

Universidad del Azuay Facultad de Ciencia y Tecnología Escuela de Ingeniería Mecánica

Implementación de un supercargador de aire en el motor del vehículo Chevrolet modelo Corsa 1.8 l

Trabajo de Grado previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico Automotriz

Autores:

Felipe Patricio Orellana Vintimilla Fabián Patricio Padilla León

Director:

Pablo David Segarra Coello

Cuenca-Ecuador 2012

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a mi esposa e hija por ser el incentivo para alcanzar esta meta, a mis padres por brindarme su guía y conocimientos en todos mis estudios; y a toda mi familia por el apoyo incondicional.

Felipe Orellana.

Este proyecto se lo dedico primeramente a Dios por concederme la vida, brindarme los conocimientos y la perseverancia para alcanzar todas mis metas, a mis amados padres, abuelos y toda mi familia, quienes me apoyaron incondicionalmente en todas las etapas de la juventud y cuyos valores me alentaron para superarme y culminar así mis estudios.

Fabián Padilla.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad del Azuay, al personal docente de la Escuela de Ingeniería Automotriz, por impartir sus conocimientos y experiencias, a nuestro director de tesis Ing. Pablo Segarra por brindarnos su apoyo y compartir sus experiencias durante el desarrollo del proyecto, a nuestro compañero Gustavo Burbano de Talleres Check Engine por la colaboración durante la proceso, haciendo posible la culminación de nuestros estudios.

IMPLEMENTACIÓN DE UN SUPERCARGADOR DE AIRE EN EL MOTOR DEL VEHÍCULO CHEVROLET MODELO CORSA 1.8LT

RESUMEN

La pérdida de potencia en motores aspirados se debe a la disminución de presión del aire que ingresa a los cilindros, originado por funcionamiento en lugares de altura. Este proyecto demostró la eficiencia de implementar un sistema de sobrealimentación por supercargador, que posee dos rotores accionados mediante el giro del cigüeñal, con la finalidad de proporcionar mayor caudal de aire al ingreso del motor. Los cálculos realizados posibilitaron diseñar y seleccionar un sistema que compensa la pérdida de rendimiento por la altura; su instalación consiguió incrementar la potencia, optimizar el consumo de combustible y reducir la emisión de gases contaminantes.

Palabras clave: Presión, eficiencia, sobrealimentación, supercargador, rotores, accionados, caudal, diseñar, potencia, optimizar.

Ing. Pablo Segarra DIRECTOR

Orellana Vintimilla Felipe Patricio Autor

(min)

Padilla León Fabián Patricio

Autor

Ing. Hernán Viteri

DIRECTOR DE ESCUELA

ABSTRACT

IMPLEMENTATION OF AIR SUPERCHARGER SYSTEM IN THE ENGINE OF CHEVROLET CORSA 1.8LT VEHICLE

The loss of power in aspirated engines is caused by the reduction of air pressure that enters the cylinders and is originated from operating in high altitude. This project will demonstrate the efficiency of implementing a charge-air pressure system through a supercharger, which has two rotor units activated through crankshaft rotation in order to provide better air flow when entering the engine. The calculations made it possible to design and select a system that compensates the diminution in the performance due to altitude. The installation of the system allowed increasing the power, optimizing fuel consumption, and reducing the emission of contaminating gases.

Key words: pressure, efficiency, charge-air pressure, supercharger, rotors, activated, flow, design, power, optimize.

Director: Ing. Pablo Segarra

during

DIRECTOR

School Director: Ing. Hernán Viteri

SCHOOL DIRECTOR

Orellana Vintimilla Felipe Patricio

Author

Padilla León Fabián Patricio

Author

DPTO. IDIOMAS

Diana Lee Rodas

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Resumen	iv
Abstract	v
Índice de Contenidos	vi
Índice de Ilustraciones y Cuadros	X
Introducción	1
CAPITULO I: ESTUDIO DEL SUPERCARGADOR	
1.1 Introducción	2
1.2 Generalidades	2
1.2.1 Ventajas de la sobrealimentación	2
1.2.2 Requerimientos para sobrealimentar un motor a gasolina	4
1.2.2.1 Cargas y esfuerzos sobre las piezas	4
1.2.2.2 Consumo de energía del compresor	5
1.2.2.3 Incremento de potencia	5
1.3 Métodos para Sobrealimentar un Motor de combustión interna	6
1.3.1 Accionamiento de los dispositivos de sobrealimentación	6
1.3.1.1 Accionamiento mediante el giro del motor	7
1.3.1.2 Accionamiento mediante los gases de escape del motor	7
1.4 Sistemas de Sobrealimentación	8
1.4.1 Sistema de turbo alimentación	8
1.4.1.1 Funcionamiento del turbocargador	8
1.4.1.2 Componentes del sistema de turbo alimentación	9
1.4.1.2.1 Turbocompresor	9
1.4.1.2.2 Interenfriador	10
1.4.1.2.3 Válvula de seguridad	12
1.4.1.2.4 Turbo timer	14
1.4.2 Sistema Supercargador de Aire	15
1.4.2.1 Funcionamiento del supercargador	15
1.4.2.2 Componentes del sistema supercargador	16

1.4.2.2.1 Componentes del compresor	16
1.4.2.2.2 Válvula de derivación	17
1.4.2.2.3 Interenfriador	18
1.4.3 Eficiencia Volumétrica	19
1.4.4 Eficiencia Térmica (Adiabática)	20
1.5 Tipos de Supercargadores	21
1.5.1 Compresor roots	21
1.5.2 Compresor Lysholm o de doble tornillo	23
1.5.3 Compresor centrífugo	25
1.6 Ventajas y Desventajas del Sistema	26
1.6.1 Eficiencia mecánica	26
1.6.2 Consumo de combustible	27
1.6.3 Emisiones	28
1.6.4 Constitución e instalación	28
1.7 Conclusiones y recomendaciones	30
CAPITULO II: DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SUPERO 2.1 Introducción	
2.2 Especificaciones del motor	
2.3 Cálculo de la pérdida de Potencia a 2500 msnm. (Pp)	
2.3.1 Porcentaje de la pérdida de potencia a 2500 msnm	
2.4 Rendimiento Térmico (ηt)	
2.4.1 Rendimiento térmico a 2500 msnm. (ηt2)	
2.5 Rendimiento Mecánico (ηm)	
2.6 Rendimiento de Diagrama (ηd)	37
2.7 Rendimiento Útil a 2500 msnm (ημ2)	
2.8 Selección del Supercargador	
2.8.1 Relación de presión (PR)	
2.8.2 Temperatura ganada del supercargador (TG)	
2.8.3 Relación de densidad (Rd)	
	39
2.8.4 Estimación de potencia	
2.8.4 Estimación de potencia	41
	41

200 P	_
2.8.8 Potencia de accionamiento (Pacc)	
2.8.9 Diámetro de la polea del supercargador	
2.9 Relación de Compresión (Rc)	
2.10 Conclusiones y recomendaciones	5
CAPITULO III: CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL SISTEMA	
3.1 Introducción5	6
3.2 Modificaciones en el Motor	6
3.2.1 Reducción de la relación de compresión5	6
3.2.2 Sistema de escape5	7
3.3 Sistema de Admisión5	9
3.3.1 Cañerías de admisión5	9
3.3.2 Interenfriador6	0
3.3.3 Dimensionado del interenfriador6	1
3.3.4 Válvula de alivio continúo	4
3.5 Base del Compresor6	5
3.5.1 Formas de sujeción y sus efectos	5
3.6 Banda de Accionamiento6	8
3.6.1 Banda acanalada6	9
3.6.2 Posición ideal de la banda y polea6	9
3.6.3 Fuerza de la banda7	1
3.7 Lubricación del Supercargador	2
3.8 Manómetro para presión de carga	3
3.9 Conclusiones y recomendaciones	4
CAPITULO IV: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	
4.1 Introducción	5
4.2 Pruebas de Banco Dinamométrico: Potencia – Torque	5
4.2.1 Prueba con el motor estándar	5
4.2.1.1 Análisis de la pérdida de potencia	7
4.2.1.1.1 Porcentaje de pérdida de potencia	8
4.2.1.2 Cálculo del torque en motor estándar	8
4.2.1.3 Análisis de pérdida de torque	9
4.2.1.4 Rendimiento volumétrico inicial (nv1)	0

Orellana Vintimilla-Padilla León **ix**

4.2.1.5	Presión media efectiva inicial (Pme1)	83
4.2.2 P	rueba con motor sobrealimentado	84
4.2.2.1	Incremento de potencia	87
4.2.2.2	Cálculo del torque en motor sobrealimentado	88
4.2.2.3	Rendimiento volumétrico final (ην2)	89
4.2.2.4	Presión media efectiva final (Pme2)	90
4.3 Prue	ebas de Aceleración de 0 a 100 km/h	92
4.4 Cálo	culo del Consumo de Combustible	93
4.5 Prue	ebas de Emisiones de Gases Contaminantes	96
CONCI	LUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
GLOSA	ARIO DE SÍMBOLOS	100
BIBLIC	OGRAFÍA	103
ANEX(OS	104

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Aspiración natural de un motor	3
Figura 1-2 Accionamiento del supercargador	7
Figura 1-3 Accionamiento del turbocargador	8
Figura 1-4 Circuito de engrase del turbo	9
Figura 1-5 Funcionamiento del turbocargador	10
Figura 1-6 Comparación de aire frío vs. aire caliente	11
Figura 1-7 Funcionamiento del interenfriador	11
Figura 1-8 Funcionamiento de la válvula Blow Off	13
Figura 1-9 Funcionamiento de la válvula Waste Gate	14
Figura 1-10 Instalación del turbo timer	15
Figura 1-11 Funcionamiento del supercargador	16
Figura 1-12 Componentes del compresor	17
Figura 1-13 Circuito de funcionamiento con válvula de derivación	17
Figura 1-14 Circuito de funcionamiento del supercargador con interenfriador	18
Figura 1-15 Eficiencia volumétrica del supercargador	20
Figura 1-16 Eficiencia térmica del supercargador	21
Figura 1-17 Ciclos de funcionamiento del compresor roots	22
Figura 1-18 Funcionamiento del compresor de doble tornillo	23
Figura 1-19 Ciclos de funcionamiento del compresor de doble tornillo	24
Figura 1-20 Funcionamiento del compresor centrífugo	25
Figura 1-21 Eficiencia mecánica del compresor roots	27
Figura 2-1 Mapa 1 del supercargador Eaton M24	45
Figura 2-2 Supercargador EATON M24	46
Figura 2-3 Mapa 2 del supercargador Eaton M24	46
Figura 3-1 Montaje del doble empaque en el bloque-motor	57
Figura 3-2 "Header" Sistema de escape de competencia	58
Figura 3-3 Circuito de admisión de aire	59
Figura 3-4 Gráfica de estimación del diámetro de tubos según la potencia	60
Figura 3-5 Cañerías de admisión y acoples de silicona	60
Figura 3-6 Gráfica de estimación del canal de flujo de aire interno	61
Figura 3-7 Esquema del núcleo del interenfriador	62
Figura 3-8 Especificaciones del interenfriador Mishimoto	64
Figura 3-9 Montaie del interenfriador	64

Figura 3-10 Válvula de alivio continuo	55
Figura 3-11 Efecto desviación y flexión	55
Figura 3-12 Menor desviación	56
Figura 3-13 Montaje correcto	56
Figura 3-14 Estructura y sujeción de la base en múltiple de escape	57
Figura 3-15 Sujeción de soporte en base de motor	57
Figura 3-16 Sujeción en la parte superior del compresor	58
Figura 3-17 Estructura de banda acanalada	59
Figura 3-18 Movimiento no ideal de banda	70
Figura 3-19 Posición de banda	71
Figura 3-20 Posición de banda en el vehículo	71
Figura 3-21 Ubicación de tapón de aceite	73
Figura 3-22 Manómetro de presión de carga	73
Figura 4-1 Prueba de potencia con motor estándar	75
Figura 4-2 Curvas de potencia – torque en motor estándar	76
Figura 4-3 Escaneo del sensor MAP motor aspirado	30
Figura 4-4 Prueba de banco con motor sobrealimentado	35
Figura 4-5 Curvas potencia – torque en motor sobrealimentado	35
Figura 4-6 Calculador de factor de corrección atmosférico	36
Figura 4-7 Escaneo del sensor MAP motor sobrealimentado	39
Figura 4-8 Incremento de potencia (0 msnm)	92
Figura 4-9 Niveles de emisiones de gases de escape (motor estándar)9	96
Figura 4-10 Niveles de emisiones de gases de escape (motor sobrealimentado)9	96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Ficha técnica para el Corsa Evolution 1.81	31
Tabla 2-2 Variación de la densidad del aire con respecto a la altura	32
Tabla 2-3 Variación entre 0 y 2500 msnm de temperatura, presión y densidad	33
Tabla 4-1 Resultados obtenidos con motor estándar	77
Tabla 4-2 Resultados de potencia en motor sobrealimentado	87
Tabla 4-3 Valores de incremento	92
Tabla 4-4 Aceleración de 0 a 100 km/h a 2500 msnm	93
Tabla 4-5 Comparación de emisiones contaminantes	97

Orellana Vintimilla Felipe Patricio Padilla León Fabián Patricio Trabajo de Graduación Ing. Pablo Segarra Octubre de 2012

IMPLEMENTACION DE UN SUPERCARGADOR DE AIRE EN EL MOTOR DEL VEHÍCULO CHEVROLET MODELO CORSA 1.81

INTRODUCCION

En la fase de desarrollo del motor de combustión interna usado en la industria automotriz, se requiere motores cada vez más potentes debido a que en la práctica no aspiran una cantidad de aire igual a su desplazamiento, a razón de que los múltiples de admisión y las válvulas ofrecen cierta resistencia en el flujo de aire hacia los cilindros; también existe una pérdida de potencia cuando funciona a mayor altitud sobre el nivel del mar; lo cual obligó a mejorar la eficiencia volumétrica utilizando técnicas de preparación con longitudes adecuadas de tuberías de admisión y escape, conjuntamente con válvulas u otros elementos sobredimensionados; esto se aplicaba frecuentemente en automóviles de competencia, pero no es viable en donde se requiera una amplia gama de velocidades, como para uso citadino, por ello se emplearon los sistemas de sobrealimentación de aire.

Este proyecto demuestra la eficacia del sistema supercargador de aire al instalarse en un motor de inyección electrónica, el cual mejora su eficiencia volumétrica e incrementa la potencia, optimiza el consumo de combustible y reduce la emisión de gases contaminantes. En el contenido de este trabajo se describe un capítulo teórico que explica el funcionamiento del sistema, en la segunda parte el análisis y los cálculos referentes al comportamiento del motor, selección-diseño del sistema, y finalmente la construcción e instalación con las calibraciones adecuadas para su funcionamiento, que se respalda con pruebas de campo que verifican la eficiencia.

CAPITULO I ESTUDIO DEL SUPERCARGADOR

1.1 Introducción

En el presente capítulo se tratará la temática de motores sobrealimentados con las técnicas empleadas para lograrlo, pudiendo establecer diferencias entre sobrealimentación mecánica y turbo alimentación; este proyecto enfatiza en el funcionamiento del compresor volumétrico denominado supercargador, describiendo sus ventajas y desventajas, también se analizará el comportamiento del motor ya que al incrementar la potencia se requieren algunas modificaciones para el buen desempeño de este sistema.

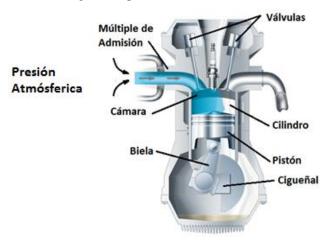
1.2 Generalidades

1.2.1 Ventajas de la sobrealimentación.

El objetivo primordial que se persigue al sobrealimentar un motor es obtener una mayor potencia. Para sobrealimentar un motor de combustión interna es preciso un compresor que aspire aire de la atmósfera, comprimiendo y enviando hacia los cilindros además de un sistema de inyección de combustible mejorado, con el fin de compensar el combustible requerido para la relación estequiométrica debido al incremento del caudal de aire que ingresa a los mismos.

Cuando el motor efectúa la carrera de admisión puede realizar la aspiración de dos formas: una aspiración natural como indica la figura 1-1, cuando el pistón succiona el aire de la atmósfera para llenar el cilindro, y por otro lado una aspiración forzada, cuando la succión del pistón es asistida por un compresor que induce el aire a presión al interior del cilindro.

Fig. 1-1 Aspiración natural de un motor



Fuente: http://www.ngk.es/es/tecnologia-en-detalle/bujias-de-encendido/principios-basicos-de-las-bujias-de-encendido/la-chispa-que-enciende-la-mezcla/, Acceso: 25 de Noviembre de 2011

De hecho la sobrealimentación consiste en una aspiración forzada del motor en los ciclos de admisión; en los motores sobrealimentados, la presión dentro de los cilindros al finalizar la carrera de admisión es mayor a la presión atmosférica, por tanto esta sobrepresión establece que hay más aire presente en los cilindros en comparación a la aspiración natural, lo que significa que la presión media efectiva del motor también es mayor. Como la eficiencia del proceso termodinámico de transformación de energía térmica a mecánica del ciclo de trabajo del motor crece con el aumento de la presión final de la compresión, la sobrealimentación supone un incremento de la eficiencia del motor, es decir, un mejor aprovechamiento de la energía del combustible como trabajo útil; además de la ventaja del incremento de la eficiencia térmica, un mayor caudal de aire aspirado permite la combustión de mayor cantidad de combustible, por lo que para un mismo motor, la sobrealimentación supone la posibilidad de lograr un aumento notable de la potencia entregada por el motor. Con este análisis se puede decir que las ventajas obtenidas al sobrealimentar un motor son las siguientes:

- Optimizar el llenado de los cilindros
- Compensar la pérdida de potencia en cualquier altura de funcionamiento del motor sobre el nivel del mar.

- Incrementar los valores de potencia y torque con respecto a motores que poseen mayores cilindradas.
- Al incrementar el torque se consigue disminuir el tiempo para cambio de marchas sin esforzar el motor y con ello se reduce el consumo de combustible y emisiones contaminantes.
- Tener mayores prestaciones, con valores de inercia alternativa menores, lo cual produce un aumento más progresivo del régimen de revoluciones del motor.
- Mejorar la relación peso/potencia, esto quiere decir, obtener mayor potencia con un motor de bajo peso.

1.2.2 Requerimientos para sobrealimentar un motor a gasolina

Antes de sobrealimentar cualquier motor, hay que tener en cuenta tres factores fundamentales que se requieren analizar para la sobrealimentar; el primero son las cargas y esfuerzos sobre los elementos que intervienen de forma directa e indirecta en el funcionamiento del sistema, el segundo trata del consumo de energía del motor que ha de absorber el compresor para su activación, y por último el incremento de potencia deseado, el cual será establecido por el usuario.

