

**UNIVERSIDAD SAN PEDRO
VICERRECTORADO ACADEMICO
FACULTAD DE INGENIERIA**

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECANICA ELECTRICA



**Influencia del turbocompresor en el rendimiento del
MCI GOL AP1600 del laboratorio de USP**

**Tesis para obtener el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico Electricista**

Autor: Bach. Romero Anaya, Alexander Jhonel

Asesor: Ing. Llenque Tume, Hugo Jhonny

Chimbote - Perú

2018

Palabra clave

Tema	Turbocompresor, Motor de combustión interna
Especialidad	Ingeniería Mecánica
Línea de investigación	Disciplina: Ingeniería Mecánica

Keywords:

Theme	Turbocharger, Internal Combustion Engine
Especialidad	Mechanical Engineering
Line of Research	Discipline: Mechanical Engineering

Título:

**Influencia del turbocompresor en el rendimiento del
MCI GOL AP1600 del laboratorio de USP**

Resumen

El presente proyecto tiene como finalidad determinar la influencia del turbocompresor en el rendimiento del motor de combustión interna (MCI) GOL AP1600 del laboratorio de la USP de la facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

Para poder realizar este proyecto se tomó los datos correspondidos del motor y se hicieron los cálculos de los cuatro estados es decir las presiones y temperaturas para determinar el rendimiento en estado de admisión normal y con el turbocompresor.

El rendimiento térmico en condiciones de admisión normal del motor GOL AP1600 nos da como resultado de un 52%. Considerando los resultados obtenidos y datos del motor hemos ido a las tablas de la marca del turbocompresor Garret donde hemos considerado dos turbocompresores para saber cuál es el más beneficioso para el motor. El Turbocompresor seleccionado que cumple con el requisito es GT2052.

Una vez seleccionado el turbocompresor adecuado se determinó el rendimiento térmico, donde se realizó nuevos cálculos de presiones y temperaturas para poder obtener un rendimiento favorable de un 56%.

Abstract

The purpose of this project is to determine the influence of the turbocharger on the performance of the internal combustion engine (MCI) GOL AP1600 from the laboratory of the USP of the Faculty of Electrical Mechanical Engineering.

In order to carry out this project, the corresponding data of the engine was taken and the calculations of the four states were made, that is, the pressures and temperatures to determine the performance in the normal intake state and with the turbocharger.

The thermal performance in conditions of normal intake of the GOL AP1600 engine gives us as a result of 52%. Considering the obtained results and data of the engine we have gone to the tables of the Garrett turbocharger brand where we have considered two turbochargers to know which is the most beneficial for the engine. The selected Turbocharger that meets the requirement is GT2052.

Once the appropriate turbocharger was selected, thermal performance was determined, where new pressures and temperatures were calculated to obtain a favorable yield of 56%.

Índice

Palabras claves	i
Título	ii
Resumen	iii
Abstract	iv
Índice	v
I. Introducción	1
II. Metodología de trabajo	37
III. Resultados	38
IV. Análisis y discusión	64
V. Conclusiones y recomendaciones	66
VI. Agradecimiento	68
VII. Referencias bibliográficas	70
VIII. Anexos	71

I. Introducción

El funcionamiento de un motor de cuatro tiempos comienza cuando el pistón se desplaza alternativamente dentro del cilindro, gracias al esfuerzo aprovechado en el tiempo de explosión; convirtiendo el movimiento rectilíneo en circular gracias al cigüeñal.

La entrada y salida de gases en el cilindro es controlada por las válvulas situadas en la cámara de combustión. La apertura y cierre de las mismas se realiza un sistema de distribución sincronizado con el movimiento del cigüeñal.

Los cálculos que se realicen nos servirán para la selección del turbocompresor adecuado para el motor en estudio ya que puede ser beneficioso o todo lo contrario para el motor.

Con la sobrealimentación se introduce en el cilindro un peso de fluido activo mayor del que el motor es capaz de aspirar normalmente generando las siguientes consecuencias:

- ✓ Alcanzar una determinada presión de alimentación que ha descendido por las particulares condiciones de funcionamiento.
- ✓ Aumentar la potencia por unidad de cilindrada.
- ✓ Aumento de temperatura del aire de admisión al motor.
- ✓ Variación de la temperatura, presión.

Para la instalación del turbocompresor lo principal es tener en cuenta el espacio para la colocación del turbocompresor en la parte del múltiple de escape, teniendo en cuenta que no debe rozar en ningún lado ya sea hacia el block del motor o hacia el radiador del vehículo.

Luego haremos una nueva evaluación donde se analizará los resultados obtenidos con la implementación del turbocompresor en el motor GOL AP 1600 la cual se realizará mediante el ciclo termodinámico, donde se buscará con la implementación del turbocompresor en el motor es aumentar la potencia, debido al aumento de presión del aire de admisión.

1.1 Antecedentes y fundamentación científica

Arcentales Angamarca Segundo & Paladines Bravo Luis en el año 2014 en su trabajo de investigación titulado “Estudio termodinámico del motor Toyota Turbo Diesel modelo 2kd-flv, mediante la implementación de un Intercambiador de calor al sistema de admisión” se concluyó que, mediante el análisis del motor y su sistema de admisión sobrealimentado, se logró determinar, las características operacionales del mismo, al igual que los requisitos que planteaba lograr el incremento de potencia, para con el nuevo sistema de admisión turbo-intercooler a implementar. En los resultados obtenidos en el banco dinamométrico, se pudo apreciar un incremento de la potencia del motor de un 17%, y una reducción del consumo de combustible del 8%.se realizaron pruebas de carretera con el fin de obtener valores reales de temperatura del aire de admisión, mediante el uso de sensores: antes y después del intercooler.

Guaita Barahona Jose & Sarango Tene Jorge en el año 2013 en su trabajo de investigación titulado “Selección e implementación de un sistema de Sobrealimentación, para un vehículo Hyundai H100 motor diesel 2.6”, tiene como finalidad seleccionar e implementar un sistema de sobrealimentación a un vehículo Hyundai H100 Motor Diesel se investigó las variaciones múltiples existentes, sus diseños y aplicaciones, para así seleccionar el de mejores prestaciones que nos permita mejorar la eficiencia volumétrica con su correspondiente incremento en el rendimiento del motor. El sistema de sobrealimentación logra reducir la opacidad de los gases de escape, haciendo al vehículo más amigable con el medio ambiente, reduce el consumo de combustible en un 7.636%, así como también existe un aumento de la potencia indicada del 66.8% y mejora los tiempos de aceleración.

En la investigación realizada por Ortiz Hernandez en el año 2013 titulado, “Modulo didactico del Turbocompresor de Geometria Variable del motor Mazda BT50 WLC 2.5 CRDI”, concluyó que, debido a la necesidad de brindar más potencia a los motores diésel, se optó por la sobrealimentación, mediante dispositivos mecánicos accionados por los gases de escape. El principal

componente para la sobrealimentación en los motores diésel es el turbocompresor, el cual su funcionamiento se realiza mediante los gases quemados del motor (gases de escape). Para aumentar la potencia de un motor se debe aumentar la cilindrada y la relación de compresión y con ello se eleva la potencia. Al usar un turbocompresor la potencia se incrementará en un 35 a 40% por encima de un motor atmosférico diésel.

Pacheco Vera & Sangurima Guncay en el año 2009 en su trabajo de investigación titulado “Repotenciación del motor Isuzu 1.3 con la implementación de un Turbocompresor” enfatizó que los cálculos realizados nos servirán para la selección del turbo compresor adecuado para el motor en estudio ya que puede ser beneficioso o todo lo contrario para el motor. Se logró hacer dos cuadros comparativos para ver los porcentajes de variación de los parámetros más importantes los cuales demuestran que en verdad si va variando la cantidad de aire de admisión se puede elevar la potencia sin tener que modificar el motor interiormente. Concluyendo que en el análisis del motor Isuzu 1.3 en condiciones estándar se obtiene un aumento en la potencia del motor en un 15% la cual se verá reflejado en un aumento en el rendimiento útil determinado luego de la incorporación del turbocompresor.

Segarra Coello en el año 2007 en su trabajo de investigación titulado “Diseño e instalación de un sistema sobrealimentador con Turbocompresor en un motor Otto” enfatiza que el principal problema de pérdida de potencia de los motores Otto es la falta de presión en el aire que llega al interior de los cilindros; esto se da en lugares altos, como en la ciudad de Cuenca que se encuentra a 2500 metros sobre el nivel del mar; para solucionar esta pérdida se utilizan los sobrealimentadores que son sistemas que utilizan los gases de escape del motor, que por medio de un turbocompresor generan una presión de aire en el múltiple de admisión de esta forma, los sistemas sobrealimentadores compensan la disminución de presión en el aire cuando los motores funcionan a niveles de 2500 msnm, brindando al motor un incremento de potencia de un 39,34%, un ahorro en el consumo de combustible y con una menor emanación de gases contaminantes.

Salinas Jaramillo & Parreño Bonilla en el 2011, en su trabajo de investigación titulado “ Montaje de un turbocompresor a un Motor de Combustion Interna a Carburador para aumentar su rendimiento e incorporarlo al laboratorio de vehiculos de la escuela de Ingenieria Automotriz” concluyó que, con la instalación de un turbocompresor se lograra aumentar el volumen de mezcla aire-gasolina aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de una masa gaseosa homogénea y en mayor cantidad logrando que el motor turboalimentado tenga un rendimiento volumétrico más alto que el convencional, como principio esta corregir la deficiencia de los gases al no ser quemados íntegramente, con el citado dispositivo se lograra una recarburacion, acción que favorece a una emisión de gases menos contaminantes y que ofrecen mayor facilidad a ser filtrados con el que se lograra una combustión más completa, que da como resultado un consumo de combustible más bajo y un aumento de potencia del motor alrededor de un 15%.

1.2 Justificación de la Investigación

Lo que se quiere lograr con este proyecto es ver en cuanto influye implementar un turbocompresor en el rendimiento del MCI AP1600.

Este proyecto nos demuestra que con los conocimientos que tenemos es posible dar alternativas tecnológicas a la solución de problemas como: aumento de potencia, control de medio ambiente. Los mismos que afectan de alguna manera a la salud y a la economía nacional.

Con la implementación del turbocompresor buscaremos ver la influencia en el rendimiento del MCI GOL AP1600 del laboratorio de la USP.

El turbocompresor es el dispositivo más eficaz para sobrealimentar los motores empleados en los automóviles, el balance económico del funcionamiento logrado con ellos resulta ostensiblemente favorable.

1.3 Problema

¿En cuánto influye la implementación del turbocompresor en el rendimiento del MCI AP1600 del laboratorio de la USP 2017?

1.4 Marco Referencial

1.4.1 Fundamentos de los motores de combustión interna a gasolina.

El motor de gasolina de cuatro tiempos se conoce también como “motor de ciclo Otto”, denominación que proviene del nombre de su inventor, el alemán Nikolaus August Otto (1832-1891).

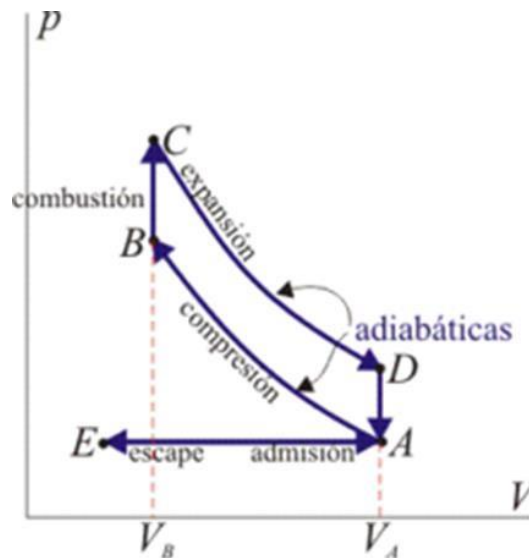


Figura 1. Esquema de un ciclo Otto de 4 tiempos en un diagrama PV.
Fuente: Howard N. Shapiro (2004)

Esta representación gráfica se puede explicar de la siguiente forma:

Un ciclo Otto ideal es una aproximación teórica al comportamiento de un motor de explosión. Las fases de operación de este motor según los autores Salinas Jaramillo et al (2011), son las siguientes:

- **Admisión (1)**

- El pistón baja con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de mezcla (aire + combustible) en la cámara. Esto se modela como una expansión a presión constante (ya que al estar la válvula abierta la presión es igual a la exterior). En el diagrama PV aparece como la línea recta E→A.

- **Compresión (2)**

El pistón sube comprimiendo la mezcla. Dada la velocidad del proceso se supone que la mezcla no tiene posibilidad de intercambiar calor con el

ambiente, por lo que el proceso es adiabático. Se modela como la curva adiabática reversible $A \rightarrow B$, aunque en realidad no lo es por la presencia de factores irreversibles como la fricción.

- **Combustión**

Con el pistón en su punto más alto, salta la chispa de la bujía. El calor generado en la combustión calienta bruscamente el aire, que incrementa su temperatura a volumen prácticamente constante (ya que al pistón no le ha dado tiempo a bajar). Esto se representa por una isocora $B \rightarrow C$. Este paso es claramente irreversible, pero para el caso de un proceso isócoro en un gas ideal el balance es el mismo que en uno reversible.

- **Expansión (3)**

La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. De nuevo, por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática reversible $C \rightarrow D$.

- **Escape (4)**

Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión. El sistema es realmente abierto, pues intercambia masa con el exterior. No obstante, dado que la cantidad de aire que sale y la que entra es la misma podemos, para el balance energético, suponer que es el mismo aire, que se ha enfriado. Este enfriamiento ocurre en dos fases. Cuando el pistón está en su punto más bajo, el volumen permanece aproximadamente constante y tenemos la isocora $D \rightarrow A$. Cuando el pistón empuja el aire hacia el exterior, con la válvula abierta, empleamos la isobara $A \rightarrow E$, cerrando el ciclo. (La place-Universidad de Sevilla. 2017)

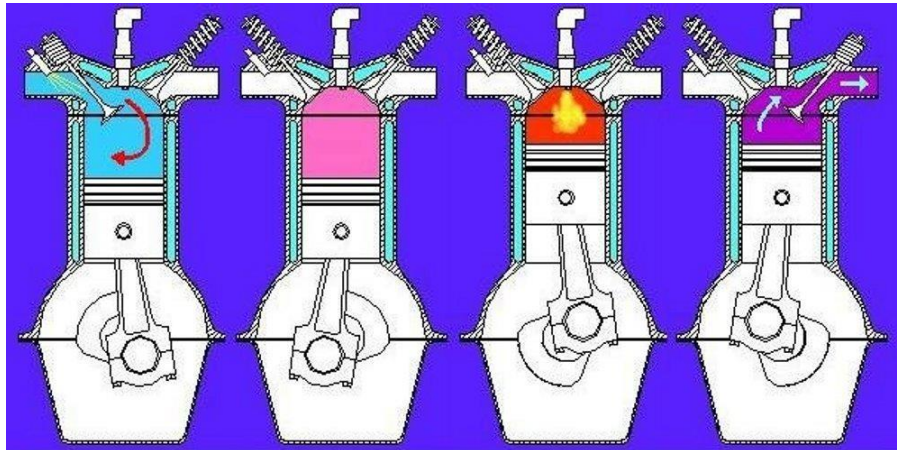


Figura 2. Fases de un motor de cuatro tiempos
 fuente: <http://miguelhadzich.com/termodinamica/>

Ciclo Real Otto

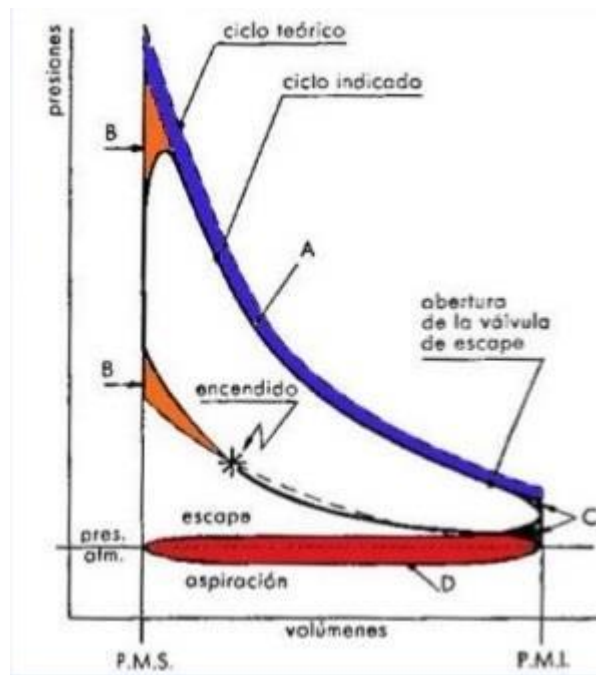


Figura 3. Ciclo Real Otto
 fuente: Howard N. Shapiro (2004)

- Pérdidas en el calor

Como el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte de calor del fluido se transmite a las paredes. Se

produce, por tanto, una pérdida de trabajo útil correspondiente a la superficie A de la figura.

- Combustión no instantánea

- En el ciclo teórico, se supone que la combustión se realiza a volumen constante; es, por tanto, instantánea; en el ciclo real, por el contrario, la combustión dura un cierto tiempo.
- Si el encendido tuviese lugar justamente en el P.M.S, la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil, por lo que es necesario anticipar el encendido de forma que la combustión pueda tener lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del P.M.S.
- Esto produce un redondeamiento de la línea teórica 2-3 de introducción del calor y por tanto una pérdida de trabajo útil representada por el área B.

- Tiempo de abertura de la válvula de escape

- En el ciclo teórico también habíamos supuesto que la sustracción de calor ocurría instantáneamente en el P.M.I
- En el ciclo real la sustracción de calor tiene lugar en un tiempo a que una parte de los gases salgan del cilindro antes de que el pistón alcance el P.M.I. de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de expulsión.
- Este hecho provoca una pérdida de trabajo útil representada por el área C, pérdida que es, sin embargo, menor que la que se tendría sin el adelanto de la abertura de la válvula de escape. (Salinas Jaramillo et al. 2011)

Formulas del ciclo Otto

El trabajo neto puede evaluarse como el calor neto intercambiado

$$W_{neto} = Q_{2-3} - Q_{4-1} = \frac{34}{\gamma} - \frac{12}{\gamma} = \frac{22}{\gamma} (4^{\gamma} - 1) \quad (1)$$

El rendimiento térmico es el cociente entre el trabajo neto del ciclo y el calor absorbido.

$$\eta = \frac{(3-2)-(4-1)}{3-2} = 1 - \frac{4-1}{3-2} \quad (2)$$

Cuando se utilizan los datos tabulados del aire para analizar el ciclo Otto de aire- estándar, la energía interna específica necesaria en la ecuación 2. Se obtiene de la tabla termodinámica para los procesos isoentrópicos 1-2 y 3-4 se pueden aplicar las siguientes relaciones

$$V_{\square 2} = V_{\square 1} * \frac{\square_2}{\square_1} = \square_1 \quad (3)$$

$$V_{\square 4} = V_{\square 3} * \frac{\square_3}{\square_4} = \square_3 \quad (4)$$

Donde r representa la relación de compresión. Nótese que $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$, $r = \frac{\square_1}{\square_2} = \frac{\square_4}{\square_3}$ el parámetro V_{\square} para el aire esta tabulado en función de la temperatura en la tabla termodinámica.

