

300617

5



UNIVERSIDAD LA SALLE

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

INCREMENTO DE LA EFICIENCIA EN MOTORES AERONAUTICOS POR MEDIO DE TURBOCARGADORES

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA PRINCIPAL: INGENIERIA MECANICA
P R E S E N T A N
MARIO ALFREDO GARCIA REYNA
EDUARDO ROCHA SOLIS

MEXICO, D. F.

2002



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.



LA SALLE

Al Pasante Señor Mario Alfredo García Reyna:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud., a continuación, el tema que aprobado por esta Dirección, propuso el Señor Ing. Andrónico González Ocampo para que lo desarrolle como tesis en su examen profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico, Área Principal en Ingeniería Mecánica.

"INCREMENTO DE LA EFICIENCIA EN MOTORES
AERONAUTICOS POR MEDIO DE TURBOCARGA
RES"

Con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	TURBOCARGADORES
CAPITULO II	DIFERENCIA ENTRE MOTORES NORMALMENTE ASPIRADOS Y TURBOCARGADOS
CAPITULO III	TURBOCARGADOR EN LA AVIACION MEXICANA
CAPITULO IV	SELECCION DE LOS COMPONENTES EN UN TURBOCARGADOR
CAPITULO V	TIPOS DE CONTROLES
CAPITULO VI	COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES TURBOCARGADOS EN RELACION A LA ALTITUD
	RESULTADOS EN MEXICO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

UNIVERSIDAD LA SALLE

BENJAMIN FRANKLIN 47, TEL. 516-99-60 MEXICO 06140 D.F.



Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar -- Servicio Social como requisito indispensable para sustentar -- Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la Tesis, el Título - del trabajo realizado.

A t e n t a m e n t e .

I N D I V I S A M A N E N T
México, D.F., a 4 de Marzo de 1983.
ESCUELA DE INGENIERIA



ING. CLAUDIO LOPEZ FERNANDEZ
D I R E C T O R

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

UNIVERSIDAD LA SALLE

BENJAMIN FRANKLIN 47. TEL. 516-98-80 MEXICO 06140 D. F.



Al Pasante Señor Eduardo Rocha Solís:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud., a continuación, el tema que aprobado por esta - Dirección, propuso el Señor Ing. Andrónico González Ocampo - para que lo desarrolle como tesis en su exámen profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico, Area Principal en Ingeniería Mecánica.

"INCREMENTO DE LA EFICIENCIA EN MOTORES
AERONAUTICOS POR MEDIO DE TURBOCARGA
DOS"

Con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	TURBOCARGADORES
CAPITULO II	DIFERENCIA ENTRE MOTORES NORMALMENTE ASPIRADOS Y TURBOCARGADOS
CAPITULO III	TURBOCARGADOR EN LA AVIACION MEXICANA
CAPITULO IV	SELECCION DE LOS COMPONENTES EN UN TURBOCARGADOR
CAPITULO V	TIPOS DE CONTROLES
CAPITULO VI	COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES TURBO- CARGADOS EN RELACION A LA ALTITUD
	RESULTADOS EN MEXICO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA

UNIVERSIDAD LA SALLE

BENJAMIN FRANKLIN 47, TEL. 516-99-00 MEXICO 06140 D. F.


TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar -- Servicio Social como requisito indispensable para sustentar -- Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la Tesis, el Título -- del trabajo realizado.

A t e n t a m e n t e .

I N D I V I S A M A N E N T
México, D.F., a 4 de Marzo de 1983.
ESCUELA DE INGENIERIA



ING. CLAUDIO LOPEZ FERNANDEZ
D I R E C T O R

UNIVERSIDAD LA SALLE
BENJAMIN FRANKLIN 47, TEL. 519-99-00 MEXICO 06140 D. F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD LA SALLE
 BENJAMIN FRANKLIN 47
 MEXICO 18, D. F.

SOLICITUD DE APROBACION DE TESIS

C. DIRECTOR GENERAL DE INCORPORACION
 Y REVALIDACION DE ESTUDIOS
 Presente.

No. de Cuenta 209541 INC.
 de la U. N. A. M.

GARCIA ESTER MARIO ALFREDO
 APELLIDO PATERNO MATERNI NOMBRE(S)

Alumno de la Escuela DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA (MECANICA)
 Solicita sea turnado el proyecto de la tesis titulada "COMPARACION DE LA EFICIENCIA
 EN MOTORES AERONAUTICOS POR MEDIO DE TURBOCARGADORES"

El Revisor de esa Direccion General para la aprobacion definitiva.

Va. Bp.
Armando Rojas de Serrandi
 DIRECCION GENERAL
 ING. ARMANDO ROJAS DE SERRANDI
 Va. Bp.
 EL DIRECTOR DE LA CÁMARA

Marynel
 FIRMA DEL SOLICITANTE
 Va. Bp.
Rojas
 EL REVISOR DE TESIS DE LA D. G. I. R. E.

Va. Bp.
J. J. Serrandi
 EL DIRECTOR GENERAL DE S. E.
 LIC. JOSE JUAN SERRANDI CABALLA

El Director General de Incorporación y Revalidación de Estudios hace la aprobación de la tesis objeto de esta solicitud.
 en la Universidad, D. F., a 15 de Agosto de 1983
 SECRETARIA GERAL
 DIRECCION GENERAL DE
 INCORPORACION Y REVALIDACION
 DE ESTUDIOS

DGIRE C-07

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD LA SALLE
BENJAMIN FRANKLIN 47
MEXICO 18, D. F.

SOLICITUD DE APROBACION DE TESIS

C. DIRECTOR GENERAL DE INCORPORACION
Y REVALIDACION DE ESTUDIOS
Presente.

No. de Cuenta 0017902794 INC.
de la U. N. A. M.

ROBERTO
APELLIDO PATERNO

SOLIS
MATERNO

EDUARDO
NOMBRE(S)

Alumno de la Escuela **EN INGENIERIA MECANICA ELÉCTRICA (MECANICA)**
Solicita sea firmado el proyecto de la tesis titulada **"INCORPORACION DE LA EFICIENCIA
EN MOTORES ALTERNATIVOS POR MEDIO DE TURBOCARGADORES"**
al revisor de esa Dirección General para la aprobación definitiva.

[Signature]
V. O. B.
DIRECCION DE
ING. ANDRÉS GONZÁLEZ

[Signature]
FIRMA DEL SOLICITANTE

V. O. B.
EL DIRECTOR DE LA SALLE
ING. ANTONIO SOTAS DE SANCHEZ

V. O. B.
EL REVISOR DE TESIS DE LA D. G. I. R. E.

[Signature]
V. O. B.
EL DIRECTOR GENERAL
LIC. JOSÉ LUIS MENDOZA GARCÍA

El Director General de Incorporación y Revalidación de Estudios hace constar la aprobación de la tesis objeto de esta solicitud.
Secretaría D. F., a 15 de agosto de 1983
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPañOL"
[Signature]

SECRETARIA GRAL.
DIRECCION GENERAL DE
INCORPORACION Y REVALIDACION
DE ESTUDIOS

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A MIS PADRES:

Eduardo Rocha de la Torre
Noemí Solís de Rocha

Por la confianza depositada en mí
y por su gran ejemplo

A MIS HERMANOS:

Noemí Patricia y Ernesto

A MIS ABUELOS:

Lic. Ernesto Solís López
Sra. Noemí Lara de Solís in memoriam
Sr. Joaquín Rocha Franco in memoriam
Sra. Ma. Cristina de la Torre de Rocha

Por su apoyo y el cariño que les
debo

A MI CUÑADO:

Alberto

A MIS SOBRINAS:

Patricia y Alejandra

A MIS FAMILIARES

Y

AMIGOS

A MIS PADRES:

Dr. Mario H. García y Bolaños
Josefa Reyna de García

Cuyo ejemplo y confianza ha
sido guía en mi vida

A MIS HERMANOS:

Carlos Arturo, Rebeca Luisa y Patricia

Por nuestra sincera y perdurable
hermandad

A MIS ABUELOS:

María Luisa Casados de Reyna	
Filiberto Reyna Cruz	in memoriam
Humberto García Torres	in memoriam
Dolores Bolaños de García	in memoriam

Con cariño y agradecimiento

A MI NOVIA:

Martha Eugenia

Por su estímulo y apoyo

A MIS FAMILIARES

Y

AMIGOS

POR SU VALIOSISIMA AYUDA Y COOPERACION

Ing. Andronico González O.

Ing. Alfonso Blanca C.

Ing. E. O. de Montellano

I N D I C E

	PAGINA
INTRODUCCION	1
CAPITULO 1.	
TURBOCARGADORES	3
CAPITULO 2.	
DIFERENCIA ENTRE MOTORES NORMALMENTE ASPIRADOS Y TURBOCARGADOS	28
CAPITULO 3.	
TURBOCARGADOR EN LA AVIACION MEXICANA	41
CAPITULO 4.	
SELECCION DE LOS COMPONENTES EN UN TURBOCARGADOR	67
CAPITULO 5.	
TIPOS DE CONTROLES	78
CAPITULO 6.	
COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES TURBOCARGADOS EN RELACION A LA ALTITUD	94
RESULTADOS EN MEXICO	102
CONCLUSIONES	106
BIBLIOGRAFIA	109

INTRODUCCION

Como consecuencia de los grandes cambios tecnológicos que ha habido en las últimas décadas en los motores que funcionan a base del ciclo OTTO (mejor conocidos como motores a gasolina), se ha venido generalizando día con día el uso y las aplicaciones del Turbocargador.

Los motores sobrealimentados tuvieron su origen en 1905 en un motor sobrealimentado del Ing. Alfred Buchi. En 1915, se le otorgó patente por un sistema de sobrealimentación, en el cuál los gases de escape mueven una turbina y ésta a un compresor por medio de una flecha común.

Las primeras aplicaciones comerciales fueron hechas durante los años veinte. En el periodo 1922 - 1950, se utilizó extensamente en los motores de aviación ya que con la sobrealimentación se pretendía que el motor fuera independiente de las variaciones de densidad del aire, además de obtener aumentos de índice de potencia.

Durante estas pruebas y aún antes de ellas, se llegó a observar que a partir de los 5400 m. de altitud, el rendimiento del motor por falta de presión atmosférica era un 50% inferior a su rendimiento a nivel del mar.

Las conclusiones que se han obtenido a través de estos estudios e investigaciones, demuestran que con el uso de un turbocargador la eficiencia y el trabajo de los motores son incrementados en relación a los motores normalmente aspirados.

El objetivo de esta Tesis, es el de explicar detalladamente la -
correcta aplicación de este sistema en los motores ciclo OTTO, siendo -
estos comúnmente utilizados en vehículos de calle y competencia, lan--
chas de pesca y competencia, además del uso en la aeronáutica, siendo
este el tema principal a tratar.

Si partimos de la consideración que los motores en la aviación -
desarrollan su trabajo a diferentes altitudes, la limitante que estos -
encuentran es el de la alimentación natural de aire, que provoca un -
enrarecimiento en la mezcla combustible, haciéndose esto más crítico -
a medida que la máquina adquiere mayor altitud, agravándose en alturas
como la de la Ciudad de México.

CAPITULO I

TURBOCARGADORES

1.1.- PARTES Y COMPONENTE.

En 1952, la mayoría de los turbocargadores usaban baleros y un sistema de lubricación incluyendo su propia bomba. En adición estos eran enfriados por agua.

Las unidades de hoy usan baleros flotantes con camisa, lubricados por la misma bomba y aceite del motor y son enfriados por una combinación de aceite y aire.

Básicamente el diseño de los turbocargadores nunca varía de un fabricante a otro y todos tienen un compresor en un extremo y una turbina en el otro extremo, y entre ambas piezas sus soportes incluyendo cojinetes (fig. 1). También tienen sellos entre los cojinetes y el compresor, y entre la turbina y los cojinetes. Estos previenen la fuga de los gases a alta presión hacia el área de drenaje de aceite de la cubierta de los cojinetes y eventualmente hacia el monoblock del motor.

Los sellos son mejor conocidos para prevenir las fugas de aceite hacia la cubierta del compresor ó de la turbina. De qué tan bien hagan su trabajo depende de su instalación.

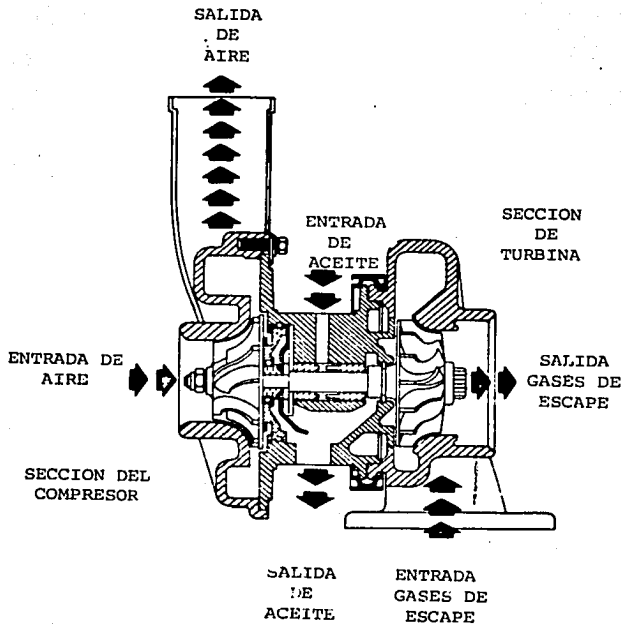


FIG. 1.- CORTE DE UN TURBOCARGADOR TIPICO.
(CORTESIA DE SCHWITZER) (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

COMPRESOR.- El tipo de compresor usado, es el centrífugo y está formado por tres partes que deben ser acopladas en la mejor forma para obtener una eficiencia óptima y son: Rotor, Difusor y Coraza.

El rotor del compresor gira a muy altas velocidades y obliga al gas a pasar a través de éste, incrementándose su velocidad debido a la fuerza centrífuga.

El difusor actúa como una boquilla en posición inversa disminuyendo el gasto de gas sin turbulencia.

La coraza alrededor del difusor es usada para atrapar la alta presión del gas y dirigirlo al lugar donde va a ser usado y en algunos casos es usada como difusor.

En el diseño del rotor existen varios tipos de posición de álabes para la inducción de gas. Los hay: álabes rectos, álabes con ángulo y álabes con ángulo traslapados. El uso de éstos depende en la eficiencia de los álabes.

Los álabes rectos ocasionan choques muy bruscos en el flujo del gas y por lo tanto tendrá una baja eficiencia.

El rotor con álabes de ángulo obligará al flujo a entrar exactamente con el mismo ángulo lo que reducirá en pérdidas al mínimo y la eficiencia será muy buena.

El rotor con álabes traslapados ó atrasados, no tiene los álabes radiales, pero es de muy alta eficiencia, aunque no tiene tan altos - radios de presión ni de velocidad como las ruedas radiales de 90° , - su fuerza es inherentemente menor que las radiales de 90° . Ya que la fuerza centrífuga a alta velocidad tiende a vencer o inclinar los ála bes de su posición original en su base, no es normal usarla con relación de presión alrededor de 2:1 (ver fig. 2).

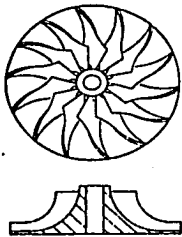
Existe otro tipo de rotor y es el cubierto, es el más caro en - cuanto a su manufactura y es el más débil de todos los diseños porque los álabes deben cargar el peso de la cubierta.

Este tipo de rotor tiene eficiencia máxima ya que no hay recircu lación entre las etapas de inducción y de descarga, pero tiende a re- colectar basura, tiene baja fuerza y un alto costo por lo que su uso ya se ha eliminado en cualquier aplicación.

Tres tipo de difusores son normalmente usados con compresores - centrífugos y pueden ser usados cada uno por separado ó combinados.

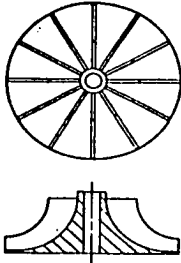
El más simple es el difusor tipo caracol (ver fig.3). Este con- siste de una voluta alrededor de la parte exterior del rotor del com- presor. En este diseño el área de sección cruzada del caracol incre- menta en proporción del aire de entrada al rotor. Cuando es diseñado correctamente éste disminuye el flujo de gas y convierte la energía - de la velocidad en energía de presión.

La figura 4 muestra el difusor de paredes paralelas, el cual tie



IMPULSOR CURVEADO
TRASLAPADO

IMPULSOR SIMPLE
DEL COMPRESOR



IMPULSOR DEL COMPRESOR DE INDUCTOR CURVEADO

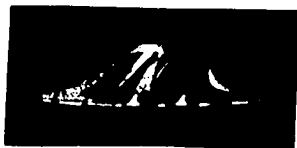
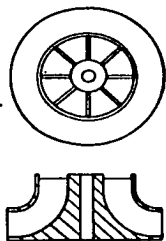


FIG. 2 (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



IMPULSOR CUBIERTO

FIG. 2 (3)

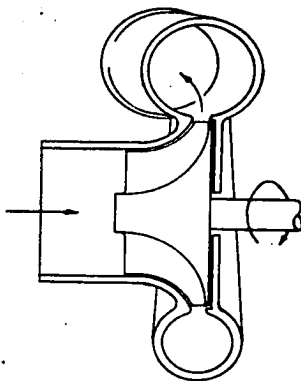
DIFUSOR TIPO
CARACOL

FIG. 3 (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ne un incremento en áreas del diámetro interno del difusor hasta el diámetro externo de éste.