1.2.2.1 Cargas y esfuerzos sobre las piezas

A medida que aumenta el flujo de aire hacia los cilindros, se produce una mejor combustión, aprovechando todo el combustible presente en la cámara y por consiguiente se incrementa las presiones de trabajo; las cargas que actúan normalmente sobre las partes móviles involucradas más importantes como: pistones, válvulas, bielas y cigüeñal también se incrementan. Esta diferencia de cargas y esfuerzos tiene un límite razonable a partir del cual el rendimiento útil de los mecanismos se reduce notablemente o producen fatiga prematura ocasionando daños al motor.

1.2.2.2 Consumo de energía del compresor

El compresor seleccionado que impulsa aire de manera forzada a los cilindros durante la fase de admisión, puede ser accionado por los gases de escape del motor sin pérdidas de energía, o por el cigüeñal, pero consumiendo parte de la potencia producida por el mismo, sin embargo, el consumo de un compresor depende del flujo de aire que induce, así como la presión a la que ha de trabajar. A partir de cierto grado de presión de aire en los cilindros, las ventajas de eficiencia mecánica que supone, serán consumidas por el propio compresor y el resultado final de potencia obtenida podría ser el mismo.

1.2.2.3 Incremento de potencia

Este aumento depende del caudal de aire que el sistema carga en el múltiple de admisión del motor, pudiendo obtener desde un 40% hasta 75% mas de potencia para motores convencionales, y de 200% para automóviles de competición, en otra instancia el motor deberá estar previamente acondicionado para el efecto, puesto que para instalar un sistema de sobrealimentación se requiere algunas modificaciones, a fin de crear el espacio necesario para su implementación, adicionalmente se tendrá en cuenta los siguientes aspectos:

- El motor deberá estar en óptimas condiciones de funcionamiento.
- Si la presión al que sea calibrado el compresor es superior a los 0.33bar será necesario colocar pistones y rines forjados, así como válvulas y sus resortes de mejor material por el aumento de los esfuerzos.
- Se realizará el cálculo de la presión media efectiva para verificar el incremento de la misma, obteniendo los datos técnicos que establecerán la nueva relación de compresión, por tanto habrá que reducirla empleando un empaque de motor de mayor espesor, conservando la relación en un rango de hasta 10:1, de tal manera que se evite las

detonaciones o auto explosiones en los cilindros y adicionalmente se proteja a los pistones.

- Se debe mejorar la alimentación de combustible (sistema de inyección electrónica), ya que si se aumenta el caudal de aire, también hay que incrementar la inyección de combustible para mantener la mezcla estequiométrica adecuada en todo régimen de giro del motor.
- Si el vehículo es destinado para competición es mejor utilizar carburadores especializados para estos sistemas.
- También se ha de mejorar el múltiple de admisión en algunos casos (mejor aspiración) para evitar restricciones en el libre flujo de aire hacia los cilindros.
- Se debe mejorar el sistema de refrigeración para obtener una mejor disipación de calor.
- Optimizar el sistema de escape, porque al tener una mayor entrada de aire también se debe mejorar la salida.

1.3 Métodos para Sobrealimentar un Motor de combustión interna

1.3.1 Accionamiento de los dispositivos de sobrealimentación

Para sobrealimentar un motor se necesita un compresor que ha de accionarse de alguna forma para que este induzca aire dentro de los cilindros, por ello se emplean dos técnicas para activar los sistemas de sobrealimentación, la primera es accionar el compresor mediante el giro del motor pero consumiendo parte de la energía que este proporciona y la otra es emplear los gases expulsados por el motor sin tener que consumir la potencia, ya que la velocidad de salida genera el empuje necesario para activar el sistema.

1.3.1.1 Accionamiento mediante el giro del motor

Esta técnica aprovecha la propia potencia del motor como se observa en la figura 1-2, donde el compresor es accionado mediante una correa o banda de transmisión que se conecta directamente a la polea del cigüeñal, transmitiendo el movimiento de giro. Este dispositivo debe girar a un régimen más alto que el motor, esto se debe a que el caudal adecuado para incrementar la presión se lo consigue desde bajas revoluciones, lo que se puede interpretar en las poleas como una relación de revoluciones de 1:5 o mayores, tomando en cuenta que el motor gira a un máximo de 6000 rpm para el óptimo funcionamiento del dispositivo, a estos se les conoce como compresores volumétricos o supercargadores.

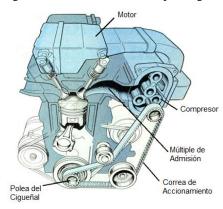


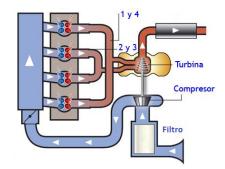
Fig. 1-2 Accionamiento del supercargador

Fuente: http://www.mimecanicapopular.com/verautos.php?n=142, Acceso: 17 de Junio de 2011

1.3.1.2 Accionamiento mediante los gases de escape del motor

Esta técnica utiliza la energía de los gases de escape como se muestra en la figura 1-3, puesto que salen a gran velocidad con la temperatura y presión superior a la atmosférica, esta energía se aprovecha para accionar una turbina que está fijada a un eje común que hace girar el compresor. Con este accionamiento el dispositivo puede alcanzar hasta 130000rpm, por lo que su eficiencia se percibe en altas revoluciones del motor y utiliza un solo tipo de compresor denominado turbocargador.

Fig. 1-3 Accionamiento del turbocargador



Fuente: http://www.km77.com/glosario/t/turbdoblentra.asp, Acceso: 1 de Septiembre de 2011

1.4 Sistemas de Sobrealimentación

Estos sistemas se diseñaron con el objetivo de incrementar la presión del aire que ingresa a los cilindros, para mejorar la eficiencia volumétrica en los motores aspirados, de tal forma que se incrementa la potencia y el rendimiento final del vehículo, empleando un compresor que se activa por cualquiera de los métodos antes mencionados, sin embargo el funcionamiento difiere en cada uno de ellos, lo que establece las ventajas que han de proporcionar al motor y son aprovechadas para aplicar a automotores convencionales o de competencia.

1.4.1 Sistema de turbo alimentación

1.4.1.1 Funcionamiento del turbocargador

Consiste en incrementar el caudal de aire que ingresa a los cilindros empleando un turbocompresor para el efecto; sin embargo es necesario diversos elementos que garantizan un buen desempeño y el óptimo funcionamiento en sincronización con el motor. Entre los más importantes podemos señalar: un sistema de lubricación, o adoptar la lubrificación del mismo motor como explica la figura 1-4, puesto que al trabajar a un régimen elevado de revoluciones, es muy seguro que el eje común de rotación se funda por efecto del rozamiento excesivo con los cojinetes y por otra parte la temperatura elevada ocasionada por los gases calientes.

Engrase de los cilindros circuito de Turbo Válvula reguladora de la

Fig. 1-4 Circuito de engrase del turbo

Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm, Acceso: 7 de Octubre de 2011

Un intercambiador de calor disminuye la temperatura del aire, puesto que al comprimirlo y por otra parte al ser accionado el compresor por los gases calientes, adquiere mayor temperatura; por tanto la implementación de dicho elemento mejora la calidad del aire que absorbe el motor. Una válvula de seguridad tiene como propósito reducir la sobrepresión en las cañerías de admisión, disminuyendo el caudal de aire cuando la válvula de aceleración se cierra abruptamente, manteniendo la presión de trabajo para la cual se diseñó este sistema, debido a la variación de presión provocadas por desaceleraciones bruscas y cambios de marcha.

1.4.1.2 Componentes del sistema de turbo alimentación

1.4.1.2.1 Turbocompresor

Este tipo de compresor posee un solo diseño denominando compresor centrífugo, como se detalla en la figura 1-5, que tiene por objeto empujar aire hacia el múltiple de admisión, es activado mediante la velocidad de los gases de escape, puesto que la turbina es arrastrada por el efecto de la salida de los gases combustionados; y al estar conectada mediante un eje común al compresor, lo hace girar al mismo régimen de la turbina de escape. El funcionamiento se debe al giro de la rueda que atrapa el aire en sus álabes y que por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado a las paredes de la carcasa,

que luego se expulsa por la lumbrera de salida. La velocidad máxima de giro esta entre 80000 rpm hasta 130000 rpm dependiendo de su diseño y construcción lo que le permite ofrecer grandes prestaciones en cuanto a potencia.

Eje común Rodete de Turbina Rueda del Compresor Salida de gases de escape Entrada del compresor Waste Gate Tubo de Escape caudal de aire Interenfriador Motor

Fig. 1-5 Funcionamiento del turbocompresor

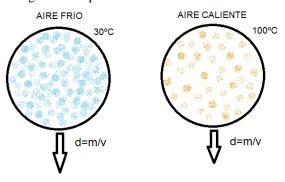
Fuente: http://straightlineconcepts.wordpress.com/2011/09/13/elevation-and-the-combustion-engine/, Acceso: 1 de Septiembre de 2011

El incremento de potencia del motor se percibe después de las 2500 rpm, produciendo un efecto denominado turbo-lag, que se interpreta como una aceleración brusca del vehículo a partir de este régimen, produciendo un empujón durante el aumento de revoluciones del motor. El mantenimiento de este sistema depende de la calidad del aceite utilizado en el motor, así como de los cambios progresivos y rigurosos que especifica el fabricante de vehículos o también el de turbocompresores.

1.4.1.2.2 Interenfriador

Es un intercambiador de calor colocado entre el compresor y el múltiple de admisión, cuya misión es enfriar el aire que ingresa a los cilindros ya que aumenta la temperatura de este por el trayecto de impulsión y la incidencia de los gases calientes sobre el turbocargador. El objetivo es optimizar el caudal de aire que recibe el motor, puesto que en el proceso de compresión también adquiere calor, esto significa que al comparar dos volúmenes de aire idénticos, uno frio y otro caliente como se muestra en la figura 1-6, la densidad del aire frio es superior a la que posee el aire caliente, por tanto en el ciclo de aspiración del motor habrá mas presencia de oxígeno para un volumen de aire a 30°C en comparación a un mismo volumen a 100°C, obteniendo un mejor encendido de la mezcla e incrementando el rendimiento de la combustión.

Fig. 1-6 Comparación aire frio vs. aire caliente



El funcionamiento del interenfriador consiste en el caudal de aire que ingresa a la boquilla de entrada, atraviesa el núcleo por los delgados canales e intercambia el calor con el aire que se produce por el viento de marcha del vehículo, disminuyendo así la temperatura del aire en la boquilla de salida, que es transportado a través de la cañería de admisión hacia los cilindros, de tal forma que se optimiza la mezcla estequiométrica y mejora el rendimiento de la combustión, como lo explica la figura 1-7.

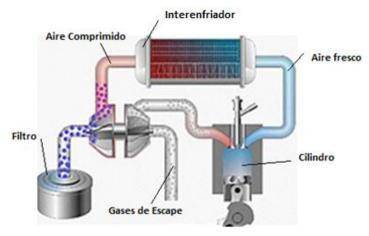


Fig. 1-7 Funcionamiento del interenfriador

Fuente: http://www.peruautomotores.com.ar/landcruiser200.html, Acceso: 8 de Octubre de 2011

1.4.1.2.3 Válvula de seguridad

Esta válvula tiene como objetivo disminuir la sobrepresión generada en las cañerías de admisión, que puede hacer desprender o explotar los acoples, tubos del sistema y generar daños al compresor, esto se entiende como una forma de aliviar la presión extra del sistema cuando se dan cambios de marcha o una desaceleración abrupta. Está gobernada por un muelle calibrado que la mantiene totalmente cerrada y su apertura se da solo cuando hay sobrepresión en el colector. También existen varios tipos de válvulas que difieren en su funcionamiento, destacando las más importantes:

A) Válvula Blow Off

Está comprendida por una capsula sencilla que contiene un pistón anclado a una membrana y que está comprimida por un muelle, una cámara para la membrana y una toma de vació para admisión. Su funcionamiento está basado en el muelle que gobierna u opone resistencia al pistón para que se abra y libere la presión. Estas válvulas tienen una puesta a punto específica para cada compresor, eso se realiza con la dureza del muelle interno y un posible reglaje. En el momento que la válvula de aceleración se cierra, en el colector de admisión se crea una depresión, mientras que en el conducto de admisión puede generarse presión.

La válvula al tener una toma de vacío en el cuerpo de admisión, y por otro lado recibir presión del colector, genera una diferencia de presión que desplaza el pistón y comprime al muelle calibrado, dando apertura para que escape el aire presurizado hacia la atmósfera o recircule hacia el colector de admisión del compresor. Puede estar ubicada en el colector de admisión, entre de la válvula de aceleración y el compresor, se aplican generalmente en turboalimentación y sobrealimentación mecánica, un ejemplo se visualiza en la figura 1-8.

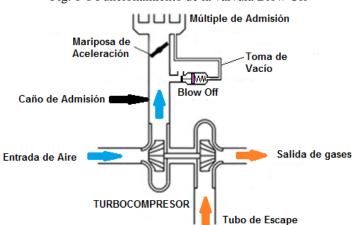


Fig. 1-8 Funcionamiento de la válvula Blow Off

B) Válvula Waste Gate

La waste gate está constituida por una capsula que contiene un diafragma gobernado por un resorte, la toma de presión, y la válvula que obtura el by-pass; debido a que se utilizan únicamente en turboalimentación, este dispositivo está ubicado antes de la de turbina de gases de escape o incorporada a la misma, donde se les conoce como turbina valvular, como se ilustra en la figura 1-9. Suponiendo que la válvula de aceleración estaba previamente abierta dando paso a un caudal de aire máximo proveniente del compresor; al cerrarse en forma abrupta produce una sobrepresión en la cañería de admisión que atraviesa la toma de presión, luego por efecto de la fuerza del aire en la cámara, acciona el diafragma que empuja el vástago de la válvula, superando la tensión del muelle y dando apertura al by-pass, permitiendo a una parte de los gases de escape desviarse hacia el colector de escape sin pasar por la turbina, disminuyendo de esta manera su régimen de giro y en consecuencia el caudal que entrega el compresor.

En otra instancia cuando se abre la válvula de aceleración nuevamente, el caudal de aire es aprovechado por el motor y la presión ejercida sobre el diafragma es relativamente baja, entonces el resorte calibrado hace retroceder el vástago y la válvula obtura el bypass, consiguiendo que los gases combustionados en su totalidad fluyan a través de la turbina que incrementa sus revoluciones y por consiguiente el caudal del compresor, proporcionando un equilibrio en la presión de carga sobre las cañerías de admisión.

 Membrana Carcasa 3. Muelle Regulado Vávula de Bypass Turbina del Compresor Turbina de Escape 7. Múltiple de Admisión 8. Caño de Escape

Fig. 1-9 Funcionamiento de la válvula Waste Gate

Fuente: http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=172656, Acceso: 2 de Septiembre de 2011

Toma de Presión

1.4.1.2.4 Turbo timer

Este sistema puede emplear un turbo-timer conectado al swich de ignición como puede verse en la figura 1-10, que trata de un temporizador electrónico para mantener el motor encendido en ralentí por un corto periodo de tiempo, cuando el conductor decide apagarlo. Esto se instala con el fin de permitir que el motor y turbocompresor se enfríen, disminuyendo las revoluciones de la turbina, ya que no se puede saber si se encuentran en un punto crítico de temperatura que pueda provocar graves consecuencias, como un recalentamiento o una subida innecesaria de la temperatura normal de trabajo.

El turbo timer trabaja con un módulo diseñado para detectar el momento de corte de tensión de la batería hacia el encendido del motor, creando un puente entre los cables de alimentación e ignición, manteniendo al motor en marcha cuando se retira la llave del swich, simulando que esta aún permanece en la posición de marcha, luego de pocos segundos el módulo desconecta el encendido, y el motor se apaga después de haber funcionado un tiempo prudencial que garantiza el enfriamiento de este conjuntamente con el turbocompresor.

Display Swich conexiones

Fig. 1-10 Instalación del turbo timer

Fuente: http://www.hptmotorsports.com/images/hks_turbo_timer_diagramLG.jpg, Acceso: 2 de Septiembre de 2011

Sistema Supercargador de Aire

1.4.2.1 Funcionamiento del supercargador

Módulo

Su funcionamiento permite generar caudal de aire prácticamente al instante, debido a que el arrastre proporcionado por el cigüeñal es inmediato; aunque cierta potencia del motor es consumida por el supercargador, la ganancia obtenida es muy superior a dicho consumo, por otro lado no incrementa tanto la temperatura del aire como el turbocargador, entonces el 100% de su eficiencia volumétrica no depende de la instalación de un interenfriador.

Como el supercargador está conectado directamente al motor por medio de una correa como se muestra en la figura 1-11, su eficacia se consigue en todo régimen de giro del motor, es decir que al girar a bajas revoluciones el compresor entrega menor caudal de aire en el múltiple, mientras que al girar a un elevado número de revoluciones genera mayor caudal, proporcionando un mejor rendimiento en toda la gama de velocidades, incluyendo la crucero.



Fig. 1-11 Funcionamiento del supercargador

Fuente: http://kereta.info/supercharger-vs-turbocharger/, Acceso: 2 de Noviembre de 2011

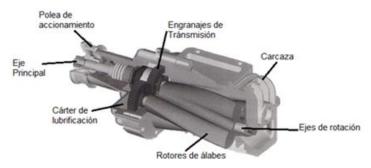
El supercargador absorbe aire y lo comprime antes de entregarlo a los cilindros, como hay mayor aire en la fase de admisión, por lo tanto mayor mezcla, y en consecuencia mayor potencia. Este tipo de compresor se diseña para que se auto lubrique, portando su propio aceite en el cárter del mismo, por ello no requiere de la lubricación del motor; en algunos casos como los motores de competición, se debe emplear el sistema de lubricación del motor para mejorar la refrigeración del lubricante.

1.4.2.2 Componentes del sistema supercargador

1.4.2.2.1 Componentes del compresor

En general estos sistemas se enfocan en los compresores volumétricos, distinguiendo las siguientes partes: una carcasa en donde se encuentran alojados dos rotores que pueden tener el diseño de lóbulos o tornillos, montados sobre dos ejes paralelos conectados mediante engranajes, uno de ellos posee una polea de accionamiento que recibe el giro del cigüeñal, además un pequeño cárter sirve como depósito para el lubricante de los engranajes de transmisión, como se observa en la figura 1-12.

Fig. 1-12 Componentes del compresor

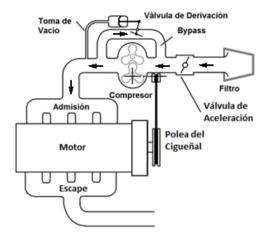


Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.48

1.4.2.2.2 Válvula de derivación

Para prevenir un peligroso incremento de presión en el múltiple de admisión, una válvula de alivio controlada por la depresión del múltiple permite al caudal de aire desfogarse hacia la atmósfera o recircular a la entrada del compresor, consiguiendo aliviar la presión en el múltiple de admisión y por ende en los cilindros. Esta válvula se denomina de derivación o para alivio constante, la cual se encarga de regular el nivel de presión según las condiciones de funcionamiento del motor; sin embargo se tiene en cuenta que el supercargador trabaja con el ritmo del motor, siendo posible controlar el flujo de entrada con la válvula de aceleración y al no aprovechar en su totalidad el caudal constante de aire, el exceso debe ser desviado mediante esta válvula hacia la boquilla de entrada del compresor, como se detalla en la figura 1-13.