Donde también utilizaremos según Shapíro la ecuación de los gases ideales:

1 – 2

$$\square_2 \cdot P_2 = \square_1 \cdot P_1 \quad (5)$$

$$\frac{P_1}{T_2} = \frac{P_2}{T_1}$$

2 – 3

Se utiliza la relación de grado de elevación a volumen constante

$$rp = \frac{P_3}{P_2} \quad (6)$$

Donde $rp = 4$ dato del libro de Jovac.

Utilizaremos también la relación de los gases ideales sabiendo que $V_2 = V_3$

$$\frac{\square_2 \cdot P_2}{T_2} = \frac{\square_3 \cdot P_3}{T_3} \quad (7)$$

4 – 1

Se utilizará la ecuación de los gases ideales sabiendo que $V_1 = V_4$

$$\frac{V_1 \cdot P_1}{T_1} = \frac{V_4 \cdot P_4}{T_4} \quad (8)$$

Factores que influyen en el rendimiento de los motores.

Los factores que más influyen en el rendimiento de los motores según Salinas Jaramillo et al. 2011 son los siguientes:

- La cilindrada.
- La relación de compresión. Presión de compresión.
- La velocidad de rotación del motor
- La velocidad del émbolo.
- La relación carrera/diámetro.

✓ **La cilindrada**

Se llama cilindrada al volumen que desaloja el pistón cuando se desplaza desde el p.m.s al p.m.i. Siendo C la carrera del pistón y D el calibre del cilindro, la cilindrada unitaria V_h .

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot C}{4} \quad (9)$$

Donde:

V_h : Volumen unitario

D : Diámetro

C : Carrera

π : 3.14

✓ **La relación de compresión. Presión de compresión**

Desde siempre la potencia de los motores ha estado limitada por la relación de compresión, en adelante RC, incluso hoy en día se sigue investigando en como poder conseguir RC más altas, un ejemplo de ello son las inyecciones directas, en las que al motor sólo entra aire, por lo que no puede haber combustión hasta que se inyecta la gasolina.

Las relaciones de compresión en los motores actuales de gasolina oscilan mayoritariamente entre 9:1 y 10,5:1.

En los motores diésel, las relaciones de compresión son más altas y se sitúan generalmente entre 16:1 y 23:1.

✓ **La velocidad de rotación del motor:**

En mecánica una revolución o giro es una vuelta completa del eje o cigüeñal. La velocidad de rotación (o de giro) del motor viene determinada por el número de revoluciones por minuto, es decir la cantidad de vueltas que da el cigüeñal en un minuto.

Sabemos que la potencia de un motor es el trabajo que realiza por unidad de tiempo, siendo dicho trabajo consecuencia de la cantidad de ciclos del motor: Para una misma cilindrada, quemará mayor cantidad de combustible y tendrá mayor potencia el motor que gire más deprisa, es decir el que haga más ciclos.

✓ **La velocidad del émbolo:**

El movimiento del émbolo no es uniforme. Cuando el émbolo llega al p.m.s se detiene para cambiar el sentido de su movimiento, por lo que en este punto su velocidad es nula a medida que baja va aumentando la velocidad, y poco antes de llegar al centro de su carrera alcanza la velocidad máxima, que va disminuyendo para volver a ser nula en el p.m.i.

✓ **La relación carrera/diámetro:**

Una de las causas que más influyen en el máximo número de rpm que alcanza un motor es la relación existente entre la longitud de la carrera y el diámetro de los émbolos. Una misma cilindrada unitaria se puede conseguir con un mayor diámetro del cilindro y una carrera más corta (menor radio del brazo del cigüeñal), o al revés, con una carrera más larga y un diámetro menor para un mismo número de rpm.

Elementos fijos del motor

· **Bloque de cilindros**

El bloque del motor, bloque de cilindros o monoblock es una pieza fundida en hierro o aluminio que aloja los cilindros de un motor de combustión

interna, así como los soportes de apoyo del cigüeñal. El diámetro de los cilindros, junto con la carrera del pistón, determina la cilindrada del motor.

· **La culata**

La culata, tapa de cilindros, cabeza del motor o tapa del bloque de cilindros es la parte superior de un motor de combustión interna que permite el cierre de las cámaras de combustión.

· **El Carter**

El cárter es una caja metálica que aloja los mecanismos operativos del motor. Es el elemento que cierra el bloque, de forma estanca, por la parte inferior, y que cumple adicionalmente con la función de actuar como depósito para el aceite del motor. Simultáneamente, este aceite se refrigera al ceder calor al exterior.

· **Colectores**

El término colector, múltiple o lumbrera se refiere a un conjunto de tubos o conductos que se utilizan para distribuir la mezcla aire/combustible en el ciclo de admisión o bien para recoger los gases de escape del motor en el último ciclo o ciclo de escape. Cuando se unen los conductos o tubos desde 2 o más a uno se le denomina también múltiple de modo que puede haber "múltiple de admisión" y múltiple de escape. Estos tubos están, normalmente, ramificados en varias entradas (o salida(s)), normalmente un tubo por cada válvula de cada cilindro.

· **Colector de admisión**

El colector de admisión (hecho normalmente de fundición de aluminio) lleva el aire o mezcla de aire/combustible a la entrada de los cilindros del motor. Cuando la válvula de admisión se abre por la acción del árbol de levas, que tiene un movimiento cíclico sincronizado con el descenso del pistón, se produce un efecto de succión en el colector de admisión causando la entrada de la mezcla en los cilindros.

· **Colector de escape**

El colector de escape (hecho normalmente de fundición de hierro colado) agrupa las diferentes salidas del cilindro. Después de la explosión del combustible en el interior del cilindro cuando el pistón llega al punto muerto superior (o un poco antes), se abre la válvula de escape y la presión fuerza los gases quemados a salir, siendo impulsados a través del colector de escape al tubo de escape del motor.

Elementos móviles del motor

➤ **Sistema biela – manivela**

El mecanismo de biela-manivela es un mecanismo que transforma un movimiento circular en un movimiento de traslación, o viceversa. El ejemplo actual más común se encuentra en el motor de combustión interna de un automóvil, en el cual el movimiento lineal del pistón producido por la explosión de la gasolina se trasmite a la biela y se convierte en movimiento circular en el cigüeñal.

➤ **Embolo o pistón**

Su función principal es la de constituir la pared móvil de la cámara de combustión, transmitiendo la energía de los gases de la combustión a la biela mediante un movimiento alternativo dentro del cilindro. Dicho movimiento se copia en el pie de biela, pero se transforma a lo largo de la biela hasta llegar a su cabeza apretada al muñón del cigüeñal, en donde dicha energía se ve utilizada al movilizar dicho cigüeñal. De esta forma el pistón hace de guía al pie de biela en su movimiento alternativo.

➤ **Segmentos.**

Un segmento, aro de pistón o anillo de pistón es un aro de metal con una abertura que calza en una ranura que recorre la superficie exterior de un pistón en un motor alternativo tal como un motor de combustión interna o una máquina de vapor.

➤ **Biela.**

La biela es la pieza que enlaza el émbolo (en su bulón) con el cigüeñal (en su muñequilla). Así pues, se trata de la pieza mediante la cual el émbolo transmite la fuerza al cigüeñal en los tiempos motrices y la que después, recibe la fuerza del cigüeñal para hacer subir y bajar el émbolo en los tiempos no motrices. Transformar su movimiento rectilíneo en movimiento rotativo.

➤ **Cigüeñal.**

El cigüeñal es la parte más importante del motor. Este elemento que unido a la biela convierte el movimiento de arriba hacia abajo de los pistones en un movimiento rotativo. El cigüeñal está soportado por unos cojinetes sobre la bancada. Del giro del cigüeñal toman el movimiento, por medio de engranajes o cadenas, los órganos de distribución, encendido y engrase, también mediante correas, los de refrigeración y el alternador o dinamo.

➤ **Volante de inercia.**

Elemento que se encuentra incorporado al cigüeñal y cuyo objetivo es el de absorber energía cinética de rotación para devolverla al sistema cuando sea preciso. El volante regulariza el movimiento del motor. Consiste en una rueda pesada. Los materiales utilizados para su fabricación son la fundición y el acero. (Salinas Jaramillo et al. 2011)

1.4.2 Sobrealimentación de los motores

Objeto de la sobrealimentación:

Cuando se desea incrementar la potencia de un motor, se hace necesario aumentar el volumen de mezcla aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de mayor cantidad de aire, a la que se sumará la gasolina necesaria para que la mezcla resulte idónea. Por cuanto se refiere al volumen de combustible, los sistemas de inyección, tanto Diésel como de gasolina, son capaces de proporcionar el necesario, mientras que la mayor cantidad de aire debe ser suministrado favoreciendo el efecto de

aspiración creado en el descenso del pistón en la carrera de admisión. Ello puede lograrse actuando sobre la forma y dimensiones de los conductos de admisión, diámetro y alzada de las válvulas, número de éstas, tomas dinámicas de aire, etc. Pero la solución más eficaz consiste en sobrealimentar el motor por medio de un compresor. De esta manera, la sobrealimentación es empleada para introducir en el cilindro un peso de fluido activo superior al correspondiente a la aspiración normal. Con ello se obtiene mayor potencia a igualdad de cilindrada.

Con el objeto de no alcanzar presiones máximas del ciclo demasiado elevadas, en los motores sobrealimentados se reduce ligeramente la relación de compresión, con respecto al valor correspondiente al motor atmosférico (no sobrealimentado). Con esto disminuye ligeramente el rendimiento térmico, pero ello es necesario (sobre todo en los motores de gasolina), para evitar el peligro de detonación que conlleva el aumento de presión al final de la fase de compresión, que tiene lugar al mejorar el llenado del cilindro.

Este riesgo no existe en los motores Diésel, en los que al contrario de lo que ocurre en los de gasolina, el aumento de presión implica una disminución del retardo a la inflamación, que da como resultado un funcionamiento menos rudo del motor. El término compresor se utiliza para referirse a la bomba que suministra al motor el aire bajo presión, cuyo propósito fundamental es barrer el gas quemado y asegurar un completo llenado de aire fresco en cualquiera de las condiciones de funcionamiento del motor.

Sistemas de sobrealimentación:

Fundamentalmente podemos clasificar en dos tipos los compresores de aire utilizados en los sistemas de sobrealimentación: los volumétricos y los centrífugos. Los primeros pueden ser de lóbulos, paletas o pistones, mientras que los segundos están compuestos esencialmente por un rotor centrífugo. Los compresores volumétricos son accionados mecánicamente desde el propio motor, del cual reciben movimiento por medio de correas generalmente, lo que supone una sustracción de potencia al motor, que es

necesaria para realizar su arrastre. Los centrífugos pueden ser accionados por este mismo principio, o por medio de una turbina que aprovecha la Energía que poseen los gases de escape (turbocompresores), en cuyo caso, la sobrealimentación se obtiene sin restar apenas potencia al motor.

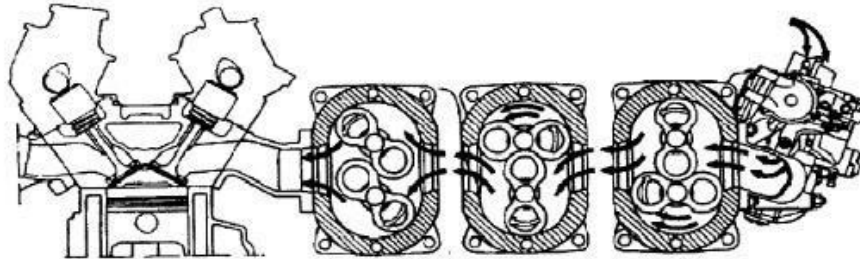


Figura 4. Compresor volumétrico de lóbulos

Fuente: Robert L. Mott . (1996)

Turbocompresor:

El turbocompresor de gases de escape es el dispositivo más eficaz para sobrealimentar los motores empleados en los automóviles, pues el balance económico de funcionamiento logrado con ellos resulta netamente favorable, ya que la potencia sustraída al motor para lograr su funcionamiento, es solamente la correspondiente al ligero aumento de la contrapresión de escape. El turbocompresor (Figura 5) está compuesto esencialmente por una turbina y un compresor, cuyos rodets están montados sobre el mismo eje y alojados cada uno de ellos en una carcasa independiente. La turbina recibe los gases de escape del motor, que salen del cilindro a elevada temperatura. La presión y energía térmica de este flujo de gases es la que acciona la rueda de la turbina, poniéndola en rotación, suministrando la energía necesaria para comprimir el aire por medio de la rueda del compresor, que lo aspira del exterior y lo impulsa hacia los cilindros a través de los colectores de admisión. Cuando la rueda del compresor gira arrastrada por la turbina, el aire es comprimido por la fuerza centrífuga desarrollada y pasa de la carcasa del compresor al colector de admisión, siendo la cantidad y la presión del aire proporcionales a la velocidad de rotación.

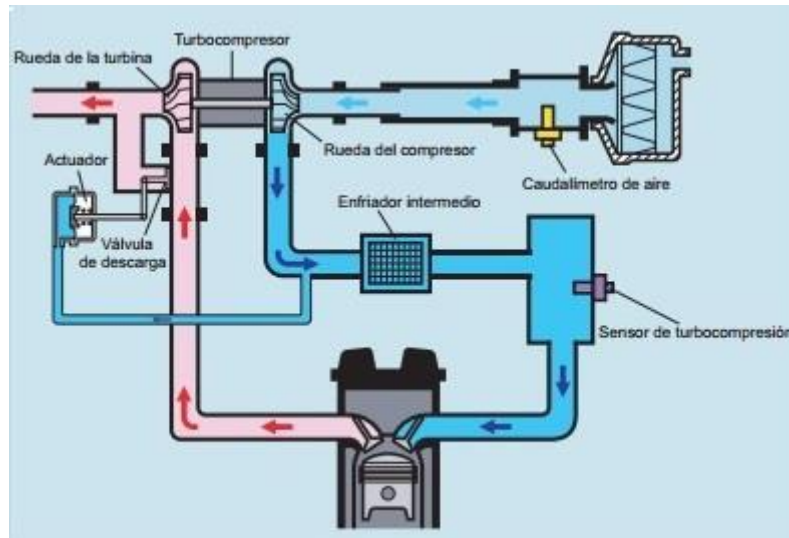


Figura 5. Turbocompresor
fuente: www.mecanicoautomotriz.org

Clasificación de los turbocompresores

Los turbocompresores se clasifican, según la dirección del flujo, en 3 tipos:

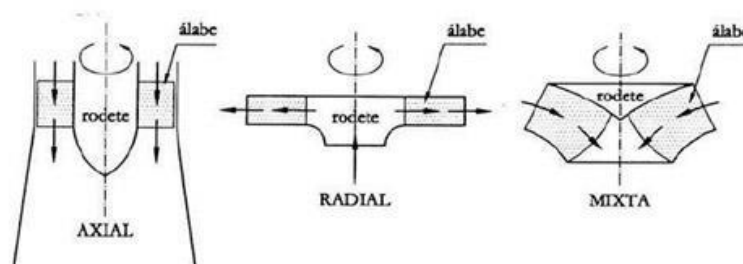


Figura 6. Clasificación de los Turbocompresores.
Fuente: Fernández D.P (2008)

Los turbocompresores radiales y diagonales se denominan turbocompresores centrífugos; los turbocompresores diagonales no son muy corrientes y su teoría fundamental no difiere de la de los turbocompresores radiales. El diseño específico del rodete de doble curvatura, característicos de los turbocompresores radiales, es análogo al empleado en bombas helicón centrífugas. El turbocompresor diagonal puede suministrar un caudal 2 a 3 veces mayor que un turbocompresor del mismo diámetro con un rendimiento en un 5% mayor.

Principios termodinámicos en los turbocompresores.

La adaptación termodinámica del turbocompresor se realiza mediante equilibrios de flujo de masa y energía. El aire que emite el compresor y el combustible que se suministra al motor constituyen el caudal másico. En funcionamiento en régimen permanente, las salidas de potencia de la turbina y el compresor son idénticas (estado de rueda libre). El cálculo de adaptación es iterativo, basado en planos de turbina y compresor, así como en los datos más importantes del motor.

El cálculo de adaptación puede ser muy preciso al utilizar programas informáticos para efectuar la simulación calculada del motor y el turbocompresor.

Rendimiento de los turbocompresores.

Aunque el turbocompresor axial tiene mejor rendimiento que el radial, es mucho más sensible a las variaciones de la carga; su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relación al punto de diseño, Figura 7; la curva de rendimiento en función del gasto másico del turbocompresor radial es más plana (horizontal) que la del turbocompresor axial.

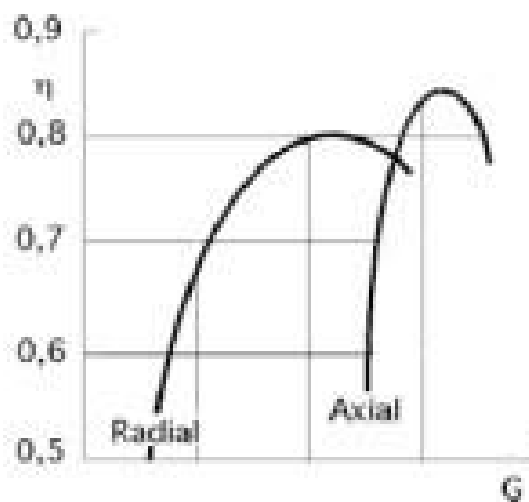


Figura 7. Curvas de rendimiento de un TC: a) Radial, B) Axial.
Fuente: Fernández D.P. (2008)

Funcionamiento del turbocompresor.

Funcionamiento a carga parcial inferior: En estas condiciones el rodete de la turbina de los gases de escape es impulsado por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será pre comprimido por la turbina del compresor, simplemente aspiración del motor. Funcionamiento a carga parcial media: Cuando la presión en el colector de aspiración (entre el turbo y los cilindros) se acerca a la atmosfera, se impulsa la rueda de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es pre comprimido y conducido hacia los cilindros bajo presiones atmosféricas o ligeramente superior, actuando ya el turbo en función de sobrealimentación del motor. Donde este es el objetivo del turbocompresor.

Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga: En esta fase continúa aumentando la energía de los gases de escape sobre la turbina del turbo y se alcanzará el valor máximo de presión en el colector de admisión que debe ser limitado por un sistema de control (válvula de descarga). En esta fase el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión que no debe sobrepasar los 0.9 bar en los turbos normales y 1.2 bar en los turbos de geometría variable.

Mantenimiento del turbocompresor.

El turbocompresor está diseñado para durar lo mismo que el motor. No precisa de mantenimiento especial; limitándose sus inspecciones a unas comprobaciones periódicas. Para garantizar que la vida útil del turbocompresor que corresponda con la del motor, deben cumplirse de forma estricta las siguientes instrucciones de mantenimiento del motor que proporciona el fabricante:

- ✓ Intervalos de cambio de aceite.
- ✓ Mantenimiento del sistema de filtro de aceite.
- ✓ Control de la presión de aceite.
- ✓ Mantenimiento del sistema de filtración de aire.

