

# IMPLEMENTACIÓN DE UN TURBO COMPRESOR EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO CON ENCENDIDO PROVOCADO.

## IMPLEMENTATION OF A TURBOCHARGER FOR AN ALTERNATIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINE.

Francisco Torres<sup>1</sup>, Robert Rockwood<sup>2</sup>, Andrés López<sup>3</sup>, Juan Sinchi<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup>Universidad del Azuay, Facultad de Ciencia y Tecnología, Escuela de Ingeniería en Mecánica Automotriz, ERGON, Av. 24 de Mayo 7-77 y Hernán Malo  
ftorres@uazuay.edu.ec<sup>1</sup>, rrockwood@uazuay.edu.ec<sup>2</sup>, alopezh@uazuay.edu.ec<sup>3</sup>, juan\_sinchi@hotmail.com<sup>4</sup>

e – mail: <sup>1</sup>diegopucuj@outlook.com, <sup>2</sup>wgerazo@espe.edu.ec, <sup>3</sup>pablo2us@yahoo.com

*Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro VI Edición 2017, No.1 (19)*

### RESUMEN

Este artículo propone una metodología para acoplar al motor de combustión interna un sistema de sobrealimentación. Para el estudio se analizará la eficiencia de los motores a nivel del mar y su disminución al aumentar la altitud.

La función del turbo cargador es compensar la pérdida de aire del motor a alturas mayores a la del nivel del mar, logrando igualar, la potencia y torque iniciales del motor, se analizarán las variables físicas que intervienen en el funcionamiento del motor y que son afectadas por el incremento de la altura. El acoplamiento (matching) considera modelos matemáticos y diagramas, la eficiencia volumétrica, la cilindrada, la densidad, la relación de presiones, el flujo másico, también se realiza un análisis de las curvas características del turbo cargador y los valores para acoplar esta máquina al motor de combustión interna, lo cual es el objetivo fundamental de esta investigación. El uso de un sistema de sobrealimentación comprime el aire de admisión y conduce a un aumento de la temperatura, provocando un descenso de la densidad, para minimizar este inconveniente se procede a usar un intercambiador de calor aire – aire. Un análisis de la eficiencia del mismo es prioritario para usarlo con el sistema de turbogrupos.

### Palabras Clave:

Altitud, eficiencia, flujo másico, presión, turbocargador.

### ABSTRACT

This article proposes a methodology for coupling an internal combustion engine to a more generalized supercharging system or turbo group set at present. The study will analyze the efficiency of engines at sea level and decrease when increasing altitude.

The function of the turbocharger is to compensate the loss of air of the engine to heights greater than the sea level, achieving equal the initial power and torque. The study also will analyze the physical variables involved in the operation of the engine and which are affected by the increase of the height. The matching considers mathematical models and diagrams, volumetric efficiency, cylinder capacity, density, pressure relations and mass flow. An analysis of the characteristic curves of the continuous flow machines and a graphic method to couple these thermal machines are the main objective of this research. The use of a supercharging system compresses the intake air and leads to an increase of the temperature, causing a decrease in density. In order to minimize this drawback an air-to-air heat exchanger is used. An analysis of its efficiency is very important to use it with the turbogroup system.

### Keywords:

Altitude, efficiency, mass flow, pressure, turbocharger.

## 1. Introducción

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) han evolucionado durante los últimos tiempos y considerando las bases termodinámicas dieron origen a las dos grandes familias de motores: los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC).

La evolución tecnológica se ha aplicado indistintamente a las dos familias de motores, entre los primeros se destacan, la sobrealimentación, control electrónico, materiales, tecnologías de fabricación, sistemas de alimentación y en especial el control de emisiones contaminantes. [1]

Los productos derivados del petróleo, como la gasolina y el diésel, utilizados en el transporte emiten contaminantes como son el  $SO_2$ ,  $NO_x$ ,  $CO_2$ , causantes de la lluvia ácida, efecto invernadero; motivos por los cuales se ha buscado energías alternativas como el uso de hidrógeno, electricidad, la energía solar y biocombustibles, etc.