En la figura 5 se muestra un esquema de éstas áreas donde si R_2 es dos veces más grande que R_1 entonces A_2 es dos veces más grande que A_1 . Si asumiéramos que el gas fuese fluyendo en una dirección radial, la velocidad en R_2 sería la mitad de R_1 .

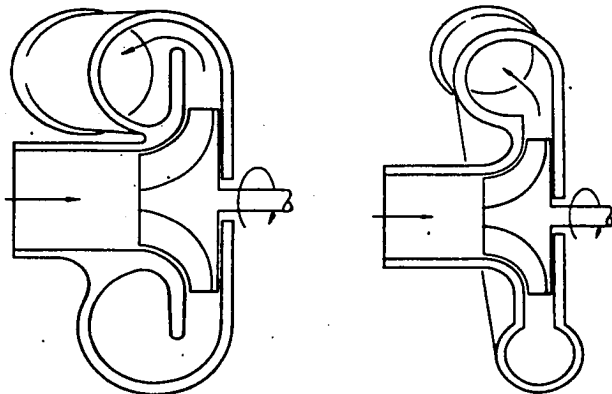
El gas fluye en espiral más que en una dirección puramente radial pero, prescindiendo de éste. La velocidad del gas en un diámetro más externo en el difusor es considerablemente menor que en el diámetro más interno.

En la figura 6 se ve un compresor con un difusor tipo álabe. Los álabes están diseñados de tal forma que las orillas de éstos estarán en línea en la dirección del flujo de gas desde el rotor.

Desde este punto, la curvatura del álabe forzará el flujo de gas y lo disminuirá en favor de una condición específica. Los compresores con este tipo de difusor normalmente tienen una muy alta eficiencia pero frecuentemente un rango muy limitado al igual que un difusor sin álabes.

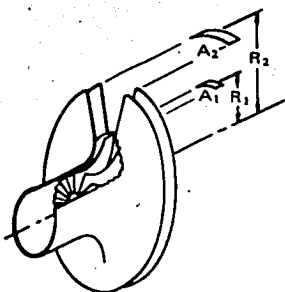
El rango de amplitud, es el número de diferentes tamaños de motores en los cuales un compresor dado puede ser usado. En cada caso el difusor incrementa la presión estática del gas en el compresor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



DIFUSOR DE PAREDES PARALELAS

FIG. 4 (3)



INCREMENTO DE AREA
DEL DIFUSOR DE
PAREDES PARALELAS

FIG. 5 (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

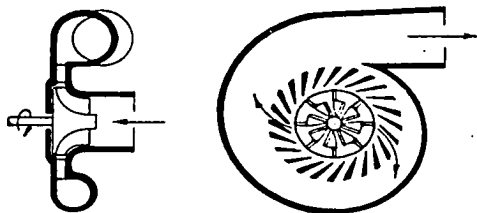


FIG. 6 (3)

DIFUSOR TIPO ALABE

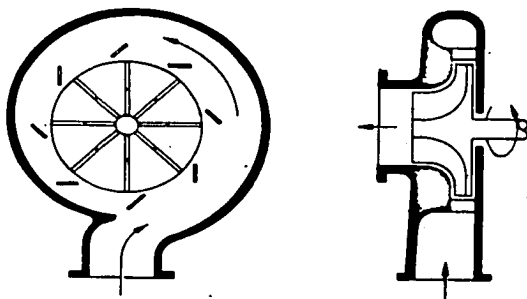


FIG. 7 (3)

TURBINA DE FLUJO RADIAL

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Una prueba de presión estática no es afectada por la presión del gas, y una prueba de presión total mide la presión estática más la presión de velocidad del gas.

Como ya se mencionó anteriormente, el compresor centrifugo siempre incrementa la temperatura, la fórmula para calcular ésta es:

$$T2 = T1 \left(\frac{P2}{P1} \right)^{0.283}$$

donde:

- T1 = temperatura de entrada en °R
- T2 = temperatura de salida en °R
- P1 = presión absoluta en la entrada ó barométrica
- P2 = presión absoluta a la salida barométrica más la del barómetro.

Es importante que esta temperatura se calcule al 100% de eficiencia adiabática.

TURBINA.- La turbina de flujo radial mostrada esquemáticamente en la fig. 7 es usada casi exclusivamente en turbocargadores con capacidades hasta de 1,000 H.P. porque es económico producirla en pequeños tamaños.

La turbina de flujo axial es usada en la mayoría de los casos donde la rueda radial es demasiado larga para fundirse en una sola pieza. Los álabes de estas turbinas son hechos de materiales con gran resistencia al calor y a la corrosión.

Las boquillas en los álabes estacionarios dirigen los gases con cierto ángulo que obligan a la turbina a rotar.

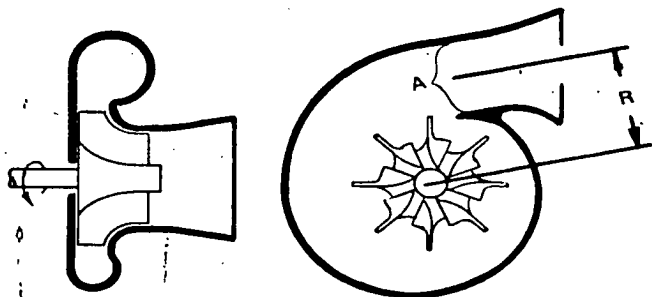
La turbina de flujo radial también tiene boquillas que dirigen el flujo de los gases a la rueda de la turbina, con el mejor ángulo posible, pero la distancia entre las orillas o bordes de la pista de la boquilla de los álabes y la rueda de la turbina no es crítica como para las turbinas de flujo axial, porque los gases continuarán con aproximadamente el ángulo dirigido por la boquilla de los álabes.

Este flujo de fluido en forma de espiral, puede ser observado cada vez que vemos el agua bajar al drenaje. El porqué de este fenómeno, es que el número de boquillas en los álabes no es tan crítico en turbina de flujo radial.

Por el diseño de la coraza de la turbina ya sea en forma de caracol ó en forma de voluta como se muestra en la figura 8, solo una boquilla de álabe es necesitada.

Esto reduce considerablemente el costo en la construcción de la turbina con flujo radial, aunque es necesario cambiar la coraza de las turbinas mas a menudo que las boquillas, cuando es usada la turbina en diferentes condiciones.

Cambiar la coraza de la turbina puede ser trabajoso pero no es tan cara, una pequeña coraza no cuesta mucho mas que fabricar una pequeña boquilla. Esto ya no es verdad cuando se trata de una turbina larga, y los turbocargadores largos usualmente tienen boquillas separadas.



CORAZA DE LA TURBINA EN FORMA DE VOLUTA

FIG. 8 (3)

CORAZA DE LA TURBINA
DIVIDIDA 25 - 180°

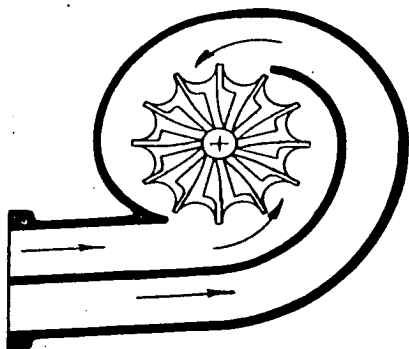


FIG. 9 (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

radas con muchos álabes.

Los diseñadores de turbinas tratan de usar la energía pulsante - de los gases entrando de cilindros individuales para incrementar el - empuje de presión a muy bajas velocidades. Esto es hecho en turbinas largas de flujo axial corriendo las guías separadas de cada cilindro a la boquilla de la turbina.

Esto no es práctico en las turbinas de flujo radial por lo que - las corazas son divididas en incrementos de 180° como se muestra en - la figura 9.

Esto hace algunas innovaciones a velocidades del motor muy bajas pero el gas tiene la tendencia a regresar su flujo a la fuerza centrífuga cuando no hay alta presión en la coraza.

Algunos diseños de las corazas de las turbinas dividen estas corazas axialmente (fig. 9). Estas previenen que los impulsos de gas - se regresen siendo usado en motores donde el alto torque es necesitado a bajas velocidades del motor.

Para usar la rueda de la turbina y el rotor del compresor para - mas de un solo gasto en el turbocargador, diferentes contornos son maquinados en las ruedas.

En la fig. 10 tres diferentes contornos son mostrados, en la turbina y en el compresor. No es tan sensitiva una turbina a los cambios de flujo como el compresor, esto es común para un modelo de tur-

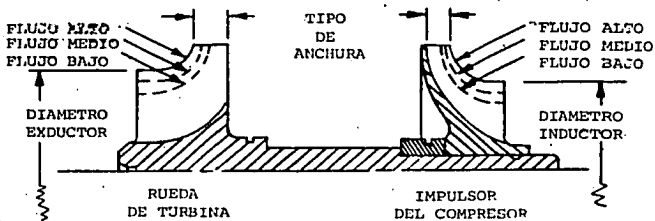


FIG. 10 (3)

RELACION DE CONTORNOS PARA FLUJOS DIFERENTES

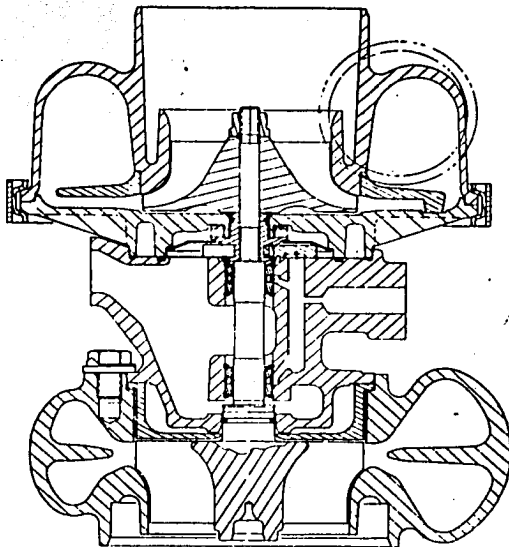


FIG. 11 (3)

CORTE DE SECCION DEL TURBOCARGADOR
304

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

bocargador dado, para tener muchas variaciones en los rotores de los compresores, que en las ruedas de las turbinas.

Las curvas de los compresores usualmente especifican la altura - de las aspas y el diámetro inductor, por lo que un rotor puede ser - identificado aún sin el número de la parte con que ha sido emitido.

CORAZA DE LOS COJINETES.- Esta coraza es una parte necesaria - entre el compresor y la turbina para mantener todo el conjunto. Tam- bién vienen estas corazas en muchas formas y medidas pero básicamente todas son la misma. Tienen un cojinete o varios en los barrenos y on los sellos de aceite en cada extremo.

Los turbocargadores ahora usados utilizan cojinetes ya sea de - aluminio o bronce y los baños de calor no son críticos. Las camisas de agua han sido eliminadas.

En las entradas de aceite, entra este presurizado y fluye so - bre y a través de los cojinetes, la distancia entre cojinetes, la co - raza del cojinete y la manga del eje de la chumacera es la misma, el aceite fluyendo entre el cojinete y la coraza tiende a absorber la vi - bración causada por el motor de la turbina sin balancear.

Esta falta de balanceo, si fuere lo suficientemente grande causa - ría fricción entre la manga del eje de la chumancera y el cojinete, - pero el cojinete tiene un escaso pedazo que debe dar al cojín de acei - te, y el contacto entre la manga del eje de la chumancera y el cojine - te es prácticamente eliminado, por lo que la vida del turbocargador -

es considerablemente larga.

En la fig. 11 la sección transversal de un turbocargador donde algo de aceite entra al cojinete sumergido y son bañadas otras dos superficies del mismo. Después que el aceite ha pasado a través del cojinete, este fluye por gravedad hasta la superficie de la coraza donde es llevado por un ducto a la flecha y al motor.

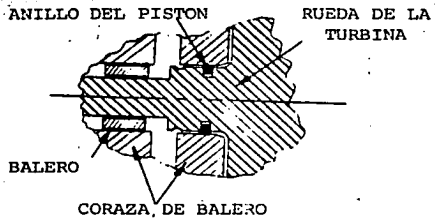
El aceite entra al turbocargador desde el motor alrededor de - 30 a 50 lbs/pulg² de presión. Después de que se mezcla con el aire y pasa por los cojinetes y fluye por el turbocargador es importante tener mas largo el drenaje de aceite que la línea de entrada del mismo, pero también para estar seguro esta línea de drenaje no debe tener obstáculos o trampas.

Cuando se está supercargando el motor, la presión de gas detrás del rotor del compresor es mucho mas grande que la presión dentro de la coraza.

Los sellos deben estar entre la coraza del cojinete y las otras dos corazas, esto es relativamente fácil al final de la turbina en donde se encuentra la mas alta temperatura porque la presión en la coraza de la turbina es siempre positiva

El trabajo significativo es mantener los gases calientes fuera de la coraza del cojinete. Esto es normalmente hecho usando un anillo de pistón en la ranura de la flecha al final de la turbina. (fig.12).

FIG. 12 (3)



DETALLE DEL SELLO DE ANILLO DEL PISTON

MOTOR OTTO DE 4 TIEMPOS

Valvula escape cerrada *Valvula escape cerrada* *Valvula escape cerrada* *Valvula escape abierta*
Valvula admision abierta *Valvula admision cerrada* *Valvula admision abierta* *Valvula admision cerrada*

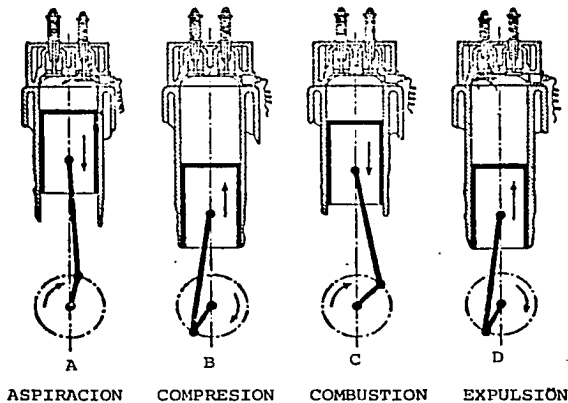


FIG. 13 (9)

**TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN**

Este anillo de pistón ajusta por medio de una tuerca en la coraza del cojinete y no rota el anillo del pistón, está también muy cerca de las dos paredes de la ranura del anillo del pistón y hace un muy buen trabajo de prevenir la coraza del cojinete de los gases calientes entrando.

Pequeños turbocargadores son básicamente simples aparatos robustos y cuando son tratados apropiadamente, durarán lo mismo que el motor.

1.2.- FUNCIONAMIENTO DE LOS TURBOCARGADORES

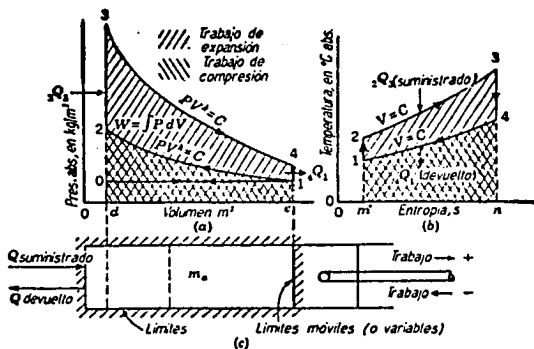
Un turbocargador es un elemento que añadido al motor, ayuda a mejorar la eficiencia del mismo, obteniendo potencias reales mayores, con menor consumo de combustible, reduciendo al mínimo los gases de escape que contienen elevados porcentajes de hidrocarburos sin quemar, disminuyendo el índice de contaminación.

Para entender el funcionamiento del turbocargador, analizaremos cada uno de sus componentes aplicados a un motor ciclo otto.

El ciclo Otto teórico supone:

- Compresor isoentrópico (1-2)
- Adición de energía a volumen constante (2-3).
- Expansión isoentrópica (3-4).
- Evacuación de energía a presión constante (4-1).

Todos los procesos son reversibles y el aire actúa como un gas perfecto, con calor específico constante.



CICLO OTTO CON AIRE EN CONDICIONES NORMALES

En un motor real se realiza únicamente un ciclo mecánico, debido a que los gases son evacuados al exterior. En la siguiente figura observamos el ciclo de un motor otto de cuatro tiempos (fig. 13).

Una vez que recordamos el principio de funcionamiento de un motor ciclo otto, se afirma que el aumentar la mezcla aire/combustible se incrementa la potencia. Lo más sencillo es introducir mayor cantidad de combustible, pero para quemarlo totalmente es necesario suministrar mayor cantidad de aire, lo que se obtiene a base de elevar su presión.

Esto se logra por medio de un compresor que introduce la cantidad necesaria de aire al motor por el múltiple de admisión, el compresor puede ser accionado por una fuente de energía cualquiera (el propio motor, electricidad, los gases de escape, etc.).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Aunque la cilindrada no varía, el efecto que se produce es como si hubiese aumentado.

Con esto logramos comprimir aire, arriba de la presión atmosférica, introduciendo una mezcla de aire/combustible cuya densidad es superior a la de las condiciones de referencia.

Así mismo la cantidad en peso del aire aspirado es mayor a la del teórico, logrando con esto una eficiencia volumétrica mayor a 1 ó denominando al motor sobrealimentado.

Se entiende por eficiencia volumétrica (η_v) la relación entre la masa del aire aspirado efectivo en cada ciclo y la que teóricamente llenaría un volumen igual a la cilindrada en las condiciones de presión y temperatura exteriores.

$$\eta_v = \frac{\text{masa aspirada efectiva}}{\text{masa teórica}} = \frac{\rho_c}{\rho_a}$$

ρ_c = densidad del aire en el cilindro

ρ_a = densidad del aire a las condiciones atmosféricas.

