



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN
SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN, PARA UN
VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL 2.6”**

**GUAITA BARAHONA JOSÉ EDUARDO
SARANGO TENE JORGE AUGUSTO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Junio, 20 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JOSÉ EDUARDO GUAITA BARAHONA

Titulada:

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
SOBREALIMENTACIÓN, PARA UN VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR
DIESEL 2.6”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Emilia Aimacaña S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Rodrigo Díaz B.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Junio, 20 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JORGE AUGUSTO SARANGO TENE

Titulada:

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
SOBREALIMENTACIÓN, PARA UN VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR
DIESEL 2.6”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Emilia Aimacaña S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Rodrigo Días B.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JOSÉ EDUARDO GUAITA BARAHONA

TÍTULO DE LA TESIS: “SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN, PARA UN VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL 2.6”

Fecha de Examinación: 25/06/2013.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Emilia Aimacaña S. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Rodrigo Díaz B. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JORGE AUGUSTO SARANGO TENE

TÍTULO DE LA TESIS: “SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN, PARA UN VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL 2.6”

Fecha de Examinación: 25/06/2013.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillan (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Emilia Aimacaña S. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Rodrigo Díaz B. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

José Eduardo Guaita Barahona

Jorge Augusto Sarango Tene

DEDICATORIA

Mi proyecto va dedicado a mi Dios quién supo guiarme por el buen camino, a mis queridos padres por su apoyo, consejos, comprensión, amor y ayuda en los momentos difíciles. Me han dado todo lo que soy como persona, mis valores, mis principios, mi carácter, mi empeño, mi perseverancia y mi coraje para conseguir mis objetivos. A mis hermanas, tíos y primos los cuales me apoyaron durante toda mi trayectoria politécnica, dándome una voz de aliento para continuar con esta gran meta propuesta y no desmayar en los problemas que se presentaban, a mis amigos que siempre estuvieron a mi lado. A todos gracias por su apoyo y formar parte de este gran logro.

José Eduardo Guaita Barahona

El presente trabajo lo dedico en primer lugar a mis padres Manuel y Mariana que fueron un apoyo fundamental durante todo el desarrollo de mi vida profesional, a mis hermanas Nancy, Rocío, Rosa, Sara y hermano Manuel quienes me dieron ánimos, fuerzas, para seguir y cumplir una nueva meta, a cada uno de mis compañeros, amigos e ingenieros que gracias a su ayuda, incondicional se logró superar muchos retos.

Jorge Augusto Sarango Tene

AGRADECIMIENTO

Quiero dar gracias al Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado, porque hiciste realidad este sueño anhelado.

Agradezco a mis padres José y Luz que su lucha da resultado, a mis hermanas Glenda, Mayra, Fernanda, mis tíos y primos que han estado presente conmigo en todo el transcurso de mi vida, apoyándome hasta alcanzar mis metas, así formando parte de este gran logro personal.

A Claudia y mis eternos amigos por el apoyo, amistad y cariño incondicional que me han brindado en el transcurso de nuestra vida universitaria.

Y un agradecimiento especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz por brindarme la oportunidad de formar parte de esta gran institución y convertirme en un profesional para ser útil a la sociedad.

José Eduardo Guaita Barahona

Agradezco a mis padres Manuel y Mariana por el apoyo incondicional brindado para culminar cada una de las metas que he propuesto, a mis hermanas Nancy, Rocío, Rosa, Sara y hermano Manuel quienes me dieron ánimos, fuerzas, para seguir y cumplir una nueva meta, a mis amigos, compañeros y docentes que sin sus opiniones y críticas constructivas no hubiese podido culminar este proyecto.

A la Escuela de Ingeniería Automotriz y a todas las personas que la conforman, por permitirme obtener una profesión.

Jorge Augusto Sarango Tene

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo general.....	3
1.3.2 Objetivos específicos.....	3
2. FUNDAMENTO TEÓRICO	
2.1 Motor diesel veloz.....	4
2.2 Ciclo teórico de un motor diesel veloz atmosférico.....	6
2.3 Ciclo real de un motor diesel veloz atmosférico.....	7
2.4 Diferencias entre el ciclo teórico y real de un motor diesel veloz atmosférico.....	10
2.5 Ciclo teórico de un motor diesel veloz sobrealimentado.....	11
2.6 Ciclo real de un motor diesel veloz sobrealimentado.....	12
2.7 Motivos para sobrealimentar.....	12
2.8 Sistema de sobrealimentación.....	13
2.8.1 Supercargadores.....	13
2.8.2 Turbocargadores.....	21
2.9 Generalidades del turbocompresor.....	22
2.10 Casos de sobrealimentación.....	31
2.10.1 Sobrealimentación diesel en primera fase.....	31
2.10.2 Sobrealimentación diesel.....	31
3. CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DIESEL VELOZ	
3.1 Especificaciones técnicas del motor.....	32

3.2	Especificaciones reales del motor atmosférico.....	33
3.2.1	Potencia y torque del motor diesel veloz atmosférico.....	35
3.3	Cálculo de parámetros fundamentales del motor.....	40
3.3.1	Cilindrada unitaria.....	40
3.3.2	Cilindrada de la cámara de compresión.....	40
3.3.3	Cilindrada total.....	41
3.3.4	Relación de compresión.....	41
3.4	Potencia y rendimiento.....	41
3.4.1	Potencia teórica máxima (potencia al freno).....	42
3.4.2	Potencia indicada.....	44
3.4.3	Potencia efectiva.....	45
3.4.4	Potencia a las ruedas.....	46
3.4.5	Potencia perdida debido a la altura.....	46
3.4.6	Rendimiento termodinámico del ciclo diesel veloz.....	47
3.4.7	Rendimiento indicado.....	48
3.4.8	Trabajo indicado.....	48
3.4.9	Rendimiento mecánico.....	49
3.4.10	Rendimiento total.....	50
3.4.11	Rendimiento volumétrico.....	50
3.5	Consumo de combustible.....	52
3.6	Sistema de admisión y alimentación de combustible.....	52
3.7	Sistema de escape.....	54
3.8	Estado actual del motor.....	54
3.8.1	Medición de la compresión.....	55
3.8.2	Medición de fugas por compresión.....	56
3.8.3	Determinación de la temperatura de aire de admisión.....	56
3.8.4	Análisis de los gases de escape del vehículo Hyundai.....	57
3.8.5	Determinación de tiempo en aceleración de 0 a 100 Km/h.....	61

3.8.6	Determinación de tiempos en cada marcha.....	61
3.9	Análisis y comparación de los datos teóricos y de los valores obtenidos.....	62
4.	SELECCIÓN Y ADAPTACIÓN DEL TURBOCOMPRESOR PARA EL VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL VELOZ	
4.1	Consideraciones para la adaptación del turbocompresor.....	63
4.2	Elección del turbocompresor.....	64
4.2.1	Importancia del A/R (relación de área del turbocompresor).....	65
4.2.2	Importancia del TRIM (relación entre el inductor y exductor).....	66
4.3	Cálculos para la selección del turbocompresor.....	67
4.3.1	Caudal másico de aire.....	67
4.3.2	Presión absoluta del colector.....	68
4.3.3	Presión de descarga del compresor.....	68
4.3.4	Presión de entrada al compresor.....	69
4.3.5	Relación de presión.....	69
4.3.6	Turbocompresor seleccionado.....	69
4.3.7	Determinación de la eficiencia del compresor.....	71
4.3.8	Cálculo de elevación de temperatura ideal.....	72
4.3.9	Cálculo de la temperatura real.....	72
4.4	Montaje del turbocompresor.....	73
4.4.1	Precauciones generales.....	73
4.4.2	Procedimiento de instalación.....	73
4.4.3	Adaptación de los conductos de lubricación y refrigeración al turbo.....	77
4.5	Montaje del intercooler.....	79
4.5.1	Precauciones generales.....	79
4.5.2	Procedimiento de instalación.....	79

4.5.3	Proceso de circulación del aire.....	80
5.	PRUEBAS Y RESULTADOS DEL VEHÍCULO HYUNDAI H100	
	MOTOR DIESEL VELOZ SOBREALIMENTADO	
5.1	Procedimiento de arranque.....	82
5.1.1	Precauciones.....	82
5.1.2	Puesta en marcha del motor Hyundai turboalimentado.....	82
5.2	Determinación del estado final del motor Hyundai H100 sobrealimentado.....	83
5.2.1	Obtención de la potencia y par reales del motor con sistema de sobrealimentación.....	83
5.2.2	Medición de los gases de escape en el motor sobrealimentado.....	84
5.2.3	Presión de aceite.....	85
5.2.4	Temperatura del agua.....	86
5.2.5	Medición de compresión del motor.....	86
5.2.6	Determinación del tiempo en aceleración de 0 a 100 Km/h.....	86
5.2.7	Determinación de tiempos en cada marcha.....	86
5.3	Análisis y cálculos de potencia y presiones del motor Hyundai sobrealimentado.....	87
5.3.1	Potencia indicada.....	87
5.3.2	Potencia efectiva.....	88
5.3.3	Potencia a las ruedas.....	88
5.3.4	Análisis de la pérdida de potencia.....	88
5.3.5	Porcentaje del aumento de la potencia.....	88
5.4	Análisis y cálculos de rendimientos para el motor Hyundai.....	89
5.4.1	Rendimiento termodinámico del ciclo diesel veloz.....	89
5.4.2	Rendimiento mecánico.....	89
5.4.3	Rendimiento total.....	90

5.4.4	Rendimiento volumétrico.....	90
5.5	Análisis de consumo real de combustible.....	91
5.6	Comparación de los valores de potencia del motor estándar y el motor sobrealimentado.....	92
5.7	Servicio al turbocargador.....	93
5.7.1	Precauciones generales.....	94
5.7.2	Tabla de diagnóstico.....	96
6.	COSTOS	
6.1	Costos directos.....	97
6.1.1	Costos de materiales.....	97
6.1.2	Costos de mano de obra e instalaciones.....	97
6.1.3	Costos de transporte.....	98
6.2	Costos indirectos.....	98
6.3	Costos totales.....	98
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	99
7.2	Recomendaciones.....	100

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1 Ventajas e inconvenientes del turbocompresor de geometría fija.....	30
2 Especificaciones técnicas del motor Hyundai.....	32
3 Datos obtenidos en el banco de dinamométrico LPS 3000.....	40
4 Datos de compresión.....	55
5 Turbiedad del pico 1 en aceleración libre (línea base).....	58
6 Resultado de aceleración libre (línea base).....	60
7 Análisis del gas de humo a 100% de velocidad máxima.....	60
8 Análisis del gas de humo a 90% de velocidad máxima.....	61
9 Análisis del gas de humo a 80% de velocidad máxima.....	61
10 Tiempos en cada marcha.....	61
11 Análisis de la potencia y par motor.....	62
12 Categorías a sobrealimentar.....	65
13 Datos obtenidos en el banco dinamométrico LPS 3000.....	84
14 Resultado de aceleración libre (sobrealimentado).....	84
15 Análisis del gas de humo a 100% de velocidad máxima.....	85
16 Análisis del gas de humo a 90% de velocidad máxima.....	85
17 Análisis del gas de humo a 80% de velocidad máxima.....	85
18 Tiempos en cada marcha del motor sobrealimentado.....	87
19 Análisis de la comparación de potencia y par con y sin turbo.....	93
20 Costos de materiales.....	97

21	Costos de mano de obra e instalaciones.....	97
22	Costos de transporte.....	98
23	Costos indirectos.....	98
24	Costo total.....	98

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Motor diesel veloz de cuatro tiempos.....	4
2 Ciclo de trabajo de del motor diesel veloz de cuatro tiempos.....	6
3 Diagrama del ciclo teórico del motor diesel veloz.....	8
4 Diagrama real del ciclo diesel veloz.....	8
5 Diagrama de distribución diesel veloz.....	9
6 Pérdidas en el diagrama de trabajo.....	10
7 Diagrama del ciclo teórico del motor diesel veloz sobrealimentado.....	12
8 Compresor de paletas.....	15
9 Compresor de lóbulos.....	15
10 Compresor Eaton Roots.....	16
11 Compresor Eaton Roots 1.....	16
12 Compresor Eaton Roots 2.....	17
13 Compresor volumétrico de pistones rotativos Wankel.....	17
14 Compresor de hélice sprintex.....	18
15 Compresor Pierburg de pistón rotativo.....	18
16 Compresor kkk de émbolo rotativo.....	19
17 Compresor Scroll en el Volkswagen.....	19
18 Compresor centrífugo.....	20
19 Compresor comprex.....	21
20 Estructura del turbocompresor.....	24

21	Válvula wastegate sobre el turbocompresor.....	25
22	Regulación de la presión de sobrealimentación de forma neumática.....	26
23	Posiciones de la válvula wastegate en función de la presión de Sobrealimentación.....	26
24	Regulación de la presión de control.....	27
25	Temperaturas que sufre un turbo.....	28
26	Materiales de un turbo.....	28
27	Turbocompresor de geometría variable.....	30
28	Posicionamiento del vehículo en el banco de potencia LPS 3000.....	35
29	Aseguramiento de los neumáticos posteriores.....	36
30	Fijación del vehículo con las correas de seguridad.....	36
31	Posicionamiento del ventilador.....	37
32	Pupitre de comunicaciones.....	37
33	Selección de operación.....	37
34	Datos del vehículo.....	38
35	Selección de revoluciones.....	38
36	Inicio de prueba de potencia.....	39
37	Curvas finales de potencias del motor atmosférico.....	39
38	Volumen de consumo de combustible.....	43
39	Sistema de admisión.....	53
40	Sistema de alimentación de combustible.....	53
41	Sistema de escape.....	54

42	Medición de compresión.....	55
43	Medición de las fugas de compresión.....	56
44	Temperaturas ambiente.....	56
45	Conexión del MDO 2.....	57
46	Fijar la sonda en el tubo de escape.....	57
47	A/R de un turbocompresor.....	64
48	El TRIM.....	66
49	Mapa del turbocompresor seleccionado.....	70
50	Características constructivas del turbocompresor.....	70
51	Turbocompresor seleccionado.....	71
52	Eficiencia del compresor.....	71
53	Múltiple de escape.....	74
54	Montaje del turbocompresor al múltiple de escape.....	74
55	Fijación del turbocompresor al motor.....	75
56	Montaje de las tuberías de aceite del turbo.....	75
57	Modificación del tubo de escape delantero.....	76
58	Despiece del conjunto turbocargador – múltiple de escape.....	76
59	Conexión de las mangueras del turbo.....	77
60	Lubricación y refrigeración del turbocompresor.....	77
61	Adaptación de los conductos de refrigeración del turbo.....	78
62	Ubicación del intercooler.....	79
63	Instalación de tuberías de entrada y salida del intercooler.....	80

64	Instalación de mangueras.....	80
65	Esquema de la circulación del aire.....	81
66	Gráfica de potencia y par del motor Hyundai sobrealimentado.....	83
67	Presión de aceite.....	86
68	Comparación de potencias con y sin turbo.....	92

LISTA DE ABREVIACIONES

A/R	Relación de área del turbocompresor
AAA	Avance a la apertura de admisión
AI	Adelantando en el momento de la inyección
BSCF	Consumo específico de combustible al freno
CORPAIRE	Corporación para el mejoramiento del aire de Quito
MAHA	Maschinenbau Haldenwang
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
RCA	Retraso al cierre de admisión
RCE	Retraso al cierre de escape
TRIM	Relación entre el inductor y exductor

LISTA DE ANEXOS

- A Propiedades de los gases
- B Opacidad estática en línea base (Motor atmosférico)
- C Datos de opacidad estática en línea base (Motor atmosférico)
- D Opacidad dinámica en línea base (Motor atmosférico)
- E Dimensiones del turbocargador GT 1544
- F Opacidad estática (Motor sobrealimentado)
- G Datos de opacidad estática (Motor sobrealimentado)
- H Opacidad dinámica (Motor sobrealimentado)
- I Tabla de averías y soluciones de un turbocargador

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad Seleccionar e Implementar un Sistema de Sobrealimentación, a un Vehículo Hyundai H100 Motor Diesel Veloz, se investigó las variaciones múltiples existentes, sus diseños y aplicaciones, para así seleccionar el de mejores prestaciones que nos permita mejorar la eficiencia volumétrica con su correspondiente incremento en el rendimiento del motor.

El vehículo incorpora el sistema turboalimentado, que admite una cantidad mayor de aire al interior del cilindro, mejorando la interacción entre las moléculas del aire que ingresa al cilindro aprovechando de mejor manera la combustión.

Llevar acabo esto requiere un turbocompresor GARRETT GT 1544, que tiene incorporado la válvula de alivio de gases de escape Wastegate, también se necesitó otros accesorios como, intercooler, indicador de presión, conductos de refrigeración, conductos de lubricación y cañerías de admisión de aire, asegurando un correcto funcionamiento y brindando un grado de fiabilidad al sistema de sobrealimentación.

El sistema de sobrealimentación logra reducir la opacidad de los gases de escape, haciendo al vehículo más amigable con el medio ambiente, reduce el consumo de combustible en un 7.636%, así como también existe un aumento de la potencia indicada del 66.8% y se mejora los tiempos de aceleración de 0 a 100km en un 51.67%, recorriendo la misma distancia en menor tiempo.

En conclusión se habla de un motor más eficiente debido al aumento de la potencia indicada del motor, todo esto en base a pruebas y resultados obtenidos en el banco dinamométrico de CORPAIRE Quito.

ABSTRACT

The present project objective is to Select and Implement a Supercharging System for a Hyundai car H100 Engine Diesel Veloz. The existing multiple variations, designs and applications were investigated in order to select the best one and improve the volumetric efficiency with the corresponding increase in the engine performance.

It incorporates the turbecharged system which admits a high air quantity into the cylinder improving the interaction among the molecules of air entering the cylinder taking advantage the combustion in a better way.

A turbecompressor GARRETT GT 1544 having a valve of exhaust gas release Wastegate, and other accessories such as, intercooler, pressure indicator, cooling lines, lubrication lines and air intake pipelines were required to carry out this project in order to get a correct operation and give reliability to the supercharge system.

The supercharge system reduces the opacity of the exhaust gases without polluting the environment as well as the fuel consumption in a 7,636%, increases the indicated potency to 66,8% and speed times improve from 0 km to 100 km in a 51,67% that means it takes the same distance in a lower time.

From the tests and results gotten in the dynamometric bank at CORPAIRE Quito it is concluded that this engine is more efficient due to the increase of the indicated engine potency.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La historia de la turbo alimentación es casi tan antigua como la del motor de combustión interna. Ya en 1885 y 1896, Gottlieb Daimler y Rudolf Diesel investigaron incrementar la potencia y reducir el consumo de combustible de sus motores mediante la precompresión del aire de combustión. En 1925, el ingeniero suizo Alfred Büchi fue el primero en lograr la turboalimentación por gases de escape, obteniendo un aumento de potencia superior al 40%. Esto marcó el inicio de la introducción paulatina de la turboalimentación en la industria automovilística.

Las primeras aplicaciones del turbocompresor se limitaban a motores enormes, como los motores marinos. En la industria de motores para automóviles, la turboalimentación empezó aplicándose a motores de camiones. En 1938, se construyó el primer motor con turboalimentación para camiones a cargo de la sociedad "Swiss Machine Works Saurer".

El Chevrolet Corvaire Monza y el Oldsmobile Jetfire fueron los dos primeros turismos dotados de turbocompresor, e hicieron su debut en el mercado estadounidense en 1962/63. A pesar del gigantesco gasto técnico, su escasa fiabilidad hizo que desaparecieran pronto del mercado.

Tras la primera crisis del petróleo en 1973, la turboalimentación fue más aceptada en aplicaciones diesel comerciales. Hasta entonces, los elevados costos de las inversiones en turboalimentación sólo se veían compensados por el ahorro en el costo del combustible, que era mínimo. El aumento en las restricciones de la normativa sobre emisiones a finales de los 80 derivó en un aumento del número de motores de camión dotados de turbocompresor hasta el punto que hoy día todos los motores de camión disponen de turbocompresor.

En los 70, con la introducción del turbocompresor en el deporte del motor, sobre todo en las carreras de fórmula 1, el motor turbocompresor para turismos adquirió una gran popularidad. La palabra "turbo" se puso muy de moda.

El gran descubrimiento en turboalimentación para turismos llegó en 1978 con la introducción del primer motor turbodiesel para turismos en el Mercedes-Benz 300 SD, seguido del VW Golf Turbodiesel en 1981. Gracias al turbocompresor, se podía incrementar la eficiencia del coche con motor diesel veloz, manteniendo prácticamente

la misma “manejabilidad” que un motor de gasolina y con una reducción significativa de las emisiones.

En la actualidad, la turboalimentación en motores de combustión interna ya no se ve primordialmente desde la óptica de las prestaciones, sino que se contempla como una forma de reducir el consumo de combustible y, por tanto, la contaminación ambiental con el aprovechamiento de la energía de los gases de escape.

1.2 Justificación

La misión de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, es formar profesionales teórico-prácticos de excelencia, con capacidad de gestión y liderazgo, que impulsen el desarrollo del país, aportando soluciones técnico científicas para el mejor funcionamiento del parque automotor; así como, del cuidado del medio ambiente.

La Escuela de Ingeniería Automotriz, forma profesionales calificados para la construcción, adaptación, repotenciación y mantenimiento de los sistemas automotores en un vehículo.

El avance tecnológico en lo concerniente a las diferentes adaptaciones al motor y al vehículo ha creado la necesidad de contar con técnicos automotrices, capacitados en el área de selección de componentes adicionales aplicados en los motores diesel veloz.

La sobrealimentación resulta útil para compensar la falta de aire tanto en los motores de competición como en los que tienen que trabajar en alturas apreciables, cerca de los tres mil metros sobre el nivel del mar en donde su potencia se ve afectada al menos en un 40% de lo normal. En esos casos no se trata de conseguir mejores valores sino de conservar los nominales.

Además la falta de aire es causa importante de la contaminación ambiental debido a las emisiones de gases producidas por combustiones incompletas y un mayor consumo de combustible.

Con estos motivos se tiene la necesidad de introducir una mayor cantidad de aire para lograr una combustión más completa y una mejor conservación del medio ambiente debido a que las emisiones de los gases producidas por combustiones incompletas se reducirán al mínimo.

El tema del proyecto responde al deseo de realizar una investigación acerca de la adaptación, operación, funcionamiento y mantenimiento de un turbocargador, montado en el motor diesel veloz Hyundai H100, así como una correcta selección, instalación y

utilización de componentes que son aplicados específicamente en motores diesel veloz.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Adaptar un sistema de sobrealimentación en un vehículo Hyundai H100 con motor diesel veloz atmosférico de aspiración natural para mejorar los parámetros de funcionamiento del mismo.

1.3.2 *Objetivos específicos.*

Conocer el funcionamiento del motor diesel veloz y los tipos de turbocompresores existentes en el mercado.

Conocer las especificaciones teóricas y el estado en el que se encuentra el motor diesel veloz a sobrealimentar.

Seleccionar turbocargador adecuado para el vehículo Hyundai H100 de motor diesel veloz.

Elegir los componentes mecánicos a implementarse en el motor diesel veloz con el fin de optimizar su funcionamiento.

Conocer los resultados del motor diesel veloz en el vehículo Hyundai H100 con la adaptación realizada.

Detectar, diagnosticar posibles fallas, y solucionar averías técnicamente al motor sobrealimentado.

Determinar el costo total de la implementación del sistema de sobrealimentación en el vehículo Hyundai H100 motor diesel veloz.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Motor diesel veloz

El motor diesel veloz llamado así en 1892 en honor a su inventor, el ingeniero alemán Rudolf Cristian Karl Diesel nacido en París. Este motor emplea un principio diferente al otto con la característica de no necesitar chispa eléctrica para realizar la combustión, sino se realiza al inyectar el gasóleo pulverizado a presión en la cámara o precámara. Se emplea con mayor frecuencia en camiones, autobuses y automóviles. Tanto en los motores otto como en los diesel veloces, se fabrican en modelos de dos y cuatro tiempos.

Figura 1. Motor diesel veloz de cuatro tiempos



Fuente: <http://www.automotriz.net/online/mazda-bt-50-motor-1.jpg>

El motor diesel veloz o de encendido por compresión, conocida así porque la compresión elevada del aire en el interior del cilindro es suficiente para provocar la autoinflamación del combustible inyectado a gran presión en la parte superior de la cámara de compresión. Como resultado, la mezcla se quema muy rápidamente.

Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Es fundamental alcanzar una temperatura muy alta para que se origine el autoencendido del gasóleo. En frío es necesario pre-calentar el gasóleo o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación del petróleo fluctuando entre los 220 °C y 350 °C, que recibe la denominación de gasóleo o gasoil en inglés.

La estructura básica del motor diesel veloz es muy similar a la del motor otto, Las diferencias más notables son:

- No tiene circuito de encendido.
- Dispone de un circuito de inyección del combustible de baja y alta presión.
- Trabaja con presiones de (inyección de combustible y compresiones) más altas, por lo que las piezas del motor son más robustas.
- Mayor rendimiento térmico que los motores de gasolina, al generar más potencia con un menor consumo de combustible.
- Pueden tener diferentes formas de las cámaras de combustión de acuerdo a su caso de inyección.

Al ser un motor robusto, los elementos constructivos presentan unas características que se adaptan a sus duras condiciones de trabajo y con unos precisos ajustes. Como consecuencia, el motor diesel veloz es más pesado y tiene un mayor coste de fabricación.

Los pistones se construyen reforzados en diferentes zonas y con unas características específicas. El alojamiento del bulón, encargado de transmitir la fuerza a la biela, es más resistente. Se incorporan anillos de acero en la ranura del segmento superior para soportar las altas temperaturas. La dilatación térmica se regulariza de forma muy precisa mediante la inserción de placas de acero. Los pistones generalmente se refrigeran por medio de surtidores de aceite.

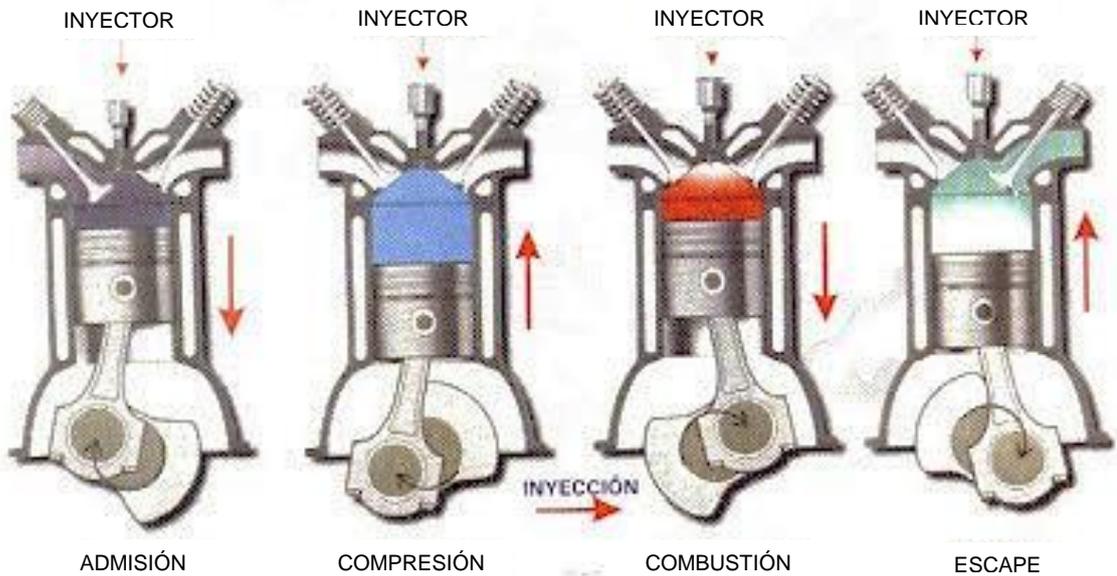
Otros elementos que se refuerzan convenientemente en el motor diesel veloz son: El cigüeñal, las bielas, los soportes de bancada y los cojinetes de fricción. También los sistemas de refrigeración y engrase se adecúan a las mayores exigencias de este tipo de motor. [1]

Los motores con alimentación normal por presión atmosférica, se denominan **motores aspirados o atmosféricos**, mientras que los motores equipados con dispositivos que comprimen el aire en los cilindros se denominan **motores sobrealimentados**.