Las drásticas normas anticontaminantes han obligado a los fabricantes a construir y desarrollar nuevas tecnologías que respeten el medio ambiente.

Analizar el objetivo de la sobrealimentación y su necesidad se plantean en este contexto. El peso del aire necesario para formar la mezcla estequiometría se considera afectada por la presión atmosférica. Siendo el peso del aire al producto del volumen por la densidad del mismo y debido al efecto de la altura en la que funcionan los vehículos de nuestro medio, los motores atmosféricos se ven afectados por la presión atmosférica reinante. [2]

La investigación parte de un análisis de los MCIA y su pérdida de eficiencia al funcionar con alturas superiores a la del nivel de mar. El estudio propone una metodología para seleccionar el turbocompresor. La finalidad de la sobrealimentación en los MCIA consiste en aumentar la densidad del aire por medio de un aumento de presión usando un compresor, con ello permite aumentar el gasto másico de aire y mejorar el barrido de los gases quemados,

consecuentemente mejora el rendimiento volumétrico y la potencia del motor crece linealmente a igualdad de potencia con relación a la del nivel del mar.

Comprimir el aire conduce a un aumento de temperatura produciendo una disminución de la densidad y está en función de la temperatura ambiente y la relación de compresión del compresor [3]. Para minimizar este problema se utiliza un intercambiador de calor aire – aire que enfría el aire después del compresor y antes de la entrada al motor. Es necesario una adaptación del sistema de sobrealimentación y el MCIA en función de sus características con el fin de conseguir un eficaz acoplamiento.

## 2. Materiales y Métodos

A mayor altitud la densidad del aire disminuye y por tanto la mezcla aire - combustible se ve afectada. Lo que genera que la presión inicial de la partida en la compresión es menor, razón por la cual la presión final y el rendimiento térmico disminuyen.

Este artículo pretende desarrollar un método para seleccionar un sistema de turbogrupos para acoplar a un MCIA, usando un intercooler para mejorar las prestaciones del motor, dado la necesidad de los vehículos cuando circulan a grandes altitudes, el sistema pretende igualar el rendimiento volumétrico y por ende la potencia y torque a condiciones sobre el nivel del mar. [4]

Considerando las características de un motor como el rendimiento, flujo másico y potencia efectiva, para evaluar las pérdidas en función de la altitud. Se determinan las variables que intervienen en el cálculo de la selección, para usarlos en las curvas características del turbogrupos, como es la relación de presiones absolutas, presiones relativas y atmosféricas, flujo másico corregido o tasa de flujo volumétrico (CFM), presión en el colector de admisión y entre otros, para evaluar el turbogrupos seleccionado del catálogo del fabricante y mantener los valores dentro de las curvas de líneas de bombeo y choque, para evitar inconvenientes al momento de acoplar al MCIA el turbogrupos.

Los MCIA aspiran el aire de la atmósfera y su funcionamiento depende sensiblemente de este, para el estudio se desprecia la humedad y las condiciones del aire aspirado y se emplea la presión y temperatura usualmente.

La variación de la altitud puede generar variaciones de presión de cierta relevancia, hallándose unos 300mbar de diferencia de presión al desplazarse desde el nivel del mar hasta 3.000m de altitud. En general pueden concluirse que la presión y temperatura estén fuertemente correlacionadas [1].

La altitud sobre el nivel del mar afecta de manera significativa las propiedades del aire. Además de las variaciones de temperatura propias de las distintas capas de la atmósfera, la presión del aire disminuye a medida que crece la altura del punto de medida, debido a la reducción del peso de la columna que soporta por encima, así como a la menor densidad del aire que la ocupa [2].

