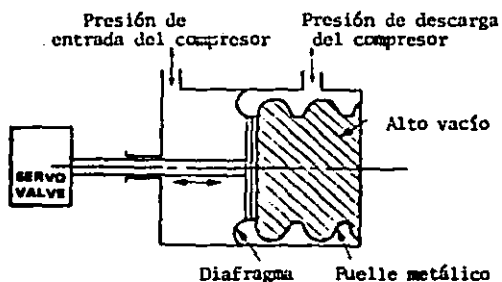


Fig.11-15.- Sensor de relación de presión

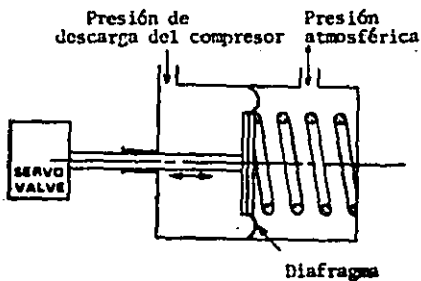


Fig.11-16.- Sensor de presión diferencial.

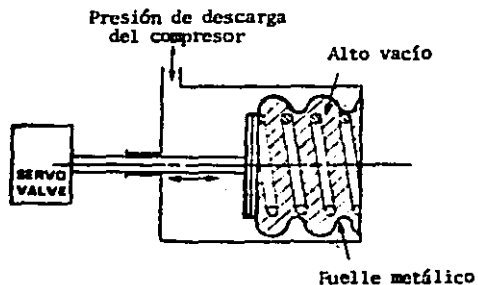


Fig.II-17.- Sensor de presión absoluta.

Si un motor equipado con un turbocargador es movido desde el nivel del mar a grandes alturas, la velocidad del turbocargador se incrementará si no es controlada. El sensor de relación de compresión previene contra este incremento de velocidad y permite al motor operar a grandes alturas sin realizar cambios en el motor o en el turbocargador.

El sensor de control de flujo (fig.II-18), detecta el flujo que entra al múltiple de admisión por medio de un venturi. Este tipo de control puede ser usado donde se requiera un máximo torque a una relativa baja velocidad (vehículos automotores). Es posible con este tipo de control, tener mayor presión de admisión a bajas y medias que a máximas velocidades del motor.

El método más común para controlar la velocidad del turbocargador es la combinación del sensor de presión manométrica en



el múltiple de admisión con una válvula de movimiento vertical. Esto es recomendable cuando las condiciones ambientales no son muy variables; cuando si lo son, es necesario utilizar un sensor de presión absoluta.

Muchos sistemas de este tipo usan la presión del múltiple de admisión para abrir la válvula forzando un resorte (fig.II-13). Un método mejor es en el que la presión del múltiple de admisión opera una pequeña válvula hidráulica que permite al aceite del motor fluir a través del servomecanismo y abrir la válvula (fig.II-19).

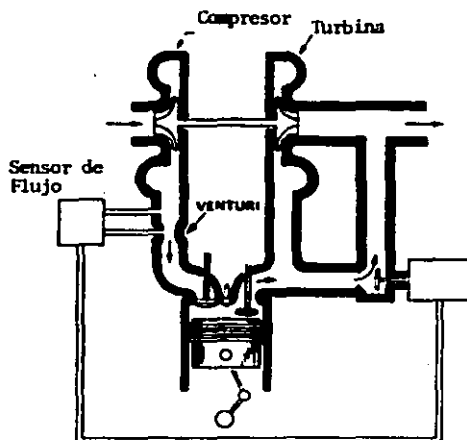


Fig.II-18.- Sensor de control de flujo.

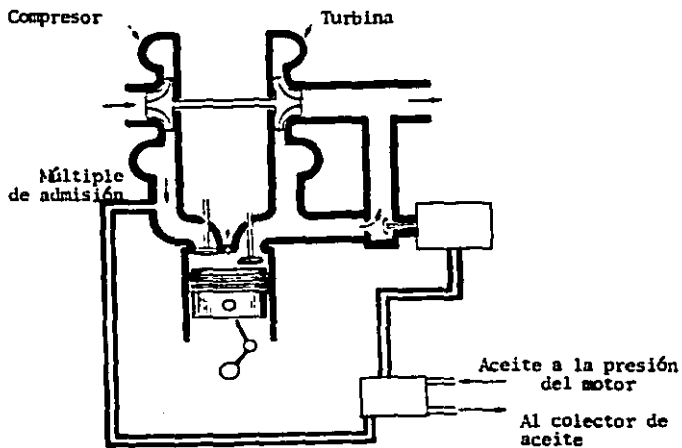


Fig.11-19.- Válvula operada hidráulicamente.

### III. ANALISIS COMPARATIVO Y DE COSTOS.

Para ver de una manera práctica el beneficio proporcionado por la utilización de turbocargadores en motores diesel, se realizó un análisis comparativo entre autobuses de pasajeros de los cuales unos contaban con motor diesel turbocargado y otros con motor aspirado naturalmente. Las características de cada motor se pueden ver en la siguiente tabla.

#### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

TABLA III-1

Motor (denominación en el mercado)	6-V-92	8-V-71 GMC
Tipo de admisión de aire	Turbocargado	Aspiración Natural
Desplazamiento Volumétrico	552 plg <sup>3</sup>	568 plg <sup>3</sup>
Potencia media al freno	335 HP (caballos de potencia) a 2,100 rpm	318 HP a 2,100 rpm
Torque	958 libras-pie a 1,200 rpm	800 libras-pie a 1,200 rpm
Relación de compresión	17 a 1	18.7 a 1
Dimensiones exteriores		
Largo	38 plg (96.5 cm)	47 plg (119.4 cm)
Ancho	38 plg (96.5 cm)	38 plg (96.5 cm)
Alto	48 plg (121.9cm)	48 plg (121.9 cm)
Peso neto	2,005 lb(909 Kg)	2,345 lb (1,064 Kg)
Relación peso potencia	5.99 lb (2.71Kg) HP	7.37 lb (3.35 Kg) HP
Cantidad de cilindros	6 en "V"	8 en "V"

#### III.1.- Consumo de combustible y lubricante.

El análisis que se presenta a continuación se hizo tomando al azar 10 autobuses con aspiración natural y 10 turbocargados, procediendo posteriormente a calcular rendimientos en kilómetros por litro de combustible y lubricante. Los -

datos obtenidos fueron los siguientes:

AUTOBUS CON MOTOR ASPIRADO NATURALMENTE Rendimiento (en Kilómetros por litro)		
Autobus No.	Combustible	Lubrificante
1	2.41	136.22
2	2.77	126.85
3	2.37	102.01
4	2.23	130.13
5	2.13	167.09
6	2.37	143.19
7	2.25	130.66
8	2.33	108.50
9	2.43	127.85
10	2.45	113.08
PROMEDIO	2.37	128.59

TABLA III-2A

AUTOBUS CON MOTOR TURBOCARGADO Rendimiento (en Kms/litro)		
AUTOBUS No.	Combustible	Lubrificante
1	2.45	223.20
2	2.21	118.49
3	2.31	136.91
4	2.52	218.64
5	2.69	337.55
6	2.54	247.34
7	2.61	126.99
8	2.63	270.24
9	2.63	157.16
10	1.71	477.62
PROMEDIO	2.53	231.41

TABLA III-2B

Si comparamos promedios de las dos tablas anteriores tendremos como resultado la siguiente tabla:

TABLA III-3

Tipo de Motor	Rendimiento (en Kms/litro)		Diferencia
	Turbocargado	Aspiración Natural	
Combustible	2.53	2.37	0.16
Lubricante	231.41	128.59	102.82

Considerando que se tiene un recorrido mensual de 7'186,313 kilómetros en toda la línea de autobuses y si todas las unidades fueran provistas con motor aspirado naturalmente, el consumo mensual sería:

CONSUMO MENSUAL (en litros)	
Combustible	3'032,200
Lubricante	55,886

TABLA III-4  
(Datos para motor de Aspiración Natural)

Mientras que siendo provistas con motor turbocargado, tendríamos un consumo mensual de:

CONSUMO MENSUAL (en litros)	
Combustible	2'840,440
Lubricante	31,055

TABLA III-5  
(Datos para motor Turbocargado)

En la tabla III-6 se comparan los datos de las dos anteriores pudiéndose notar que la diferencia en consumos existente entre ambos motores es bastante considerable. Si estas diferencias encontradas son expresadas en función del gasto que su adquisición implica, se obtendrá la tabla III-7.