2.2 Ciclo teórico de un motor diesel veloz atmosférico

En el motor diesel veloz de cuatro tiempos, el pistón desarrolla cuatro carreras alternativas mientras el cigüeñal gira dos vueltas (720°).

Figura 2. Ciclo de trabajo de del motor diesel veloz de cuatro tiempos



Fuente: http://4.bp.blogspot.com/--E86tGSqSfA/T_ccoOdFaGI/AAAAAAAAAE4/Yxxsv-Gi3LY/s400/funcionamiento.jpg

El ciclo de trabajo del motor diesel veloz es el siguiente:

- **Primer tiempo: Admisión**

La válvula de admisión se abre instantáneamente y el pistón efectúa su primera carrera desde el punto más alto PMS (punto muerto superior) al PMI (punto muerto inferior), aspirando solo aire de la atmósfera, purificado a través del filtro. La válvula de admisión permanece abierta durante toda la carrera del pistón, con objeto de llenar todo el volumen del cilindro. Durante este tiempo, la muñequilla del cigüeñal gira 180°.

Al llegar al PMI se supone que la válvula de admisión se cierra instantáneamente y el cilindro queda completamente lleno de aire.

- **Segundo tiempo: Compresión**

Las dos válvulas están completamente cerradas y el pistón comprime el aire a gran presión desde el PMI al PMS, según la relación de compresión está entre 14 y 22 veces del volumen de la cámara de combustión, quedando sólo aire alojado en la cámara de combustión. La muñequilla del cigüeñal gira otros 180° y completa la primera vuelta del árbol motor.

De la presión alcanzada en el interior de la cámara de combustión, se obtiene una alta temperatura del aire (600-650°C), superior al punto de inflamación del combustible. La energía necesaria para la compresión es aportada por el volante de inercia.

- **Tercer tiempo: Expansión (trabajo)**

Las válvulas siguen cerradas y el pistón en PMS, se inyecta el combustible pulverizado (regulada por la bomba de inyección) en el interior del cilindro. Como la presión en el interior del cilindro es muy elevada, la inyección del combustible debe realizarse a una presión entre 150 y 300 atmósferas (151,98 y 303,97 bares).

Al momento de la inyección, el combustible es pulverizado y se mezcla con el aire y se inflama de forma inmediata. Se eleva la temperatura interna, la presión es constante mientras dura la aportación de calor y el pistón avanza hacia el PMI. Durante este tiempo, es la carrera motriz, la única que aporta trabajo al ciclo y el pistón efectúa su tercer recorrido y la muñequilla del cigüeñal gira otros 180 °.

- **Cuarto tiempo: Escape**

Al llegar el pistón al PMI, la válvula de escape se abre instantáneamente y permanece abierta. El pistón durante su recorrido ascendente, expulsa a la atmósfera los gases remanentes que no han salido, efectuando el barrido de gases quemados lanzándolos al exterior, la presión y la temperatura bajan rápidamente. Cuando el pistón llega al PMS, la válvula de escape se cierra inmediatamente. El pistón desciende en admisión y el ciclo se repite.

La muñequilla del cigüeñal efectúa otro giro de 180°, completando las dos vueltas del árbol motor que corresponde al ciclo completo de trabajo.

Diagrama del ciclo teórico del motor diesel veloz

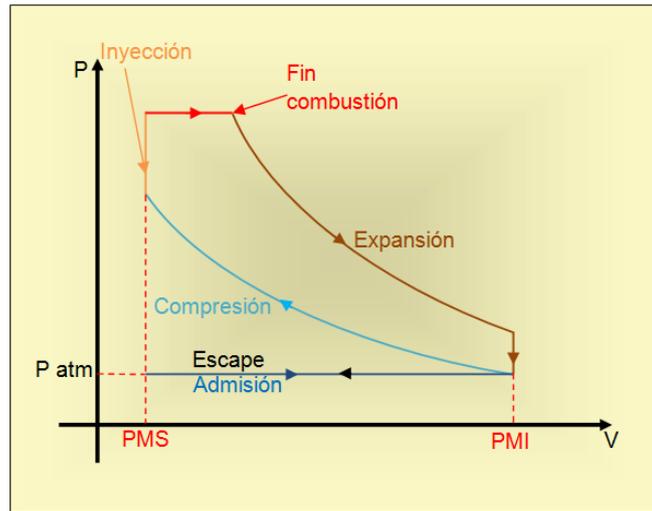
El diagrama de trabajo está representado en un sistema de ejes coordenados P-V (presión - volumen), permite seguir la evolución y el volumen dentro del cilindro en el transcurso de los cuatro tiempos del ciclo teórico del motor diesel veloz, observar en la figura 3.

2.3 Ciclo real de un motor diesel veloz atmosférico

Debido a las condiciones propias dentro de las cuáles se desarrollan los procesos reales, presentan un comportamiento diferente con el teórico y con el fin de conseguir un buen vaciado de los gases residuales de la combustión que no contiene oxígeno y

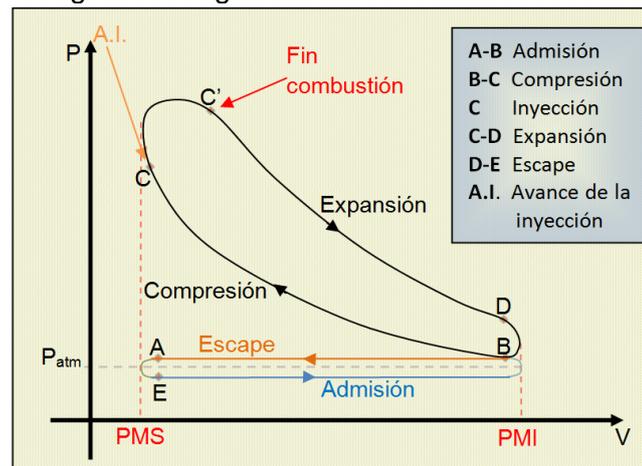
el máximo llenado del cilindro, los motores disponen de avances y retrasos en los ángulos de la distribución (Figura 5).

Figura 3. Diagrama del ciclo teórico del motor diesel veloz



Fuente: Autores

Figura 4. Diagrama real del ciclo diesel veloz



Fuente: Autores

Admisión: A-B. Para asegurar el llenado total del cilindro la válvula de admisión se abre en A (figura 4) antes que el pistón llegue al PMS (avance a la apertura de admisión AAA) y se cierra con retardo de algunos grados después en B con respecto al PMI (retraso al cierre de admisión RCA), con el fin de aprovechar la velocidad de entrada que ha adquirido el aire y sigan ingresando al cilindro, manteniendo una presión por debajo de la atmosférica en el interior del cilindro, debido a las pérdidas de carga.

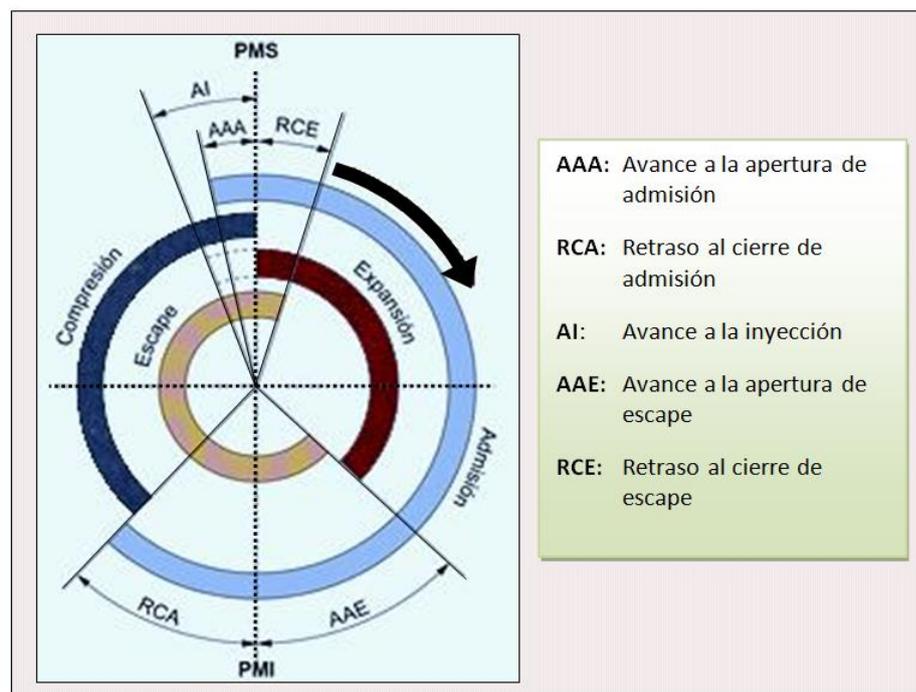
Compresión: B-C. Estando las válvulas cerradas, el pistón asciende comprimiendo el aire. La compresión no es adiabática, existe intercambio de calor a través de las paredes del cilindro.

Expansión: C-D. La inyección comienza con un cierto adelanto en C, que va acompañada con una elevación de temperatura y presión de los gases, cuando el pistón sube en compresión. La combustión del combustible comienza cuando el pistón se aproxima al PMS y el combustible atomizado se incendia. Y termina en D con un cierto avance al PMI.

Se necesita tiempo para que se inicie la combustión y se libere el calor. Este tiempo se compensa con el adelantando en el momento de la inyección (AI).

Escape: D-E. Durante este tiempo se crea una contrapresión para evacuación de los productos siendo ésta alrededor de 1.11 bares. Con el objeto de obtener la máxima evacuación posible de los gases, la válvula de escape se abre en D con cierto avance antes del PMI (AAE) para descargar los gases residuales de la expansión con la ayuda de la presión residual y se cierra en E con cierto retraso después del PMS (RCE), la válvula de escape queda abierta unos grados más después de pasar el pistón por el PMS para aprovechar la inercia adquirida por los gases y su evacuación sea la más completa posible.

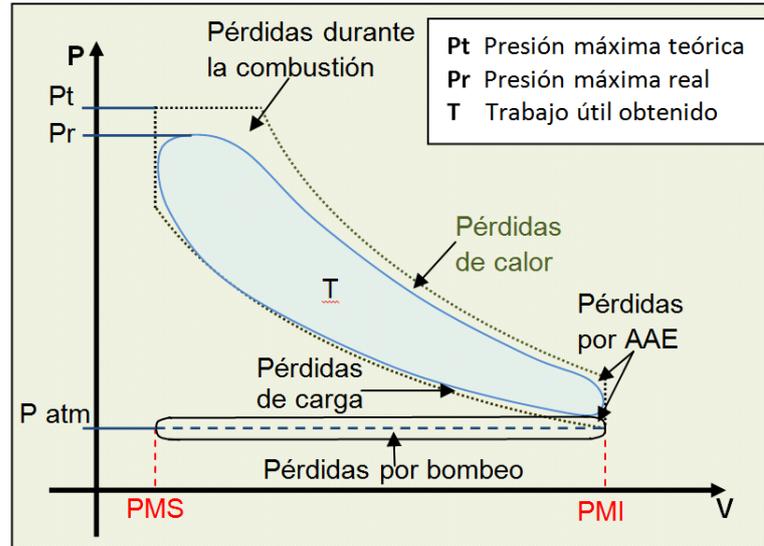
Figura 5. Diagrama de distribución diesel veloz



Fuente: Autores

El ciclo práctico tiene un rendimiento menor que el teórico debido a las pérdidas que se producen en el funcionamiento real del motor.

Figura 6. Pérdidas en el diagrama de trabajo



Fuente: Autores

- Pérdidas por bombeo debidas al trabajo negativo que se supone la carga y evacuación de los gases en el cilindro.
- Pérdidas causadas por el desplazamiento del pistón durante la combustión.
- Pérdidas por la evacuación de calor al sistema de refrigeración.
- Pérdidas por el tiempo empleado en la evacuación de calor en la apertura del escape.
- Pérdidas de presión por el llenado defectuoso en admisión.

2.4 Diferencias entre el ciclo teórico y real de un motor diesel veloz atmosférico

El ciclo real con respecto al teórico sufre algunas importantes modificaciones al poner a funcionar el motor, en la práctica. Si el motor pudiese funcionar como muestra el ciclo teórico, obtendríamos la máxima potencia con el mínimo consumo de combustible.

Cuanto más se parezca el diagrama práctico con el teórico, mejor serán las prestaciones del motor.

Las diferencias con el ciclo real, se dan por las siguientes razones:

- **Por rozamientos del aire**, en el ciclo teórico se supone que la admisión y el escape se realizan a presión constante, considerando que el fluido activo circula por los conductos de admisión y escape sin rozamiento, en el ciclo real la aspiración lo realiza a presión inferior a la atmosférica por lo que en el tiempo de admisión el cilindro

no puede llenarse por completo, en el ciclo aparece una pérdida de carga debida al rozamiento, que causa una notable pérdida energética

- **Volumen inicial de aire menor**, al que teóricamente se espera, como el cilindro no pudo llenarse por completo, no se consigue compresión hasta que el pistón haya recorrido parte de su carrera ascendente.
- **Pérdidas de calor**, del fluido que se transmite en cierta parte a través de las paredes las cuales son bastantes importantes en el ciclo real, ya que al estar el cilindro refrigerado, se asegura el óptimo funcionamiento del pistón, pero debido a estas pérdidas de calor y a las fugas que pueden producirse por los aros y asientos de válvulas.
- **Tiempo de apertura y cierre de la válvula de admisión y de escape**, aunque de acuerdo al ciclo teórico la apertura y cierre de las válvulas ocurre instantáneamente, en la práctica es totalmente imposible, esta acción se da en un tiempo relativamente largo, por lo que, para mejorar el llenado y vaciado del cilindro, las válvulas de admisión y de escape se abren con anticipación y de la misma forma se cierran con retraso, lo que provoca una pérdida de trabajo útil.
- **Combustión no instantánea**, como en el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza instantáneamente, en el ciclo real de combustión dura un cierto tiempo. Con lo cual, si el encendido o la inyección tuviese lugar justamente en el PMS, la combustión ocurrirá mientras el pistón siga desplazándose, y la consecuencia de esto es la pérdida de trabajo.

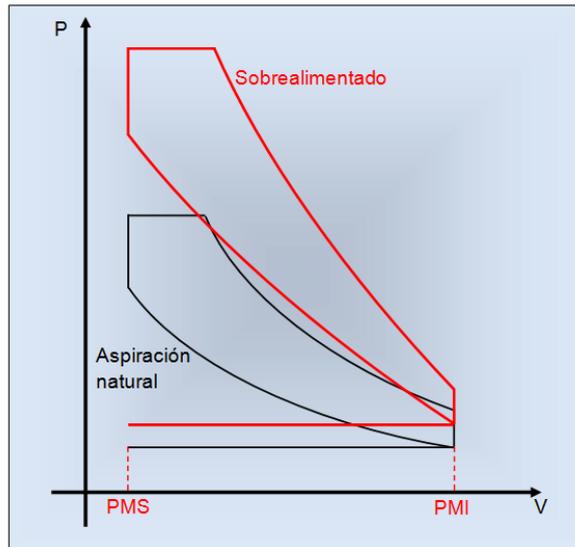
Para evitarlo se recurre a anticipar la inyección de forma que la combustión tenga lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra lo más cerca posible del PMS para recuperar algo del trabajo perdido.

- Cabe destacar que en los motores diesel veloz, las pérdidas por rozamientos de aire son inferiores a las que se producen en los de ciclo otto, pues no hay estrangulamiento al paso del aire durante la admisión, debido a que estos motores no utilizan carburador.

2.5 Ciclo teórico de un motor diesel veloz sobrealimentado

En el motor diesel veloz sobrealimentado el sentido de la gráfica es el mismo, a diferencia que los parámetros de presión y volumen de los ciclos varían.

Figura 7. Diagrama del ciclo teórico del motor diesel veloz sobrealimentado



Fuente: Autores

2.6 Ciclo real de un motor diesel veloz sobrealimentado

El motor diesel veloz rápido sobrealimentado tiene menores ángulos en el AAA y en RCE debido a que la entrada de aire en el cilindro es forzada y la inercia del gas en estos casos tiene menos importancia para el llenado.

2.7 Motivos para sobrealimentar

El principal objetivo de la sobrealimentación nace en un intento de aumentar el rendimiento volumétrico del motor sin tener que aumentar la cilindrada del mismo, en el cual el tiempo de aspiración que resulta demasiado breve, sumado con los roces del aire en las paredes del múltiple de admisión, válvulas, filtros de aire y todo componente que pueda llegar a involucrarse en el sistema de admisión, suman una gran desventaja al motor debido a que el cilindro no alcanza el valor de la presión atmosférica y la potencia motor no alcanza en valor esperado.

Considerando que el rendimiento volumétrico es el porcentaje de llenado de un cilindro. Entre dos motores iguales, el que tenga mayor rendimiento volumétrico genera más potencia al disponer de mayor número de moléculas de oxígeno, pues permite quemar mayor cantidad de combustible y con lo que se consigue aumentar la potencia desarrollada por el motor y a la vez se conserva mejor el ambiente debido a que los gases productos de la combustión se reducen.

Así pues, solo se consigue aumentar la potencia, sin variar la cilindrada ni el régimen del motor, mediante la colocación en el interior del cilindro de un volumen de aire (motor diesel veloz) o de mezcla (aire y combustible para el motor a gasolina), mayor de la que ingresa en los motores atmosféricos.

La falta de aire, o mejor dicho su enrarecimiento, es tal que en un motor a tres mil metros de altura se reduce la potencia aproximadamente un 40% de la potencia desarrollada en condiciones normales. En esos casos no se trata de conseguir mejores valores sino de conservar los nominales.

2.8 Sistema de sobrealimentación

En los motores diesel veloz está muy extendido el empleo de la sobrealimentación ya que mejora el rendimiento y aumenta la potencia manteniendo la misma cilindrada.

Este método consiste en forzar la entrada de aire en el cilindro, para lo cual se monta un dispositivo en el conducto de admisión que comprime el aire antes de introducirlo, con lo que se logra aumentar la masa de aire admitida para un mismo volumen, y por consiguiente puede aumentarse también la cantidad de combustible que es posible quemar en cada ciclo, obteniéndose así una mayor curva de par para el motor y mayor potencia.

Los aparatos de sobrealimentación para motores de combustión se denominan generalmente “compresores”.

Existen dos formas muy difundidas de sobrealimentar un motor: por medio del Compresor Volumétrico llamado Supercargador, o un Turbocargador. [2]

2.8.1 Supercargadores. Son aquellos que aprovechan la energía mecánica del motor a través de engranajes o correas para impulsar un compresor volumétrico y hacer circular el aire a mayor velocidad de la que proporciona la presión atmosférica, con la que crea una sobrepresión en el múltiple de admisión. Puede quedar montado de los dos lados del motor.

Su funcionamiento le da la mayor ventaja, que permite generar la sobrepresión prácticamente al instante debido a que se encuentra accionado por el cigüeñal y tienen buen rendimiento a bajas revoluciones cosa que no ocurre con los compresores. Por otra parte no calienta tanto el aire como el turbocargador, así que su eficiencia no depende de la instalación de un intercooler.

Su inconveniente es el compresor de gran tamaño y peso, por lo que son recomendados para motores V6 (6 cilindros en V) o V8 (8 cilindros en V), aunque también se puede usar en motores de 4 cilindros, además consumen potencia directamente del motor que en regímenes altos pueden alcanzar los 20 CV (Caballos de vapor)

Tipos de supercargadores:

Para conseguir elevar la presión del aire atmosférico se han estudiado y desarrollado cuatro familias fundamentales de compresores que corresponden a otros tantos sistemas basados en principios mecánicos, los cuáles son:

- Compresores alternativos.
- Compresores rotativos.
- Compresores centrífugos accionados mecánicamente por el motor.
- Compresores intercambiadores de onda de presión.

Compresores alternativos

En esta familia comprenden principalmente los que son por émbolo, su diseño puede adaptarse a las necesidades que se prevean en cuanto al gasto de aire y también en cuanto a la presión obtenida. En caso de adaptar estos compresores para los motores diesel veloz de cuatro tiempos, resultarían demasiado voluminosos y pesados, pero han sido bastante utilizados en los grandes motores de dos tiempos para efectuar con ellos un barrido perfecto de la cámara de combustión y la parte correspondiente del cilindro. [3]

Compresores rotativos

Son aquellos que no tienen giro alternativo sino rotativo y su accionamiento es mecánico, para funcionar necesitan ser movidos por el cigüeñal del motor, causándole una pérdida considerable a la potencia del motor. Estos compresores son divididos en dos grupos los cuáles son:

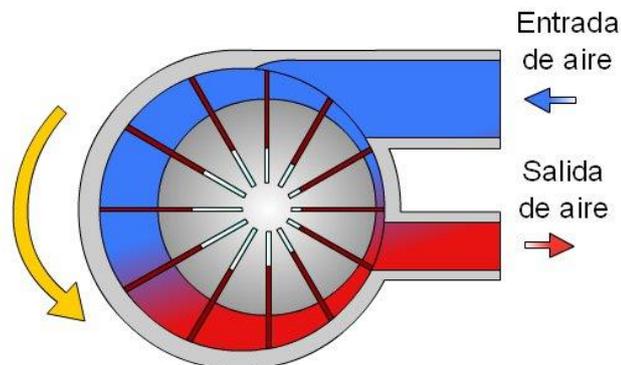
- a) Compresores de paletas
- b) Compresores de lóbulos

Compresores de paletas

Funciona según el conocido principio de tambor excéntrico y álabe móvil, mayormente utilizados en el sentido de bombas de líquidos. Sin embargo cuando se trata de efectuar la compresión de aire, los compresores a paletas tienen el gran inconveniente de la dificultad de engrase de las mismas, pues resulta necesario que el aire salga de la máquina limpio y de existir este engrase no podría evitarse el paso del aceite al aire,

motivo por el que no se ha utilizado mucho en la sobrealimentación de los motores y mucho menos en los motores diesel veloz.

Figura 8. Compresor de paletas

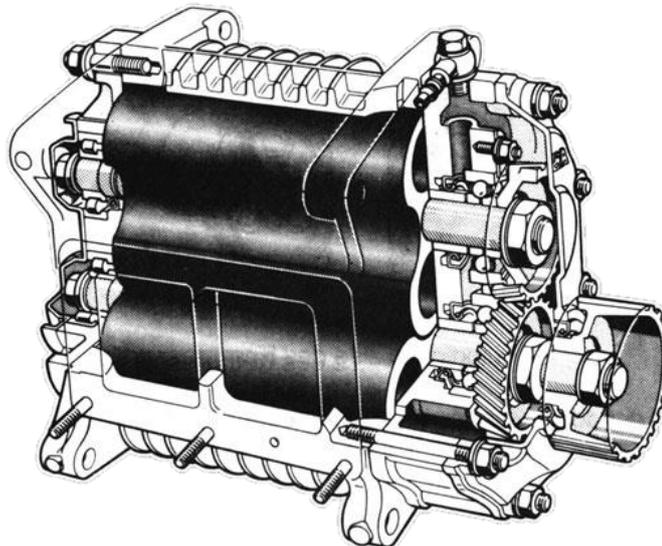


Fuente: http://www.portaleso.com/usuarios/Toni/web_neumatica/imagenes/compresor_paletas.jpg

Compresor de lóbulos

Son los más antiguos pero no menos eficaces, entre ellos el más utilizado es el tipo "Roots", el cual consta de 2 rotores de lóbulos, estos son sincronizados por 2 engranajes y son comandados por un tercer engranaje el cual está acoplado al cigüeñal por medio de una correa.

Figura 9. Compresor de lóbulos

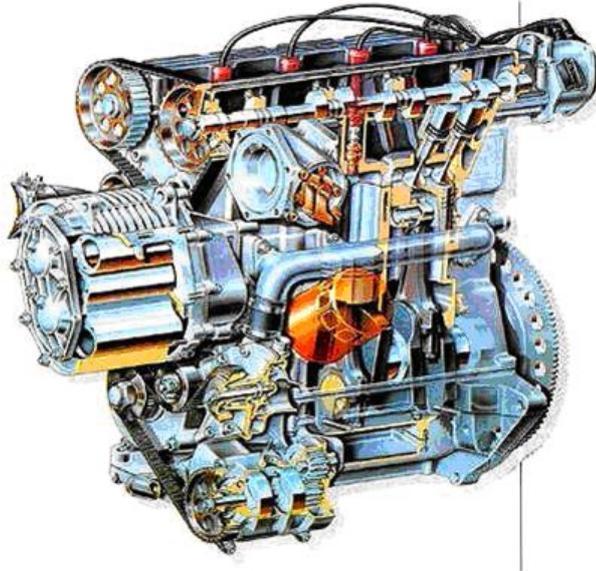


Fuente: <http://s3.subirimagenes.com:81/otros/5672886compresor.jpg>

Compresores Eaton Roots

Los dos rotores compresores de compresor Roots tienen forma de ochos y giran de frente en una caja ovalada en sentidos contrarios y sin tocarse. La sincronización de ambos rotores se realiza por medio de un par de ruedas dentadas que giran fuera de la cámara de trabajo.

Figura 10. Compresor Eaton Roots

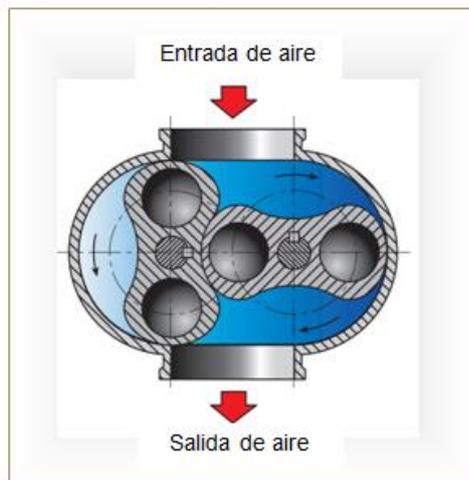


Fuente: <http://imageshack.us/f/841/s12d.png>/<http://imageshack.us/f/841/s12d.png/>

Compresor Eaton Roots 1

Es una versión sencilla con rotores de dos álabes origina una presión baja, la potencia absorbida se sitúa para una sobrepresión de 0,6 bares y se sitúa en 12.2 CV. El rendimiento de este compresor no es muy alto y solo supera el 50% en una gama muy limitada además se nota su desmejora mientras se aumenta las rpm, y el aire comprimido se calienta extraordinariamente.

Figura 11. Compresor Eaton Roots 1

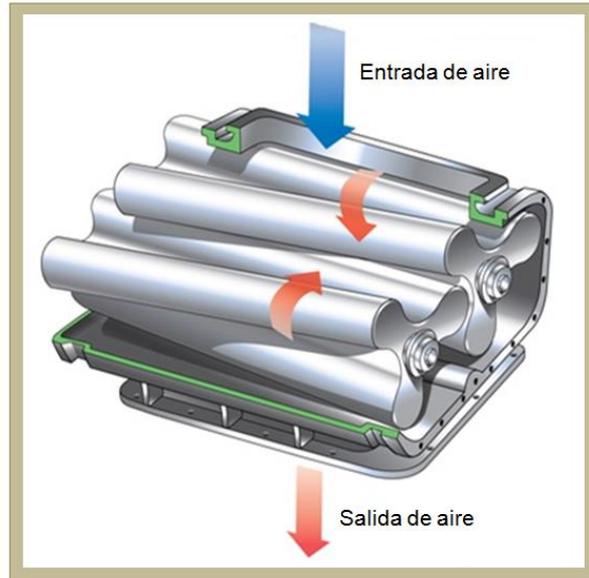


Fuente: Autores

Compresor Eaton Roots 2

No comprime el aire internamente y la potencia absorbida se sitúa en 8 CV. El rendimiento de este compresor supera el 50% en una gama más alta y la temperatura del aire se eleva menos.