Una norma que describe el acoplamiento usual entre altitud y presión recibe el nombre de Atmósfera Estándar Internacional (ISA) [1], a continuación, se muestra la siguiente expresión que describe estas variaciones dentro de la zona de aplicación de los MCIA.

$$P_z = \frac{P_0}{\left(\frac{T_0 + 0.0065 \times Z}{T_0}\right)^{\frac{g}{0.0065 \times R}}} \quad \text{Ec. 1}$$

$$\rho_z = \frac{\rho_0}{\left(\frac{T_0 + 0.0065 \times Z}{T_0}\right)^{\frac{g}{0.0065 \times R}}} \quad \text{Ec. 2}$$

$P_z$  = Presión a la altura específica [Pa]

$\rho_z$  = Densidad a la altura específica [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_0$  = Densidad a nivel del mar 1,225 [kg/m<sup>3</sup>]

$P_0$  = Presión a nivel del mar 101.325 [Pa]

$T_0$  = Temperatura promedio a nivel del mar 288,16 [K]

$g$  = gravedad 9,806 [m/s<sup>2</sup>]

$R$  = Constante de gases 287,04 [J/kg K]

$Z$  = Altura [m]

El resultado de dicha ecuación se muestra en la tabla 1:

Tabla. 1 Presiones y densidades obtenidas.

Z [m]	P [bar]	P [Pa]	$\rho_z$ [kg/m <sup>3</sup> ]
0	1,013	101.325	1,225
600	0,944	94.413	1,141
1.200	0,881	88.055	1,065
1.800	0,822	82.200	0,994
2.400	0,768	76.803	0,929
2.600	0,751	75.098	0,908
3.000	0,718	71.822	0,868

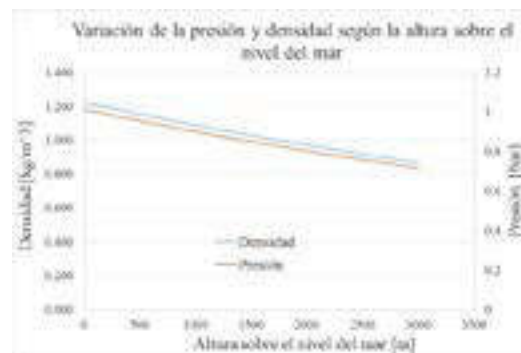


Fig 1. Presión - densidad según la altura sobre el nivel del mar.

Como se puede observar en la figura 1 la presión y la densidad decrecen en función de la altura y por tal motivo el flujo másico disminuye, como consecuencia, la potencia del motor decrece.

La sobrealimentación es empleada para introducir en el cilindro un mayor gasto másico de aire, superior al correspondiente a la aspiración normal, usando un compresor. Se consigue aumentar el área útil del ciclo térmico del motor, a consecuencia del incremento de la densidad del aire por medio del aumento de presión de alimentación, para una cilindrada y rendimiento volumétrico establecido, según:

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v * V_T * \rho_a * n}{2} \quad \text{Ec. 3}$$

$\dot{m}_a$  = Flujo másico [kg/s]

$\eta_v$  = Rendimiento volumétrico [-]

$n$  = revoluciones por minuto [rpm]

$\rho_a$  = Densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>]

$V_T$  = Cilindrada [l]

Para un rendimiento volumétrico  $\eta_v = 0,9$ , cilindrada  $V_T = 1.6 \text{ l}$  y numero de rpm  $n = 6.200$  establecidos, el flujo másico disminuye conforme lo hace su densidad, como se indica en la figura 2.

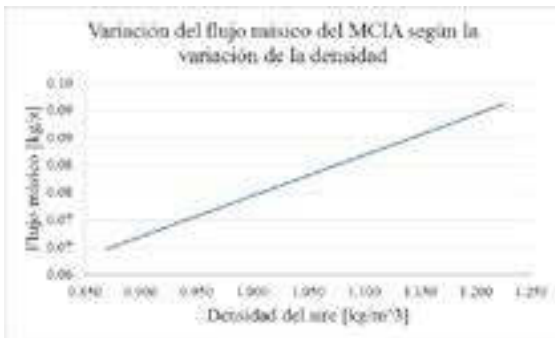


Fig 2. Variación del flujo másico del MCI según la variación de la densidad.