TIPO DE MOTOR	CONSUMOS TOTALES (en litros)			
	Combustible		Lubricante	
	Mensual	Anual	Mensual	Anual
Aspiración Natural	3'032,200	36'386,400	55,886	670,632
Turbocargado	2'840,440	34'085,280	31,055	372,660
Diferencia	191,760	2'301,120	24,831	298,075

TABLA III-6

	Diferencia Anual (en litros)	Costo Diferencia (Moneda Nacional)
Combustible (\$241.00/litro)	2'301.120	554'569,920.00
Lubricante (\$1,500.00/lit.)	298,075	447'112,500.00
Diferencia TOTAL	- - -	1,001'682,420.00

TABLA III-7

De las dos tablas anteriores se puede decir que al emplear motores turbocargados se tendrá un ahorro de 2'301,120 litros de Combustible y 298,075 litros de Lubricante, mismos que representan un ahorro global de 1,001'682,420 pesos.

### III.2.- Datos referentes a la Potencia.

Como se puede observar en la tabla III-1, el motor de aspiración natural da 17 HP menos que el turbocargado y pesa - 340 lbs (155 Kys) por encima de él. Al ver la relación peso-

potencia, que proporciona un mejor punto de comparación, se nota que dicha relación es menor en el motor turbocargado; lo cual significa que este motor otorga más potencia con menos peso, dimensión y desplazamiento volumétrico que el motor aspirado naturalmente.

A pesar de que la relación peso-potencia encontrada es mayor en el motor con aspiración natural, ésta se puede incrementar aún más conforme se operen estos motores a mayores alturas, ya que los datos están dados para el nivel del mar.

Como se mencionó en el primer capítulo, el motor diesel quemaba combustible mezclado con aire para producir calor, dando como resultado cierta potencia a la salida del motor. Bajo condiciones de carga, el motor puede aspirar cerca de 15 Kgs. de aire para quemar un kilogramo de combustible. A nivel del mar el aire es 700 veces menos denso que el combustible, por lo tanto, el motor debe aspirar 10,500 veces el volumen de aire por uno de combustible. El resultado de esta relación de 10,500 a 1 (aire-combustible), es que las dimensiones, el peso y por consiguiente el costo de un motor diesel de aspiración natural, son determinadas por el volumen de aire que será aspirado en relación con la potencia requerida.

A grandes alturas o cuando la temperatura ambiental es alta, el aire es aún menos denso que a nivel del mar. Un peso

dado de aire a 3,000 metros de altura, ocupa una tercera -- parte más de volumen que lo que ocuparía a nivel del mar. - Es por esto que la aspiración natural en motores diesel es correcta a nivel del mar, pero no puede ser aspirado a grandes alturas el mismo peso de aire para una correcta combustión.

Lo anterior ocasiona que los motores diesel normalmente aspirados produzcan menos potencia, tengan menor eficiencia - térmica y produzcan más contaminación a grandes alturas que los turbocargados.

El límite de una aspiración volumétrica es alcanzado cuando el motor de aspiración natural ha sido llevado a su máxima velocidad práctica del pistón y a su máxima eficiencia de - aspiración volumétrica. El resultado de este límite del motor normalmente aspirado es que:

- Será necesario un desplazamiento diferente en el motor para producir cada promedio diferente de potencia.
- Cada tamaño diferente en el desplazamiento del motor, requiere de una inversión adicional para su fabricación.
- Mejoras en estos motores, tanto en diseño como en materiales, solamente producen un pequeño incremento en la eficiencia, por lo que la potencia aumenta insignifi--cantemente.

En contraste con lo anterior, un motor diesel con sistema - de sobrealimentación de aire (turbocargado) tiene mayor aspiración volumétrica.



El sistema de sobrealimentación de aire incrementa eficientemente y controla la densidad de la carga de aire que será aspirada por el motor. Con el incremento en la densidad del aire alimentado, el sistema de sobrealimentación permite a cada motor, con una capacidad de aspiración volumétrica determinada, incrementar el peso de aire y con eso quemar eficientemente más combustible, dando como resultado un incremento en la eficiencia térmica y en la potencia.

### III.3.- Costos relacionados con el Mantenimiento.

Dar un servicio de mantenimiento correctivo a un Turbocargador es algo que acarrea graves consecuencias económicas debido al costo tan elevado que los repuestos tienen en el mercado. La mejor forma de lograr un ahorro en este renglón, es reconstruir las partes dañadas en lugar de realizar una sustitución. En la siguiente tabla se pueden apreciar las diferencias existentes entre los costos de una pieza nueva y una reconstruida.

TABLA III-8

COSTO DE REPARACION DEL TURBOCARGADOR (Moneda Nacional)			
Parte	Pieza Reconstruida		Pieza Nueva
	Menor	Mayor	
Rueda compresor	87,914.00	107,350.00	266,900.00
Rueda turbina y flecha	135,826.00	143,962.00	497,352.00
Plato cojinete	53,110.00	62,150.00	74,031.00
Carcasa cojinetes	84,180.00	101,022.00	435,659.00
Carcasa compresor	99,892.00	109,158.00	347,755.00
Carcasa turbina	108,254.00	118,198.00	639,241.00
Piquete de ajuste	-	-	82,257.00
Turbocargador completo	-	641,840.00	3'009,446.00

En la tabla III-B donde se indica pieza reconstruida "Menor", esta es la reparación realizada al turbocargador cuando sus partes están en posibilidades de seguir operando pero el resultado de su utilización ya no es adecuado. Por otro lado, la reparación "Mayor" es la que se hará cuando todos los -- componentes del turbocargador o algunos, se encuentren en - un estado inoperante.

El realizar una reparación completa en un turbocargador, -- implicará un gasto máximo de 724,097.00 pesos, que sería la reparación mayor completa más el paquete de ajuste que tiene que ser nuevo. Considerando que esto es un gasto que no se haría en un motor aspirado naturalmente tendremos, entonces, este aspecto en contra de la instalación de un turbocargador en un motor.

A pesar de lo anterior, es conveniente tomar en cuenta que un turbocargador no falla por sí solo, es decir, fallará - en el caso de que se presenten problemas en la lubricación, ya sea por falta o por suciedad del aceite, así como por - objetos extraños que entren en cualquiera de las carcasas del turbocargador.

Hay que considerar que como el turbocargador es bastante - sensible a las situaciones antes citadas, causará proble-- mas mucho antes de que se presenten dentro del motor; de - tal manera que evitará un mantenimiento prematuro del mo-- tor. Es así, como se compensa el costo tan elevado que lle

va consigo la reconstrucción del Turbocargador.

#### IV. MANTENIMIENTO.

Como es sabido, un mantenimiento adecuado ayuda a lograr que un equipo opere en óptimas condiciones.

Un turbocargador es diseñado para que trabaje durante toda la vida del motor; sin embargo, abandono o un mantenimiento inapropiado puede acortar su vida útil.

Debido a la alta velocidad de rotación y a la alta temperatura alcanzada, el turbocargador se convierte en una parte bastante delicada del motor. Su balanceo, alineación, lubricación y la admisión de aire son factores críticos, es por eso que exigen un cuidado especial. Además, cuando un turbocargador falla, es importante tomar en cuenta que puede estar indicando un posible problema dentro del mismo motor.

La unidad de rotación (impulsor del compresor, eje y rueda de la turbina) gira a velocidades que van desde las 1,000 a las 130,000 rpm, por esto, un perfecto balanceo de todas las partes es crucial tanto en forma individual como en conjunto. El eje puede girar centrado con pequeños movimientos axiales y radiales. Algún problema de rotación del eje con respecto a los cojinetes puede ocurrir, pero esto no sucede sin causa alguna. Estas causas pueden ser problemas de lubricación, objetos extraños dentro de las carcasas o un balanceo inadecuado.

Un montaje defectuoso y ductos en mal estado o mal unidos, - pueden ocasionar fallas en el turbocargador. Cualquier contacto entre partes estacionarias y giratorias provocará rápidamente serios problemas, por lo que debe de existir precisión en todas las medidas.

Debido a la alta velocidad y a las elevadas temperaturas, es necesaria una alimentación constante de aceite limpio en todas las partes en movimiento. Con el motor operando bajo carga, una alimentación insuficiente de aceite en cualquier punto por un periodo de tiempo corto, puede provocar serios daños.

El 80% de todas las fallas de los turbocargadores son ocasionadas por falta de lubricación, contaminación del lubricante o por objetos extraños; el 20% restante de las fallas, resultan de montajes y ensamblajes inapropiados, así como de altas temperaturas de escape y defectos de manufactura.