Figura 12. Compresor Eaton Roots 2



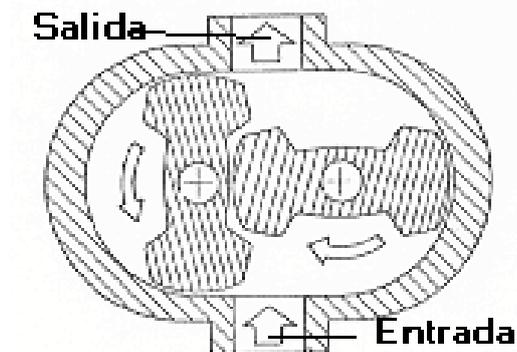
Fuente: Autores

Compresor volumétrico de pistones rotativos Wankel

Con el principio de funcionamiento del compresor roots, pero con una variación de su geometría se mejoró notablemente sus propiedades. La potencia absorbida para una presión de 0,6 bares con un consumo de 8,2 CV

El rendimiento puede superar el 60% con una gama alta y la temperatura del aire no se eleva mucho.

Figura 13. Compresor volumétrico de pistones rotativos Wankel

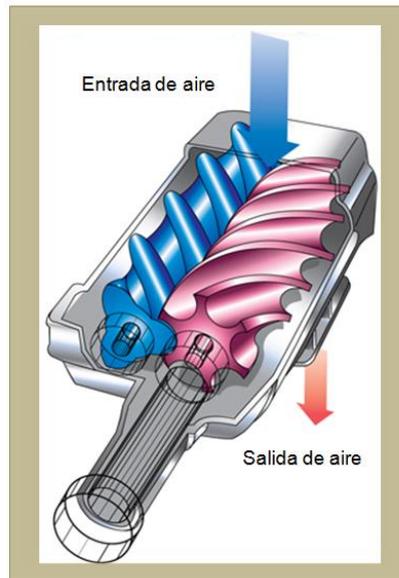


Fuente: <http://imageshack.us/photo/my-images/571/9888iu.png/>

Compresor de hélice sprintex

Procede de Escocia, consume casi 11 CV y tiene una baja capacidad de suministro. La causa son los cojinetes lisos del compresor y a diferencia de los otros compresores, el rozamiento interno eleva mucho la temperatura del aire.

Figura 14. Compresor de hélice sprintex



Fuente: Autores

Compresor Pierburg de pistón rotativo

Tiene un rotor de 3 álabes y describe una trayectoria circular en un tambor rotativo con cuatro cámaras. Las cámaras van comprimiendo el aire dentro del compresor mientras se encuentran en movimiento.

Trabaja con un consumo de 2,7 y 8,2 CV. A pesar de que el aire se comprime, no se eleva mucho la temperatura de este. El rendimiento del compresor supera el 50%.

Figura 15. Compresor Pierburg de pistón rotativo



Fuente: <http://imageshack.us/photo/my-images/687/656565.png/>

Compresor kkk de émbolo rotativo

Tiene una excentricidad con el que puede captar el volumen máximo, comprimirlo y expulsarlo. La sincronización del movimiento se realiza por medio de un par de ruedas dentadas rectas y los cojinetes de los rodetes. La potencia consumida del motor se acercan a los 8 CV, el aire se calienta poco por la sobrepresión y el rendimiento del compresor en una gama pequeña puede superar el 60%.

Figura 16. Compresor kkk de émbolo rotativo

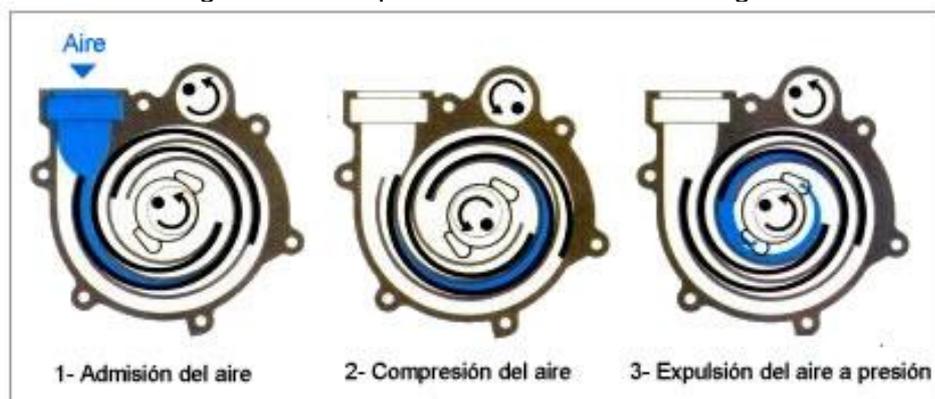


Fuente: <http://tienda.metallube.es/imagenes/Image7.gif>

Compresor Scroll en el Volkswagen

Está compuesto por dos elementos que forman un canal helicoidal. Una de ellas es fija y la otra describe un movimiento circular mediante una excéntrica. Cabe resaltar que no se compone de elementos en rotación para conseguir la circulación.

Figura 17. Compresor Scroll en el Volkswagen



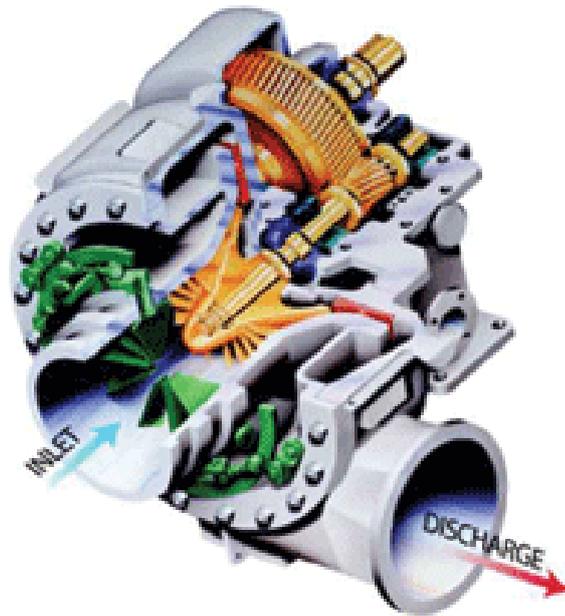
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/imagesturbo/g-lader-funcionamiento.jpg>

La compresión del aire en el conducto del caracol es consecuencia de un movimiento oscilante de la pieza interior y con la ventaja de una rápida creación de presión. El rendimiento puede alcanzar máximos del 60%.

Compresores centrífugos con accionamiento mecánico del motor

El nombre de centrífugo se le aplica precisamente por su condición de comprimir aire por centrifugación del mismo. El compresor centrífugo es una de las partes de que consta el turbocompresor, ya que también cuenta con una turbina que es forma de accionamiento. Este compresor está accionado por medios mecánicos, lo hace por medio de un tren de engranajes altamente multiplicador de su velocidad, adecuado en este caso para pequeñas potencias. Su desventaja es que le quita potencia al motor (generalmente 6 a 9 HP aproximadamente y produce mayor calor que el de tipo Roots por lo que es mejor utilizarlo con intercooler.

Figura 18. Compresor centrífugo



Fuente: <http://www.palmero.com/images/compresion/COMP-Aire-Sopladores-a-torn.jpg>

Compresores intercambiadores de onda de presión

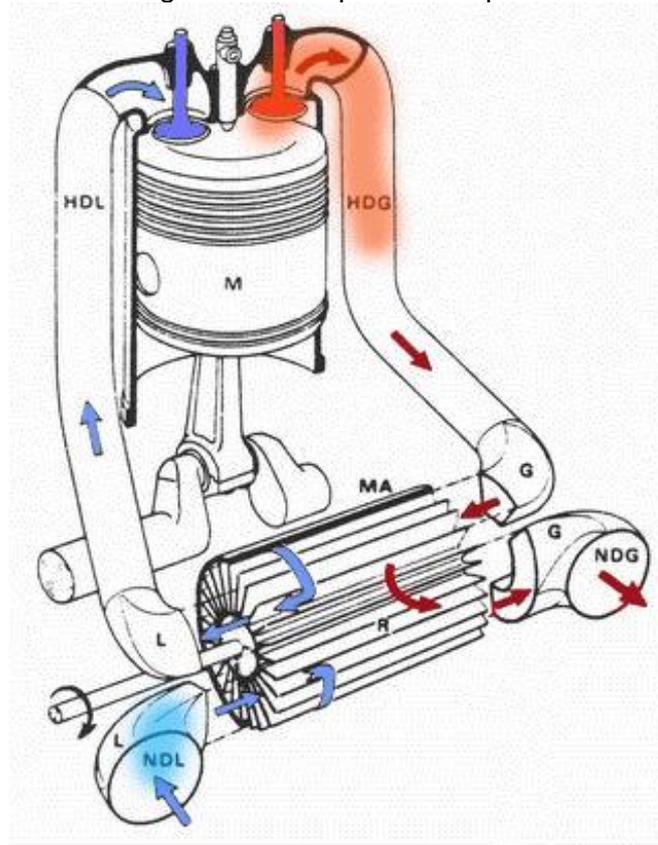
En 1942, aparece un nuevo sistema de compresión de aire estudiado y desarrollado para su aplicación en los motores diesel veloz, se derivaba de las turbinas de gas ya que se inspiraba en los fenómenos físicos que se originan en estas máquinas, en la cual se verifica un cambio de energía del gas de escape al aire fresco por medio de ondas de presión. Este cambio es a la velocidad del sonido y tiene lugar en las celdas del rotor “rodete celular”, que es accionado por el motor a través de correas trapecoidales para la regulación y mantenimiento del proceso de la onda de presión.

A partir de la década de los 70 el comprex, que es el nombre con el que este compresor es más conocido, llamó la atención a muchas casas interesadas por la sobrealimentación.

El régimen de giro del comprex está entre las 18 000 rpm hasta las 8 500 rpm, estudiado para alimentar motores diesel veloz que alcancen una potencia entre los 339 y 611 CV, el rendimiento del motor puede alcanzar el 40%.

Su principal ventaja es que responde con rapidez a los cambios de carga del motor, por lo que éste tendrá un mejor comportamiento.

Figura 19. Compresor complex



Fuente: <http://3.bp.blogspot.com/-XYtf6Btf2w/UMYskjCqqFI/AAAAAAAAABZs/UB4JUy7-5MM/s1600/Compres+animaci%C3%B3n.gif>

Los principales inconvenientes que presenta este sistema son:

- Precios dos o tres veces mayores que los de un turbocompresor equivalente.
- Presencia de un silbido agudo durante las aceleraciones.
- Altas temperaturas de los gases de admisión, al haber estado en contacto las paredes con los gases del escape.

2.8.2 Turbocargadores. Los compresores centrífugos accionados por turbina de gas pertenecen a la familia de los turbocargadores, se pueden considerar como un “aparato soplador” o compresor diseñado para operar con la energía que normalmente se pierde en los gases de escape del motor, ellos han dado los mejores resultados en el terreno de la sobrealimentación de los motores.

Se diferencia de los supercargadores, de banda o cadena, debido a que no utilizan potencia del motor y pueden girar a más de 100 000 rpm. Lo que los hace ser los más utilizados.

2.9 Generalidades del turbocompresor

Un motor dotado de un turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento: una atmosférica y otra sobrealimentada. Para llegar a la fase sobrealimentada (presión superior a la atmosférica), el turbocompresor debe haber alcanzado un cierto régimen, llamado de enganche (por ejemplo 60.000 rpm), lo cual puede corresponder, en las plenas cargas, a un régimen motor de 3.000 rpm. A regímenes inferiores, el turbocompresor gira a una velocidad reducida (entre 5.000 y 10.000 rpm) denominada régimen de vigilancia. El turbocompresor presenta en su funcionamiento grandes ventajas, de entre las cuales podemos destacar:

Un incremento notable de la potencia y par motor, que en el diesel veloz puede llegar a un 35% por encima de la versión atmosférica, lo que supone un claro incremento de la relación potencia/peso.

La carcasa de la turbina tiene forma de caracol para aumentar la velocidad de los gases haciéndolos incidir con mayor fuerza sobre sus álabes, además actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape. Del mismo modo, la sección del compresor reduce el ruido de admisión, producidos por los impulsos del colector y la carcasa tiene el mismo aspecto que la turbina, pero sus condiciones de utilización son menos extremas en cuanto a temperaturas pero son iguales en cuanto a la presión que se produce en ellas. Como resultado de todo ello, un motor turboalimentado es, normalmente, más silencioso que otro convencional, aunque generalmente se percibe un silbido característico cuando el motor está bajo carga o acelerando.

El motor turboalimentado tiene un rendimiento volumétrico más alto que el convencional, con el que se logra una combustión más completa, que da como resultado un consumo más bajo de combustible a igualdad de potencia.

Los turbocompresores suministran al motor una cantidad suplementaria de aire en el funcionamiento a media carga y a alta velocidad, que da lugar a una combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce notablemente los contaminantes.

El motor diesel veloz desarrolla su par máximo a un régimen relativamente bajo y desciende rápidamente cuando aumenta las revoluciones. El turbocompresor provee poca asistencia en los bajos regímenes aunque la potencia aumenta con las revoluciones y la carga. Por tanto, el motor diesel veloz desarrolla buena potencia por sí solo a bajas revoluciones y el turbocompresor proporciona la asistencia necesaria cuando aumenta el régimen del motor y la carga.

Utilizar un turbocompresor también tiene otras ventajas. Como el aire es forzado a introducirse a alta velocidad en el cilindro, se arremolina y se mezcla fácilmente con el combustible inyectado, propiciando una mejor combustión. También actúa como un compensador de altitud, pues cuando disminuye la densidad en el aire con la altitud, el turbocompresor gira más de prisa, compensándose de esta manera la disminución de la densidad del aire.

En contraposición con estas ventajas, el turbocompresor presenta también algunos inconvenientes, como son:

La presencia de la turbina en la canalización de escape crea una cierta contrapresión, lo cual resta potencia al motor.

En el funcionamiento del turbocompresor, el aire de admisión se envía a los cilindros a una cierta presión, a consecuencia de la cual se produce una importante elevación de su temperatura, con la consiguiente dilatación, que resulta desfavorable para el llenado del cilindro.

Cuanto más rápido sea el régimen del motor, más incrementan su velocidad la turbina y, por lo tanto, el compresor. Este último aumenta la cantidad de aire suministrado, con lo cual el motor desarrolla mayor potencia. En consecuencia, se producirá un flujo de gases de escape aún más importante y el turbocompresor girará todavía más rápidamente. Este ciclo comenzará hasta la rotura de algún elemento del turbo o del motor. Para solucionar estos inconvenientes, se refrigerara el aire de admisión y regular la presión de sobrealimentación. [4]

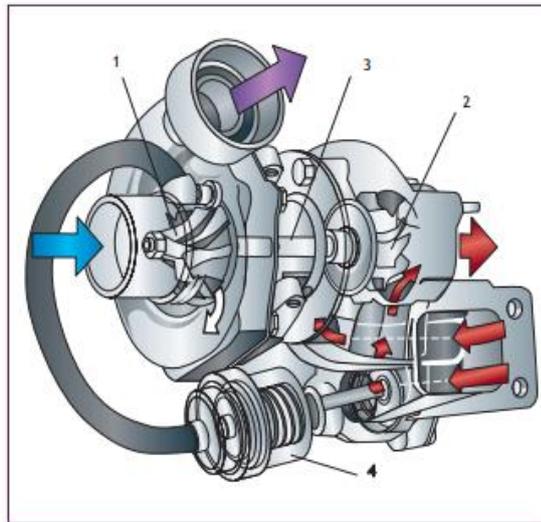
El turbocompresor se puede clasificar en:

- Turbocompresores de geometría fija.
- Turbocompresores de geometría variable.

Turbocompresores de geometría fija

Está formado principalmente por cuatro cuerpos: una turbina (2) y un compresor (1) que se encuentran introducidos en sus respectivas carcasas de forma opuesta, están unidas por un eje común ó eje central (3). Tanto la turbina como el compresor contiene alabes para conseguir aumentar la presión de alimentación. En una parte anexa al turbo también se encuentra la válvula de descarga (4) wastegate, que se encarga de limitar la presión de sobrealimentación del turbo desviando una cantidad de gases de escape directamente al escape sin pasar por la turbina.

Figura 20. Estructura del turbocompresor



Fuente: http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRREALIMENTADOS.pdf

Funcionamiento

Los gases de escape, al salir con velocidad hacen que giren los álabes de la turbina (lado escape) a elevadas velocidades, y ésta, a través del eje central, hace girar el compresor (lado admisión) aportando un gran volumen de aire a presión hacia los cilindros, de esta manera se convierte la energía térmica de los gases de escape del motor en energía cinética. Tanto los álabes de la turbina como los del compresor giran dentro de unas carcasas que en su interior tienen unos conductos de formas especiales para mejorar la circulación de los gases. El eje y los cojinetes reciben del propio motor, lubricación forzada de aceite, que llega a la parte superior del cuerpo de cojinetes, se distribuye a través de conductos en el interior y desciende a la parte inferior.

Lubricación en el turbocargador

Como la turbina gira a velocidades que superan las 1000 000 rpm es necesario una muy buena lubricación con lo cual se hace necesario contar en lo posible de radiadores de aceite, filtros y aceites de excelente calidad.

El eje común está sometido a altas sollicitaciones mecánicas debido al giro y, además debe soportar elevadísimas temperaturas (en torno a 900°C). [5]

El eje central se encuentra apoyado en el turbocompresor por medio de cojinetes o rodamientos en sus extremos y está en contacto con el circuito de engrase para conseguir un perfecto movimiento del eje y una refrigeración debido a las altas temperaturas. La falta de una lubricación correcta puede provocar de destrucción del turbo en cuestión de minutos. El objetivo de la lubricación es:

- Establecer una pantalla de estanqueidad entre los gases de escape, el aire introducido y las partes internas del turbocompresor.
- Transportar una parte muy elevada del calor cedido por los gases de escape a la turbina. Rebaja en unos 200 °C las partes del turbo que están en contacto con el aceite.

Para garantizar siempre la lubricación de los cojinetes, el motor no debe pararse inmediatamente después de haber efectuado recorridos a alta velocidad, recomendándose mantener el motor en ralentí durante un breve espacio de tiempo.

Sistema de regulación de la presión del turbo

Los turbocompresores deben tener una válvula la cual regule una presión límite variable de sobrealimentación, la que está acorde con las condiciones de trabajo, tanto de solicitud de carga como las climatológicas, temperatura del aire y presión atmosférica. Pues si no lo tuviera, alcanzaría altísimas velocidades de giro con lo cual la sobrepresión sería demasiado grande provocando la rotura o destrucción del motor.

Esta válvula mecánica llamada wastegate (puerta de paso) es la encargada de regular la sobrepresión de soplado del turbocompresor. Funciona desviando las presiones de los conductos de escape cuando se alcanzan valores de sobrepresión a los que podría soportar el motor y cuando la velocidad del compresor se estabiliza la válvula se cierra.

Figura 21. Válvula wastegate sobre el turbocompresor

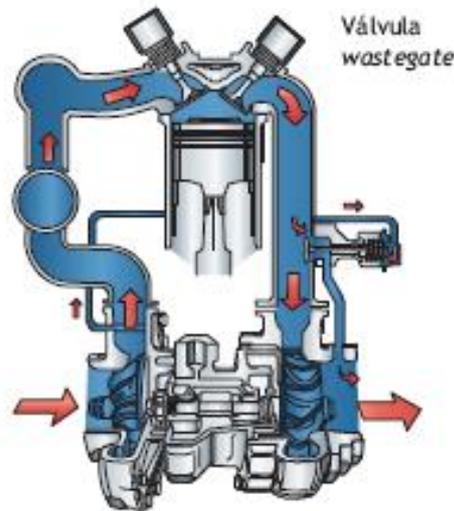


Fuente: http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRALIMENTADOS.pdf - pág. 411

La válvula está situada en derivación (by-pass) con el escape. Está constituida por una cápsula sometida a la presión de sobrealimentación, una membrana y una cámara de presión con un muelle tarado.

El accionamiento de esta válvula puede ser de tipo neumático o eléctrico.

Figura 22. Regulación de la presión de sobrealimentación de forma neumática

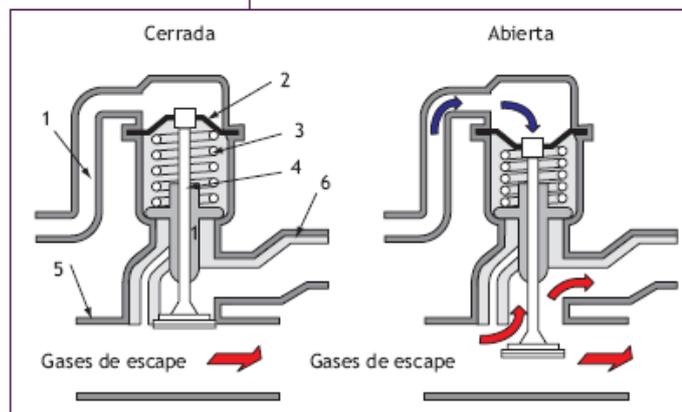


Fuente: http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRALIMENTADOS.pdf - pág. 411

Regulación de la presión por accionamiento neumático.

Durante el funcionamiento del motor en ralentí o carga parcial la velocidad de los gases de escape es moderada creando una presión de sobrealimentación en el tubo (1) que es incapaz de abrir la válvula (4). Cuando el motor gira a plena carga (elevadas revoluciones) la presión en el colector de admisión supera unos valores preestablecidos. Ésta presión de soplado se transmite del colector de admisión a la válvula wastegate a través del tubo de conexión, que hace desplazar la membrana (2) y esta, a su vez, comprime el muelle (3) de la válvula (4) desplazándola de su asiento.[6]

Figura 23. Posiciones de la válvula wastegate en función de la presión de sobrealimentación



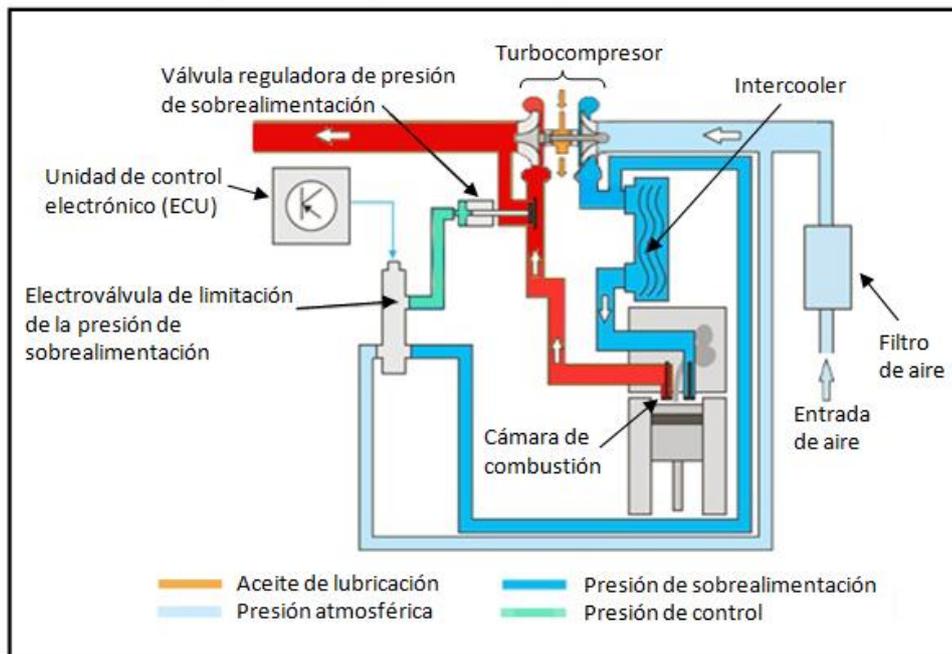
Fuente: <http://smg.photobucket.com/user/rod111/media/Turbo19.jpg.html>

En esta situación parte de los gases de escape dejan de fluir por la turbina del turbocompresor, reduciéndose el efecto del compresor y disminuyendo la presión de alimentación en el lado de admisión.

Regulación de la presión por accionamiento eléctrico.

La diferencia en este sistema neumático es que tiene instalado una electroválvula de regulación para controlar la limitación de la presión de sobrealimentación, es excitada por la unidad de control del motor y la señal que reciba va a variar en función de las señales que llegan a la unidad de control, como las rpm del motor, temperatura del aire aspirado, presión en el colector de admisión, posición del pedal del acelerador y transmisor altimétrico.

Figura 24. Regulación de la presión de control



Fuente: Autores

Cuando las revoluciones aumentan demasiado, la presión de soplado abrirá la válvula y desviará parte del paso de los gases de escape por la turbina, con lo que se disminuirá la sobrealimentación. La unidad de control considera si la presión en el colector puede sobrepasar ciertos límites de funcionamiento (circulación en altitud, elevada temperatura ambiente o aceleraciones fuertes) sin que esto sea un riesgo para el motor. Para ello actuará sobre la electroválvula y comunicará el conducto de presión atmosférica situado antes del compresor (colector de admisión) con el de la válvula wastegate, manteniéndose ésta cerrada por no vencerse la presión del muelle, y provocando un aumento de la sobrealimentación al entrar en contacto todos los gases con la turbina.

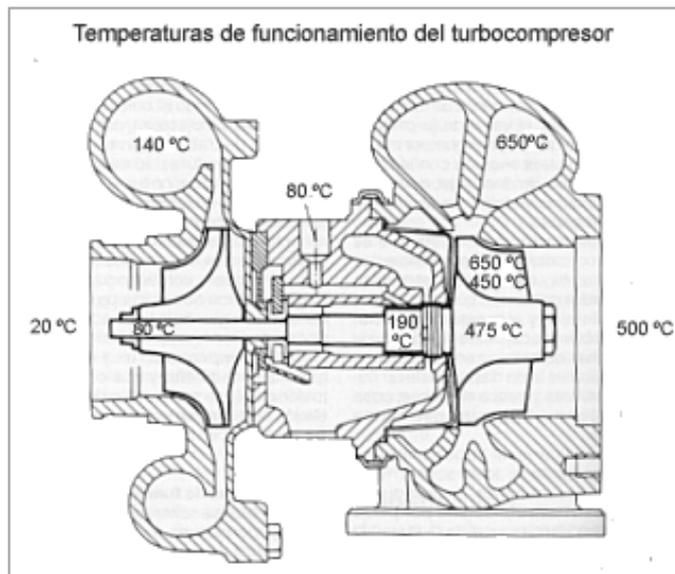
Temperaturas y materiales de un turbo

En las instalaciones del motor diesel veloz ligeros sobrealimentados por turbo las temperaturas que debe soportar esta máquina soplante resulta relativamente altas. En

la turbina se pueden alcanzar temperaturas de 800 a 1 000 °C, mientras que en el compresor como máximo se alcanzan unos 80 °C (Figura 25).

Éstas notables diferencias significan un aumento general de la temperatura de todos los elementos, de modo que los turbo que se destinan a los motores rápidos deben ser bien estudiados en lo que respecta a la elección de los materiales que con ellos se van a emplear en su construcción para que puedan soportar todas estas cargas ocasionadas por el excesivo calor acumulado. [7]

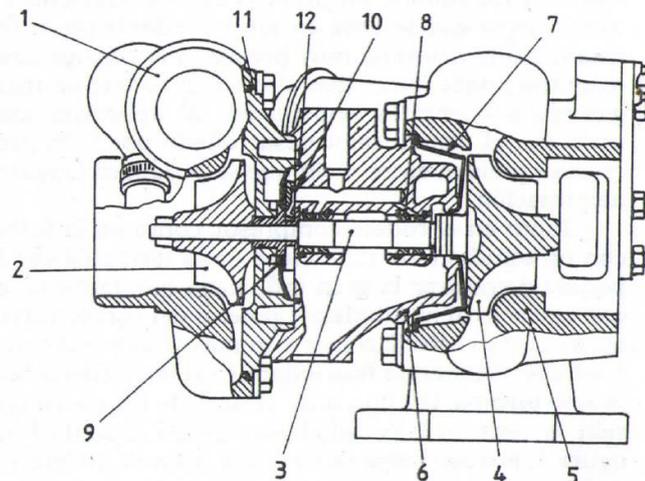
Figura 25. Temperaturas que sufre un turbo



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/imagesturbo/turbo-temperatura.gif>

En cuanto a los materiales que intervienen en la construcción de un turbo para vehículo provisto de motor diesel veloz, perteneciente en este caso a un turbo construido por la casa norteamericana GARRET.