Fig. 1-13 Circuito de funcionamiento con válvula de derivación



La conexión para la toma de vacío instalada en el colector de admisión garantiza el accionamiento de la válvula de derivación, la depresión en el múltiple de admisión succiona el aire de la cañería que activa la membrana, desplazando el vástago y manteniendo la apertura de la válvula, cuando hay mayor entrada de aire por la válvula de aceleración, la presión atraviesa la toma de vacío que acciona la membrana, cerrando el by-pass, y el motor percibe todo el caudal del compresor.

1.4.2.2.3 Interenfriador

La misión del interenfriador es igual al sistema de turbocargador como se ve en la figura 1-14, mejorar la calidad del aire generado por el compresor como se explica en el punto 1.4.1.2.2 perteneciente a este capítulo, a diferencia del turbo, el sistema supercargador puede omitir el uso del interenfriador ya que no está conectado directamente con el colector de escape, siendo posible compensar la masa de aire con mas caudal del compresor, su selección se realiza mediante el cálculo de diseño, el tamaño se estimará de acuerdo a las características de espacio y caudal enfriado, como se observará en el proceso de instalación del sistema (Capitulo 3).

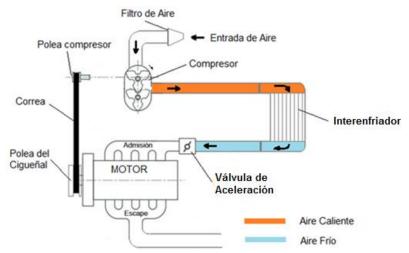


Fig. 1-14 Circuito de funcionamiento del supercargador con interenfriador

1.4.3 Eficiencia Volumétrica

Es la cantidad de aire necesaria que ingresa a la cámara de combustión para lograr una mezcla ideal aire-combustible, lo que genera un mejor aprovechamiento de las propiedades del combustible, de tal forma que proporciona un mayor rendimiento de la combustión y por consiguiente del motor; debido a que en la práctica el motor no aspira una cantidad de aire igual a su desplazamiento por algunas características constructivas tales como:

- La disminución de la presión atmosférica cuando el motor trabaja en altura.
- La restricción que ofrecen las válvulas y curvaturas de los conductos de admisión.
- El traslape de válvulas de admisión y escape, que se debe al adelanto a la apertura de admisión AAA, y al retraso al cierre de escape RCE, provocando que parte de la mezcla que ya ingreso al cilindro sea evacuada en los gases combustionados por efecto de la inercia que se produce en el ciclo de expulsión.

"Por estas razones un motor normal de automóvil aspira aproximadamente el 80 % de la eficiencia total del ciclo de admisión tomando en cuenta que poseen hasta 2 válvulas por cilindro, y el 88% en motores de 4 válvulas por cilindro cuando estos trabajan al nivel del mar". La eficiencia volumétrica del supercargador se entiende como la cantidad de masa de aire capaz de entregar al múltiple de admisión en función del régimen de revoluciones del motor. Este sistema por su parte puede ofrecer un 90% de la eficiencia volumétrica si se selecciona el compresor adecuado a las características constructivas y prestaciones del motor, "ofreciendo un caudal de aire con presiones que van desde los 0.34 bar hasta 0,69 bar (5psi a 10psi)"². En los diagramas de la figura 1-15, se observa la eficiencia del compresor, comparando la densidad del aire con el rango de presión, y otra explica la eficiencia, comparando la descarga de temperatura con el rango de presión, tomando en cuenta el grado fahrenheit como referencia.

¹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.32

² Earl Davis and Diane Perkins-Davis, (2002), Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide, p.52

presión vs. densidad presión vs. temperatura Eficiencia del Compresor (Ec) 3.5 Aumento de Densidad con Interenfriador Eficiencia del Compre 3.0 Relación de Presión 0.2 C.0 Relación de Presión 1.5 1.0 150 200 250 300 350 400 2.0 2.5 3.0 1.0 Temperaturas de Descarga del Compresor (°F) Relación de Densidad

Fig. 1-15 Eficiencia volumétrica del supercargador

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.30, p.32

1.4.4 Eficiencia Térmica (Adiabática)

En la vida práctica todo compresor que trabaja generando un caudal de aire, esta susceptible a producir calor, debido a que la compresión del aire eleva la temperatura ya sea en mayor o menor rango, este calor producido en la salida del compresor reduce la eficacia de cualquier sistema de sobrealimentación; los motores sobrealimentados están sometidos a temperaturas elevadas al tener que combustionar más cantidad de mezcla aire-combustible. Por esta razón no es aconsejable que el motor reciba aire caliente, la temperatura de funcionamiento podría incrementarse peligrosamente.

Entonces se puede decir que la eficiencia térmica significa que un sistema gana o pierde calor, el 100 % sería la eficiencia ideal, por lo tanto el supercargador produce calor en el momento de la descarga hacia el múltiple de admisión, en los siguientes diagramas se observa la eficiencia de cada sistema comparando la temperatura de descarga con la presión del compresor, entre los más destacados están los compresores roots, doble tornillo, y compresor centrífugo, como describe la figura 1-16. Al aumentar la presión del compresor se puede observar el incremento de temperatura que adquiere el aire que

aspira el motor, por tanto la diferencia de temperatura cuando el sistema emplea un interenfriador es notable.

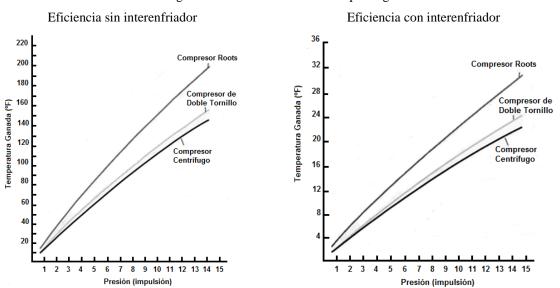


Fig. 1-16 Eficiencia térmica del supercargador

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.42

1.5 Tipos de Supercargadores

1.5.1 Compresor roots

Es un sistema de desplazamiento positivo, esto significa que mueve un volumen fijo de aire por cada revolución; está compuesto de dos rotores que giran en sentido contrario como se detalla en la figura 1-17. El compresor con rotor de álabes gira de forma sincronizada, de manera que sus álabes atrapan un pequeño volumen de aire en cada giro y lo mantienen retenido en las paredes de su propia carcasa. Como los álabes producen un sello casi hermético en sus cámaras al entrelazarse, estos no permiten que el aire atrapado regrese nuevamente hacia arriba ya que al encontrarse las cámaras cada una libera el aire capturado en la boquilla de salida, haciendo que este se comprima y posteriormente con cada giro de los rotores haya una porción de caudal.

1. Inicio de Expansión 2. Expansión Boquilla de entrad frontal 4 Descarga Compresión

Fig. 1-17 Ciclos de funcionamiento del compresor roots

Fuente: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html; http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyCategory/Automotive/RootsSuperchargers/inde x.htm, Acceso: 25 de Octubre de 2011

El girar constante de los rotores trae más aire dentro de la cámara de salida, lo que ocasiona que la acumulación ejerza presión sobre el múltiple y por consiguiente mejora el llenado de los cilindros. "Su régimen de giro alcanza hasta las 14000 rpm"³; la relación de velocidad entre los rotores es de 1:1. Su lubricación se realiza mediante aceite liviano en sus engranajes de transmisión, los rotores trabajan en seco.

Ventajas:

- "Posee una alta eficiencia volumétrica, alrededor del 70%".
- Se puede construir para diversos cilindrajes de motores
- Son libres de mantenimiento, es el más compacto de los diseños de compresor, lo que significa que tiene un precio razonable y es muy fiable.
- Es auto lubricado, porta su propio depósito de aceite, por lo que no requiere de un ducto adicional del sistema de lubricación.

Desventajas:

En altas revoluciones presenta problemas de turbulencia en el caudal generado.

³ Earl Davis and Diane Perkins-Davis, (2002), Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide, p.51

⁴ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.32

Mantenimiento.- "Este tipo de compresor necesita únicamente un cambio de aceite de sus engranes cada 3000 km, lo que se traduce como cambiar el aceite del motor y supercargador al mismo tiempo, y un ligero chequeo de los cojinetes cada 10000 km para cerciorarse de la presencia de desgaste prematuro en los ejes o las superficies de los lóbulos, que a la larga puedan ocasionar daños irreversibles en el funcionamiento del supercargador"⁵.

1.5.2 Compresor Lysholm o de doble tornillo

Este también es de desplazamiento positivo, trabaja con dos tornillos entrelazados que giran captando aire en la boquilla frontal, comprimiéndolo entre sus alabes y expulsándolos por el centro de los mismos hasta conseguir un mayor caudal de aire, generando la presión necesaria para el sistema. Cada uno de los tornillos tiene diferentes tasas de rotación debido a que su geometría no es similar y la cantidad de álabes es diferente como se puede observar en la figura 1-18.

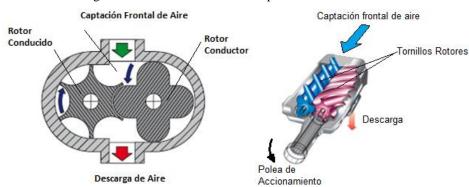


Fig. 1-18 Funcionamiento del compresor de doble tornillo

Fuente: http://www.turboservice.es/turbos/turbos-elturbo.html;

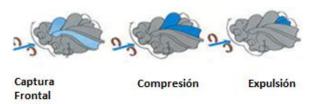
http://www.stracing.com.mx/phpBB3/viewtopic.php?f=7&t=15, Acceso: 28 de Octubre de 2011

Los rotores de un tornillo de doble frecuencia operarán con una relación de transmisión de 3:5 y 4:6, esto significa que el rotor conductor gira a 9000 rpm, mientras que el conducido girará a 15000 rpm cuando se trata de una proporción de 3:5. En pleno trabajo el compresor de doble tornillo alcanza un régimen de revoluciones de hasta

⁵ Talleres "Luft Racing" Medellín-Colombia, Instalación de Turbocargadores y Supercargadores.

15000 rpm tratándose del rotor conductor, la lubricación se realiza mediante aceite estanco en el alojamiento de los engranajes, los tornillos giran secos y herméticos sin ningún tipo de lubricación o refrigeración. La forma de comprimir el aire, la realiza entre los tornillos, cumpliendo los siguientes ciclos: captura de aire / compresión / expulsión, como se ilustra en la figura 1-19.

Fig. 1-19 Ciclos de funcionamiento del compresor de doble tornillo



Fuente: http://www.superchargersonline.com/content.asp?ID=76, Acceso: 28 de Octubre de 2011

Ventajas.

- "Posee una alta eficiencia volumétrica, alrededor del 95%".
- "La compresión también la realiza dentro del propio compresor, genera menos calor, lo cual se traduce como una eficiencia térmica del 70 %"⁷.
- Su diseño le permite ser el más silencioso de todos.
- Tiene alta fiabilidad, ya que sus rotores no se ponen en contacto, por lo tanto no tiene problemas de desgaste.
- Es auto lubricado, porta su propio depósito de aceite que lubrica los engranajes de transmisión, y no requiere de un ducto adicional del sistema de lubricación.

Desventajas.

- Son de gran tamaño y por lo tanto ocupa más espacio en el cofre motor.
- Son costosos por su fabricación con alta precisión, debido al acabado de los tornillos de compresión.

⁶ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.89

⁷ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.39

Mantenimiento.- Su mantenimiento es muy similar al compresor roots; sus engranes requieren un cambio de aceite cada 3000 km, que quiere decir, cambiar el aceite del motor y supercargador por igual, además un ligero chequeo de los cojinetes cada 10000km para cerciorarse de la presencia de desgaste prematuro en los ejes o las superficies de los álabes, que a la larga produzcan daños irreversibles en el funcionamiento del supercargador. En algunos casos también se le puede conectar una cañería de engrase del sistema de lubricación del motor.

1.5.3 Compresor centrífugo

Este tipo de compresor es un impulsor de alta velocidad que aloja en su carcasa con forma de caracol, un rodete de aletas, que atrapa el aire entre sus aletas y con cada giro desplaza el volumen del aire atrapado hacia las paredes de la cámara de compresión, que luego libera en forma de caudal. Estos son muy similares a los turbocargadores, como se muestra en la figura 1-20, es un compresor que captura el aire de la boquilla y lo acumula en la parte exterior de los álabes de la turbina, debido a su fuerza centrífuga generada por la inercia de rotación; le permite descargar su caudal por la diferencia de diámetros existente a la salida, aumentando la presión en la cañería de admisión. "La velocidad de giro de la turbina esta entre 40000 a 60000 rpm'⁸. Porta un pequeño cárter donde conserva el aceite que ha de lubricar el eje de la turbina y las ruedas de transmisión.



Fig. 1-20 Funcionamiento del compresor centrífugo

Fuente: http://www.stracing.com.mx/phpBB3/viewtopic.php?f=7&t=15, Acceso: 28 de Octubre de 2011; Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.66

⁸ Earl Davis and Diane Perkins-Davis, (2002), Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide, p.51

Ventajas.

- "La eficiencia volumétrica esta alrededor de 78%".
- "Es el compresor que mejor eficiencia térmica aporta, con un 75%" ¹⁰.
- Ocupa menos espacio que los demás compresores (Roots, Doble Tornillo), haciendo fácil su instalación.
- Es el más liviano de todos, lo que mejora la relación peso-potencia.
- Es el que gira a más alto régimen de todos, proporcionando ventajas en cuanto a prestaciones del motor.

Desventajas.

Trabaja con relaciones de giro muy elevadas.

1.6 Ventajas y Desventajas del Sistema

1.6.1 Eficiencia mecánica

El sistema supercargador en cuanto a prestaciones de potencia y torque posee una gran ventaja en comparación a los demás sistemas, siendo este accionado por la polea del cigüeñal, la potencia se percibe desde bajas rpm, obteniendo una respuesta inmediata del motor y haciendo que la aceleración del vehículo sea más progresiva y sin empujones, pudiendo mantener un excelente equilibrio entre la aceleración del motor y el caudal de aire proporcionado por el compresor.

Pero hay que reconocer que el mismo hecho de accionar el supercargador con el cigüeñal ocasiona una disminución de la potencia del motor que luego se refleja en consumo de combustible, sin embargo al comparar la potencia final del motor con lo que se pierde en la activación del sistema; dicha cifra es muy superior en contraste a la

⁹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.81 ¹⁰ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.39

pérdida. Otra de las ventajas del sistema es que pueden aportar caudal girando a un régimen más bajo que los turbocompresores, disminuyendo los efectos de rozamiento, lo que facilita su lubricación y mantenimiento.

La desventaja en construcción es que resultan de mayor tamaño y peso que los turbocompresores, además de ello no pueden girar a un elevado régimen, porque al exceder las revoluciones de trabajo, empiezan a producir turbulencias en el caudal de aire que no favorece al buen desempeño del motor. Como ejemplo un diagrama de revoluciones versus la presión del compresor tipo roots que demuestra la deficiencia al superar el régimen ideal de giro, como se observa en la figura 1-21.

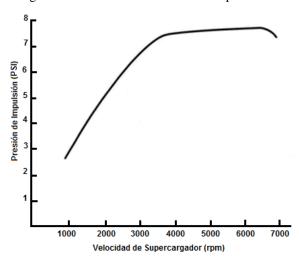


Fig. 1-21 Eficiencia Mecánica del compresor roots

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.53

1.6.2 Consumo de combustible

En general la misión de los sistemas de sobrealimentación es comprimir aire y enviarlo hacia los cilindros, permitiendo combustionar mayor cantidad de combustible presente en los mismos y aprovechando al máximo sus propiedades, incrementando de esta forma la potencia efectiva, que simultáneamente produce un mayor torque y una respuesta inmediata a la aceleración, por tanto los esfuerzos para cambiar de marcha se reducen,

optimizando el consumo de combustible, el mismo que en motores aspirados pasa a formar parte de un mínimo porcentaje de las emisiones contaminantes, lo que se interpreta como obtener mayor potencia con la misma cilindrada y manteniendo el mismo consumo.

Por otra parte la sobrealimentación también se diseña con el propósito de construir automóviles de competencia, los cuales han de emplear sistemas de inyección o carburadores homologados para el efecto, consiguiendo un alto rendimiento en comparación a motores sobrealimentados equipados o adaptados a autos de serie, pero esto conlleva a consumir la mayor cantidad de combustible posible, con el fin de mantener una excelente mezcla estequiométrica en todo régimen de giro, puesto que a mayor potencia el compresor ha de entregar mayor caudal de aire.

1.6.3 Emisiones

Los motores aspirados en la práctica, emanan un cantidad considerable de gases contaminantes como consecuencia del deficiente llenado de los cilindros, ya que la falta de oxigeno no permite completar el combustionado total del combustible, por tal motivo estos gases deben ser tratados previamente durante el proceso de escape hacia la atmósfera, sin embargo el objetivo de los motores sobrealimentados es obtener mayor potencia optimizando el consumo de combustible, puesto que aquellos introducen más cantidad de aire, mejorando de esta manera la combustión y emanando gases mas apropiados para el medio ambiente. Por esta razón la ventaja de todo sistema de sobrealimentación y en especial el supercargador, es reducir los gases nocivos presentes en las emisiones contaminantes.

1.6.4 Constitución e instalación

En constitución, un sistema supercargador de aire no requiere muchos elementos para su desempeño, puesto que al diseñarse para un motor específico, la selección y el análisis apropiado del compresor permite en algunos casos omitir componentes como el interenfriador y la válvula de alivio que puede sustituirse por una válvula de derivación incluida en el supercargador; además que al fabricarse compresores auto lubricados, no requieren en la instalación una toma de engrase que venga del sistema de lubricación del motor, haciendo del proceso de instalación del sistema en un motor, fácil y con menor cantidad de elementos.

1.7 Conclusiones y recomendaciones

Después de haber estudiado los dos sistemas más importantes que se utilizan para la sobrealimentación de motores, se determinó que el supercargador de aire posee ciertas ventajas en cuanto a la turbo alimentación siendo que ambas partes ofrecen grandes prestaciones a un motor, por ello en algunos vehículos de nueva generación que se ofrecen al mercado con motores sobrealimentados, es posible ver que se ocupan cualquiera de ellos y mejor aun empleando los dos sistemas combinados, esto quiere decir que tanto el uno como el otro poseen sus ventajas y desventajas, por tal motivo no se puede especificar cuál de ellos es mejor.

La recomendación es que el consumidor final se acomode de acuerdo a su presupuesto, la personalización de su vehículo, las condiciones propicias y el objetivo a cumplir en el medio; puesto que el diseño y selección de forma técnica de cualquier sistema de sobrealimentación garantizará un incremento del rendimiento del motor y el óptimo funcionamiento al instalarse a un determinado vehículo.

CAPÍTULO II DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SUPERCARGADOR

2.1 Introducción

En el siguiente capítulo se determinará la eficiencia del motor Chevrolet Corsa Evolution 1.81 como objetivo de nuestro estudio, verificando su funcionamiento a 2500 metros sobre el nivel del mar, mediante los cálculos correspondientes al rendimiento, pérdida y ganancia de potencia, seguido de la selección del supercargador que será escogido a través de los resultados obtenidos.

