



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:
Ingeniero Automotriz**

TEMA:

**“MONTAJE DE UN TURBOCOMPRESOR A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
INTERNA A CARBURADOR PARA AUMENTAR SU RENDIMIENTO E
INCORPORARLO AL LABORATORIO DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.”**

**SALINAS JARAMILLO ANDRÉS FRANCISCO
PARREÑO BONILLA ALEX GONZALO**

RIOBAMBA – ECUADOR

2011

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACION DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Abril, 25 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

Andrés Francisco Salinas Jaramillo

Alex Gonzalo Parreño Bonilla

Titulada:

“MONTAJE DE UN TURBOCOMPRESOR A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A CARBURADOR PARA AUMENTAR SU RENDIMIENTO E INCORPORARLO AL LABORATORIO DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.”

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. Fernando González
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Jorge Vallejo
ASESOR DE TESIS

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACION DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: SALINAS JARAMILLO ANDRÉS FRANCISCO

TÍTULO DE LA TESIS: “MONTAJE DE UN TURBOCOMPRESOR A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A CARBURADOR PARA AUMENTAR SU RENDIMIENTO E INCORPORARLO AL LABORATORIO DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: Julio 8 del 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. FERNANDO GONZÁLEZ (Director de Tesis)			
ING. JORGE VALLEJO (Asesor)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Geovanny Novillo A.

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PARREÑO BONILLA ALEX GONZALO

TÍTULO DE LA TESIS: “MONTAJE DE UN TURBOCOMPRESOR A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A CARBURADOR PARA AUMENTAR SU RENDIMIENTO E INCORPORARLO AL LABORATORIO DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: Julio 8 del 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A. (Presidente Tribunal Defensa)			
ING. FERNANDO GONZÁLEZ (Director de Tesis)			
ING. JORGE VALLEJO (Asesor)			

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

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Geovanny Novillo A.

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 teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Andrés Francisco Salinas Jaramillo

Alex Gonzalo Parreño Bonilla

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Andrés Francisco Salinas Jaramillo

Alex Gonzalo Parreño Bonilla

DEDICATORIAS

Este trabajo va dedicado al esfuerzo de mis Padres Carmita y Gonzalo, por darme todo el apoyo brindado durante mis estudios politécnicos. A la vez a mi esposa Dianita y a mi pequeñito hijo Alexyto Gabriel que con su esfuerzo, apoyo y dulzura lograron que termine una profesión anhelada.

Alex Gonzalo Parreño Bonilla

Dedico este trabajo con amor y gratitud primeramente a Dios por haberme dado la fuerza y el valor para seguir con este sueño; a mis queridos Padres GALECIO y ELVIA, a mi hermano MIGUEL. No puedo dejar de reconocer el gran impulso que he recibido de mi novia CECILIA, ya que en momentos muy oportunos me dio el vigor necesario para seguir adelante en la cristalización de este grandioso sueño.

Andrés Francisco Salinas Jaramillo

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1. GENERALIDADES	1
1.1 Introducción:.....	1
1.2 Justificación:.....	1
1.3 Objetivos:.....	2
1.3.1 Objetivo general:	2
1.3.2 Objetivos específicos:.....	2
2. MARCO TEÓRICO.....	3
2.1 Fundamentos de los motores de combustión interna a gasolina.....	3
2.1.1 Ciclos de tiempo del motor de combustión interna	3
2.1.2 Ciclo Otto	4
2.2 Factores que influyen en el rendimiento de los motores.	5
2.2.1 La cilindrada:	6
2.2.2 La relación de compresión.....	6
2.2.3 La velocidad de rotación del motor:.....	7
2.2.4 La velocidad del émbolo.....	8
2.2.5 La relación carrera/diámetro	9
2.3 Elementos fijos del motor	10
2.3.1 Bloque de cilindros	10
2.3.2 Culata.	10
2.3.3 Cáster.....	11
2.3.4 Colectores.....	11
2.4 Elementos móviles del motor.....	13
2.4.1 Sistema biela-manivela	13
2.4.2 Émbolo o pistón	14
2.4.3 Segmentos.	14
2.4.4 Biela.	15
2.4.5 Cigüeñal.	15