Figura 26. Materiales de un turbo



Fuente: Miguel de Castro – Turbo Sobrealimentación de motores, 2da Ed. pág. 119

En primer lugar tenemos el cárter del compresor (1) que se construye generalmente de aleación de aluminio A 356, al igual que el rodete del compresor (2) que se hace con aleación de aluminio C355. El eje (3) se fabrica de acero aleado, de alta resistencia, mientras la rueda de la turbina es de fundición especial, y el cárter central (6) es de fundición gris laminada.

Este tipo de compresor lleva una campana de protección térmica (7) que es de acero inoxidable; el cojinete del eje (8) es de bronce, y el anillo de tope (9), de acero aleado. También el patín de tope (10) es de bronce. Por último, las juntas (11) son de papel, y de Viton la señalada con el número 12.

El turbo se refrigera principalmente por el aceite de engrase, y además por el aire de entrada del colector de admisión que recoge parte del calor que contiene el rodete compresor. Hay que destacar que este último no es nada beneficioso para el motor, ya que el aire caliente hace dilatar el aire de admisión y descender su densidad, con lo que el rendimiento volumétrico del motor se ve seriamente perjudicado.

Intercambiador de calor o intercooler

En algunos vehículos con turbocompresor llevan un intercambiador de aire que es una especie de radiador de aire llamado intercooler aire-aire (el más usado), o también existe el intercooler aire- agua (refrigerado por agua) es decir, al aire se le fuerza a pasar por un radiador por el que circula agua del sistema de refrigeración. Aquí llega el aire calentado que sale del rodete compresor para enfriarlo antes de introducirlo en los cilindros del motor. El aire que incide sobre este intercambiador proviene del exterior durante la marcha del vehículo y consigue rebajar la temperatura del aire que pasa por el interior del intercooler aumentando el rendimiento energético (hasta un 20%) y reduce el desgaste del motor.

Como al enfriar el aire aumenta la masa que entra al cilindro, consiguiente aumenta la potencia y el par del motor como consecuencia de la subida de densidad del aire. Otros efectos positivos resultantes de la utilización del intercooler son la disminución del consumo y de las emisiones de gases contaminantes.

Ventajas e inconvenientes del turbocompresor de geometría fija

De la misma manera como brida ayuda el turbocompresor, también tiene sus inconvenientes.

A continuación se detallan de forma resumida las ventajas e inconvenientes que ofrece la utilización de un turbocompresor en un vehículo:

Tabla 1. Ventajas e inconvenientes del turbocompresor de geometría fija

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - No consume energía en su accionamiento. - Fácil localización, sin accionamiento directo del eje del motor. - Reducido volumen en relación a su caudal proporcionado. - Gran capacidad de comprimir a altos regímenes y altos caudales. 	<ul style="list-style-type: none"> - Mala capacidad de respuesta en bajas cargas por el poco volumen de gases. - Retraso en su actuación, por la inercia de la masa móvil y su aceleración mediante gases. - Alta temperatura de funcionamiento al accionarse con gases de escape. - Mayores cuidados de uso y mantenimiento.

Fuente: Autores

Turbocompresor de geometría variable [8]

Los turbocompresores de geometría variable tienen la característica de que a bajas revoluciones del motor se nota su efecto, eliminando el gran inconveniente de los turbocompresores de geometría fija.

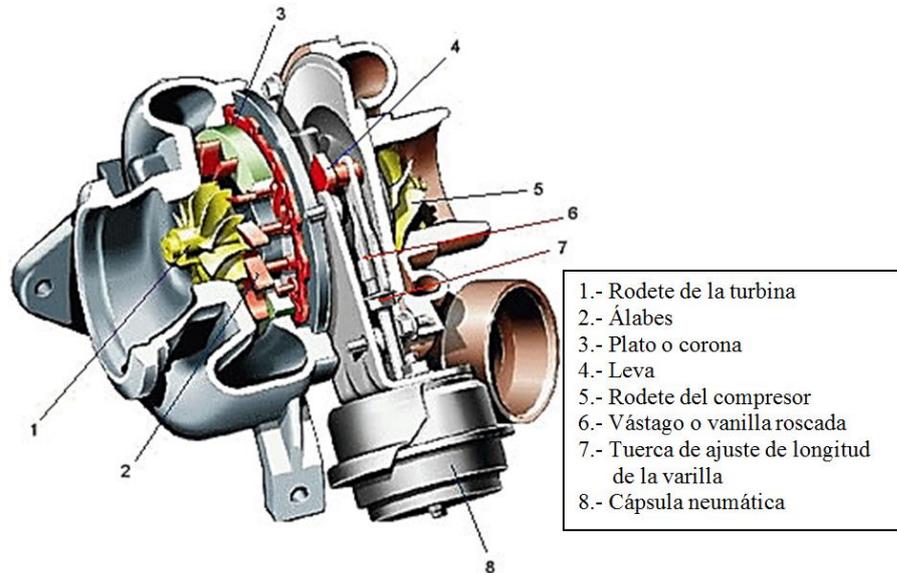
Son los más implantados en vehículos modernos. Su funcionamiento es similar a los de geometría fija, pero con la salvedad de que estos no necesitan de una válvula de descarga, puesto que el sistema puede hacer disminuir el giro de la turbina y, por tanto, rebajar la presión a los valores preestablecidos en determinados modos de funcionamiento del motor.

La gestión electrónica en este caso es la encargada de hacer disminuir o aumentar la fuerza que ejercen los gases de escape sobre la turbina. Con esto se consiguen tiempos de respuesta del turbo muy breves, además de velocidad de gases alta y un funcionamiento progresivo de la turbina desde bajos regímenes.

Teniendo en cuenta que la presión que ejercen los gases de escape está relacionada con el número de revoluciones del motor, se podrán obtener diferentes regímenes de funcionamiento de la turbina según la orientación que tomen las paletas o álabes móviles, es decir se variará la sección de paso de los gases de escape.

Para conseguir los efectos anteriormente expuestos se ha dispuesto en la turbina de escape del turbocompresor (Figura 28) una corona (3) con un número de álabes móviles (2) en su periferia. La corona, a su vez, se encuentra unida a una varilla (6) y ésta a una cápsula neumática (8) dividida en dos cámaras.

Figura 27. Turbocompresor de geometría variable



Fuente: <http://www.naikontuning.com/articulos/turbo-geometria-variable/image001.jpg>

2.10 Casos de sobrealimentación [9]

No es lo mismo sobrealimentar un motor Diesel veloz que un motor Otto. En el Diesel veloz todo son facilidades, mientras que el Otto presenta muchas dificultades.

Incluso en el Diesel veloz deben distinguirse dos posibilidades claramente diferentes.

2.10.1 Sobrealimentación diesel en primera fase. Una primera fase que resulta sencilla y casi siempre recomendable. Como veremos con más detalle, el aprovechamiento de la energía de los gases de escape resulta muy beneficioso para el rendimiento, de tal modo que el consumo específico suele bajar con facilidad un 20%. Se trata de no pretender otra cosa que inyectar el aire necesario para poder quemar ese 20% más de combustible que sobraría. La bomba sigue aportando la misma cantidad de combustible, la regulación y la inyección no varían y las modificaciones a introducir son casi inexistentes.

2.10.2 Sobrealimentación diesel. La segunda versión, que es la empleada por todos los fabricantes de motores consiste en conseguir la máxima presión posible de admisión con lo que si bien aumentan mucho la potencia, el par y los caballos o kilovatios por kilo de peso, las modificaciones a introducir y las precauciones a tener ya son muy importantes.

CAPÍTULO III

3. CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR DIESEL VELOZ

3.1 Especificaciones técnicas del motor

Las especificaciones técnicas vienen dadas solo por el fabricante del vehículo en las mejores condiciones estándar, las cuales se dan al nivel del mar.

Tabla 2. Especificaciones técnicas del motor Hyundai

Fabricante	Hyundai
Modelo	H100 2.6iD
Año de fabricación	2004
Categoría	Van
Motor	2607 cc (158.28 pulgadas cúbicas)
Tipo de motor	En línea, 4-cyl
Válvulas por cilindro	2
Potencia efectiva máxima	85,57.7 PS (63,68 kW o 85,57 HP) a 4000 rpm
Torque efectivo máximo	167.00 Nm (16,92 kgf-m o 122,58 ft.lbs) a 2200 rpm
Diámetro pistón x longitud movimiento	91.1 x 100.0 mm (3,58 x 3.9 pulgadas)
Relación de compresión	22,4:1
Combustible	Fuel oil N° 2
Transmisión	Manual, 5-velocidades
Relación potencia/peso	0.0584 PS/kg
Tracción	Trasera
Llantas frontales	185/80-R14
Llantas traseras	185/80-R14
Perímetro de giro	10 m (391,73 pulgadas)
Peso del vehículo	1490 kg (3268,48 libras)
Capacidad de remolque	1490 kg (3268,48 libras)
Longitud del vehículo	4760 mm (186,46 pulgadas)
Ancho del vehículo	1940 mm (76,02 pulgadas)
Altura del vehículo	1700 mm (66,57 pulgadas)
Distancia entre ejes	2450 mm (96,02 pulgadas)
Tipo de frenos delanteros	Discos Ventilados
Tipo de frenos traseros:	Tambores
Coefficiente de arrastre aerodinámico	0.5
Rendimiento de combustible	11.1 litros/100 km (21,04 millas por galón)
Capacidad máxima del tanque de combustible	55.0 litros (14,46 galones)

Fuente. Especificaciones técnicas del manual del vehículo Hyundai

3.2 Especificaciones reales del motor atmosférico

Debido a las condiciones en la que se encuentra el vehículo como la altura, condiciones climáticas y desgaste del motor, las especificaciones técnicas del motor no son las mismas, en nuestro motor Hyundai se pierde el 62,15% de su desarrollo esperado. Este porcentaje será detallado más adelante.

La forma más habitual que emplean los fabricantes, para conocer la potencia y el torque de un motor, es utilizar los bancos de frenos dinamométricos, los cuales oponen resistencia controlando el giro del motor, simulando las cargas que encontrara en su funcionamiento normal. Cuando el motor está montado en el vehículo, se emplean los bancos de rodillos, para conocer la potencia directamente en la rueda del mismo.

En el presente proyecto, para evaluar la potencia y los índices de opacidad de nuestro motor, utilizamos el banco dinamométrico LPS 3000 perteneciente a CORPAIRE (Corporación para el mejoramiento del aire de Quito), ubicada en el centro de revisiones Guamani a 2850 msnm (metros sobre el nivel del mar).

El LPS 3000 se compone de:

- Un pupitre de comunicaciones equipado con PC, una pantalla de color, un teclado y un ratón.
- Un control remoto.
- Un juego de rodillos.

Pueden medirse potencias de 400 kW (Kilowatts) hasta 660 kW con una velocidad máxima de 200 Km/h. La simulación de carga del banco se realiza mediante un freno de corrientes parásitas.

En este banco se hace posible la medición de potencia en vehículos a gasolina o fuel oil N° 2. Con el juego de rodillos adecuado y junto con la electrónica reguladora correspondiente. También es posible el ensayo de vehículos 4x4.

Están disponibles las siguientes opciones:

- Un ventilador de aire refrigerante, conectada al pupitre de comunicaciones, y manejable desde el control remoto por radio.
- Una caja de interfaces, haciendo posible la conexión de los siguientes aparatos:

Módulo rpm

Módulo ambiente

Módulo analógico

Módulo OBD

Módulo de presión / temperatura

Para determinar los datos de potencia según las normas requeridas están incorporados un barómetro y un sensor de humedad, en la caja de interfaces.

Para la prueba de los gases de escape se utilizó el opacímetro MAHA (Maschinenbau Haldenwang) modelo MDO 2, que se puede conectar al banco de pruebas.

El analizador de gases MDO 2

Es un aparato de medición de la opacidad que funciona en régimen de corriente parcial y que sirve para analizar los gases de escape de motores diesel veloz en automóviles y camiones. El manejo del MDO 2 mediante menús permite un fácil análisis y diagnóstico del gas de humo emitido por vehículos con motor diesel veloz. El analizador de gases MDO 2 consta de dos componentes:

Aparato base

El aparato base sirve para calcular la magnitud de medida, es decir, la opacidad. Por ello se entiende el ennegrecimiento o turbiedad del humo. La opacidad del gas de humo emitido se especifica por la unidad $k [m^{-1}]$ o en %. El aparato base se coloca junto al lugar de medición a poca distancia del escape.

Caja de mando con impresora de datos

La caja de mando permite controlar el conjunto del sistema y puede llevarse dentro del vehículo para la realización del análisis. El panel de control de la caja de mando consta de un teclado de membrana y está, por consiguiente, protegido del mejor modo contra las influencias del entorno. Aun así, no debe exponerse el teclado, ni naturalmente tampoco la caja de mando en su conjunto, a materiales agresivos. La pantalla de cristal líquido LCD integrada en el teclado sirve para visualizar los valores de medición y guía al operador por los diferentes programas.

El principio de medida del opacímetro

Se basa en el hecho de que los gases de humo, por su intensidad, dejan pasar menos luz que el aire. Ello es aprovechado por el opacímetro mediante la absorción fotométrica. El gas se recoge en una cámara alargada. En ambos extremos de la cámara se encuentran un emisor y un receptor.

El emisor consta de un diodo emisor de luz que produce una luz con longitud de onda de 567nm (nanómetros). Esta longitud de onda está coordinada con el

comportamiento de absorción de los gases de escape. En el extremo opuesto, un fotodiodo recibe la luz incidente.

3.2.1 Potencia y torque del motor diesel veloz atmosférico. El combustible introducido en el interior del cilindro tiene una energía química que al combustionar se transforma en energía calorífica y se convierte en trabajo mecánico. La potencia es el trabajo realizado por el motor en un intervalo de tiempo.

El torque es la fuerza que producen los cuerpos sobre un eje que se encuentra girando, ocurre cuando por efecto de la combustión el pistón se mueve hacia abajo, aplicando torsión al cigüeñal por medio de la biela. Mientras mayor sea el torque máximo de un motor, más fuerte es el mismo.

La potencia y el torque dependen de diversos factores como: la relación de compresión, la cilindrada, la carrera del pistón, las rpm, pues a mayores valores de éstas le corresponde explosiones más robustas y en consecuencia mayor fuerza aplicada al pistón para impulsar por el tren motriz, pero esto hace que el tiempo de explosión sea más pequeño y por ende no explote todo. Cabe destacar que parte de la potencia se pierde en el vencimiento de rozamientos de los diferentes órganos mecánicos.

La determinación de la potencia y torque, se realizó mediante una prueba en el banco LPS 3000, el cual es controlado por un software que permite simular un recorrido (prueba dinámica), como si el vehículo transitase por la carretera. Para los cuales se siguen los siguientes pasos:

1. Ubicación correcta del vehículo en el banco de potencia

Figura 28. Posicionamiento del vehículo en el banco de potencia LPS 3000



Fuente: Autores

2. Asegurar que los neumáticos posteriores estén alineados correctamente en los rodillos con el fin que tengan un buen agarre y no tienda a sacudirse.

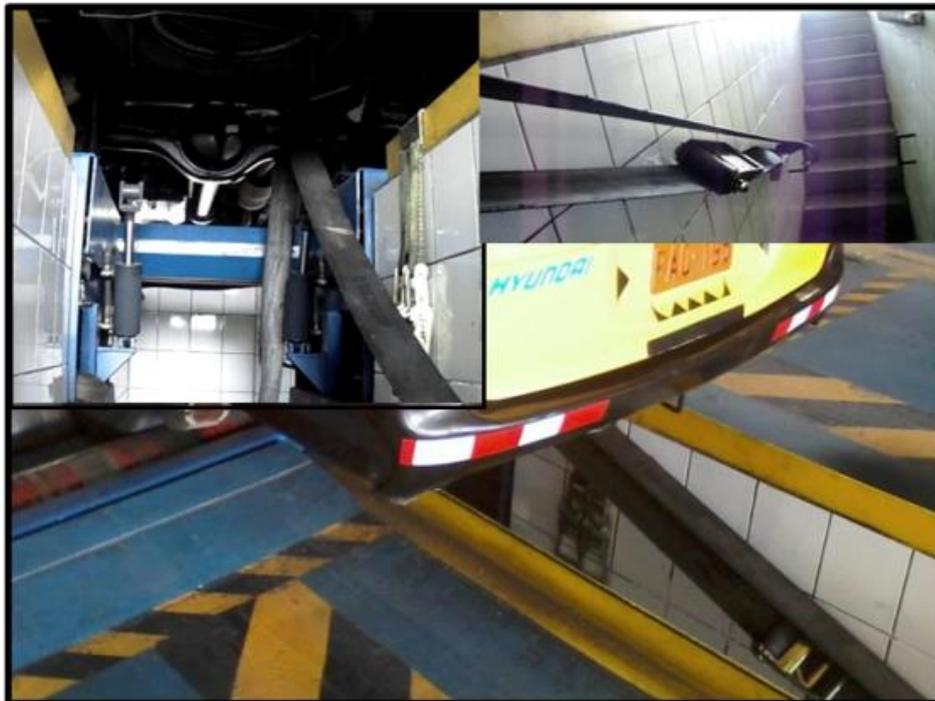
Figura 29. Aseguramiento de los neumáticos posteriores



Fuente: Autores

3. Fijarlo en el eje posterior del vehículo, para evitar que los neumáticos salten y puedan salir de los rodillos.

Figura 30. Fijación del vehículo con las correas de seguridad



Fuente: Autores

4. Posicionar el ventilador de aire refrigerante delante del radiador del vehículo, asegurar los rodillos de dirección con las palancas de detención para garantizar la firmeza de la posición del ventilador durante el funcionamiento y conectar el ventilador de aire refrigerante.

Figura 31. Posicionamiento del ventilador



Fuente: Autores

5. Encender y ejecutar el programa LPS 3000 en el pupitre de comunicaciones.

Figura 32. Pupitre de comunicaciones



Fuente: Autores

6. Seleccionar el punto de menú **medición de potencia**.

Figura 33. Selección de operación



Fuente: CORPAIRE Quito

7. A continuación, el punto de menú **medición continua**. Aparece la siguiente pantalla:

Figura 34. Datos del vehículo



Fuente: CORPAIRE Quito

8. Seleccione los datos del vehículo o, en caso de estar disponibles, cárguelos de la base de datos con la tecla (F6 base de datos).
9. Seleccione el botón (F8 continuar).
10. Seleccione la fuente del número rpm o el sensor de revoluciones y los botones de selección correspondientes.

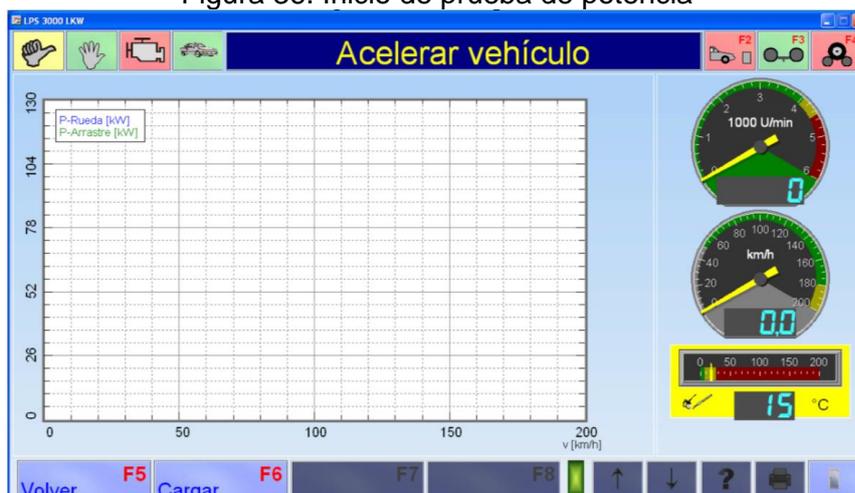
Figura 35. Selección de revoluciones



Fuente: CORPAIRE Quito

11. Seleccione el botón (F8 continuar).
12. Acelere el vehículo de forma moderada y continua hasta llegar a la penúltima marcha.

Figura 36. Inicio de prueba de potencia



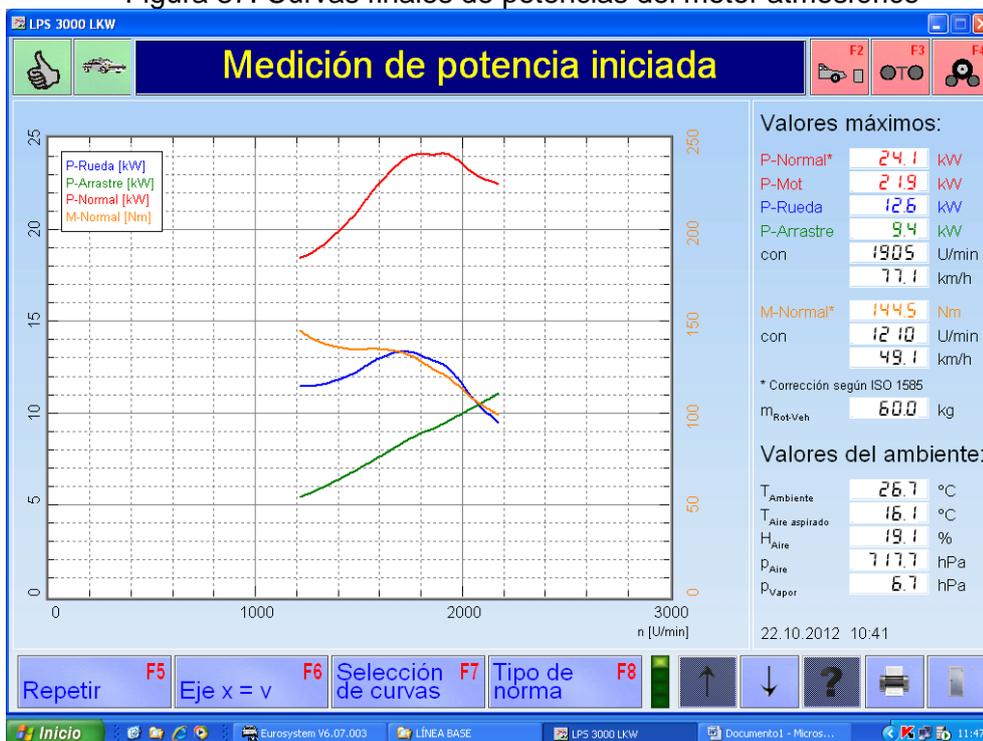
Fuente: CORPAIRE Quito

13. Ahora, pise el pedal de gas a fondo. Tenga en cuenta que mientras que se realice la fase de aceleración moderada, la velocidad de 50 km/h no debe excederse, porque empezaría ya la medición antes de haber alcanzado la marcha de ensayo.

14. Poco después de alcanzar el número de rpm nominal del motor, reduzca un poco la velocidad y desembrague.

15. Tras realizar la medición se indican la potencia del motor, la potencia de la rueda, la potencia de arrastre y el par motor (en caso de existir una señal del número rpm).

Figura 37. Curvas finales de potencias del motor atmosférico



Fuente: CORPAIRE Quito

3.3 Cálculo de parámetros fundamentales del motor.

Aquí utilizaremos los datos obtenidos en el banco dinamométrico LPS 3000.

Tabla 3: Datos obtenidos en el banco de dinamométrico LPS 3000

Potencia indicada	24,1 kW (1905 rpm)
Potencia efectiva	21,9 kW (1905 rpm)
Potencia a la rueda	12,6 kW (1905 rpm)
Potencia de arrastre	9,4 kW (1905 rpm)
Torque máximo	144,5 Nm (1210 rpm)
Temperatura ambiente	26,7 °C (299,7 °K)
Temperatura aire aspirado	16,1 °C (289,1 °K)
Presión de aire	717,7 hPa (71 770 Pa)

Fuente: Autores

3.3.1 Cilindrada unitaria. Es el volumen en cm^3 que desplaza el pistón en su funcionamiento que va desde el PMI hasta el PMS.

$$V_u = \frac{\pi}{4} * d^2 * l \quad (1)$$

En donde:

V_u = Volumen unitario (cm^3).

d = Diámetro del pistón (cm).

π = Constante pi (3,1416).

l = Carrera del pistón (cm).

$$V_u = \frac{\pi}{4} * (9,11 \text{ cm})^2 * 10 \text{ cm}$$

$$V_u = 651,818 \text{ cm}^3$$

3.3.2 Cilindrada de la cámara de compresión. Es el volumen o espacio libre que queda sobre el punto muerto superior y la culata.

$$V_c = \frac{V_u}{\varphi - 1} \quad (2)$$

En donde:

V_c = Volumen de la cámara de compresión (cm^3).

V_u = Volumen unitario (cm^3).

φ = Relación de compresión.

$$V_c = \frac{651,82 \text{ cm}^3}{22,4 - 1}$$

$$V_c = 30,459 \text{ cm}^3$$

3.3.3 Cilindrada total. Es la suma de las cilindradas unitarias de todos los cilindros de un motor.

$$V_T = V_u * i \quad (3)$$

En donde:

V_T = Cilindrada total (cm^3)

V_u = Volumen unitario (cm^3)

i = Número de cilindros

$$V_T = (651,818 \text{ cm}^3) * (4)$$

$$V_T = 2607,27 \text{ cm}^3$$

3.3.4 Relación de compresión. La relación de compresión es el número que permite medir la proporción en que se ha comprimido el aire dentro de la cámara de combustión de un cilindro. En nuestro caso la relación de compresión del vehículo es de 22,4:1, dato que lo da el fabricante del vehículo. También se lo puede calcular con la siguiente formula.

$$\varphi = \frac{V_u + V_c}{V_c} \quad (4)$$

3.4 Potencia y rendimiento

Los cálculos de potencia y rendimiento del motor atmosférico se necesitan ser medidos para posteriormente ser comparados con la instalación del sistema de sobrealimentación.

3.4.1 Potencia teórica máxima (potencia al freno). Es la relativa al combustible, es decir, la que debería suministrar el motor si toda la energía calorífica del combustible se transforma en energía mecánica. **[10]**

$$N_t = \frac{2i}{z} W_t \frac{n}{60} \quad (5)$$

En donde:

N_t = Potencia teórica (CV)

i = Número de cilindros

W_t = Trabajo teórico $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{ciclo}}\right)$

n = Número de revoluciones por minuto

Z = Número de tiempos

Para calcular el trabajo teórico encontramos los siguientes parámetros:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varphi^{k-1}} * \frac{\tau (\tau')^k - 1}{(\tau - 1) + k \tau (\tau' - 1)} \quad (6)$$

En donde:

η_t = Rendimiento térmico

φ = Relación de compresión

k = Relación de calores específicos (1,4)

τ = Relación de combustión a volumen constante (1,8)

τ' = Relación de combustión a presión constante (1,5)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{22,4^{1,4-1}} * \frac{1,8 (1,5)^{1,4} - 1}{(1,8 - 1) + 1,4 * 1,8 (1,5 - 1)}$$

$$\eta_t = 0,6832$$

$$Q_t = m_c * \Delta h_i \quad (7)$$

En donde:

Q_t = Calor entregado al fluido por ciclo y por cilindro $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{ciclo}}\right)$

m_c = Masa real de combustible $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{ciclo}}\right)$

Δh_i = Poder calorífico inferior $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{lit}}\right)$

Para el cálculo de la masa real de aire que ingresa al cilindro, se efectuó una medición del caudal de combustible inyectado a cada cilindro en el banco de pruebas de bombas de inyección perteneciente al taller EURODIESEL ubicado en la ciudad de Ambato, sector la Manzana de Oro.

La medición se realizó a 1210 rpm, a las que se obtiene el par máximo del motor, para cada inyector se tiene una probeta graduada y el volumen de combustible medido es con 2 000 inyecciones por cada inyector.