2.2 Especificaciones del motor

A continuación se muestra en la tabla 2-1 algunos datos del vehículo que se emplearán en el desarrollo del cálculo.

Tabla 2-1 Ficha técnica para el Corsa Evolution 1.8 1

PERFORMANCE				
Velocidad Máxima	177,3 km/h.			
Aceleración 0-100 km/h	11,79 segundos.			
Aceleración 0-400 m	18,36 segundos.			
40-100 km/h (IV)	15,81 segundos.			
60-90 km/h (V)	12,28 segundos.			
90-120 Km/h (V)	10,84 segundos.			
Consumo a 90 km/h	5,88 lit/100 km (autonomía 816 km)			
Consumo a 120 km/h	7,43 lit/100 km (autonomía 646 km)			
Consumo urbano	9,14 lit/100 km (autonomía 525 km)			
DATOS DEL MOTOR				
Motor	4F0000028.			
Cilindrada	1796 cm ³			
N° de cilindros	4 en línea.			
Diámetro × carrera	84,8 × 79,5 mm.			
Alimentación	Inyección electrónica multipunto.			
Potencia máxima	102 cv a 5200 rpm.			
Par máximo	164,64 Nm a 2800 rpm			
Relación de Compresión	9,4:1			

Fuente: Concesionario Mirasol Cuenca

2.3 Cálculo de la pérdida de Potencia a 2500 msnm (Pp)

La pérdida de potencia en motores aspirados se debe a que estos son diseñados para funcionar en diferentes alturas y condiciones climáticas, entonces se entiende que la densidad y presión del aire varía según la altura, como se detalla en la tabla 2-2, por tal motivo se ve afectada la potencia final del vehículo que trabaja a una mayor altitud, en comparación a otro de las mismas características que trabaje al nivel del mar, siendo ésta una de las causas en la pérdida de rendimiento, es necesario determinar el valor de potencia efectiva del motor para obtener datos técnicos mas precisos y comprender el comportamiento del vehículo ante la situación geográfica.

Tabla 2-2 Variación de la Densidad del Aire con respecto a la Altura

Altura (m)	Temperatura	Pres	sión	Densidad
	(° K)			kg/m ³
		mmHg	Bar	
0	288	760	1.013	1,225
200	286,8	742	0.989	1,202
400	285,4	725	0,966	1,179
600	284,4	707	0,942	1,156
800	282,9	690	0,920	1,134
1000	281,6	674	0,898	1,112
1200	280,3	658	0,877	1,090
1400	279	642	0,856	1,070
1600	277,7	626	0,834	1,048
1800	276,4	611	0,814	1,027
2000	275,1	596	0,794	1,007
2200	273,8	598	0,776	0,987
2400	272.5	567	0,756	0,967
2600	271,2	553	0,737	0,947
2800	269,9	539	0,718	0,928
3000	268,6	526	0,701	0,909

Fuente: Giacosa, Dante, (1984) Motores Endotérmicos, p 186

-Para obtener los valores de temperatura, presión y densidad del aire a 2500 msnm, se calcula el valor medio de 2400 y 2600 msnm; los resultados se observan en la tabla 2-3.

Tabla 2-3 Variación entre 0 y 2500 msnm de temperatura, presión y densidad

Altitud (m)	0	2500
Temperatura (°K)	288	271,85
Presión (bar)	1,013	0,746
Densidad del Aire (kg/m³)	1,225	0,957

-La pérdida de potencia se determina en función de la altura de funcionamiento del motor, por ello se emplea la siguiente ecuación.

$$Po = Pe \frac{po}{p} \sqrt{\frac{T}{To}}$$
11 Ec. 2-1

Dónde:

Po = Potencia atmosférica estándar (cv).

Pe = Potencia obtenida al freno a 2500msnm (cv).

p = Presión atmosférica (bar).

po = Presión normal de 760mm de mercurio.

T = Temperatura ambiente °K.

To = Temperatura absoluta 288°K.

-Despejando Pe de la ecuación 2-1 que especifica la potencia atmosférica estándar, se obtiene lo siguiente.

$$Pe = Po \frac{p}{po} \sqrt{\frac{To}{T}}$$

¹¹ Giacosa, Dante, (1984) Motores Endotérmicos, p 185

Pe se transforma en kW, donde 1 cv ≈ 0.73 kW

Pe =
$$102cv \frac{0,746 \text{ bar}}{1,013 \text{ bar}} \sqrt{\frac{288^{\circ} \text{K}}{271,85^{\circ} \text{K}}}$$

$$Pe = 77,31cv \circ (58,44kW)$$

-Luego con la siguiente fórmula se obtendrá la pérdida de potencia (Pp) a 2500 msnm:

$$Pp = Po - Pe$$

$$Pp = 102 - 77,31$$

$$Pp = 24,69cv (18,65kW)$$

2.3.1 Porcentaje de la pérdida de potencia a 2500 msnm

Es la porción de potencia que pierde el motor al funcionar a una determinada altura geográfica, para hallar este porcentaje de pérdida de potencia, se compara el valor de potencia original del motor con la obtenida a 2500msnm.

Si la potencia original es
$$102 \text{ cv} \rightarrow 100 \%$$

77,31 cv
$$\rightarrow$$
 X

-Por tanto el Porcentaje de pérdida de potencia %Pp es igual a:

2.4 Rendimiento Térmico (ηt)

El rendimiento térmico está relacionado directamente con la relación de compresión, conservando los ciclos ideales de funcionamiento de un motor adiabáticamente, es decir sin pérdidas de calor, manteniendo al mismo como constante; no tiene ningún tipo de relación con la cilindrada o el consumo de combustible; dicha cifra se obtiene de calcular a través de la ecuación 2-2.

$$\eta t = 1 - \frac{1}{Rc^{\alpha - 1}}$$
 Ec. 2-2

Donde:

 $\eta t = Rendimiento térmico.$

Rc = Relación de Compresión tabla 2-1.

 α = "constante de gas ideal con calor específico constante (1,33 para motor de gasolina)"13.

$$\eta t = 1 - \frac{1}{9,4^{1.33-1}}$$

$$\eta t = 0.52$$

$$\eta t = 52\%$$

2.4.1 Rendimiento térmico a 2500 msnm (nt2)

Cuando un motor de combustión trabaja a mayor altitud sobre el nivel del mar, la presión de compresión inicial disminuye como consecuencia de la pérdida de densidad del aire, como se observa en la tabla 2-3, la variación de la densidad por la altura reduce la cantidad de oxígeno que ingresa a los cilindros, por consiguiente el rendimiento térmico de un motor también disminuye, por tanto el valor del rendimiento térmico a 2500 msnm se calcula mediante la ecuación 2-3 y la variación de densidad con la ecuación 2-4.

$$\eta t 2 = \delta \left(1 - \frac{1}{Rc^{\alpha - 1}} \right)$$
 ¹⁴ Ec. 2-3

¹² Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.72
¹³ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.20
¹⁴ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.77

Donde:

ηt2 = Rendimiento térmico a 2500 msnm.

Rc = Relación de Compresión, Tabla 2-1.

 α = Constante de gas ideal con calor específico constante (1,33 para motor de gasolina).

 δ = Es la relación entre la densidad el aire que conforma la mezcla estequiométrica a 2500 msnm y la densidad del aire a 760 mm Hg.

$$\delta = \frac{\text{Densidad del aire aspirado}}{\text{Densidad del aire a 760 mm Hg}}$$
 15 Ec. 2-4

$$\delta = \frac{0.957 \text{ kg/m}^3}{1,225 \text{ kg/m}^3}$$

$$\delta = 0.78$$

$$\delta = 78 \%$$

-Con el valor de la relación de densidad se procede a calcular el nuevo rendimiento térmico.

$$\eta t2 = 0.78 \left(1 - \frac{1}{9,4^{1,33-1}} \right)$$

$$\eta t2 = 0.41$$

$$\eta t2 = 41\%$$

2.5 Rendimiento Mecánico (ηm)

Se entiende como rendimiento mecánico al resultado final que expresa el trabajo efectivo y el trabajo real de un motor. Para ello se tiene presente que dentro de un motor de combustión existen pérdidas mecánicas ocasionadas por los distintos rozamientos entre los elementos, tales como: pistones, válvulas, bielas, cigüeñal, bomba de refrigeración, y bomba de lubricación, reduciendo la eficiencia mecánica del mismo; por

¹⁵ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.76

lo tanto se considera que el valor del rendimiento mecánico de un motor no alcanzará el 100% de lo que establece el rendimiento teórico, "manteniéndose éste en un rango del 80-90% para motores de gasolina de cuatro tiempos"¹⁶, tomándose un valor promedio de 85% por tratarse de un motor de mediana cilindrada y bajo peso.

2.6 Rendimiento de Diagrama (nd)

El rendimiento de diagrama o grado de calidad es un una forma de medir la relación entre los diagramas real y teórico de los ciclos de funcionamiento del motor; "este valor oscila entre el 75 y 90%", se empleara el 80% para determinar el rendimiento útil.

2.7 Rendimiento Útil a 2500 msnm (ημ2)

Este valor es la relación de multiplicar los resultados obtenidos en el volante de inercia de los diferentes rendimientos del motor, tales como: rendimiento útil, rendimiento térmico, rendimiento mecánico y rendimiento de diagrama, se determina aplicando la ecuación 2-5, lo cual será necesario para seleccionar el supercargador ideal para el sistema sobrealimentador.

$$\eta \mu 2 = \eta t 2 * \eta m * \eta d$$
 Ec. 2-5

Donde:

 $\eta \mu 2$ = Rendimiento Útil a 2500 msnm.

ηt2 = Rendimiento térmico a 2500 msnm.

ηm = Rendimiento Mecánico.

nd = Rendimiento de Diagrama.

$$\eta\mu 2 = 0.41 * 0.80 * 0.80$$

$$\eta \mu 2 = 0.26$$

¹⁶ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.72
¹⁷ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.72
¹⁸ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.73

$$\eta \mu 2 = 26\%$$

2.8 Selección del Supercargador

Las diferentes empresas que se especializan en la fabricación de los supercargadores ofrecen una variedad de compresores a seleccionar según el cilindraje de motor, por las prestaciones de potencia, tamaño, régimen de giro y presión de trabajo. Cada fabricante utiliza sus propios diseños y catálogos de compresores, mostrando sus ventajas y desventajas, sin embargo el análisis del capítulo I permite tener una mejor idea sobre la selección de un compresor que se acomode a las características del motor Chevrolet Corsa 1.81, siendo adecuado el supercargador roots fabricado por la empresa Eaton Corporation; el tamaño y las prestaciones se determinarán al finalizar los cálculos.

2.8.1 Relación de presión (PR)

Es la relación que comprende en obtener la presión absoluta al ingreso del motor, sumando la carga del supercargador más la presión atmosférica, y dividiéndola para la misma presión atmosférica, que pueden estar expresadas en bar o psi, como está establecido en la ecuación 2-6.

$$PR = \frac{Patm + Pdeseada}{Patm}$$
 Ec. 2-6

Donde:

PR = Relación de presión.

Patm = Presión atmosférica en la Ciudad de Cuenca, Tabla 2.3.

Pdeseada = La presión del supercargador roots varia de 5 a 10 psi ó (0,34bar a 0,68 bar), para compensar la perdida de presión por la altura se aplicará 5 psi ó (0,34 bar), pag. 19.

¹⁹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.29

$$PR = \frac{10.8 \text{ psi} + 5 \text{ psi}}{10.8 \text{ psi}}$$

$$PR = \frac{0.746 \text{ bar} + 0.344 \text{ bar}}{0.746 \text{ bar}}$$

$$PR = 1.46$$

$$PR = 1.46$$

2.8.2 Temperatura ganada del supercargador (TG)

Es la temperatura que genera el compresor en el momento de la descarga según la eficiencia térmica que ofrecen los distintos tipos de supercargadores, esta cantidad también varía de acuerdo al modelo del compresor, las características constructivas o por la eficacia del sistema, y se obtiene mediante la ecuación 2-7.

$$TG = \frac{(PR^{0,28} - 1) * Tabs}{Et}$$
 Ec. 2-7

Donde:

TG = Temperatura ganada por el supercargador.

PR = Relación de presión.

"Tabs = Temperatura absoluta 460 °abs" (este valor se suma a la temperatura máxima de la ciudad de Cuenca 25 °C \approx 77 °F)²².

"Et = Eficiencia térmica del compresor roots 55%". ²³

$$TG = \frac{(1,46^{0,28} - 1) * 537^{\circ}}{0,55}$$

$$TG = 109 °F (42,77 °C)$$

2.8.3 Relación de densidad (Rd)

Es la relación de temperatura del aire en la ciudad de Cuenca dividido para la temperatura de descarga del compresor; con esto se obtiene un porcentaje de la densidad

²⁰ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.39

²¹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.38 www.aeropuertocuenca.ec/datos_tecnicos.html , Acceso : 20 de noviembre de 2011

²³ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.39

del aire que determina la eficiencia del supercargador, considerando siempre los casos en donde se emplea o no un interenfriador para mejorar la calidad del aire, se calcula a través de la ecuación 2-8.

$$Rd = \frac{Tabs \ original}{Tabs \ final}$$
 ²⁴ Ec. 2-8

Donde:

Tabs original = temperatura en la ciudad de Cuenca.

Tabs final = temperatura generada por el supercargador + Tabs original.

-Sin interenfriador:

Rd =
$$\frac{460 \text{ °abs} + 77 \text{ °F}}{460 \text{ °abs} + 186 \text{ °F}}$$

Rd = 0,83

En consecuencia la pérdida de densidad en la masa de aire es aproximadamente 17%.

-Con interenfriador: "La temperatura absoluta final varia según la eficiencia del interenfriador, para el caso se asume un "85 % de eficiencia"²⁵.

Tabs final =
$$[109 \text{ °F} \times (1 - 0, 85)] + 77 \text{ °F} = 93, 3 \text{ °F}.$$

$$Rd = \frac{460 \text{ °abs} + 77 \text{ °F}}{460 \text{ °abs} + 93, 3 \text{ °F}}$$

$$Rd = 0.97$$

Por tanto la pérdida de densidad en la masa de aire disminuye considerablemente, siendo apenas de 3%; en definitiva será necesario emplear un interenfriador para mejorar la

 ²⁴ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.31
 ²⁵ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.56

calidad del aire al ingreso del motor y por consiguiente la eficiencia del sistema supercargador.

2.8.4 Estimación de potencia

Se trata de determinar la potencia final del motor con el sistema supercargador, estableciendo una relación entre PR y la potencia del motor a 2500 msnm, a través de la ecuación 2-9, con esto se obtiene el valor teórico de potencia que alcanza el motor al instalarse el sistema de sobrealimentación.

Pot
$$G = PR * Valor Pot$$

26 Ec. 2-9

Donde:

Pot G = Potencia obtenida con el supercargador a 2500 msnm.

Valor Pot = Potencia a 2500msnm.

PR = Relación de presión.

Pot G = 1.46 * 58.44kW

Pot $G = 85,32 \text{ kW} \rightarrow \text{Valor a } 2500 \text{ msnm}$

-Con la potencia encontrada se procede a calcular un nuevo valor de la relación de presión (PR), empleando la ecuación 2-10.

Pot
$$G = Valor Pot * PR * Rd * Ev * Ep$$
²⁷ Ec. 2-10

Donde:

Valor Pot = Potencia a 2500msnm.

Pot G = Potencia obtenida con el Supercargador a 2500 msnm.

Rd = Relación de densidad.

Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.29
 Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.34

Ev = Eficiencia volumétrica.

Ep = "La eficiencia de giro del supercargador es 90 %". ²⁸

-Despejando (PR) de la ecuación 2-10 que relaciona la potencia obtenida con supercargador y la eficiencia del compresor, se obtiene el siguiente cambio:

$$PR = \frac{Pot G}{Valor Pot * Rd * Ev * Ep}$$

-"La eficiencia volumétrica del supercargador se considera entre 92% hasta 95 %, en cambio que tratándose de la eficiencia volumétrica de un motor aspirado está entre 80% hasta 88%"²⁹. El valor de eficiencia volumétrica no está establecido, entonces se procede a calcular mediante la ecuación 2-11 que se describe a continuación.

$$Ev = \frac{92\%}{80\%}$$

$$Ev = 1.15$$

-Entonces la relación (PR) se determina considerando los siguientes casos:

-Sin interenfriador

$$PR = \frac{85,32kW}{58,44kW * 0,83 * 1,15 * 0,9}$$

$$PR = 1,7$$

²⁸ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.33

²⁹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.31-32 Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.32

³¹ Ec. 2-12

Presión de Carga = 0.7×10.8 psi

Presión de Carga = 7,56 psi ó (0,52 bar)

-Con interenfriador

$$PR = \frac{85,32 \text{kW}}{58,44 \text{kW} * 0,97 * 1,15 * 0,9}$$

$$PR = 1,45$$

Presión de Carga = 0.45×10.8 psi

Presión de Carga = 4,86 psi ó (0,33 bar)

En conclusión al implementar un interenfriador en el sistema supercargador, se cumplió con la meta que inicialmente se proyecta al obtener un PR de 1.46 como se determinó en el inciso 2.8.1 de este capítulo, que trata de la relación de presión, con una presión de carga del supercargador de 0,34bar.

2.8.5 Tasa de flujo de aire (Tfa)

Es la masa de aire que fluye entre supercargador y el múltiple de admisión del motor, se comprende como la cantidad de aire necesaria consumida por el motor, para mantener un alto porcentaje de eficiencia volumétrica y al mismo tiempo un alto rendimiento en la combustión, la cual se expresa en cfm (pies cúbicos por minuto a presión atmosférica normal), obteniéndose mediante la ecuación 2-13.

Tfa =
$$\frac{\text{cid} * \text{rpm} * 0.5 * \text{Ev}}{1728}$$
 | 32 Ec. 2-13

³¹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.55

³² Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.27

Donde:

Tfa = Tasa de flujo de Aire.

cid = Unidad de Cilindraje del motor en pulgadas cubicas.

0.5 = Factor de llenado de los cilindros para un motor de 4 tiempos.

1728 = Factor de conversión de pulgadas cubicas a pies cúbicos.

Tfan = Tasa de flujo de aire necesaria.

$$Tfa = \frac{109,6 \text{ cid} * 5200 \text{ rpm} * 0.5 * 0,80}{1728}$$

Tfa = 132cfm

$$Tfan = Tfa * PR$$
³³ Ec. 2-14

-Sin interenfriador:

$$Tfan = 132 cfm * 1,78$$

Tfan = 235 cfm

- Con interenfriador:

$$Tfan = 132 cfm * 1,45$$

Tfan = 191,4 cfm

2.8.6 Mapa del supercargador

La empresa Eaton Corporation ofrece diversos mapas que permiten la selección de un compresor adecuado a las características de un motor, la eficiencia se determina según la relación de presión (PR) en eje vertical y la tasa de flujo de aire (CFM) eje horizontal, como se puede observar en las figuras 2-1 y 2-2, las líneas de intersección en color rojo

³³ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.28

indican la eficiencia del supercargador; cuando el punto de intersección se ubica hacia la izquierda en la zona oscura, significa que el compresor escogido supera el rango establecido para el motor de 1800 cm³, en cambio que si el punto se desplaza hacia la derecha en la zona de menor tonalidad, se entiende que el compresor no abastece la cantidad de aire para la misma cilindrada.