El aumento de densidad en los MEC favorece a mezcla aire-combustible, o que posibilita mejoras en el proceso de combustión. En aumento de presión y temperatura en los MEP de inyección indirecta incrementa el peligro de detonación, con lo que hay que actuar sobre el punto de encendido y utilizar reacciones de compresión más reducidas. En los MEP de inyección directa, la densidad elevada favorece el proceso de la mezcla. [1]

La sensibilidad de parámetros de los MCI con respecto a las condiciones atmosféricas, requiere efectuar correcciones. A este efecto existen varias normativas SAE J 1349 [3]., SAE J 816b [4], ISO 3046 [5].

Con la utilización del turbo cargador con intercooler en los MCI se incrementa notablemente la potencia, el torque y disminuye el consumo específico de combustible sin variar la cilindrada y el número de revoluciones por minuto.

Rendimiento térmico corregido: Durante el transcurso del ciclo teórico, no todo el calor se convierte en trabajo, por lo tanto, el rendimiento térmico ( $\eta_t$ ) equivale al porcentaje de energía aprovechado, aumenta con la relación de compresión y resulta independiente de las presiones y por tanto del calor aportado al ciclo [1]:

$$\eta_t = \delta \left( 1 - \frac{1}{R_c^{(\alpha-1)}} \right) E_c \quad [4]$$

$\eta_t$  = Rendimiento térmico [-]

$R_c$  = Relación de compresión [-]

$\delta$  = Coeficiente de corrección según la altura [-]

$\alpha$  = Coeficiente de compresión mezcla aire-combustible 1,33 [-]

El coeficiente de corrección es la relación entre la densidad del aire que entra a formar parte de la mezcla aire-combustible, para el caso a 2.500 (msnm) para la densidad del aire a 760 mm Hg.

$$\delta = \frac{\text{Densidad de aire aspirado}}{\text{Densidad de aire a 760 mmHg}} \quad [5]$$

Rendimiento mecánico: Cuantifica las pérdidas entre el trabajo que transfieren los gases al pistón y el trabajo mecánico disponible en el eje de salida, toma en cuenta las pérdidas mecánicas por fricción, bombeo y accionamiento. Los valores máximos de rendimiento mecánico en MEP Y MEC de aspiración natural oscilan de 70 a 85%, mientras que en motores sobrealimentados son de 80 a 90% [1].

Factor de calidad o rendimiento del diagrama: Se define como el cociente del rendimiento indicado del ciclo real respecto del rendimiento térmico obtenido del ciclo teórico de referencia. El factor de calidad de los MCI depende del tipo de motor y de las condiciones de operación, no suele superar el 0,8 en el mejor de los casos. [1]

El estudio se desarrollará en el motor con el que se equipa el vehículo Honda Civic LX, el mismo que tiene las siguientes características y curvas de torque y potencia como se indica en la tabla 2 y en la figura 3:

Tabla 2. Características del motor Honda Civic LX D16V1

Motor Honda Civic LX D16V1	
Potencia	106Hp/6.200 rpm
Torque	1.420Kg-cm/4.600rpm
Relación de compresión	9,4 : 1
Cilindraje	1.600 cc
Motor tipo	SOHC 16 válvulas.
Consumo de combustible	11,2 Km/ litro
Diámetro del pistón	7,5 cm

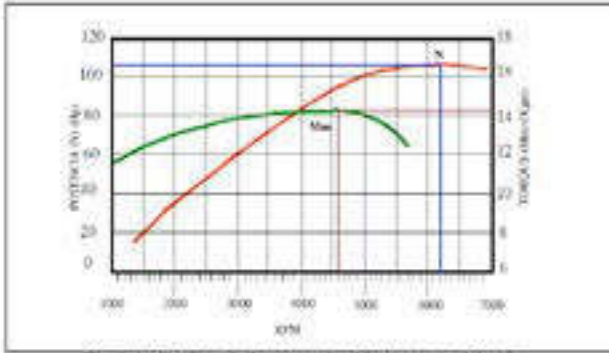


Fig 3. Curvas de potencia y torque del Motor Honda Civic LX Fuente: Recordmotor, 2017