El 90% de todos los fallos que se producen en turbocompresores se debe a las siguientes causas:

- Penetración de cuerpos extraños en la turbina o en el compresor.
- Suciedad en el aceite.
- Suministro de aceite poco adecuado (presión de aceite/sistema de filtro).
- Altas temperaturas de gases de escape (deficiencias en el sistema de encendido/sistema de alimentación).

Ventajas y desventajas de los turbocompresores:

Ventajas:

- Permite aumentar la potencia de un motor, sin necesidad de hacer mayores cambios o rediseñar el motor utilizado.
- Utiliza como medio propulsor los gases de escape del motor, lo cual contribuye a rescatar esta energía, y hacer más eficiente el motor en general.
- Agrega poco peso o bulto al motor, lo cual usualmente permite encajarlo en un vehículo sin modificaciones externas.
- A diferencia de un supercargador, no le resta potencia al motor directamente, lo que lo hace más eficiente.
- Debido a que depende de la diferencia de presión entre los gases de escape y el medio ambiente, se autoajusta a cualquier altitud sobre el nivel del mar.

Desventajas:

- Mala capacidad de respuesta en bajas cargas por el poco volumen de gases.
- Retraso en su actuación por la inercia de la masa móvil y su aceleración mediante gases.
- Alta temperatura de funcionamiento al accionarse con gases de escape.
- Mayores cuidados de uso y mantenimiento.

Adaptación entre el turbocompresor y el motor.

Dadas las especiales características del funcionamiento del turbocompresor se requiere una adaptación de este al motor sobre el que se monta, con el fin de conseguir el mejor acoplamiento entre ambos y, en consecuencia, el mayor incremento de potencia del motor. Con este objetivo se adaptan las características del turbocompresor y su disposición de la forma más favorable al tipo de motor en que se monta.

Tiempo de respuesta:

Se llama así al tiempo necesario para pasar del funcionamiento en fase atmosférica, a la fase de sobrealimentación. En este intervalo, al principio, la aceleración es normal y después, a partir de un cierto régimen, aumenta en gran medida. Por ejemplo: Sea un vehículo que marcha en directa a 3000 rpm y en un instante determinado el conductor acelera a fondo. Mientras el vehículo marcha a esta velocidad estabilizada, la presión en el colector de admisión es la correspondiente al punto A (Figura 8); pero inmediatamente después de la acción del conductor, la presión pasa al punto B, pues el motor atmosférico no tiene tiempo de respuesta. Seguidamente, con un intervalo de tiempo, la presión pasa al punto C: es el tiempo que precisa el turbo para alcanzar el régimen que suministra la presión de sobrealimentación.

Al 3000 rpm del motor, el régimen del turbo puede ser de 60000 rpm y el tiempo de respuesta oscilará alrededor de un segundo. Para reducir el tiempo de respuesta pueden seguirse las siguientes actuaciones:

- ❖ Aumentar la contrapresión antes de la turbina, reduciendo el volumen de las canalizaciones.
- ❖ Reducir la inercia del eje de mando del turbo, para facilitar la subida de régimen del mismo.
- ❖ A plena carga del motor, establecer el régimen más elevado posible del turbo, para que, a regímenes bajos del motor, el del turbo resulte lo más elevado posible.

- ❖ Utilizar turbocompresores de geometría variable. En los motores turbo que equipan los vehículos de turismo, el tiempo de respuesta, aunque perceptible, no constituye un inconveniente en la conducción del vehículo.

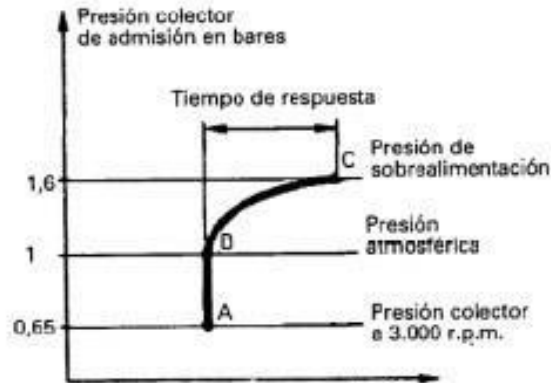


Figura 8. Tiempo de respuesta.
Fuente: Jovac M.S (1982)

Disposición de montaje:

El turbocompresor se compone de un alojamiento para la turbina, un alojamiento para el compresor, un alojamiento central, la rueda de la turbina, la rueda del compresor, cojinetes completamente flotantes, una válvula de descarga, el actuador, etc.

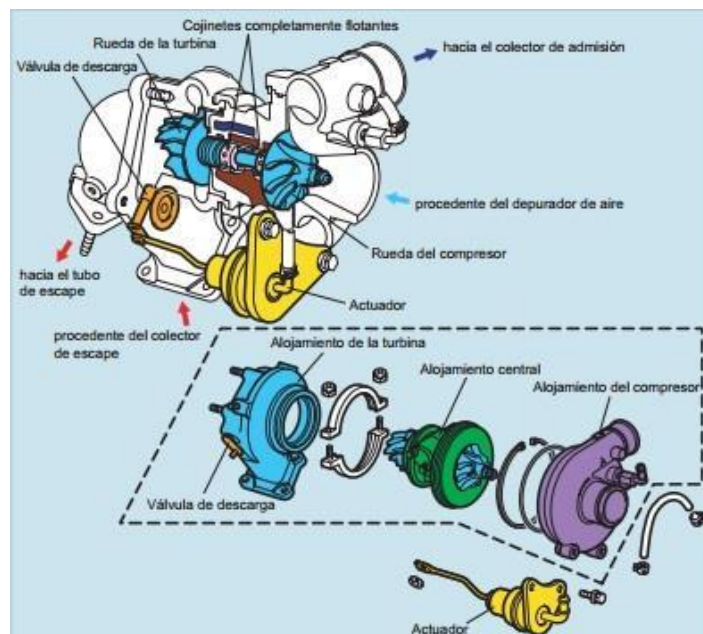


Figura 9. Disposición del montaje del turbocompresor.
Fuente: www.mecanicoautomotriz.org

- Para limitar la velocidad se utiliza una cápsula de regulación con dos derivaciones (Figura 10), una sometida a la presión de sobrealimentación y otra a la depresión, a la altura de la mariposa de gases. De este modo, con las cargas parciales se abre más rápidamente la válvula de cierre de regulación y si el conductor desea actuaciones más elevadas, abre más la mariposa de gases.
- En los sistemas de carburación, el turbocompresor suele implantarse antes del carburador. Con esta disposición, solamente se comprime el aire y no la mezcla, pudiendo ser utilizado un intercambiador para lograr su enfriamiento. En estos casos, el carburador debe estar dotado de circuitos enriquecedores complementarios para el funcionamiento en fase sobrealimentada.

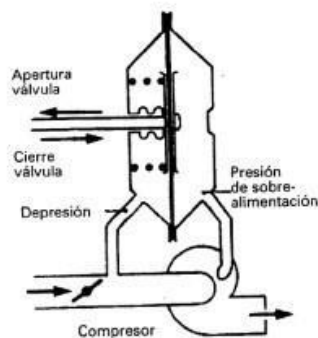


Figura 10. Cápsula de regulación.
Fuente: Libro de Mario Ortega Alvear

Modificaciones del motor:

Los motores sobrealimentados están sometidos a mayores cargas mecánicas y térmicas que los atmosféricos. Efectivamente, si en un motor atmosférico, la presión máxima es del orden de 60 a 70 bares, en un motor medianamente sobrealimentado, la presión máxima es de 70 a 80 bares; pero lo más importante es que durante todo el tiempo de expansión, la presión es superior a la del motor atmosférico. El valor de la presión obtenida al final de la compresión, depende de la presión existente en el colector de admisión, es decir, de la presión de sobrealimentación. Cuando se adapta un turbocompresor a un motor, es necesario reforzar ciertos elementos, como

cigüeñal, pistones, bielas, etc. Ya que deberán soportar mayores esfuerzos en su funcionamiento.

Por otra parte, la sobrealimentación dada por el turbocompresor, ocasiona en cada ciclo un desprendimiento de calor más importante que en los motores atmosféricos, ya que se quema más cantidad de combustible, por cuya causa, es necesario aumentar la resistencia térmica y mecánica de algunos elementos, como las válvulas, segmentos, pistones, bielas, cigüeñal, etc. Del mismo modo, es preciso mejorar la refrigeración de la culata.

Sistema de encendido

Como es sabido, el punto de encendido tiene gran influencia en el funcionamiento del motor y, así, un exceso de avance propicia la aparición del picado y aumenta el riesgo de anomalías y de destrucción de elementos del motor, mientras que un defecto de avance implica una pérdida de prestaciones y elevación de la temperatura de escape, lo que puede ser causa de destrucción de la turbina. De todo esto se deduce que en un motor turbo es necesario un sistema de avance del encendido mucho más preciso que en los motores atmosféricos. La necesidad de un buen control del punto de encendido, impone no correr los riesgos que conlleva el ruptor (desgaste) y, por ello, es conveniente la utilización de un encendido sin ruptor, es decir, un sistema de encendido electrónico.

Sistemas de engrase y refrigeración

El engrase de los cojinetes de apoyo del eje del turbocompresor, es de vital importancia y requiere un caudal de aceite elevado, lo que implica la implantación en el motor de una bomba de aceite mayor de la que sería necesaria para un motor atmosférico de similares características.

- Igualmente, es preciso que el filtrado del aceite sea escrupuloso, para evitar que lleguen impurezas a los cojinetes del turbo, por lo cual, el filtro de aceite debe ser de una calidad excelente.
- Por este motivo suele adoptarse una circulación de agua a través de la carcasa del turbo, para refrigerar los cojinetes. El circuito de refrigeración

queda modificado como muestra la (Figura 11), donde puede verse que el turbocompresor está conectado al circuito de refrigeración, en serie con la bomba eléctrica, que en la parada del motor recoge el agua de la parte alta de la culata y la impulsa hacia el turbocompresor para continuar refrigerando sus cojinetes durante un cierto tiempo. En la marcha del motor, esta bomba no funciona, pero deja pasar el líquido impulsado por la bomba de agua del motor. Cuando éste se pare el calculador electrónico activa el funcionamiento de la bomba de agua auxiliar. También se dispone en el circuito de refrigeración un intercambiador agua-aceite, necesario para el enfriamiento del aceite, que en los motores turboalimentados alcanza mayores temperaturas, sobre todo a su paso por los cojinetes del turbocompresor. En algunas aplicaciones se instala un pequeño ventilador, de tipo aspirante, en las proximidades del turbocompresor, que se hace funcionar también a la parada del motor, durante un cierto tiempo, aspirando el aire caliente de las zonas exteriores próximas al turbo para extraerlo del compartimento motor.

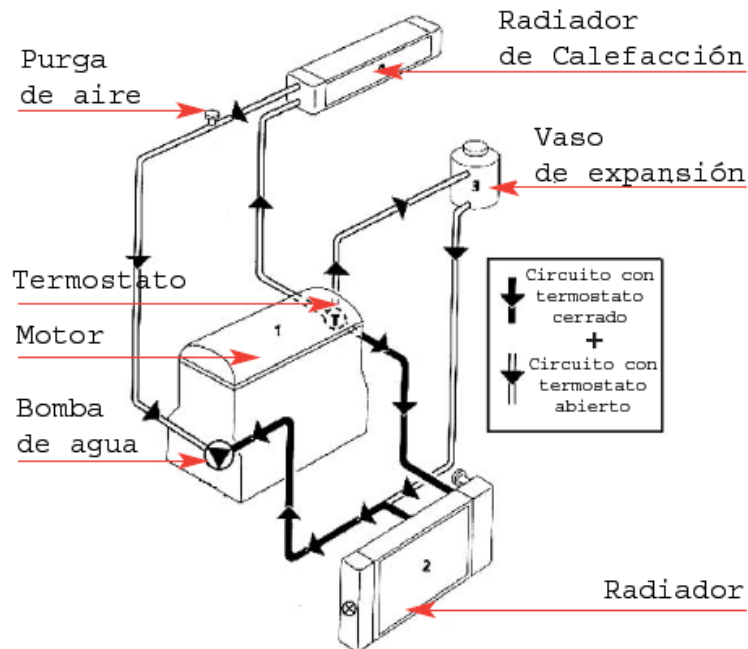


Figura 11. Circuito de Refrigeración.
Fuente: www.mecanicoaotomotriz.org

Verificación del turbocompresor

- El correcto funcionamiento de un turbocompresor puede ser verificado mediante el control de la presión de sobrealimentación y, en los motores de gasolina, de la presión de alimentación paralelamente. Para realizar estos controles se disponen de manómetros en la llegada de gasolina a la cuba o rampa de inyección (según el sistema) y en el tubo de aire a la salida del compresor.
- Girando el motor a ralentí, la presión de sobrealimentación debe ser nula y la de alimentación del combustible la especificada por el fabricante para condiciones normales de funcionamiento.
- Con el motor funcionando a plena carga y a un régimen superior a 3000 rpm, la presión de sobrealimentación debe ser la estipulada (generalmente comprendida entre 0,57 y 0,7bares), mientras que la de alimentación de gasolina debe incrementarse en este mismo valor. En caso de anomalías, deberá sustituirse o reglarse el regulador de la presión de alimentación, o la válvula reguladora de la presión de soplado del turbo, según corresponda.
- En el intercambiador aire/aire, se dispone una válvula termostática que debe ser verificada cuando se presentan anomalías en el funcionamiento del motor. Sumergida la cápsula de cera que gobierna esta válvula en un baño de agua caliente, la mariposa debe cerrar el paso de aire por el intercambiador, cuando la temperatura sea inferior a 45C. Para temperaturas superiores a ésta, la válvula debe permitir el paso de aire por el intercambiador.
- En lo referente a la verificación individual de componentes del turbocompresor, una vez despiezado éste, deberá realizarse una escrupulosa limpieza de las carcasas del compresor y la turbina, ya que un pequeño sedimento en estas zonas puede producir la rotura de alguna aspa o afectar al rendimiento del turbocompresor. Para realizar la limpieza es recomendable utilizar un cepillo de alambre de cobre. En la operación de desmontaje, es conveniente marcar la posición de las carcasas de turbina y

compresor, con respecto a la carcasa del cojinete, para volver a montarlas de nuevo en su posición inicial.

1.4.3 Selección del turbocompresor

Para la selección del turbocompresor se debe tener en cuenta que existen varias formas para calcular el turbo que le corresponderá al motor en estudio. Para ello hay que tener en cuenta los cálculos realizados los cuales nos servirán para implementar los métodos más convenientes y eficaces para la selección del turbocompresor que son:

- ✓ Calculo con relación a caballos fuerza y variación de la presión atmosférica.
- ✓ Calculo mediante el cuadro de relación de densidad
- ✓ Calculo por medio del consumo específico de combustible y temperatura de entrada de aire

además, se debe conocer las líneas que componen un mapa del turbocompresor porque con ellas nos damos cuenta que si estamos dentro de los límites o fuera de ellas y de igual forma si es el turbo correcto según los cálculos realizados. A continuación, se presentará las características de un turbocompresor.

Para la selección del turbocompresor utilizaremos tres métodos los cuales estarán basados en los cálculos realizados que están íntimamente relacionados generando un rango de error muy bajo para seleccionar el turbocompresor.

Características del mapa del turbocompresor

El turbocompresor se define por el caudal de aire que necesita el motor mediante una gráfica llamada mapas de compresión que indica el rendimiento conjunto del grupo, dicha grafica o mapas son proporcionados por el fabricante del turbocompresor.

Los mapas del turbocompresor describen como estimar los valores de la relación de presión y flujo de aire necesario para el tipo de motor en el que se instalara dicho elemento, describiendo el performance del

turbocompresor como eficiencia, flujo de aire, capacidad de aspiración y velocidad del eje del turbo.

Relación de presión

Se relaciona la presión de salida del aire del turbocompresor (P_{1T}) con la presión de entrada (P_1) obteniendo un resultado en unidades (Bar o PSI).

$$RP = \frac{P_{1T}}{P_1} \quad (10)$$

Donde:

RP = Relación de presión

P_{1T} = Presión de salida de aire del compresor

P_1 = Presión de entrada de aire del compresor

Flujo de aire necesario (CFM)

Este parámetro es la masa de aire que fluye a través del compresor y posteriormente pasa al motor, las unidades en las que el flujo de aire necesario puede ser expresado son en kg/seg (lb/min) o en unidades de volumen el volumen $m^3 / (l / i)$ de aire se convierte en masa de aire multiplicando por la densidad del aire. Según Pacheco Vera et al. (2009) se tiene la siguiente relación:

$$\square = (14.7) \left(\frac{Ne}{Gpe} \right) \frac{CFM}{i} \quad (11)$$

Donde:

Ne = Potencia del motor medida en el banco de pruebas en Kw o Hp

14.7 = Relación estequiometria aire/combustible

Gpe = Consumo específico de combustible en l/h o kg/h

CFM = Constante para obtener la relación de presión y del flujo de aire necesario lb/min

El valor de flujo de aire necesario es un valor necesario para la interpretación o ubicación de dicho punto en el mapa del turbo cargador indispensable para su selección.

Hay que tomar en cuenta que, para la selección del turbocompresor, todos los turbocompresores aplicados en motores a gasolina alrededor de 9.5 a 10.5 Hp por cada lb/min de flujo de aire.

Para obtener el flujo de aire necesario es importante considerar ciertas relaciones y transformaciones de las unidades como se indica a continuación:

$$\begin{aligned}
 &= 194.34 \frac{g \square}{.h} \quad (12) \\
 &= 194.34 \frac{g \square}{.h} \left(\frac{1}{1000} \frac{g}{g \square} \right) \left(\frac{1 h}{3600} \right) \left(\frac{1.359}{1} \right) = 7.336 \cdot 10^{-5} \frac{g}{.} \\
 &= 194.34 \frac{g \square}{.h} \left(\frac{1}{453.5924} \frac{1}{g \square} \right) \left(\frac{1}{60 i} \right) \left(\frac{1 h}{1 h} \right) \left(\frac{1.014}{1 h} \right) = 7.241 \cdot 10^{-3} \frac{g}{h . i}
 \end{aligned}$$

Límite de Bombeo

En los mapas la línea izquierda limita al turbocompresor si pasamos un punto a la parte izquierda de esta línea representa una región de flujo inestable ya que en el compresor tiene un flujo con variaciones altas en la presión lo que puede ocasionar serios daños en el compresor por exceso de presión.

Existen dos situaciones comunes referentes a esta línea, la primera es cuando no hay suficiente flujo de presión (poca carga) indicando que el compresor es demasiado grande para el motor, la segunda indica cuando la válvula del acelerador se cierra y no entra al motor el flujo de presión aportado por el compresor indica un nivel de sobrecarga para lo cual se puede utilizar una válvula de alivio de presión en el conductor de entrada de aire pero lo más aconsejable es determinar un punto en el mapa que se encuentra cerca de esta línea y a lado derecho.

Línea de estrangulación o límite máximo

Es la línea que delimita en la parte derecha del mapa que define el punto donde la eficiencia decae en un 58%, disminuyendo el flujo de presión por lo que el motor necesita un compresor más grande.

Línea de velocidad del eje del compresor.