-Con interenfriador:

Tfan = 191,4
$$\frac{\text{pie}^3}{\text{min}} * \frac{0.0283\text{m}^3}{1\text{pie}^3} * \frac{60\text{min}}{1\text{h}}$$
Tfan = 325 m³/h

-Sin interenfriador:

Tfan = 235
$$\frac{\text{pie}^3}{\text{min}} * \frac{0,0283 \text{ m}^3}{1 \text{pie}^3} * \frac{60 \text{min}}{1 \text{h}}$$

Tfan = 400m³/h

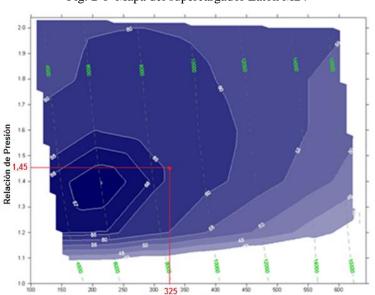


Fig. 2-1 Mapa del supercargador Eaton M24

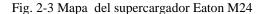
Fuente: http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyCategory/AutomotiveRootsSupercharge rs/GenVPerformanceMaps/index.htm, Acceso: 25 de Noviembre de 2011.

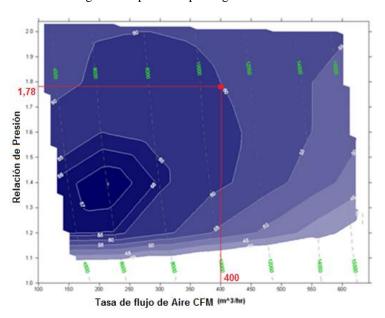
Tasa de Flujo de Aire CFM (m^3/hr)

-En la figura 2-1, la intersección obtenida con los valores de PR=1,45 y CFM=325m³/h, puntualizan una eficiencia de 64% aproximadamente, por tanto el mapa certifica que el compresor M24 (fig. 2-2) es el adecuado para las características del motor de 1800 cm³.



Fig 2-2 Supercargador EATON M24





Fuente:http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyCategory/Automotive/RootsSupercharg ers/GenVPerformanceMaps/index.htm, Acceso: 25 de Noviembre de 2011

-En la figura 2-3, se observa la intersección de PR=1,78 y CFM=400m³/h, que se interpreta como un rendimiento del 60% para el supercargador; cuyo valor es relativamente menor al obtenido con interenfriador, haciendo obligatoria su implementación para mejorar la eficiencia del sistema.

2.8.7 Régimen de giro del supercargador

El compresor roots M24 hace referencia a un desplazamiento de 24 pulgadas cubicas por revolución, entonces es preciso estimar el régimen de giro al que ha de trabajar el sistema según el CFM (pies cúbicos por minuto) que expulsa el supercargador, para ello se utiliza el siguiente factor de conversión.

$$\frac{24 \frac{\text{pulg}^3}{\text{rev}}}{1728 \frac{\text{pulg}^3}{\text{pie}^3}} = 0.0138 \frac{\text{pie}^3}{\text{rev}}$$

-Sin interenfriador:

$$v \, \text{Supercargador} = \frac{248.2 \, \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}}{0.0138 \, \frac{\text{pie}^3}{\text{rev}}}$$

v Supercargador = 17985 rpm

-Con interenfriador:

$$v \, Supercargador = \frac{191.4 \, \frac{pie^3}{min}}{0.0138 \, \frac{pie^3}{rev}}$$

v Supercargador = 13870 rpm

2.8.8 Potencia de accionamiento (Pacc)

El accionamiento del supercargador consume potencia del motor como se explicaba en el capítulo I, inciso 1.6.1, debido a que su funcionamiento consiste en transmitir el giro desde la polea del cigüeñal hacia el compresor, por tanto la activación del sistema tiende a disminuir la eficiencia del motor, por ello es indispensable calcular el valor de perdida para determinar la eficiencia real con o sin interenfriador, para el efecto se aplica la ecuación 2-15.

$$P acc = \frac{Presión * Flujo de Aire Necesario}{229}$$
 Ec. 2-15

-Con interenfriador:

P acc =
$$\frac{4,86 \text{ psi} \times 191,4 \text{ cfm}}{229}$$

P acc = 4,1 hp \(6 \) (3,05 kW)

"El valor de (P acc) en correas de transmisión, significa la energía que requieren para girar alrededor de las poleas; a máximas revoluciones absorben normalmente 2-3% de la potencia del motor; por lo tanto la eficiencia de la correa es aproximadamente 97-98%, y la eficiencia adiabática del compresor de 60%"35

P acc Final =
$$\frac{4.1 \text{ hp}}{0.97 * 0.60}$$

P acc Final = 7 hp (5, 22 kW)

-Sin interenfriador:

$$P acc = \frac{7,56 \text{ psi } \times 235 \text{ cfm}}{229}$$

$$P acc = 7,75 hp (5,78 kW)$$

P acc Final =
$$\frac{7,75 \text{ hp}}{0,97 * 0,60}$$

 $P \ acc \ Final = 13,31 \ hp (9,93 \ kW)$

Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.203
 Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.33

2.8.9 Diámetro de la polea del supercargador

Es el cálculo del diámetro ideal que debe poseer la polea del compresor, que garantiza el régimen de giro óptimo para generar el caudal de aire que requiere el motor, con este valor se conocerá a cuantas revoluciones girará verdaderamente el supercargador, al igual que en los casos anteriores se analizará con la utilización del interenfriador; en primera instancia se calcula una relación entre poleas mediante la ecuación 2-16.

$$RP = \frac{\text{rpm supercargador}}{\text{relacion interna del compresor} \times \text{maximas rpm del motor}}$$

³⁶ Ec. 2-16

RP = Relación entre poleas.

-Sin interenfriador:

$$RP = \frac{17895}{1 * 6400}$$

$$RP = 2.79$$

-Para obtener el diámetro de la polea con la cual se accionará el supercargador es importante conocer el diámetro de la polea del cigüeñal; en el motor del Corsa Evolution 1.81 el valor del diámetro es 148 mm, por tanto aplicando la ecuación 2-17 de relación de transmisión, se puede determinar el diámetro de la polea del compresor.

$$RP = \frac{Diámetro Polea Conductora}{Diámetro Polea Conducida}$$

³⁷ Ec. 2-17

 ³⁶ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.42
 ³⁷ Robert, Mott L, (2006), Diseño de Elementos de Máquinas, p. 270

$$\label{eq:Diametro Polea Conductora} \mbox{Diámetro Polea Conductora} = \frac{\mbox{Diámetro Polea Conductora}}{\mbox{RP}}$$

Diámetro Polea Conducida =
$$\frac{148 \text{ mm}}{2,79}$$

Diámetro Polea Conducida = 53 mm

-Con interenfriador:

$$RP = \frac{13870}{1 * 6400}$$

$$RP = 2.16$$

Diámetro Polea Conducida =
$$\frac{148 \text{ mm}}{2,16}$$

Diámetro Polea Conducida = 68,5 mm

2.9 Relación de Compresión (Rc)

La relación de compresión es el valor que establece la proporción en la cual se comprime la mezcla aire-combustible, definiendo el rendimiento térmico de un motor de combustión interna, esto se interpreta como un aprovechamiento de la energía del combustible; al emplear cualquier sistema de sobrealimentación es importante determinar esta cifra, con el propósito de evitar un incremento en la compresión que pueda generar el autoencendido de la mezcla estequiométrica o esfuerzos sobre las piezas involucradas, por ello se realiza un cálculo comparativo entre las relaciones de compresión del motor aspirado y sobrealimentado; el vehículo Corsa Evolution 1.81 posee un valor de 9,4:1 según la tabla 2-1. Entonces se obtendrá el valor de Pc1 mediante la ecuación 2-18 con motor de aspiración normal, mediante los datos establecidos en las tablas correspondientes a las especificaciones del vehículo y la presión atmosférica a 2500 msnm.

$$Pc^1 = P * Rc^y$$
 38 Ec. 2-18

Pc¹ = Presión de compresión del motor aspirado (bar).

P = Presión atmosférica a 2500 msnm (bar), Tabla 2.3.

Rc = Relación de compresión Tabla 2-1.

"y = 1.5, exponente del valor politrópico de una compresión por pistón". 39

$$Pc^1 = 0.746 \text{ bar} * 9.4^{1.5}$$

$$Pc^{1} = 21.5 \text{ bar}$$

-Después se calcula el valor de Pc² con motor sobrealimentado mediante los datos descritos en las tablas correspondientes a las especificaciones del vehículo, la presión de carga que genera el supercargador de 0,34 bar y la presión atmosférica a 2500 msnm.

$$Pc^2 = P2 * Rc^y$$

Pc² = Presión de compresión con el motor sobrealimentado (bar).

P2 = Presión atmosférica a 2500 msnm sumado a la presión que ofrece el supercargador (0.746 bar + 0.344 bar).

$$Pc^2 = 1,09 \text{ bar} * 9,4^{1,5}$$

$$Pc^2 = 31,4 \text{ bar}$$

Si 31,4 bar
$$\rightarrow 100\%$$

el 21,5 bar
$$\rightarrow X$$

$$X = 21,5 \text{ bar} * \frac{100}{31,4 \text{ bar}}$$

$$X = 68,4\%$$

Segarra, Pablo, (2007) Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.39
 Segarra, Pablo, (2007) Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.39

Incremento = 100 - 68.4

Incremento = 31,5%→en el volumen total del motor

-Ahora se procede a determinar el nuevo valor de la relación de compresión mediante la ecuación 2-19, para conservar el motor estándar o sin modificaciones en sus elementos.

$$Rc^2 = \left(\frac{Pc^1}{P2}\right)^{\frac{1}{y}}$$
 Ec. 2-19

Donde:

 Rc^2 = Relación de compresión con el motor sobrealimentado.

Pc¹ = Presión de compresión del motor aspirado (bar).

P2 = Presión atmosférica a 2500 msnm, sumado a la presión que ofrece el supercargador (1,09 bar).

"y" = 1.5, exponente del valor politrópico de una compresión por pistón.

$$Rc^2 = \left(\frac{21,5bar}{1,09bar}\right)^{\frac{1}{1,5}}$$

$$Rc^2 = 7.3$$

-Luego se despeja el volumen de la cámara a partir de la ecuación de relación de compresión, para conocer la cantidad de volumen que se debe incrementar al cilindro, como se describe en la ecuación 2-20.

$$Rc = \frac{Vu + Vc}{Vc}$$
 ⁴¹ Ec. 2-20

Segarra, Pablo, (2007) Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.40
 Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.18

Donde:

Rc = Relación de compresión, Tabla 2.1.

Vc = Volumen de la cámara (cm³).

Vu = Volumen unitario (cm³).

$$Vc = \frac{Vu}{Rc - 1}$$

$$Vc = \frac{449 \text{ cm}^3}{9.4 - 1}$$

 $Vc = 53.43 \text{ cm}^3$

-Entonces el volumen que se debe aumentar es Z, y este se determina a través de la ecuación 2-21:

$$Z = \frac{Vu - (Rc^2 - 1) * Vc}{Rc^2 - 1}$$
 Ec. 2-21

Donde:

Rc² = Relación de compresión con el motor sobrealimentado

Vc = Volumen de la cámara (cm³)

Vu = Volumen unitario (cm³)

Z = Cantidad de volumen que se debe aumentar (cm³)

$$Z = \frac{449 \text{ cm}^3 - (7,3-1) * 53,43 \text{ cm}^3}{7,3-1}$$

$$Z = 17.83 \text{ cm}^3$$

⁴² Segarra, Pablo, (2007) Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.41

-Con el valor de Z, se determina la altura que se debe aumentar en la cámara de combustión para evitar auto detonaciones de la mezcla o sobre compresión aplicando la ecuación 2-22.

$$H = Z \frac{4}{\pi * d^2}$$
 Ec. 2-22

Donde:

Z = Volumen que se debe incrementar (cm³)

d = Diámetro del pistón (cm), Tabal 2.1

H = Espesor que se aumenta al empaque del cabezote (mm)

$$H = 17.83 \text{ cm}^3 \frac{4}{\pi * (8.48 \text{ cm})^2}$$

H = 0.315 cm

H = 3,15 mm

⁴³ Segarra, Pablo, (2007) Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.41

2.10 Conclusiones v recomendaciones

Según el proceso de cálculo referente a este capítulo se determinó que el motor del Chevrolet Corsa 1.81 tiene una pérdida de 24,21% de la potencia indicada, equivalente a una disminución de 18,65 kW al tener que funcionar a 2500msnm; por otra parte cuando se proporciona un mayor caudal de aire al ingreso del motor mediante el sistema supercargador, se produce una ganancia de 26,88 kW compensando dicha pérdida, asumiendo que aquellos valores teóricos se han de complementar con pruebas de banco dinamométrico. La principal desventaja del supercargador es el consumo de una pequeña parte de potencia debida al accionamiento del sistema, cuyo resultado depende de la instalación del interenfriador, puesto que al omitirlo el motor adquiere una pérdida de 9,93 kW, en cambio que su implementación reduce la pérdida a 5,22 kW, de esta manera la potencia ganada con el supercargador roots a 2500msnm es 21,66 kW con interenfriador y 16,95 kW sin su aplicación.

En conclusión, el supercargador a emplear es el compresor roots M24, ya que su diseño, tamaño y geometría permite una adaptación perfecta al vehículo Chevrolet Corsa 1.8l, sin la necesidad de crear espacios adicionales, su eficiencia alcanza el 64% complementando el sistema con la instalación de un interenfriador, manteniéndose en los rangos ideales de funcionamiento para el motor de 1800cm³ y mejorando el rendimiento del mismo.

La recomendación en el diseño de un sistema de sobrealimentación por supercargador es instalar un interenfriador, debido a las ventajas que genera directa e indirectamente el enfriado del aire, ya que los manuales de instalación así como los criterios del fabricante, siempre recomiendan su aplicación para la construcción e instalación de estos sistemas, aportando mejoras considerables en el rendimiento.

CAPÍTULO III CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DEL SISTEMA

3.1 Introducción

En el desarrollo de este capítulo se describe una forma de acondicionar el motor 4F0000028 de 1.8l perteneciente al vehículo Chevrolet Corsa Evolution, luego se continua con el proceso de diseño-construcción del circuito de admisión que empleará el supercargador e interenfriador seleccionados técnicamente, posteriormente se explicará el proceso de instalación del sistema.

3.2 Modificaciones en el Motor

3.2.1 Reducción de la relación de compresión

Esta modificación se realiza con el fin de evitar auto detonaciones en los cilindros, protegiendo los pistones conjuntamente con los demás elementos mecánicos de esfuerzos excesivos producidos por el incremento de la presión de media efectiva como consecuencia de comprimir más cantidad de mezcla aire-combustible, tal como se explica en el capítulo I, inciso 1.2.2.1. Para tal efecto se requiere incrementar la longitud del cilindro en la medida especificada por el cálculo de relación de compresión determinado en el capítulo II inciso 2.9; el volumen necesario para ello es de Z=17,83cm³ o también un empaque con una altura de H=3,15mm, para cumplir el objetivo planteado se instala dos empaques de metal originales del motor Corsa 1.81 4F0000028 que posee un espesor de 1.55 mm cada uno, sumando un total de 3.10 mm, garantizando el incremento del volumen del cilindro y a la vez reduciendo la compresión normal, como se muestra en la figura 3-1.

Fig. 3-1 Montaje del doble empaque en el bloque-motor



3.2.2 Sistema de escape

El sistema de escape es el encargado de guiar la evacuación de los gases combustionados producto del ciclo de trabajo del motor, los mismos que reciben un tratamiento antes de su liberación a la atmósfera, ya que un motor de aspiración natural no produce una combustión efectiva de la mezcla como explicaba el inciso 1.6.2 del capítulo I, equipando al tubo de escape con un catalizador para disminuir los gases nocivos y un silenciador que controla el ruido, generando otra desventaja que afecta a la potencia, al reducir la velocidad de salida de los gases, por tanto si el compresor incrementa la entrada de aire, al tiempo que mejora la presión media efectiva del motor, también es preciso facilitar la evacuación de los gases combustionados que aporten a la eficiencia del supercargador.

Para el efecto se instala un sistema de escape denominado "Header", aplicado generalmente a motores de competencia; éste consta de un tubo de flujo directo fabricado en fundición de hierro, que guía de forma óptima los gases combustionados, es decir sin ninguna restricción en su trayectoria, empleando únicamente dos resonadores que se encargan de regular el sonido; el diseño y construcción depende de la función a cumplir en el medio, pudiéndose fabricar con dos propósitos:

- > Un sistema de competencia.- Que emplea la configuración 4-1 en el múltiple de escape, aplicado exclusivamente a competencias automovilísticas, produce alta vibración y elevados niveles de sonido, su efectividad se percibe desde bajas revoluciones del motor.
- Un sistema mixto.- Que emplea una configuración 4-2-1 en el múltiple de escape como se observa en la figura 3-2, aplicado a competencias automovilísticas y para vehículos de uso citadino, a diferencia del anterior posee menores niveles de vibración y sonido, su efectividad se percibe desde medias revoluciones del motor.



Fig. 3-2 "Header" Sistema de escape de competencia

Es conveniente mencionar que el sistema de escape original fue diseñado para proporcionar una disminución de los elementos nocivos como los óxidos de nitrógeno NO2, monóxidos de carbono CO y los hidrocarburos HC, además de brindar un sonido más silencioso, menos vibración del motor y por ende del vehículo; sin embargo el "header" al funcionar conjuntamente con el supercargador ofrecerá todas estas ventajas sumadas a los beneficios de potencia y torque; para el motor Corsa 1.8 l se aplicó el sistema mixto 4-2-1, que va de acuerdo a las características de espacio, funcionalidad y reglamentación de sonido.

3.3 Sistema de Admisión

Es un circuito de admisión que está constituido por la toma de aire frío, el compresor (supercargador), el interenfriador, la válvula de alivio continuo, las cañerías de admisión, los acoples de caucho o silicona, las mangueras de vacío; y se encarga de conducir eficazmente el aire presurizado hacia el múltiple de admisión del motor, como se puede ver en la figura 3-3.



Fig. 3-3 Circuito de admisión de aire

3.3.1 Cañerías de admisión

Son tubos prefabricados de aluminio, hierro, o caucho, que se emplean para el diseño construcción del sistema de admisión, con el objeto de facilitar el flujo de aire proveniente del compresor y conducirlo hacia los cilindros, por tal motivo la parte rígida del circuito, que carece de curvaturas de acuerdo a la disposición de espacio pero son afectadas por el calor, se utilizan tubos de aluminio o hierro, preferentemente el aluminio porque no incrementa el peso del motor; pero en lugares estrechos donde se requiere curvas para direccionar el flujo es mejor emplear mangueras de caucho, que se pueden adaptar a las formas adecuadas sin producir cambios de dirección abruptos. Se hace necesario emplear acoples de caucho y bujes de aluminio para juntar las mangueras con los tubos metálicos ya que aquellos no siempre poseen el mismo diámetro. Para calcular el diámetro de la cañería que se aplicará al sistema de admisión es importante estimar mediante la figura 3-4, véase anexo 1.