La finalidad de explicar lo anterior fue la de enseñar el funcionamiento de la aspiración normal.

El turbocargador tiene dos principales usos:

- a) usarlo como un compensador de altura.
- b) reduce emisiones contaminantes.

La emisión de gases del motor se aprovecha para impulsar una turbina, que acciona un compresor, el que a su vez transforma la energía cinética en energía de presión de aire en el múltiple de admisión, manteniendo una mezcla aire/combustible correcta. A esto le llamamos potencia de sobrealimentación, en un motor.

Los gases que circulan por el múltiple de escape tienen una baja presión residual y alta temperatura y al expanderse en la turbina ceden energía, que la pone en rotación.

La presión de aire que proporciona el motor, aumenta la cantidad de mezcla introducida, evacuando los gases quemados con más efectividad.

Además proporciona un aumento de potencia independiente de la velocidad del motor, aunque dependiente de la densidad de los gases de escape.

La eficiencia del turbocargador está condicionada a los rendimientos del compresor y de la turbina.

Altas presiones de combustión hacen posible un consumo más completo de combustible introducido.

Los elementos principales de un turbocargador son:

- 1.- Compresor
- 2.- Turbina
- 3.- Caja de rodamientos

Hasta el momento se ha hablado de cómo el motor afecta a un turbocargador y al ser este afectado con el motor cuál es la reacción directa del turbocargador sobre el motor.

Hablamos de un compresor que comprime aire al interior del motor para mantener una mezcla de aire/combustible rica, éste compresor como se dijo anteriormente, es accionado por una turbina que recibe los gases de escape que expulsa al motor; estos elementos se encuentran en una misma flecha con lo cual palpamos cómo es posible que con mayor cantidad de gases de escape incrementamos la admisión de aire a presión.

Todos estos elementos los encontramos sustentados por una caja de rodamientos que facilita el giro del conjunto (ver fig. 1).

1.3.- APLICACION

La aplicación de los turbocargadores es muy extensa.

Para poder dar una visión mas amplia de lo que es la aplicación de los turbocargadores, nos referiremos al tipo de uso del motor a que va a ser sometido.

Dividiremos en tres categorías principales dependiendo el tipo de uso y de la duración de la potencia que el turbocargador ceda.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Las categorías serán:

- Normal
- Carrera corta o esfuerzo máximo del motor en poco tiempo.
- Gran esfuerzo por carga ó velocidad

Dentro de cada categoría, existirán rangos de velocidad por torque máximo, esto lo mencionamos debido al grado que deseemos alcanzar.

Dentro de este, y dependiendo del tipo de motor, ya sea marino, - carga de arrastre ó de vehículo normal, dependerá de la duración de potencia a cierta presión máxima de succión de aire.

Así mismo como se vió anterioremente, se necesitará algún tipo de combustible especial para conseguir una óptima mezcla aire/combustible.

En la siguiente tabla encontraremos las características propias - para cada caso.

CATEGORIA	RANGO DE VELOCIDAD DEL MOTOR PARA TORQUE MAXIMO	DURACION DE POTENCIA MAXIMA (Min).	PRESION MAXIMA DE EMPUJE (PSI)	COMBUSTIBLE
Vehículo de calle	Tan grande como sea posible	Máximo 10'	10	Gasolina o pro_pano
Trailer o - camión	Mediana a alta	Continúa	10	"
Lanchas de pesca	Alta	Continúa	10	"
Vehículos de competencia	Tan grande como sea posible	A veces corto a veces largo	20	"
Dragster	Mediana a alta	Máximo 10'	20	"
Lanchas de competencia corta	Mediana a alta	Siempre continuo	20	"
Lanchas de competencia Dragster	Alta	Máximo 10'	20	"
Vehículo de circuito óvalo	Mediana a alta	Siempre continuo	45	Metanol
Lanchas de competencia para gran travesía	Alta	Continúa	45	"

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

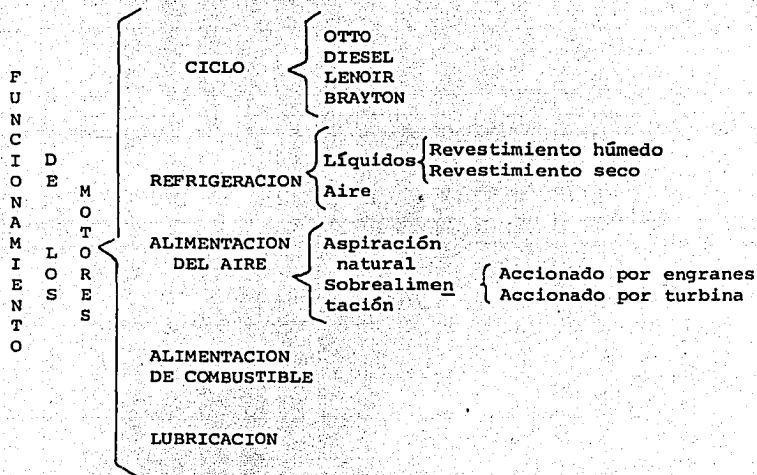
CATEGORIA	RANGO DE VELOCIDAD DEL MOTOR PARA TORQUE MAXIMO	DURACION DE POTENCIA MAXIMA (Min).	PRESION MAXIMA DE EMPUJE (PSI)	COMBUSTIBLE
Lanchas de competencia Dragster	Alta	Máximo 10'	45	Metanol
Tractores para jalar implementos en el campo	Mediana a alta	2 minutos	40	Diesel
Tractores para jalar implementos en el campo	Mediana a alta	2 minutos	110	Diesel

TESIS CON
FALTA DE ORIGEN

CAPITULO 2

DIFERENCIA ENTRE MOTORES NORMALMENTE ASPIRADOS:
Y TURBOCARGADOS

Como se verá en los siguientes capítulos, el uso del turbocargador en un motor mejorará la eficiencia en una manera notable, haciendo una breve descripción del funcionamiento de estos, podemos ver el siguiente cuadro sinóptico:



Todos los motores han tenido su origen en algún concepto de un ciclo termodinámico, el cual, es una serie de eventos, en los que la energía se recibe a un nivel elevado, se convierte en trabajo la cantidad más grande posible, y el resto se vierte en el medio que lo rodea (2ª Ley de la Termodinámica).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para facilitar su estudio, es costumbre considerar que el aire es el medio de trabajo, suponer que es un medio ideal, es decir, que su calor específico es constante y que cumple exactamente la ley de los gases perfectos. Un ciclo basado en tales hipótesis se denomina ideal, de aire standard o teórico, o se designa por una combinación de estos nombres.

Asimismo, con el fin de simplificar el análisis, se hacen usualmente otras hipótesis, por ejemplo, se supone que todos los eventos del ciclo son reversibles, eliminando como consecuencia todos los efectos producidos por los rozamientos; y que cualquier proceso puede ser adiabático o isotérmico.

En la práctica todo esto no es cierto. El rendimiento de un ciclo termodinámico, cifrado en las hipótesis mencionadas, resulta ser aproximadamente el doble de lo obtenido con el ciclo de un motor real. El rendimiento del ciclo teórico o ideal sirve de primera aproximación y señala la trayectoria a seguir para mejorar el ciclo real.

El ciclo OTTO de aire normal es un ciclo ideal que se asemeja al de una máquina de combustión interna de ignición por chispa.

Es importante notar que el rendimiento del ciclo OTTO de aire, normalmente es función solamente de la relación de compresión y que el rendimiento aumenta, incrementando la relación de compresión.

La Fig. 14, es un dibujo del rendimiento térmico de un ciclo de aire normal contra la relación de compresión.

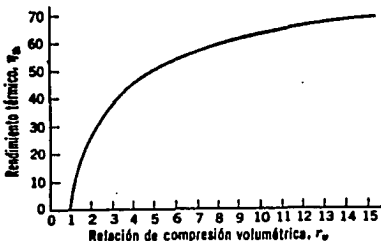


FIG. 14 (10)

También es verdad que en los motores de ignición por chispa, el rendimiento puede aumentar, incrementando la relación de compresión. La tendencia hacia las relaciones de compresión altas, es la de hacer el esfuerzo para obtener altos rendimientos térmicos.

Algunas de las divergencias más importantes del ciclo abierto ideal de los motores de ignición por chispa, con el ciclo de aire normal, son las siguientes:

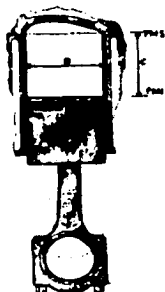
- A - El calor específico de los gases reales se incrementa a medida que aumenta la temperatura.
- B - El proceso de combustión reemplaza el de transmisión de calor a temperatura alta y la combustión puede ser incompleta.

- C - Cada ciclo mecánico de la máquina involucra procesos de entrada y de salida, que hacen que el descenso de presión a través de las válvulas, se traduzca en un aumento del trabajo para llenar el cilindro con aire y para expulsar los productos de la combustión.
- D - El calor transmitido entre los gases en el cilindro y sus paredes es considerable.
- E - Hay irreversibilidades asociadas con los gradientes de presión y temperatura.

En un motor dado, el introducir mayores cantidades de combustible para aumentar la potencia no resulta un gran problema, pero para quemar totalmente este exceso de combustible hay que introducir mayor cantidad de aire, lo que se obtiene a base de elevar la presión.

Como se explicó en el primer capítulo, el introducir mayor cantidad de aire se logra fácilmente añadiendo un compresor, que adiciona una mayor masa de aire en el motor por el múltiple de admisión, haciendo parecer que la cilindrada varía, lo cual obviamente es incierto.

El término cilindrada o cilindrada total, es el producto de multiplicar la cilindrada unitaria por el número de cilindros, es decir, el volumen barrido por los pistones entre el punto muerto inferior (PMI) y el punto muerto superior (PMS). Hay que tomar en cuenta que el volumen de la cámara de combustión no interviene en el cálculo de la cilindrada. Para la determinación de esta, podemos observar la Fig. 15.



$$v = \frac{\pi D^2}{4} \times C$$

Fig. 15 (9)

DONDE:

D = diámetro del cilindro.

C = carrera del pistón.

Hablando un poco sobre rendimiento volumétrico, que influye -
 significativamente en el comportamiento de un motor, ya que cuanto -
 más grande sea la masa de aire introducida en los cilindros, mayor -
 será la cantidad de combustible que podrá quemarse, por lo tanto la
 potencia se aumentará.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

El valor del rendimiento volumétrico, que oscila entre 0.70 y 0.85, varía con el número de revoluciones por minuto del motor, ya que la resistencia que la mezcla encuentra en los conductos de admisión aumenta con la velocidad de la misma.

Inicialmente se tenía la finalidad de sobrealimentar un motor con el objeto de eliminar las pérdidas en los largos y complicados conductos de admisión y de lograr relaciones de compresión reales más elevadas que las permitidas por la forma de las cabezas.

En la actualidad el perfeccionamiento de los sistemas de sobrealimentación han permitido el aumento de la presión de alimentación hasta valores de 3 y 4 atmósferas e incluso mayores.

Examinando los efectos de la sobrealimentación desde el punto de vista termodinámico, es necesario separar los dos aspectos principales:

El incremento de la potencia producida por el motor en función de la sobrealimentación y el rendimiento del ciclo del motor sobrealimentado.

Por este motivo, la relación volumétrica de compresión se calcula de manera que la presión máxima al final de la fase de compresión, no sea nunca superior a la soportable por el combustible empleado en esas condiciones.

ESTUDIO COMPARATIVO

En la siguiente tabla se puede apreciar las diferencias que existen entre dos motores de distintos desplazamiento a diferentes revoluciones:

M O T O R	A	B	C
CILINDRADA	4750 cc. (290 CID)	3270 cc. (200 CID)	3270 cc. (200 CID)
TURBOCARGADOR	NO	NO	SI
POT. a 3200 RPM	100 HP.	65 HP.	92 HP.
POT. a 1400 RPM	53 HP.	40 HP.	47 HP.
POT. a 800 RPM	29.5 HP.	22 HP.	25 HP.
PESO DEL MOTOR	480 Kg.	330 Kg.	355 Kg.
ESP. NECESARIO DE LONG.	100 Cm.	81 Cm.	81 Cm.

GRAFICA 16 (2)

Analizando esta tabla y comparando el motor B con respecto al C encontramos las siguientes características:

- a) A 3200 RPM, tenemos un diferencial de un 30% HP's, esto aparentemente nos hace pensar que el turbocargador podría aumentar la potencia del motor que carece de él, pero como veremos en el desarrollo de esta tesis, nos podremos dar cuenta de que este dispositivo compensa las caídas de presión del carburador, puertos, múltiples (de admisión y de escape), etc., por lo que es importante no perder este

punto de vista.

- b) A 1400 RPM, el diferencial de HP's es de un 25%, este número de revoluciones significa una velocidad media del motor, por lo que - el uso del turbocargador es mas notorio.

- c) A 800 RPM, estamos hablando de una velocidad baja, el diferencial de HP's es de un 22%, este porcentaje se ve disminuido debido al bajo régimen de aceleración.

- d) La diferencia en peso es de 7%, lo que significa que el ins talar un turbocargador a el motor, el incremento de peso es despreciable.

Tomando como referencia un motor de mayor cilindrada como el A, al hacer la comparación contra nuestro motor C, obtenemos lo siguiente:

- a) A 3200 RPM el diferencial de HP's es de un 8% a favor - del motor de 4750 c.c., lo consideramos despreciable.

- b) A 1400 RPM, también tenemos un diferencial a favor del motor de 4750 c.c., de un 12% HP's, pero recordamos que estas revoluciones son a régimen medio.

- c) A 800 RPM, el diferencial es de un 16% HP's, a favor del - motor A, pero como es régimen bajo de velocidad, la diferencia no es - muy notoria.

- d) Y al comparar pesos de motores encontramos que el motor A es más pesado en un 27% que el motor C, lo cual ya implicará un exceso muy notorio.

Queremos hacer la observación que al comparar el motor A contra el C, no cabría ninguna relación debido a la diferencia de cilindradas que existe entre ambos, pero lo hicimos para dar una idea de como el rendimiento del motor C casi se equipara contra el rendimiento de un motor de mucha mayor cilindrada.

Por último equiparando el consumo de combustible entre los motores A y C, nos damos cuenta de que el primero tiene un consumo de 7 Km./lt, y el segundo tendrá de 8.5 a 9.5, lo que significa un 27% de ahorro de combustible, por lo tanto es mas económico.

Para conocer otras velocidades menores ó mayores del motor A, B ó C nos podemos referir a la gráfica 17.

Los principales fabricantes de motores, evalúan la economía de combustible y eficiencia en varias combinaciones de motores V6 contra motores V8, por ser los más similares en cuanto a diseño y relación.

Las comparaciones de eficiencia se relacionan de acuerdo a la diferencia en distancias recorridas contra el tiempo empleado, para una aceleración total desde el reposo. Fig. 18.

FIG. 17 (3)
 CURVAS DE POTENCIA CONTRA VELOCIDAD PARA DIFERENTES MOTORES.

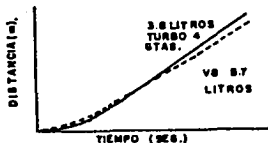
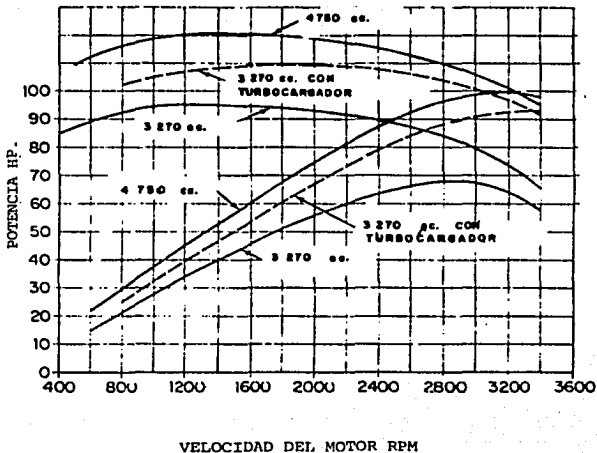


FIG. 18 (3)

COMPARACION DE UN MOTOR TURBOCARGADO DE 3.8 LITROS CON UNO NORMALMENTE ASPIRADO DE 5.7 LITROS.

FIG. 19 (3)

COMPARACION DE ECONOMIA DE COMBUSTIBLE OBTENIDA.

VS 3.8L N.A.
VS 3.8L TURBO 40.
VS 5.7L N.A.

KPL

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

En la gráfica 19 se muestran los resultados de los valores de economía de combustible para estos tres motores, donde se ve que el motor V6 convencional tiene mejor economía de combustible pero con menores niveles de eficiencia.

En las figuras 20-21, se ven las gráficas comparativas de diferentes motores, con la misma potencia y régimen nominales, cada uno en diferentes versiones:

- AS Representa el motor normalmente aspirado.
- TA Representa el motor con turbocargador.
- TE Representa el motor turbocargado con refrigeración del aire de admisión.
- TM Representa el motor con compresor accionado mecánicamente.

En general se ve que los mejores rendimientos se alcanzaron con las soluciones TA y TE. El motor normalmente aspirado tiene ventajas al reducirse la carga.