Figura 38. Volumen de consumo de combustible



Fuente: Autores

Se obtuvo 62 cm^3 en 2 000 inyecciones entonces le dividimos los 62 cm^3 para las 2000 inyecciones y tendremos el volumen de combustible inyectado en cada cilindro. Entonces:

$$\delta_c = \frac{m_c}{V_{comb}} \quad (8)$$

En donde:

$$\delta_c = \text{Densidad del combustible} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_c = \text{Masa del combustible} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{ciclo}} \right)$$

$$V_{comb} = \text{Volumen del combustible} (\text{cm}^3)$$

$$m_c = V_{comb} * \delta_c$$

$$m_c = 0,031 \text{cm}^3 * \frac{\text{m}^3}{(100\text{cm})^3} * 865 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_c = 0,000026815 \frac{\text{Kg}}{\text{ciclo}}$$

$$Q_t = 0,000026815 \frac{Kg}{ciclo} * 8933 \frac{Kcal}{lit} * \frac{1lit}{1000cm^3} * \frac{(100cm)^3}{1m^3} * \frac{1m^3}{865 Kg}$$

$$Q_t = 0,276923 \frac{Kcal}{ciclo}$$

$$W_t = \eta_t * Q_t \quad (9)$$

En donde:

W_t = Trabajo teórico por ciclo y por cilindro $\left(\frac{Kcal}{ciclo}\right)$

η_t = Rendimiento térmico

Q_t = Calor entregado al fluido por ciclo y por cilindro $\left(\frac{Kcal}{ciclo}\right)$

$$W_t = 0,6832 * 0,276923 \frac{Kcal}{ciclo}$$

$$W_t = 0,189193793 \frac{Kcal}{ciclo}$$

$$N_t = \frac{2 * 4 * 0,189193793 \frac{Kcal}{ciclo} * 1210 rpm}{4 * 60s}$$

$$N_t = 7,630816342 \frac{Kcal}{s} * 426,8 \frac{Kg}{Kcal} * \frac{CVs}{75Kg}$$

$$N_t = 43,42443 CV$$

Entonces la potencia teórica máxima es:

$$N_t = 31,9386 kW$$

3.4.2 Potencia indicada. Es la potencia que realmente se desarrolla en el cilindro del motor, con el proceso de la combustión.

Esta potencia fue determinada en el banco dinamométrico LPS 3000.

Potencia indicada (Pi) = 24,1 kW

Presión media indicada

Es la presión media, la presión constante con que sería preciso impulsar el embolo durante su carrera de trabajo para que, en estas condiciones ideales, la potencia desarrollada fuera igual que la debida a la combustión. La presión media varia con la velocidad del motor y la relación de compresión.

$$N_i = \frac{p_{mi} * V_u * n}{120} \quad (10)$$

En donde:

N_i = Potencia indicada

p_{mi} = Presión media indicada $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

V_u = Volumen unitario (m^3)

n = Número de revoluciones = 1905 rpm

$$p_{mi} = \frac{N_i * 120}{V_u * n}$$

$$p_{mi} = \frac{24100 \frac{kgf \cdot m}{s} * 120}{0,0006518184292 \text{ m}^3 * 1905 \frac{rev}{min} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$p_{mi} = 140851377,8 \frac{kg}{m^2}$$

Fuerza total

Entonces la fuerza total F actuante sobre el pistón durante la carrera útil es:

$$F = p_{mi} * \frac{\pi * d^2}{4} \quad (11)$$

En donde:

F = Fuerza total (kgf)

p_{mi} = Presión media indicada $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

π = Constante pi (3,1415)

d = Diámetro del pistón (m)

$$F = 140851377,8 \frac{kg}{m^2} * \frac{\pi * (0,0911 \text{ m})^2}{4}$$

$$F = 918095,2328 \text{ kg}$$

3.4.3 Potencia efectiva. También conocida como potencia útil, es aproximadamente 10% menor que la potencia indicada. La potencia efectiva fue determinada por el banco dinamométrico.

$$P_e = 21,9 \text{ KW}$$

3.4.4 Potencia a las ruedas. Es la potencia que realmente actúa en la rueda del vehículo, y es esta la que se transmite a la superficie de contacto del vehículo. Esta potencia fue determinada en el banco dinamométrico LPS 3000.

Potencia a las ruedas (P_r) = 12.6 kW

3.4.5 Potencia perdida debido a la altura. Las condiciones atmosféricas en las que trabaja un motor influyen también sobre la potencia desarrollada por el mismo, no es extraño observar como disminuye la potencia del motor cuando el vehículo circula por regiones montañosas o con calores intensos. Estudios realizados han confirmado que la potencia desarrollada es directamente proporcional a la presión barométrica, e inversamente a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. Para hacer comparativos los valores de potencia obtenidos con motores en pruebas realizadas en condiciones de temperatura y presión atmosférica, se ha establecido referirlos a unas condiciones determinadas, esto es, a la presión de 1.103 bares y 15 °C de temperatura. **[11]**

$$P_0 = P_1 * \frac{p_0}{p_1} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (12)$$

En donde:

P_0 = Potencia en atmosfera estándar al nivel del mar (CV)

P_1 = Potencia indicada a 2850 msnm (CV)

p_0 = Presión del aire al nivel del mar (mm Hg)

p_1 = Presión del aire a 2850 msnm (mm Hg)

T_0 = Temperatura del aire al nivel del mar (°K)

T_1 = Temperatura del aire a 2850 msnm (°K)

$$P_1 = P_0 * \frac{p_1}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

Datos entregados por el sensor del banco dinamométrico

$T_1 = 16,1\text{ }^{\circ}\text{C} = 289,1\text{ }^{\circ}\text{K}$

$p_0 = 717,7\text{ hPa} = 71770\text{ Pa} = 538,32\text{ mm Hg}$

$$P_1 = 63,68 \text{ kW} * \frac{538,32 \text{ mm Hg}}{760 \text{ mm Hg}} \sqrt{\frac{288 \text{ }^\circ\text{K}}{289,1 \text{ }^\circ\text{K}}}$$

$$P_1 = 45,0274 \text{ kW}$$

La pérdida de potencia es:

$$P_N = P_0 - P_1 \quad (13)$$

$$P_N = 63,68 \text{ kW} - 45,0274 \text{ kW}$$

$$P_N = 18,6526 \text{ kW}$$

A 2850 msnm pierde 18,6526 kW

$$63,68 \text{ kW} \rightarrow 100\%$$

$$18,6526 \text{ kW} \rightarrow x$$

$$x = 29,29 \%$$

El motor Hyundai tiene una pérdida de potencia de 29,29%

3.4.6 Rendimiento termodinámico del ciclo diesel veloz. Es la relación entre el trabajo indicado, medido del área del ciclo indicado y el equivalente en trabajo del calor entregado para obtenerlo. Eso es el producto de dos rendimientos, el rendimiento térmico ideal y el rendimiento indicado.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_i}{\dot{Q}_t} \quad (14)$$

En donde:

η_T = Rendimiento termodinámico

\dot{W}_i = Trabajo indicado por unidad de tiempo ($\frac{\text{Kcal}}{\text{s}}$)

\dot{Q}_t = Calor entregado al fluido por unidad de tiempo ($\frac{\text{Kcal}}{\text{s}}$)

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c * \Delta h_i}$$

$$\eta_T = \frac{24,1kW * 860 \frac{Kcal}{kwh} * \frac{1h}{3600s}}{0,276923 \frac{Kcal}{ciclo} * \frac{2 \frac{tiempo}{rev}}{4 \frac{tiempo}{ciclo}} * 4 * \frac{1210 \frac{rev}{min}}{60 \frac{s}{min}}}$$

$$\eta_T = 0,515$$

3.4.7 Rendimiento indicado.

$$\eta_T = \eta_t * \eta_i \quad (15)$$

En donde:

η_T = Rendimiento termodinámico

η_t = Rendimiento térmico

η_i = Rendimiento indicado

$$\eta_i = \frac{\eta_T}{\eta_t}$$

$$\eta_i = \frac{0,515}{0,6832}$$

$$\eta_i = 0,7545$$

3.4.8 Trabajo indicado.

$$W_i = \eta_i * W_t * i \quad (16)$$

En donde

W_i = Trabajo indicado $\left(\frac{CVs}{ciclo}\right)$

η_i = Rendimiento indicado

W_t = Trabajo teórico por ciclo $\left(\frac{Kcal}{ciclo}\right)$

i = Número de cilindros

$$W_i = 0,7545 * 0,189193793 \frac{Kcal}{ciclo} * 4$$

$$W_i = 0,5709868 \frac{Kcal}{ciclo} * \frac{427 \frac{Kg}{Kcal}}{75 \frac{Kg}{CVs}}$$

$$W_i = 3,25081856 \frac{CVs}{ciclo}$$

Para comprobar la potencia indicada realizamos el siguiente cálculo

$$N_i = \frac{2}{z} * W_i * \frac{n}{60} \quad (17)$$

En donde:

N_i = Potencia indicada (CV)

W_i = Trabajo indicado $\left(\frac{CVs}{ciclo}\right)$

n = Número de revoluciones por minuto

Z = Número de tiempos

$$N_i = \frac{2 \frac{tiempo}{rev}}{4 \frac{tiempo}{ciclo}} * 3,25081856 \frac{CVs}{ciclo} * \frac{1210 rev}{min} * \frac{min}{60s}$$

$$N_i = 32,77908719 CV$$

$$N_i = 24,1 kW$$

3.4.9 Rendimiento mecánico. Se puede expresar como la relación que existe entre la potencia efectiva y la potencia indicada.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (18)$$

En donde:

η_m = Rendimiento mecánico

P_e = Potencia efectiva

P_i = Potencia indicada

$$\eta_m = \frac{21,9}{24,1}$$

$$\eta_m = 0,9087$$

$$\eta_m = 90,87\%$$

3.4.10 Rendimiento total. Es la relación entre el trabajo útil en el eje del motor y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido, es igual al producto del rendimiento termodinámico por el rendimiento mecánico.

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_m \quad (19)$$

En donde:

η = Rendimiento total

η_T = Rendimiento termodinámico

η_m = Rendimiento mecánico

$$\eta = 0,378 * 0,9087 = 0,3435$$

3.4.11 Rendimiento volumétrico. Es la relación que existe entre la masa real de aire introducida por cada ciclo en el cilindro y la masa teórica de aire para la combustión.

$$\eta_v = \frac{m_{r a}}{m_{t aire}} \quad (20)$$

En donde:

η_v = Rendimiento volumétrico

$m_{r a}$ = Masa real de aire aspirado (gr)

$m_{t aire}$ = Masa teórico de aire aspirado (gr)

Para calcular la masa teórica de aire que ingresa al cilindro.

$$P_1 * V_u = m_{t aire} * R * T_1 \quad (21)$$

En donde:

V_u = Volumen de cilindro unitario (cm^3)

$m_{t aire}$ = Masa de aire teórico (gr)

R = Constante universal del aire (Anexo A)

Datos entregados por el sensor del banco dinamométrico

T_1 = Temperatura de aire aspirado ($^{\circ}K$)

P_1 = Presión de aire aspirado $\frac{kg}{m^2}$

$$P_1 = 717,7 \text{ hPa} = 0,7318 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 7318 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$T_1 = 16^\circ\text{C} = 289^\circ\text{K}$$

$$R = 29,264 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

Despejando $m_{t \text{ aire}}$ de la ecuación 21 tenemos:

$$m_{t \text{ aire}} = \frac{P_1 * V_u}{R * T_1}$$

$$m_{t \text{ aire}} = \frac{7318 * 0,000651818}{29,264 * 289}$$

$$m_{t \text{ aire}} = 0,000564 \text{ kg}$$

$$m_{t \text{ aire}} = 0,564 \text{ gr}$$

$$\gamma = \frac{m_{r a}}{m_d} \tag{22}$$

En donde:

γ = Relación aire combustible

$m_{r a}$ = Masa real de aire (gr)

m_d = Masa real de combustible calculado anteriormente (gr)

$$m_{r a} = m_d * \gamma$$

$$m_{r a} = 0,026815\text{g} * 15,2$$

$$m_{r a} = 0,407588 \text{ gr}$$

De la ecuación 20 tenemos

$$\eta_v = \frac{m_{r a}}{m_{t \text{ aire}}}$$

$$\eta_v = \frac{0,407588 \text{ gr}}{0,564 \text{ gr}}$$

$$\eta_v = 0,723$$

Para nuestro caso el rendimiento volumétrico del motor Hyundai a 2850 msnm es del 72,3%.

3.5 Consumo de combustible

Es importante el análisis del consumo de combustible real, debido a que teóricamente una de las ventajas de un motor sobrealimentado es un menor consumo de combustible.

Para obtener el consumo real con el motor atmosférico se ha realizado recorridos con el tanque lleno, en diferentes condiciones y en 5 ocasiones la misma ruta, obteniendo:

$$\begin{array}{l} 6,796 \text{ galones} \rightarrow 192,7 \text{ km} \\ 1 \text{ galón} \rightarrow X \end{array}$$

$$X = \frac{1 \text{ galón} * 192,7 \text{ Km}}{6,796 \text{ galones}}$$

$$X = 28,3549 \text{ Km}$$

El vehículo recorre con 1 galón de combustible: 28,3549 km.

3.6 Sistema de admisión y alimentación de combustible

Es importante el análisis del sistema de admisión del motor Hyundai atmosférico debido a que posteriormente se modificará algunos elementos de la vía de ingreso del aire al motor, al momento de realizar la adaptación del sistema de sobrealimentación.

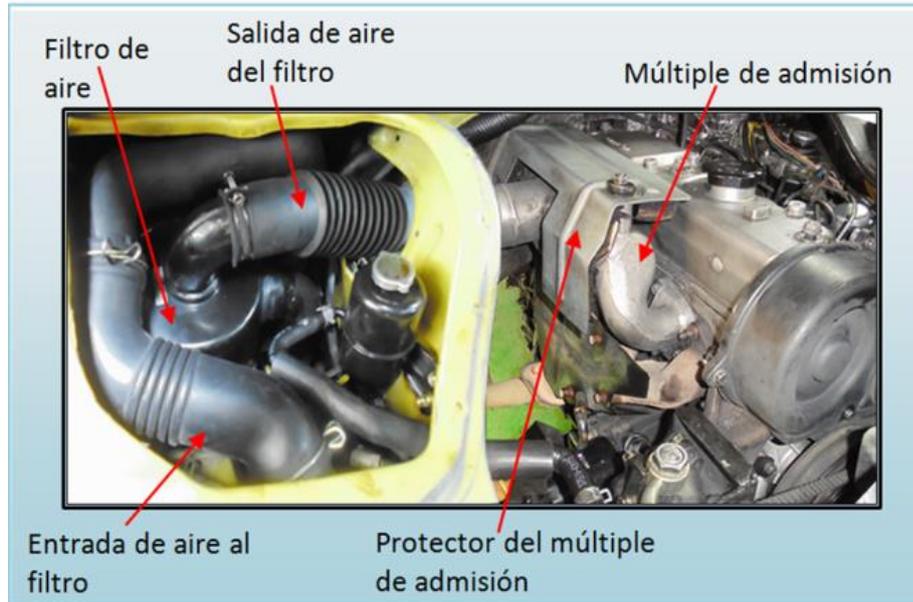
En el sistema de alimentación de combustible es importante la correcta supervisión, por si se presente alguna avería.

Sistema de admisión

En el sistema de admisión se tiene las siguientes partes.

- Filtro de aire.
- Múltiple de admisión.
- Entrada y salida del aire del filtro.
- Protector del múltiple de admisión.

Figura 39. Sistema de admisión

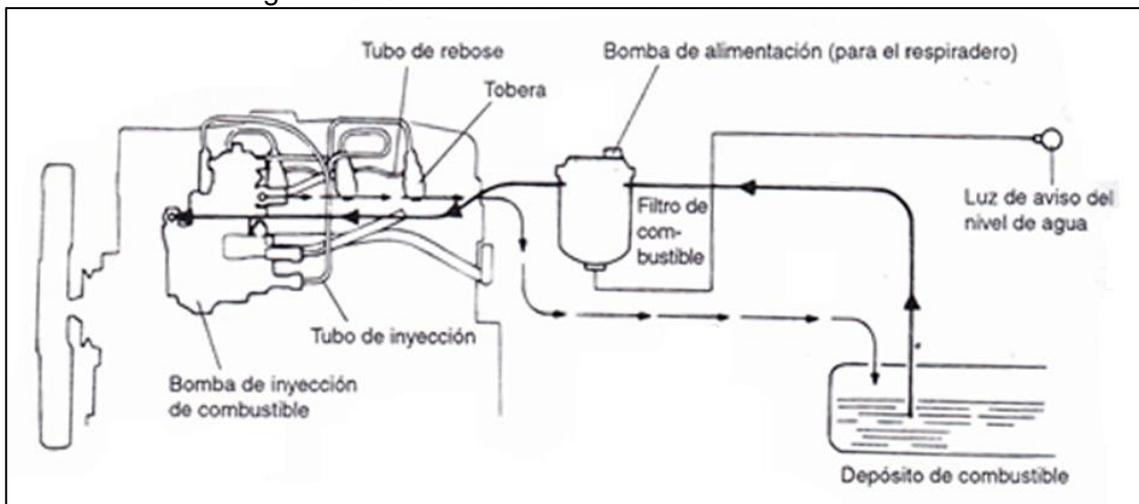


Fuente: Autores

Sistema de alimentación de combustible

El sistema de alimentación de combustible tiene el siguiente diagrama.

Figura 40. Sistema de alimentación de combustible



Fuente: Sistema de alimentación de combustible - manual del vehículo Hyundai

Sus partes son:

- Bomba de inyección de combustible
- Depósito de combustible con capacidad de 55.0 litros (14,46 galones)
- Tubo de inyección (cañerías)
- Tubo de rebose
- Tobera
- Inyectores

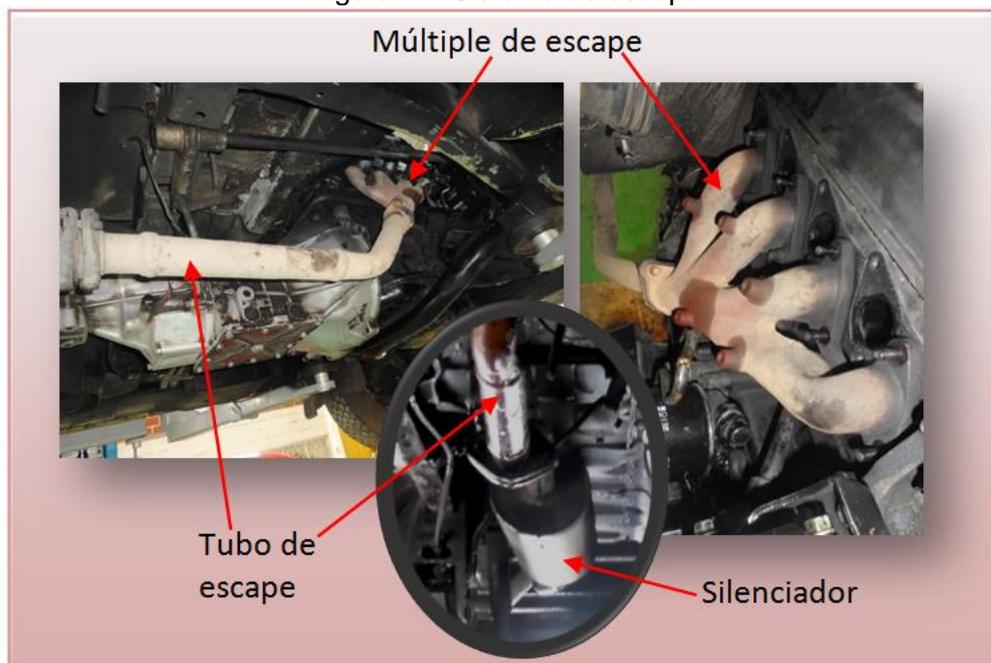
- Filtro de combustible
- Bomba de alimentación (para el respiradero)
- Luz de aviso del nivel de agua

3.7 Sistema de escape

El sistema de escape tiene la misión de evacuar rápidamente los gases productos de la combustión, estos gases salen con una energía calorífica, la cual se lo aprovechará al implementar el turbocargador. De acuerdo al turbocargador seleccionado, se realizarán las modificaciones al sistema de escape, que consta de las siguientes partes:

- Múltiple de escape.
- Silenciador
- Tubo de escape.

Figura 41. Sistema de escape



Fuente: Autores

3.8 Estado actual del motor

Se necesita conocer ciertos parámetros del estado de funcionamiento real del motor atmosférico, con el fin de obtener parámetros necesarios que nos ayudaran en los cálculos matemáticos, para poder seleccionar el turbocargador para nuestro motor.

3.8.1 Medición de la compresión. La medición de la compresión de los cilindros nos da un dato muy importante el cual es el estado real del motor, si en caso de que exista un excesivo desgaste de las partes internas del motor, se verá directamente afectado en los valores de la compresión.

Para medir la compresión se realizó con el manómetro de compresión

1. Desconectar las bujías de precalentamiento.
2. Extraer la bujía de precalentamiento, seleccionar el adaptador adecuado en lugar de la bujía y conectar al manómetro de compresión.
3. Desconectar el circuito de excitación de la bomba para cortar el flujo de combustible y evitar q se ponga en marcha el motor.
4. Con la aceleración a fondo se prosigue a dar el arranque hasta q alcance su presión máxima alrededor de tres a cuatro segundos.

Figura 42. Medición de compresión



Fuente: Autores

En la medición en cada cilindro se obtuvo los siguientes valores

Tabla 4. Datos de compresión

Cilindros	Compresión
1	239 Psi
2	238 Psi
3	240 Psi
4	241 Psi

Fuente: Autores

3.8.2 *Medición de fugas por compresión.* Esta prueba muchas veces se considera innecesaria porque con la medición de compresión de los cilindros es suficiente para determinar si en el cilindro existen fugas. Esta es otra medición para verificar el sellado de los cilindros del motor, para realizar estas mediciones utilizar el mismo adaptador para la medición de compresión, revisar que el cilindro esté en compresión, ósea las dos válvulas deben estar cerradas. Las fugas más comunes son por:

- Desgaste de los rines del pistón
- Mal asentamiento de las válvulas
- Deterioro del empaque del cabezote

Figura 43. Medición de las fugas de compresión



Fuente: Autores

En esta medición no se pudo apreciar fugas por compresión, por lo que se determina que la fugas son mínimas, además se puede darse cuenta que en la medición de compresión solo existe un mínimo de variación de los valores entre los cilindros.

3.8.3 *Determinación de la temperatura de aire de admisión.* La determinación de la temperatura del aire de aspiración se lo realizó con la ayuda de la caja de interfaces que está comunicada al banco dinamométrico LPS 3000.

Figura 44: Temperaturas ambiente

Valores del ambiente		
T_{Ambiente}	26.7	°C
$T_{\text{Aire aspirado}}$	16.1	°C
H_{Aire}	19.1	%
p_{Aire}	717.7	hPa
p_{Vapor}	6.7	hPa

Fuente: CORPAIRE Quito

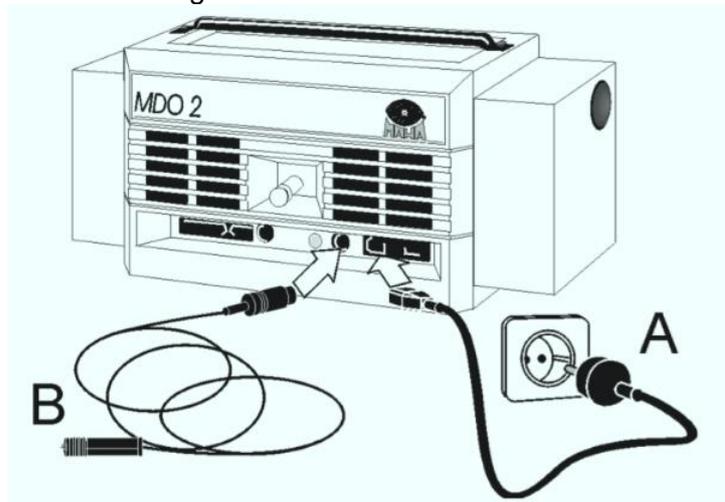
La temperatura de aire aspirado es 16,1°C.

3.8.4 *Análisis de los gases de escape del vehículo Hyundai.* Para el análisis tenemos los siguientes pasos:

Conectar el MDO 2

Colocar el aparato base en el lugar de explotación y conectarlo a la corriente. Para ello se utilizará el cable de alimentación de 230 Voltios (A) o el cable opcional para la tensión de 12/24 Voltios (B) del circuito del vehículo.

Figura 45. Conexión del MDO 2



Fuente: Manual del MDO 2

Enchufar la sonda de medición de gases de escape a la conexión para la sonda de muestreo y fijar la sonda en el tubo de escape del vehículo.

Figura 46. Fijar la sonda en el tubo de escape



Fuente: Autores

Antes de iniciar las mediciones se realizarán 2 impulsos de soplado. Los valores k medidos de impulsos de gas para el barrido (impulsos de soplado) no se tendrán en cuenta para determinar el resultado de la prueba y sólo sirven para barrer o limpiar

soplando el sistema de escape. El número de impulsos de gas podrá configurarse en las variables de sistema.

La medición de opacidad consta de 2 pruebas.

- Opacidad estática en aceleración libre (línea base)
- Opacidad dinámica (línea base)

Opacidad estática en línea base

La medición se iniciará una vez que se haya superado el número de revoluciones en ralentí. Entre los impulsos del gas de escape existe un tiempo de barrido de 10 segundos.

Se realizará un mínimo de 4 y un máximo de 10 impulsos (aceleraciones) de gas de prueba. Entre los impulsos de gas de prueba existe un tiempo de barrido de 10 segundos, antes de poder efectuar el siguiente impulso de gas. La dispersión de los resultados se calculará a partir de los impulsos de gas a valorar (en este caso son 10).

Tras la finalización de las mediciones se indicará el resultado en la pantalla. Éste deberá ser confirmado pulsando la tecla [Enter] (Anexo B).

Para obtener la opacidad del pico 1, nos valemos de los datos arrojados por el banco dinamométrico en Excel (Anexo C); los valores de útiles de turbiedad (%) para el cálculo van desde la mitad del pico hasta el punto más alto y determinamos la media, entonces para el pico 1 tenemos:

Tabla 5. Turbiedad del pico 1 en aceleración libre (línea base)

Tiempo (s)	Turbiedad (%)
4.876	1.000
4.969	1.000
5.063	1.000
5.173	2.000
5.266	3.000
5.377	7.000
5.470	7.000
5.564	9.000
5.673	11.000
5.767	13.000
5.877	18.000
5.970	18.000
6.064	22.000
6.173	26.000
6.267	31.000
6.377	37.000
6.470	37.000
6.611	43.000

6.673	43.000
6.767	47.000
6.877	53.000
7.017	55.000
7.064	55.000
7.173	56.000
7.267	56.000
7.377	55.000
7.470	55.000
7.564	54.000
7.673	53.000
7.767	53.000
7.877	52.000
7.970	52.000
8.064	51.000
8.220	47.000
8.267	47.000
8.377	40.000
8.517	36.000
8.595	32.000
8.673	32.000
8.767	27.000
8.877	20.000
8.970	20.000
9.064	17.000
9.173	14.000
9.267	12.000
9.377	8.000
9.470	8.000
9.564	7.000
9.673	6.000
9.767	5.000

Fuente: CORPAIRE Quito

El valor de turbiedad más alto del pico 1 es 56, entonces los valores útiles para la opacidad van desde 28 entonces sumamos las turbiedades y dividimos para el número de datos.

$$31 + 37 + 37 + 43 + 43 + 47 + 53 + 55 + 55 + 56 + 56 + 55 + 55 + 54$$

$$+ 53 + 53 + 52 + 52 + 51 + 47 + 47 + 40 + 36 + 32 + 32 + 27 = 1199$$

$$(\%) = \frac{1199}{26}$$

La opacidad del pico 1 es: 46,115 %, realizamos lo mismo para el resto de picos y como resultado tenemos en la tabla 6.

Tabla 6. Resultado de aceleración libre (línea base)

Pico	Opacidad %	Tiempo (s)	Tiempo promedio acelerado (s)
1	46,115	7,529	1,262
2	43,615	21,427	1,253
3	73,040	38,073	1,163
4	45,079	54,123	1,849
5	74,833	65,322	1,126
6	33,472	85,422	1,756
7	43,667	99,927	1,761
8	47,611	110,929	1,762
9	37,313	121,328	1,552
10	74,733	132,725	1,402
Suma	519,478		14,886
Promedio	51,9478		1,4886

Fuente: CORPAIRE Quito

La opacidad estática en línea base es del 51,95 %.