2.4.6	Volante de inercia.	16
2.5	Diferentes sistemas que constituyen un motor.....	16
2.5.1	Sistema de alimentación de combustible	16
2.5.2	Sistema de escape.....	19
2.5.3	Sistema de lubricación.	21
2.5.4	Sistema de refrigeración.....	23
2.5.5	Sistema encendido.....	26
3.	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN. CARBURACIÓN.....	29
3.1	Sistema de alimentación. Carburación.....	29
3.1.1	Necesidades del motor.	29
3.1.2	Mezclas ricas y pobres. Adaptación.....	29
3.1.3	Aceleración-Desaceleración.....	30
3.2	Circuito de alimentación de gasolina.....	31
3.3	Misión del carburador.....	32
3.4	Fundamento del carburador.	32
3.5	Estudio del carburador.....	33
3.5.1	Carburador elemental.....	33
3.6	Descripción y constitución del carburador.....	34
3.6.1	Cuerpo del carburador.....	34
3.6.2	Difusor.....	36
3.6.3	Surtidor.....	37
3.6.4	Válvula de mariposa.....	37
3.6.5	Cuba del carburador.....	38
3.6.6	Tapa del carburador.....	39
3.6.7	Circuitos auxiliares del carburador	41
3.6.8	Circuito de ralentí.....	41
3.6.9	Bomba de aceleración.....	43
3.6.10	Correctores de mezcla.....	44
3.6.11	Compensadores.....	45

3.6.12 Economizadores.	46
3.6.13 Sistema de arranque en frío.	48
3.6.14 Estrangulador.	49
3.6.15 Circuito de arranque en frío.	53
3.6.16 Dispositivo anticontaminante.	55
3.6.17 Válvula electromagnética de ralenti.	55
3.6.18 Carburadores de doble cuerpo.	56
3.7 Alimentación del carburador.	58
3.7.1 Bomba de gasolina.	58
3.7.2 Funcionamiento.	59
3.7.3 Bomba eléctrica de gasolina.	61
3.7.4 Depósito de gasolina.	62
3.7.5 Filtro de aire.	64
3.7.6 Calefacción del aire.	65
3.7.7 Ventilación del cárter.	66
4. SOBREALIMENTACIÓN DE LOS MOTORES. TURBOCOMPRESOR.	69
4.1 Objeto de la sobrealimentación:	69
4.2 Sistemas de sobrealimentación:	70
4.3 Turbocompresor:	73
4.3.1 Clasificación de los turbocompresores.	77
4.3.2 Comparación de los turbocompresores centrífugos y axiales.	77
4.3.3 Principios termodinámicos en los turbocompresores.	78
4.3.4 Rendimiento de los turbocompresores.	80
4.3.5 Número específico de revoluciones.	81
4.3.6 Incremento de presión.	83
4.3.7 Funcionamiento del turbocompresor.	85
4.3.8 Fabricación de los turbocompresores:	86
4.3.9 Mantenimiento del turbocompresor.	90

4.3.10	Ventajas y desventajas de los turbocompresores:	90
4.3.11	Refrigeración en los turbocompresores.....	91
4.3.12	Recomendaciones para el cuidado del turbocompresor.....	92
4.3.13	Sobrealimentación.....	93
4.4	Peculiaridades del turbocompresor.....	96
4.5	Adaptación entre el turbocompresor y el motor.	103
4.5.2	Disposición de montaje:	104
4.5.3	Modificaciones del motor:	106
4.5.4	Sistema de encendido:.....	106
4.5.5	Sistemas de engrase y refrigeración:.....	107
4.5.6	Sistema de reaspiración de los vapores del cárter:.....	108
4.5.7	La inyección en los motores turbo:	109
4.5.8	La carburación en los motores turbo:.....	110
4.5.9	Sistemas de alimentación y escape:	113
4.6	Verificación del turbocompresor	114
5.	CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA METÁLICA EN LA QUE SE VA A ANCLAR EL MOTOR Y SUS ELEMENTOS.....	118
5.1	Diseño y construcción de la estructura metálica.....	118
5.2	Cálculos para la selección del turbocompresor e intercooler.....	121
5.2.1	Cálculos para determinar el turbocompresor para el motor.....	121
5.2.1.1	Análisis de la relación de presión.....	121
5.2.1.2	Determinación del flujo de aire necesario (CFM).....	122
5.2.1.3	Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map).....	123
5.2.1.4	Análisis de la temperatura del aire en el múltiple de admisión.....	125
5.2.1.2	Cálculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor	125
5.2.1.6	Análisis y cálculos tecnológicos con el sistema de sobrealimentación...	126
5.2.1.7	Variación de la relación de compresión	126
5.2.1.8	Análisis del espesor del empaque del cabezote.....	128