Cada problema parte de un origen y tiene su propia forma de distinguirlo de acuerdo con los síntomas o indicios de las partes dañadas, lo que ayuda al mantenimiento correctivo. Si únicamente se reemplaza la unidad que ha fallado por una nueva, puede llevar a que se repita el mismo problema y posiblemente a más serios riesgos para la máquina. Es por esto, que se debe de realizar un análisis cuidadoso del problema presentado.

#### IV.1.- Lubricación.

El aceite juega una parte importante en la vida de un turbocargador, ya que ofrece las tres principales funciones de la lubricación; éstas son: lubricar, enfriar y limpiar.

El aceite, a la presión del motor, es enviado al turbocargador a través de una tubería que se extiende desde el bloque de cilindros hasta la parte superior del alojamiento central (fig.IV-1). El aceite fluye a través de los pasajes hasta -- los cojinetes flotantes y a los platos de empuje. Después de pasar por los puntos principales, el aceite es drenado a la cámara más baja del alojamiento y retorna por gravedad al mo tor.

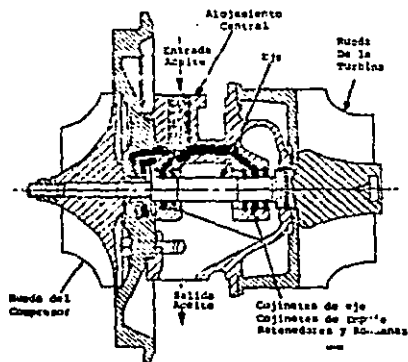


Fig.IV-1.- Flujo de aceite en el Turbocargador.

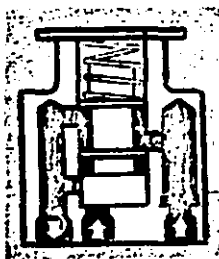
El filtrado del aceite se realiza por medio de filtros colocados antes del motor que permiten el paso de únicamente -- partículas muy pequeñas (el tamaño máximo es de 30 micrones). Si el turbocargador llega a operar con aceite sucio, su vida se puede contar en horas.

Si se tiene duda en cuanto a la cantidad de lubricante que está circulando por el turbocargador, es necesario, si no se tiene manómetro, desconectar la línea de conducción de aceite y medir el caudal entregado. Para un turbocargador de 3 plg.(7.62 cms.) de diámetro, se requieren 2 litros por minuto de lubricante, mientras que para turbocargadores de 3.5 plgs.(8.89 cms.) y 4 plgs.(10.16 cms.) de diámetro, se requieren 4 litros por minuto aproximadamente.

Una tubería de  $\frac{1}{2}$  de plg.(6.35 cms.) de diámetro interno, deberá ser usada en la alimentación de aceite para el turbocargador de 3 plgs. de diámetro, mientras que para los de 3.5 y 4 plgs. de diámetro, será necesario colocar una tubería de  $\frac{5}{16}$  de pulgada (7.93 mm) de diámetro interno. Estas medidas son adecuadas si el motor trabaja en caliente con un mínimo de 30 lb/plg<sup>2</sup> de presión. Si la viscosidad del aceite es muy alta para las condiciones ambientales, este no fluirá adecuadamente hacia el turbocargador cuando el motor sea puesto en marcha.

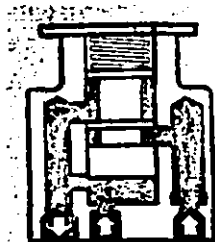
Si el motor es arrancado y operado bajo carga antes de que el aceite llegue hasta el turbocargador, los cojinetes pueden

atascarse en pocos minutos. Este mismo daño se puede ocasionar si antes de apagar el motor no lo mantenemos operando -- sin carga durante el tiempo necesario para que todas las partes se enfrien, esto es debido a que al estar el motor sin funcionar, el aceite no fluye y sin embargo el ensamblaje -- del turbocargador sigue girando. Para evitar al máximo este problema, se puede colocar un aditamento en la tubería de alimentación de aceite al turbocargador justo arriba de él, -- que permite el paso del aceite sin filtrar directamente desde la bomba de aceite para ayudar al enfriamiento del eje g<sub>i</sub> ratorio en el momento que el motor es apagado (vease fig.IV-2).



Al turbo- Del De la  
cargador filtro bomba

Arranque inicial



Al turbo- Del De la  
cargador filtro bomba

Operación Normal

Fig.IV-2.- Válvula controladora de la lubricación del turbocargador.



Un turbocargador trabajando a la velocidad de diseño, incrementa cerca de 80°F (26.6°C) la temperatura del aceite conforme pase a través de los cojinetes. Debido a que un vehículo de pasajeros trabaja con cargas pequeñas, esta temperatura adicional ocurre solo ocasionalmente y el aceite no trabaja más caliente de lo que lo haría en un motor aspirado naturalmente. Esto no ocurre en autobuses de pasajeros, ya que en éstos el turbocargador opera durante largos períodos. En este tipo de vehículos se recomienda instalar un termómetro para el aceite, para vigilar constantemente la temperatura y evitar que el aceite se sobrecaliente. Debido a que la temperatura normalmente pasa de los 200°F (93°C), es necesario contar con un enfriador de aceite en el motor.

Un turbocargador lubricado con aceite limpio y a la presión del motor, puede trabajar por muchos años sin un desgaste visible en los puntos principales. Por el contrario, si no se suministra aceite en la cantidad y con la limpieza requerida, se reducirá considerablemente el período de duración de la unidad.

#### IV.2.- Causas más comunes de Fallas en el Turbocargador.

##### IV.2.1.- Falta de Lubricación.

Muchas fallas son atribuidas a la falta de lubricación. El lubricante fluye a través de los cojinetes enfriando y limpiando sus superficies. El eje y los cojinetes flotan sobre

una película de aceite, debiendo ser suficiente para que el eje pueda girar adecuadamente.

Restricciones en el sistema de admisión de aire del motor - también pueden crear problemas de lubricación. Una restricción en este sistema puede provocar un vacío a la entrada - del compresor, forzando aceite de la carcasa de cojinetes - hacia la carcasa del compresor.

La falta de lubricación afecta directamente al movimiento - del eje y daña a los cojinetes. Una vez que el eje se encuentra inestable y girando descentrado, pueden ocurrir problemas secundarios. Estos pueden ser: Contacto de las ruedas - con las carcasas, flambeo o rotura del eje y destrucción de sellos.

El rango normal de temperatura de operación del eje y de los cojinetes es de 180°F (82.2°C) a 248°F (120°C). En la ausencia de aceite lubricante, hay una transferencia de calor inmediata desde la rueda de la turbina. Esta entrada de calor combinada con el calor producido por la fricción del cojinete, causa que la temperatura del eje suba a aproximadamente 1,000°F (537.8°C), quemando el poco aceite existente y provocando una decoloración en la flecha. Además, el cojinete es severamente sobrecalentado ocasionando que ocurra desgaste. Al fallar el cojinete provoca que los álabes, tanto de la - turbina como del compresor, rosen con las paredes de las carcasas.

Es esencial que en todo momento una cantidad suficiente de a ceite fluya a través del turbocargador, para asegurar una es tabilización y suspensión de los cojinetes flotantes y para continuar realizando la transferencia de calor de la unidad móvil, para así mantener las temperaturas internas dentro de los límites de trabajo.

Un flujo intermitente de aceite puede ocasionar la acumula-- ción de barniz en las superficies internas del turbocargador, ya que los componentes volátiles del aceite se evaporan debi do a las altas temperaturas. Esta formación de barniz causa eventuales fallas en sellos y sólo puede ser corregida con - la sustitución de la rueda de la turbina y el eje.

#### IV.2.2.- Lubricante Contaminado.

Suciedad o materia extraña en el aceite lubricante rayará y desgastará los cojinetes causando eventualmente los mismos - daños que provocaría la falta de lubricación, tales como des gaste de los cojinetes con posteriores daños en ruedas por - contacto en las carcasas, doblando o rompiendo el eje o des- truyendo sellos. Los contaminantes pueden obstruir los pasa- jes internos del aceite y crear también fallas de falta de - lubricante.

Una manera de que la suciedad y las partículas extrañas lle- guen hasta el turbocargador, es cuando en un filtro con vál- vula de seguridad, el papel se tapa completamente y permite

que la válvula se abra automáticamente ocasionando que pase el aceite sin filtrar. Esto ocurre únicamente si el filtro - no es cambiado a tiempo y, por lo tanto, el aceite sucio circulará a través de todo el motor. Si los cojinetes presentan algún daño debido a contaminación en el aceite y el filtro a caba de ser sustituido, será necesario revisar la válvula de seguridad por algún posible mal funcionamiento.