Rendimiento útil: Conocido como rendimiento efectivo del motor y es igual al producto del rendimiento térmico, mecánico y del diagrama.

$$\eta_{lu} = \eta_t * \eta_d * \eta_m \quad [6]$$

$\eta_u$  = Rendimiento útil [-]

$\eta_t$  = Rendimiento térmico [-]

$\eta_d$  = Rendimiento del diagrama [-]

$\eta_m$  = Rendimiento mecánico [-]

Consumo específico de combustible: Se define como el consumo horario de combustible en relación a la potencia producida.

$$G_{pe} = \frac{632300}{Q_e * \eta_{lu}} \quad [7]$$

$G_{pe}$  = Consumo específico de combustible [g/CV-h]

$Q_e$  = Poder calorífico del combustible [kcal/kg]

Para tener una relación de la variación de potencia en diversas condiciones de temperatura y presión ambiente, estudios experimentales han demostrado que la potencia es directamente proporcional a la presión barométrica e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta, se basa en mediciones estándar a presión de 760 mm Hg y 15 oC de temperatura, utilizando la siguiente fórmula [5]:

$$P_o - P_e \frac{P}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T}} \quad [8]$$

$P_o$  = Potencia en atmósfera estándar [CV]

$P_e$  = Potencia obtenida al freno [CV]

$p$  = Presión atmosférica ambiente [bar]

$p_o$  = Presión a 760 mmHg [bar]

$T$  = Temperatura ambiente [K]

$T_o$  = Temperatura absoluta 288 [K]

#### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La sobrealimentación en MCIa consiste en aumentar la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de presión, mediante un compresor. Este aumento de densidad permite aumentar el gasto másico de aire para una cilindrada y rendimiento volumétrico determinado.

El conjunto turbina, compresor y sistema de acople mecánico se llama turbo grupo y es el sistema más generalizado que se usa para sobrealimentar a los MCIa. El funcionamiento de turbo grupos están resumido en curvas características y lo proporcionan los fabricantes. Estas curvas describen como estimar los valores de la relación de presiones en función de gasto másico necesario CFM, para el tipo de motor en el que se instalará.

Estos mapas se representan en diagramas cartesianos; en los que, en general, la relación de compresión aparece en ordenadas y el flujo másico en abscisas, pues estas son las variables principales que definen las prestaciones del compresor. El resto de variables importantes (rendimiento isotérmico, régimen de giro y rendimiento volumétrico) aparecen dibujadas como curvas de nivel [1]

Límite de bombeo (surge line): Si un punto cae sobre esta línea o a su lado izquierdo, indica un flujo inestable, el compresor es demasiado grande para el motor o una sobrecarga de flujo.

Línea de estrangulación o límite máximo (choke line): Así mismo, si un punto cae sobre esta línea o la región al lado derecho indica una baja eficiencia del compresor o la necesidad de un compresor más grande.

Líneas de velocidad del eje del turbo cargador (turbocharger speed line): Indican las velocidades constantes del eje del turbo cargador, área de porcentaje de eficiencia (efficiency islands): Son regiones concéntricas que indican la eficiencia del turbo cargador, las áreas de la mitad indican la mayor eficiencia del turbo cargador, en la figura 4 se indica las curvas características de un turbocompresor.

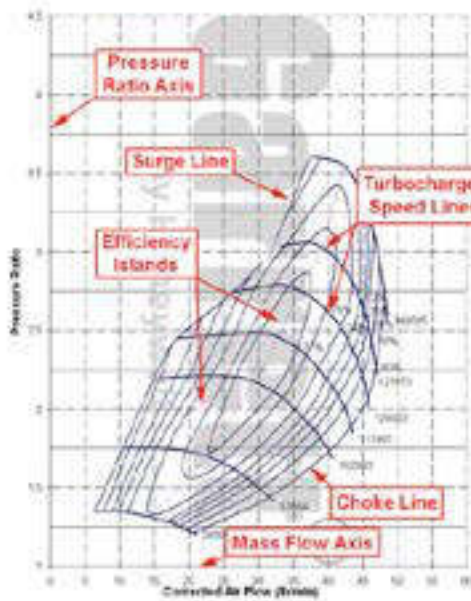


Fig 4. Curvas características de turbocompresor

Fuente: Honeywell Garret, 2017.