En la curva (A) se representa el consumo específico, en (B) se tiene las sobrepresiones en el múltiple de admisión y se nota que el de accionamiento mecánico (TM) es el que dispone de más aire con cargas parciales. Finalmente, en (C) están las temperaturas de escape, difíciles de gobernar en la solución (AS) y con la dificultad de no admitir sobrecarga, mientras que (TM) es la solución que exige menos

FIG. 20 (3)

A.- CONSUMO ESPECIFICO

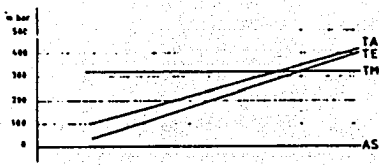
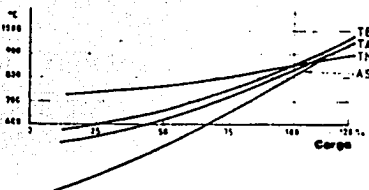


FIG. 21-A (3)

B.- SOBREPRESION EN EL MULTIPLE DE ADMISION.

FIG. 21-B (3)

C.- TEMPERATURA ANTES TURBINA.



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

de los materiales.

Se recuerda que en cualquier motor sobrealimentado, se puede ajustar mucho las temperaturas al nivel conveniente, graduando la proporción de aire de barrido, es decir, rediseñando el cruce de válvulas. Demasiado translope reduce la potencia debido al enfriamiento de los gases de escape, lo cual a su vez, disminuye la velocidad de la turbina y por lo tanto produce menos aumento de presión.

CAPITULO 3

TURBOCARGADOR EN LA AVIACION
MEXICANA

3.1. CALCULO Y SELECCION

El turbocargar un motor es el proporcionar la mezcla aire/combustible óptima para lograr el desarrollo y comportamiento en las altitudes y velocidades requeridas.

Esto implica que un turbocargador es un aparato que también reduce la emisión de gases contaminantes ya que se aprovecha la energía de estos para su funcionamiento, y tenemos un ahorro de combustible.

En la República Mexicana predominan las zonas abruptas y la ubicación de sus Aeropuertos no están en las condiciones más idóneas, sobre todo el de la capital que es el Aeropuerto Internacional más importante de todos ellos.

Como en el Distrito Federal estamos a 2,277 metros sobre el nivel del mar el comportamiento de los motores sin sobrealimentación no es el ideal, ahora que si está sobrealimentado es una preocupación menos para los pilotos de este tipo de aeroplanos.

Como veremos en el desarrollo de este capítulo:

Si se mantienen constantes las RPM y la mariposa del acelerador - se ha fijado en la posición de plena apertura se notará que la presión en el múltiple de admisión irá decreciendo con el aumento de altura y

la pérdida de potencia del motor será mas notoria, en un motor normalmente aspirado, debido a que este no tiene la capacidad suficiente para succionar el aire necesario para suministrar la carga adecuada a los cilindros, por la acción del bombeo de los pistones únicamente.

Por estas condiciones sobrealimentaremos el motor reforzando la acción de aspiración de los pistones por medio de un compresor cetrífugo o sobrealimentador incorporandolo al sistema de alimentación del carburador y al múltiple de admisión.

Llamaremos al impulsor del compresor, secundario, el cual será accionado por una turbina, la que a su vez, es movida por la acción de los gases de escape, existe una puerta de descarga para regular la velocidad del impulsor controlando la cantidad de gases de escape a través de la turbina.

Un turbocompresor consiste en un impulsor primario o de paso principal, el carburador normal del motor, un enfriador intermedio, una toma de aire regriferante, impulsor secundario ó auxiliar, toma de aire de carga como veremos en la Fig. 22.

En esta figura se aprecia el turbocompresor y además un sobre alimentador movido por la flecha del cigüeñal debido a la seguridad requerida en los aeroplanos, y el turbocompresor recupera como potencia útil alguna de la energía remanente de los gases de escape, cuya energía se desperdicia en todos los sistemas de sobrealimentación accionada por engranes.

La caída de presión a través del motor de la turbina aumenta en forma progresiva en la altitud, la potencia que se puede obtener de la turbina aumentará igualmente conforme la aeronave asciende por lo que el uso del turbocompresor es recomendable para estas altitudes.

El turbocompresor al aprovechar la energía remanente de los gases de escape para comprimir el aire que llega al carburador mantendrá la operación del motor en condiciones al nivel del mar a esas altitudes.

El turbocompresor al aprovechar la energía remanente de los gases de escape para comprimir el aire que llega al carburador mantendrá la operación del motor en condiciones al nivel del mar a esas altitudes.

Para lograr mejores resultados hay que considerar el punto más difícil que es el llamado de par máximo el cual suele presentarse al 65% de las RPM. Lo mas normal es seleccionar un turbocargador de manera que el punto óptimo sea al 65% del régimen con lo que a pleno régimen, el rendimiento disminuye y se obtendrá la caída de par necesario, tan solo hay que considerar que el trabajar a grandes alturas las turbinas no sobrepasen su velocidad límite. Esto lo logramos al instalar una válvula de alivio que a alto régimen libere parte del aire, aspirado hacia el escape, evitando así las altas presiones en el múltiple de admisión.

En realidad, se debe estudiar cada caso en particular para una buena selección del turbocargador, ya que no basta con ajustarlo a las necesidades del motor, sino que hay que considerar las características de utilización.

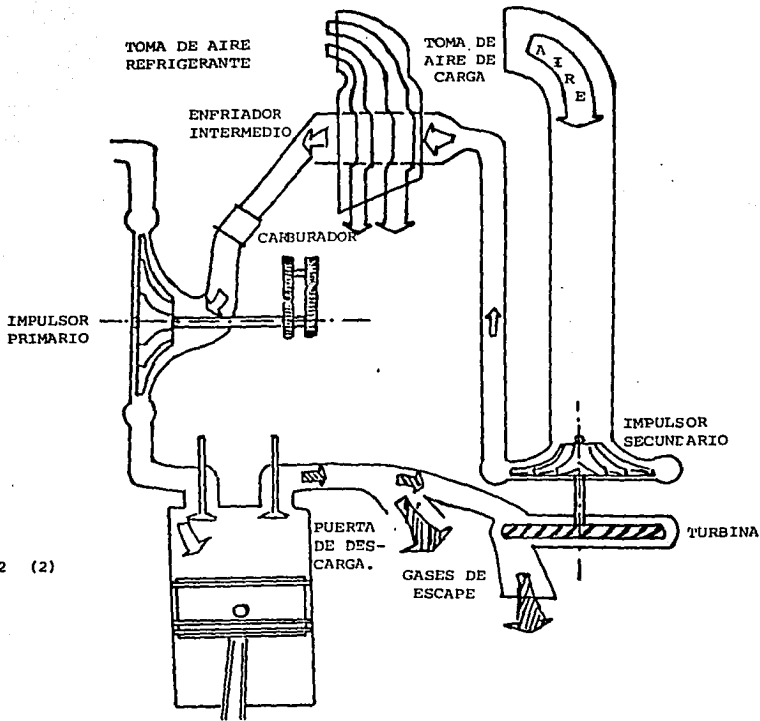


FIG. 22 (2)

SISTEMA DE UN TURBOCOMPRESOR Y SOBREALIMENTADOR.

EFFECTOS DE TURBINAS CON DIFERENTES A/R.

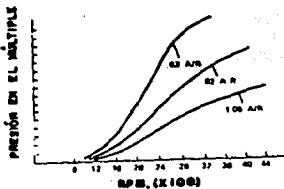


FIG. 23

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

La selección de la turbina del turbocargador determinará las características finales del par. Una turbina está diseñada para responder rápidamente a pequeños flujos de gas y crear de acuerdo con esto altas velocidades en el turbocargador y presiones en el múltiple de admisión a bajas velocidades del motor.

Llamaremos a la relación del área de la tobera de entrada de la turbina entre el radio, desde el centroide del área del centro del impulsor de la turbina, como radio de área designado como A/R referirse Fig. 8., Capítulo 1.

Un valor bajo de A/R ocasionado por una pequeña tobera de entrada incrementará la velocidad de la turbina con el mismo flujo de gas. -- Fig. 23.

El optimización del valor A/R debe de considerarse no solo para la presión máxima en el múltiple a bajas velocidades. La turbina con un pequeño valor A/R tiene niveles de presión excesivos en el múltiple a mayores velocidades en el motor, e incrementa la caída de presión en los gases de escape, a velocidades de aterrizaje. Esta caída de presión puede considerarse como pérdida de economía de combustible a aceleración total.

La reducción del tamaño y diámetro de los impulsores de la turbina y el compresor, ayuda a reducir el momento polar de inercia del grupo rotatorio y permite mejorar el tiempo de respuesta en los cambios de velocidad del turbocargador o sea al despegue y al aterrizaje.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Selección del Turbocargador:

Para la selección del turbocargador necesitaremos los siguientes datos.

- Desplazamiento del motor - en cc ó Plg³
- Velocidades máximas del motor - RPM
- Aumento máximo de presión - Kg/cm² ó PSI, esta presión se refiere a la altura máxima del avión.
- Mínima temperatura ambiente en la cual trabajará en - °C ó °K ; °F ó °R.
- Presión barométrica en cm. de Hg.

El sistema de cálculo será el siguiente:

Con el desplazamiento del motor encontraremos el flujo de aire - que debe de pasar, considerando una eficiencia del 100%.

Vol. teórico = Vol. de flujo de aire al 100% = Desplazamiento $\left(\frac{M^3}{REV} \right) \times \frac{RPM}{2}$; se divide entre 2 las RPM ya que es un motor de cuatro tiempos ciclo OTTO.

Para calcular el flujo real consideraremos una eficiencia volumétrica del 80%.

Vol. de flujo real al 80% = Vol. teórico x 0.8.

Este flujo será el flujo a la salida del motor.

Calculando el rango de presión en el cual estaremos volando.

Rango de Presión = $\frac{\text{Presión Absoluta en el Múltiple}}{\text{Presión Absoluta de Entrada}}$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Después calcularemos nuestro rango de temperaturas como el proceso de trabajo del compresor es adiabático utilizaremos la relación siguiente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde $\frac{P_2}{P_1} = R$

R = Relación de presiones calculada anteriormente

K = $\frac{C_p}{C_v}$ = Relación de calores específicos y utilizaremos un valor de 1.4.

T1 = Temperatura absoluta ambiente.

T2 = Temperatura absoluta la máxima a alcanzar

Con esto sabremos nuestro incremento de temperatura en el compresor, ya que este debe trabajar al 65% de rendimiento, nuestro incremento real será:

$$\Delta T \text{ comp.} = T_2 \text{ } ^\circ\text{F} - T_1 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$\frac{\Delta T \text{ en el compresor}}{0.65} = \Delta T \text{ real del compresor}$$

Obtendremos la temperatura en el múltiple de admisión:

$$TMA = TAMB + \Delta T \text{ real del comp.}$$

La densidad del aire a la relación de temperaturas es:

$$\frac{\text{TAE C}}{\text{TASC}} \times \frac{\text{PAEC}}{\text{PASC}} = \text{Relación de densidades.}$$

Donde:

TAE C = Temperatura absoluta de entrada al compresor.

TASC = Temperatura absoluta de salida del compresor.

PAEC = Presión absoluta de entrada al compresor.

PASC = Presión absoluta de salida del compresor.

Para conocer el flujo de entrada al compresor:

Flujo de entrada al compresor es igual al flujo de salida del motor por relación de densidad.

Con este flujo de aire y la relación de presión se puede seleccionar el compresor adecuado por medio de sus mapas ó gráficas. Fig. 24-32.

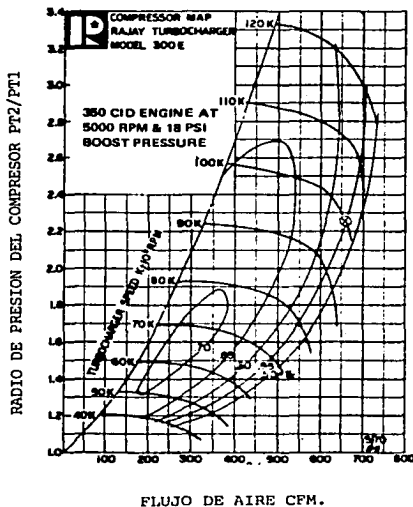
3.3. APLICACION

Lo enfocaremos a las opciones de acoplar el turbocargador al motor, al mantenimiento, lubricación y tipos de combustible.

Desde que ha sido posible el uso de los turbocargadores, se plantea la interrogante, ¿Es mejor colocarlo antes o después del turbocargador?, resulta que ambas opciones tienen sus ventajas y desventajas, teniendo los siguientes resultados:

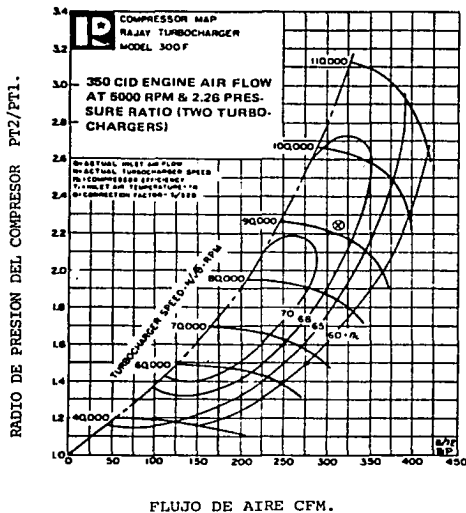
Colocando el turbocargador antes del carburador, no tenemos que -

FIG. 24 (3)



FLUJO DE AIRE CFM.

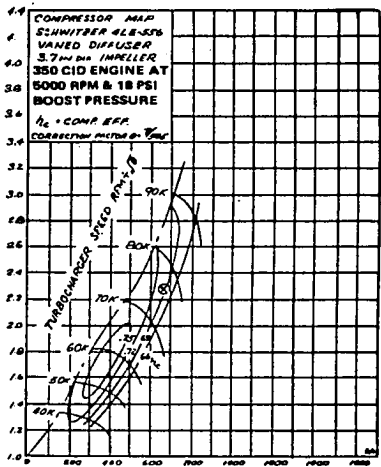
FIG. 25 (3)



TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

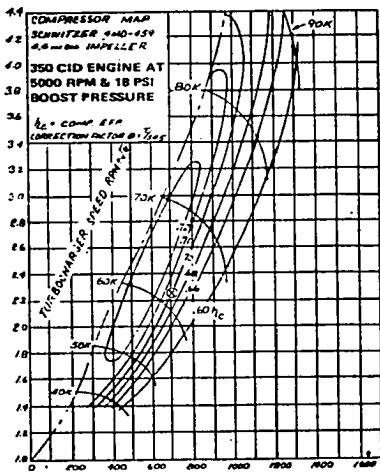
FIG. 26 (3)

RADIO DE PRESION DEL COMPRESOR P_{T2}/P_{T1}



FLUJO DE AIRE CFM.

RADIO DE PRESION DEL COMPRESOR P_{T2}/P_{T1}

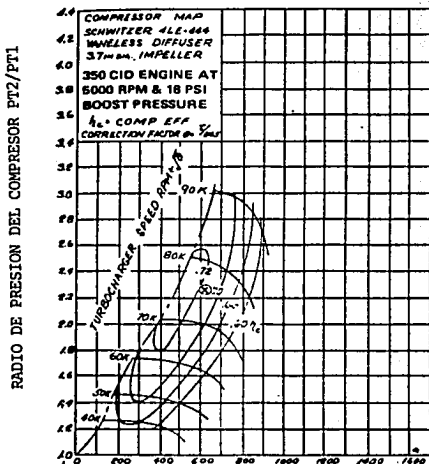


FLUJO DE AIRE CFM.

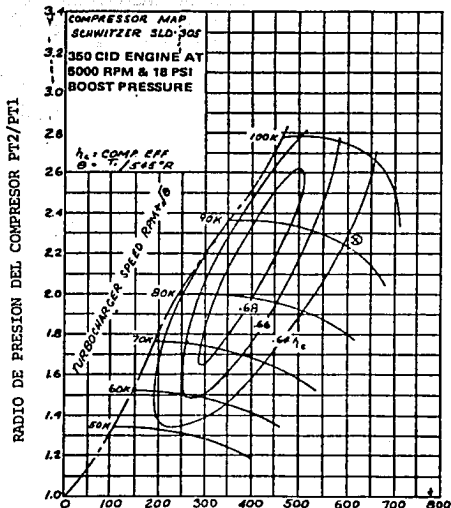
FIG. 27 (3)

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

FIG. 28 (3)



FLUJO DE AIRE CFM.



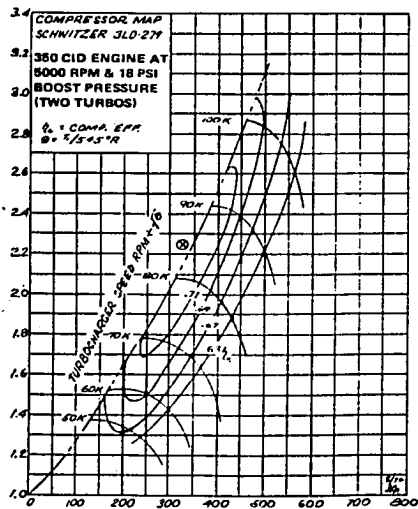
FLUJO DE AIRE CFM.