La contaminación en el aceite lubricante provoca ciertas escoriaciones y desgaste en la flecha y los cojinetes. Si las partículas extrañas son metálicas, se pueden incrustar en ellos.

#### IV.2.3.- Objetos extraños en la admisión de aire o en el escape.

Un mantenimiento inadecuado del purificador de aire puede - permitir la entrada de objetos extraños tales como tierra o arena a la carcasa del compresor, provocando con esto erosión en los álabes.

Algún material suelto dentro del motor como pueden ser pedazos de válvula, pistón o anillos, causan serios daños a los álabes de la turbina.

En algunos casos, las carcasas pueden ser gravemente dañadas por objetos extraños, provocando ciertas rayaduras o agrietamientos; sin embargo, estas grietas pueden ser también deb'

do a tensiones internas del propio material.

#### IV.2.4.- Alta Temperatura de Escape.

Una excesiva temperatura en el sistema de escape puede ocasionar depósitos de carbón en la turbina y en la carcasa, - así como también crear picaduras.

La alta temperatura, en algunos casos, erosiona la carcasa y la deforma.

El incremento en la temperatura puede ser provocada por:

- Bomba de inyección o inyectores en mal estado.
- Aire insuficiente en la admisión.
- Restricciones en el escape de gases.
- Enfriador de aire obstruido.

#### IV.2.5.- Exceso de Velocidad.

Si no se tiene el cuidado de elegir el turbocargador adecuado para el motor, se puede presentar un sobregiro en el conjunto rotatorio dando como resultado daños serios en los cojinetes. Además, se puede llegar a una distorsión o erosión en la rueda de la turbina.

#### IV.2.6.- Falla de Material o Montaje.

Si no existe evidencia de daño por falta o por contaminación de aceite, objetos extraños o alta temperatura de escape, se

debe de pensar en una posible falla de material o instalación inadecuada.

Aunque este tipo de fallas es muy poco común, una correcta identificación puede ayudar a reducir el tiempo de inspección.

Debido a los esfuerzos bajo los que opera un turbocargador, - es necesario realizar un montaje preciso tanto en partes nuevas como reconstruidas.

IV.3.- Problemas relacionados con el Turbocargador  
y su posible solución.

SINTOMA	CAUSA	SOLUCION
Falta Potencia en Motor	Ducto de aire desde el compresor al múltiple de admisión obstruido.	Remover la obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Falta Potencia en Motor	Ducto de aire desde el compresor al múltiple de admisión con fuga.	Ajustar abrazaderas o reemplazar sellos.
Falta Potencia en Motor	Fuga en el ducto que va desde el múltiple de escape a la turbina.	Reemplazar sellos o ajustar abrazaderas.
Falta Potencia en Motor	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar la fuga.
Humo Negro en el Escape	Ducto de admisión de aire obstruido	Remover la obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Humo Negro en el Escape	Ducto de aire desde el compresor al múltiple de admisión con fuga.	Ajustar abrazaderas o reemplazar sellos.
Humo Negro en el Escape	Fuga en el ducto que va desde el múltiple de escape a la turbina.	Reemplazar sellos o ajustar abrazaderas.

(continuación)

Humo Negro en Escape	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar la fuga.
Humo Azul en Escape	Ducto de admisión al compresor obstruido.	Remover obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Humo Azul en Escape	Ducto de aire desde el compresor al múltiple de admisión con fuga.	Ajustar abrazaderas o reemplazar sellos.
Humo Azul en Escape	Línea del dren de aceite del turbocargador obstruida.	Remover obstrucción o cambiar la línea.
Humo Azul en Escape	Carcasa central del turbocargador con lodo o carbón.	Cambiar aceite y filtro del motor y reparar el turbocargador si es necesario.
Humo Azul en Escape	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar la fuga.
Excesivo Consumo de Aceite	Ducto de admisión al compresor obstruido.	Remover obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Excesivo Consumo de Aceite	Ducto de aire desde el compresor al múltiple de admisión con fuga.	Ajustar abrazaderas o reemplazar sellos.
Excesivo Consumo de Aceite	Línea del dren de aceite del turbocargador obstruida.	Remover obstrucción o cambiar la línea.



(continuación)

Excesivo Consumo de Aceite	Carcasa central del turbocargador con lodo o carbón.	Cambiar aceite y filtro del motor y reparar el turbocargador si es necesario.
Excesivo Consumo de Aceite	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar fuga.
Ruido en el Turbocargador	Ducto de admisión de aire obstruido.	Remover la obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Ruido en el Turbocargador	Ducto de admisión de aire con fuga.	Ajustar abrazaderas o reemplazar sellos.
Ruido en el Turbocargador	Fuga en el ducto de entrada o salida de la turbina.	Reemplazar empaques o ajustar abrazaderas.
Ruido en el Turbocargador	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar fuga.
Sonido Cíclico del Turbocargador	Ducto de admisión al compresor obstruido.	Remover obstrucción o reemplazar partes dañadas.
Sonido Cíclico del Turbocargador	Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.	Limpiar y eliminar fuga.
Exceso de Aceite en el extremo del Compresor	Ducto de admisión al compresor obstruido.	Remover obstrucción o reemplazar partes dañadas.

(continuación)

Exceso de Aceite en el extremo del Compresor

Fuga en el ducto que va desde el múltiple de escape a la turbina.

Reemplazar sellos o ajustar abrazaderas.

Exceso de Aceite en el extremo del Compresor

Excesiva acumulación de suciedad en el compresor o de carbón detrás de la rueda de la turbina.

Limpiar y eliminar fuga.

Exceso de Aceite en el extremo del Compresor y/o Turbina

Línea del dren de aceite del turbocargador obstruida.

Remover obstrucción o cambiar la línea.

Exceso de Aceite en el extremo del Compresor y/o Turbina

Carcasa central del turbocargador con lodo o carbón.

Cambiar aceite y filtro del motor y reparar el turbocargador si es necesario.

## V. JUSTIFICACION.

### V.1.- Beneficios que el Turbocargador Proporciona.

#### V.1.1.- Disminución del Ruido.

Una de las ventajas más amables de la sobrealimentación, es la de reducir generalmente los ruidos en forma considerable. En efecto, ocurre que al tener que pasar las ondas de presión por el rodete de la turbina y dejar en él gran parte de la energía, quedan a la salida con un nivel de ruido muy inferior al que ofrecen a la salida de los silenciadores comunes, especialmente a altas cargas. Sin embargo, el paso de los álabes de la turbina ante la boca de salida tiene como consecuencia la producción de una pulsación cuya frecuencia es fácil de determinar; por ejemplo, si se tiene un rotor con régimen de giro de 60,000 rpm ( $n$ ) y con 10 álabes ( $a$ ), sabiendo que la frecuencia ( $f$ ) es igual a :

$$f = \frac{(n) (a)}{60}$$

y está dada en radianes por segundo (rad/seg), tendremos que se producirá un ruido semejante al de la sirena de una ambulancia con una frecuencia de 10,000 rad/seg. Cuando el régimen de giro cambie por alguna razón, cambiará también la frecuencia de manera proporcional. Si el estado de carga se modifica y con él el de régimen, la turbina irá a buscar su nuevo equilibrio lanzando la típica escala de sonidos de "sirena".

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

En la tabla V-1 se pueden ver datos obtenidos al realizar la medición del ruido en un autobús para pasajeros foráneo con motor diesel turbocargado y en otro con motor de aspiración natural.

	Nivel de Ruido (en decibeles)	
	Prueba Estática	Prueba Dinámica
Autobus con Motor turbocargado	102	83
Autobus con Motor de Aspiración Natural	109	88
Diferencia	7	5

TABLA V-1  
Nivel del ruido en autobuses para pasajeros

Como se puede observar en la tabla anterior, el ruido es reducido significativamente por el turbocargador.

### V.1.2.- La Combustión.

Los productos de la combustión son compuestos de los elementos del combustible y del oxidante.

En la oxidación de un hidrocarburo (éstos son los combustibles más usados), tanto la cinética como el equilibrio favorecen la oxidación del carbono (C) a su monóxido (CO) como la primera reacción, luego la oxidación del hidrógeno (H) a agua (H<sub>2</sub>O), seguida por la oxidación nueva del carbón del monóxido al bióxido (CO<sub>2</sub>). La oxidación completa solo produce CO<sub>2</sub>. A la combustión con baja relación de oxidante/combustible se le conoce como mezcla rica, es decir, que es rica en combustible. Por tanto, una mezcla rica promueve la formación del principal contaminante de un combustible fósil, monóxido de carbono. Una mezcla pobre, es decir, oxidante excesivo o combustible deficiente, tiende a promover la formación de óxidos de nitrógeno (cuando el aire es el oxidante), contaminantes menos abundantes pero más dañinos.