Diâmetro para Tubo Simple (pulg) 200 800 1000 114hp Potencia de Motor (HP)

Fig. 3-4 Gráfica de estimación del diámetro de tubos según la Potencia

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.184

En conclusión, de acuerdo a la potencia ganada que se calculó con el supercargador M24 equivalente a 85,32 kW ó (114 hp) véase página 41, inciso 2.8.4; se determina un diámetro de 2 pulg (5cm) para la cañería de admisión, sean estos de aluminio o silicona, como se detalla en la figura 3-5.



Fig. 3-5 Cañerías de admisión y acoples de silicona

3.3.2 Interenfriador

El interenfriador se empleará para mejorar la calidad del aire como se estudió en el capítulo I, inciso 1.4.1.2.2, por consiguiente se incrementará la eficiencia del supercargador, manteniéndolo en el rango ideal del mapa de Eaton Corporation que está detallado en el capítulo II, inciso 2.8.6. Su instalación en el sistema de admisión permitirá obtener mejores resultados en cuanto potencia, por tanto es importante determinar mediante el cálculo el tamaño adecuado que responde a la funcionalidad y disposición de espacio.

3.3.3 Dimensionado del interenfriador

En primera instancia se estima el área de flujo interna del interenfriador, por la cual será conducido el caudal de aire que se requiere enfriar, para ello se aplica los datos de la tasa de flujo de aire necesaria (CFM) sin interenfriador, o el valor de potencia calculada con el supercargador, los mismos que se determinaron en el capítulo II, incisos 2.8.4 y 2.8.5 respectivamente; trazando una recta que se proyecta desde la columna de potencia o cfm hacia la línea de interenfriador adecuado, luego una línea perpendicular hacia el rango del área deseada para el flujo interno, como se muestra en la figura 3-6.

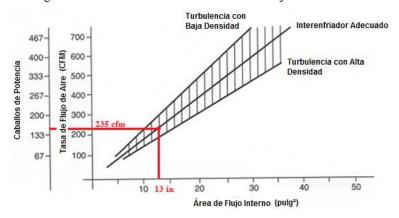


Fig. 3-6 Gráfica de estimación del canal de flujo de aire interno

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.111

Es más adecuado emplear el valor de cfm puesto que la potencia es imprecisa hasta que sea medida en un banco dinamométrico. El área obtenida mediante la gráfica es de 13pulg² ó (83,87cm²), el cual se emplea para determinar las dimensiones del núcleo del interenfriador.

Las núcleo está conformado a la ves por dos partes; una área de carga de aire que es por donde atraviesa el caudal proveniente del compresor y otra de refrigeración por donde recibe el viento de marcha como se muestra en la figura 3-7, puesto que en la mayoría de los interenfriadores, "aproximadamente el 45% del área de carga de aire está disponible para la entrada del caudal, se entiende que la otra parte está ocupada por los canales que reciben el viento de marcha generado por el vehículo, para encontrar el área requerida del área de carga, se divide el área de flujo interno para 45%"⁴⁴.

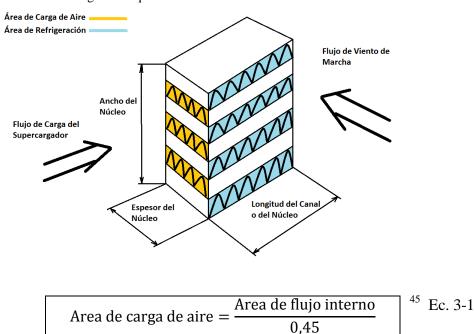


Fig. 3-7 Esquema del núcleo del interenfriador

Area de carga de aire = $\frac{13}{0.45}$

Área de Carga de Aire = $28,88 \text{ pulg}^2 (186,32 \text{ cm}^2)$

Finalmente se calcula las dimensiones totales del núcleo, "que se encuentran disponibles en 2 y 3 pulgadas de espesor con longitudes de canales de 6, 8, 10 y 12 pulgadas, sin embargo los núcleos con grandes longitudes aumentan la fricción y por ende la

⁴⁴ Corkv, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.114

resistencia del aire que reduce la eficiencia del compresor y también los hay de 9, 18 y hasta 24 pulg", por tal motivo se impone el espesor del núcleo debido al espacio en profundidad que hay en el frontal del vehículo por ejemplo 3 pulg:

Ancho =
$$\frac{\text{Area de Carga de Aire}}{3}$$
 46 Ec. 3-2

$$Ancho = \frac{28,88}{3}$$

Ancho =
$$9,62 \text{ pulg } (24,43 \text{cm})$$

Entonces se busca en el mercado automotriz un interenfriador que se ajuste a las especificaciones de tamaño y forma con respecto al diseño planteado, tomando en cuenta la presión de trabajo del sistema y el espacio necesario para la ubicación, para ello se obtuvo las medidas disponibles en el parachoques frontal del vehículo, siendo las dimensiones adecuadas las siguientes:

Dimensiones Requeridas del Interenfriador: Espacio disponible en el frontal:

Largo: 20-30 pulg (50.8-76,2cm)Largo: 77cm Ancho: 10 pulg (25,4cm) Ancho: 31cm

Profundidad: 12cm Espesor: 3 pulg (7,62cm)

Según la empresa Mishimoto el interenfriador más apropiado en esas condiciones es el Mishimoto modelo Universal Z Line MMint-Uz de la figura 3-8, que se ajusta de forma adecuada al sistema supercargador implementado al vehículo Corsa 1.8 1 con las siguientes especificaciones:

⁴⁵ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.114

⁴⁶ Corkv, Bell. (2001). Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.114

Fig. 3-8 Especificaciones del interenfriador Mishimoto



Fuente: http://www.mishimoto.com/mishimoto-universal-intercooler-small-black.html, Acceso: 15 de noviembre de 2011.

Después de haber seleccionado el interenfriador apropiado para el sistema, se lo instala en el circuito, de modo que su ubicación permita intercambiar el calor del flujo de aire producido por el supercargador con el viento que genera la marcha del vehículo, refrigerando de esta forma el aire que ingresa al motor, lo que significa que estará instalado de manera estratégica entre el múltiple de admisión del motor y el compresor para aprovechar el viento de marcha, como se ilustra en la figura 3-9.



Fig. 3-9 Montaje del interenfriador

3.3.4 Válvula de alivio continúo

Es una válvula que cumple la misma función de una blow off, pero su accionamiento no es secuencial como lo realizan en los sistemas de turbo alimentación, ya que el supercargador está proporcionando un caudal de aire constantemente y mientras no se requiera acelerar el motor o la válvula de aceleración se mantenga cerrada, no hay forma de aprovechar en su totalidad el flujo de aire del compresor por lo que este debe ser desfogado al medio ambiente o en otro caso recircular nuevamente a la toma de aire frío, entonces la diferencia de presiones entre la toma de vacío y la cañería de admisión vencen la fuerza del muelle calibrado específicamente para el caudal que proporciona el compresor, lo que mantiene abierta la válvula permitiendo escapar el flujo hacia el ambiente; generando un alivio constante al motor en caso de funcionamientos a ralentí y también cuando hay desaceleración. Generalmente se instalan antes de la válvula de aceleración, como se muestra en la figura 3-10.

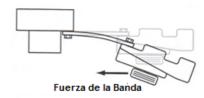
Fig. 3-10 Válvula de alivio continúo

3.5 Base del Compresor

3.5.1 Formas de sujeción y sus efectos

La base es el soporte en donde el supercargador formará un solo cuerpo con el motor, que depende del diseño y criterio de instalación, ya que la fuerza ejercida por la banda ocasiona los siguientes esfuerzos: al sujetar en un solo plano se tiene gran flexión y desviación, como puede verse en la figura 3-11.

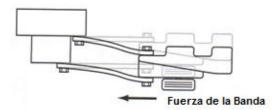
Fig. 3-11 flexión y desviación



Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p.

-Si se sujeta en dos planos habrá menos desviación y nada de flexión, como se ilustra en la figura 3-12.

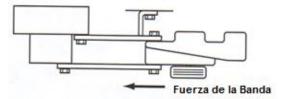
Fig. 3-12 menor desviación



Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 191

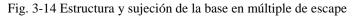
-En tres planos virtualmente no existirá nada de desviación y flexión, un ejemplo en la figura 3-13.

Fig. 3-13 Montaje correcto



Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 191

Para la fabricación de la base se recortó una plancha de hierro de 6 mm de espesor, diseñada en relación a la boquilla de descarga del supercargador y una sección del área con un doblez que se emplea para el soporte del conjunto. Al conseguir el recorte rectangular, se realiza el doblez a escuadra en una parte del área total de la base, donde se taladran dos agujeros calibrados, los mismos que permiten desplazar al compresor para alinearlo con respecto a las poleas del cigüeñal y accesorios, que servirán para alojar los pernos de sujeción del conjunto compresor-base, luego se suelda un pedazo de platina de 30 mm de ancho por 6 mm de espesor para agregar otro punto de apoyo, debido a que se aprovechará los pernos del múltiple de escape para montar el supercargador y su desplazamiento hacia el frente del motor no permite emplear toda el área del soporte, como se observa en la figura 3-14.





Adicionalmente se suelda otro punto de apoyo con la finalidad de reforzar la base y añadir otro soporte para el compresor, que evita la flexión provocada por la fuerza de accionamiento de la banda, manteniendo fijo al supercargador en el motor, sin desplazamientos inapropiados, conservado la trayectoria uniforma de la correa, como se ilustra en la figura 3-15.

Fig. 3-15 Sujeción de soporte en base de motor



Se utiliza una pequeña platina de hierro como soporte de la parte superior del supercargador, que va sujeta en la tapa de válvulas para brindar mayor rigidez en la sujeción, evitando de esta manera la desviación y la vibración del mismo, como muestra la figura 3-16.

Fig. 3-16 Sujeción en la parte superior del compresor



3.6 Banda de Accionamiento

La utilización e instalación adecuada de la correa es importante para un eficiente desempeño del supercargador, ya que transmitirá adecuadamente las revoluciones del cigüeñal y los caballos de fuerza; aquellas pueden activarse de dos formas: un circuito de poleas independientes, donde el cinturón transmite el giro del cigüeñal directamente hacia el supercargador, o un sistema de poleas conectadas, donde el supercargador pasa a formar parte del circuito original de poleas del motor.

Las bandas se clasifican según el valor de caballos de fuerza que se requiere entregar, la potencia de transferencia de un cinturón está relacionada con su fuerza y velocidad. En la mayoría de los casos la banda del compresor funcionará a una velocidad superior a la especificada por su potencia nominal; una velocidad más alta significa menos tensión en la correa para lograr la energía necesaria, y por tanto un mayor margen de seguridad.

"La resistencia a la tracción de correas varía alrededor de 2000 hasta 25000 libras dependiendo del ancho de la banda. La fuerza de una correa también depende de su longitud, puesto que al poseer gran extensión resultan esponjosas, absorbiendo pequeños impactos con facilidad."47. Según las aplicaciones del supercargador existen varios tipos de bandas pero la más empleada hoy en día es el tipo acanaladas.

⁴⁷ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 204

3.6.1 Banda acanalada

Este tipo de banda es la más aplicada a los circuitos de poleas del motor, se especifica por la potencia que entrega cada diente, como se observa en la figura 3-17, "un cinturón con dientes de 3/16 pulg de ancho entrega aproximadamente 10 caballos de fuerza por cada diente, los de 3/8 pulg entregan 20 caballos de fuerza por diente" 48. Las bandas acanaladas tienden a aumentar su longitud en ves de llegar a la ruptura, y la gran ventaja es que trabajan silenciosamente.

Superficie de Accionamiento Dirección

Fig. 3-17 Estructura de banda acanalada

Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 204

Para el accionamiento del sistema supercargador M24 se empleará una banda tipo acanalada 5PK2120, su nomenclatura se refiere a un cinturón de 5 dientes longitudinales con un largo 2120 mm, puesto que la original del motor 4F0000028 del modelo Corsa Evolution 1.81 es una 5PK1850 para accesorios, lo que significa un aumento en la longitud de 270 mm, que resulta idóneo según el circuito de poleas del motor, a razón de aprovechar el mismo circuito para instalar el compresor.

3.6.2 Posición ideal de la banda y polea

Dado que todas las partes del sistema de polea-correa-polea se mueven cuando está cargado, experimentan un fenómeno llamado "órbita". Esta es una colección de fuerzas en gran parte centrífugas, que tratan de obligar a la correa a funcionar en una trayectoria

⁴⁸ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 205

circular, la misma que debe ser controlada por rodillos tensores. La orbita crea una forma circular mostrada por las líneas discontinuas cuando trabaja a alta velocidad, disminuyendo tanto la carga de contacto como el área de contacto en cada punto, que se detalla en la figura 3-18.

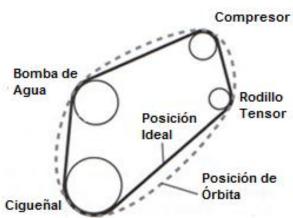


Fig. 3-18 Movimiento no ideal de banda

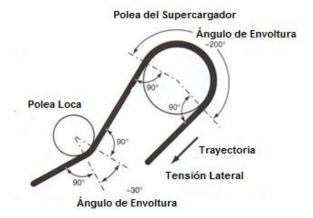
Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 206

Las poleas tensoras tienen diferentes requisitos de fuerza en función del grado de envoltura de la correa, las cargas son obviamente más altas en el lado de tensión, por tanto la posición ideal de la polea loca, o el rodillo tensor, es preferentemente fuera del cinturón.

Esta posición tenderá a aumentar la envoltura, ya sea en el sistema o polea conducida y también reducirá el efecto de órbita. "Cuando la envoltura de la banda en la polea del supercargador se aproxima a 180°, la carga en el rodillo consigue un giro rápido, probablemente en algún lugar del mismo de un intervalo de envoltura de 90°349, con esto se consigue una mejor tracción en la misma.

⁴⁹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 211

Fig. 3-19 Posición de banda



Fuente: Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 211

Si una polea loca o el rodillo tensor se colocan en el interior del cinturón, debe tener el mismo patrón de ranura que el sistema de poleas conducidas. La instalación del supercargador M24 cumple con los requisitos, ya que cuenta con una polea tensora que pasa por fuera del sistema, evitando el efecto de orbita, teniendo un buen contacto en todos los puntos, como se observa en la figura 3-20.

Fig. 3-20 Posición de banda en el vehículo



3.6.3 Fuerza de la banda

Es la fuerza que se ejerce sobre los rodillos de accesorios, este valor es útil para determinar la carga sobre el rodillo tensor y de la polea del compresor, con esto se asegura que no existan esfuerzos excesivos sobre los elementos involucrados, que generen desgastes prematuros o la rotura de la correa de transmisión del supercargador.

Velocidad de la Banda =
$$\frac{\text{Diametro cigueñal} \times \text{rpm cigueñal}}{229}$$
 50 Ec. 3-3

Velocidad de la Banda =
$$\frac{5.8 \text{ in } \times 5200}{229}$$

Velocidad de la Banda = 131,7 pie/s ó (40,14 m/s)

La potencia de accionamiento del compresor con interenfriador es de 7 HP, por lo tanto se requiere la siguiente conversión:

1 hp =
$$550$$
 (pie – lb)/s
7hp × $550 = 3850$ (pie – lb)/s

Fuerza =
$$\frac{\text{Potencia}}{\text{Velocidad}}$$
 Ec. 3-4

$$Fuerza = \frac{3850 \frac{pie - lb}{s}}{131,7 \frac{pie}{s}}$$

Fuerza = 29 lb ó (13,18kg) → Esto representa la carga de la banda.

3.7 Lubricación del Supercargador

Una de las ventajas del compresor roots es que cuenta con su propio depósito de aceite, como se muestra en la figura 3-21, el cual sirve para lubricar los engranes que van acoplados en los ejes, la forma de lubricar es por medio de barboteo similar a la caja de cambios, el nivel de aceite no debe superar el orificio de entrada, el fabricante recomienda utilizar aceite liviano como un SAE 5W30 o 10W30, para el caso se utilizó un aceite SAE 10W30 sintético.

⁵⁰ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 214

⁵¹ Corky, Bell, (2001), Supercharged! Design, Testing and Installation of Supercharger Systems, p. 214

Fig. 3-21 Ubicación de tapón de aceite



3.8 Manómetro para presión de carga

Es un medidor de presión detallado en la figura 3-22, que se instala al sistema con el objetivo de medir la presión que entrega el compresor al múltiple de admisón, asegurando que la carga del mismo sea la ideal para el motor, para el caso la presión de carga en máximas revoluciones no de superar 0,3 bar; funciona de manera que un tubo delgado de caucho esta conectado a una toma de vacío en el múltiple de admisión, cuando el motor trabaja en ralentí existe depresión después de la válvula de aceleración succionando el aire a traves del tubo, marcando un valor de presión negativo que llega hasta los -0.4 bar, cuando el motor recibe la carga del compresor la presión del aire atraviesa la toma, entonces el valor es positivo llegando hasta los 0,3 bar.

Fig. 3-22 Manómetro de presión de carga



3.9 Conclusiones y recomendaciones.

En la fase de instalación del supercargador fue necesario incorporar un intercooler para mejorar la eficiencia del sistema y rendimiento del motor. Una vez obtenidos todos los componentes la instalación del sistema supercargador en el vehículo corsa evolution 1.81 no es compleja, pues no representa dificultad alguna, logrando el montaje del mismo y la puesta a punto en 24 horas.

Las recomendaciones para la instalacion es construir la base del supercargargador de una forma técnica para evitar la flexion del compresor o desviación de la base; la alineación de la banda conjuntamente con la ubicación de la polea del compresor, es un aspecto muy importante ya que se mantiene la tracción adecuada y el giro ideal del compresor, asegurando el óptimo funcionamiento del sistema de forma sincronizada con el motor.

CAPÍTULO IV PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

4.1 Introducción

Este capítulo trata sobre las pruebas de verificación en el vehículo, estableciendo diferencias entre motor estándar y sobrealimentado (supercargado); que están comprendidas por el incremento de potencia-torque, emisiones contaminantes, consumo de combustible y aceleración de 0 a 100km/h; las que generarán los resultados que demuestren la eficiencia del supercargador.

4.2 Pruebas de Banco Dinamométrico: Potencia – Torque

4.2.1 Prueba con el motor estándar

La forma más veraz de demostrar el incremento de potencia en un vehículo es realizando las pruebas en un banco dinamométrico, que esta comprendida en dos partes; la primera es medir la potencia con el motor estándar, lo que significa que debe estar en condiciones de fábrica, y después con el motor sobrealimentado para determinar la diferencia de potencia, para ello es importante contar con un banco de pruebas dinamométrico, como se observa en la figura 4-1.