Indica la velocidad constante del eje del turbocompresor que está ubicada en relación al flujo de presión

Área de porcentaje de eficiencia del turbocompresor

Son regiones concéntricas que indican la eficiencia del turbocompresor, las áreas de la mitad indican la mayor eficiencia de turbocompresor.

Al realizar mal la selección del turbocompresor se generará grandes problemas en el funcionamiento del motor, llegando hasta la destrucción del mismo, por lo que se deberá tener en cuenta cada una de los límites de funcionamiento y que efectos tienen si son alterados según Pacheco Vera et al. (2009).

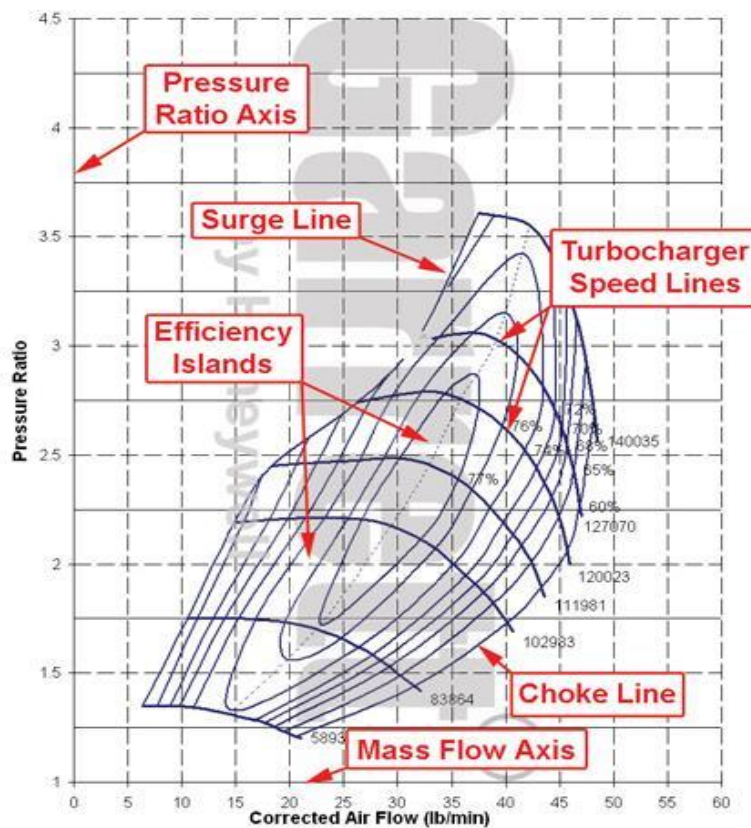


Figura 12. Mapa del turbocompresor

fuentes: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps

Calculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map)

Es la presión absoluta en el múltiple de admisión y tiene relación con la potencia requerida del motor. Su ecuación queda dada de la siguiente manera:

$$= \frac{CFM \cdot R \cdot (460 + T_1 \text{ } ^\circ F)}{(Z) \cdot T} \quad (13)$$

Donde:

CFM = 8.9236 lb/min (flujo de aire necesario)

N = 6000 rpm a potencia máxima

$V_T = 97.35 \text{ } ^3$ (volumen o cilindrada total)

= 0.7 (rendimiento volumétrico)

R = 639.6 (constante de gases)

$T_1 = 95 \text{ } ^\circ F = 35 \text{ } ^\circ C$ (temperatura en el múltiple de admisión)

Análisis de la temperatura del aire en el múltiple de admisión

Como ya se ha indicado, un turbocompresor a más de aumentar la presión del aire que ingresa al múltiple de admisión para posteriormente pasar a los cilindros, aumenta también la temperatura del aire. Esto se debe, entre algunos factores, a que el compresor también se ve afectado por las altas temperaturas con las que los gases de escape pasan por la turbina del turbocompresor; la presión que genera el compresor con el aire de admisión es otro factor determinante para el aumento de temperatura. Es importante determinar teóricamente el valor de la temperatura del aire de admisión con el sistema de sobrealimentación, debido a que esto permitirá realizar un correcto análisis termodinámico para la posterior selección del turbocompresor.

Calculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor

$$T_{1T} = \left(\frac{P_{1T}}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot T \quad (14)$$

Donde:

T_{1T} = Temperatura en la admisión con sobrealimentador °C (°K)

$T = 298$ °K (Temperatura teórica)

$P_{1T} = 1.2\text{bar} = 17.417$ psi

$P_1 = 0.9311\text{bar} = 13.514$ psi

$X = RP = 1.3$ (Exponente adiabático, se tomó su valor en relación al valor de la relación de presión)

Análisis y cálculos tecnológicos con el sistema de sobrealimentación

Una vez establecidos los nuevos parámetros o valores con los que el motor trabajará con el sistema de sobrealimentación, es importante realizar un análisis tecnológico del motor debido a que se tiene que considerar ciertos aspectos que se deberán tomar en cuenta el momento de la instalación del turbocompresor y los elementos auxiliares.

Como ya se indicó, un sistema de sobrealimentación aumenta la potencia y la eficiencia del motor, pero si no se considera correctamente ciertos aspectos se corre el riesgo de que el motor sufra serios daños como también los dispositivos del sistema. El primer aspecto que consideramos indispensable para continuar con el análisis tecnológico y el termodinámico del motor con el sistema de sobrealimentación, es la relación de compresión.

Variación de la relación de compresión

Como en los motores de gasolina la presión de compresión máxima viene limitada por la detonación, hay que disminuir la relación de compresión para que los valores de la relación de compresión que se alcancen sean los que corresponden a una relación de compresión que no supere 10:1, que es la máxima empleada en los motores normales. En los motores deportivos preparados para rally se llega a sobrepasar la presión de 2 bar, y en los de Fórmula 1, se llega hasta 3.5 bar.

La relación de compresión de nuestro motor es de 9:1, pero con el sistema de sobrealimentación su valor ascenderá altamente lo cual no sería nada conveniente, por lo que, es indispensable disminuir el valor de la Rc. Lo primero que se debe calcular para poder realizar algún tipo de cambio en la relación de compresión es la presión de compresión (Pc). Realizaremos una comparación entre el valor que se obtenga con el motor de aspiración normal y con el turbo alimentador.

En el tiempo de la compresión se comprimen conjuntamente la mezcla aspirada de combustible y aire o el aire puro hasta un volumen reducido. El objeto de la compresión es elevar la potencia. La compresión origina lo siguiente:

- Aumento de la presión.
- Elevación de la Temperatura.
- La gasificación integrada de la mezcla en los motores Otto.

Tomando en cuenta lo anteriormente indicado, es posible calcular la presión de compresión de nuestro motor de la siguiente manera:

$$P = P(R) \quad (15)$$

Donde:

P = Presión de compresión del motor de aspiración normal

P = 1bar (presión atmosférica)

R = 9:1 (Dato técnico del motor Gol AP1600)

Y = 1.33 (Valor poli trópico de una compresión por embolo)

Se calcula también la presión de compresión P_T del motor con el sistema de turbo alimentación, pero aquí consideraremos la R original con el fin de verificar cuanto es el aumento de la presión de compresión en el caso que no se varié la relación de compresión, quedando de la siguiente manera:

$$P_T = P_{1T}(R) \quad (16)$$

Donde:

$R = 9:1$ (Dato técnico del motor Gol AP1600)

$Y = 1.33$ (Valor politropico de una compresión por embolo)

P_{1T} = presión de salida de aire del compresor

Análisis del espesor del empaque del cabezote

Para lograr obtener en forma practica el valor de la Rc obtenida matemáticamente, es posible aumentar el volumen de la cámara de compresión; para esto se puede realizar varias modificaciones en el bloque motor o en el cabezote, pero una forma rápida, sencilla y efectiva de lograrlo, es mediante un incremento en el espesor del empaque del cabezote.

Esto se puede realizar de la siguiente forma teórica:

$$\frac{Z}{V} = \frac{V - V (R_{CT})}{R_{CT} - 1} \quad (17)$$

Donde:

Z = Volumen que se debe aumentar

V = volumen del cilindro

V = volumen de la cámara de combustión

$R_T = 7.84$

Volumen o cilindrada unitaria

El volumen unitario no sufre ninguna modificación en su valor original, debido a que ni la carrera o el diámetro del pistón sufren algún tipo de modificación de aumento o disminución a los valores estándares del motor; el hecho de aumentar el espesor del empaque del cabezote no quiere decir que aumente la cilindrada unitaria sino el valor del volumen de la cámara de combustión sufrirá modificaciones como se indica más adelante; de esta manera, tomando el valor que nos servirá para los cálculos posteriores para la selección del turbocompresor

Relación de compresión con turbocompresor

La relación de compresión como ya se indicó, fue modificada por las razones antes mencionadas por lo que para estos cálculos se utilizara la R_T que es la relación de compresión con el sistema de sobrealimentación, y es el valor con el que nuestro motor funcionara una vez implementado el sistema de sobrealimentación.

Fuerza sobre la cabeza del pistón

La fuerza sobre la cabeza del pistón depende de la presión del gas y de la magnitud de la superficie de la cabeza del pistón. La presión originada por la combustión del gas actúa en cada centímetro cuadrado.

Como existe un aumento en la presión de compresión con el sistema de sobrealimentación y debido a que el valor de la presión media indicada varia por el aumento de la potencia indicada, se hace necesario calcular la fuerza que actuara sobre la cabeza del pistón, de la siguiente manera:

$$F_T = P_{iT} \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \quad (18)$$

Donde:

P_{iT} = potencia indicada

d = diámetro

$\pi = 3.14$

Mejoramiento del sistema de refrigeración (Intercooler)

Como ya se ha indicado, un turbocompresor a más de aumentar la presión del aire que ingresa al múltiple de admisión para posteriormente pasar a los cilindros, aumenta también la temperatura del aire. Esto se debe, entre algunos factores, a que el compresor también se ve afectado por las altas temperaturas con las que los gases de escape pasan por la turbina del turbocompresor; la presión que genera el compresor con el aire de admisión es otro factor determinante para el aumento de temperatura.

Para evitar el problema del aire calentado al pasar por las aletas del compresor del turbo, se han tenido que incorporar sistemas de refrigeración del aire a partir de intercambiadores de calor (intercooler). El intercooler es un radiador que es enfriado por el aire que incide sobre el coche en su marcha normal. Por lo tanto, se trata de un intercambiador de calor aire/aire a diferencia del sistema de refrigeración del motor que se trataría de intercambiador agua/aire.

Es importante determinar teóricamente el valor de la temperatura del aire de admisión con el sistema de refrigeración del aire, debido a que esto permitirá realizar un nuevo análisis termodinámico con la nueva temperatura de admisión para de esta manera realizar la correcta selección del turbocompresor.

El intercambiador de calor que se implementara para nuestro sistema de sobrealimentación es de tipo aire-aire, y va ubicado entre el turbocompresor y el colector de admisión del motor, como se puede observar en la siguiente gráfica:

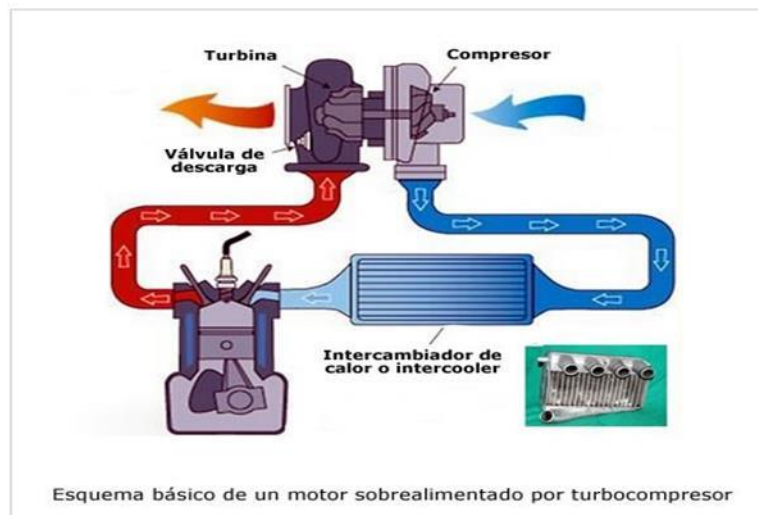


Figura 13. Disposición del intercooler en el sistema de sobrealimentación
fuente: Jovac M.S (2004)

1.5 Hipótesis

La implementación de un turbocompresor en el MCI AP1600 del laboratorio de la USP mejoraría el rendimiento en 5 %.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivos General

Determinar la influencia del turbocompresor en el rendimiento del MCI AP1600 del laboratorio de USP 2017

1.6.2 Objetivos Específicos

- Determinar el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 en condiciones de admisión normal.
- Determinar las características térmicas del turbocompresor para el MCI GOL AP1600.
- Determinar el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 con sobrealimentación.

II Metodología del trabajo

2.1 Tipo y diseño

Es un trabajo tipo descriptivo y correlación

2.2 Población y muestra

La población y muestra es única: el motor

2.3 Técnica e instrumento

La técnica utilizada será la observación e instrumentos son guías que nos ayudaran en el presente trabajo.

2.4 Proceso y análisis de los datos

- **Procesamiento:** el procesamiento se realizará principalmente en el software: Microsoft Excel.
- **Análisis:** el análisis se realizará mediante tablas, graficas.

III. Resultados

3.1 Determinar el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 en condiciones de admisión normal.

Tabla 1. Datos del Motor GOL AP1600

MOTOR	GOL AP1600
Disposición	4 cilindros
Cilindrada	1596 ³
Diámetro de cilindros	81 mm
Carrera	77.4 mm
Potencia Neta	62.5 Kw (85 Cv)
Relación de compresión	9:1

Fuente: elaboración propia

En la tabla 1 se podrá apreciar los datos técnicos relacionado al motor GOL AP1600

Estado 1:

$$T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1 \text{ atm.}$$

$$V_1 = 348.985 \text{ }^3$$

$$V_h = \frac{.8.1^2.7.74}{4} = 398.84 \text{ }^3$$

$$V_h = V_1 - V_2$$

Sabemos que:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\varepsilon = 9$$

$$9 V_2 = V_1$$

Entonces:

$$398.84 = V_1 - V_2$$

$$398.84 = 9V_2 - V_2$$

$$V_2 = 49.855 \text{ }^3$$

$$V_1 = 348.985 \text{ }^3$$

Estado 2:

$$V = \frac{1}{9} \frac{182.288}{9} = 20.25$$

$$\frac{1}{V_2} = \frac{1}{V_1}$$

Tabla 2. Datos para interpolar y encontrar la T

<u>T (°K)</u>	<u>V_r</u>
680	21.8182
T ₂	20.25
700	20.1553

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 2 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la temperatura en el estado 2 del motor en condiciones normales.

Interpolación:

$$\frac{T_2 - 680}{700 - 680} = \frac{20.25 - 21.8182}{20.1553 - 21.8182}$$

$$T_2 = \frac{(20.25 - 21.8182)(700 - 680)}{(20.1553 - 21.8182)} + 680$$

$$T_2 = 698.86 \text{ }^\circ\text{K}$$

Tabla 3. Datos para interpolar y encontrar u

<u>u (/ g)</u>	<u>V_r</u>
496.939	21.8182
u ₂	20.25
512.639	20.1553

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la energía en el estado 2 del motor en condiciones normales.

Interpolación:

$$\frac{u_2 - 496.939}{512.639 - 496.939} = \frac{20.25 - 21.8182}{20.1553 - 21.8182}$$

$$2 = \frac{(20.25-21.8182)(512.639-496.939)}{(20.1553-21.8182)} + 496.939$$

$$2 = 511.745 \text{ /}$$

$$P_2 = (100 P)(9)\left(\frac{698.86}{298}\right)$$

$$P_2 = 2110.65 \text{ KPa}$$

Estado 3:

Relaciones de grado de elevación a volumen constante.

$$r_p = \frac{P_3}{P_2}$$

$$4 = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_3 = 4(2110.65) = 8442.6 \text{ KPa}$$

$$T_3 = \frac{T_2 \cdot P_3}{P_2} = \frac{(273.15)(8442.6)}{2110.65}$$

$$=_{P_2}$$

$$T_3 = 2795.44 \text{ °K}$$

Tabla 4. Datos para interpolar y encontrar u

T (°K)	u (/ g)
2750	2413.727
2795.44	3
2800	2463.663

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 4 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la energía en el estado 3 del motor en condiciones normales.

Interpolación:

$$\frac{u_3 - 2413.727}{2463.663 - 2413.727} = \frac{2795.44 - 2750}{2800 - 2750}$$

$$3 = \frac{(2795.44-2750)(2463.663-2413.727)}{(2800-2750)} + 2413.727$$

$$3 = 2459.1088 \text{ /}$$

Tabla 5. Datos para interpolar y encontrar V_r

T (°K)	V_r
2750	0.27089
2795.44	$V_{\square 3}$
2800	0.25443

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 5 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar el volumen relativo en el estado 3 para así poder calcular el volumen relativo en el estado 4 del motor en condiciones normales

Interpolación:

$$\frac{V_{\square 3} - 0.27089}{0.25443 - 0.27089} = \frac{2795.44 - 2750}{2800 - 2750}$$

$$V_{\square 3} = \frac{(2795.44 - 2750)(0.25443 - 0.27089)}{(2800 - 2750)} + 0.27089$$

$$V_{\square 3} = 0.25593$$

Estado 4:

$$V_{\square 4} = \varepsilon \cdot V_{\square 3}$$

$$V_{\square 4} = (9)(0.25593)$$

$$V_{\square 4} = 2.30337$$

$$V_{\square 4} = 2.30337$$

Tabla 6. Datos para interpolar y encontrar T

T (°K)	V_r
1500	2.07031
T_4	2.30337
1450	2.30831

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 6 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la temperatura en el estado 4 del motor en condiciones normales.

Interpolación:

$$\frac{T_4 - 1500}{1450 - 1500} = \frac{2.30337 - 2.07031}{2.30831 - 2.07031}$$

$$T_4 = \frac{(2.30337-2.07031)(1450-1500)}{(2.30831-2.07031)} + 1500$$

$$T_4 = 1451.038 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Tabla 7. Datos para interpolar y encontrar u

<u>u (/ g)</u>	<u>V_r</u>
1205.253	2.07031
⁴	2.30337
1159.202	2.30831

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 7 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la energía en el estado 4 del motor en condiciones normales.

Interpolación:

$$\frac{u_4 - 1205.253}{1159.202 - 1205.253} = \frac{2.30337 - 2.07031}{2.30831 - 2.07031}$$

$$u_4 = \frac{(2.30337-2.07031)(1159.202-1205.253)}{(2.30831-2.07031)} + 1205.253$$

$$u_4 = 1160.158 \text{ /}$$

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot P_1}{T_1} = \frac{(1451.038)(100)}{1500}$$

$$= T_1$$

$$P_4 = 486.925 \text{ KPa}$$

Calor de entrada

$$= 3 - 2$$

$$= 2459.1088 - 511.745$$

$$= 1947.3638 \text{ /}$$

Calor de salida

$$= 4 - 1$$

$$= 1160.158 - 213.036$$

=

9

4

7

.