Una relación estequiométricamente correcta de combustible/oxidante es aquella apenas con suficiente oxidante para quemar todo el combustible hasta su terminación.

Además de los compuestos anteriormente señalados, también son arrojados a la atmósfera hidrocarburos (HC) sin quemar. Dependiendo éste de la combustión.

### La combustión en el motor.

Cerca del fin de la carrera de compresión, el combustible líquido es inyectado en la cámara de combustión. El inyector recibe el combustible a una presión muy alta para producir una inyección rápida con chorros a alta velocidad. En la fig.V-1 se puede ver un diagrama indicador de la presión en los diferentes ángulos del cigüeñal del motor. Además, en la misma fig. hay varios pasos de la combustión, no distintamente separados:

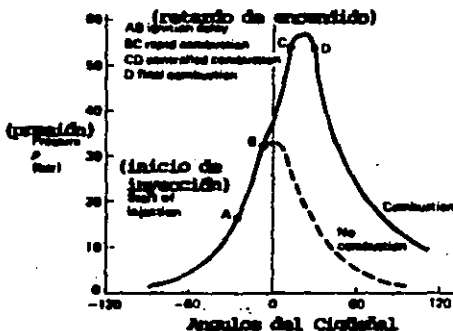


Fig. V-1.- Diagrama técnico indicador de un motor de encendido por compresión.

- a).- Retardo de encendido, AB. Después de la inyección hay inicialmente una desviación no aparente del ciclo sin combustión. Durante este período el combustible es rociado siendo vaporizado y mezclado con aire. Las reacciones químicas estarán iniciando, - aunque lentamente.

- b).- Combustión rápida, BC. Un incremento muy rápido en la presión será causado por el encendido de la mezcla aire/combustible preparada durante el periodo de retardo de encendido.
- c).- Combustión controlada, CB. Una combustión ocurre a una relación determinada por la preparación de una mezcla fresca de aire/combustible.
- d).- Combustión final, D. Como en la combustión controlada la relación de combustión es gobernada por di fusión hasta que todo el combustible o aire es uti lizado.

El periodo de combustión rápida puede producir el característico "golpeteo diesel". Esto es causado por el repentino incremento de presión debido a que el encendido del combustible ocurre muy lento. Para un combustible y un motor dados, el "golpeteo diesel" puede ser reducido evitando la inyección de mucho combustible en forma muy rápida.

#### Características del combustible diesel.

La característica más importante del diesel es el número cetano, ya que indica que tan fácil el combustible se enciende. En la tabla Y-2 se pueden observar las propiedades del diesel utilizado en vehículos automotrices.

El punto de inflamación, que muestra la tabla, es la temperatura a la cual el líquido tiene que ser calentado para vaporizarse y poder formar una mezcla combustible con aire a la

presión atmosférica. Ya que el punto de inflamación del diesel es mínimo de 55°C, ésto lo hace un combustible seguro en el almacenaje.

Tabla V-2  
Especificaciones del Diesel  
utilizado en vehículos automotrices

Propiedad	
Viscosidad cinemática a 37.8°C (centistokes)	min. 1.6 max. 6.0
Número cetano	min. 50
Residuo de carbón Ramsbottom por ciento por masa en 10% residuo	max. 0.2
Destilación, recuperado a 357°C, por ciento en volumen	min. 90
Punto de inflamación °C	min. 55
Contenido de agua, por ciento de volumen	max. 0.05
Sedimentos, porcentaje de masa	max. 0.01
Ceniza, porcentaje de masa	max. 0.01
Azufre	max. 0.5
Punto de corrosión de cobre	max. 1

El diesel se compone de la siguiente manera: Una escala de 0 a 100 es construida para asignar un valor de 0 a  $\alpha$ -metil naftaleno ( $C_{10}H_7CH_3$ ), un compuesto nafténico con pobres cualidades de encendido), y un valor de 100 a n-cetano ( $C_{16}H_{34}$ ).



una cadena alqueno pura con buenas cualidades de encendido). Un combustible de cetano 65 tendría retardo de encendido equivalente a esa mezcla de 65% de n-cetano y 35% de  $\alpha$ -metilnaftaleno por volumen.

#### Productos de la combustión.

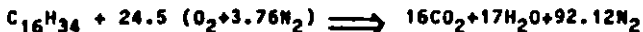
Considerando que el combustible diesel tiene un número cetano 65 y tomando en cuenta que los números molares son 12 y 1 para el carbón y el hidrógeno respectivamente, tenemos:

Sustancia	Masa (m) Kg	Masa molar (M) Kg	No. de Kmols (m/M)
$C_{16}H_{34}$	0.65	$(16 \times 12) + (34 \times 1)$	0.002876
$C_{10}H_7CH_3$	0.35	$(10 \times 12) + (7 \times 1) + (1 \times 12) + (3 \times 1)$	0.0024647

El aire es considerado nominalmente 21% oxígeno ( $O_2$ ) y 79% nitrógeno ( $N_2$ ). Hay aproximadamente 3.76 moles de  $N_2$  por mol de  $O_2$ . La reacción estequiométrica en términos de Kmols y teniendo como productos de la combustión  $CO_2$  y  $H_2O$ , será:



$$x = 24.5$$



$$1 \text{ Kmol de combustible} : 24.5 (1 + 3.76) \text{ Kmols de aire}$$

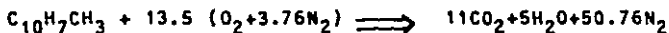
Relación aire/combustible

$$1 : 116.62$$

de la misma manera,



$$x = 13.5$$



1 Kmól de combustible : 64.26 Kmóls de aire

Relación aire/combustible

$$1 : 64.26$$

Tendremos entonces:

Sustancia	Kmól de combustible	Relación molar aire/combustible	Kmóls de aire
$C_{16}H_{34}$	0.002876	116.62 : 1	0.3354
$C_{10}H_7CH_3$	0.0024647	64.26 : 1	0.1584
Total			0.4938

Considerando que se ha tomado 0.65 de  $C_{16}H_{34}$  y 0.35 de

$C_{10}H_7CH_3$  como cantidades de masa, nos dará ésto que se tiene

1 kg de combustible, así :

$$1 \text{ Kg combustible} : 0.4938 \text{ Kmóls de aire}$$

Como se sabe que el aire tiene la relación de 28.96 Kg/kmól

$$1 \text{ Kg combustible} : 0.4938 \text{ Kmóls aire} \times 28.96 \text{ Kg/Kmól}$$

$$1 \text{ Kg combustible} : 14.3 \text{ Kg de aire}$$

La relación combustible aire será:

$$1 : 14.3$$

Como el rendimiento volumétrico varía mucho al variar las revoluciones del motor, y por lo tanto la cantidad de aire admitido, es muy difícil lograr una reacción estequiométricamente correcta. Debido a ésto siempre se tiene exceso de combustible o falta de aire en la combustión.

Si se tiene una reacción del mismo combustible pero con aire teórico del 80%, es decir, 20% menos que en el caso anterior, se tendrá ahora que los productos de la combustión son  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}$ . Esto se puede apreciar al realizar el balanceo de las ecuaciones:

Reacción del cetano:



como se considera un 80% de aire tenemos que

$$x = (24.5)(0.8) = 19.6$$



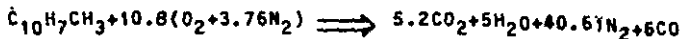
La relación combustible/aire es:

$$1 : 93.29$$

Reacción del metilnaftaleno:



$$x = (13.5)(0.8) = 10.8$$



La relación combustible/aire es:

$$1 : 51.41$$

Considerando la misma relación de cetano-metilnaftaleno (65/35) tendremos:

Sustancia	Kmol de combustible	Relación molar aire/combustible	Kmols de aire
$C_{16}H_{34}$	0.002876	93.29 : 1	0.2683
$C_{10}H_7CH_3$	0.0024647	51.41 : 1	0.1267
Total			0.395

De lo anterior se tiene que:

1 Kg de combustible : 0.395 Kmols de aire

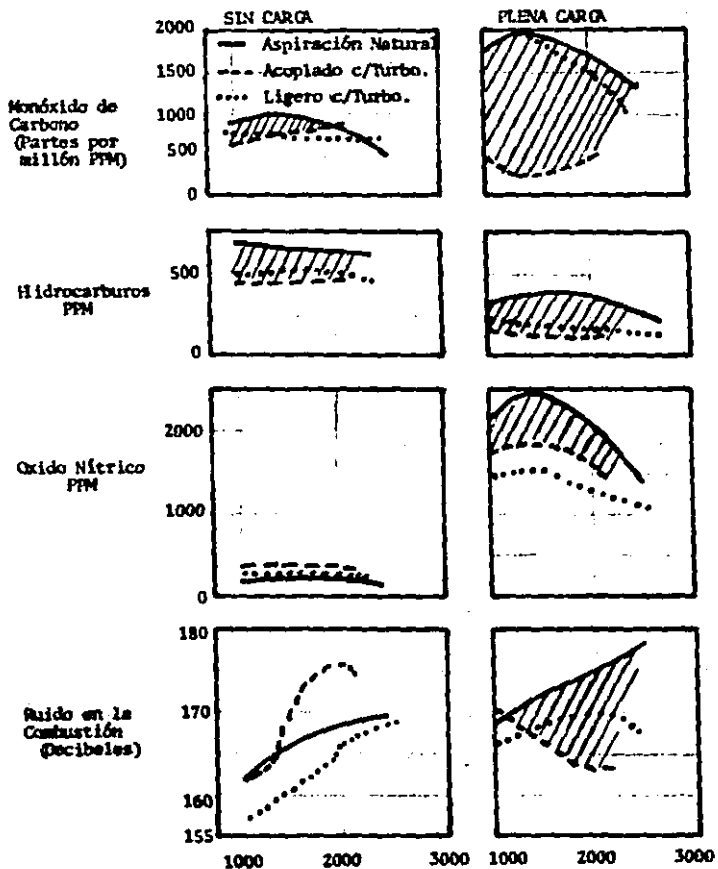
1 Kg de combustible : 11.42 Kg de aire

La nueva relación combustible/ aire será:

1 : 11.42

Como se puede observar en los datos obtenidos, conforme la cantidad de aire disminuye en una combustión se tendrá un aumento en el CO dentro de los productos de la combustión.

El turbocargador precisamente trata de agregar el aire necesario al motor para poder reducir al máximo los gases resultantes de una mala combustión. El efecto del turbocargador en los gases de escape se ve en la fig. V-2.



 Reducción debido al acoplamiento del Turbocargador

Fig.-V-2.- Características de emisiones y ruido en la combustión en función de la velocidad del motor.

V.1.3.- El efecto de la altura.

De la energía producida por el motor un 25% es usada en enfriar, otro 25% es convertida en trabajo a través del cigüeñal y el 50% restante es arrojada por el escape. Un turbocompresor utiliza parte de esta energía arrojada por el escape para mover su compresor.

Debido al incremento de la densidad en el aire admitido con la ayuda del compresor, el sistema de admisión permite a cada motor con su propia capacidad de aspiración volumétrica, tomar mayor cantidad de aire para de esta forma mejorar el consumo específico de combustible así como incrementar la eficiencia térmica, representando ésto la recuperación de energía dada por el aprovechamiento de los gases de escape.

Al reducirse la densidad del aire atmosférico conforme la altura se incrementa, la turbina recibe menos resistencia y gira a mayor velocidad (aproximadamente un 2% más por cada 300 metros de altura) buscando un nuevo punto de equilibrio. Debido a este aumento en la rotación, el compresor incrementa la presión del aire admitido compensando las pérdidas ocasionadas por la reducción en la densidad. Dicho de otro modo, la sobrealimentación hace al motor menos sensible al efecto de la altura (vease figura V-3).

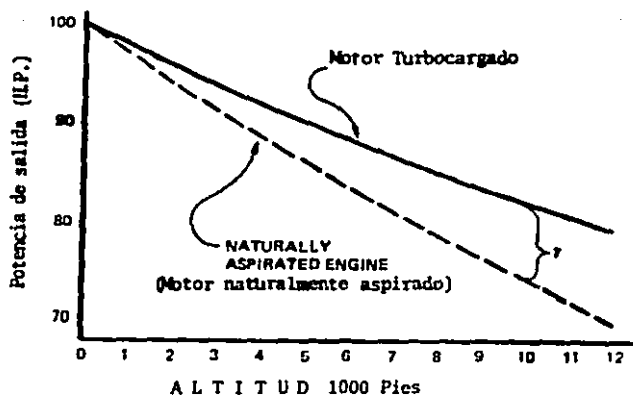


Fig.V-3.- Gráfica comparativa a varias altitudes.

## V.2.- Limitaciones.

Al sobrealimentar un motor y obtener potencias específicas elevadas, aumentan las fuerzas que debe de transmitir el mecanismo motor y las temperaturas. Si el motor empleado está escasamente dimensionado para transmitir un par dado, cuando la sobrealimentación multiplique ese valor, todo tendrá que ser reforzado o redimensionado según las nuevas exigencias.

Las temperaturas máximas que puede resistir un motor común son las siguientes:

Parte de Motor	Temperatura Límite	
	(°F)	(°C)
Alabes de turbina	1,202	650
Asientos de válvula de escape	1,292	700

	°F	°C
Punta de tobera de inyector	428	220
Pared de cámara de culata	482	250
Cabeza de pistón	572	300
Cuerpo de pistón en el primer anillo	410	210

Es recomendable nunca alcanzar éstas temperaturas; sin embargo, debido a que la carga térmica produce tensiones y pérdidas de dureza y resistencia, es posible que no se alcancen los límites señalados y que con el tiempo aparezcan grietas, desgastes o perforaciones en el motor.

El compresor centrífugo trabaja dentro de rangos grandes o chicos. La amplitud del rango es tomada, según la fig.V-4, - desde la curva de bombeo hasta la línea de 60% de eficiencia. En la fig.V-5 se ven ejemplos de compresores con rangos angostos, normales y anchos.

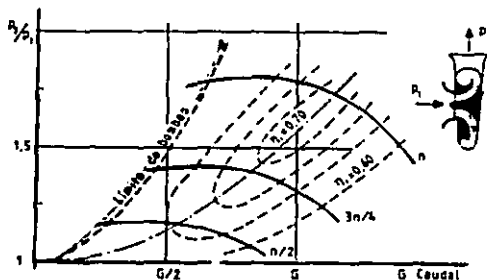


Fig.V-4.- Curvas características del compresor centrífugo.



El área de bombeo, en el lado izquierdo de las gráficas, es una región de presión y flujo donde el compresor es inestable. Esta inestabilidad se debe a que al disminuir el caudal se necesita menos potencia, pero como las pérdidas crecen, su compensación exige más potencia creando un funcionamiento inseguro. Nunca se debe de escoger la zona de bombeo para trabajar, en cambio siempre se debe de elegir la región de mayor estabilidad y de mínimas pérdidas que es la localizada entre la línea de bombeo y la de 60% de eficiencia.

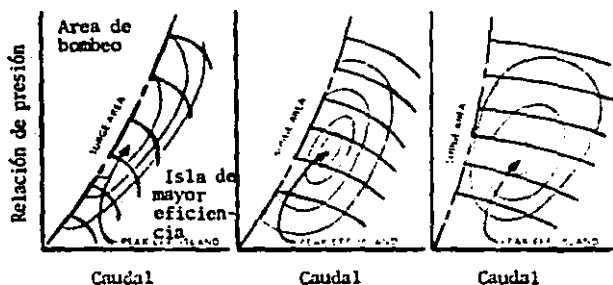


Fig.V-5.- Diferentes rangos de operación de un compresor centrífugo.

Las turbinas por su parte, admiten un gasto o caudal límite y, por lo tanto, se debe de trabajar lejos de él (fig.V-6). Al subir el régimen de giro, sube también el salto de presiones y el térmico, pero la velocidad de rotación también tiene su límite impuesto por la resistencia mecánica de las piezas, al igual que ocurre con los compresores.

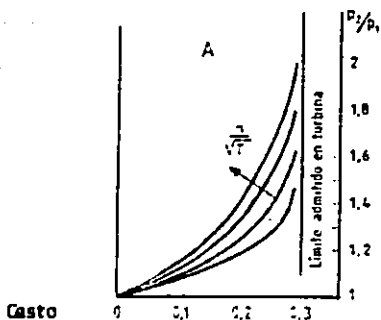


Fig.V-6.- Curvas características que definen una turbina

Otro límite muy importante en las turbinas es el impuesto por la temperatura de los gases, ya que si el compresor trabaja con aire ahora son los gases procedentes de la combustión, más o menos expansionados pero todavía a aproximadamente  $600^{\circ}\text{C}$  ( $1,112^{\circ}\text{F}$ ) los que han de alimentar a la turbina. Esos gases además de calientes son todavía oxidantes y lo que es peor, provocan sedimentos de carbón en los álabes con lo que crean resistencias mayores y desequilibrio en las piezas.