Los parámetros que intervienen en el análisis de acoplamiento entre el MCIA y turbo grupo son:

Relación de presiones, relaciona la presión de salida absoluta de aire del turbo, con la presión de entrada de aire donde incluye las restricciones provocadas por el filtro y por los ductos.

$$PR = \frac{P2}{P1} \quad [9]$$

- PR = Relación de presiones [-]
- P2 = Presión de descarga del compresor [psi]
- P1 = Presión atmosférica según altitud [psi] menos 1 psi por restricciones en los conductos.

Gasto másico necesario CFM. Es la masa de aire que fluye a través del compresor y del motor, puede expresarse en Kg/s (lb/min) o también en unidades de volumen m<sup>3</sup>/s (ft<sup>3</sup>/min); el volumen de aire se convierte en masa de aire multiplicando por la densidad del aire.

$$CFM = Ne * A/F * \frac{Gpe}{3.600}$$

- CFM = Gasto másico necesario [kg/s]
- A/F = Relación aire- combustible [-]
- Ne = Potencia efectiva [Kw]
- Gpe = Consumo específico de combustible [kg/Kwh]

$$MAP_{req} = \frac{CFM * R * (460 + T_m)}{\eta_v * \frac{\pi}{2} * V_T} \quad [11]$$

MAP<sub>req</sub> = Presión absoluta requerida en el colector [psi]

- CFM = Flujo de aire actual [lb/min]
- R = Constante ideal de los gases 639,6
- η<sub>v</sub> = Rendimiento volumétrico [-]
- T<sub>m</sub> = Temperatura en la entrada de colector [oF]
- n = revoluciones de motor [rpm]
- V<sub>T</sub> = cilindrada de motor [in<sup>3</sup>]

Nuevamente se calcula la relación de presión (PR), tomando en cuenta la pérdida de presión entre el compresor y las uniones hacia el conducto de admisión (Δp).

**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.

$$P2 = MAP + \Delta P_{pérdida 1} \quad [12]$$

- P2 = Presión de descarga del compresor [psi]
- MAP = Presión absoluta del colector [psi]
- ΔP<sub>pérdida 1</sub> = Pérdida de presión entre el colector y el compresor de 2 psi

Bien, ahora con los datos obtenidos de relación de presión (PR) y flujo de aire necesario (CFM) se marcan en el mapa del turbo compresor la posición respectiva del punto calculado, dicho valor indicará según la ubicación si el turbo cargador es el adecuado para el tipo de motor.

$$P1 = P_{atm} + \Delta P_{pérdida 2} \quad [13]$$

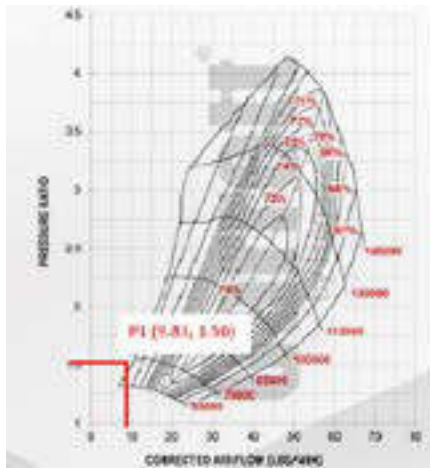
- P1 = Presión en la entrada del compresor [psi]
- P<sub>atm</sub> = Presión del ambiente [psi]
- ΔP<sub>pérdida 2</sub> = Pérdida de presión entre el filtro de aire y conductos de 1 psi

En la tabla 3 se indican los resultados para la selección de un turbo compresor.