FIG. 29 (3)

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

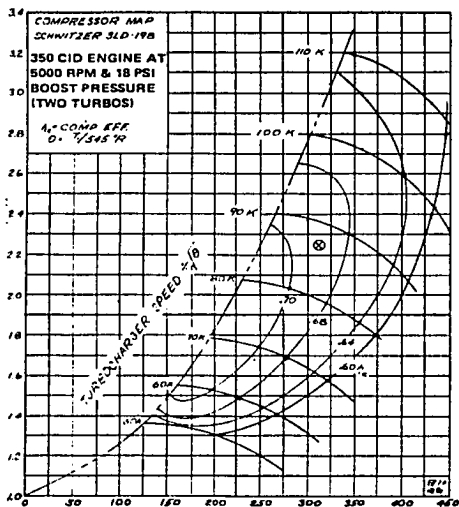
FIG. 30 (3)

RADIO DE PRESION DEL COMPRESOR PT2/PT1



FLUJO DE AIRE CFM

RADIO DE PRESION DEL COMPRESOR PT2/PT1



FLUJO DE AIRE CFM

FIG. 31 (3)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

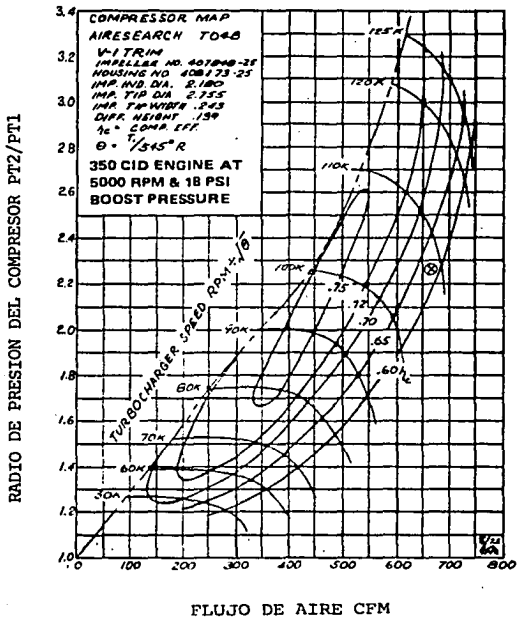


FIG. 32 (3)

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

hacer ninguna modificación al sistema de entrada al motor con esto - nos referimos a las líneas de combustible, los mecanismos del shock, los varillajes del acelerador, etc.

Al poner el turbocargador de esta manera, se puede pensar que es mas eficiente, pero resulta que la eficiencia del turbocargador depende de su diseño, no importando su localización antes o después del carburador. Lo que si va a existir es una caída de presión a través del carburador, reduciendo en una limitación en la capacidad de este.

Existe además, potencia instantánea del turbocargador ya que este no se retarda, por recibir de entrada, la presión atmosférica.

Al hablar de aeronaves es común el congelamiento del combustible en el carburador, colocando el turbocargador antes del carburador evitamos ese enfriamiento, conservando una temperatura estable que impide este fenómeno.

Una desventaja es la caída de presión en el carburador, debido a que su capacidad se limita por mínima entrada de combustible, lo que se tiene que hacer es colocar un conjunto de bombas en serie para que regulen la inyección del combustible, este tipo de bombas son del tipo eléctrico y son comandadas por la bomba mecánica del motor, arriba de la atmosférica. Un requisito indispensable es que los flotadores del carburador deben de ser de nitrofil y no de latón. Además de que las líneas de vapor de combustible y otros necesitan tener válvulas de retención.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Ahora veremos las características de localización del turbocargador después del carburador.

En este tipo de localización es obvio que al compresor le llegará menor cantidad de presión de aire por lo tanto el motor estará a menor densidad, con gran volumen específico comprimiéndose a la presión requerida al llegar a la válvula de admisión, para la obtención de mayores flujos volumétricos y en consecuencia mejor eficiencia y mayor velocidad de compresión.

Este es el caso en que el carburador es de construcción normal por no tener ninguna restricción, además de que se sigue usando el sistema de alimentación de combustible normal al motor, su ajuste es mas sencillo para rangos de operación normales.

Para evitar la congelación del combustible se destina parte del sistema de escape para calentar el carburador.

Otra de las desventajas sería que la superficie que se moja de combustible puede causar maneobrabilidad indeseable, mayores emisiones contaminantes e incrementan el consumo de combustible, durante el calentamiento. Fig. 33 y 34.

FALLAS COMUNES Y MANTENIMIENTO.

Normalmente los turbocargadores tienen un tiempo de vida similar al del motor, en el desarrollo de este punto daremos una de las causas y sus remedios para mantener el equipo en condiciones óptimas.

CUADRO COMPARATIVO

	Turbocargador antes del carburador.	Turbocargador después del carburador.
1. Localización del Carburador y varillaje	Sin cambio	Debe cambiarse
2. Bomba de combustible	Se requiere una bomba extra ó una compensada a la presión de descarga -- del compresor.	Sin cambio.
3. Sistema de ventilación positiva del cárter.	Debe cambiarse a la entrada del compresor.	Sin cambio.
4. Sistema de evaporación del combustible.	Debe equiparse con una válvula de retención para prevenir la presurización del tanque de combustible.	Sin cambio.
5. Sellado del carburador.	Todos los orificios y flechas deben sellarse completamente por medio de una caja sobre el carburador.	Sin cambio.
6. Distancia del carburador a los cilindros.	Sin cambio.	Muy grande.

TESIS CON
 FALTA DE ORIGEN

- | | | |
|---|--|---|
| 7. Flotadores del Carburador. | Pueden aplastarse a menos que sean de plástico <u>nitrofil</u> . | Sin cambio. |
| 8. Sellos de aceite del turbocargador. | No se requiere ninguno en especial. | Debe tener sellos positivos del lado del compresor. |
| 9. Límite del compresor. | Puede ser un problema en la <u>deceleración</u> . | No hay problemas, normalmente. |
| 10. Tamaño del compresor. | La presión de entrada es siempre - la atmosférica, por lo que la capacidad máxima está - siempre disponible. | La presión de entrada es menor que la atmosférica, entonces se requiere un tamaño ligeramente mayor en algunos casos. |
| 11. Temperatura de entrada al carburador. | Baja temperatura a baja carga y alta temperatura a alta carga. | Temperatura constante sin importar la carga. |
| 12. Fuente de vacío para frenos, aire acondicionado, etc. | Esporádicamente, requiere válvula de retención. | Sin cambio. |

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

CHUMACERAS: El tipo de falla que presenta es el más común, ya que son causadas por falta de lubricación y es muy fácil de apreciar por el descolorido que pudiera tener la flecha, ó por la generación de calor a alta velocidad sin lubricación.

Esto también se debe a la ruptura de la línea que abastece de aceite estos lugares, falta de aceite del motor o excesiva viscosidad de éste para las condiciones de temperatura ambiente, suciedad por partículas extrañas que ocasionan fricciones, así mismo por la calidad de limpieza del aceite que ocasiona severos despostillamientos.

Solución; revisar los conductos de aceite, cambiar el aceite periódicamente y asegurarse de la calidad del mismo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FILTRO DE AIRE: El filtro de aire es muy importante, ya que si -
deja pasar partículas pequeñas pueden dañar nuestro impulsor, asimis-
mo, el reductor o la tobera del compresor. En el comportamiento del
motor podemos tener una atmósfera cargada de vapor de aceite que se -
combina con el polvo y se adhiere a la pared de los elementos del com-
presor llenándose de impureza ocasionando una deficiencia en su rendi-
miento.

Por estas razones se recomienda cambiar el filtro periódicamente.

También otro punto que hay que vigilar son los sellos de la caja
de rodamiento, es recomendable que cada vez que se haga el manteni-
miento mayor del turbocargador, sea necesario checar el balanceo tan-
to del difusor como del rotor de la turbina, así como, la excentricidad
de la flecha para evitar vibraciones, ya que estas podrían dañar seve-
ramente el conjunto turbocargador y en consecuencia el motor. Fig. 35
y 36.

RECOMENDACIONES GENERALES PARA LA LUBRICACION DEL TURBOCAGADOR.

El objetivo principal para la lubricación del turbocargador es -
evitar el contacto de metal con metal entre una pieza móvil y otra, -
debido a la fricción originada por ese contacto de metal - metal, oca-
siona pérdida de potencia, rápido desgaste de las superficies y un au-
mento de temperatura que podría causar que las piezas muy ajustadas -
se dilataran hasta el extremo de pegarse y fallar.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ANALISIS DE FALLAS EN MOTORES TURBOALIMENTADOS

SINTOMA	CAUSAS	REVISION	SOLUCION
Pérdida de potencia	Fugas en juntas o perforaciones en el sistema de escape.	Bloquear el tubo de escape. Si el motor sigue funcionando, hay fugas.	Reparar las fugas, generalmente las juntas.
Pérdida de potencia.	Válvulas o anillos gastados.	Medir la compresión del motor.	Repararlos.
Pérdida de potencia.	Carburador demasiado pequeño o la válvula de mariposa no abre completamente.	Revisar la caída de presión a través del carburador.	Usar un carburador mayor o ajustar el varillaje.
Pérdida de potencia.	Restricción en el sistema de descarga de la turbina. (Silenciador).	Revisar la presión de descarga de la turbina.	Usar un silenciador más grande.
Pérdida de potencia.	Filtro de aire sucio.	Quitar el filtro de aire.	Cambiar el filtro de aire.
Olor de gasolina durante condiciones de carga.	Pequeña fuga en la descarga del compresor o en el múltiple de admisión.	Buscar manchas de combustible alrededor de las juntas.	Apretar o cambiar las juntas.

FIG. 35

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Respuesta pobre de aceleración.	Circuito en el carburador obstruido.	Probar otro carburador o aumentar la mezcla.	Limpiar el carburador y revisar el tamaño de los pasos calibrados.
Falla de bujías a alta potencia.	Calibración muy abierta.	Medir la calibración.	Limpiar y ajustar las bujías.
Falla frecuente de bujías. *	Cables en mal estado.	Revisar la resistencia de los cables.	Cambiar los cables.
Fugas de aceite en la caja de la turbina.	Línea de drenaje obstruida.	Quitar la línea de drenaje y revisar está tapada o doblada.	Limpiar o cambiar la línea de drenaje.
Mezcla Pobre.	Fuga de aire entre el compresor y el carburador.	Escuchar si hay silbidos al rededor del carburador con el motor marchando en vacío	Reparar las fugas.

* Se pueden usar cables más cortos si la falla de chispa continúa.

TESTS CON FALLA DE ORIGEN

La teoría de la buena lubricación exige el empleo de un aceite - tan delgado que tenga el suficiente cuerpo como para que la película se conserve adherida a las superficies de contacto evitando el consumo excesivo de este.

Esto necesita un calentamiento del aceite hasta que se haya alcanzado una temperatura en la cual fluya en cantidades adecuadas a las - varias superficies de contacto.

DESIGNACION DE LOS GRADOS DE ACEITE PARA LA AVIACION:

Los aceites de aviación se clasifican generalmente 80-100-120-140 que es aproximadamente su viscosidad en segundos a 210 °F medidos en el viscosímetro Sey-bolt.

No. DE AVIACION COMERCIAL	No. SAE	No. DE ESPECIFICACION ARMY NAVY
65	30	1065
80	40	1080
100	50	1100
120	67	1120
140	70	----

PROPIEDADES FISICAS DE LOS COMBUSTIBLES QUE INTERESAN EN LA AVIACION:

Las características que deben reunir dicha gasolina son: Alto - contenido de la energía de la gasolina: Se refiere a la cantidad de energía calorífica que una unidad de gasolina podría dar, su valor - aproximado para la aviación es de 20,000 BTU, esto da como resultado que el desarrollo del motor sea mas eficiente.

Alta volatilidad de la gasolina: La volatilidad es la tendencia de un combustible a cambiar de estado de líquido a gaseoso, debido a que a grandes alturas es necesario que se evapore rápidamente.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Alta pureza de la gasolina: El factor de pureza de la gasolina - de aviación debe ser alto y se mantiene, porque antes de pasar gasolina a un motor de aeroplano siempre se usan filtros o mallas, asimismo, se puede aceptar variaciones dentro de determinados límites, de octanaje por que se emplean motores recíprocos, en menos de este octanaje - requerido, detonará en lugar de quemarse a una velocidad uniforme.

El cuadro a continuación indica los varios grados de gasolina y - su aplicación en aviones.

GRADO DE COMBUSTIBLE	FABRICANTE	MOTOR	ENERGIA (HP)
100/130	AVCO-LYCOMING	0-320-A2C	150
100/130	CONTINENTAL	TURBO TBO-360-A	210
91/96	CONTINENTAL	TURBO TBO-450-C	250
91/96	CONTINENTAL	TURBO GV4-200-C32	200
80/87	AVCO-LYCOMING	0-320-A2B	150
80/87	TELERYNE - CONTINENTAL	0-470-R	230
80	PAGE - INDUS- TRIES	R-755-A2M	300

PROPORCION DE AIRE COMBUSTIBLE.

Ya visto el tipo de combustible ahora nos enfocaremos a la mezcla aire combustible.

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

CHAS. MARTIN & COMPANY
INSPECTORS OF PETROLEUM
AMERICAN POSTAL BOX, TORONTO, CANADA
AMERICAN POSTAL BOX, MEX. 11, D. F.
AMERICAN POSTAL BOX, CAGAYAN, P. I.

65
CERTIFICATE No.
DATE
LOT No.

CERTIFICATE OF ANALYSIS

PRODUCT: Aviation Gasoline, Grade
Refinery 18 de Marzo, Mexico D. F.
TANK No. Loaded into:

TESTS

A. S. T. M. METHOD D

Color	910 Sec. 9 (c)
Net Calorific Value, Btu/Lb.	240
Acidity of Distillation Residue	1093
Freezing Point, °C. - Below	910 Sec. 9 (m)
Water Tolerance	1094
Corrosion, (Copper strip)	130
Gum, (Copper dish) mg./ 100 ml.	910 Sec. 9 (j)
Visible Lead Precipitate mg./ ml.	873
Potential Gum, (8 hours) mg./ ml.	873
Gravity, Specific at 20°/4°.	
Vapor Pressure, (Reid)	323
Sulfur, per cent by weight	90
Tetraethyllead, ml./gallon	528
Octane Number (CRC F-2)	357
Octane Number (ORG F3)	614
Iso-Octane Plus ml. TEL/gallon	
Octane Number (ORG F-4)	909
Iso-Octane Plus ml. TEL/gallon	
Performance Number	
Distillation, Corrected to 760 mm. Hg. Press '86	
Initial Boiling Point	°C.
10 per cent evaporated at	°C.
50 per cent evaporated at	°C.
90 per cent evaporated at	°C.
Final Boiling Point,	°C.
Recovery, per cent	
Residue, per cent	
Loss, per cent	
Sum of 10% & 50% Evap. Temps. °C.	
Inhibitor, (UOP No. 6) lb/1000 bbl.	

This Material is free from water, sediment, and suspended matter.
From the standpoint of cleanliness the container into which this
material was loaded is considered to be satisfactory.

CHAS. MARTIN & COMPANY

By *[Signature]*

Deputy Inspector of Petroleum

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Para liberar la energía térmica del combustible, es necesario combinarla con una determinada cantidad de aire, donde se toma el oxígeno como comburente, la mezcla perfecta aire combustible corresponde - en peso a una mezcla de 14.9 Lb. de aire por 1 Lb. de gasolina.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 4

SELECCION DE LOS COMPONENTES DE UN TURBOCARGADOR

Ya visto el método general para calcular y seleccionar el turbocargador, haremos ejemplos como sigue:

1.- En este ejemplo veremos cual es la pérdida de caballos de fuerza por la altitud, dándonos cuenta de la necesidad del turbocargador.

DATOS:

Motor de 200 HP en tierra
 Presión de 76 cm. de Hg. a 60°F
 Deseamos elevarlo a una presión máxima de 36.5 cm. de Hg.
 y a -8°F, pero queremos sobrecargarlo a 65 cm. de Hg.

SOLUCION:

Calculando radio de potencia.

Radio de potencia = $\frac{\text{Potencia a altura deseada}}{\text{Potencia a 76 cm. de Hg.}}$

De la figura 38, a 36.5 cm. de Hg, corresponden en la carta de altura (1) 19000 pies, entrando a diagrama con la Presión 36.5 cm. de Hg y cruzando con la curva de presión a la altura en la que sobrecargamos de 65 cm. de Hg nos da un radio de potencia igual a 0.84.

Radio de presión = $\frac{\text{Presión a la entrada al carburador}}{\text{Presión a la entrada del sobrealimentador}}$

$$r = \frac{P_2}{P_3} = \frac{65}{36.5} = 1.78$$

(1) Referencia Capitulo 6

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

RADIO DE HP=HP/HP a 76 CM-Hg

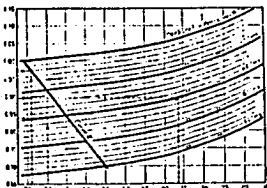


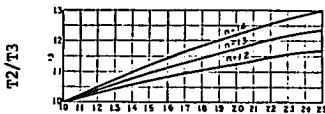
FIG. 38 (4)

DIAGRAMA PARA ENCONTRAR HP POR UN MOTOR SUPERCARGADO

PRESION GASES DE ESCAPE
CM-Hg

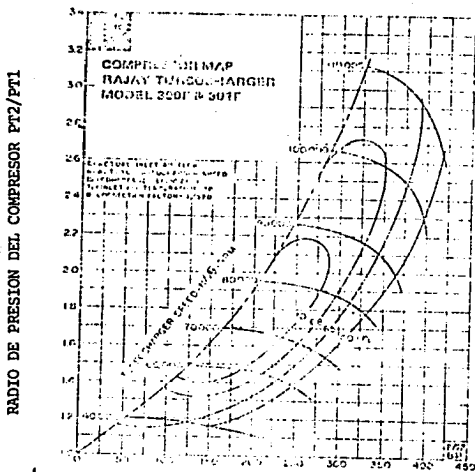
FIG. 39 (4)

INCREMENTO DE LA
TEMPERATURA DEL
AIRE DURANTE LA
COMPRESION



P2/P3

FIG. 40 (3)



FLUJO DE AIRE CFM

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La relación de temperaturas = $\frac{T_2}{T_3}$

Donde T_2 = Temperatura abs. de aire entrada al carburador.