Opacidad dinámica (línea base)

Ahora el vehículo debe acelerarse a la potencia máxima determinada previamente (100%). El banco de pruebas mantiene constante el 100% de la potencia durante 5 segundos y en este período se mide el valor k y determina la media.

A continuación, el banco de potencia regula el 90 % de la potencia máxima. El banco de pruebas mantiene constante el 100% de la potencia durante 5 segundos y en este período se mide el valor k y determina la media.

Seguido, el banco de potencia regula el 80 % de la potencia máxima. El banco de pruebas mantiene constante el 100% de la potencia durante 5 segundos y en este período se mide el valor k y determina la media (Anexo D)

Tabla 7. Análisis del gas de humo a 100% de velocidad máxima

Valor K	3,24 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	1892
Velocidad	77,1 km/h
Potencia a las ruedas	16,7 kW

Fuente: Autores

Tabla 8. Análisis del gas de humo a 90% de velocidad máxima

Valor K	2,41 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	1704
Velocidad	69,4 km/h
Potencia a las ruedas	17,8 kW

Fuente: Autores

Tabla 9. Análisis del gas de humo a 80% de velocidad máxima

Valor K	2,12 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	1515
Velocidad	61,7 km/h
Potencia a las ruedas	16,4 kW

Fuente: Autores

3.8.5 Determinación de tiempo en aceleración de 0 a 100 Km/h. Esta prueba se lo realiza con el fin de tener un parámetro para posteriormente compararlo con el motor sobrealimentado. Para encontrarlo se realizó la prueba en una ruta en donde la superficie tenga la menor pendiente posible y se pueda realizar los cambios de marcha con toda seguridad. El lugar más adecuado para realizar fue en el sector de la Piedra Colorada y Guaytacama, perteneciente a Latacunga – Cotopaxi con 2850 msnm.

La prueba se realizó 5 veces, el tiempo que el vehículo se tardó con el motor atmosférico a llegar a los 100 Km/h es de 76,19 segundos o 1,1619 minutos.

3.8.6 Determinación de tiempos en cada marcha. La prueba se inicia desde el reposo a 2850 msnm, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 10: Tiempos en cada marcha

Marcha del vehículo	Tiempo en cada marcha (s)	Velocidad máxima (Km/h)	Rpm
1ra – 2da	3,09	20	3000
2da – 3ra	6,00	40	3000
3ra – 4ta	14,30	60	3000
4ta – 5ta	22,60	80	3000

Fuente: Autores

3.9 Análisis y comparación de los datos teóricos y de los valores obtenidos

La comparación más primordial a tener en cuenta son los valores de potencia y par motor, realizando los análisis de estos parámetros se obtuvo los siguientes resultados.

Tabla 11. Análisis de la potencia y par motor

Parámetro	Dato fabricante	Dato obtenido	Dato perdido	Porcentaje
Potencia	63,68 kW	24,1 kW	39,58 kW	62,15 %
Torque	167,00 Nm	144,5 Nm	22,50 Nm	13,47 %

Fuente: Autores

Como podemos observar en la tabla 9, la pérdida de potencia posee un porcentaje muy alto como es el 62,15 %, debido a la altura sobre el nivel del mar en donde trabaja el vehículo.

Con el fin de mejorar este valor que afecta severamente a la potencia del mismo, se ve la necesidad de implementar el sistema de sobrealimentación.

Con respecto a las otras pruebas analizadas anteriormente, y sin necesidad de detallarlos nuevamente se puede determinar que el motor Hyundai se encuentra en buen estado, por lo que la implementación del sistema de sobrealimentación es posible y factible.

CAPÍTULO IV

4. SELECCIÓN Y ADAPTACIÓN DEL TURBOCOMPRESOR PARA EL VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL VELOZ

4.1 Consideraciones para la adaptación del turbocompresor

Es necesario saber que se puede adaptar un turbocompresor de los que existen disponibles actualmente a cualquier motor de automóvil, sin importar su marca o edad y el motor le aportará tanta potencia como lo pueda soportar, depende también de la instalación, tanto así como la selección de los componentes adaptar. No existe un motor fabricado hoy en día, que no pueda ser turbocargado más allá de sus capacidades físicas.

Dependiendo del turbocompresor que se escoja se tendrá reacciones de sobrepresión a altas o bajas revoluciones o en ambas circunstancias si se instala el turbocargador de geometría variable.

Ciertamente es más fácil turbocargar el motor para el cual exista ya un kit listo para instalar al motor a pesar de que dicho kit pueda no haber sido diseñado para producir la máxima potencia a la velocidad máxima requerida o se desee economizar en la instalación con nuevas formas. La mayor parte de los kits están diseñados para uso en carretera y si se desee para arrancones o en pistas, se deberán modificar.

En la sobrealimentación presenta menos problemas al trabajar con motores de 4 o 6 cilindros en línea, aun se simplifican más en aquellos que tienen el múltiple de admisión y escape al mismo lado. En cambio la mayor parte de los motores V6 son demasiado pequeños para contemplar la utilización de los turbocargadores, pero en los V8 funcionan muy bien dos turbocargadores pequeños.

Pero hay que conocer las limitaciones en las modificaciones constructivas en el motor, en función del aumento de potencia requerido. La finalidad de la adaptación de un turbocompresor a un motor es el encontrar la combinación óptima de las distintas variantes de componentes del turbocompresor para ese motor especial.

Esta tarea requiere una estrecha cooperación entre los fabricantes de motores y turbocompresores establecidos de manera clara, con suficientes versiones de componentes graduadas convenientemente. Además es necesario que el fabricante del turbocompresor posea amplios conocimientos de la materia a disposición del fabricante del motor y que exista una buena participación entre los proyectistas.

Es creciente el número de automóviles diesel que traen un turbocompresor como equipamiento en serie. De hecho, los automóviles turbo diesel están desplazando muy

rápidamente a los que llevan unidades diesel atmosféricas. El futuro del turbocompresor no puede ser más prometedor, y ello es muy importante para el personal de los talleres de automotores, dado que se encontrarán en su labor cotidiana con una creciente cantidad de unidades con turbocompresor.

El concepto de una meta realista hay que destacar el fin de garantizar el máximo rendimiento y la satisfacción. Claro, a todos nos gustaría tener un vehículo megacaballos de fuerza, pero más allá de un límite razonable, ya que la potencia aumenta, la fiabilidad, la facilidad de conducción y la utilidad del día a día se ve disminuida. Las cosas son más propensas a ir mal, se desgastan y se rompen como la potencia sube.

4.2 Elección del turbocompresor

Para la selección del turbocompresor adecuado a su aplicación específica, requiere cumplir ciertas condiciones. Con décadas de experiencia colectiva en turboalimentación, los distribuidores de la empresa Garrett son una buena opción que pueden ayudar en la selección del turbocompresor adecuado para su aplicación.

Los factores más importantes que se deben tomar en cuenta para la correcta selección del turbocompresor son los siguientes: definir la potencia deseada, el tipo de aplicación, la cilindrada del motor, la relación de presión, el flujo de aire necesario, estos parámetros son los principales en la selección de la mejor turbocompresor Garrett para el vehículo. Un vehículo de competición, por ejemplo, requiere una respuesta rápida. Un turbocompresor más pequeño o carcasa de la turbina más pequeña sería el más adecuado para esta aplicación.

La cantidad de potencia de un motor diesel veloz hace que sea directamente proporcional a la cantidad de combustible inyectado en el cilindro y que el combustible necesite aire suficiente para la combustión completa. Para obtener un rendimiento libre de humo, el motor necesita cerca de 18 veces más masa de aire, que de combustible. Así que, claramente, como se agrega más combustible, se necesita de aire adicional que sea añadido. Con un turbocompresor seleccionado para complementar el combustible adicional, el humo se reduce drásticamente, dado que el turbo está operando en un rango más eficiente, la potencia y la capacidad de conducción se han mejorado. Para decidir sobre el turbocompresor apropiado para el motor diesel veloz. Se tomará en cuenta que los turbocompresores son de diferente tamaño por la cantidad de aire que puede entregar y el flujo de aire es proporcional a la potencia del motor.

Categorías a sobrealimentar

Para la implementación del sistema turbo alimentado, se escogió trabajar con la primera categoría debido al uso previsto de nuestro vehículo.

Tabla 12. Categorías a sobrealimentar

Uso previsto	Aproximación del incremento de fuerza	Factores importantes
Conductor diario	+ 150 HP	Fiabilidad, EGTs reducidas,
Weekend Warrior	+ 250 HP	Todavía necesita para
Rendimiento extremo	+ 350 HP	Conducción todos los días
Competencia	+ 450 HP	Rendimiento 100%, sin

Fuente: Catálogo Garrett_V5_Pág 13

4.2.1 Importancia del A/R (relación de área del turbocompresor). El A/R describe una característica geométrica de todas las carcasas de compresor y de la turbina. Se define como la relación al dividir el área interior de la sección transversal de entrada, por el radio de la caracola del turbo desde el centro de la misma hasta su lengua.

Figura 47. A/R de un turbocompresor



Fuente: Catálogo Garrett

Compresor de A/R – El rendimiento del compresor es en gran medida insensible a los cambios de A/R, pero por lo general carcasas mayores de A/R se utilizan para optimizar el rendimiento para aplicaciones de bajo impulso y carcasas más pequeñas se utilizan para aplicaciones de alto impulso. Por lo general no hay opciones A/R para carcasas de compresores.

Turbina de A/R – El rendimiento de la turbina se ve muy afectada por el cambio de la A/R de la carcasa. El A/R de la Turbina se utiliza para ajustar la capacidad de flujo de la turbina. El uso de un menor A/R aumentará la velocidad de los gases de escape en la rueda de la turbina, haciendo que la rueda gire más rápido a menores rpm del motor que dan un aumento de potencia más rápido. Por tanto, este tenderá a aumentar la

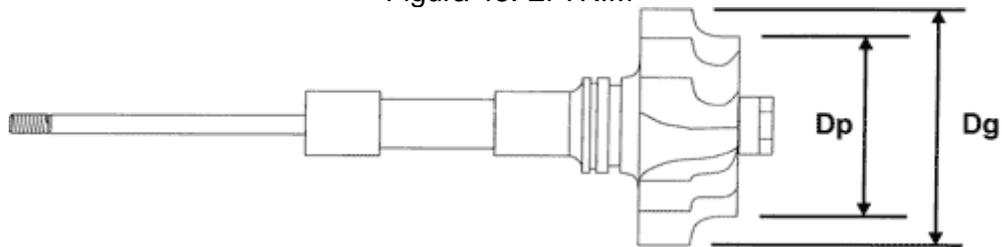
contrapresión de escape y reducir la potencia máxima a altas rpm. Por el contrario, el uso de un mayor A/R disminuirá la velocidad de los gases de escape y el retraso al aumento de potencia, pero la contrapresión baja dará más potencia en altas rpm. Al decidir entre las opciones A/R, sea realista con el uso del vehículo destinado y utilizar el A/R para desviar el rendimiento hacia la banda de potencia deseado.

No todos los fabricantes de turbocargadores utilizan el método A/R para dimensionar las carcasas de turbinas. Esta relación o área normalmente aparece fundida o estampada por el mismo fabricante en la carcasa de la turbina.

4.2.2 Importancia del TRIM (relación entre el inductor y exductor). El TRIM es una relación de área utilizada para describir tanto la turbina y las ruedas del compresor. Este ajuste se calcula utilizando el diámetro interior y el diámetro exterior.

Cada modelo de turbina, eje y rueda compresora, generalmente tienen el mismo diámetro de turbina (diámetro mayor), pero diferentes pasos (diámetro menor). Cada tipo de paso (TRIM), tiene unas características de sopleo distintas.

Figura 48. El TRIM



Fuente: Catálogo Garrett

Los valores de TRIM se expresan como 45, 50, 55, etc., y va de 0 a 100. Un valor 100 significa $D_p = D_g$.

Un TRIM grande indica un diámetro de turbina grande, se puede decir que un TRIM de 55, da un 10% más de caudal que un TRIM 50.

El TRIM se utiliza lo mismo para turbinas y eje que para ruedas compresoras además a medida que aumenta el asiento, la rueda puede soportar más de flujo de aire o gases de escape.

El TRIM se calcula según la siguiente fórmula:

$$\text{TRIM} = \left(\frac{D_p}{D_g} \right)^2 \times 100 \quad (23)$$

4.3 Cálculos para la selección del turbocompresor.

Para la selección del turbocompresor, en este caso se ha tenido como guía el artículo de los turbocompresores Garrett, el más reconocido en esta industria a nivel mundial en el cual explica la lectura del mapa de compresor y las ecuaciones necesarias para que coincida adecuadamente un turbo

Para los cálculos se tomarán los datos de consumo específico de combustible al freno (BSFC) de $0,38 \frac{lb}{Hp-hr}$ y la relación de aire combustible de 22 dado que estos valores están en el intervalo que deben darse en un motor diesel veloz sobrealimentado.

Potencia obtenida en el banco dinamométrico= 32,31 HP → 1905 rpm

Potencia máxima deseada será 60 HP a 2200 rpm por consideraciones que necesitamos recuperar la potencia perdida debido a la altura además se considerara la potencia que se perderá debido al desgaste de los elementos mecánicos en un 30%.

$$\text{Presión absoluta} = 717,7 \text{ Hpa} = 71770 \text{ Pa} = 10,41 \text{ Psig}$$

4.3.1 Caudal másico de aire.

$$Wa = HP * \frac{A}{F} * \frac{BSFC}{60} \quad (24)$$

En donde:

Wa = Caudal másico de aire necesario $\left(\frac{lb}{min}\right)$

HP = Caballos de fuerza al volante (hp)

$\frac{A}{F}$ = Relación aire / combustible $\left(\frac{lb}{Hp-hr}\right)$

$BSFC$ = Consumo específico de combustible al freno = $\left(\frac{lb}{Hp-hr}\right) \div 60$ (convertir de horas a minutos)

$$Wa = 60 * 22 * \frac{0,38}{60}$$

$$Wa = 8,36 \frac{lb}{min}$$

$T = 16^{\circ}\text{C} = 60, 98^{\circ}\text{F}$

$VE = 85\% \rightarrow 2200 \text{ rpm}$

$Vd = 2.607 * 61, 02 = 159,027 \text{ Cl}$

4.3.2 Presión absoluta del colector

$$MAP_{req} = \frac{Wa * R' * (460 + T_m)}{VE * \frac{n}{2} * Vd} \quad (25)$$

En donde:

MAP_{req} = Presión absoluta del colector (psia) necesaria para cumplir el objetivo de potencia

Wa = Caudal actual (lb/min)

R' = Constante de los gases para el turbo = 639.6

T_m = Temperatura del colector de admisión (°F)

VE = Eficiencia volumétrica

n = Número de revoluciones

Vd = Cilindrada (pulgadas cúbicas, convertir de litros a CI multiplicando por 61.02, ej. Litros 2.0 * 61.02 = 122 CI)

$$MAP_{req} = \frac{8,36 * 639,6 * (460 + 60,98)}{0,85 * \frac{2200}{2} * 159,027}$$

$$MAP_{req} = 18,7 \text{ Psia} - 14,7 \text{ Psia}$$

Para ingresar al catálogo de selección se debe hacer con la presión manométrica.

$$MAP_{req} = 4,035 \text{ Psig}$$

4.3.3 Presión de descarga del compresor

$$P_{2c} = MAP_{req} + \Delta p_{loss} \quad (26)$$

En donde:

P_{2c} = Presión de descarga del compresor

MAP_{req} = Presión absoluta del colector (psia) necesaria para cumplir el objetivo de potencia

Δp_{loss} = Perdida de presión entre el compresor y el colector

$$P_{2c} = 18,7 + 3$$

$$P_{2c} = 21,7 \text{ Psia}$$

4.3.4 Presión de entrada al compresor

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta p_{loss} \quad (27)$$

En donde:

P_{1c} = Presión de entrada al compresor

P_{amb} = Presión ambiente

Δp_{loss} = Perdida de presión entre el compresor y el colector

$$P_{1c} = 10,41 \text{ Psia} - 1 \text{ Psig}$$

$$P_{1c} = 9,41 \text{ Psia}$$

4.3.5 Relación de presión

$$\Pi_c = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad (28)$$

En donde:

Π_c = Relación de presión

P_{2c} = Presión salida del compresor

P_{1c} = Presión entrada del compresor

$$\Pi_c = \frac{21,7}{9,41}$$

$$\Pi_c = 2,31$$

4.3.6 Turbocompresor seleccionado. Considerando los resultados encontrados, tenemos como datos:

$W_a = 8,36 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$ y $\Pi_c = 2.31$, realizando el análisis de los diagramas de funcionamiento de los turbocompresores existentes en el mercado, se determinó el más adecuado para nuestro motor Hyundai.

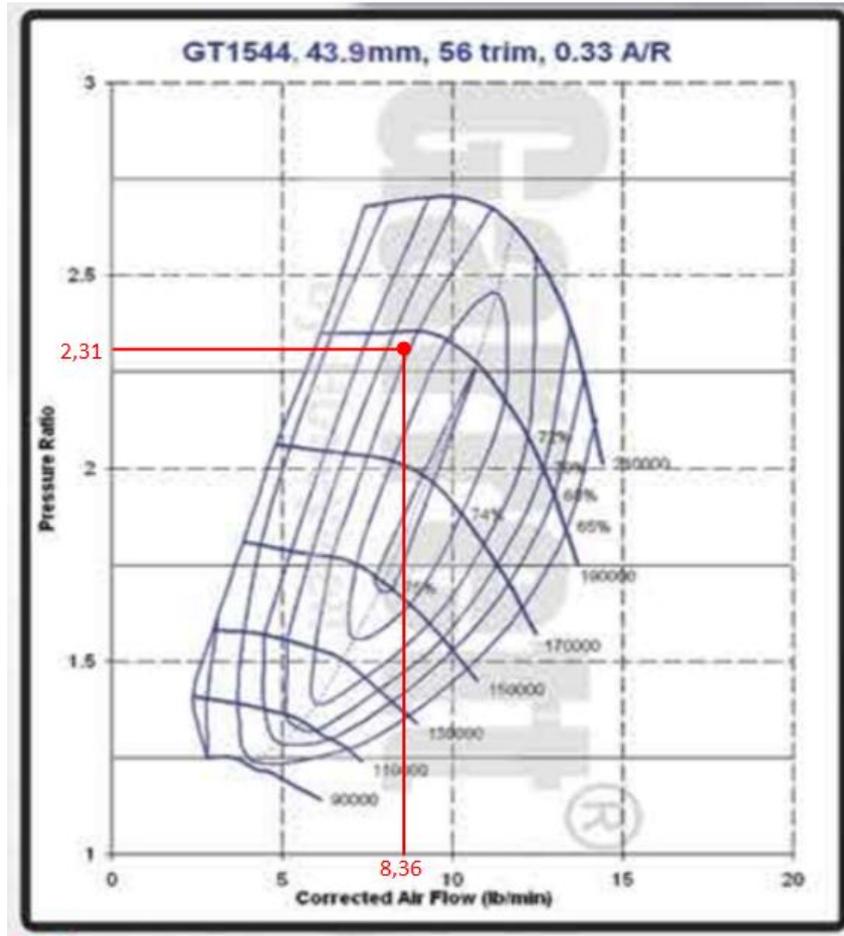
Marca: Garrett

Modelo: GT 1544

Tipo: Turbocompresor de geometría fija

Mapa del turbocompresor

Figura 49. Mapa del turbocompresor seleccionado



Fuente: Catálogo Garrett_V5_Pág 24

Como podemos ver en el mapa del turbocompresor, para nuestro motor Hyundai 2.6 cc, el porcentaje de eficiencia del turbocompresor a la potencia máxima esta entre el 72 y 74%.

La refrigeración del turbocompresor es mediante agua (desde el sistema de refrigeración del motor).

La válvula de alivio viene incorporada al cuerpo del compresor.

Características constructivas

Figura 50. Características constructivas del turbocompresor

GT1544		COMPRESSOR				TURBINE		
Turbo PN	CHRA PN	Ind Whl Dia	Exd Whl Dia	Trim	A/R	Whl Dia	Trim	A/R
454082-2	433289-116	32.9mm	43.9mm	56	0.33	42.2mm	58	0.34
454083-2	433289-50	32.9mm	43.9mm	56	0.33	42.2mm	85	0.35

Fuente: Catálogo Garrett_V5_Pág 24

Turbocompresor seleccionado

Figura 51. Turbocompresor seleccionado

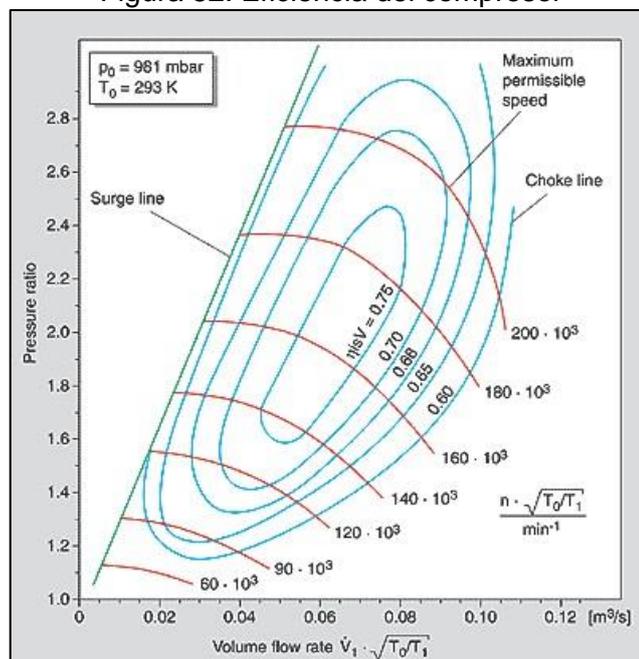


Fuente: Autores

Las dimensiones del turbocompresor las podemos ver el anexo E

4.3.7 Determinación de la eficiencia del compresor. La eficiencia del compresor no es necesario calcular debido a que el fabricante ya toma en cuenta este dato al momento de diseñar el turbocompresor y se lo representa en el mapa del compresor.

Figura 52. Eficiencia del compresor



Fuente: Catálogo Garrett_V5

Las zonas de eficiencia o islas (color azul) son regiones concéntricas en los mapas que representan la eficiencia del compresor en cualquier punto en el mapa, estas zonas son anchas abarcando de izquierda a derecha más área de volumen de aire (lbs/min). Y están limitadas transversalmente (líneas cafés) por las rpm del turbo.

La isla más pequeña cerca del centro del mapa es el más alto o pico isla eficiencia. Como los anillos se mueven hacia fuera de allí, la eficiencia cae por la cantidad indicada hasta que se alcancen los límites de la oleada y cuellos de botella.

Es muy importante saber que cada modelo de turbo tiene un límite superior de revoluciones y un límite inferior, por ser el mínimo y el máximo de funcionamiento seguro.

Las zonas de eficiencia se clasifican con un máximo de hasta 77% y un mínimo de 60%, que son los rangos permitidos por el diseño del turbo. Por lo mismo se debe trabajar en el rango más alto posible la mayor parte del tiempo, para evitar cambios o inestabilidad por temperatura del turbo y del aire comprimido. Esto lo determina cada fabricante, las condiciones pueden variar con cada caracol y cada rueda compresora.

4.3.8 Cálculo de elevación de temperatura ideal.

$$\Delta T_{ideal} = Y * T_m \quad (29)$$

En donde:

ΔT_{ideal} = Variación de la temperatura ideal

Y = Valores de aire normal y gases perfectos

T_m = Temperatura media

$$Y = \Pi^{0,283} - 1$$

$$Y = 2,31^{0,283} - 1 = 0,267$$

$$\Delta T_{ideal} = 0,267 * (60,98^\circ\text{F} + 460^\circ\text{F}) = 139,1^\circ\text{F}$$

Se añade 460°F debido a que este cálculo debe ser efectuado en temperaturas absolutas y en grados Rankine.

$$\Delta T_{ideal} = 59,5^\circ\text{C}$$

4.3.9 Cálculo de la temperatura real

$$\Delta T_{real} = \frac{\Delta T_{ideal}}{\Pi} \quad (30)$$

En donde:

ΔT_{real} = Variación de la temperatura real

ΔT_{real} = Variación de la temperatura ideal

Π = Eficiencia del compresor

$$\Delta T_{real} = \frac{139,1^{\circ}F}{0,74} = 187,97^{\circ}F$$

$$\Delta T_{real} = 86,65^{\circ}C$$

4.4 Montaje del turbocompresor

Durante y posterior a la instalación del turbocompresor se han de tomar una serie de precauciones para evitar que un cuerpo extraño acceda al interior del turbo.

4.4.1 *Precauciones generales.* Para no tener posteriores inconvenientes tener en cuenta:

- Antes de proceder al montaje es necesario revisar todos los acabados de los elementos a utilizarse para la instalación del turbocompresor que se encuentren en perfecto estado.
- Engrasar la entrada de aceite del turbocompresor con aceite limpio del motor, girar la turbina con la mano, apretar los racores de entrada y salida con el fin de no tener fugas de aceite.
- Conseguir una perfecta estanqueidad de todos los conductos que se aplican al turbocompresor pues ya es sabido los fluidos que circulan lo hacen a presiones superiores a la atmosférica y por lo mismo tienen tendencia a encontrar cualquier punto débil de la instalación para salir al exterior.
- Verificar que no exista suciedad o algún cuerpo extraño en el conducto de admisión y escape.
- Comprobar el flujo y la presión de aceite hacia el turbocompresor.
- Evitar meter la mano o cualquier objeto en los orificios del turbo durante la marcha.

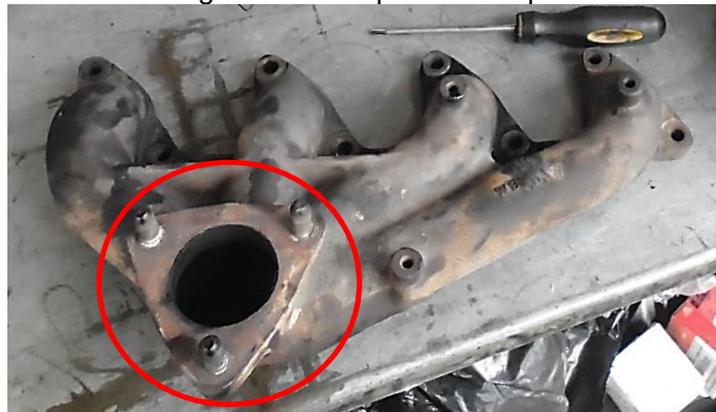
4.4.2 *Procedimiento de instalación.* Para instalar el turbocompresor hay que tener presente que el sistema de gases de escape de los motores sobrealimentados es

diferente a los motores atmosféricos, al influir directamente en el desempeño del turbocompresor.

El múltiple de escape original del motor Hyundai no es el adecuado para acoplar el turbocompresor, por lo que es necesario modificar el múltiple de escape.

De manera más conveniente se eligió el múltiple de escape del vehículo Hyundai Terracan, este múltiple se caracteriza en que encarga de conducir los gases proveniente de las de las cámaras de combustión hacia la turbina del turbo, además sirve de base para el turbocompresor.

Figura 53. Múltiple de escape



Fuente: Autores

Procedimiento

1. Montar el turbocompresor seleccionado con la junta en el múltiple de escape y apretar las tuercas del múltiple de escape-turbocompresor a 30 Nm y comprobar que las superficies están paralelas al mismo tiempo.

Figura 54. Montaje del turbocompresor al múltiple de escape



Fuente: Autores

2. Fijar el conjunto turbocompresor-múltiple de escape y la junta al motor. Apretar las tuercas superiores del múltiple de escape a 25 Nm.