1

2

2

/

Rendimiento

$$\eta = \frac{1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}}{1 - \frac{1}{r^{\gamma}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}}{1 - \frac{1}{r^{\gamma}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{1160.158 - 213.036}{1947.3638}$$

$$\eta = 0.52$$

Tabla 8. Valores teóricos del MCI GOL AP1600 de los puntos teóricos del ciclo Otto en admisión normal

	Temperatura (°K)	Presión (KPa)	u (KJ/Kg)	Vr
Punto 1	298	100	213.036	182.288
Punto 2	698.96	2110.65	511.745	20.25
Punto 3	2795.44	8442.6	2459.1088	0.25593
Punto 4	1451.038	486.925	1160.158	2.30337

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 8 se tiene los valores teóricos que con la ayuda de tablas termodinámicas se logró obtener las temperaturas, presiones, energía y volumen relativos de los cuatros estados del motor GOL AP1600 en condiciones normales.

Tabla 9. Valores de los puntos graficados

	Volumen (cm3)	Presión (KPa)
Punto 1	348.985	100
Punto 2	49.855	2110.65
Punto 3	49.855	8442.6
Punto 4	348.985	486.925

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 9 se tiene el volumen y las presiones de los cuatro estados que serán graficados del motor GOL AP1600 en condiciones normales.

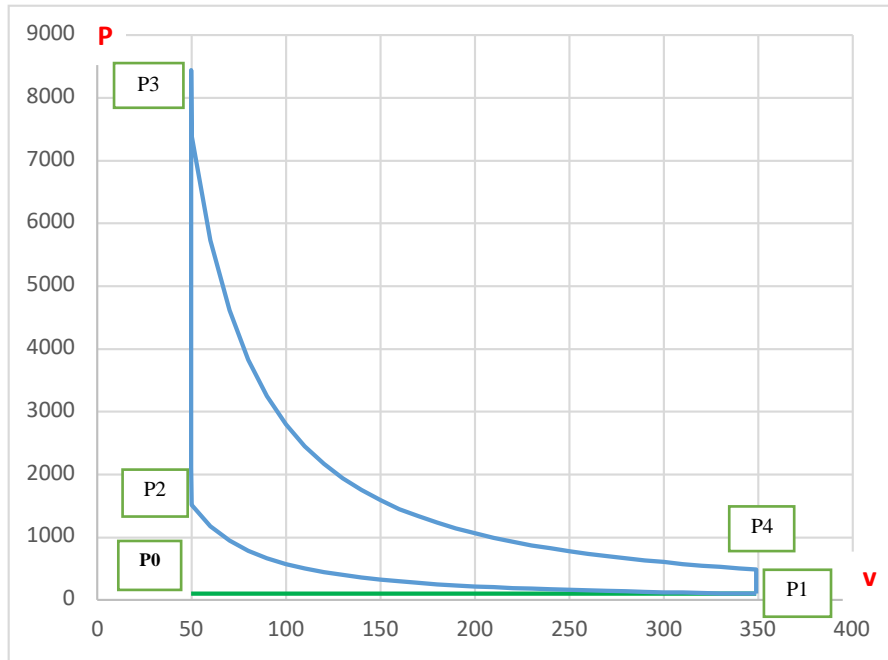


Figura 14.- Valores del ciclo Otto en admisión normal
fuente: Elaboración propia

en esta gráfica podemos ver el comportamiento de los 6 ciclos aunque el trabajo realizado en dos de ellas se cancela, en el diagrama presión (P) – volumen (v) de esta manera la primera etapa del ciclo Otto es la de admisión la cual va del P0 al P1 es la línea esta de color verde donde la válvula de admisión se abre permitiendo la entrada en el cilindro de la mezcla del aire y gasolina al finalizar la primera etapa la válvula de admisión se cierra el pistón se desplaza hasta el denominado puerto muerto inferior en este punto que es la posición del pistón más alejado de la culata (P1) en el siguiente estado es la de compresión adiabática que esta entre el P1 a P2 la mezcla de aire y gasolina se comprime sin intercambiar calor con el exterior la transformación será isoentrópica la posición que alcanza el pistón será el punto muerto superior que es la posición del pistón más alejado de la culata el trabajo realizado por la mezcla en esta etapa es negativo ya que esta se comprime la tercera etapa es la de explosión que comprende desde el punto dos hasta el punto tres la bujía se activa y saca una chispa la mezcla se enciende durante esta transformación la presión aumenta a volumen constante la cuarta etapa es la de expansión adiabática que va desde el P3 hasta el P4 la mezcla se expande adiabáticamente durante este proceso la energía química liberada durante la combustión se transforma en energía

mecánica ya que el trabajo durante este proceso es positiva la quinta etapa es la de enfriamiento que va desde el P4 hasta el P1 durante esta etapa la presión disminuye y la mezcla se enfría liberando calor al exterior y la sexta etapa es la de escape que va desde el P1 hasta el P0.

3.2 Determinar las características térmicas del turbocompresor para el MCI GOL AP1600.

3.2.1 Análisis de la relación de Presión

La presión de salida del compresor P según los fabricantes de turbo indican un valor constante de 0.689 bar a 0.8268 bar (10 psi a 12 psi), a este valor tenemos que sumarle la presión atmosférica para nuestro caso es de 1 bar.

$$P = \left(\frac{0.689+0.8268}{2} \right) \text{ bar} + 1 \text{ bar} = 1.7579 \text{ bar}$$

Por restricciones causadas por el filtro de aire y los conductos de admisión la presión atmosférica sufre una depresión de 0.0689 bar (1 psi) en la presión de la entrada de aire en el compresor P_1 :

Considerando la presión atmosférica como la presión de admisión para un turbocompresor se realiza el siguiente análisis:

$$1\text{psi} = 0.0689\text{bar}$$

$$P_1 = P - \text{Depresión (1psi)}$$

$$P_1 = 1 - 0.0689 = 0.9311$$

Ahora se hace posible encontrar el valor de RP es importante tomar en cuenta que a la presión del turbo es necesario añadirle la presión atmosférica, debido a que los manómetros utilizados por los fabricantes en la medición de la presión del turbo no consideran la presión atmosférica, de esta manera se obtiene valores más reales de la relación de presión

$$RP = \frac{P}{P_1}$$

$$RP = \frac{P}{P_1} = \frac{1.7579}{0.9311} = 1.88$$

3.2.2 Determinación del flujo de aire necesario (CFM)

$$\dot{V} = (14.7) \left(\frac{1}{h \cdot i} \right)$$

$$\dot{V} = (83.835 \text{ Hp}) (14.7) \left(\frac{7.241 \cdot 10^{-3}}{h \cdot i} \right) = 8.9236 \text{ lb/min}$$

3.2.3 Calculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map)

$$= \frac{8.9236 \cdot 639.6 \cdot (460 + 95)}{0.7 \cdot \left(\frac{6000}{2}\right) \cdot 97.35} = 15.5 \text{ psi} = 1.06795 \text{ bar}$$

Una vez obtenidos todos estos parámetros es necesario calcular nuevamente la relación de presión (RP) suponiendo que el motor ya posee el sistema de sobrealimentación; es importante también, considerar la pérdida de presión entre el compresor y las unidades hacia el conducto de admisión. Entre los factores que intervienen en esta pérdida esta la distancia, curvas y restricciones que tiene el sistema de alimentación.

A la suma de pérdidas de presión se le denomina ΔP la cual tiene un valor medio de pérdida de:

$$\Delta P = 2 \cdot i = 0.138$$

De esta manera, se calcula el valor que la presión de aire admisión tendrá con el sistema de turbocompresor:

$$P_{1T} = 1.068 + \Delta P = 1.068 + 0.138 = 1.2 \text{ bar}$$

Este valor de presión P_{1T} es el que brinda el turbocompresor al motor, el cual utilizaremos posteriormente para encontrar el incremento de potencia en el motor.

$$P_1 = 0.9311 \text{ bar}$$

$$RP = \frac{1.2}{0.9311} = 1.3$$

3.2.4 Calculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor

$$T_{1T} = \left(\frac{17.417}{13.514} \right)^{1 - \frac{1}{1.3}} (298) = 315.96 \text{ °K} = 42.96 \text{ °C}$$

3.2.5 Variación de la relación de compresión

$$P = 1 (9)^{1.33} = 18.584\text{bar} = 269.724 \text{ psi}$$

Se calcula también la presión de compresión P_T del motor con el sistema de turbo alimentación, pero aquí consideraremos la R original con el fin de verificar cuanto es el aumento de la presión de compresión en el caso que no se varié la relación de compresión, quedando de la siguiente manera:

$$P_T = 1.2(9)^{1.33} = 22.3\text{bar} = 323.657 \text{ psi}$$

La relación de compresión se puede aumentar reduciendo la cámara de combustión mediante juntas de culata más finas, aplanando la culata o pistones más altos. Una mayor compresión aumenta la potencia del motor, pero aumenta la tendencia al picado. Para nuestro caso el aumento de potencia con una alta relación de compresión no es del todo favorable, debido a que la relación de compresión aumenta aún más con el sistema de sobrealimentación ocasionando efectos de autoencendido y picado en el motor, por lo debemos calcular la relación de compresión que debe existir en el motor turboalimentado para evitar estos aspectos. Para obtener la nueva relación de compresión partimos de la siguiente ecuación:

$$R_T = \left(\frac{P_T}{P} \right)^{\frac{1}{1.33}} = \left(\frac{22.3}{18.584} \right)^{\frac{1}{1.33}} = 7.84:1$$

3.2.6 Análisis del espesor del empaque del cabezote

$$\square = \frac{39.84 - 49.86(7.84 - 1)}{7.84 - 1} = 8.45 \text{ }^3$$

Se debe calcular además la altura H que se debe aumentar para evitar el autoencendido de la mezcla en el motor y obtener su rendimiento eficaz. El Diámetro del pistón d se obtiene de las características técnicas del motor $d=81 \text{ mm} = 8.1\text{cm}$, partiendo de la siguiente ecuación se obtiene:

$$\begin{aligned} \emptyset_{ii} &= d = 81\text{mm} = 8.1\text{cm} = 0.081\text{m} \\ &= \square \left(\frac{4}{\pi \cdot 8.1^2} \right) = 8.45^3 \left(\frac{4}{\pi \cdot 8.1^2} \right) = 0.1639 = 1.639\text{mm} \end{aligned}$$

3.2.7 Volumen o cilindrada unitaria

$$V = 398.84 \text{ }^3$$

3.2.8 Relación de compresión con turbocompresor

$$R_T = 7.84:1$$

3.2.9 Volumen o cilindrada total

$$V_T = 1596 \text{ }^3$$

3.2.10 Potencia indicada

Como objetivo del proyecto de tesis se ha planteado aumentar en por lo menos un 10% la potencia del motor con la implementación del sistema de sobrealimentación; tomando en cuenta este aspecto se hace posible determinar ciertos valores para la selección del turbocompresor, de esta manera se tiene el siguiente valor:

Potencia Indicada motor estándar: 62.5kw

Aumento de Potencia con el Sistema de Sobrealimentación: 10%

Potencia Indicada motor modificado= 10% de 62.5kw + 62.5kw = 68.75 = 68750 Nm/s

Con el nuevo valor de la Potencia indicada con el Sistema de Sobrealimentación, es posible calcular el valor de la presión media indicada, esto se debe a que la presión del gas en el cilindro varía durante un ciclo de trabajo. La presión media indicada es solamente una magnitud que se calcula de la siguiente manera:

$$P_{iT} = \frac{P_i}{120}$$

$$P_{iT} = \frac{120(68750 \frac{Kg}{2} -)}{3.9884 \cdot 10^{-4} \cdot 3(6000)} = 3447497.7 \frac{Kg}{2}$$

3.2.11 Fuerza sobre la cabeza del pistón

$$T = 3447497.7 \frac{Kg}{2} \left(\frac{\pi \cdot 0.081^2}{4} \right) = 17764.95 \text{ N} = 17.76 \text{ KN}$$

3.2.12 Calculo del par motor y potencia efectiva

$P = 7040 * \text{potencia del motor (} \rightarrow \text{)}$

$$P = 7040 * \left(\frac{85}{6000} \right) = 100 \text{ Nm}$$

Aumento del Par Motor con el Sistema de Sobrealimentación: 10%

Aumento del Par Motor con el turbo=10% mas=100Nm+10% del
100Nm=110Nm

Considerando el mismo régimen de giro al cual se obtuvo el par motor máximo,
se calcula la potencia efectiva:

$$P_{iT} = \frac{\eta_T \cdot T \cdot \omega}{9550} = \frac{110 \cdot (6000)}{9550} = 69.11 \text{ Kw}$$

3.2.13 Presión media efectiva

Es importante calcular la Presión Media Efectiva, con el fin de establecer el valor de empuje de los gases durante la combustión y la expansión con el sistema de sobrealimentación. Se parte de la siguiente relación:

$$P_{i1T} = \text{potencia del motor} + 10\% = 10\% \text{ de } 62.5 \text{ kw} + 62.5 \text{ kw} = 68.75 \text{ Kw}$$

$$V_{T1T} = \text{cilindrada del motor} = 1.596 \text{ }^3$$

$$n = 6000 \text{ rpm}$$

$$P_T = \frac{1200 \cdot P_{i1}}{T_{1T} \cdot n} = \frac{1200 \cdot (68.75)}{6000 \cdot (1.596 \text{ }^3)} = 8.6153 \text{ bar de sobrepresión}$$

3.2.14 Análisis del rendimiento del motor Gol AP1600 con el turbocompresor.

Nueva relación de compresión = $R_{\square 1T} = 7.84$

$$1T = 1 - \frac{1}{R_{\square 1T}^{\alpha-1}} = 1 - \frac{1}{7.84^{1.4-1}} = 0.56$$

Rendimiento Mecánico

$$1T = \frac{P_{1T}}{P_{i1T}} = \frac{69.11}{68.75} = 1.005$$

Rendimiento Total

$$\tau_{1T} = \tau_T (\tau_T) = 0.56 (1.005) = 0.5628$$

Considerando los resultados encontrados, además, tomando en cuenta los valores de PR = 1.3 Y CFM = 8.9236 lb/min obtenidos y realizando un análisis de los tipos de turbocompresor existentes en el mercado con similares características para un motor de 1600 cc y analizando sus diagramas de funcionamiento, se determinó el siguiente turbocompresor ideal para nuestro motor:

$$PR = 1.3$$

$$CFM = 8.9236 \text{ lb/min}$$

Turbocompresor Garrett GT2252

Modelo: (452187-6)

Serie: 451298-6

Capacidad para motores: 1.7L - 2.5L

Tabla 10. Características del compresor y la turbina

Compresor			Turbina			
exducer	trim	A/R	inducer	exducer	trim	A/R
52 mm	60	0.51	50 mm	43 mm	72	0.67

Fuente: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2252>

Aquí en la tabla 10 tenemos las características técnicas tanto del compresor como de la turbina.

Área de porcentaje de Eficiencia: Como se puede observar en la figura anterior el área de eficiencia del turbocompresor para nuestro motor esta entre 65 % y 70%; punto obtenido mediante los valores de PR Y CFM.

Refrigeración: Agua (desde sistema de refrigeración del motor)

Lubricación: Aceite (Lubricación del motor)

Orientación de la turbina: Posibilidad de dos posiciones, dependiendo de la ubicación

Válvula de alivio de sobrepresión: Incorporada al cuerpo del compresor.

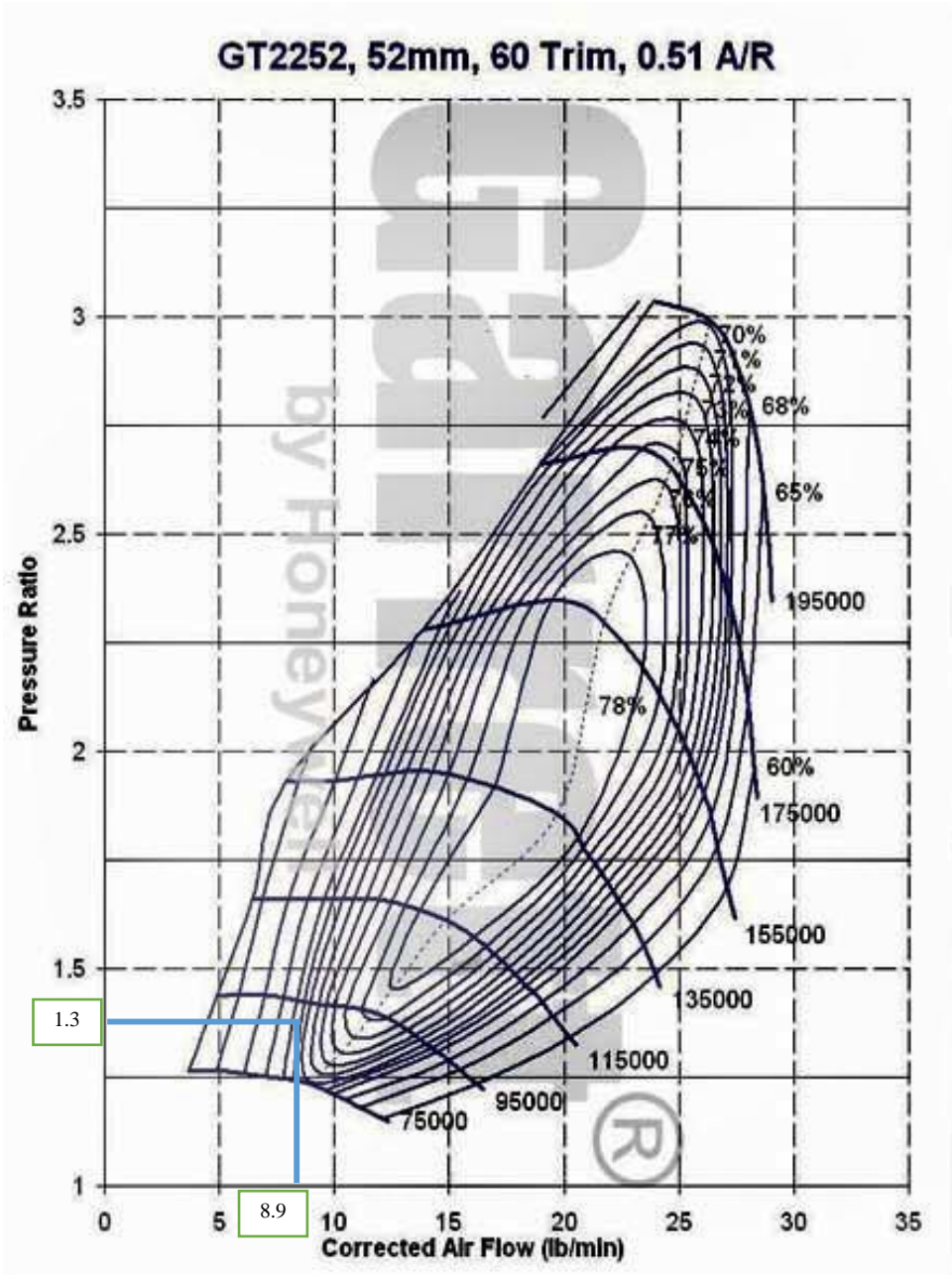


Figura 15. Mapa del compresor del turbocompresor GT2252

fuelle: <http://turbochargerspecs.blogspot.pe/2011/02/garrett-gt22-gt2252-60-trim-260-hp.html>.