Donde T_3 = Temperatura bas. de aire entrada al sobrealimentador.

De la fig. 39 obtenemos r y $n = 1.3$ de condiciones normales.

$$\frac{T_2}{T_3} = 1.142$$

Calculando la temperatura a la que se va a sobrealimentar.

$$\begin{aligned} T_2 &= T_3 \times 1.142 \\ T_2 &= 1.142 \times (460 - 8) \\ T_2 &= 516 \text{ } ^\circ\text{R} = 56 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

El factor de corrección para la temperatura debido a la disminución de la potencia del motor:

$$F = \frac{920 + t_1}{920 + t_2} = \frac{920 + 60}{920 + 56} = 1$$

LA POTENCIA ACTUAL SERA:

$$P_c = P_g \times r \times F$$

DONDE:

- P_c = HP necesarios con el supercargador a la altitud dada.
- P_g = HP observados en tierra con la temperatura del carburador observada t_1 .
- r = Radio de HP a las condiciones dadas de escape y presiones del carburador producidas por el supercargador a la altitud dada.
- F = Es el factor de corrección de la temperatura para corregir de la temperatura observada en tierra t_1 a la temperatura del carburador t_2 .

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$P_c = 200 \times 0.84 \times 1 = 168 \text{ HP}$$

$$P_c \text{ real} = 168 \text{ HP}$$

La potencia del motor en tierra difiere con la altitud con una diferencia de:

$$\text{HP real en la altitud} = 200 - 168 = 32$$

Los cuales son necesarios 20 HP para mover el supercargador, con esto las pérdidas de potencia en la altitud se reducen a 12 HPS.

2.- Selección del turbocargador anterior.

DATOS:

- Desplazamiento del Motor = 323 Pulg³ = 5292 CC
- Velocidad máxima = 2700 RPM
- Aumento máximo de presión = 0.38 Kg/cm².

Este aumento lo obtenemos de las diferencias de presiones que van a existir, queremos que a 36.5 cm. Hg que sería la mínima presión que puede alcanzar, deseamos sobrecargarlo a 65 cm. de Hg tomando como base el nivel del mar 76 cm. Hg.

Este aumento máximo será:

$$\text{Aumento máximo} = \frac{65-36.5}{76} = 0.375$$

- Mínima temperatura ambiente en la cual trabajará =
- 8 °F
- Presión barométrica mínima en cm. Hg = 36.5 cm. Hg.

CALCULO

Convirtiendo el desplazamiento del motor de C.C. a M3/Rev.

$$\frac{5292}{1 \times 10^6} \left[\frac{\frac{C}{C}}{\frac{C}{m^3}} \right] = 5.292 \times 10^{-3} \text{ m3/rev.}$$

Se calcula el volúmen de flujo ideal a través del motor en una eficiencia volumétrica del 100%.

$$5.292 \times 10^{-3} \frac{m^3}{rev.} \times \frac{2700}{2} \frac{rev.}{min.} = 7.1 \frac{m3}{min.}$$

Considerando una eficiencia volumétrica del 80% para flujo real.

$$\text{Volúmen flujo real} = 7.1 \frac{m3}{min.} \times 0.8 = 5.68 \frac{m3}{min.}$$

Calculando la relación de presión.

$$R = \text{Rango de Presión} = \frac{(0.38 \times 73.53) + 36.5}{36.5} = 1.77$$

Calculando el ΔT en el compresor.

K = 1.3 a condiciones normales

$$T_2 = T_1 (R)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_2 = (-8 + 460) (1.77)^{\frac{1.3-1}{1.3}} = 516 \text{ } ^\circ R$$

$$t_2 = 56 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T \text{ en el compresor} = 56 - (-8) = 64 \text{ } ^\circ F$$

Eficiencia de compresor a 65%

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\Delta T \text{ real del compresor} = \frac{64}{0.65} = 98.46 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{mad}} = 60 + 98.46 = 158.46 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Calculando relación de densidad.

$$R \text{ densidad} = \frac{60 + 460}{158.46 + 460} \times 1.77 = 1.49$$

$$\begin{aligned} \text{FEC} &= 5.68 \times 1.49 = 8.46 \frac{\text{m}^3}{\text{min.}} \\ &= 299 \text{ CFM} \end{aligned}$$

Observando en la fig. 40 encontramos una gráfica de compresor que se aplica a nuestro ejemplo.

4.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Es necesario usar este tipo de dispositivo para incrementar la eficiencia de mezcla, aire/combustible en la cámara de combustión por medio de la moderación de temperaturas y relación de densidades, y así disponer de mayor número de potencia.

La carga de aire enfriada es llevada al intercambiador, el cual puede usar como medio enfriante aire ambiente, agua helada, agua de mar o una camisa de agua del motor según sea el uso. Normalmente en la aviación se utiliza el enfriamiento aire-aire, conducido por álabes,

fig. 41.

La caída de temperatura del aire de carga pasando a través del intercambiador de calor, será función de varios factores, esta variará con la medida del intercambiador, la temperatura del medio enfriante y el posible rango de flujo de este. Siempre tendremos una caída de presión de la carga a través del intercambiador, el incremento de caída de presión debe ser equiparado contra la caída de temperatura, es como si dijéramos 100 °F con una pérdida de la mitad de presión.

Si la carga de aire que pasa a través del intercambiador no es considerablemente más densa, entonces este haría solo la mitad de su trabajo. Como regla de dedo por 1 °F de descenso en la temperatura en el múltiple de admisión, redituará en 1 °F de caída de temperatura en el escape.

Como ejemplo si un motor tiene una temperatura de escape de 1500 °F y usamos un intercambiador, podremos reducir la temperatura en el múltiple de admisión por 100 °F, por lo que tendremos una temperatura de escape de 1400 °F al mismo tiempo. Esto no solo facilita el trabajo de las válvulas de escape, sino que también disminuye los requerimientos del rechazo de valor del motor, a menos que utilizemos una camisa de agua como medio enfriante.

Por otro lado reduciendo la carga de valor en el motor, la más alta carga de densidad permitirá más masa de aire por minuto para que fluya a través del motor a cualquier presión dada en el múltiple de admisión.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Esto significa que más combustible pueda ser quemado y que el motor pueda producir más caballos de potencia. Como ejemplo supondremos, un motor de 151 pulg³ de desplazamiento con una velocidad de 10,000 - RPM con 120 pul. abs. de Hg en el múltiple de admisión de presión produciendo 900 HP. La temperatura en el múltiple de admisión asumiendo un 65% de eficiencia del compresor será de 487 °F, siendo el flujo de masa de aire del motor alrededor de 900 lbs/hr.

Si un intercambiador de calor es puesto entre la descarga del compresor y el motor con un 50% de eficiencia a 100 °F, la temperatura en el múltiple de admisión se reducirá a 293 °F y si aún la presión en el múltiple de admisión es bajada a 100 plg. de Hg abs., el flujo de masa se incrementará a 941 lbs/hr. En adición para la misma potencia y un radio de flujo-aire, la temperatura de escape será reducida hasta 194 °F aproximadamente.

Las ventajas del motor son dos; la primera las sobretemperaturas de operación se reducirán, y la segunda, la presión en la cámara de combustión para una presión en el múltiple de escape de descarga (BMEP) también se reducirá disminuyendo los esfuerzos en el motor.

Si tuvieramos un perfecto intercambiador la temperatura en la carga de aire sería reducida a la del medio enfriante sin ninguna caída de presión. Esto por su puesto no es posible debido a que siempre tenemos caída de presión debido al intercambiador, así como tampoco es posible que la temperatura de aire de carga sea más baja que la del medio enfriante.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FIG. 41 (3)

MOTOR TURBOCARGADO
CON INTERCAMBIADOR
DE CALOR

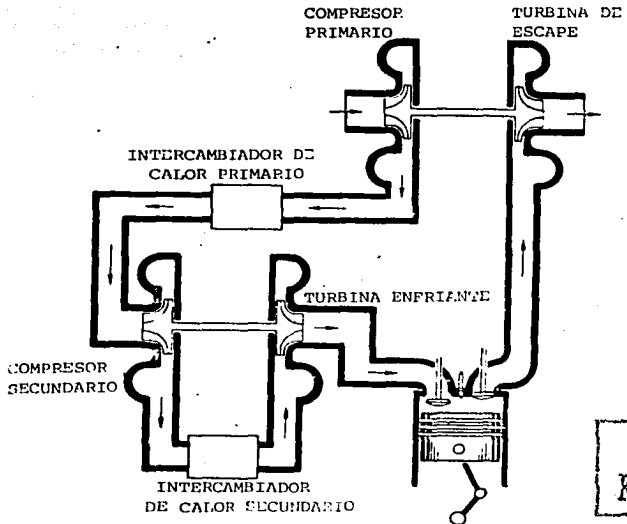
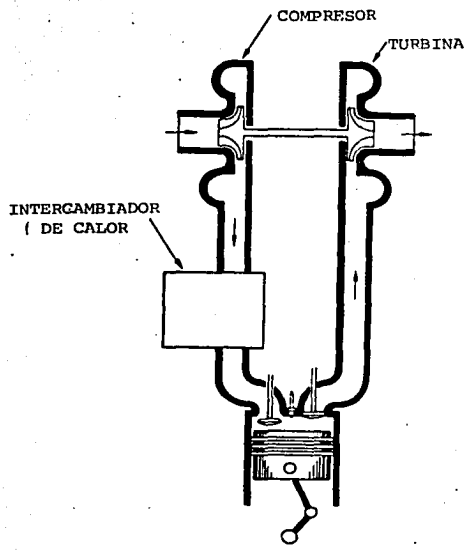


FIG. 42 (3)

MOTOR TURBOCARGADO
CON CICLO DE AIRE.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si la temperatura de carga de aire es de 200 °F y la temperatura del medio enfriante es de 100 °F, podremos bajar la temperatura de carga a 150 °F, el intercambiador tiene una eficiencia del 50%.

$$\frac{200^{\circ} - 150^{\circ}}{200^{\circ} - 100^{\circ}} = \frac{50}{100} = \frac{1}{2} = 0.5$$

Si usáramos un mejor intercambiador con un 70% de eficiencia al bajar la temperatura hasta 130 °F tendremos que:

$$\frac{200 - 130}{200 - 100} = \frac{70}{100} = 0.7$$

Suponiendo una temperatura de descarga del compresor de 250 °F y una temperatura ambiente de 75 °F, al 70% de eficiencia aire - aire el intercambiador reducirá la temperatura de aire de carga. $(250-75) \times 0.7 = 122.5$ °F.

La temperatura de carga dejando el inter-enfriador será:

$$250 - 122.5 = 127.5 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

Si la camisa de agua es usada a 180 °F la caída de temperatura será de:

$$(250 - 180) \times 0.7 = 49 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

Esto resulta en una temperatura de aire de carga de 201 °F. Este pequeño decremento hace impráctico usar camisa de agua a menos que la temperatura de descarga del compresor sea de 300 °F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En algunos casos la temperatura de escape y la presión caerán en proporción con las condiciones del múltiple de admisión.

Cuando esto ocurre el turbocargador disminuirá reduciendo la presión en el múltiple de admisión, y será necesario usar una coraza de turbina más pequeña para mantener la misma presión de escape.

Los motores que trabajan a base de gasolina son sensibles a los cambios de temperatura ya que existen los límites de preignición y la detonación.

Los requerimientos de octano para una salida de motor dado, pueden ser reducidos substancialmente por medio del intercambiador. La tendencia para una cámara de combustión a necesitar chispa caliente y la carga de ignición antes del encendido de la bujía es también reducido por el intercambiador.

También es posible enfriar la carga debajo de la temperatura del medio enfriante por una compresión de ésta con un compresor secundario, enfriándola y expandiéndola a través de la turbina usada para mover el compresor secundario fig. 42.

Este método es usado en algunos motores a propulsión de diesel - con buen resultado, pero es muy complicado para motores pequeños.

Es posible conectar turbocargadores en serie y obtener presiones en el múltiple de admisión hasta de 100 psig., si los intercambiadores de calor son colocados entre el segundo compresor y el motor.

CAPITULO 5.

TIPOS DE CONTROLES

Como ya se ha explicado anteriormente los turbocargadores tienen el compromiso de alcanzar la máxima potencia de los motores con la ma yor respuesta disponible.

La ventaja de los controles en los turbocargadores es que nos - van a permitir que estos puedan ir a su máxima velocidad, ó sino, muy cerca de esta sin tener ninguna explosión, esto depende de qué tan - bien trabaje el control.

Los controles en los turbocargadores pueden generalmente ser di- vididos en dos categorías.

Los cuales pueden permitir la limitación en la velocidad del - turbocargador para evitar que este se destruya asimismo.

Aquellos que limitan la presión de salida del compresor para man tenerla dentro de los rangos admitidos por el motor.

Debido a que los modernos turbocargadores producen normalmente - mayor presión que la que el motor puede soportar, la mayoría de los - controles estan diseñados para limitar la presión de salida del com-- presor.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.1. SERVOMEKANISMOS:

Refiriendonos ahora a los servomotores mostrados en la fig. 43, y en adelante, también nos van a ayudar al control de la velocidad en un turbocargador como se mencionó en los tipos de controles. El servomecanismo en cuestión puede estar controlado manualmente o por un aparato sensible a la velocidad del Turbocargador, al radio de presión, a la presión barostática, a la presión absoluta, a la densidad o al flujo de aire.

La velocidad del turbocargador puede ser sensada por un aparato electrónico y a través del uso de apropiados amplificadores para operar la válvula de escape, para controlar la velocidad del turbocargador. Esto no solo requiere aparatos de potencia eléctrica sino un elaborado equipo electrónico, la velocidad del turbo es normalmente sensibilizada por el significado del radio de presión, porque el radio del mismo de cualquier instalación específica es función directa de la velocidad.

Un sensor de radio de presión es mostrado en la fig. 44 este tipo de sensor fué usado intensamente hace algunos años, cuando los turbocargadores fueron usados con limitaciones físicas del impulsor del compresor, si un motor equipado con turbocargador fuese puesto al nivel del mar a una gran altitud, la velocidad del turbocargador se incrementaría si no fuese contralado.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

VALVULA DE ESCAPE
CONTROLADA POR
SERVOMOTOR.

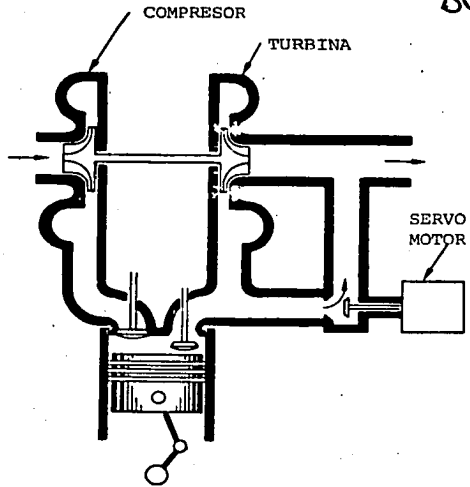


FIG. 43 (3)

PRESION DE FM-
TRADA AL COMPRESOR PRESION DEL COM-
PRESOR DE DESCARGA

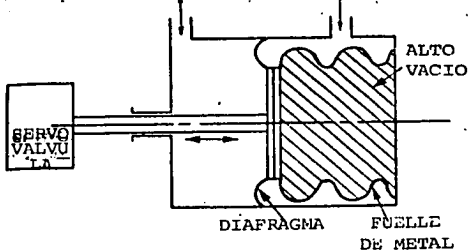


FIG. 44 (3)

SENSOR DE RADIO
DE PRESION.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

El sensor de radio de presión previene este incremento de velocidad y permite al motor ser operado a las alturas requeridas sin ningún cambio en el motor o en el Turbocargador.

Un sensor de presión diferencial en la fig. 45, detecta la presión diferencial a través del compresor si la presión atmosférica (PC1) es conectada a la entrada de este y la presión de descarga del mismo (PC2) es conectada a la salida.

Si existe presión atmosférica (PC1) entonces el sensor de presión barométrica es muy utilizado, este es el tipo mas usado en los motores en las altitudes.

Este tipo de sensor conectado a la válvula de escape, empezará a derramar o a fugar el gas de escape, cuando se alcanza la presión en el múltiple manteniendo esta presión constante cuando la velocidad y la potencia del motor como la capacidad de la válvula de escape lo permita.

Un sensor de presión absoluta mostrado en la fig. 46 es similar al de presión diferencial, excepto que el volúmen alrededor del resorte es encerrado con aire evacuado.

Este vacío no solo da una referencia a la presión absoluta, sino que no es afectado por los cambios de temperatura del aire.

Este sensor es muy confiable cuando el motor es usado a una gran variedad de altitudes como lo hace un aeroplano.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FIG. 45 (3)
SENSOR DE PRESION
DIFERENCIAL

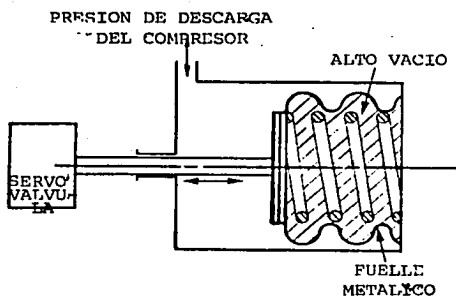
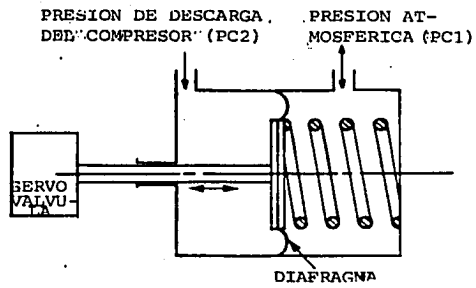


FIG. 46 (3)
SENSOR PRESION
ABSOLUTA.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Tiene la gran ventaja de limitar la presión en el múltiple de admisión del mismo valor absoluto prescindiendo en la altitud de las condiciones barométricas.