Fig. 4-1 Prueba de potencia con motor estándar

Para la prueba de banco es preciso realizar el montaje adecuado de las ruedas en los rodillos de medición con una correcta alineación, adicionalmente se colocan unos soportes con arneses para evitar riesgos tales como: el deslizamiento lateral o la expulsión del vehículo fuera del banco, luego de ello se aplica el freno de emergencia y se procede a sincronizar las revoluciones de las ruedas con las rpm de los rodillos dinamométricos. Véase anexo1.

Una vez sincronizadas las ruedas, la prueba de medición consiste en arrancar y hacer desarrollar el vehículo desde primera marcha hasta llegar a cuarta marcha a un régimen de 2000rpm, entonces al llegar a marcha directa se verifica que el velocímetro marque 50km/h, y al constatar esta cifra se acelera hasta el máximo de rpm del motor, por consiguiente el sistema del banco empieza a dibujar una curva de potencia-torque como se muestra en la figura 4-2, con los siguientes resultados.

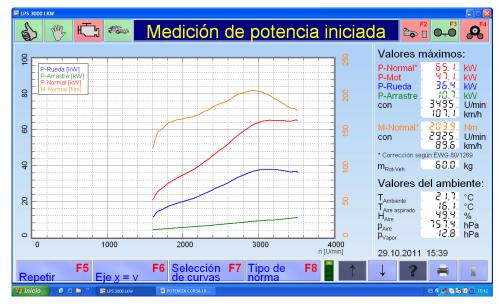


Fig. 4-2 Curvas de potencia – torque en motor estándar

Fuente: Banco Dinamométrico, Universidad Politécnica Salesiana

La potencia real del motor a 2500 msnm es la que indica la gráfica como "P-Mot", que es la suma de la potencia de la rueda más la potencia de arrastre, la "P-Normal" es la potencia normal o indicada que está normalizada según varias normas (EWG 80/1269; SAE J1349; DIN 70020; ISO 1585; JIS D1001), las mismas que establecen las condiciones ideales del ambiente (0 msnm) para el óptimo funcionamiento del motor, permitiendo calcular un factor de corrección para la potencia, que luego se multiplica por la potencia del motor (P-Mot) para obtener el dato real de potencia bajo dichas condiciones.

Parámetros Unidades Valores Potencia Normal hp (kW) rpm 87,3 (65,1) 3495 (0 msnm)Potencia de Motor hp (kW) rpm 63,1 (47,1) 3495 (2500 msnm) Potencia de la Rueda hp (kW) rpm 48,8 (36,4) 3495 (2500 msnm) Potencia de Arrastre hp (kW) rpm 14,3 (10,7) 3495 (2500 msnm)

Tabla 4-1 Resultados obtenidos con motor estándar

4.2.1.1 Análisis de la pérdida de potencia

La potencia normal o indicada que especifica el fabricante es mayor a la obtenida según la fig. 4-2, esto se debe a que los fabricantes modifican los parámetros de funcionamiento, sometiendo al vehículo a condiciones ambientales ideales y con combustibles de gran octanaje para lograr la potencia ideal, entonces la pérdida se calcula de la diferencia entre:

Pi Fabricante a 0 msnm = 76,12 kW (tabla 2-1)

Pi Obtenida en el Banco 0 msnm= 65,1 kW (tabla 4-1)

Perdida Pi = 76,12 kW - 65,1 kW

Perdida Pi = 11,02 kW (14,76 hp)

4.2.1.1.1 Porcentaje de pérdida de potencia

Con los datos de la tabla 4-1, obtenidos de la prueba inicial, se determinará los porcentajes, el primero es la pérdida de potencia indicada con respecto al fabricante, y el segundo es el porcentaje de pérdida a 2500msnm con los datos obtenidos en el banco.

$$Pi$$
 Fabricante (0 msnm) 76,12 kW →100 %
 Pi Obtenida (0msnm) 65,1 kW →X

X = 85.5 %

$$Pi$$
 Obtenida (0 msnm) 65,1 kW →100 %
 P efec Obtenida (2500 msnm) 47,1 kW \rightarrow X

$$X = 72,35\%$$

Por tanto el porcentaje de pérdida de potencia normal con respecto a la especificación técnica del fabricante es de 14,5 %, por otra parte el porcentaje de pérdida de potencia a 2500msnm es de 27,65 %.

4.2.1.2 Cálculo del torque en motor estándar

El par motor es toda fuerza media efectiva presente en el émbolo y transmitida a la biela, que finalmente es la que se aplica al codo del cigüeñal, originándose un par de rotación alrededor de su eje, por tanto la potencia efectiva es generada por el par motor, esta potencia se denomina potencia al freno, ya que se mide empleando un freno dinamométrico, que aplicando al eje del motor se opone al par motor permitiendo medir su valor. Con ello el par motor real a 2500msnm se calcula con la potencia del motor o efectiva, teniendo como datos:

T- mot1 = Torque en motor estándar.

Potencia de Motor = 47,1 kW a 2500 msnm (tabla 4-1).

Rpm = 2925 (Fig. 4-2).

9950 = Factor de conversión.

$$T - mot1 = \frac{Potencia Real \times 9550}{rpm}$$
 ⁵² Ec. 4-1

$$T - mot1 = \frac{47,1 \text{ kW} \times 9550}{2925 \text{ rpm}}$$

$$T - mot1 = 153,77 \text{ Nm}$$

Este valor es el torque que resulta de la potencia efectiva a 2500 msnm con motor estándar, obtenido mediante a la prueba de banco dinamométrico.

4.2.1.3 Análisis de pérdida de torque

Este análisis contribuirá a determinar la porción de pérdida de torque en el motor; para ello se compara el torque que establece el fabricante con el que se obtiene a 2500 msnm, el "M- Normal" que genera el banco es un par motor elevado (fig. 4-2) a comparación del especificado por el fabricante.

T Fabricante = 164, 6 Nm (tabla 2-1).

T- mot1 = 153, 77 Nm.

Perdida
$$T = T$$
 Fabricante $-T$ mot 1

Perdida T = 164,6 - 153,77

Perdida T = 10,87 Nm

% Perdida T = 6.8 %

⁵² Robert, Mott L, (2006), Diseño de Elementos de Máquinas, p. 94

4.2.1.4 Rendimiento volumétrico inicial (ην1)

Es la relación entre la masa real de aire que ingresa de forma óptima a los cilindros y la masa de aire teórica que ingresa sin restricciones en los múltiples de admisión, válvulas y conductos del cabezote, que permiten el llenado completo. Para este cálculo es preciso medir la cantidad de aire que ingresa la motor a través de un escáner empleando el número de revoluciones que genera el torque máximo de (2925rpm), véase fig. 4-2.

$$Qt = Vu * \frac{2925 \text{ aspiraciones}}{2 \text{min}} * Nc$$

Donde:

Qt = Caudal de aire teórico que ingresa a los cilindros a 2925 rpm.

Vu = volumen unitario (cm³).

Nc = número de cilindros.

-Para obtener la masa real de aire que ingresa al motor a 2925rpm se realiza una medición en el escáner, cuyo valor es 94,50 kg/h, como se observa en la figura 4-3.



Fig. 4-3 Escaneo del sensor MAP motor aspirado

 ⁵³ Segarra, Pablo, Tesis de Grado, Diseño y sistema sobrealimentador con Turbocompresor, p.28
 ⁵⁴ Dato obtenido mediante diagnostico electrónico, Talleres Gustavo Burbano, Cuenca 8 de noviembre de 2011

-Se inicia el cálculo transformando los valores a las unidades establecidas en la fórmula para no alterar los resultados:

$$m \text{ real} = 94,50 \frac{kg}{h} * 1000 * \frac{1}{3600} s$$

$$m real = 26,25 gr/s$$

$$Qt = 449 \text{ cm}^3 * \frac{2925 \text{ aspiraciones}}{2 \text{min}} * 4$$

$$Qt = 2'626.650 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Qt = 2'626.650 \, \frac{cm^3}{min} * \frac{m^3}{100^3 \, cm^3} * \frac{min}{60 \, s}$$

$$Qt = 0.044 \text{m}^3/\text{s}$$

-Ahora para hallar la masa de aire teórica se despeja de la ecuación de densidad puesto que son similares:

$$d = \frac{m}{v} \approx da = \frac{m \text{ teórica}}{Qt}$$
 55 Ec. 4-3

Donde:

d = densidad

m = masa

v = volumen

-El valor de la densidad a 2500 msnm se verifica en la tabla 2-3 perteneciente al capitulo II, luego despejando queda:

$$m teórica = da * Qt$$

Donde:

m teórica = masa teórica de aire que ingresa al motor (gr/s).

da= densidad del aire a 2500 msnm.

Qt = Caudal de aire teórico que ingresa a los cilindros a 2925 rpm.

m teórica =
$$0.957 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.044 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

m teórica = 41.89 gr/s

$$\eta v1 = \frac{\text{m real}}{\text{m teórica}}$$
 ⁵⁶ Ec. 4-4

Donde:

 $\eta v1$ = Rendimiento volumétrico inicial m real = masa real de aire que ingresa al motor (gr/s) m teórica = masa teórica de aire que ingresa al motor (gr/s)

$$\eta v1 = \frac{26,25 \frac{gr}{s}}{41,89 \frac{gr}{s}}$$
$$\eta v1 = 0,626$$
$$\eta v1 = 62,66\%$$

El porcentaje calculado representa el rendimiento volumétrico a 2500 msnm con el motor estándar, cifra que ha de incrementarse cuando se pruebe el vehículo con el motor modificado.

Bosch. Robert, (1996) Manual de la Técnica del Automóvil, p.178
 Giacosa, Dante, (1984) Motores Endotérmicos, p 127

4.2.1.5 Presión media efectiva inicial (Pme1)

Es la presión de los gases que actúan sobre la cabeza del émbolo para realizar un trabajo durante un ciclo completo, considerando las pérdidas por rozamientos mecánicos, se entiendo como la relación entre el trabajo desarrollado y la correspondiente variación de volumen, para lo cual se tomará en cuenta los valores de potencia conseguidos mediante la prueba de banco dinamométrico con motor estándar, aplicando la ecuación 4-5.

Pme1.1 =
$$\frac{\text{Ne } 1.1 \times 225 \times i}{\text{Vt} \times \text{N}}$$
 | 57 Ec. 4-5

Donde:

Pme1.1 = Presión media efectiva inicial a 2500 msnm (kg/cm²).

Ne 1.1 = Potencia útil al freno a 2500 msnm, obtenida en el banco dinamométrico (cv) (tabla 4-1).

i = Constante de cálculo aplicada: 4 para motores de 4 tiempos.

N = Máximas revoluciones por minuto (tabla 2-1).

Vt = Cilindrada del motor en litros (tabla 2-1).

Pe se transforma en cv, donde $1kW \approx 1,36cv$

Ne 1.1 = 64 cv

Vt = 1,7961

N=5200 rpm

$$Pme1.1 = \frac{64 \text{ cv} \times 225 \times 4}{1,796 \text{ l} \times 5200}$$

 $Pme1.1 = 6.16 \text{ kg/cm}^2$

-Con la ecuación 4-5 se determina la presión media efectiva a (0 msnm), empleando como dato la potencia normal.

⁵⁷ Giacosa, Dante, (1984) Motores Endotérmicos, p. 125

$$Pme1.2 = \frac{Ne \ 1.2 \times 225 \times i}{Vt \times N}$$

Donde:

Pme1.2 = Presión media efectiva inicial a 0 msnm (kg/cm²).

Ne 1.2 = Potencia útil al freno a 0 msnm, obtenida en el banco dinamométrico (cv) (tabla 4-1).

$$Pme1.2 = \frac{88,43 \text{ cv} \times 225 \times 4}{1,7961 \times 5200}$$

$$Pme1.2 = 8,52 \text{kg/cm}^2$$

Los resultados de Pm1.1 y Pm1.2 representan a los valores iniciales de presión media efectiva a 2500 msnm y 0 msnm respectivamente, que significan una pérdida de:

Perdida de Pme (2500 msnm) = 8,52
$$\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$
 - 6,16 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
Perdida de Pme (2500 msnm) = 2,36 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
% Perdida de Pme (2500 msnm) = 38,3 %

4.2.2 Prueba con motor sobrealimentado

La siguiente prueba en el banco es realizarla con el motor sobrealimentado (supercargado) como demuestra la figura 4-4, para poder observar los cambios de potencia-torque y así determinar los valores de incremento, después de este proceso se realizarán algunos cálculos que demostrarán la efectividad del diseño y selección del sistema supercargador que ha sido instalado en el motor del vehículo Corsa Evolution 1.8 1.

Fig. 4-4 Prueba de banco con motor sobrealimentado

Fig. 4-5 Curvas potencia – torque en motor sobrealimentado



Fuente: Banco Dinamométrico, Universidad Politécnica Salesiana

Para la segunda prueba no se conto con los valores del ambiente (fig. 4-5 parte inferior derecha), por tanto la potencia del motor debe ser multiplicada por un factor de corrección, el mismo que se utiliza en la primera prueba según la norma (EWG 80/1269) como se observa en la figura 4-2, aplicando las lecturas de medio ambiente obtenidas en la prueba del motor estándar; para calcular este valor se empleó un programa de corrección de potencia, como se muestra en la figura 4-6, puesto que toma en cuenta las mediciones de: temperatura ambiente, presión atmosférica, y porcentaje de humedad del aire, véase anexo 1.

Calculador de Factor de Corrección Atmosférico www.iccode.com.ar www.mwdynoweb.com.ar EWG 80/1269 Norma de Corrección: Tipo de Motor: Motor a Nafta Temperatura Ambiente: °C Presión Atmosférica: 757,4 hPa 49,4 Humedad Relativa: Factor de Corrección: 1.39567

Fig. 4-6 Calculador de factor de corrección atmosférico

Fuente: http://www.iccode.com.ar/en/downloads/viewdownload/20-software/22-calculadora-de-factorcorreccion.html, Acceso 22 de Mayo de 2012.

En el calculador de factor de corrección se ingresa las mediciones especificadas y automáticamente proporciona el factor de corrección atmosférico, el cual será multiplicado por la potencia efectiva o la potencia de motor a 2500 msnm para obtener el dato preciso de la potencia normal o indicada del motor, suponiendo el funcionamiento del mismo a nivel del mar.

Potencia de motor a 2500 msnm es P-Mot = 66,8 kW 1,39 = Factor de corrección de potencia según la Norma EWG 80 / 1269

Potencia Normal = Potencia Motor \times 1,39

Potencia Normal = $66.8 \text{ kW} \times 1.39$

Potencia Normal = 92,85 kW

Entonces la potencia normal o indicada a 0 msnm es 92,85 kW con motor supercargado; el que complementa todos los valores de potencia que se observan en la tabla 4-2.

Parámetros	Unidades	Valores	
Potencia Normal	hp (kW) rpm	124,42 (92,85) 4120	
(0 msnm)	пр (к ч) трш		
Potencia de Motor	hp (kW) rpm	89,5 (66,8) 4120	
(2500 msnm)	np (kw) ipin	89,3 (00,8) 4120	
Potencia de la Rueda	hn (kW) rnm	50.8 (44.6) 4120	
(2500 msnm)	hp (kW) rpm	59,8 (44,6) 4120	
Potencia de Arrastre	ha (I/W/) mana	20.7 (22.2) 4120	
(2500 msnm)	hp (kW) rpm	29,7 (22,2) 4120	

Tabla 4-2 Resultados de potencia en motor sobrealimentado

4.2.2.1 Incremento de potencia

Es el porcentaje de potencia que se determina mediante una diferencia entre el valor especificado por el fabricante y los obtenidos mediante el dinamómetro en condición estándar y sobrealimentado; en otra instancia el porcentaje real de incremento de potencia se consigue al comparar los datos de potencia proporcionados por el banco, después de probar el motor estándar y el sobrealimentado.

Pi Fabricante (0 msnm) 76,12 kW	→100 %
Pi Supercargado Obtenida (0 msnm) 92,85 kW	\rightarrow X

$$X = 122 \%$$

Por lo tanto el porcentaje de incremento de potencia normal o indicada con respecto al fabricante es de 22%. Con este valor se superó a la pérdida de potencia normal cuyo porcentaje es 14,4%.

- Ahora el incremento real de potencia según los datos obtenidos en el dinamómetro son:

$$Pi$$
 Estándar Obtenida (0 msnm) 65,1 kW→100 % Pi Supercargado Obtenida (0 msnm) 92,85 kW→X

Entonces el porcentaje de incremento de potencia normal a 0 msnm según el banco es de 42,6%.

$$X = 141,8\%$$

Por otra parte el porcentaje de incremento de potencia del motor a 2500 msnm según el banco es 41,8%.

4.2.2.2 Cálculo del torque en motor sobrealimentado

Para determinar el nuevo torque se empleará la ecuación 4-1, la cual se empleó para obtener el torque con motor estándar.

$$T - mot2 = \frac{Potencia Real \times 9550}{rpm}$$

Donde:

T- mot2 = Torque motor con sistema supercargador

Potencia Real o Motor = 66,8 kW

Rpm = 3275

9950 = Factor de conversión

$$T - mot2 = \frac{66.8 \text{ Kw} \times 9550}{3275 \text{ rpm}}$$

$$T - mot2 = 194,79 \text{ Nm}$$

Aumento
$$T = (T - mot 2) - (T - mot 1)$$

Aumento T = 194,79 - 153,77

Aumento T = 41 NmAumento % T = 26,67 %

4.2.2.3 Rendimiento volumétrico final (nv2)

Es el rendimiento volumétrico obtenido al instalar el sistema supercargador produciéndose un incremento del caudal de aire que ingresa a los cilindros, para calcular el mismo se utilizan las mismas ecuaciones del ηv1 (Ec. 4-4). Para tal efecto se tomará el número de revoluciones donde se genera el torque máximo (3275 rpm) como se describe en la figura 4-5. Para obtener la masa real de aire que ingresa al motor a 3275 rpm se realiza una nueva medición con el escáner, cuyo valor es igual a 124,44 kg/h.

Nombre del Valor Unidad Componente Bar MAP 0.24 Masa Real kg/h 124.44 Mass. Air **RPM** 3270.56 RPM Rotation GRÁFICOS REGISTRO VOLVER INICIO AYUDA **IMPRIMIR** 58

Fig. 4-7 Escaneo del sensor MAP motor sobrealimentado

-Para empezar el cálculo, se empieza transformando los valores a las unidades establecidas en la ecuación para no alterar los resultados.

$$m \text{ real} = 124,44 \frac{kg}{h} * 1000 * \frac{1}{3600} s$$

 $^{^{\}mathbf{58}}$ Dato obtenido mediante diagnostico electrónico, Talleres Gustavo Burbano, Cuenca 20 de Abril de 2012

m real = 34,56 gr/s

$$\eta v2 = \frac{m \text{ real}}{m \text{ teórica}}$$

Donde:

ηv2 = Rendimiento volumétrico final
 m real = masa real de aire que ingresa al motor (gr/s)
 m teórica = masa teórica de aire que ingresa al motor (gr/s)

$$\eta v2 = \frac{34,56 \frac{gr}{s}}{41,89 \frac{gr}{s}}$$

$$\eta v2 = 0.825$$

$$\eta v2 = 82,50\%$$

Con esta cifra se demuestra un incremento del rendimiento volumétrico final a 2500 msnm de un 19,84 %, lo que significa que se consiguió mejorar el llenado de los cilindros y optimizar la mezcla aire-combustible.