En la figura 15 podemos observar la gráfica del compresor del turbocompresor GT2252, el punto obtenido es el resultado de la intersección de los valores obtenidos de PR=1.3 y CFM= 8.9236 lb/min, el rendimiento del compresor del turbocompresor según la gráfica será de 68%.

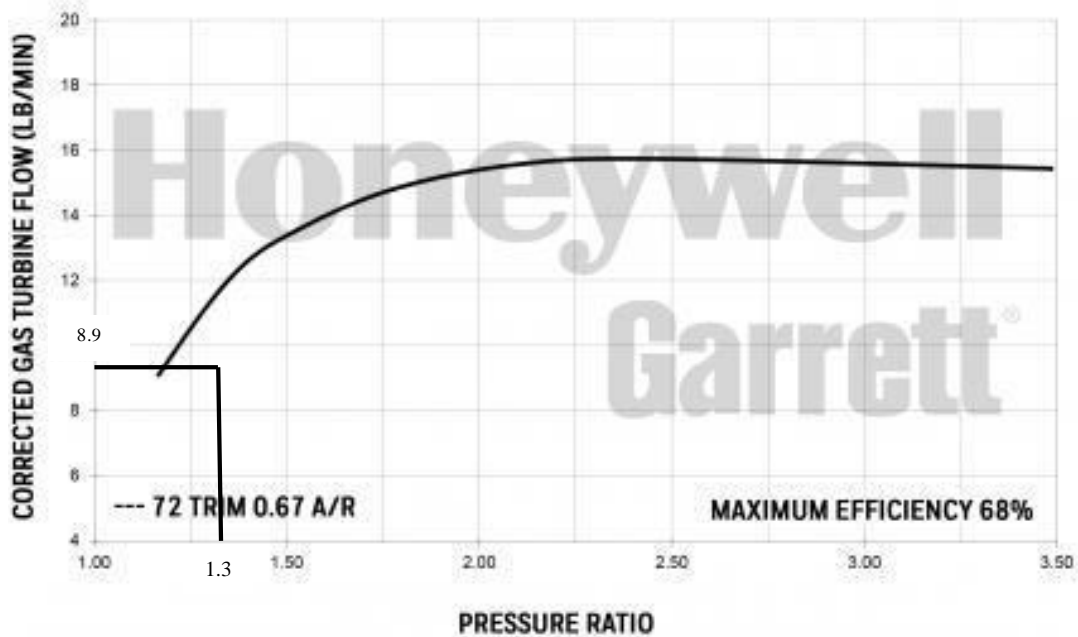


Figura 16. Mapa de la turbina del turbocompresor GT2252

fuelle: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2252>

Este modelo no sería el indicado debido:

- El valor de la cilindrada no está dentro del rango especificado para este modelo.
- Al ubicar los valores en el mapa de la turbina no coinciden con la línea especificada en dicha gráfica.
- El área de eficiencia de la gráfica del compresor del turbocompresor para nuestro motor esta entre 65 % y 70%; punto obtenido mediante los valores de PR Y CFM.

Turbocompresor Garret GT2052

Modelo: GT2052 (727264-1)

CHRA: 451298-43

Capacidad para motores: 1.4L - 2.0L

Área de porcentaje de Eficiencia: Como se puede observar en la figura anterior el área de eficiencia del turbocompresor para nuestro motor esta entre 70% y 73%; punto obtenido mediante los valores de PR Y CFM.

Refrigeración: Agua (desde sistema de refrigeración del motor)

Lubricación: Aceite (Lubricación del motor)

Orientación de la turbina: Posibilidad de dos posiciones, dependiendo de la ubicación

Válvula de alivio de sobrepresión: Incorporada al cuerpo del compresor.

Tabla 11. Características del compresor y la turbina

Compresor			Turbina			
exducer	trim	A/R	inducer	exducer	trim	A/R
52 mm	52	0.51	47 mm	40 mm	72	0.50

Fuente: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2052>

En la tabla 12 podemos observar las características del compresor y la turbina del turbocompresor GT2052.

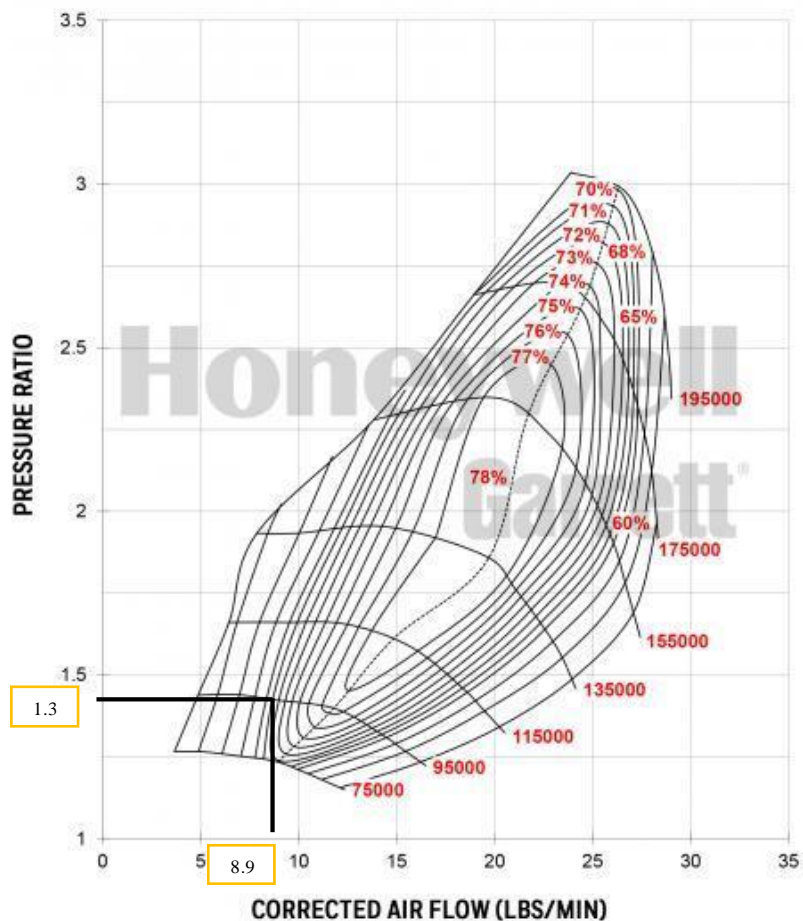


Figura 17. Mapa del turbocompresor seleccionado

fuelle: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2052>

En la figura 17 podemos observar la gráfica del compresor del turbocompresor GT2052, el punto obtenido es el resultado de la intersección de los valores obtenidos de PR=1.3 y CFM= 8.9236 lb/min, el rendimiento del compresor del turbocompresor según la gráfica será del 71%.

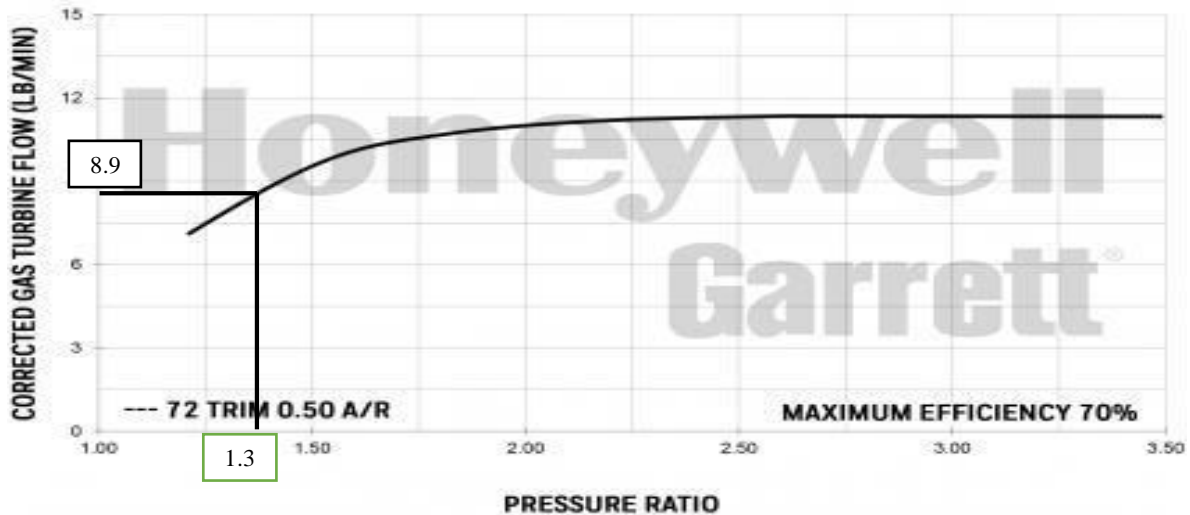


Figura 18. Mapa de la turbina del turbocompresor GT2052

fuelle: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2052>

Este modelo es ideal para el motor debido a:

- la cilindrada del motor está dentro de los rangos especificados por el fabricante.
- El punto coincide en una zona adecuada del mapa del compresor y con un porcentaje considerable de eficiencia del turbocompresor entre un 71% hasta un 74%.
- El punto coincide con la línea del mapa de la turbina y con un porcentaje considerable de eficiencia del turbocompresor.

3.3 Determinar el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 con sobrealimentación.

La temperatura de admisión del aire, es la temperatura con la que el aire sale del turbocompresor, como se indica a continuación:

$$T_1 = 42.96^\circ\text{C} = 315.96^\circ\text{K}$$

$$P_1 = 1.2 \text{ bar} = 120 \text{ KPa}$$

$$R_{\square} = 7.84$$

Tabla 12. Datos para interpolar y encontrar el valor de $V_{r\square}$ con sobrealimentación

T (°K)	V_r
310	179.491
315.96	$V_{\square 1}$
320	152.728

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 12 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar el volumen relativo en el estado 1 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{V_{\square 1} - 179.491}{152.728 - 179.491} = \frac{315.96 - 310}{320 - 310}$$

$$V_{\square 1} = \frac{(315.96 - 310)(152.728 - 179.491)}{(320 - 310)} + 179.491$$

$$V_{\square 1} = 158.134$$

Tabla 13. Datos para interpolar y encontrar u_{\square} con sobrealimentación

T (°K)	u (/ g)
310	214.364
315.96	u_1
320	228.726

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 13 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la energía en el estado 1 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{u_1 - 214.364}{228.726 - 214.364} = \frac{315.96 - 310}{320 - 310}$$

$$u_1 = \frac{(228.726 - 214.364)(315.96 - 310)}{(320 - 310)} + 214.364$$

$$u_1 = 225.825 \text{ / g}$$

Estado 2

$$R = \frac{V_1}{V_2} \frac{P_1}{P_2}$$
$$= \frac{V_1}{V_2}$$
$$V_{V_2} = \frac{V_1}{R} \frac{158.134}{7.84} = 20.17$$
$$= \frac{V_1}{R}$$

Tabla 14. Datos para interpolar y encontrar u con sobrealimentación

u (/ g)	V_r
496.939	21.8182
u_2	20.17
512.639	20.1553

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 14 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la energía en el estado 2 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{u_2 - 496.939}{512.639 - 496.939} = \frac{20.17 - 21.8182}{20.1553 - 21.8182}$$

$$u_2 = \frac{(512.639 - 496.939)(20.17 - 21.8182)}{(20.1553 - 21.8182)} + 496.939$$

$$u_2 = 512.5 \text{ / }$$

Tabla 15. Datos para interpolar y encontrar T con sobrealimentación

T (°K)	V_r
680	21.8182
T_2	20.17
700	20.1553

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 15 con los datos obtenidos de la tabla termodinámica se podrá interpolar y encontrar la temperatura en el estado 2 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{T_2 - 680}{700 - 680} = \frac{20.17 - 21.8182}{20.1553 - 21.8182}$$

$$T_2 = \frac{(700-680)(20.17-21.8182)}{(20.1553-21.8182)} + 680$$

$$T_2 = 699.8232 \text{ °K}$$

$$P_2 = (P_1) \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$P_2 = (120) \left(\frac{699.8232}{315.96} \right) (7.84)$$

$$P_2 = 2083.789 \text{ KPa}$$

Estado 3

Relaciones de grado de elevación a volumen constante.

$$r_p = \frac{P_3}{P_2}$$

$$4 = \frac{P_3}{P_2}$$

$$P_3 = 4 (2083.789) = 8335.156 \text{ KPa}$$

$$\frac{V_2 \cdot P_2}{T_2} = \frac{V_3 \cdot P_3}{T_3}$$

$$T_3 = \frac{T_2 \cdot P_3}{P_2} = \frac{(8335.156) (699.8232)}{(2083.789)}$$

$$T_3 = 2799.293 \text{ °K}$$

Tabla 16. Datos para interpolar y encontrar u con sobrealimentación

T (°K)	u (/ g)
2750	2413.727
2799.293	³
2800	2463.663

Fuente: elaboración propia

En la tabla 16 la relación de grado de elevación a volumen constante es 4 (dato obtenido del libro de Jovac) la cual obtuvimos la presión en el estado 3 y así poder obtener la temperatura en el mismo estado. Luego con los datos obtenidos fuimos a la tabla termodinámica y obtuvimos los siguientes valores para poder interpolar y encontrar la energía en el estado 3 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{u_3 - 2413.727}{2463.663 - 2413.727} = \frac{2799.293 - 2750}{2800 - 2750}$$

$$3 = \frac{(2463.663 - 2413.727)(2799.293 - 2750)}{(2800 - 2750)} + 2413.727$$

$$v_3 = 2462.957 \text{ /}$$

Tabla 17. Datos para interpolar y encontrar V_r con sobrealimentación

T (°K)	V_r
2750	0.27089
2799.293	$V_{\square 3}$
2800	0.25443

Fuente: elaboración propia

En la tabla 17 con los datos obtenidos fuimos a la tabla termodinámica y obtuvimos los siguientes valores para poder interpolar y encontrar el volumen relativo en el estado 3 del motor con sobrealimentación.

Interpolación:

$$\frac{V_{\square 3} - 0.27089}{0.25443 - 0.27089} = \frac{2799.293 - 2750}{2800 - 2750}$$

$$V_{\square 3} = \frac{(0.25443 - 0.27089)(2799.293 - 2750)}{(2800 - 2750)} + 0.27089$$

$$V_{\square 3} = 0.25466$$

Estado 4

$$V_{\square 4} = R \cdot V_{\square 3}$$

$$V_{\square 4} = (7.84)(0.25466)$$

$$V_{\square 4} = 1.9965$$

Tabla 18. Datos para interpolar y encontrar T con sobrealimentación

T (°K)	V_r
1500	2.07031
T_4	1.9965
1550	1.86253

Fuente: elaboración propia

En la tabla 18 con los datos obtenidos fuimos a la tabla termodinámica y obtuvimos los siguientes valores para poder interpolar y encontrar la temperatura en el estado 4 del motor con sobrealimentación

Interpolación:

$$\frac{T_4 - 1500}{1550 - 1500} = \frac{1.9965 - 2.07031}{1.86253 - 2.07031}$$

$$T_4 = \frac{(1.9965-2.07031)(1550-1500)}{(1.86253-2.07031)} + 1500$$

$$T_4 = 1517.762 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Tabla 19. Datos para interpolar y encontrar u con sobrealimentación

$u \text{ (/ g)}$	V_r
1205.253	2.07031
4	1.9965
1251.547	1.86253

Fuente: elaboración propia

En la tabla 19 con los datos obtenidos fuimos a la tabla termodinámica y obtuvimos los siguientes valores para poder interpolar y encontrar la energía en el estado 4 del motor con sobrealimentación

Interpolación:

$$\frac{4 - 1205.253}{1251.547 - 1205.253} = \frac{1.9965 - 2.07031}{1.86253 - 2.07031}$$

$$4 = \frac{(1.9965-2.07031)(1251.547-1205.253)}{(1.86253-2.07031)} + 1205.253$$

$$4 = 1221.698 \text{ /}$$

$$\frac{V_1 \cdot P_1}{T_1} = \frac{V_4 \cdot P_4}{T_4}$$

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot P_1}{T_1} = \frac{(120)(1517)}{(315.96)}$$

$$P_4 = 576.438 \text{ KPa}$$

Tabla 20. Valores teóricos del MCI GOL AP1600 del ciclo Otto con turbocompresor

	Temperatura ($^\circ\text{K}$)	Presión (KPa)	u (KJ/Kg)	Vr
Punto 1	315.96	120	225.825	158.134
Punto 2	699.8232	2083.789	512.5	20.17
Punto 3	2799.293	8335.156	2462.957	0.25466
Punto 4	1517.762	576.438	1221.547	1.9965

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 20 se tiene los valores teóricos que con la ayuda de tablas termodinámicas se logró obtener las temperaturas, presiones, energía y volumen relativos de los cuatros estados del motor GOL AP1600 con turbocompresor.

Tabla 21. Valores de los puntos graficados con sobrealimentación

	Volumen (cm ³)	Presión (KPa)
Punto 1	348.985	120
Punto 2	49.855	2083.789
Punto 3	49.855	8335.156
Punto 4	348.985	576.438

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 21 se tiene el volumen y las presiones de los cuatro estados que serán graficados del motor con turbocompresor.

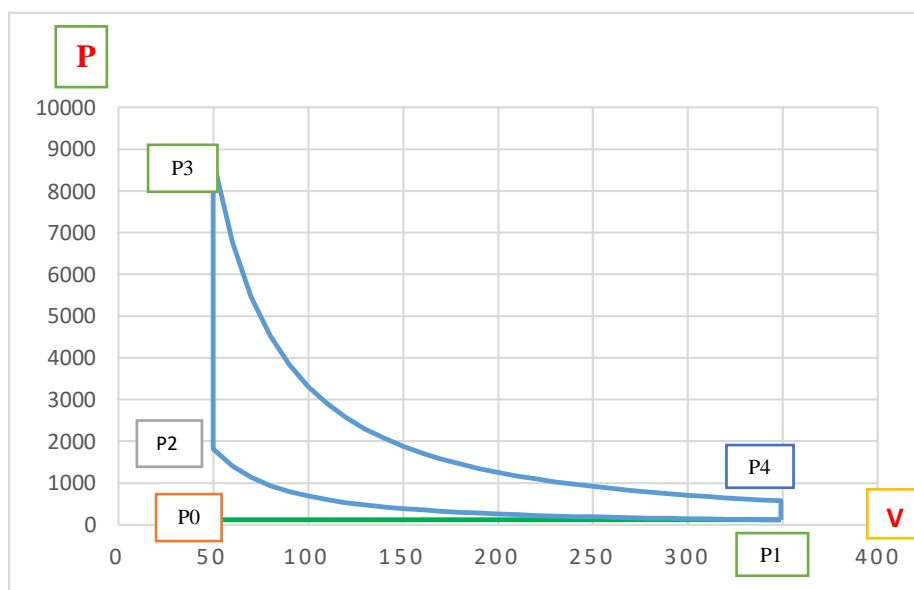


Figura 19. Grafica de los cuatro estados del motor con turbocompresor
fuente: Elaboración propia

en esta grafica podemos ver el comportamiento de los 6 ciclos aunque el trabajo realizado en dos de ellas se cancela, en el diagrama presión (P) – volumen (v) de esta manera la primera etapa del ciclo Otto es la de admisión la cual va del P0 al P1 es la línea esta de color verde donde la válvula de admisión se abre permitiendo la entrada en el cilindro de la mezcla del aire y gasolina al finalizar la primera etapa la válvula de admisión se cierra el pistón se desplaza hasta el denominado punto muerto inferior en este punto que es la posición del pistón más alejado de la culata. en el siguiente estado es la de compresión adiabática que esta entre el P1 a P2 la mezcla de aire y gasolina se comprime sin intercambiar calor con el exterior la transformación será isoentrópica la posición

que alcanza el pistón será el punto muerto superior que es la posición del pistón más alejado de la culata el trabajo realizado por la mezcla en esta etapa es negativo ya que esta se comprime la tercera etapa es la de explosión que comprende desde el punto dos hasta el punto tres la bujía se activa y saca una chispa la mezcla se enciende durante esta transformación la presión aumenta a volumen constante la cuarta etapa es la de expansión adiabática que va desde el P3 hasta el P4 la mezcla se expande adiabáticamente durante este proceso la energía química liberada durante la combustión se transforma en energía mecánica ya que el trabajo durante es positiva la quinta etapa es la de enfriamiento que va desde el P4 hasta el P1 durante esta etapa la presión disminuye y la mezcla se enfría liberando calor al exterior y la sexta etapa es la de escape que va desde el P1 hasta el P0. Además, vemos que el comportamiento es casi lo mismo solo que habido aumento en las presiones y los volúmenes son los mismo dándonos un favorable aumento de potencia.