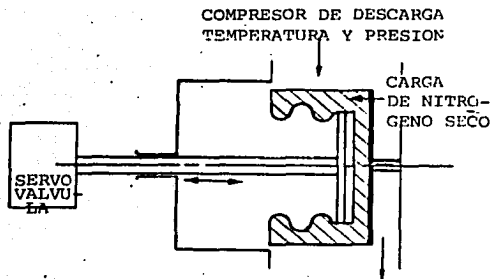
El sensor de densidad de la fig. 47, debe ser puesto en el flujo de aire de descarga del compresor porque este sensibiliza la temperatura de descarga al igual que la presión.

En la Fig. 48 se muestra un sensor de control de flujo el cual sensibiliza el flujo de entrada del compresor por medio de la presión diferencial en el venturi. Este tipo de control, es usado cuando se requiere el máximo torque del motor a relativamente baja velocidad y es posible con este, tener mas alta salida de presión a baja y media velocidades, que a la máxima velocidad del motor.

El motor equipado con este tipo de control tendrá un incremento en el torque no importando si el motor esta muy disminuido.

Otro aparato simple, puede ser colocado entre la salida del compresor y el motor en una instalación existente, se llama válvula de control de presión del turbocargador (IMPCO TC 2). Esta válvula es muy confiable porque está en la parte fría del sistema, y tiene solo dos partes movibles. De todas maneras esta puede causar que el compresor se dilate, si la línea de operación está demasiado cerca a la línea más caliente. Esta válvula causa calor a la mezcla administrada al motor y puede incrementar la posibilidad de detonación y obviamente esto es una desventaja.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



... SENSOR DE DENSIDAD

FIG. 47 (3)

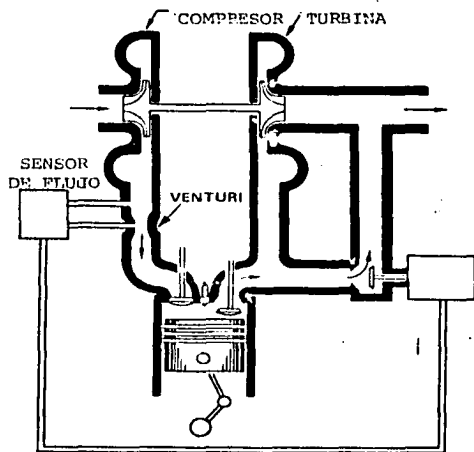


FIG. 48 (3)

VALVULA DE ESCAPE CONTROLADA CON SENSOR DE FLUJO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

La combinación de un aparato el cual sensibiliza la presión manométrica en el múltiple de admisión y la válvula de escape tipo alivio, es el método mas común de controlar la velocidad del turbocargador. Se utiliza donde las condiciones ambientales no cambian abruptamente, este tipo de aparato es simple y confiable. Si las condiciones ambientales cambiaran considerablemente ya se encontró un sensor de presión manométrica, el que no es muy adecuado y se recomienda el uso de un sensor de presión absoluta si es posible.

La mayoría de las válvulas de escape de este tipo usan la presión del múltiple de admisión para abrirse contra la fuerza del resorte, se aprecia en la fig. 49.

Un método mas exacto es mostrado en la figura 50 donde la presión en el múltiple de admisión, opera una pequeña válvula hidráulica la cual, permite que la presión de aceite del motor fluya a través del servo de escape y abrir la válvula. Este sistema tiene dos ventajas sobre la válvula de escape operada directamente; la primera es que puede usar un diafragma mas pequeño en la válvula de escape, ya que la presión de aceite es usualmente mucho mayor que la presión en el múltiple de admisión, que es la que va a ser controlada. Como el aceite es un fluido incompresible la posibilidad de que la válvula de escape se quede pegada es mínima.

Por otro lado la complicación del servo-hidropneumático hace que algo ande mal y esto es que si la línea de presión de aceite falle, la

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

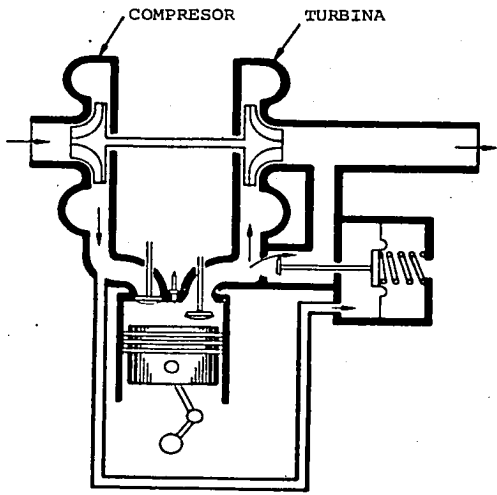


FIG. 49 (3)

COMPUERTA DE ESCAPE
CONTROLADA POR LA
PRESION DEL MUL-
TIPLE DE ADMI-
SION.

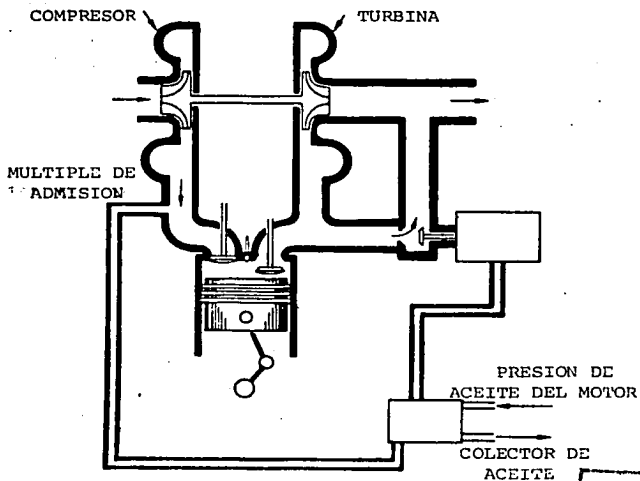


FIG. 50 (3)

COMPUERTA DE ESCAPE
CONTROLADA POR EL
SERVO HIDRAULICO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

válvula se pondrá en posición abierta debido a la carga del pistón - para ya no funcionar correctamente.

Se sugiere un turbocargador de flotación libre, en un motor de - combustión apreciándose en la fig. 51, puede dar un desarrollo de bajo costo para un motor que esta esperando el incremento de trabajo - requerido.

5.2. TIPOS DE VALVULAS:

Para el control de un turbocargador, es necesario el uso de válvulas, de las cuales hablaremos de una manera muy general pero con su - aplicación exacta en el turbocargador.

La válvula de alivio como se muestra en la fig. 52, es el método más simple y el más preciso para sensibilizar la velocidad del turbo y a su vez controlandola.

Aunque la válvula por si misma podría ser del tipo de alivio ó de aleta, esta estará sujeta a la flotación o agitación a menos que un depresión sea detectada. La válvula será abierta solamente por la presión de descarga del compresor y la velocidad del rotor, el control que pudiéramos tener no sería el mas exacto, si la flotación - ocurre la válvula se destruirá asimismo en un lapso de tiempo muy corto.

Es posible localizar la válvula de alivio fig. 53, lo muestra, pero esto solo es posible en motores de inyección de combustible o -

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FIG. 51 (3)
PRESION LIMITADA POR
RESTRICCIONES

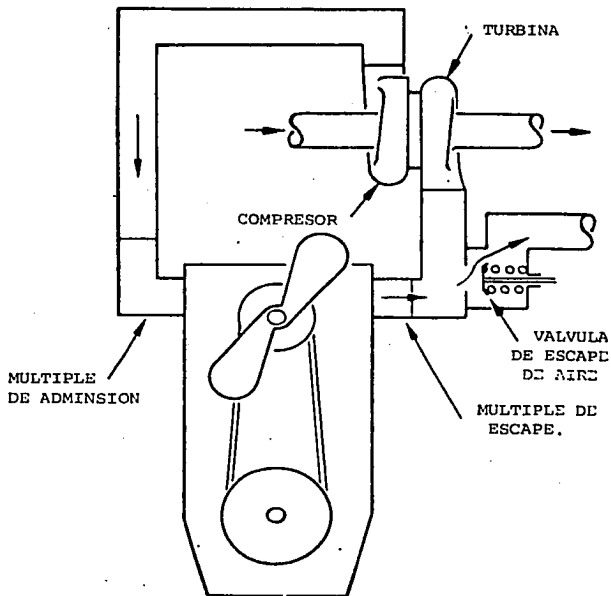
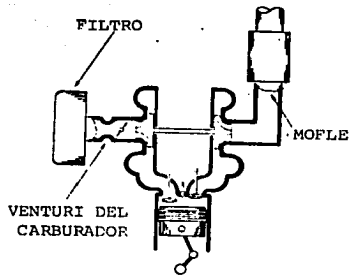


FIG. 52 (3)
MOTOR TURBOCARGADO CON
UNA VALVULA SIMPLE -
DE ESCAPE DE AIRE

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FIG. 53 (3)

MOTOR TURBOCARGADO
CON VALVULA DE ES-
CAPE DEL COMPRESOR

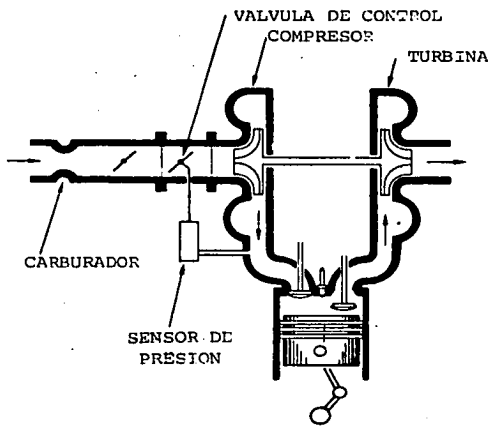
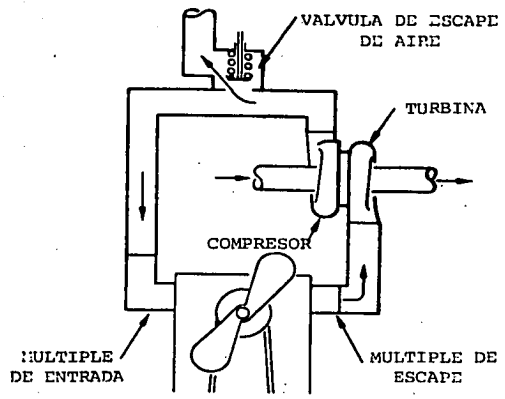


FIG. 54 (3)

SISTEMA DE CONTROL
DE ENTRADA DEL
COMPRESOR

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

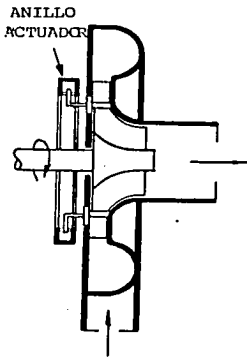
donde el compresor esta colocado antes del carburador, esto no es un tipo de control muy exacto y también estará sujeto a esa agitación, - este tipo de control ha sido tratado como un aparato limitador de la presión del múltiple.

Cuando el flujo del compresor es mucho mayor a la capacidad de - la válvula, esta no limitará la presión en el múltiple.

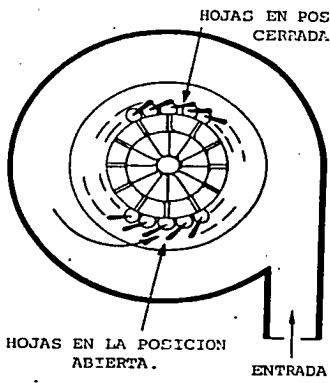
En la fig. 54, se muestra un sistema donde se controla la entrada al compresor y limita la presión en el múltiple, este tiene una - ventaja ya que la válvula estará colocada en la parte mas fria de este, la desventaja es que la presión en el multiple es limitada con - respecto a la velocidad del rotor, pero de todas maneras este tipo de control no es recomendable a la máxima velocidad del turbocargador.

La velocidad mas alta nos ocasiona un incremento en la temperatura en el múltiple de admisión, mientras que la presión está siendo - controlada.

En el desarrollo del punto de máxima eficiencia las boquillas de área variable como se muestran en la fig. 55, es la mejor forma de - controlar la velocidad en el turbocargador. Con este método todo el gas llega a la turbina de cualquier lugar o en cualquier tiempo, no - podremos sobrecargar este gas o tener sobreflujo, la boquilla es abierta ó cerrada por un activador controlado por el sensor, este método - normalmente es usado en turbinas de aire pero es muy costoso, por lo que definitivamente no es digno de confianza de los turbocargadores,



ANILLO ACTUADOR



HOJAS EN POSICION CERRADA.

HOJAS EN LA POSICION ABIERTA.

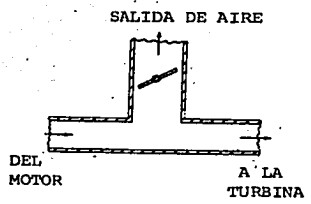
ENTRADA

FIG. 55 (3)

TURBINA CON BOQUILLA DE AIRE VARIABLE

FIG. 56 (3)

VALVULA DE ESCAPE TIPO MARIPOSA



SALIDA DE AIRE

DEL MOTOR

A LA TURBINA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

debido a la alta temperatura de los gases de entrada, el mecanismo debe estar hecho de materiales los cuales deben tener una buena resistencia a la corrosión y a los esfuerzos con altas temperaturas. Aunque los productos de la combustión tenderán a obstruir las venas y preveen la buena operación de este. El método mas usado para controlar la velocidad de un turbocargador es una compuerta de escape ó una válvula by-pass en la turbina, esto puede ser una mariposa en la fig. 56, una válvula de alivio en la fig. 57, la válvula puede ser operada manualmente como se muestra en la fig. 58 y por la presión del multiple de admisión en la fig. 49.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

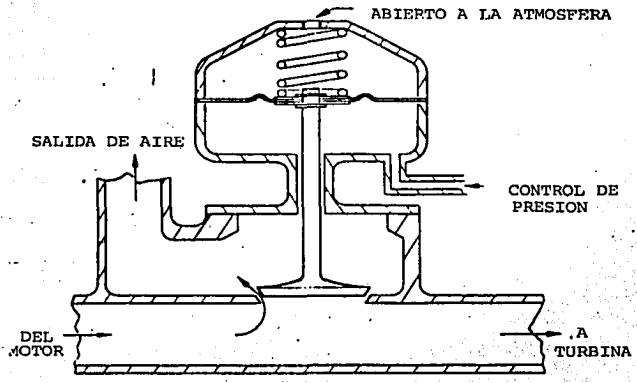
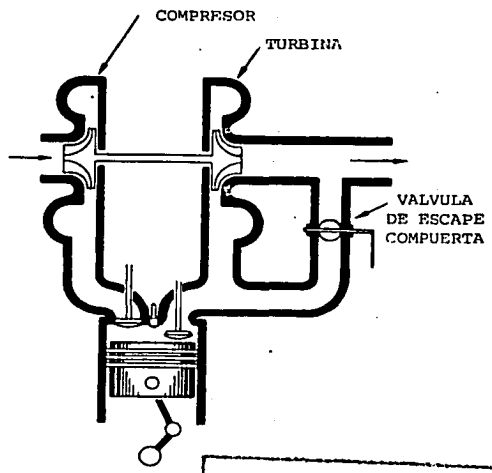


FIG. 57 (3)

VALVULA DE ESCAPE TIPO ALIVIO

FIG. 58 (3)

VALVULA DE COMPUERTA DE ESCAPE OPERADA MANUALMENTE.



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

CAPITULO 6

COMPORTAMIENTO DE LOS MOTORES TURBOCARGADOS
EN RELACION A LA ALTITUD

Este capítulo será enfocado al funcionamiento de los motores turbocargados, en relación a la potencia producida ó disponible para varias condiciones de funcionamiento en altitud. Lo anterior normalmente es representado en gráficas, que son proporcionadas por los fabricantes de motores.

Las gráficas son llamadas "Gráficas de Desarrollo" en las que se muestra los cambios o características especiales al que nuestro motor es sometido, dependiendo de la altura que se encuentre respecto al nivel del mar.

6.1. EL NIVEL DEL MAR

Un motor normalmente aspirado produce una potencia en proporción directa a la densidad de la toma de aire.

Ejemplo: Al nivel del mar. La densidad es =
0.0765 Lbs./pies³.

A 10,000 pies la densidad = 0.0565 Lbs/pies³

.. 100 HP entrega al nivel del mar., pero A 10,000 pies:

$$100 \times \frac{0.565}{0.0765} = 73.9 \text{ HP}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En la figura 59 podemos observar el comportamiento de un motor - normalmente aspirado a diferentes altitudes.

6.2. A LA MAXIMA ALTITUD.

Es bueno mencionar que una máquina turbocargada pierde potencia de acuerdo a la altitud pero en menor proporción que una normalmente aspirada.

En las gráficas 60,61 y 62, se ve el comportamiento de los motores a diferentes altitudes.