### V.3.- Recomendaciones.

#### V.3.1.- Adaptación del Turbocargador al Motor.

El motor adecuado para automoción (automóvil, camión, autobús, etc.), es el de potencia constante, es decir, aquel en el que el par crece al disminuir la velocidad.

Para conseguir los mejores resultados, es necesario lograr el par máximo hacia el 65% de las revoluciones del motor - (vease fig. V-7). Como lo muestra la figura anterior, es factible que en un motor normalmente aspirado ocurra una caída de par a pleno régimen de giro del 6 al 8%. Si el grupo turbocargador se ajusta para dar el óptimo resultado al 100% del régimen, tendremos la curva "S" totalmente inadecuada para automoción.

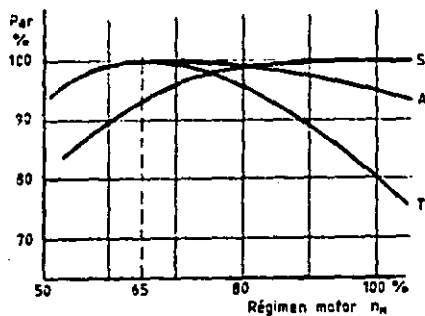


Fig.V-7.- Acoplamiento motor-turbocargador en el caso de automoción.

Es necesario lograr la curva "T" y eso se puede lograr de diversas maneras:

Lo primero es acoplar adecuadamente el turbocargador al motor, de modo que el punto óptimo sea precisamente el del 65% de régimen de giro, con lo que a pleno régimen el rendimiento conjunto cae y se obtiene la caída de par adecuada.

La segunda forma consiste, como se vió en el capítulo segundo, en disponer de una válvula de corto circuito que a alto régimen derive parte del aire aspirado hacia el escape, evitando así las altas presiones de admisión en esos regímenes. Este método permite graduar sin limitaciones la curva de par pero a costa del rendimiento, ya que no entra rá el aire requerido por el compresor.

El mejor sistema consiste en montar turbinas de geometría variable pero resultaría muy costoso.

Por último, algo que se ha empleado con buenos resultados, es disponer de un compresor de lóbulos acoplado en serie - con el compresor del turbocargador para dar el aire necesario (este sistema se ve en la fig. V-8).

Para determinar si un acoplamiento entre motor y turbocargador es el adecuado, es necesario determinar las líneas de plena carga a distintos regímenes y de un régimen a distintas cargas del motor. Si las líneas se adecúan a los requerimientos y aprovechando las zonas de rendimientos óptimos del turbocarga-

dor, se puede considerar que existe un buen acoplamiento. Si no fuese así, tendríamos que probar con una turbina o turbocargador de diferente tamaño.

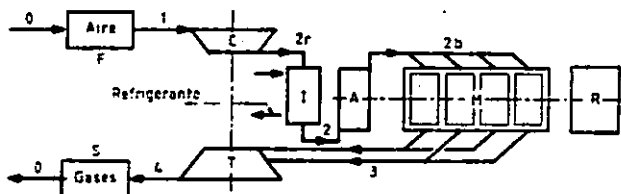


Fig.V-8.- Compresor de lóbulos en serie con el compresor del turbocargador.

F	Filtro	M	Motor
C	Compresor	R	Trabajo
I	Intercambiador de calor	S	Silenciador
A	Compresor de Lóbulos	T	Turbina

En la fig. V-9-1 se tiene un buen acoplamiento. El gasto  $G$  da para el punto de plena carga a régimen máximo del motor el punto H, que corresponde a la zona de máximo rendimiento del turbocargador. Queda, además, una gran capacidad de aumento de régimen por si el aire baja su densidad, pues el límite de revoluciones de la turbina E queda muy alto.

Si el acoplamiento queda como se ve en la fig.V-9-2, resulta entonces que el punto D está fuera de los buenos rendimientos y cerca del régimen E. Este es el caso en que para corregirlo se debe de sustituir el turbocargador por otro más grande (o más pequeño en el caso contrario) en el que el caudal  $G_2$  que-

de más cerca de la curva de bombeo, de modo que el punto  $D_2$  quede ahora bien colocado (ver fig. V-9-3).

Si se tratara de una corrección pequeña, por ejemplo para reducir la presión a la salida del compresor o ante la turbina, se puede aumentar un poco la holgura entre el rotor y colector del compresor o retornear ligeramente los extremos de los álabes, con lo que baja el rendimiento y el punto H pasa a ser el F (fig. V-9-1).

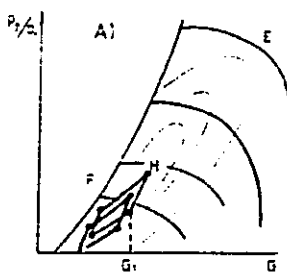


Fig.V-9-1  
Combinación más empleada

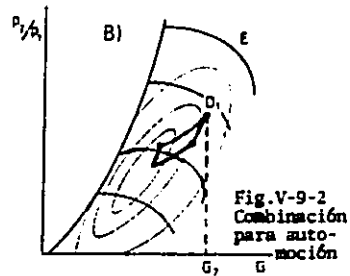
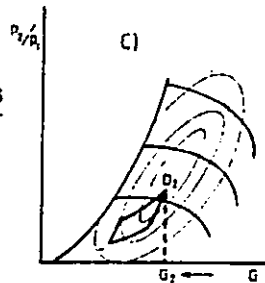


Fig.V-9-2  
Combinación  
para auto-  
moción

Fig.V-9-3  
Cambio de una com-  
binación a otra.



Diferentes acoplamientos  
Motor-Turbocargador.

A continuación se presentan diferentes tipos de operación - de de un autobús de pasajeros con motor diesel turbocargado:

La fig.V-10-1 presenta las características de un motor turbocargado. En las abscisas se tiene el régimen de giro y en las ordenadas la presión media efectiva. Los óvalos concéntricos son las líneas de igual consumo específico, quedando señalada la zona de consumo mínimo y rendimiento máximo por los límites de la más pequeña; es decir, la de trabajo más económico. Las hipérbolas de puntos son las líneas de igual potencia. La línea tt señala el límite impuesto por la temperatura en el material de las válvulas, la rueda de la turbina y en la cabeza del pistón. La línea hh representa la forma que suele tener el límite de humos o de contaminación que no se debe sobrepasar. El límite de suministro de combustible deberá ser siguiendo la línea ll que presenta un máximo hacia un 65% de régimen de giro para ir cayendo hasta el 100% de régimen.

Supongamos que el vehículo circula por autopista (fig.V-10-2) con máxima aceleración, el motor da su máxima velocidad en el punto  $B_1$ , si se presenta una pequeña rampa, el par subirá al caer la velocidad y se logrará funcionar en  $B_2$ . Pero si siguen bajando las revoluciones y el par no sube, será preciso pasar a una marcha más corta.

La operación más común para un autobús de servicio urbano - es marcha en vacío y aceleración hasta la parada siguiente

(fig.V-10-3). En este caso, la sobrealimentación debido a las bajas velocidades puede provocar deformaciones, temperaturas altas y rendimientos bajos. Para evitar esto, se puede recurrir al compresor de lóbulos colocado en serie con el compresor del turbocargador (como se observa en la fig.V-8) o definitivamente renunciar a la sobrealimentación. Sin embargo, en ciudades situadas a grandes alturas es importante contar con la sobrealimentación.

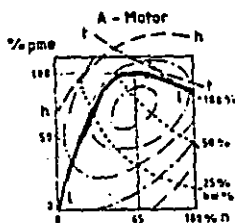


Fig.V-10-1

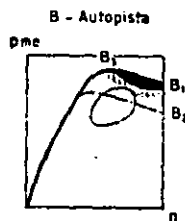


Fig.V-10-2

Diferentes tipos de operación de un motor turbocargado.

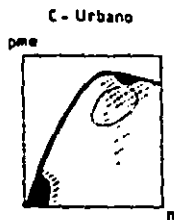


Fig.V-10-3



Fig.V-10-4

En México, la operación de autobuses se realiza en la mayoría de los casos por carreteras de doble circulación (fig.V-10-4). Este es el caso más variado de todos y en el que más se puede hacer coincidir la zona de máxima utilización con



el óvalo de máximo rendimiento, pero para esto es preciso conocer ambos parámetros.