3.2.16 Grado de intercambio de calor del Intercooler (ϕ)

En el intercambiador de calor existe el grado de intercambio de calor " ϕ " que es de vital importancia; este parámetro relaciona la refrigeración del aire de admisión a la variación de temperatura aire de admisión - aire de refrigeración.

Para poder saber cuánto sería el grado de intercambio de calor del Intercooler, primero calculamos cuanto sería la temperatura de entrada:

$$R_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{\square}}{P_{\square 1}}$$

Sabemos que:

$$T_1 = 42.96^{\circ}\text{C} = 315.96^{\circ}\text{K}$$

Tabla 22. Datos para interpolar y encontrar $P_{r\square}$ con intercooler

T(°K)	P_r
300	1.11458
315.96	1.34013
320	1.39722

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 22 con los datos obtenidos fuimos a la tabla termodinámica y obtuvimos los siguientes valores para poder interpolar y encontrar la presión relativa a la entrada del intercooler para poder obtener la presión relativa a la salida del intercooler.

$$P_{\square 2} = R_p \cdot P_{\square 1} = 1.3 (1.34013) = 1.74217$$

Tabla 23. Datos para interpolar y encontrar T con intercooler

$T(^{\circ}\text{K})$	P_r
340	1.72814
T_2	1.74217
360	2.11226

Fuente: Elaboración propia

Como podemos ver la Temperatura de entrada del aire de admisión al intercambiador de calor es $340.73^{\circ}\text{K} = 67.73^{\circ}\text{C}$.

En automóviles el valor del grado de intercambio de calor ϕ está entre los valores de 0,4 a 0,7. Su ecuación depende de las temperaturas de ingreso y de salida de la siguiente manera:

$$\phi = \frac{T_{1T} - \Delta T}{T_{1T} - T_a} \quad (19)$$

ΔT = valor de refrigeración del intercambiador de calor

$T_{1T} = 67.73^{\circ}\text{C} = 340.73^{\circ}\text{K}$ Temperatura de entrada del aire de admisión al intercambiador de calor.

$T_{\square} = 15^{\circ}\text{C} (288^{\circ}\text{K})$ Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor. Dato tomado como referencia según los parámetros dados por el fabricante.

$\phi = 0.5$ valor tomado de los parámetros para ϕ

Reemplazando los datos en la ecuación se obtiene:

$$0.5 = \frac{67.73 - \Delta T}{67.73 - 15^{\circ}}$$

$$67.73 - \Delta T = 0.5 (67.73 - 15^{\circ})$$

$\Delta T = 41.365^{\circ}\text{C}$ Capacidad de refrigeración del intercooler

La ubicación del intercambiador de calor en el vehículo, es de mucha importancia para su buen funcionamiento, ya que la refrigeración del aire comprimido que pasa por el intercambiador de calor, se da por el flujo de aire que corre por los paneles del mismo, esto se da cuando el vehículo está en marcha y el flujo de aire del ambiente pasa por los paneles. Es por eso que la ubicación del intercambiador es generalmente en la parte delantera del vehículo donde existe el mayor flujo de aire.

Con este análisis concluimos que se tiene una mejor combustión dando como producto una mayor potencia.

Para finalizar procedemos a realizar un cuadro comparativo entre los parámetros de funcionamiento con lo cual se determinará como han variado los valores de un proceso a otro demostrando que se ha cumplido con la hipótesis planteada. (Salinas Jaramillo et al. (2011).

Tabla 24. Valores comparativos del motor GOL AP1600 de admisión normal y con sobrealimentación

Motor GOL AP1600	Valores del motor de Admisión normal	Valores del motor con sobrealimentación
Altura actual	1 atmosfera	1 atmosfera
Potencia normal	62.5 KW	68.75 KW
Par motor	62.8 KW	69.11 KW
Rendimiento Térmico	52 %	56 %
Presión atmosférica	100 KPa	120 KPa
Temperatura inicial	298°K	315.96°K
Relación de compresión	9:1	7.84:1
Temperatura de compresión	698.86 °K	699.8232°K
Presión de compresión	2110.65 KPa	2083.789 KPa
Temperatura de explosión	2795.44°K	2799.293°K
Presión de explosión	8442.6 KPa	8335.156 KPa
Temperatura de gases de escape	1451.038 °K	1517.762 °K
Calor que entra	1947.3638 /	1950.457 /

Fuente: Elaboración propia

Al comparar los parámetros de funcionamiento del motor GOL AP1600 en condiciones de admisión normal y con sobrealimentación podemos determinar en qué porcentaje se ha variado el funcionamiento.

En la siguiente tabla se representa los porcentajes de variación de los parámetros más importantes los cuales demuestran que en verdad variando la cantidad de aire de admisión se puede elevar la potencia sin tener que modificar el motor interiormente.

Tabla 25. Los porcentajes de variación

Parámetro	Incremento
Potencia normal	10 %
Presión atmosférica	20 %
Temperatura inicial	4 %
Temperatura de compresión	2 %
Temperatura de explosión	2 %
Calor que entra	3 %

Fuente: Elaboración propia

Como se observa se ha obtenido el incremento de potencia que se buscó con la implementación del turbocompresor.

IV. Análisis y discusión

- A partir de los resultados obtenidos, se concluyó que el presente proyecto aumenta la potencia en un 10% de tal manera que guarda relación con lo que sostiene (Salinas Jaramillo & Parreño Bonilla, 2011) que señala que con la instalación de un turbocompresor se lograra aumentar el volumen de la mezcla aire-gasolina aspirado por los cilindros en cada ciclo lo cual se lograra una combustión más completa, que da como resultado un consumo de combustible más bajo y un aumento de potencia del motor. Pero en lo que no concuerda es que el aumento de potencia es de un 15%.
- Los resultados del presente proyecto que es un motor gasolinero sostiene que aumenta la potencia en un 10% que guardan relación con lo que sostiene Ortiz Hernández (2013), que señala que debido a la necesidad de brindar más potencia a los motores diésel se optó por la sobrealimentación, mediante dispositivos mecánicos accionados por los gases de escape. El principal componente para la sobrealimentación en los motores diésel es el turbocompresor. Pero en lo que no concuerda el estudio del autor referido con el presente es que al usar un

turbocompresor se incrementara en un 35 o 40 % por encima de un motor atmosférico diésel. Tomando en cuenta que el turbocompresor tiene un aumento de potencia favorable en los motores diésel que en los motores gasolineros.

- A partir de los resultados obtenidos, Los autores Guaita Barahona et al. (2013) guardan relación con la presente tesis en incorporar un sistema de sobrealimentación que permita incrementar el rendimiento del motor que admita una cantidad mayor de aire al interior del cilindro mejorando la interacción entre las moléculas del aire que ingresa al cilindro aprovechando una mejor manera de combustión. Pero en lo que no concuerda el estudio de los autores referido con el presente es que se hicieron sus respectivas pruebas en un banco de potencia para tener datos más reales logrando obtener un aumento de potencia favorable de 66.8%, ya que en el presente proyecto no paso por un banco de pruebas, se tomó en cuenta los datos a las temperaturas ambientales correspondientes.
- El presente proyecto no está siendo evaluado a lugares altos cosa que sería interesante poder ver en cuanto incrementaría su potencia si estuviera en lugares alto. De acuerdo con el autor Segarra Coello (2007), enfatiza que el principal problema de pérdida de potencia en los motores Otto es la falta de presión en el aire que llega al interior de los cilindros; esto se da en lugares altos. Que para solucionar esta pérdida se utiliza los sobrealimentadores que son sistemas que utilizan los gases de escape del motor, que por medio de un turbocompresor generan una presión de aire en el múltiple de admisión logrando que funcionen a lugares alto brindando un incremento de potencia de un 39.34%.
- En el presente proyecto se asumió a temperaturas ambientales y se hizo los cálculos en admisión normal y con el turbocompresor para saber el aumento de potencia que se dio y fue favorable ya que aumento en un 10% sin utilizar un banco de pruebas. En cambio, los autores Arcenales Angamarca et al. (2014) hicieron un análisis del motor y su sistema de admisión sobrealimentado donde se logró determinar los requisitos que planteaba lograr el incremento de potencia para su sistema de admisión turbo – intercooler a implementar. los resultados obtenidos fueron mediante el banco dinamométrico, se pudo apreciar un incremento de la potencia del motor de un 17%, y una reducción del consumo de combustible del 8%, además

se realizaron pruebas de carretera con el fin de obtener valores reales de temperatura del aire de admisión, mediante el uso de sensores: antes y después del intercooler.

A partir de los resultados obtenidos, se concluyó que guarda relación con los autores Pacheco Vera et al. (2009), ya que hicieron muchos cálculos que nos servirán para la correcta selección del turbocompresor adecuado para el motor en estudio ya que puede ser beneficioso o todo lo contrario para el motor. Se hicieron cuadros comparativos para ver los porcentajes de variación de los parámetros en condiciones normales y acoplados con el turbocompresor lo cual se logró un incremento favorable de potencia.

V. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Se determinó la influencia del turbocompresor en el rendimiento del MCI AP1600 del laboratorio de USP 2017 fue muy favorable ya que se hicieron los cálculos en condiciones de admisión normal obteniendo un rendimiento de 52% y acoplado con el turbocompresor se logró un rendimiento de un 56%. Obteniendo un incremento de potencia en un 10%.
- Se determinó el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 en condiciones de admisión normal (P, T) donde se logró calcular los cuatro estados es decir las cuatro presiones y temperaturas correspondientes para la obtención del calor de entrada y salida y así poder obtener el rendimiento favorable de un 52% en condiciones normales.
- Considerando los resultados encontrados, tomando en cuenta los valores de $PR=1.3$ y $CFM = 8.9236$ lb/min obtenidos se realizó un análisis de los tipos de turbocompresores existente en el mercado con similares características para el motor correspondiente.
- Se determinó el rendimiento térmico del MCI GOL AP1600 con sobrealimentación una vez seleccionado el turbocompresor adecuado. Se cálculos de nuevo los cuatro estados es decir las presiones y temperaturas correspondientes para lograr obtener un rendimiento favorable de un 56%.

5.2 Recomendaciones

- El turbocompresor está diseñado de tal manera que durara igual que el motor que alimenta. No requiere de un mantenimiento especial lo único que hay que cuidar es de realizar los cambios de aceite periódicamente y mantener el filtro de aire limpio y libre de polvo.
- Cuando se adapta un turbocompresor a un motor, es necesario reforzar ciertos elementos, como cigüeñal, pistones, bielas, etc. Ya que deberán soportar mayores esfuerzos en su funcionamiento.
- Se debe tener precaución de no acelerar un motor con turbocompresor antes de apagarlo ya que se puede dañar el turbocompresor, esto se debe a que ya no habrá el suministro de aceite hacia el turbo y los rodamientos internos del turbo rotarían en seco lo cual produciría un desgaste de los mismos y daños al turbocompresor.
- Para los motores sobrealimentados es recomendable, tener un buen control del punto de encendido y por ello es conveniente la utilización de un encendido sin ruptor es decir un sistema de encendido electrónico.
- Si el motor no funciona de forma correcta, no se debe dar por asumido que el fallo viene provocado por el turbocompresor. Suele suceder que se sustituyen turbocompresores que funcionan perfectamente pese a que el fallo no se encuentra en éstos, sino en el motor.
- Asegurarse que los múltiples de admisión y escape, tubos de alimentación y retorno de aceite, y demás componentes de conexionado y de montaje del turbo estén limpios, libres de rebabas, y no contengan ningún elemento suelto o extraño a los mismos (fragmentos de mecanizado, virutas, suciedades, juntas viejas, etc.).

VI. Agradecimiento

Quiero dar gracias al Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado, porque hiciste realidad este sueño anhelado. Agradezco a mis padres Jhonny y Raquel que su lucha da resultado, a mis hermanos Denilson, Jair y Arelys a mis abuelos Fortunato, Isabel y victoria, tíos Ismael, Erika, Gaby, Julio, Jampier y primos Bryan, Gabriel y Aron que han estado presente conmigo en todo el transcurso de mi vida, apoyándome hasta alcanzar mis metas, así formando parte de este gran logro personal.

Alexander Jhonel Romero Anaya

VII. Referencias bibliográficas

- Arcentale Angamarca Segundo & Paladines Bravo Luis (2014). "*estudio termodinámico del motor Toyota turbo diesel modelo 2kd - ftv, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión*". Tesis de Grado previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz. Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador.
- Barone Sebastian & Citarella Bruno (2011). "*Sobrealimentación en motores*". Proyecto de motores. Universidad Nacional de La Plata, la plata, Argentina.
- Fernández D.P (2008) ha impartido su docencia universitaria en la escuela universitaria de ingeniería T. Industrial y en la E.T.S. extraída el 16 de junio del 2017 desde: <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=6>
- Guaita Barahona (2013) en su investigación titulada "*Selección e implementación de un sistema de sobrealimentación, para un vehículo Hyundai h100 motor diesel 2.6*". Tesis de Grado previa a la obtención del título de Ingeniero Automotriz. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador
- Hadzich M. (2005) Ing. Mecánico y profesor en la PUCP, especialista en termodinámica, Energías renovables y medio ambiente. Extraída el 15 de mayo del 2016 desde: <http://miguelhadzich.com/wp-content/uploads/2012/10/Libro-Termodinamica-Cap-14-Motores-Hadzich.pdf>.
- Jovaj M.S (1982), Libro "Motores de automóviles" este libro contiene material suficiente para un curso de introducción y para un curso posterior. Extraída el 18 de julio del 2017.
- La herencia del negocio del turbocompresor comenzó (1936) cuando el joven Cliff Garrett formo su compañía en una pequeña oficina de una habitación en los ángeles. Extraída el 16 de junio del 2017 desde: https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/garrett_history
- Ortiz Hernández (2013) su investigación titulada "*modulo didáctico del turbocompresor de geometría variable del motor Mazda bt50 wlc 2.5 crdi*". Tesis de Grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Mantenimiento Automotriz). Universidad Técnica Del Norte, Ibarra, Ecuador.

- Pacheco vera Carlos & Sangurima Guncay Marco (2009) su investigación titulada "*repotenciación del motor Isuzu 1.3 con la implementación de un turbo compresor*". Tesis de grado previa a la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz). Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador.
- Romero M.L (2005) ha compartido sus conocimientos acerca de los motores de combustión interna ya sea teórico y práctico. Extraída el 20 de julio del 2017 desde: <http://www.mecanicoautomotriz.org/s/volkswagen>
- Salinas Jaramillo & Parreño Bonilla (2011) su investigación titulada "*montaje de un turbocompresor a un motor de combustión interna a carburador para aumentar su rendimiento e incorporarlo al laboratorio de vehículos de la escuela de ingeniería automotriz*". Tesis de grado previa a la obtención del título de Ingeniero Automotriz). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador.
- Shapiro H.N (2004) libro fundamentos de termodinámica técnica "2° edición" este libro contiene material suficiente para un curso de introducción y para un curso posterior. Extraída el 18 de julio del 2017.

VIII. Anexos

Anexo 1: Tabla de conversión en unidades de longitud

LONGITUD					
metro m	milímetro mm	pulgada in (")	pie ft	yarda yd	milla (statute) mi
1	1000	39,3700787	3,2808399	1,0936133	0,00062137
0,001	1	0,0393701	0,0032808	0,0010936	0,0000062137
0,0254	25,4	1	0,08333	0,02777	0,000015782
0,3048	304,8	12	1	0,333	0,00018939
0,9144	914,4	36	3	1	0,00056818

Anexo 2: Tabla de conversión en unidades de superficie

SUPERFICIE					
metro cuadrado m ²	hectárea ha	pulgada cuadrada in ²	pie cuadrado ft ²	yarda cuadrada yd ²	acre
1	0,0001	1550,0031	10,76391	1,19599	0,00024711
10000	1	15500031	107639,1	0,0001196	2,4710538
0,0006,4516	0,00000006451	1	0,006944	0,0007716	0,00000015942
0,09290304	0,000009290351	144	1	0,111	0,000022957
0,8361274	0,000083613	1296	9	1	0,00020661
4046,856	0,4046856	6272640	43560	4840	1

Anexo 3: Tabla de conversión en unidades de volumen

VOLUMEN					
metro cúbico m ³	litro dm ³	pie cúbico ft ³	galón (USA) gal	galón imperial (GB) gal	barril de petróleo bbl (oil)
1	1000	35,3146667	264,17205	219,96923	6,2898108
0,001	1	0,0353147	0,2641721	0,2199692	0,0062898
0,0283168	28,3168466	1	7,4805195	6,2288349	0,1781076
0,0037854	3,7854118	0,1336806	1	0,8326741	0,0238095
0,0045461	4,5460904	0,1635437	1,20095	1	0,028594
1589873	158987295	56145833	42'	34,9723128	1