EJEMPLO:

DATOS:

Altitud = 19,000 pies

R.P.M. = 2,700

Presión en el múltiple = 26 Pulg. de Hg.

Temperatura del aire en el carburador = 56 °F

SOLUCION:

* Localizar en la gráfica el punto A, que será la presión del múltiple y las R.P.M. en la gráfica de desarrollo en la altitud.

* Localizar el punto B con las mismas variables en la gráfica de desarrollo al nivel del mar.

* Transportar el punto B a la gráfica de desarrollo en la altitud llamando a ese punto C.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

EFICIENCIA CON RESPECTO AL N.M.

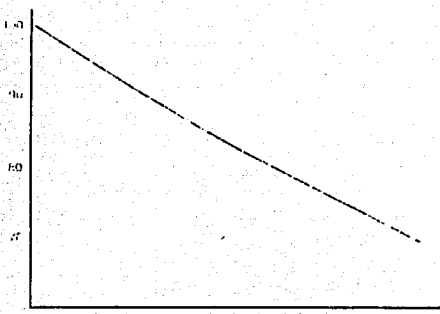


FIG. 59 (3)

SALIDA DEL MOTOR NORMALMENTE ASPIRADO A VARIAS ALTITUDES.

ALTITUD EN PIES (MILES)

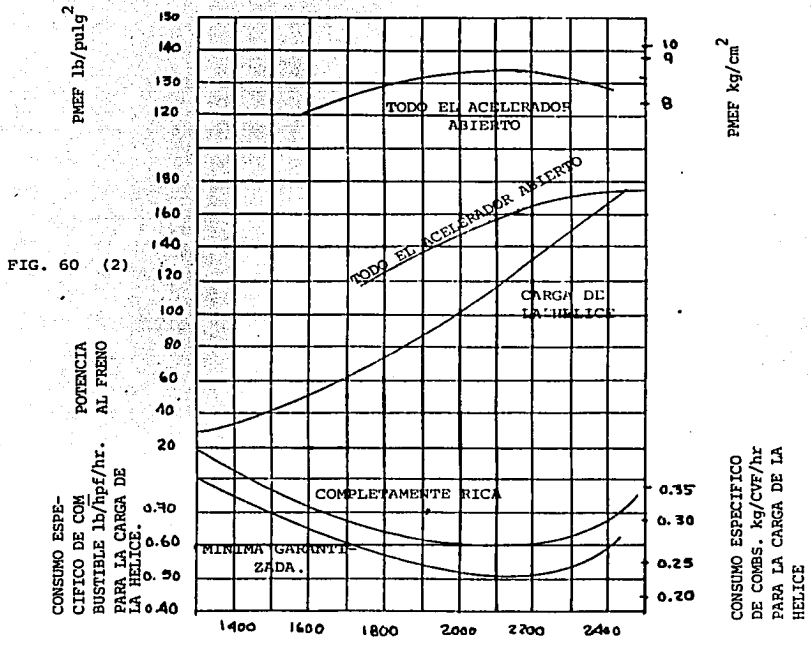


FIG. 60 (2)

GRAFICA TIPICA DEL DESARROLLO DEL MOTOR AL NIVEL DEL MAR.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

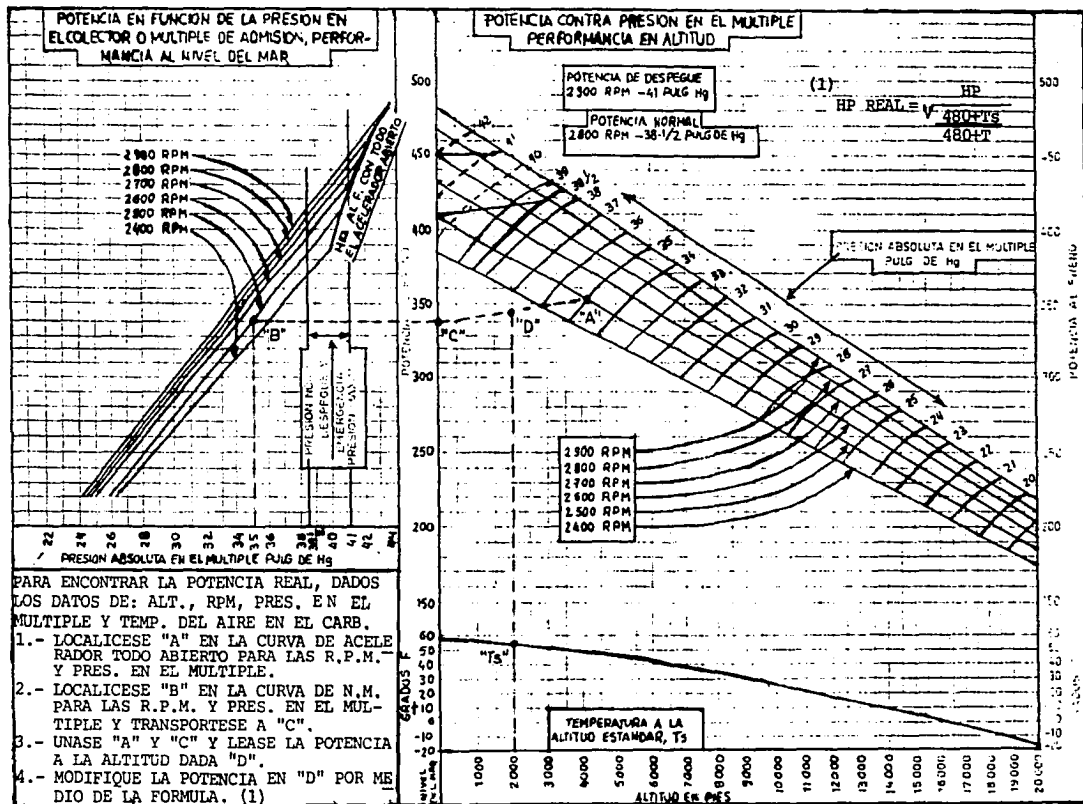


FIG. 61 (2) GRAFICA TIPICA DEL DESARROLLO DE LOS MOTORES DE AVION.

SIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Unir el punto A con el punto C y localizar la intersección a la -
altitud deseada.

Con esto encontramos que:

1.- La potencia en el punto B que sería al nivel del mar es de -
239 HP.

2.- La potencia en el punto D que es la potencia en la altitud -
teórica 298 HP.

3.- La potencia real será:

$$\text{Hp reales} = \frac{298}{\sqrt{\frac{480 + (-8)}{480 + 56}}} = 317.56 \text{ HP.}$$

Con esto observamos que nuestro motor dará 317.56 HP de potencia
a máxima altura y en velocidad de crucero.

Como conclusiones finales de este capítulo, en la gráfica 63 se
ve en que proporción decrecen los motores turbo y de aspiración normal
de acuerdo a la altitud.

Com regla de pulgar se puede tomar que la velocidad del turbo au-
menta aproximadamente un 2% por cada 100 pies de altura.

La altitud en la cual la máquina no produce más del 100% de la -
potencia al nivel del mar será llamada altitud crítica de la máquina.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

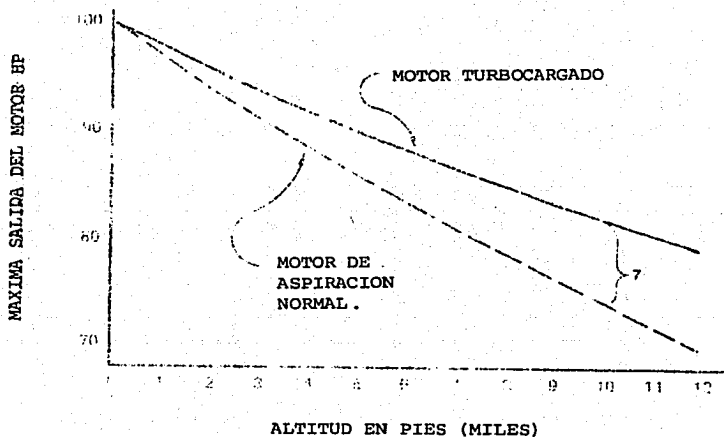


FIG. 63 (3)

COMPARACION ENTRE MOTORES NORMALMENTE ASPIRADOS Y TURBOCARGADOS A DIFERENTES ALTITUDES.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

"CARTA DE ALTURA"

A L T I T U D (PIES)	PRESION DE AIRE (PULG.Hg)	T E M P E R A T U R A	
		°F	°R
S N.M.	29.92	59.00	518.69
1000	28.86	55.43	515.12
2000	27.82	51.87	511.56
3000	26.81	48.30	507.99
4000	25.84	44.74	504.42
5000	24.90	41.17	500.86
6000	23.98	37.61	497.30
7000	23.09	34.05	493.73
8000	22.23	30.48	490.17
9000	21.39	26.92	486.61
10000	20.58	23.36	483.04
11000	19.80	19.79	479.48
12000	19.03	16.23	475.92
13000	18.30	12.67	472.36
14000	17.58	9.11	468.80
15000	16.89	5.55	465.23
16000	16.22	1.99	461.67
17000	15.58	- 1.58	458.11
18000	14.95	- 5.14	454.55
19000	14.35	- 8.69	450.99
20000	13.76	- 12.25	447.43
21000	13.20	- 15.81	443.87
22000	12.65	- 19.37	440.32
23000	12.12	- 22.93	436.76
24000	11.61	- 26.49	433.20
25000	11.12	- 30.06	429.64
26000	10.64	- 33.60	426.08
27000	10.18	- 37.16	422.53
28000	9.741	- 40.72	418.97
29000	9.314	- 44.28	415.41
30000	8.903	- 47.83	411.86
31000	8.506	- 51.38	408.30
32000	8.124	- 54.94	404.75
33000	7.756	- 58.50	401.19
34000	7.401	- 62.05	397.64
35000	7.060	- 65.61	394.08
36000	6.732	- 69.16	390.53
37000	6.417	- 69.70	389.98
38000	6.117	- 69.70	389.98
39000	5.831	- 69.70	389.98
40000	5.558	- 69.70	389.98

TESIS COM
FALLA DE ORIGEN

RESULTADOS EN MEXICO

Existe una gran variedad de aeroplanos utilizados dentro de la Ciudad de México y sus alrededores, se anexa la tabla fig. 64 en la cual se especifican las características más representativas de los tipos de avionetas para transporte, principalmente de personas.

Como comparación más representativa, tenemos dos aviones de las mismas características, pero con diferencias que muestran grandes ventajas y desventajas.

Estos aviones serán los Mooney 201 y 231, cuyas diferencias es que el primero es normalmente aspirado y el segundo turbocargado.

El 201 era el más rápido de los aviones ejecutivos, así como una de las mejores derivaciones de cualquier avión; dos años después apareció el 231 con un turbocargador Rajay, con alta compresión siendo el motor un Lycoming, en los cuales se lograron optimizar los problemas de detonación e interenfriamiento al máximo, obteniendo con ello un mejor motor que el anterior, el cual logrará mayor velocidad a menor altitud.

La tabla 65, muestra el comportamiento con el motor 201 conforme se incrementa su altitud arriba de los 800 pies S.N.M.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

A V I O N .	VELOCIDAD MAXIMA KTS.	VELOCIDAD CRUCERO KTS.	CONSUMO COMBUS- TIBLE AL 65% GPH.	H. P.	TIPO DE ALIMEN- TACION DE AIRE	ALTURA FT
CHRISTEN EAGLE II.	160	143	10.3	200	NORMAL	8,000
PITTS SZ-E	132	122	10.3	200	NORMAL	8,000
MOONEY 201	174	169	9.3	200	NORMAL	21,000
MOONEY 231	201	192	9.6	210	TURBO	21,000
TURBO ARROW	200	185	10.8	200	TURBO	21,000
TURBO SKYLANE RG	187	185	12.4	235	TURBO	21,000
CESSNA CARDINAL 177B	217	199	8.7	180	TURBO	14,600
PIPER ARCHER	212	206	8.7	180	TURBO	15,000

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

FIGURA 64-A

AVION	VELOCIDAD MAXIMA KTS.	VELOCIDAD CRUCERO KTS.	CONSUMO COMBUS- TIBLE AL 65% GPH	H. P.	TIPO DE ALIMEN- TACION DE AIRE	ALTURA FT
GRUMMAN TIGER AA 513	238	224	8.7	180	NORMAL	13,800
BEECH SUNDOWNER	193	183	8.7	180	NORMAL	12,000
CUTLASS	145	140	8.8	180	NORMAL	16,800
ARROW IV	149	143	9.6	200	NORMAL	16,200
SIERRA	142	137	9.1	200	NORMAL	14,350
MACHEN SUPERSTAR	300	273	36	350	NORMAL	25,000
PIPER AEROSTAR 602P	262	247	30	290	NORMAL	25,000
BEECH BARON 58P	261	233	33	325	TURBO	25,000

FIGURA 64-B

TESIS
CON
VALIA DE ORIGEN

<u>ALTITUD PIES</u>	<u>201 Km/hr.</u>	<u>231 Km/hr.</u>
8,000	166	166
10,000	165	169
12,000	161	173
14,000	157	175
24,000	-	192

Tabla 65 (1)

Como se observa aún a 12,000 pies el 231 es superior a su similar normalmente aspirado 201, pero algo más importante que la velocidad — crucero, son las velocidades de despegue y el desarrollo de altitud en altas densidades de aire, lo cual demuestra una mayor capacidad.

Definitivamente vale la pena sacrificar un poco de inversión inicial y un gasto de combustible al implementar el sistema tratado, ya que con el uso, el ahorro de gasolina y el tiempo utilizado en desplazarnos equipara y supera cualquier inversión hecha en el turbocargador.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CONCLUSIONES

El objetivo del sistema de sobrealimentación, es el de compensar las pérdidas del motor debido a la altitud y no como generalmente se piensa, el colocar un turbo para aumentar la potencia, la cual será la misma pero conservándola en la altura.

Con esto encontramos que un obstáculo de un motor ciclo OTTO es la altitud y que con el sobrealimentador lo solucionamos. Este problema se debe principalmente a que un motor normalmente aspirado produce una potencia en proporción directa a la densidad que toma del aire.

Cuando escuchamos el término de máquina normalizada, es que ese motor tiene un turbocargador compensador de altura.

El pensar que con el turbocargador no se va a perder potencia con la altitud, sería una idea errónea, debido a que sí hay pérdida de potencia, pero no en la misma proporción que uno normalmente aspirado.

Como regla podemos tomar que la velocidad del turbo aumenta aproximadamente un 2% por cada 1000 pies, esto es si el motor es tomado al nivel del mar como referencia y su velocidad es 2500 R.P.M., al elevarlo 1000 pies será de 2550 a esa altura, compensando con ello la potencia perdida y por consiguiente su velocidad de crucero.

TESIS CON
PALLA DE URUGUAY

Cuando una máquina no produce más del 100% de la potencia, la llamamos altitud crítica de la máquina.

Una vez tratadas las ventajas e inconvenientes del turbocargador mencionaremos los resultados de los puntos críticos a vigilar:

Como observamos en los primeros capítulos, lo primero es conocer el ciclo térmico de un motor para con ello poder aplicar cada parte del turbocargador y realice esta función sin que se exceda de sus límites permisibles.

Después el mezclar la gasolina y el aire del carburador para que produzcan la combustión necesarias para el trabajo de los cilindros, los cuales desalojarán la menor cantidad de gases de escape que el turbo ocupará para cerrar el ciclo.

Otro punto importante es el de proporcionar al motor buenos lubricantes y combustibles, los cuales harán que tanto el motor como el turbocargador funcionen en condiciones óptimas.

Una vez que los puntos anteriores se lleven a cabo, es necesario conocer perfectamente los componentes necesarios tales como intercambiadores, cuya función principal es la de enfriar los gases de escape para prepararlos antes de entrar a la cámara de combustión, la cual se encuentra preparada para determinada temperatura, evitando así desperfectos.

Ahora, la función de los controles es la de mantener la presión

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

de los gases correcta, una sobrepresión puede descomponer o hacer esta
llar el turbo.

Y por último, el tomar en cuenta la altitud crítica, ya que una -
consideración correcta de ella nos representa velocidades de crucero -
mayores y menor consumo de gasolina.

Para concluir queda demostrado que el sistema expuesto es neces-
ario para las necesidades de la Ciudad de México y para cualquier tipo
de avión en el aire.

TESIS CON
FALLA DE CARGEN

BIBLIOGRAFIA

- 1.- "Aviation Annual". Volume Nine. January 1983.
- 2.- Maciel García Cuauhtémoc, "Teoría de los motores recíprocos". C.I.A.A.C., México, Marzo 1974.
- 3.- MacInnes Hugh. "Turbochargers". H.P. Books U.S.A. 1978.
- 4.- Marks Leonel S. "Airplane Engine". Mc. Graw Hill U.S.A. February 1976.
- 5.- Castro, Vicente Miquel de. "Trucaje de motores 4 tiempos". Ed. C.E.A.C., España, 1979.
- 6.- Schorr, L. Martyn, "Turbocharging", Ed. "Performance Publication" E.U.A., 1979.
- 7.- Miralles de Imperial Juan, "Sobrealimentación de Motores". Ediciones C.E.A.C., Barcelona España, 1980.
- 8.- "Ricardo Consulting Engineers LTD", Book I Bridge works. shorcham-by-sea, Sussex BN45FG. ENgland, April 1980.
- 9.- Severns W.H., "Energía mediante vapor, aire o gas". Editorial Reverté S.A., Barcelona España, 1976.
- 10.- Sonntag Richard E. "Fundamentos de Termodinámica". Editorial Limusa. México, 1979.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**