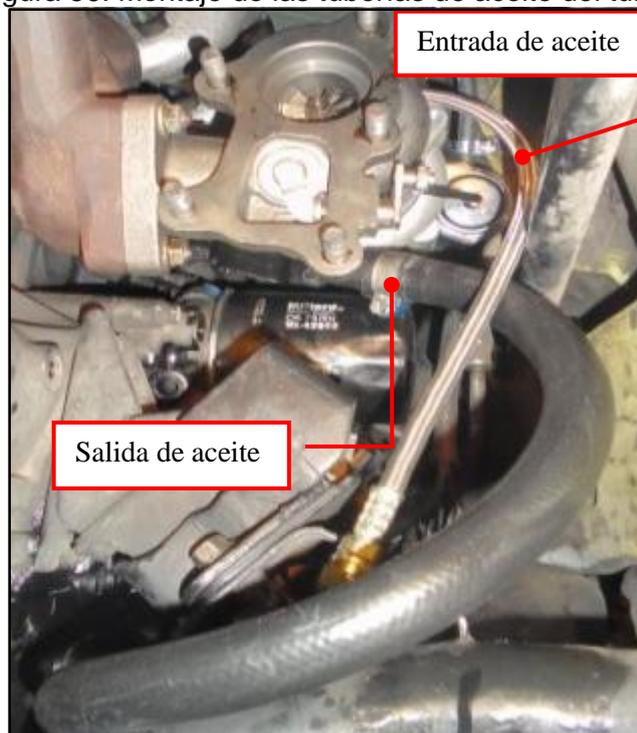
Figura 55: Fijación del turbocompresor al motor



Fuente: Autores

3. Montar la tubería de entrada de aceite que está en la parte superior del turbo y el retorno de aceite del turbocompresor que se encuentra en la parte baja del turbocompresor, conjuntamente con las entradas y salidas de las tuberías de líquido refrigerante de entrada y salida.

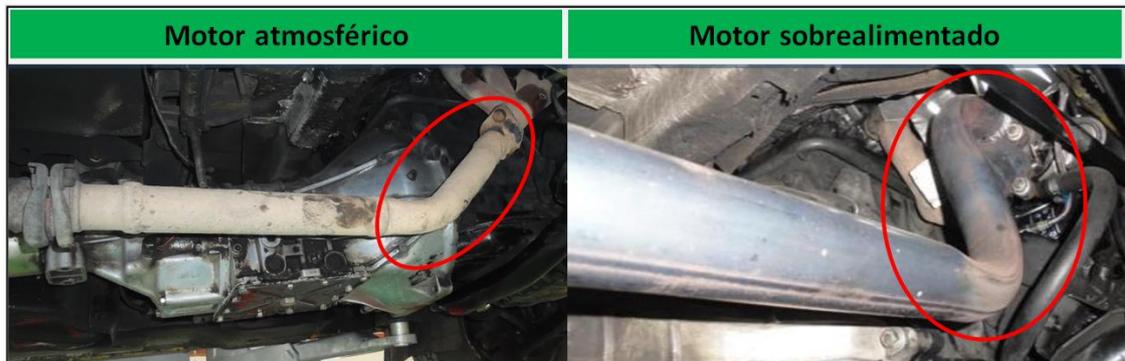
Figura 56. Montaje de las tuberías de aceite del turbo



Fuente: Autores

4. Una de las características en la adaptación del turbocompresor es la modificación necesaria del tubo de escape delantero, para poder acoplarlo mediante la junta al turbocompresor.

Figura 57. Modificación del tubo de escape delantero

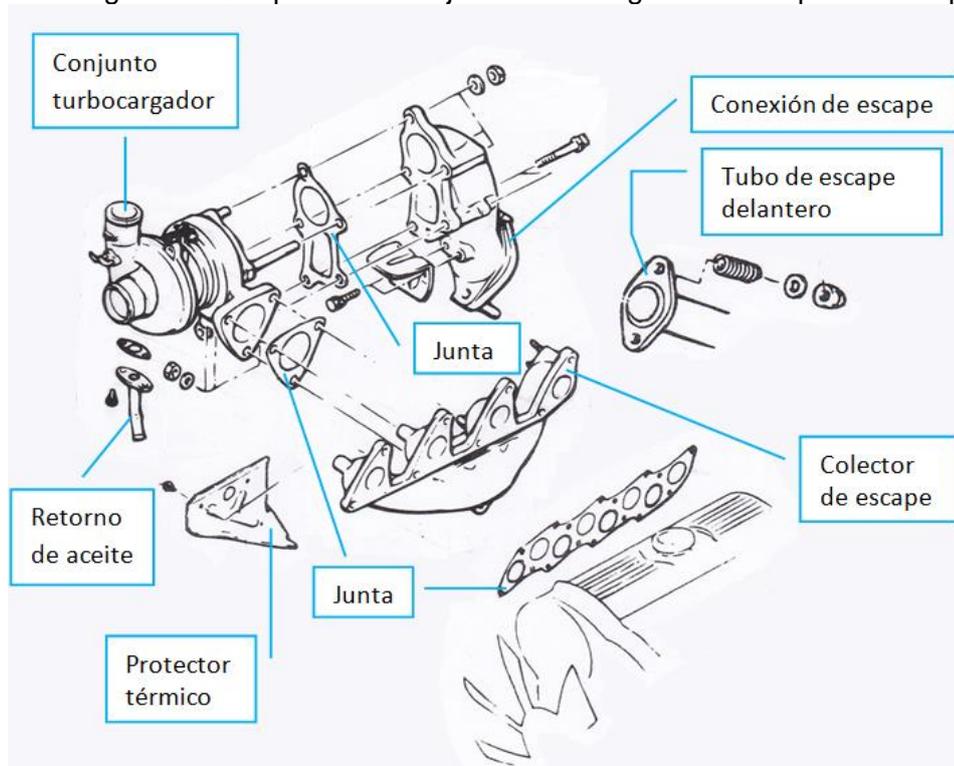


Fuente: Autores

5. Para una mejor ilustración del montaje de los elementos lo podemos ver en el despiece del conjunto turbocargador – múltiple de escape (Figura 58).

6. Llenar el cuerpo central del turbocompresor, en la zona de los cojinetes con aceite del mismo tipo y grado del que usa el motor en el circuito de engrase.

Figura 58. Despiece del conjunto turbocargador – múltiple de escape



Fuente: Manual de taller del Hyundai

7. Colocar la manguera flexible de la admisión con el acople a la manguera de la entrada de aire al turbocompresor con sus correspondientes abrazaderas sin apretar

los tornillos para que el turbocompresor se encuentre en su posición natural en el punto de montaje.

Figura 59. Conexión de las mangueras del turbo

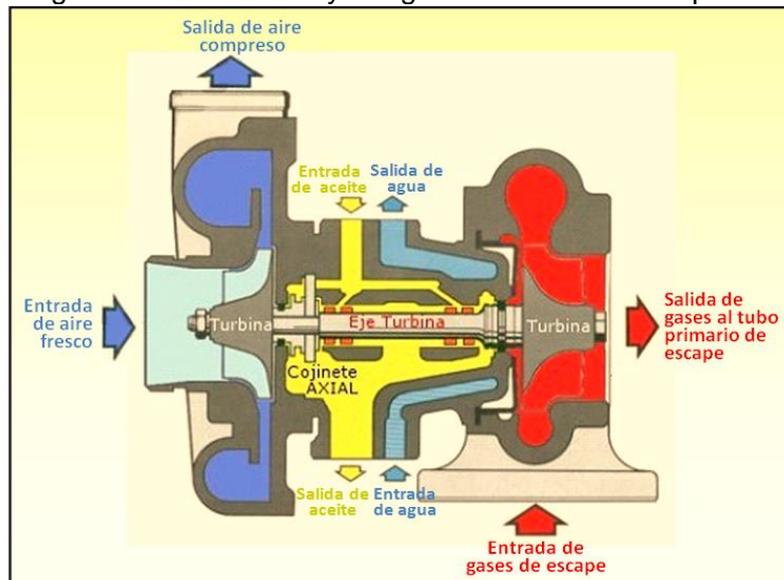


Fuente: Autores

8. Comprobar que todas las uniones se acoplen correctamente, se pueden apretar los tornillos y tuercas del sistema instalado asegurando la perfecta estanqueidad de todas las uniones.

4.4.3 Adaptación de los conductos de lubricación y refrigeración al turbo. El turbocompresor necesita estar conectado al sistema de lubricación del motor para proveerse de aceite necesario para sus cojinetes. En muchos casos el turbo también está conectado al sistema de enfriamiento de la planta motriz, con la finalidad de que el agua impida altas concentraciones de calor en la sección de la turbina y en la caja de los cojinetes.

Figura 60. Lubricación y refrigeración del turbocompresor



Fuente: Autores

Adaptación de los conductos de lubricación al turbo

Para implementar la lubricación al turbo, se utilizó una cañería de teflón recubiertas con hilo de acero entrelazado, estos soportan altas presiones y altas temperaturas, instalando desde la toma de salida de la refrigeración de aceite, para de esta manera lubricar el turbocompresor, mientras tanto que el retorno de aceite del turbocompresor se instaló una manguera que se comunica al cárter.

Funcionamiento del sistema de lubricación

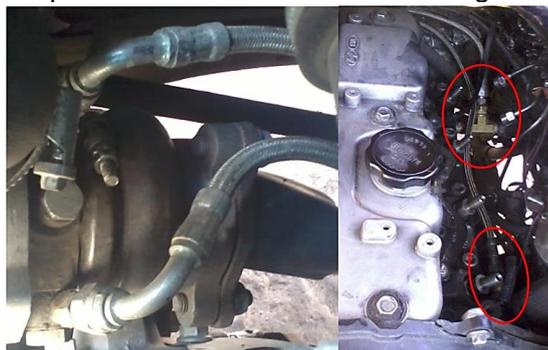
El aceite llega al turbo a través de la cañería que está conectada a uno de los principales canales de aceite internos del motor, es decir que está conectado en derivación o paralelo. Penetra por su parte superior, llega a través de pasajes especialmente dispuestos a los cojinetes y desde allí regresa al cárter del motor a través de un grueso caño.

El aceite no solo lubrica y permite la operación del eje flotante del turbo sobre sus cojinetes lisos, sino que también absorbe una parte del calor de las partes más solicitadas térmicamente.

Adaptación de los conductos de refrigeración al turbo

Para implementar la refrigeración al turbo se utiliza las cañerías de teflón recubiertas con hilo de acero entrelazado tomados del conducto de la entrada al block motor, haciendo una conexión en paralelo para de esta manera refrigerar el turbocompresor, mientras tanto que el retorno de refrigerante del turbocompresor se lo instaló en el retorno del refrigerante ubicado en la parte superior del cabezote y se dirigen a la parte superior del radiador para ser refrigerado.

Figura 61. Adaptación de los conductos de refrigeración del turbo



Fuente: Autores

Funcionamiento del sistema de refrigeración

En muchos motores actuales la unidad turbo está acoplada al sistema de enfriamiento del conjunto motriz. Esto significa que se utiliza un ramal en derivación del

enfriamiento del motor para proveer de agua a unas camisas especialmente dispuestas en el interior del turbo y que rodean a la sección de la turbina y a la caja de cojinetes. De este modo se evita el temido “shock térmico” del turbo, que puede ocurrir cuando se detiene el motor luego de un trabajo prolongado.

4.5 Montaje del intercooler

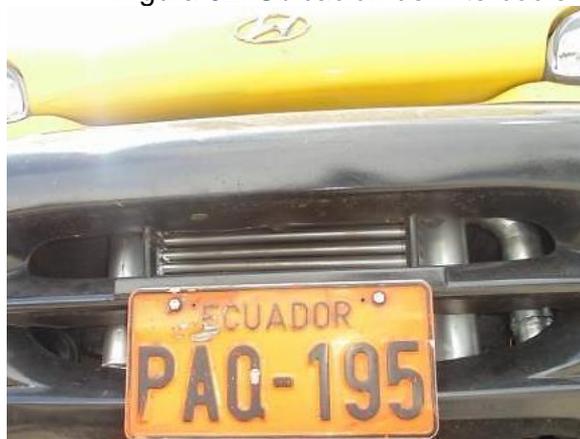
4.5.1 *Precauciones generales.* Antes de proceder al montaje es necesario tener en cuenta:

- Revisar todos los acabados de los elementos a utilizarse para la instalación del intercooler se encuentren en perfecto estado.
- Conseguir una perfecta estanquidad de todos los conductos que se aplican al intercooler pues ya es sabido el aire que circulan lo hacen a presiones superiores a la atmosférica y por lo mismo tienen tendencia a encontrar cualquier punto débil de la instalación para salir al exterior.
- Comprobar el flujo y la presión de aire al colector de admisión.
- Evitar que ingresen residuos de basura o elementos extraños en el momento de la instalación del intercooler.

4.5.2 *Procedimiento de instalación.* Para la mejor ubicación del intercooler seguimos los siguientes pasos:

1. Se debe considerar que el aire fresco debe incidir directamente sobre ella para una mejor refrigeración, para nuestro caso se lo colocó en la parte frontal del vehículo con sus respectivos soportes y los pernos apretados.

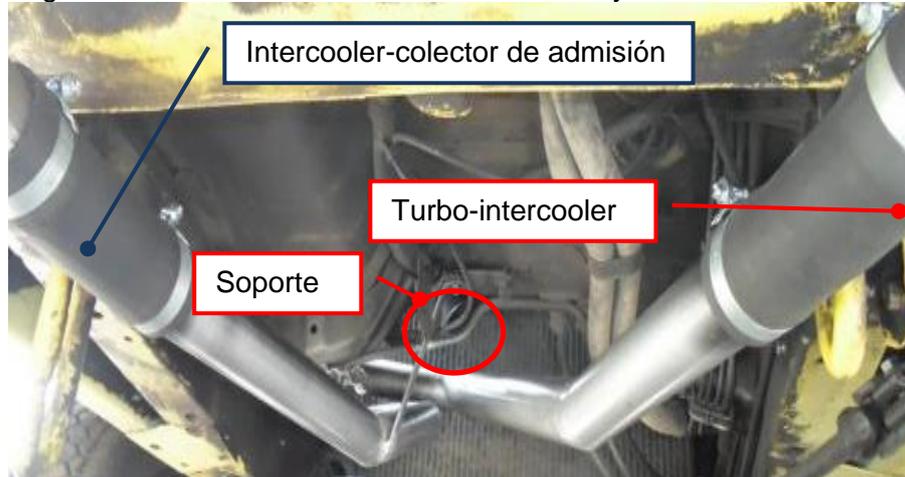
Figura 62. Ubicación del intercooler



Fuente: Autores

2. Montar las tuberías y mangueras de aire que ingresa al intercooler (turbo-intercooler) y la de la salida del intercooler (intercooler-múltiple de admisión) con sus respectivas abrazaderas.

Figura 63. Instalación de tuberías de entrada y salida del intercooler



Fuente: Autores

3. Instalación de las mangueras del aire saliente del turbocompresor y la manguera de entrada al aire del múltiple de admisión con sus respectivas abrazaderas.

Figura 64. Instalación de mangueras

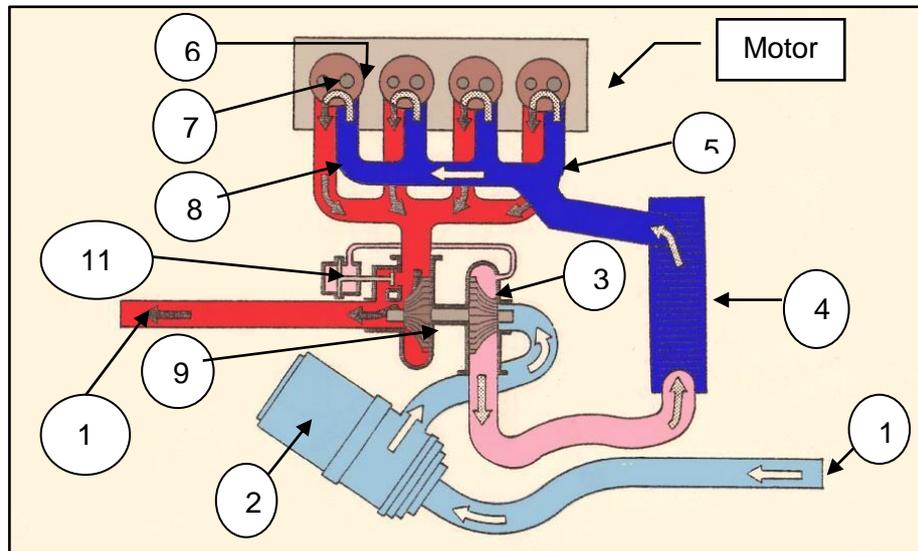


Fuente: Autores

4.5.3 *Proceso de circulación del aire.* El proceso empieza desde la aspiración del aire (1), posteriormente llega al filtro de aire (2), la primera etapa del paso de éste a su requerimiento por el giro del rodete compresor del turbo (3). El aire comprimido pasa al intercooler (4) y desde allí se acumula en el múltiple de admisión (5) en donde espera de la apertura de las válvulas de admisión (6). Una vez el aire entra en la cámara de combustión se produce la inyección y los gases quemados salen por la válvula de escape (7) hacia el colector de escape (8) y de allí pasan a propulsar la turbina (9) en

su busca de salida hacia el tubo de escape (10). En (11) nos encontramos con la válvula de descarga para la regulación de la presión.

Figura 65. Esquema de la circulación del aire



Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS Y RESULTADOS DEL VEHÍCULO HYUNDAI H100 MOTOR DIESEL VELOZ SOBREALIMENTADO

5.1 Procedimiento de arranque

5.1.1 Precauciones

- Ante nada el técnico debe estar presente; antes, durante y después del arranque del automotor sobrealimentado, para el mejor asesoramiento en todo momento.
- Durante el precalentamiento no se deberá conectar ningún accesorio eléctrico importante para no solicitar inútilmente la batería.
- El motor debe arrancarse después de haber sido instalado todos sus elementos en forma apropiada y esté ubicado en su posición final.
- Asegurarse de que exista una ventilación y los gases de escape sean descargado en la atmósfera
- Verificar el tablero de instrumentos y prestar atención a los siguientes parámetros:
 1. Ruidos anormales debido a golpes, rozamientos, etc.
 2. Disminución de la presión de aceite.
 3. Aumento de la temperatura de aceite.
 4. La temperatura del refrigerante sobrepasa los 200°F (93.3°C).
 5. Fugas de aceite o refrigerante.

Si durante la puesta en marcha del motor, presenta alguna de las características de mal funcionamiento, se parará inmediatamente el motor y solucionar la avería para evitar problemas mayores a futuro, continuar con el procedimiento.

5.1.2 Puesta en marcha del motor Hyundai turboalimentado. Al tratarse de un motor diesel veloz, hacer girar la llave a la posición de contacto, se deberá encender la luz de testigo perteneciente a las bujías de precalentamiento, se apagará al alcanzar la temperatura de encendido (10°C a 30 °C).

Para garantizar un arranque inmediato del motor, activar las bujías de precalentamiento 3 veces consecutivas.

Arrancar el motor y verificar que este trabaje de 700 a 800 rpm y dejar que el motor trabaje en ralentí durante una hora para que adquiera las condiciones normales de funcionamiento, sin abusar de las rpm.

Después de este tiempo de operación apagar el motor y hacer una inspección visual a todo el sistema de sobrealimentación, además de controlar los aprietes de todos los pernos y abrazaderas involucradas en el mismo.

5.2 Determinación del estado final del motor Hyundai H100 sobrealimentado

5.2.1 *Obtención de la potencia y par reales del motor con sistema de sobrealimentación.* Entre las pruebas realizadas están las dinámicas que constan de valores reales de potencia, la potencia y par de nuestro motor se las realizó en el banco dinamométrico LPS 3000. Consiguiendo la siguiente gráfica:

Figura 66. Gráfica de potencia y par del motor Hyundai sobrealimentado



Fuente: Banco dinamométrico LPS 3000, CORPAIRE Quito

Resultados obtenidos:

Los pasos ejecutados en el banco dinamométrico es el mismo realizado con el motor atmosférico. Los valores obtenidos el nuestro motor sobrealimentado permiten realizar

los próximos cálculos termodinámicos. Los valores de nuestro motor sobrealimentado obtenidos son los siguientes.

Tabla 13. Datos obtenidos en el banco dinamométrico LPS 3000

Potencia indicada	40,2 kW (1905 rpm)
Potencia efectiva	38,1 kW (1905 rpm)
Potencia a la rueda	25,8 kW (1905 rpm)
Potencia de arrastre	12,2 kW (1905 rpm)
Torque máximo	141,2 Nm (1210 rpm)
Temperatura ambiente	23,7 °C (299,7 °K)
Temperatura aire aspirado	13,9 °C (289,1 °K)
Presión de aire	720,6 hPa (71 770 Pa)

Fuente: Autores

5.2.2 *Medición de los gases de escape en el motor sobrealimentado.* Seguimos los pasos del ítem 3.8.4 y se obtienen los datos en el mismo banco dinamométrico (Anexo F).

Opacidad estática en aceleración libre del motor sobrealimentado

Tabla 14. Resultado de aceleración libre (sobrealimentado)

Pico	opacidad %	tiempo (s)	tiempo promedio acelerado (s)
1	57,958	8,886	1,162
2	36,625	24,487	0,759
3	21,115	37,281	1,256
4	46,786	56,190	1,366
5	68,308	77,787	1,227
6	38,417	93,590	1,152
7	18,250	111,682	1,556
8	24,087	129,830	1,106
9	14,091	146,781	1,054
10	79,333	161,483	1,102
11	57,111	177,641	1,270
12	57,259	191,443	1,258
13	40,542	205,890	1,158
Suma	559,882		15,426
Promedio	43,0678462		1,186615385

Fuente: Autores

La opacidad estática con el motor sobrealimentado es del 43,07 %.

Opacidad dinámica (Motor sobrealimentado)

Siguiendo con los pasos ya mencionados en el ítem 3.8.4 para la medición se obtuvo los siguientes resultados (Anexo G).

Tabla 15. Análisis del gas de humo a 100% de velocidad máxima

Valor K	0,34 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	2952
Velocidad	80,2 km/h
Potencia a las ruedas	16,8 kW

Fuente: Autores

Tabla 16. Análisis del gas de humo a 90% de velocidad máxima

Valor K	0,29 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	2656
Velocidad	72,1 km/h
Potencia a las ruedas	14,6 kW

Fuente: Autores

Tabla 17. Análisis del gas de humo a 80% de velocidad máxima

Valor K	0,30 m ⁻¹ Valor límite 1,61 m ⁻¹
Rpm	2362
Velocidad	64,2 km/h
Potencia a las ruedas	15,2 kW

Fuente: Autores

5.2.3 Presión de aceite. Siendo un factor de suma importancia, la manera más eficaz y sencilla de controlar, es vigilando la correspondiente luz testigo de aceite en el tablero de instrumentos.

También lo podemos verificar con la ayuda del manómetro de presión de aceite, para lo cual el motor debe estar en sus respectivas condiciones de funcionamiento y verificado que no exista ninguna fuga de aceite.

Procedimiento

- Conectar el manómetro en el circuito de presión de aceite.
- Con la transmisión en neutro encender el motor y mantener en ralentí (700-800 rpm).

Figura 67. Presión de aceite



Fuente: Autores

- La presión de aceite del motor deberá estar entre 45 – 75 Lb/plg² (310 – 517KPa, 3 – 5.3Kg/cm²), la presión de aceite en el motor es de 75 Lb/plg² (Psi) que se encuentra dentro del rango establecido.
- Apagar el motor, desconectar el manómetro y ajustar la válvula de desfogue aflojada.

5.2.4 *Temperatura del agua.* El nivel y la temperatura del refrigerante es crítico para el funcionamiento apropiado del sistema de enfriamiento, es de fácil revisión en el tablero de instrumentos, este indicador mide constantemente la temperatura del líquido refrigerante del motor basta con estar pendiente que no suba la temperatura más de lo permitido.

5.2.5 *Medición de compresión del motor.* Como en la medición de compresión al motor atmosférico, se lo realizó al motor sobrealimentado sin tener variación alguna, obteniendo alrededor de los 240 psi en los 4 cilindros.

5.2.6 *Determinación del tiempo en aceleración de 0 a 100 Km/h.* De la misma manera y en el mismo lugar donde se realizó las pruebas con el motor atmosférico, se realizó las pruebas con el motor sobrealimentado.

La prueba se realizó 5 veces, el tiempo que el vehículo se tardó con el motor sobrealimentado a llegar a los 100Km/h es de 36,825 segundos.

5.2.7 *Determinación de tiempos en cada marcha.* La prueba se inicia desde el reposo a 2850 msnm, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 18. Tiempos en cada marcha del motor sobrealimentado

Marcha del vehículo	Tiempo en cada marcha (s)	Velocidad máxima (Km/h)	Rpm
1ra – 2da	2,56	20	3000
2da – 3ra	3,57	40	3000
3ra – 4ta	6,77	60	3000
4ta – 5ta	9,46	80	3000

Fuente: Autores

5.3 *Análisis y cálculos de potencia y presiones del motor Hyundai sobrealimentado*

Como base para los siguientes cálculos se tomarán los datos de potencia y de par motor obtenidos en el banco dinamométrico, los pasos se siguen a los mismos que se realizaron al motor atmosférico en el capítulo III de nuestro motor atmosférico Hyundai.

5.3.1 Potencia indicada. Esta potencia con nuestro motor sobrealimentado se lo determino en el banco dinamométrico LPS 3000.

$$N_i = 40,2 \text{ kW}$$

Presión media indicada

Es la presión media, la presión constante con que sería preciso impulsar el embolo durante su carrera de trabajo para que, en estas condiciones ideales, la potencia desarrollada fuera igual que la debida a la combustión. La presión media varia con la velocidad del motor y la relación de compresión.

De la ecuación 10

$$N_i = \frac{p_{mi} * V_u * n}{120}$$

$$p_{mi} = \frac{N_i * 120}{V_u * n}$$

$$p_{mi} = \frac{40200 \frac{\text{kgf m}}{\text{s}} * 120}{0,0006518184292 \text{ m}^3 * 2995 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$p_{mi} = 148263786,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Fuerza total

Entonces la nueva fuerza total **F** actuante sobre el pistón durante la carrera útil es:

De la ecuación 11

$$F = p_{mi} * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$F = 148263786,5 \frac{kg}{m^2} * \frac{\pi * (0,0911 m)^2}{4}$$

$$F = 966410,6844 kg$$

5.3.2 Potencia efectiva. La potencia útil de nuestro motor sobrealimentado determinada en el banco dinamométrico LPS 3000 es:

$$Ne = 38,1 kW$$

5.3.3 Potencia a las ruedas. La potencia que realmente actúa en la rueda del vehículo con nuestro motor sobrealimentado determinada en el banco dinamométrico LPS 3000 es:

$$Nr = 25.8 kW$$

5.3.4 Análisis de la pérdida de potencia. Utilizando la ecuación 13 planteado en el capítulo III de la investigación podemos calcular la pérdida de potencia indicada del motor entre el motor dado por el fabricante y el motor sobrealimentado.

$$P_N = P_0 - P_1$$

$$P_N = 63,68 kW - 40,2 kW$$

$$P_N = 13,48 kW$$

Como podemos observar el valor de pérdida de potencia en el motor sobrealimentado es de 13,48 kW, a diferencia de la pérdida de potencia con el motor atmosférico de 39,58 kW. El porcentaje de potencia perdida ahora es del 21,17 % con respecto al establecido por el fabricante.

5.3.5 Porcentaje del aumento de la potencia. Con el análisis de las curvas de potencia y par de nuestro motor sobrealimentado obtenidas en el banco dinamométrico, podemos visualizar y calcular el aumento de potencia.

El análisis lo realizamos con los valores de potencia indicada.

$$Ni \text{ atmosférico} = 24,1 kW$$

Ni sobrealimentado = 40,2 kW

Aumento de Ni = Ni sobrealimentado – Ni atmosférico

Aumento de Ni = 16,1 kW

Con el aumento de potencia de 26.1 kW, se ha logrado un aumento de potencia de 66,8% en comparación del atmosférico.

5.4 Análisis y cálculos de rendimientos para el motor Hyundai

Es importante determinar los parámetros de rendimientos en nuestro motor Hyundai, con el fin de relacionar los valores obtenidos con nuestro motor sobrealimentado y los valores del motor atmosférico, los rendimientos se calculan siguiendo la misma secuencia como el realizado en el capítulo III.