4.2.2.4 Presión media efectiva final (Pme2)

Es la presión que actúa en la cabeza del émbolo después de instalar el sistema supercargador, y el nuevo valor se determina mediante la ecuación de Pme1 (Ec. 4-5).

$$Pme2.1 = \frac{Ne \ 2.1 \times 225 \times i}{Vt \times N}$$

Pme 2.1 = Presión media efectiva final a 2500 msnm (kg/cm²).

Ne 2.1= Potencia útil al freno a 2500 msnm, obtenida en el banco dinamométrico (cv) (tabla 4-2).

i = Constante de cálculo aplicada: 4 para motores de 4 tiempos.

N = Máximas revoluciones por minuto (tabla 2-1).

Vt = Cilindrada del motor (1) (tabla 2-1).

Pe se transforma en cv, donde $1kW \approx 1,36cv$

$$Pme2.1 = \frac{90,66 \text{ cv} \times 225 \times 4}{1,796 \text{ l} \times 5200}$$

 $Pme2.1 = 8,73 \text{ kg/cm}^2$

Con la misma formula se obtiene la presión media efectiva en condiciones normales de funcionamiento (0 msnm).

Pme 2.2 = Presión media efectiva final a 0 msnm (kg/cm²)

Ne 2.2 = Potencia útil al freno a 0 msnm, obtenida en el banco dinamométrico (cv) (tabla 4-2)

$$Pme2.2 = \frac{Ne \ 2.2 \times 225 \times i}{Vt \times N}$$

Ne 2.2= 126, 12 cv

$$Pme2.2 = \frac{126,12cv \times 225 \times 4}{1,7961 \times 5200}$$

 $Pme2.2 = 12,15 \text{ kg/cm}^2$

Aumento de Pme a 2500 msnm = Pme 2.1 - Pme 1.1

Aumento de Pme a 2500 msnm = $8,73 \text{ kg/cm}^2 - 6,16 \text{ kg/cm}^2$

Aumento de Pme a 2500 msnm = $2,57 \text{ kg/cm}^2$

% Aumento de Pme a 2500 msnm = 41,72 %

Al finalizar las pruebas de medición de potencia, se determinan datos que demuestra la diferencia en el rendimiento del motor, como se describe en la figura 4-8 y la tabla 4-3.

KW 92.8 100 76.8 65.1 80 60 40 20 Potencia Normal Potencia de l Potencia Normal Estándar Fabricante Supercargado

Fig. 4-8 Incremento de potencia a 0 msnm

Tabla 4-3 Valores de incremento

Parámetros	Unidades	Motor Estándar	Motor Sobrealimentado	Incremento
Potencia Normal (0 msnm)	hp (kW)	87,3 (65,1)	124,5 (92,8)	37,2 (27,7)
Potencia Motor (2500 msnm)	hp (kW)	63,1 (47,1)	89,5 (66,8)	26,4 (19,7)
Torque (2500 msnm)	N-m	153,77	194,79	41
Rendimiento Volumétrico (2500 msnm)	%	62,66	82,50	19,84
Presión Media Efectiva (0 msnm)	kg/cm²	8,52	12,15	3,63
Presión Media Efectiva (2500 msnm)	kg/cm²	6,16	8,73	2,57

4.3 Pruebas de Aceleración de 0 a 100 km/h

La prueba de aceleración sirve para comprobar el tiempo que se requiere para alcanzar los 100 km/h partiendo del reposo, siendo una de las formas de verificar el incremento de potencia, la cual se realizó en una autopista plana, manteniendo los cambios de marcha hasta las 5000 rpm para garantizar el buen desempeño del motor, obteniéndose los siguientes resultados.

Tabla 4-4 Aceleración de 0 a 100 km/h a 2500 msnm

Condición	Tiempo (segundos)	
Vehículo Estándar	17,1	
Vehículo Sobrealimentado	12,1	

4.4 Cálculo del Consumo de Combustible

El consumo de combustible se ve reflejado en el diseño del sistema supercargador, debido a que mejora el flujo de aire que ingresa al motor en todo régimen de giro, optimizando la mezcla estequiométrica e incrementando la potencia, sin necesidad de inyectar una cantidad adicional de combustible, lo que significa mayor economía en el consumo de gasolina en toda la gama de velocidades, por tanto el consumo se determina a través de la ecuación 4-6.

-Motor Estándar

Gpe1 =
$$\frac{632300}{\text{Qe} \times \eta \text{u2}}$$
 59 Ec. 4-6

Gpe1 = Consumo específico de combustible motor estándar a 2500 msnm (gr/cv-h).

Qe = Calor especifico del combustible (10550 cal/kg).⁶⁰

ηu2 = Rendimiento útil a 2500 msnm (capitulo II inciso 2.7).

Gpe1 =
$$\frac{632300}{10550 \text{ cal/kg} \times 0.26}$$

Gpe1 = 230,51 gr/cv - h

 ⁵⁹ Sanz González, Ángel, (1981) Tecnología de la Automoción 2.2, p.74
 ⁶⁰ http://www.km77.com/tecnica/alternativas/alcohol/texto.asp, Acceso: 5 de Septiembre de 2012

-Motor Sobrealimentado

La utilización del supercargador con interenfriador aumenta la densidad del aire y mejora el rendimiento térmico del motor; para calcular la densidad con supercargador se relaciona la presión de carga del compresor con la presión normal y la densidad del aire.

$$ds = \frac{P2 \times d}{po}$$
 Ec. 4-7

ds = Densidad del aire con el sistema supercargador a 2500 msnm.

P2 = Presión de salida del supercargador sumada a la presión atmosférica a 2500nsnm 1,09 bar pag. 51.

d = Densidad del aire a 760 mm de Hg (tabla 2-3)

po = presión normal de 760 mm de Hg (tabla 2-3)

$$ds = \frac{1,09 \text{ bar } \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1,013 \text{ bar}}$$
$$ds = 1,318 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\delta 1 = \frac{ds}{d}$$
 Ec. 4-8

δ= Es la relación entre la densidad el aire que conforma la mezcla estequiométrica a 2500 msnm con supercargador y la densidad del aire a 760 mm Hg (pagina 36, Ec. 2-4).

$$\delta 1 = \frac{1{,}318 \text{ kg/m}^3}{1{,}225 \text{ kg/m}^3}$$

$$\delta 1 = 1{,}075$$

$$\eta t3 = \delta 1 \left(1 - \frac{1}{Rc^{\alpha - 1}} \right)$$
 Ec. 4-9

ηt3 = Rendimiento térmico a 2500 msnm con supercargador

$$\eta t3 = 1,075 \left(1 - \frac{1}{7,3^{1,33-1}} \right)$$

$$\eta t3 = 0.51$$

$$\eta t3 = 51\%$$

Por lo tanto el rendimiento útil a 2500msnm con supercargador (ημ3) es el siguiente.

$$\eta \mu 3 = \eta t 3 \times \eta m \times \eta d$$

$$\eta \mu 3 = 0.51 \times 0.80 \times 0.80$$

$$\eta \mu 3 = 0.32$$

$$\eta \mu 3 = 32\%$$

Con los datos obtenidos se pude calcular el consumo específico de combustible a 2500 msnm con supercargador (Gpe2).

$$Gpe2 = \frac{632300}{10550 \text{ cal/kg} \times 0.32}$$

$$Gpe2 = 187,29 gr/(cv * h)$$

Disminución Gpe a 2500 msnm = Gpe1 - Gpe2

Disminución Gpe (2500 msnm) = 230,51 gr/(cv * h) - 187,29gr/(cv * h)

Disminución Gpe (2500 msnm) = 43,22gr/(cv * h)

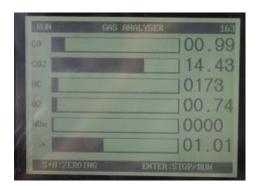
% Disminución Gpe (2500 msnm) = 18,74 %

4.5 Pruebas de Emisiones de Gases Contaminantes

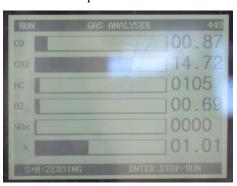
La perdida de presión de aire en condiciones de altura provoca un deficiente llenado de los cilindros, afectando al rendimiento de la combustión, lo que genera un cierto grado de contaminación; el objetivo del supercargador es mejorar la entrada de aire hacia los cilindros aportando mas oxigeno y por ende combustionando la mayor cantidad de combustible, consiguiendo reducir las emisiones de gases contaminantes; la medición de gases contaminantes se realiza se bajo los siguientes parámetros: temperatura ambiente de 15 °C, tiempo para el análisis de gases de 30 segundos en cada prueba.

Fig. 4-9 Niveles de emisiones de gases de escape (motor estándar)

Prueba a Ralentí



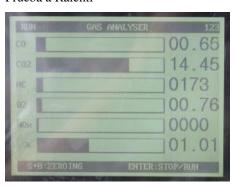
Prueba a 2500 rpm



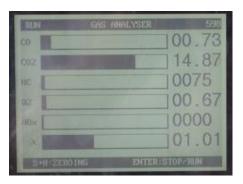
Fuente: Analizador de Gases Hanatech IM 2400, Talleres AUTORAM

Fig. 4-10 Niveles de emisiones de gases de escape (motor sobrealimentado)

Prueba a Ralentí



Prueba a 2500 rpm



Fuente: Analizador de Gases Hanatech IM 2400, Talleres AUTORAM

Al observar las figuras 4-9 y 4-10 se evidencia la diferencia de emisiones contaminantes, demostrando la eficiencia de introducir más aire al ingreso del motor mediante el supercargador; en la tabla 4-5 se especifica los resultados obtenidos.

Tabla 4-5 Comparación de emisiones contaminantes

Gas	Motor Estándar	Motor Supercargado	Disminución (Porcentaje)
Hidrocarburos (HC) Ralentí	173 ppm	173 ppm	0 %
Hidrocarburos (HC) 2500 rpm	105 ppm	75 ppm	28,57 %
Monóxido de Carbono (CO) Ralentí	0,99 %	0,65 %	34 %
Monóxido de Carbono (CO) 2500 rpm	0.87 %	0,73 %	14 %

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al culminar el proceso de selección e instalación del supercargador Eaton M24 en el motor Corsa 1.81; mediante las pruebas realizadas tales como la medición de potencia en banco dinamométrico, respuesta a la aceleración, consumo de combustible y emisiones contaminantes, se obtiene un resultado notable en el incremento de potencia-torque; una disminución en las emisiones contaminantes, consumo de combustible y el tiempo de respuesta del motor, a continuación se puntualiza lo mas relevante:

El incremento de potencia normal o indicada con respecto al fabricante es de 22% y comparando los datos obtenidos en el banco dinamométrico entre el motor estándar y sobrealimentado a 0 msnm representa un incremento de 42,61%. En otra instancia los valores de potencia medidos en la ciudad de Cuenca, revelan un incremento de la potencia de motor a 2500 msnm de 41,83%, por consiguiente se aumenta el torque en un 26,67%, proporcionando una respuesta inmediata a la aceleración con cambios de marcha más progresivos, sin esfuerzos innecesarios del motor.

La prueba de aceleración de 0 a 100 km/h a 2500 msnm, demuestra una reducción de 5 segundos en el tiempo de respuesta, en comparación al motor estándar. En cuanto al consumo específico de combustible a 2500 msnm el vehículo economiza un 18,74%, contribuyendo a la disminución de emisiones contaminantes con un 28,57% en hidrocarburos (HC) y 14% en monóxido de carbono (CO). La reducción de gases contaminantes se produce en todos los motores sobrealimentados por la aportación de mayor cantidad de oxígeno en el cilindro, mejorando de esta forma la combustión de la gasolina.

Se puede definir al supercargador de aire implementado en el vehículo Chevrolet Corsa 1.81 como un sistema de sobrealimentación de gran eficiencia, consiguiendo superar la potencia estipulada por el fabricante, por tanto compensa la pérdida de rendimiento en un motor atmosférico de las mismas especificaciones a 2500msnm, con menor emanación de gases contaminantes y optimizando el consumo de combustible.

Se recomienda que al instalar un sistema de sobrealimentación por supercargador en un motor a gasolina, es importante medir la potencia mediante un banco dinamométrico para establecer las medidas reales de potencia y comprender como se comporta un sistema sobrealimentador, debido a que los valores teóricos no resultan ser precisos, por ello al medir la potencia real del vehículo se determinará si se ha cumplido con la misión de sobrealimentar.

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

Pp = Pérdida de Potencia a 2500 msnm

Po = Potencia atmosférica estándar

Pe = Potencia obtenida al freno a 2500 msnm

po = presión normal de 760mm de mercurio

msnm = metros sobre el nivel del mar

RPM = Revoluciones de giro por minuto

T = Temperatura Ambiente °K

To = Temperatura absoluta 288°K

 $\eta t = Rendimiento Térmico$

ηt2 = Rendimiento Térmico a 2500 msnm

Rc = Realción de Compresión

 α = Constante de gas ideal

 δ = Relación entre la densidad que conforma la mezcla estequiométrica a 2500msnm y

la densidad del aire a 760mm de mercurio

nm = Rendimiento Mecánico

ηd = Rendimiento de Diagrama

ημ2 = Rendimiento Útil a 2500 msnm

Pc¹ = Presión de Compresión de motor aspirado

P = Presión Atmosférica a 2500 msnm

y = 1,5 exponente del valor politrópico de una compresión por pistón

Pc² = Presión de Compresión con el motor supercargado

P2 = Presión Atmosférica a 2500 msnm sumado a la presión que ofrece el supercargador

Rc² = Relación de Compresión con el motor supercargado

Vc = Volumen de la cámara de compresión

Vu = Volumen Unitario

Z = Volumen que se debe incrementar en la cámara

d = diámetro del pistón

H = Espesor que se aumenta al empaque del cabezote

PR = Relación de Presión

Patm = Presión atmosférica en la ciudad de Cuenca

Pdeseada = Presión del supercargador

TG = Temperatura ganada por el supercargador

Tabs = Temperatura Absoluta

Et = Eficiencia Térmica del Compresor Roots

Rd = Relación de Densidad

Ev = Eficiencica Volumétrica

Ep = Eficiencia de giro del supercargador

Pot G = Potencia obtenida con supercargador a 2500 msnm

Valor Pot = Potencia a 2500 msnm

Tfa = Tasa de flujo de aire

cid = Unidad de cilindraje del motor en pulgadas cúbicas

Tfan = Tasa de flujo de aire necesario

cfm = Unidad de flujo de aire necesario

v Supercargador = Velocidad de giro del supercargador

Pacc = Potencia de Accionamiento del supercargador

RP = Relación entre poleas

T-mot1= Torque del motor estándar a 2500 msnm

Pi = Potencia indicada a 0 msnm

Pefec = Potencia efectiva a 2500 msnm

ηv1 = Rendimiento Volumétrico Inicial a 2500 msnm

m real = Masa real de aire que ingresa al motor

m teórica = Masa teórica que ingresa al motor

Qt = Caudal de aire teórico que ingresa a los cilindros

da = Densidad del aire

Nc = Número de Cilindros

Pme1 = Presión media efectiva inicial

Ne = Potencia Útil al freno obtenida en el banco dinamométrico

Vt = Cilindrada del motor

N = Máximas revoluciones por minuto

i = constante de cálculo aplicada, 4 para motores de 4 tiempos

T-mot2= Torque del motor sobrealimentado a 2500 msnm

Pme2 = Presión media efectiva final

 $\eta v2$ = Rendimiento Volumétrico Final

Gpe1 = Consumo especifico de combustible motor estándar a 2500 msnm

Qe = Calor especifico del combustible

ds = Densidad del aire con el sistema supercargador a 2500 msnm

δ1 = Es la relación entre la densidad el aire que conforma la mezcla estequiométrica a

2500 msnm con supercargador y la densidad del aire a 760 mm Hg.

 $\eta\mu$ 3 = Rendimiento térmico a 2500 msnm con supercargador.

Gpe2 = Consumo específico de combustible motor supercargado a 2500 msnm.

BIBLIOGRAFÍA

- BELL Corky. Design, Testing and Installation of Supercharger Systems. Estados Unidos. Bentley. 2003. 346 p. 2da. Edición.
- BELL Graham. Forced Induction Performance Tuning a practical guide to Supercharging and Turbocharging. Estados Unidos. Cars & Car Conversions. 2002. 464 p. 1ra. Edición.
- DAVIS Earl and PERKINS DAVIS Diane. Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide Performance Handbook. Estados Unidos. Motorbooks Workshop. 2002. 160 p. 1ra. Edición.
- GANAHL Pat. A Complete Guide to "STREET SUPERCHARGING" Roots, Centrifugal & Twin Screw Superchargers. Estados Unidos. Car Tech. 128 p. 2009. 2da. Edición.
- HARTMAN Jeff. Supercharging Perfomance Handbook. Estados Unidos. Motorbooks. 2011. 224 p. 1ra. Edición.
- HERMÓGENES Gil. Técnicas de Sobrealimentación. España. CEAC. 2002. 267 p. 1ra. Edición.
- McCLURG Bob. How to Build Supercharged & Turbocharged Small-Block Fords. Estados Unidos. SA-Desing. 2005. 128 p. 1ra. Edición.
- MOTT Robert l. Diseño de Elementos de Máquinas. México. Pearson Educación. 2006. 872 p. 4ta. Edición
- PETTIT Joe. Sport Compact Turbos & Blowers. Estados Unidos. SA Desing. 2005. 128p. 1ra. Edición.
- SEGARRA Pablo. Tesis de grado. Diseño e Instalación de un Sistema Sobrealimentador con Turbocompresor en un motor Otto. 76 p. 2007.
- Cálculos del Supercargador. http://victorylibrary.com/supercharger/superengine5.htm. (Acceso: 20 de Diciembre de 2011).
- Especificaciones del Supercargador Eaton. http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Automotive/RootsSuperchargers/ index.htm. (Acceso: 25 de Octubre de 2011).

ANEXOS

Anexo 1: Fotografias del sistema supercargador de aire



Temperatura de descarga (°C)



Temperatura de descarga (°F)



Temperatura del aire aspirado (°C)



Temperatura del aire aspirado (°F)



Tubo de descarga con la base



Válvula para servofreno



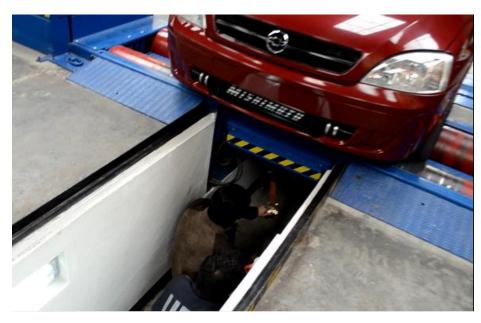
Vehículo empleado para la instalación del sistema supercargador



Prueba de banco dinamométrico



Sincronización de RPM



Sujeción del vehículo en el banco dinamométrico con arneses