En las gráficas se ha indicado en negro la zona de trabajo más frecuente y en blanco las que prácticamente no se usan. En la mayoría de los casos se desaprovecha la zona de máximos rendimientos.

Es importante conocer la velocidad de respuesta de la parte rotatoria del turbocargador para determinar su comportamiento en cambios rápidos de estado, régimen o carga del motor. Por ejemplo, si se suprime bruscamente la carga, el compresor seguirá girando y entregando más aire que el requerido durante un periodo de 6 a 8 segundos; pero si se supone que lo que ocurre es la presencia súbita de carga, el compresor tardará un tiempo parecido en dar el aire necesario y se tendrá una acumulación de humos y mal quemado momentáneo. Este efecto es esencialmente malo ya que provoca el mal quemado en el arranque y en los frecuentes cambios de carga (fig.V-11).

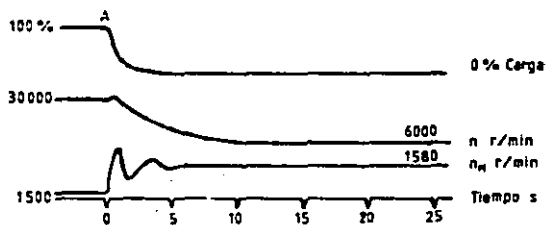


Fig.V-11. Efecto de la inercia del turbocargador ante cambios bruscos de carga.

Existen varias formas de corregir el defasamiento entre la rapidez de respuesta del motor y la lentitud de respuesta de la turbina. La primera consiste en actuar especialmente sobre la disposición de los orificios en la tobera del inyector y en el avance que dé la mejor respuesta, es decir, la menor acumulación de humos en los cambios de carga. La otra forma puede ser la adaptación de un sistema que no permita que la inyección del combustible sea exagerada, esto se hace mediante un émbolo que entra a una cámara de aceite y que esta conectado a la barra de aceleración, ayudando así a regular la velocidad de respuesta del inyector.

Nunca se debe de permitir que exista falta de aire en el momento del barrido de los gases para aumentar el aire de la combustión, ya que el motor no aceptará cambios de altura o temperatura sin verse muy perjudicado en su potencia.

Como se mencionó anteriormente en este mismo capítulo, si el aire aspirado disminuye en su densidad, el conjunto rotatorio del turbocargador girará más rápido y compensará en gran parte la falta de aire. Al ocurrir esto, debe de cuidarse que la turbina no pase de su velocidad límite; si por el contrario, se escoge la turbina para que trabaje normalmente en altura, cuando se opere a plena carga y con aire denso, las temperaturas son las que subirán y también las presiones máximas de combustión. Aquí se debe de llegar a un acuerdo de modo que las mejores condiciones se den para el servicio más

frecuente, siempre que se puedan presentar adecuadamente las demás situaciones de trabajo.

Para trabajo a velocidad constante del motor, el gasto de ai re es también constante y las variaciones de carga influyen muy poco en la turbina, con lo que el turbocargador se puede elegir con toda precisión. Sin embargo, existen algunos casos de velocidad constante en los que las variaciones de carga - son tan intensas, tan bruscas, tan constantes, que resulta - totalmente inadecuado moverlos con motores turbocargados. En estos casos, es mejor el motor normalmente aspirado y sobre-todo el turboalimentado con compresor de lóbulos.

#### V.3.2.- Cuidados en la Operación del Turbocargador.

Las recomendaciones que se enlistan a continuación son para la utilización diaria del turbocargador:

Evitar restricciones en el flujo de aceite tanto a la entrada como a la salida del turbocargador.

Mantener limpio el aceite.

Evitar restricciones, fugas y filtración inadecuada al flujo de aire en la admisión.

Evitar restricciones y fugas al flujo de los gases de escape.

Revisar periódicamente todos los elementos que componen el - turbocargador.

Poner atención al ruido normal provocado por el turbocargador. Un ruido diferente estará indicando un posible daño.

Revisar periódicamente la tolerancia entre carcasa y álabes.

Después de poner en marcha el motor, se debe de permitir - que trabaje sin carga durante un par de minutos para asegurar que el lubricante fluya a todos los puntos internos del turbocargador. antes de que opere a plena carga.

Antes de apagar el motor, se debe de mantener operando sin carga durante unos 5 minutos para permitir que todas las - partes se enfrien.

Al instalar un turbocargador nuevo o reconstruido se debe - de asegurar de que todas sus partes estan perfectamente limpias y lubricadas antes de trabajar.

No se debe de permitir que la temperatura y la presión se eleven por encima de lo permisible en el motor.

A la primera señal de falla dentro del turbocargador, se debe de encontrar y eliminar la causa antes de instalar uno nuevo o reconstruido.

## CONCLUSIONES

En los últimos años un gran número de investigadores han estado realizando estudios con el fin de obtener mejores resultados en la operación de los motores de combustión interna - mediante el uso de los turbocargadores.

Este tipo de aditamento ha tomado tanta importancia que muchas empresas fabricantes tanto de motores diesel como de gasolina están empleándolo en muchos de sus diseños. Es así como motores diesel utilizados en nuestro país están siendo equipados con turbocargadores.

La razón es muy sencilla, un motor normalmente aspirado tiene un límite de suministro de aire para la combustión ya que el aire tiene únicamente a la presión atmosférica empujándolo hacia los cilindros. Por otro lado, un turbocargador proveerá aire presurizado el cual permite que mayor combustible y aire sea introducido a los cilindros en cada carrera, lo cual da más potencia y mayor eficiencia de combustión.

Debido a que en la Ciudad de México se presentan factores tales como la contaminación ambiental y gran altitud sobre el nivel del mar, en los cuales el turbocargador proporciona ayuda, este debe ser utilizado en todos los casos donde sea posible su aplicación.

Tal vez la contaminación provocada por vehículos automotores no se pueda evitar totalmente, sin embargo, el emplear el turbocargador contribuye enormemente a la disminución de agentes nocivos arrojados a la atmósfera, así como a la reducción de ruidos provocados por el motor.

Además, un motor turbocargado está lejos de ser afectado por los cambios en la altitud, ya que da casi la misma potencia a cualquier altitud. Es por esto que puede ser empleado tanto en lugares que se encuentren a nivel del mar como a grandes alturas.

El turbocargador tiene definitivamente un lugar en el motor del futuro, no solo porque puede mejorar la relación peso-potencia, sino porque también puede ayudar a reducir las emisiones de escape sin dañar el consumo de combustible.

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

- "Turbochargers"**, Hugh MacInnes, H.P.Books,USA 1978.
- Sobrealimentación de Motores**, Juan Miralles de Imperial, Ediciones Ceac, S.A., España 1980.
- Revistas publicadas por "Society of Automotive Engineers"**  
Diciembre 1985, pag. 97  
Noviembre 1985, pags. 83-90
- Artículos publicados por "Society of Automotive Engineers"**  
**"Turbocharger aftercooling Why and How"**, Calvin J. King 1970.  
**"Turbocharged Diesel Engine Performance at altitude"**  
Jack W. Dennis, 1971.  
**"Development of a Turbocharged two-cycle air cooled Diesel Engine"**, Tetsuya Matsumara, 1972.  
**"Effect of Turbocharging on Diesel Engine Noise, Emissions and Performance"**, D. Anderson and V.K. Duggal, 1975.  
**"Turbochargers and Turbocharged Engines"**, SP-442, Congreso y Exposición Cabo Hall, Detroit, Febrero 1979, pags. 1-18 y 81-82.  
**"Ni-Resist Type D55- An Improved material for turbocharger housings"**, P.I. Fontaine, 1980.  
**"Turbocharging a 6-Cylinder Diesel for various rating and applications"**, R.C.McIntosh, F.Brear and M.B.Shamma, 1981.  
**"Turbocharging Developments on vehicle Diesel Engines"**, Neil Watson, 1985.
- Charge Air Systems for Mexico's Diesels** , John M. Cazier, 1982.
- "Introduction to Turbochargers"**, Schwitzer,Co., 1984.

- "Detroit Diesel Engines for Kenworth Trucks", Publicación de General Motors, Co.
- "Introduction to Internal Combustion Engines", Richard Stone, MacMillan Publishers LTD, Hong Kong, 1985.
- "Curso Modular de Termodinámica, volúmenes 1 al 6, Richard K. Irey, Ali Ansari, James H. Pohl; Limusa, México, 1982.