**Tabla 3 Resultados para selección del compresor**

Rendimiento térmico	0,41	[-]
Rendimiento útil	0,26	[-]
Consumo específico de combustible	0,00834	[g/CV-h]
Potencia específica	59,88	[kW]
Flujo másico corregido	9,831	[lb/min]
Presión en el colector de admisión	0,92	[bar]
Relación de presiones	1,56	[-]

Del catálogo de Garret y como ejemplo comparativo el turbo GT2860R, el punto donde se ubica la relación de presión y el flujo volumétrico se encuentra en la zona de bombeo, motivo por la cual este turbo no es el adecuado para este motor, como se indica en la figura 5.



**Fig 5 Curvas de turbocargador GTX2860R**

Fuente: Honeywell Garret, 2017.

El punto está ubicado dentro de los rangos correspondientes a las áreas de porcentaje de eficiencia del turbo cargador del 71% y una de las ventajas es que se sitúa a la derecha y cerca de la línea límite de bombeo, teniendo la oportunidad de en caso de requerir una mayor presión por aumento de revoluciones del motor el turbo cargador tiene un rango amplio para poder hacerlo.

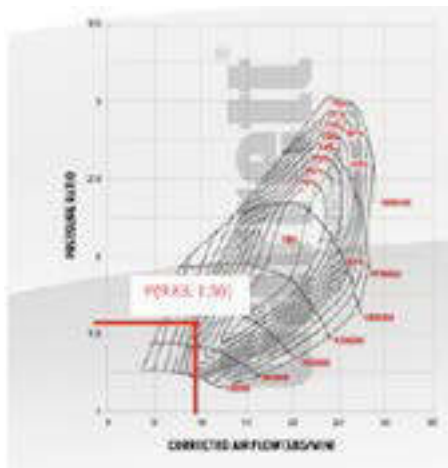
**Selección de intercambiador de calor**

Los gases de escape están a una alta temperatura, como estos al salir por el tubo de escape inciden directamente en la turbina del turbo cargador, después de algunos minutos de funcionamiento el calor se transfiere al compresor, por consiguiente elevará la temperatura del aire de admisión y por lo tanto su densidad bajará, además de esto, al comprimir el aire también este se calentará y de igual manera la densidad variará. Motivo por el cual es necesario enfriar el aire una vez pasado el compresor para llegar a la cámara en condiciones aceptables.

Para minimizar estos problemas se emplea un intercambiador de calor aire - aire, llamado intercooler, su comportamiento viene determinado por su eficiencia [1].

$$\epsilon = \frac{T_2 - T_s}{T_2 - T_a} \quad [14]$$

Se procede a escoger del catálogo el turbo GT2252, a continuación en la figura 6, se indica la curva característica.



**Fig 6 Curvas características del compresor GT2225**

Fuente: Honeywell Garret, 2017.

$$-T_s = (\epsilon * T_2) - (\epsilon * T_a) - T_2 \quad [15]$$

- ε = Eficiencia del intercooler [-]
- T<sub>2</sub> = Temperatura a la salida del compresor o entrada del intercooler [oC]
- T<sub>s</sub> = Temperatura a la salida del intercooler [oC]
- T<sub>a</sub> = Temperatura del aire que atraviesa el intercooler 15 [oC]

La eficiencia del intercooler varía de 0,4 a 0,7 y con estos valores de referencia se calcula T2, usando la siguiente expresión:

$$T_4 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1-\frac{1}{\gamma}} * T_1 \quad [16]$$

$T_4$  = Temperatura teórica del aire a 2.500 msnm [oC]

$P_2$  = Presión de descarga del compresor [psi]

$P_1$  = Presión de entrada al compresor [psi]

$\gamma$  = Exponente adiabático 1,6 [-]

La determinación del tamaño del intercambiador de calor se hace de forma empírica, es decir, comparando el rendimiento del intercambiador de calor con intercambiadores de calor de referencia del mismo tipo.