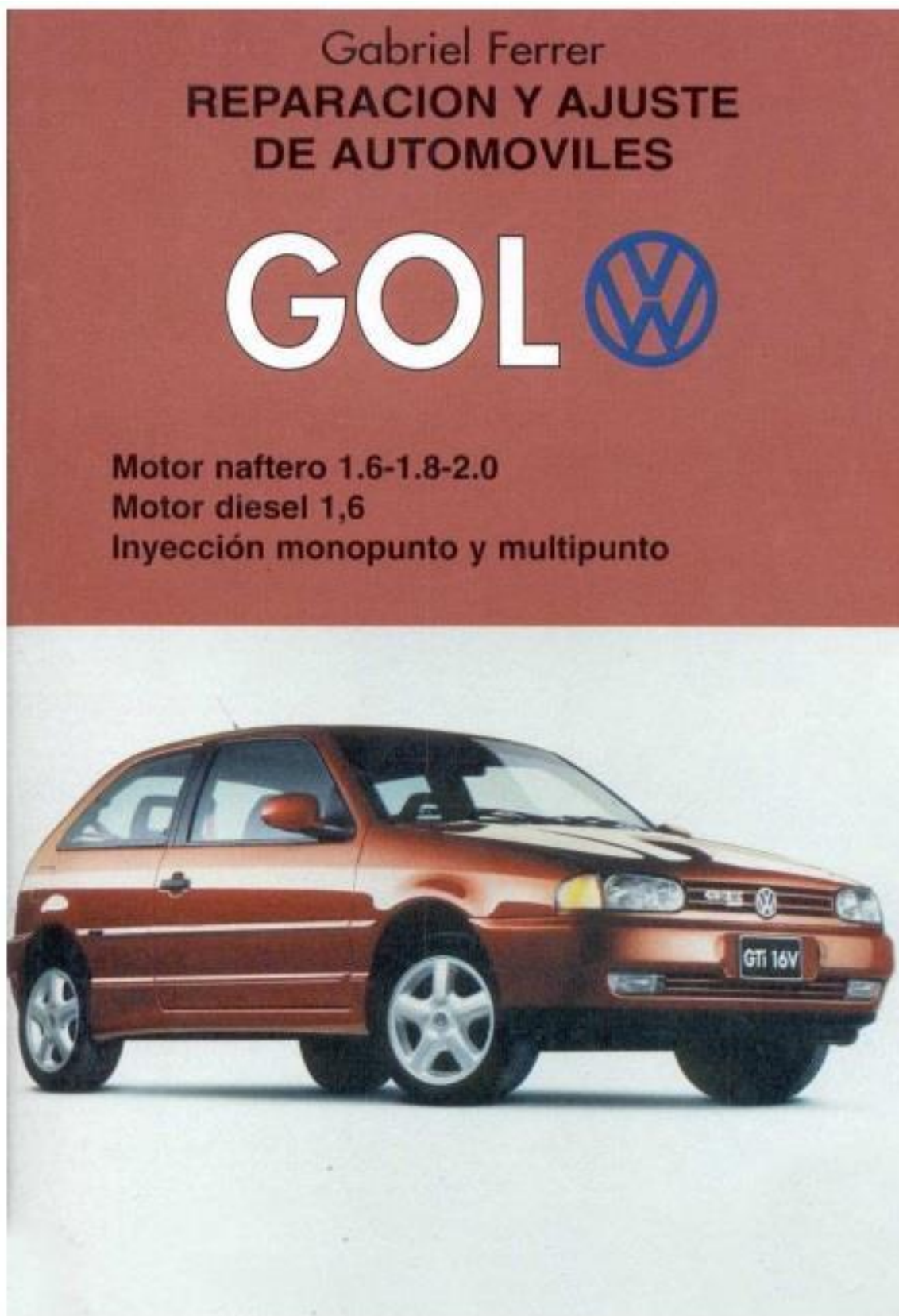
1 gal (USA) = 3,78541 dm³
1 ft³ = 0,0283 m³

Anexo 4: Tabla de conversión en unidades de presión

	Pascal	bar	N/mm ²	kp/m ²	kp/cm ²	atm	Torr
1 Pa (N/m ²)	1	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶	0.102	0.102×10 ⁻⁴	0.987×10 ⁻³	0.0075
1 bar (daN/cm ²)	100.000	1	0.1	10200	1.02	0.987	750
1 N/mm ²	10 ⁶	10	1	1.02×10 ⁵	10.2	9.87	7500
1 kp/m ²	9.81	9.81×10 ⁻³	9.81×10 ⁻⁴	1	10 ⁻⁴	0.968×10 ⁻³	0.0736
1 kp/cm ² (1 at)	98100	0.981	0.0981	10000	1	0.968	736
1 atm (760 Torr)	101325	1.103	0.1013	10330	1.033	1	760
1 Torr (mmHg)	133	0.00133	1.33×10 ⁻⁴	13.6	0.00132	0.00132	1

Anexo 5: Tabla de conversión en unidades de potencia

Unidad	cal/s	kcal/s	W (SI)	kW	Btu/hr	hp	pie-lb _f /hr
1 cal/s	1	3,6	4,184	4,184*10 ⁻³	14,276	5,6108*10 ⁻³	1,1109*10 ⁴
1 kcal/s	0,27778	1	1,1622	1,1622*10 ⁻³	3,9657	1,5586*10 ⁻³	3 086,0
1 W (SI)	0,23901	0,86042	1	1,0*10 ⁻³	3,4121	1,3410*10 ⁻³	2 655,2
1 kW	239,01	860,42	1 000	1	3 412,1	1,3410	2,6552*10 ⁶
1 Btu/hr	7,0046*10 ⁻²	0,25216	0,29307	2,9307*10 ⁻⁴	1	3,9301	778,17
1 hp	178,23	641,62	745,70	2,9307*10 ⁻⁴	2 544,4	1	1,98*10 ⁶
1 pie-lbf/hr	9,0013*10 ⁻⁵	3,2405	3,7662*10 ⁻⁴	3,7662*10 ⁻⁷	1,2851*10 ⁻³	5,0505*10 ⁻⁷	1



Características Tecnicas

Identificación de la unidad

La identificación de la unidad esta registrada en tres lugares. El numero del vehiculo en la zona interna del vano del motor del lado izquierdo del travesaño delante superior. La carroceria se identifica mediante un numero grabado en el panel transversal del comportamiento del motor al lado de la bateria. Por ultimo, el numero del motor se encuentra grabado en el lado izquierdo del bloque del motor, junto a la bomba del nafta.

El codigo del motor AP 1.6 ES UN.

El codigo del motor AP 1.8 ES UD.

El codigo del motor AP 2.0 ES UQ.

1) GOL GL

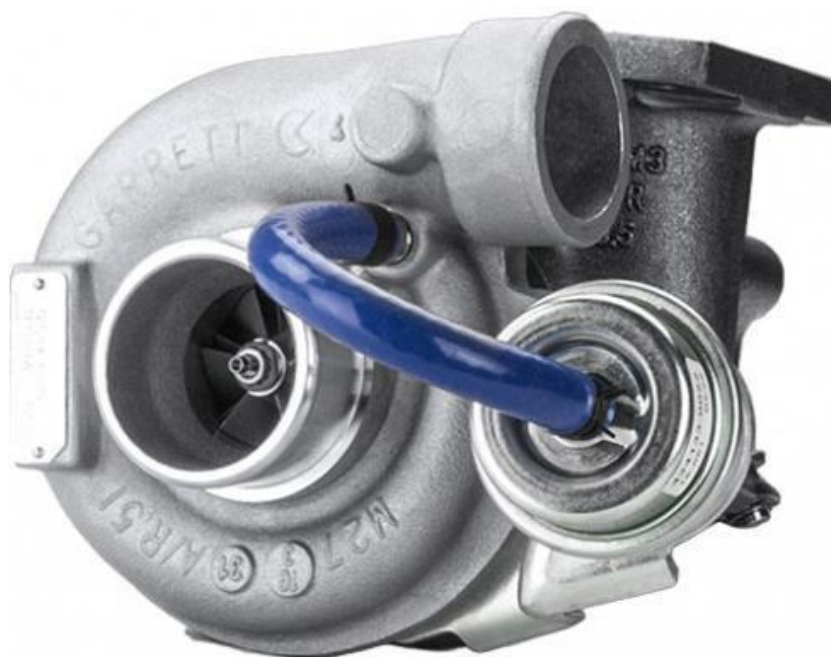
Motor	1.6 l	1.8 l
Denominación	AP 1600	AP 1800
Disposición	4 Cilindros	4 Cilindros
Cilindrada	1596	1781
Diámetro de cilindros	81 mm	81.4 mm
Carrera	77.4 mm	86.4 mm
Potencia neta DIN 70020	62.5 KW (85CV)	64.1 KW (87.1)
a:	6000 rpm	52 rpm
Relación de compresión	9:1	8.5:1
Orden de encendido	1-3-4-2	1-3-4-2
Combustible	Nafta especial	Nafta especial

Anexo 7: Tabla termodinámica VAN-WYLEN

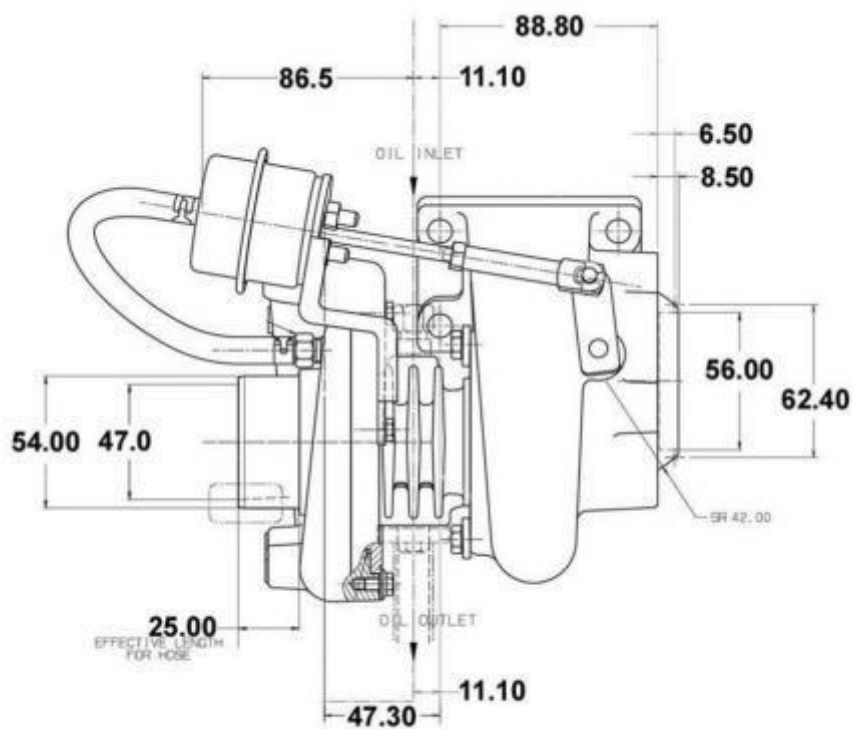
T K	u KJ/Kg	h KJ/Kg	S° KJ/Kg. K	Pr	Vr
200	142.76800	200.17400	6.46260	0.27027	493.46600
220	157.07100	220.21800	6.55812	0.37700	389.15000
240	171.37900	240.26700	6.64535	0.51088	313.27400
260	185.69500	260.32300	6.72562	0.67573	256.58400
280	200.02200	280.39000	6.79998	0.87556	213.25700
290	207.19100	290.43000	6.83521	0.98990	195.36100
298	213.03600	298.61500	6.86305	1.09071	182.28800
300	214.36400	300.47300	6.86926	1.11458	179.49100
320	228.72600	320.57600	6.93413	1.39722	152.72800
340	243.11300	340.70400	6.99515	1.72814	131.20000
360	257.53200	360.86300	7.05276	2.11226	113.65400
380	271.98800	381.06000	7.10735	2.55479	99.18820
400	286.48700	401.29900	7.15926	3.06119	87.13670
420	301.03500	421.58900	7.20875	3.63727	77.00250
440	315.64000	441.93400	7.25607	4.28916	68.40880
460	330.30600	462.34000	7.30142	5.02333	61.06580
480	345.03900	482.81400	7.34499	5.84663	54.74790
500	359.84400	503.36000	7.38692	6.76629	49.27770
520	374.72600	523.98200	7.42736	7.78997	44.51430
540	389.68900	544.68600	7.46642	8.92569	40.34440
560	404.73600	565.47400	7.50422	10.18197	36.67650
580	419.87100	586.35000	7.54084	11.56771	33.43580
600	435.09700	607.31600	7.57638	13.09232	30.56090
620	450.41500	628.37500	7.61090	14.76564	28.00080
640	465.82800	649.52800	7.64448	16.59801	25.71320
660	481.33500	670.77600	7.67717	18.60025	23.66230
680	496.93900	692.12000	7.70903	20.78367	21.81820
700	512.63900	713.56100	7.74010	23.16010	20.15530
720	528.43500	735.09800	7.77044	25.74188	18.65190
740	544.32800	756.73100	7.80008	28.54188	17.28940
760	560.31600	778.46000	7.82905	31.57347	16.05180
780	576.40000	800.28400	7.85740	34.85061	14.92500
800	592.57700	822.20200	7.88514	38.38777	13.89720
850	633.42200	877.39700	7.95207	48.46828	11.69480
900	674.82400	933.15200	8.01581	60.51977	9.91692
950	716.75600	989.43600	8.76670	74.81519	8.46770
1000	759.18900	1046.22100	8.13493	91.65077	7.27604
1050	802.09500	1103.47800	8.19081	111.34670	6.28845
1100	845.44500	1161.18000	8.24449	134.24780	5.46408
1150	881.21100	1219.29800	8.29616	160.72450	4.77141

T K	u KJ/Kg	h KJ/Kg	S° KJ/Kg. K	Pr	Vr
1100	845.445	1161.18	8.24449	134.2478	5.46408
1120	862.903	1184.379	8.26539	144.3878	5.17272
1140	880.426	1207.642	8.28598	155.1245	4.90068
1160	898.426	1230.969	8.30626	166.4834	4.64642
1180	915.66	1254.357	8.32625	178.4908	4.40857
1200	933.367	1277.805	8.34596	191.1736	4.18586
1250	977.888	1336.677	8.39402	226.0192	3.68804
1300	1022.751	1395.892	8.44046	265.7145	3.26257
1350	1067.936	1455.429	8.48539	310.7426	2.89711
1400	1113.426	1515.27	8.52891	361.6192	2.58171
1450	1159.202	1575.398	8.57111	418.8942	2.30831
1500	1205.253	1635.8	8.61208	483.1554	2.07031
1550	1251.547	1696.446	8.65185	554.9577	1.86253
1600	1298.079	1757.329	8.69051	634.967	1.68035
1650	1344.834	1818.436	8.72811	723.856	1.52007
1700	1391.801	1879.755	8.76472	822.332	1.37858
1750	1438.97	1941.275	8.80039	931.1376	1.2533
1800	1486.331	2002.987	8.83516	1051.051	1.14204
1850	1533.873	2064.882	8.86908	1182.888	1.04294
1900	1581.591	2126.951	8.90219	1327.498	0.95445
1950	1629.474	2189.186	8.93452	1485.772	0.87521
2000	1677.518	2251.581	8.96611	1658.635	0.8041
2050	1725.714	2314.128	8.99699	1847.077	0.74012
2100	1774.057	2376.823	9.02721	2052.109	0.68242
2150	1822.541	2439.659	9.05678	2274.789	0.63027
2200	1871.161	2502.63	9.08573	2516.217	0.58305
2250	1919.912	2565.733	9.11409	2777.537	0.5402
2300	1968.79	2628.962	9.14189	3059.939	0.50124
2350	2017.789	2692.313	9.16913	3364.658	0.46576
2400	2066.907	2755.782	9.19586	3692.974	0.43338
2450	2116.138	2819.366	9.22208	4046.215	0.40378
2500	2165.48	2883.059	9.24781	4425.759	0.37669
2550	2214.929	2946.859	9.27308	4833.031	0.35185
2600	2264.481	3010.763	9.2979	5269.505	0.32903
2650	2314.133	3074.767	9.32228	5736.707	0.30805
2700	2363.883	3138.868	9.34625	6236.215	0.28872
2750	2413.727	3203.064	9.3698	6769.657	0.27089
2800	2463.663	3267.351	9.39297	7338.715	0.25443
2850	2513.687	3331.726	9.41576	7945.124	0.23921
2900	2563.797	3396.188	9.43818	8590.676	0.22511
2950	2613.99	3460.733	9.46025	9277.216	0.21205
3000	2664.265	3525.359	9.48198	10006.645	0.19992

Anexo 8: Datos técnicos del turbocompresor GT2052



Dimensiones



Measurements in MM

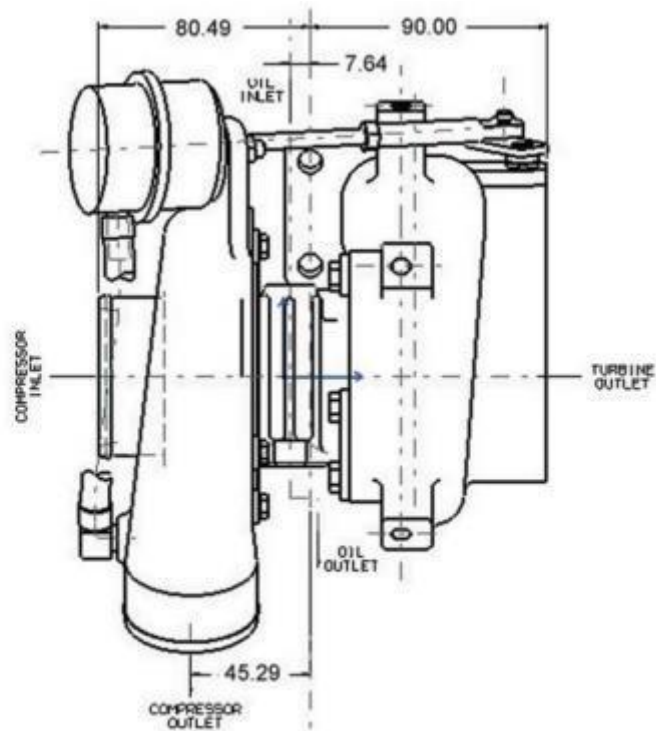
GT2052		LADO COMPRESOR				LADO TURBINA			
TURBO	CARTUCHO	ENTRADA	SALIDA	TRIM	A/R	DIÁMETRO	TRIM	A/R	TIPO
727264-0003	451298-0044	36.1 mm	52.2 mm	48	0.51	47.0 mm	72	0.50	Con válvula

ACCESORIOS					
CARACOLAS DE ADMISIÓN					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
no disponible		Manguito 2.15"	510200-003x		Manguito 2"
590238-0200		Abrazadera plana	590238-0200		Abrazadera plana
CARACOLA DE ESCAPE					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
210658		Junta	no usa		Junta
219007		Adaptador	no disponible		Adaptador
ALOJAMIENTO DE COJINETES					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
no disponible		Racor	210243		Junta

Anexo 9: Datos técnicos del turbocompresor GT2252



Dimensiones:



Measurements in MM

GT2252		LADO COMPRESOR				LADO TURBINA			
TURBO	CARTUCHO	ENTRADA	SALIDA	TRIM	A/R	DIÁMETRO	TRIM	A/R	TIPO
452187-0006	451298-0006	40.2 mm	52.0 mm	60	0.51	50.3 mm	72	0.67	Con válvula

CARACOLAS DE ESCAPE		
REFERENCIA	A/R	TIPO
451503-0001	0.56	Sin válvula
436313-0006	0.67	Con válvula

ACCESORIOS					
CARACOLAS DE ADMISIÓN					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
<u>510238-003x</u>		Manguito 2.375"	<u>510200-003x</u>		Manguito 2"
<u>590275-0238</u>		Abrazadera plana	<u>590238-0200</u>		Abrazadera plana
CARACOLA DE ESCAPE					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
<u>210218</u>		Junta	<u>210270</u>		Junta
<u>219007</u>		Adaptador		Adaptador	
ALOJAMIENTO DE COJINETES					
REFERENCIA	ENTRADA	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA	SALIDA	DESCRIPCIÓN
no disponible		Racor	<u>210243</u>		Junta