5.4.1 Rendimiento termodinámico del ciclo diesel veloz.

De la ecuación 14

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c * \Delta h_i}$$
$$\eta_T = \frac{40,2kW * 860 \frac{Kcal}{kwh} * \frac{1h}{3600s}}{0,276923 \frac{Kcal}{ciclo} * \frac{2 \frac{tiempo}{rev}}{4 \frac{tiempo}{ciclo}} * 4 * 2995 \frac{rev}{60 \frac{min}{s}}}$$
$$\eta_T = 0,3473$$

5.4.2 Rendimiento mecánico.

De la ecuación 18

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$
$$\eta_m = \frac{38,1}{40,2}$$
$$\eta_m = 0,9477 = 94,77 \%$$

5.4.3 Rendimiento total.

De la ecuación 19

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_m$$
$$\eta = 0,631 * 0,9477 = 0,5979$$

5.4.4 Rendimiento volumétrico.

De la ecuación 20

$$\eta_v = \frac{m_{ra}}{m_{t\ aire}}$$

Para calcular la masa teórica de aire que ingresa al cilindro.

De la ecuación 21

$$P_1 * V_u = m_{t\ aire} * R * T_1$$
$$P_1 = 0,7348 \frac{kg}{cm^2} = 7348 \frac{kg}{m^2}$$
$$T_1 = 13,9^\circ K = 286,9^\circ K$$
$$R = 29,264 \frac{kgm}{kg^\circ K}$$
$$m_{t\ aire} = \frac{P_1 * V_u}{R * T_1}$$
$$m_{t\ aire} = \frac{7348 * 0,000651818}{29,264 * 286,9}$$
$$m_{t\ aire} = 0,000570 \text{ kg}$$
$$m_{t\ aire} = 0,570 \text{ g}$$

Para el cálculo de la masa real de aire que ingresa al cilindro recordamos la ecuación 24 para conocer el caudal másico de aire actual en nuestro motor sobrealimentado. El caudal másico es la cantidad de masa que pasa en un cierto tiempo.

$$W_a = HP * A/F * BSFC / 60$$

En donde los valores conocidos son:

Potencia del motor sobrealimentado = 40,2 kW = 53,89 HP

Relación aire / combustible = 22; dato emitido por el catálogo Garrett

Consumo específico de combustible al freno = $0,38 \frac{lb}{Hp-hr}$; dato emitido por el catálogo Garrett

$$W_a = 53,89 * 22 * 0,38 / 60$$

$$W_a = 7,51 \text{ lb}/\text{min}$$

Transformando de Libras a gramos tenemos:

$$W_a = 3406,4784 \text{ gr}/\text{min}$$

Recordando que la potencia máxima potencia se da a 2995 rpm, podemos realizar el siguiente análisis.

Tenemos el caudal másico de aire con la potencia máxima del motor sobrealimentado que es de $3406,4784 \text{ gr}/\text{min}$, entonces en un minuto:

El motor aspira $3406,4784 \text{ gramos}$ de aire cuando alcanza las 2995 revoluciones.

En una revolución del motor dos cilindros aspiran aire, y solo se necesita saber la aspiración solo de un cilindro, por lo cual dividimos las revoluciones para 2.

$$\frac{3406,4784 \text{ gramos}}{(2995 * 2) \text{ asp}}$$

$$0,5687 \text{ gramos}/\text{aspiración}$$

La masa real de aire aspirado en un cilindro es de: 0,5687 gramos.

De la ecuación 20

$$\eta_v = \frac{0,5687 \text{ g}}{0,570 \text{ g}}$$

$$\eta_v = 0,9977$$

Entonces el rendimiento en nuestro motor Hyundai sobrealimentado es el 99,77 %.

5.5 Análisis de consumo real de combustible

Para obtener el consumo real de combustible con el motor sobrealimentado se ha realizado los mismos recorridos y las mismas condiciones así como en el caso del motor atmosférico, obteniendo:

$$6,796 \text{ galones} \rightarrow 207,4 \text{ km}$$

$$1 \text{ galón} \rightarrow X$$

$$X = \frac{1 \text{ galón} * 207,4 \text{ Km}}{6,796 \text{ galones}}$$

$$X = 30,52 \text{ Km}$$

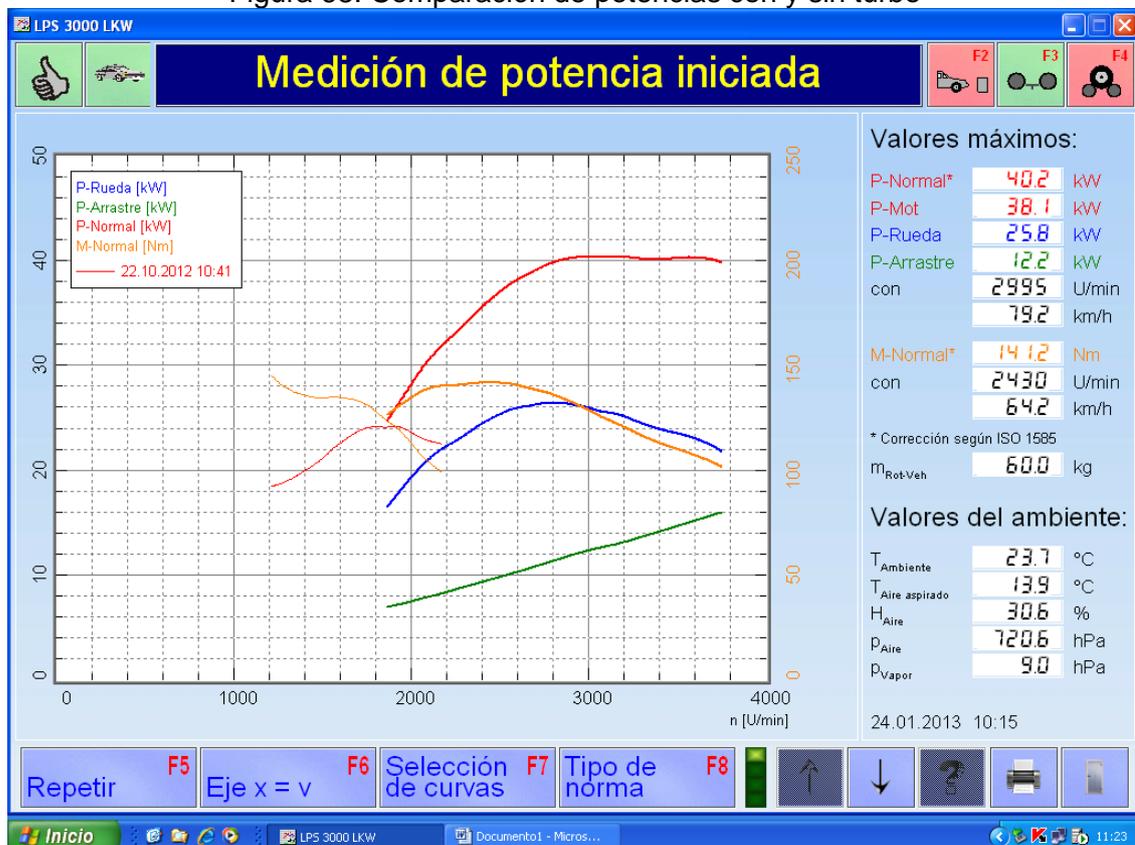
El vehículo recorre con 1 galón de combustible: 30,52 km.

5.6 Comparación de los valores de potencia del motor estándar y el motor sobrealimentado

Con un porcentaje considerable para lograr un alto desempeño de nuestro automotor, y esto siendo comprobado en las diferentes pruebas prácticas y cálculos termodinámicos. Necesariamente se compara los datos obtenidos.

Como ya se conocen la diferencia que existe entre la potencia dada por el fabricante, obtenida con el motor atmosférico y el motor con el sistema de sobrealimentación, sin embargo para una mejor comprensión, se lo complementa con un gráfico comparativo.

Figura 68. Comparación de potencias con y sin turbo



Fuente: CORPAIRE Quito

La comparación más primordial a tener en cuenta son los valores de potencia y par motor, realizando los análisis de estos parámetros se obtuvo los siguientes resultados.

Tabla 19. Análisis de la comparación de potencia y par con y sin turbo

Parámetro	Dato estándar	Dato sobrealimentado	Dato incrementado	Porcentaje
Potencia	24,1 kW	40,2 kW	16.1	66.8%
Torque	144,5 Nm	141,2 Nm	-3,3	-2,28%

Fuente: Autores

Como podemos observar en la tabla, el incremento de potencia posee un porcentaje muy alto como es el 66,8 %, con la sobrealimentación ya instalado en el vehículo.

Con respecto a las otras pruebas analizadas anteriormente, y sin necesidad de detallarlos nuevamente se puede determinar que el motor Hyundai se encuentra en perfecto estado, con la implementación del sistema de sobrealimentación.

5.7 Servicio al turbocargador

La duración del turbo depende a la frecuencia y anticipación en los mantenimientos preventivos al motor, a los que se ve directamente involucrado al turbo, los cuales son:

Servicio al filtro de aire

A medida que el filtro se llena de polvo, aumenta el vacío del lado del motor en el filtro, afectando así al desempeño del motor.

El cambio del filtro de aire es cada 10 000 Km, según lo especificado por el fabricante del vehículo.

Servicio al filtro de combustible

La contaminación del combustible es un hecho de la vida, pero prevenir los problemas causados por combustible contaminado es la responsabilidad del usuario.

Los filtros de combustible retienen los contaminantes no deseados en el combustible, además tiene la trampa de agua.

El cambio del filtro de combustible y la trampa de agua es cada 10 000 km.

Servicio al aceite

Con el fin de evitar daños directos al turbo, el cambio de aceite con el filtro del mismo será máximo cada 4 000 Km.

Servicio al refrigerante

El refrigerante se debe cambiar cada 2 años.

5.7.1 Precauciones generales. El turbocompresor es una máquina de presión relativamente sencillo y su rango de operación puede ser de 1 000 a más de 30 000 rpm. Un turbocompresor requiere del mantenimiento periódico y en especial controles visuales de sus carcasas, conexiones y de los sistemas del motor de los que depende su operación correcta. Según señalen los especialistas de la firma Garrett Turbocharging Systems de los Estados Unidos, saber cómo sacar los máximos provechos del turbo es algo tan sencillo.

1. Considerar al turbo como una parte integral del motor

El turbo fue diseñado en cooperación con el fabricante del motor para adaptarlo al grupo motriz y a la tarea que este debe cumplir. El motor y el turbo son mutuamente dependientes. El turbo no es un accesorio que se agrega para ser usado hasta dañarse y luego ser desechado. Por lo contrario, hay que presentarle el mismo mantenimiento programado que se le presta al motor.

2. No culpar precisamente al turbo cuando las cosas andan mal

Muchas veces se desmonta un turbo en perfectas condiciones para repararlo por una sospecha de falla cuando en realidad el problema está en otra parte del motor.

3. Los tres “destructores del turbo”

Hay tres causas principales que producen fallas prematuras en los turbocompresores: falta de aceite lubricante, entrada de objetos extraños y contaminación del aceite. La falta de aceite va aparecer primero como falla de los cojinetes del turbo lo que conducirá a rozamientos del rotor, falla en los sellos y aun rotura del eje. La ingestión de objetos extraños rompe o deforma los alabes de las ruedas de turbina y compresor, ocasionando desbalance, inestabilidad rotacional y finalmente fallas en los sellos y cojinetes. El aceite contaminado causara rayaduras en el eje y los cojinetes, y tapara los orificios de pasaje de aceite, lo que a su vez producirá grandes pérdidas de aceite.

4. No reparar sin buenas condiciones de trabajo

Hemos señalado que el turbo es una máquina de precisión. Algunas de sus tolerancias llegan a 0.0002mm. En consecuencia es necesario trabajar sobre el turbo con exactitud y siguiendo métodos de reparación, que se describen en esta obra y en la bibliografía del usuario.

5. Corregir las fallas antes de que estas impidan el funcionamiento total del turbo

Al notar una pérdida de aceite, una vibración no usual o un sonido no acostumbrado que provenga del turbo, detener el motor. El inconveniente puede ser fácil de corregir inicialmente. Pero si se permite que continúe puede ser necesaria una reparación costosa. Puesto que el turbo funciona a muy altas velocidades, la más pequeña falla puede ser transmitida a través del conjunto rotante a otras partes, como cojinetes, sellos y otros elementos. El problema puede complicarse aún más cuando se incrementan las velocidades y cargas del motor. A altos regímenes un turbo desprovisto de aceite puede sufrir daño en sus cojinetes en solo unos pocos segundos.

6. No intercambiar el turbo con el de otro motor

Cada turbo nace para una aplicación específica. El tamaño y potencia del motor, uso en carretera o fuera de ella, carga, altura, son solo algunos de los cientos de consideraciones que, analizadas por computadora, entran en el diseño del turbocompresor. Firmas especializadas en la fabricación y servicio de los turbos a veces pueden identificar cuando es posible reemplazar el turbo original por el de otra marca, sin alterar el rendimiento o características del motor.

7. Recordar porque el motor turboalimentado

Diversos vehículos usan el turbocompresor con diferentes fines. Los más comunes son: para aumentar el par motor, para compensar la reducida densidad del aire a grandes alturas o, muy comúnmente, para mejorar el consumo de combustible, reducir la contaminación del ambiente por los gases de escape o aumentar la potencia del motor. Cualquiera que sea la razón, no intentar aumentar la potencia del motor incrementando la cantidad de combustible inyectada en los cilindros. Particularmente en los automóviles no se debe intentar cambiar o regular los controles y actuadores del turbo.

8. Importancia al momento de conducir

Aun el mejor vehículo, motor o turbocompresor, no va a rendir el máximo si el conductor no está adecuado. Los motores turbo necesitan ser reparados correctamente para evitar daños en sus cojinetes. La demora en establecer la presión del aceite puede ser causa de daños al turbocompresor. Al arrancar, antes de llevar el motor a altas rpm deberá dejarse pasar por lo menos 30 segundos para permitir la circulación de aceite establecida en el turbocompresor.

9. Es posible aplicar un turbo a un motor de aspiración natural.

Particularmente en un motor diesel veloz grande de aplicación en vehículos comerciales, que inicialmente fueron proyectados para aspiración natural, es posible aplicar con éxito la turboalimentación. Se deben hacer diferentes modificaciones el resultado costo-beneficio es excelente.

10. No actuar sin adquirir experiencia.

Para tomar confianza, habilidad y sensibilidad para efectuar una inspección en un aparato turbo, es conveniente examinar un turbo nuevo y compararlo los resultados con uno usado. *Advertencia:* nunca se debe intentar controlar el funcionamiento del turbo con el motor en marcha y con los conductos de admisión desconectados.

5.7.2 *Tabla de diagnóstico.* Para una rápida y didáctica identificación de fallas con sus respectivas soluciones se cuenta con la tabla que se encuentra en (Anexo I).

CAPÍTULO VI

6. COSTOS

6.1 Costos directos

A continuación se presentan los costos de instalación de un sistema de sobrealimentación en un motor atmosférico Hyundai H100 2.6 cc.

6.1.1 Costos de materiales. Se detalla el costo de los materiales utilizados en la instalación de sobrealimentación y la modificación en el sistema de alimentación de combustible en un motor Hyundai H100 2.6 cc.

Tabla 20. Costos de materiales

Cantidad	Descripción	Costo
4	Toberas	\$240,00
1	Juego de rodillos de la bomba de inyección	\$240,00
1	Juego de empaques para la bomba de inyección	\$30,00
1	Termostato	\$18,00
1	Turbo Garrett GT 1544	\$850,00
1	Intercooler	\$170,00
	Sistema de presurización turbo (tuberías,	\$ 160,00
1	Colector de escape	\$ 80,00
	Tubo de escape delantero	\$ 30,00
1	Manómetro de presión	\$ 60,00
2 Juegos	Latiguillo racores y arandelas para refrigeración	\$ 60,00
1 Juego	Latiguillo racores y arandelas para lubricación	\$ 30,00
6	Neplos para lubricación y refrigeración	\$ 18,00
	Subtotal	\$ 1986,00

Fuente: Autores

6.1.2 Costos de mano de obra e instalaciones. Se detalla el costo de mano de obra que requerimos para la instalación y la adaptación de sobrealimentación.

Tabla 21. Costos de mano de obra e instalaciones

Descripción	Costo
Soldador	\$ 20,00
Asesoramiento e instalaciones	\$ 150,00
Prueba de la bomba de inyección	\$ 30,00
Subtotal	\$ 200,00

Fuente: Autores

6.1.3 Costos de transporte. Se detalla el costo de transporte utilizados para las pruebas de potencia en CORPAIRE-Quito con el motor atmosférico y el motor sobrealimentado del Hyundai H100 2.6 cc.

Tabla 22. Costos de transporte

Cantidad	Descripción	Costo
2	Costo de combustible consumido en los viajes a CORPAIRE-Quito para las pruebas de potencia.	\$ 15,00
4	Varios	\$ 10,00
Subtotal		\$ 25,00

Fuente: Autores

6.2 Costos indirectos

Tabla 23. Costos indirectos

Descripción	Costo
Consultas de libros	\$ 10,00
Internet	\$ 50,00
Impresiones	\$ 50,00
Otros gastos	\$ 30,00
Subtotal	\$ 140,00

Fuente: Autores

6.3 Costos totales

Tabla 24. Costo total

Descripción	Costo
Costos directos	\$ 2211,00
Costo indirectos	\$ 140,00
Total	\$ 2351,00

Fuente: Autores

El total de la instalación del sistema de sobrealimentación en nuestro motor Hyundai 2.6 cc, ha llegado a un costo total de \$ 2351 dólares americanos.

Para el costo de producción a gran escala, reducirá debido a que se adquirirá los elementos al por mayor y nos genera una reducción económica en un 40%.

La producción en serie del sistema de sobrealimentación resulta rentable al existir una gran demanda del parque automotor de vehículos diesel atmosférico.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Con la utilización de equipos especiales, para la medición de potencia y porcentaje de opacidad de los gases de escape, se estableció que el motor Hyundai H100 atmosférico, necesita la implementación del sistema de sobrealimentación.

El turbocompresor seleccionado para la sobrealimentación, que cumple con los requisitos óptimos para el correcto funcionamiento de nuestro sistema, es el Turbocompresor GARRETT serie GT 1544.

El motor no presentó ningún problema de fiabilidad de sus componentes internos, ni de los sistemas anexos como refrigeración, lubricación, y encendido.

La instalación del intercooler en el sistema de turbocompresor condujo a que exista una remoción de calor del aire del sistema, permitiendo que el aire ingrese con mayor densidad al motor.

La presión de sobrealimentación en las pruebas fue de 10 [psi], y el motor no presentó ninguna clase de problemas.

Con el sistema de sobrealimentación se incrementó el 66,8 % de la potencia nominal del motor Hyundai H100 mediante la implementación del sistema de sobrealimentación.

El turbocompresor incrementa el flujo de aire introducido al interior del cilindro, permitiendo una combustión completa, lo cual reduce la opacidad de los gases de escape.

Debido al incremento del rendimiento total en 74%, se aprovecha de mejor manera el combustible utilizado, disminuyendo el consumo de combustible en un 7,636%.

El tiempo de aceleración del vehículo de 0 a 100 Km, disminuyó en un 51,67% debido a que se recorre la misma distancia en menor tiempo.

Los costos de mantenimiento, específicamente los costos por cambio de aceite incrementan ya que el aceite debe ser de mejores condiciones para la lubricación del turbo.

Con la implementación del sistema de sobrealimentación se concluye que el motor Hyundai H100, aumenta la potencia, mejora el rendimiento total y consumo de combustible específico, contribuyendo a la disminución de la contaminación al medio ambiente.

7.2 Recomendaciones

Seleccionar un turbocompresor adecuado para el motor Hyundai H100 por lo que una mala selección del turbo puede ocasionar daños en el mismo y el motor, anulando la garantía de que es el turbo adecuado para el motor.

Sujetar el turbo cogiendo por cualquiera de los caracoles. El cuidado en el manejo del turbo es esencial, el agarrado por la válvula, bieleta o manguito puede provocar un daño serio.

Evitar que el turbo ruede sobre el banco de trabajo por lo que puede dañar los engranajes en el interior de una válvula por cualquier impacto.

Sustituir los filtros de aceite, aire y combustible, así como remplazar el aceite de acuerdo a las especificaciones del fabricante del vehículo.

Rellenar con aceite nuevo, el filtro de aceite y también si es accesible vuelva a llenar la línea de presión desde la bomba de aceite hasta el filtro esto es particularmente importante para motores con alto kilometraje.

Asegurar que el filtro de aire, los compartimentos, los maguitos o tubos de aire conectados están totalmente limpios y no indican ninguna señal de estar dañados, antes de instalar el turbo necesitamos.

Verificar que los latiguillos de refrigeración y lubricación deben estar libres de cualquier cuerpo extraño y exento de cualquier fisura.

Deberá el motor sobrealimentado permanecer en ralentí por lo menos 30 segundos al momento de iniciar una operación o trabajo, de igual forma el motor debe permanecer como mínimo 30 segundos encendido en ralentí antes de apagarlo, con el fin de que lubrique al turbocompresor y protegerlo.

Escuchar cualquier ruido extraño una vez instalado el turbo, sobre todo si es nuevo y si llegase a ocurrir, debe ser inmediatamente extraído para su revisión, pues cualquier falla, de aceite o de otra naturaleza es causa la destrucción del turbo en cuestión de segundos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SANZ ACEBES, Santiago – Motores – Mantenimiento de vehículos autopropulsados, Ed. Editex, 2007, 46.
- [2] SANZ ACEBES, Santiago – Motores – Mantenimiento de vehículos autopropulsados, Ed. Editex, 2007, 56.
- [3] DE CASTRO, Miguel – Motor Diesel – Turbo Sobrealimentación de motores, 2da Ed. Ceac, 1990, 67
- [4] ALONSO, J.M. – Técnicas del automóvil, Ed. Thomson-Paraninfo 1ra Edición 2003, España.
- [5] http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRREALIMENTADOS.pdf - (pág. 410)
- [6] http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRREALIMENTADOS.pdf - pág. 411
- [7] DE CASTRO, Miguel - Motor Diesel – Turbo Sobrealimentación de motores, 2da Ed. Ceac, 1990, 119
- [8] [http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRREALIMENTADOS .pdf](http://automocion.bligoo.es/media/users/21/1066192/files/273640/MOTORES_SOBRREALIMENTADOS.pdf) - pág. 414
- [9] MIRALLES DE IMPERIAL, Juan – Turbo Sobrealimentación de Motores Rápidos, Ed. Ceac, 5ta Edición 1989, 7,8.
- [10] DÍAZ BONIFÁZ, Rodrigo - Termodinámica
- [11] DANTE, Giacosa – Motores Endotérmicos – Ed. Científico Médica, pág. 181,182

BIBLIOGRAFÍA

ALONSO, J.M. Técnicas del automóvil. 1ra.ed. España: Thomson-Paraninfo, 2003.

DANTE, Giacosa – Motores Endotérmicos. Motores de encendido por compresión:
diésel, lentos y veloces. Científico Médica

DE CASTRO, Miguel. Motor Diesel. Turbo Sobrealimentación de motores, 2da.ed.
Ceac, 1990.

DÍAZ BONIFÁZ, Rodrigo. Termodinámica

MIRALLES DE IMPERIAL, Juan. Turbo Sobrealimentación de Motores Rápidos.
5ta.ed. Ceac, 1989.

SANZ ACEBES, Santiago. Motores. Mantenimiento de vehículos autopropulsados.
Editex, 2007.

LINKOGRAFÍA

MOTORES

http://www.taringa.net/posts/autos-motos/8653737/todo-sobre-Motores-Automotriz_.html

2012-08-07

TURBOCARGADOR

<http://www.gnttype.org/techarea/turbo/turboflow.html>

2012-08-07

<http://www.mecanicavirtual.com.ar/2009/11/que-es-un-turbo-cargador.html>

2012-08-07

http://www.perutuning.com.pe/articulo/supercargador_vs_turbocargador.html

2012-08-08

http://www.angelfire.com/extreme4/mattmouth182_rag/mx6/page.html

2012-08-08

<http://www.turbocharger.es/blog/>

2012-08-08

http://www.turbomaster.info/turbos/designacion_modelos.php

2012-08-15

http://www.turbomaster.info/turbos/identificar_toyota.php

2012-08-15

http://www.turbomaster.info/turbos/identificar_sw.php

2012-08-17

<http://www.turbomaster.info/turbos/conceptos.php>

2012-08-17

<http://www.turbomaster.info/turbos/gt15-25.php>

2012-08-27

<http://www.turbocoche.com/turbos-nuevos.html>

2012-09-3

<http://www.turbocoche.com/turbos-reconstruidos.html>

2012-09-3

<http://www.turbocoche.com/identifica-turbo.html>

2012-09-11

http://www.turbomaster.info/descargas/turbomaster_garrett_reacondicionado.pdf

2012-09-11

<http://www.turbocoche.com/blog/tag/turbos-baratos/page/5>

2012-09-11

http://www.turbomaster.info/descargas/C037_12-latiguillos.pdf

2012-09-13

http://www.turbodriven.com/performanceturbos/matchbot/index.html#version=1.2&displacement=2.6&CID=158.6520000000002&altitude=2850&baro=13.543&aat=75&turboconfig=1&compressor=62k80&pt1_rpm=2000&pt1_ve=85&pt1_boost=5&pt1_ie=99&pt1_filres=0.08&pt1_ipd=0.2&pt1_mbp=0.5&pt1_ce=66&pt1_te=75&pt1_egt=1550&pt1_ter=1.2&pt1_pw=11.96&pt1_bsfc=0.43&pt1_afr=11.5&pt1_wts=300&pt1_wd=83&pt1_wd2=74&pt1_wrsin=69033&pt2_rpm=3000&pt2_ve=95&pt2_boost=10&pt2_ie=95&pt2_filres=0.1&pt2_ipd=0.2&pt2_mbp=1&pt2_ce=70&pt2_te=73&pt2_egt=1600&pt2_ter=1.42&pt2_pw=20.58&pt2_bsfc=0.45&pt2_afr=11.5&pt2_wts=320&pt2_wd=83&pt2_wd2=74&pt2_wrsin=73635&pt3_rpm=4000&pt3_ve=100&pt3_boost=15&pt3_ie=95&pt3_filres=0.12&pt3_ipd=0.3&pt3_mbp=1.3&pt3_ce=74&pt3_te=72&pt3_egt=1650&pt3_ter=1.67&pt3_pw=27.83&pt3_bsfc=0.48&pt3_afr=11.5&pt3_wts=340&pt3_wd=83&pt3_wd2=74&pt3_wrsin=78238&pt4_rpm=5000&pt4_ve=100&pt4_boost=17&pt4_ie=92&pt4_filres=0.15&pt4_ipd=0.4&pt4_mbp=1.5&pt4_ce=76&pt4_te=71&pt4_egt=1650&pt4_ter=1.93&pt4_pw=37.35&pt4_bsfc=0.5&pt4_afr=11.5&pt4_wts=368&pt4_wd=83&pt4_wd2=74&pt4_wrsin=84681&pt5_rpm=6000&pt5_ve=105&pt5_boost=17&pt5_ie=90&pt5_filres=0.18&pt5_ipd=0.5&pt5_mbp=1.8&pt5_ce=72&pt5_te=70&pt5_egt=1650&pt5_ter=2.14&pt5_pw=40.94&pt5_bsfc=0.52&pt5_afr=11.5&pt5_wts=400&pt5_wd=83&pt5_wd2=74&pt5_wrsin=92044&pt6_rpm=7000&pt6_ve=105&pt6_boost=17&pt6_ie=90&pt6_filres=0.2&pt6_ipd=0.6&pt6_mbp=2&pt6_ce=66&pt6_te=70&pt6_egt=1650&pt6_ter=2.41&pt6_pw=43.14&pt6_bsfc=0.55&pt6_afr=11.5&pt6_wts=400&pt6_wd=83&pt6_wd2=74&pt6_wrsin=92044&

2012-09-17

INTERCOOLER

[http://www.mahle-aftermarket.com/C1256F7900537A47/vwContentByKey/W28YKCMD496STULEN/\\$FILE/Ladeluftkuehler_ES.pdf](http://www.mahle-aftermarket.com/C1256F7900537A47/vwContentByKey/W28YKCMD496STULEN/$FILE/Ladeluftkuehler_ES.pdf)

2012-09-13