Para poder expresar mediante cálculo las dimensiones aproximadas del intercambiador de calor se aplica:

$$Q = CFM * C_p * \Delta t_A \quad [17]$$

$Q$  = Calor a evacuar por el intercooler [Ca/h]

$CFM$  = Flujo de aire [m3/h]

$C_p$  = Calor específico del aire a presión constante 0,265 [ Ca/m3]

$\Delta t_A$  = Valor medio del aire en el intercambiador de calor [oC]

$$\Delta t_A = \frac{T_4 + T_s}{2} \quad [18]$$

El calor a evacuar el intercambiador de calor es de  $Q= 3435,37$  Ca/h y sirve como valor de referencia para elegir un intercambiador de calor de acuerdo al proporcionado por el fabricante.

### 5. Conclusiones

Esta investigación pretende simular una metodología para seleccionar el tipo de turbocompresor para un MCIA, mediante las características técnicas que proporcionan los fabricantes de motores y las curvas características del sistema de sobrealimentación. Las relaciones de presión de 1,56 y el flujo másico corregido de 9,82 lb/min ubicaron dentro de la zona de bombeo para todos los compresores de la serie GTX y GTW del fabricante Garret, sin embargo los de la

serie GT se encontraron varias posibilidades pero el más recomendable es el GT2252. El punto está ubicado dentro de los rangos correspondientes a las áreas de porcentaje de eficiencia del turbo cargador del 71%. Los métodos de selección de los intercambiadores son empíricos y dependen de la capacidad para evacuar el calor y su rendimiento propuestos por el fabricante.

### Referencias

- [1]. Dante, G. (1984). Motores endotérmicos. España: Dossat.
- [2]. Heywood, J. B. (1998). Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill.
- [3]. Payri, F, D. J. (2011). Motores de combustión interna alternativos. España: Revert SA.
- [4]. Carlos Velasco Hurtado, J. V. (2014). Efectos de la altitud sobre la combustión. Revista Metalurgica N 35.
- [5]. J1349, S. (1995). Engine power test code-spark ignition and compression ignition-net power rankings. SAE International.
- [6]. J816b, S. (1979). Recommended practice engine test code . SAE International.
- [7]. S. Garcia Nieto, J. V. (2009). Sistema de Control Borroso para el Proceso de Renovacion de la Carga en Motores Turbodiesel. Revista Iberoamericana de Automatica e informatica Industrial , 36-48 .

### Bibliografía



Diego Francisco Torres.- Nació en Cuenca, Ecuador en 1980. Recibió su título de Magíster en Sistemas Vehiculares de la Universidad del Azuay en 2016; de Especialista en Docencia Universitaria en 2012 de la Universidad del Azuay. Sus campos de investigación están relacionados con el consumo de combustible en motores de gasolina, aumento de torque y potencia en vehículos, análisis energético de vehículos, diseño y construcción del chasis del prototipo “Shell eco-marathon”.





Robert Rockwood Iglesias.- Nació en Cuenca, Ecuador en 1981. Recibió su título de Maestro en Ingeniería Automotriz, en el Tecnológico de Monterrey, México, es Ingeniero en Mecánica Automotriz, de la Universidad del Azuay. Sus campos de

investigación están relacionados con el análisis del desempeño aerodinámico de vehículos a través de programas CFD, optimización topológica del chasis de la motocicleta eléctrica, diseño y construcción del chasis del prototipo “Shell eco-marathon”, diseño y manufactura del chasis del vehículo eléctrico “SENER”.



Andrés López Hidalgo.- Nació en Cuenca, Ecuador en 1980. Recibió su título de Doctor en sistemas propulsivos en medios de transporte, también el Master Universitario en Motores de Combustión Interna Alternativos en 2014, en la Universidad

Politécnica de Valencia. España. Sus campos de investigación están relacionados con el consumo de combustible en motores de gasolina, aumento de torque y potencia en vehículos, análisis energético de vehículos y emisiones contaminantes en vehículos y autobuses.



Juan Pablo Sinchi Rivas.- Nació en Cuenca, Ecuador en 1984. Recibió su título de Magíster en Sistemas Vehiculares de la Universidad del Azuay en 2017, es Ingeniero en Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana.

---

**REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN**

---

Fecha recepción	4 de agosto 2017
Fecha aceptación	29 noviembre 2017

---