5.2.1.9 Volumen o cilindrada unitaria.....	129
5.2.1.10 Relación de compresión con turbo cargador	129
5.2.1.11 Volumen o cilindrada total.....	129
5.2.1.12 Volumen de la cámara de combustión	129
5.2.1.13 Análisis y cálculos de potencia y presiones para el motor MAZDA	130
5.2.1.14 Potencia indicada	131
5.2.1.15 Fuerza sobre la cabeza del pistón.....	131
5.2.1.16 Cálculo del par motor y potencia efectiva.....	132
5.2.1.17 Presión media efectiva	132
5.2.1.18 Análisis de la pérdida de potencia.....	133
5.2.1.19 Análisis del rendimiento del motor MAZDA con el turbocompresor ...	133
5.2.1.20 Consideraciones y análisis termodinámicos para la selección del turbocompresor.	133
5.2.1.21 Proceso 0-1. Admisión	134
5.2.1.22 Proceso 1-2. Compresión	135
5.2.1.23 Proceso 2-3. Adición de calor a volumen constante	137
5.2.1.24 Proceso 3-4, Expansión isoentrópica de un gas ideal	139
5.2.1.25 Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante	141
5.2.1.26 Construcción del diagrama teórico.....	141
5.2.1.27 Consideraciones adicionales en función a los resultados termodinámicos.....	143
5.2.2 Mejoramiento del sistema de refrigeración. (intercooler).....	143
5.2.2.1 Grado de intercambio de calor del intercooler (ϕ).....	144
5.2.2.2 Cálculo de la temperatura de salida del intercambiador de calor.....	145
5.2.2.3 Cálculos termodinámicos con aire de admisión refrigerado	146
5.2.2.4 Proceso 0-1. Admisión	146
5.2.2.5 Proceso 1-2. Compresión	147

5.2.2.6	Proceso 2-3. Adición de calor a volumen constante	148
5.2.2.7	Proceso 3-4. Expansión isoentrópica de un gas ideal.....	150
5.2.2.8	Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante	151
5.2.2.9	Construcción del diagrama teórico.....	151
5.2.3.1	Determinación del turbocompresor	152
5.2.3.2	Análisis de los resultados obtenidos teóricamente	153
5.2.3.3	Calculo del aumento de masa del aire de admisión	153
5.2.3.4	Comparación de las masas de aire.....	153
5.2.3.5	Diagramas de funcionamiento de los turbocompresores.....	154
5.2.3.6	Limite de bombeo.	155
5.2.3.7	Línea de estrangulación o límite máximo.	156
5.2.3.8	Líneas de velocidad del eje del turbocompresor.	156
5.2.3.9	Área de porcentaje de eficiencia	156
5.2.3.10	Turbocompresor seleccionado	156
5.3	Montaje del motor y sus accesorios sobre la estructura metálica.....	159
5.4	Modificación del motor para la instalación del turbocompresor.....	166
5.5	Adaptación y regulación del turbocompresor para ser instalado en el motor.....	174
5.6	Pruebas de funcionamiento del motor sobrealimentado, que se encuentra montado en la estructura metálica.....	176
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	179
6.1	Conclusiones:.....	179
6.2	Recomendaciones:	180

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 Cuatro tiempos.....	3
2.2 Ciclo Otto	5
2.3 Cilindrada	6
2.4 Bloque de cilindros.....	10
2.5 Culata.....	11
2.6 Carter	11
2.7 Colector de admisión.....	12
2.8 Colector de escape	12
2.9 Sistema biela manivela	13
2.10 Pistones.....	14
2.11 Segmentos.....	15
2.12 Biela.....	15
2.13 Cigüeñal.....	16
2.14 Volante de inercia.....	16
2.15 Bomba eléctrica de gasolina	17
2.16 Carburador	18
2.17 Circuito de lubricación	21
2.18 Lubricación del motor	22
2.19 Sistema de refrigeración	23
2.20 Sistema de Encendido convencional	26
3.1 Circuito de alimentación por bomba	31
3.2 Pulverización de líquido	33
3.3 Partes constituyentes de un carburador	33
3.4 Carburador vertical	35
3.5 Carburador vertical	35
3.6 Carburador horizontal.....	36
3.7 Carburador inclinado	36
3.8 Difusor.....	36
3.9 Doble difusor.....	36
3.10 Orificio de la cuba que	37
3.11 Calibre	37
3.12 Mariposa del acelerador	38
3.13 Disposición de la aguja de la válvula	38
3.14 Cierre de la válvula.....	39
3.15 Carburador vertical descendente Solex EIES	40
3.16 Circuito de ralentí	42
3.17 Tornillos de reglaje de ralentí.....	42
3.18 Bomba de aceleración de émbolo.....	43
3.19 Bomba de aceleración de membrana.....	44
3.20 Compensador de aire antagonista.....	45
3.21 Compensador de calibre complementario	46
3.22 Economizador con regulación de aire	47
3.23 Economizador con regulación de gasolina	48
3.24 Mando manual del estrangulador	50
3.25 Estrangulador con válvula	51

3.26	Mando automático del estrangulador	51
3.27	Estárter de gasolina.....	53
3.28	Estárter de embolo	54
3.29	Circuito anticontaminador	55
3.30	Circuito de ralentí en un carburador de doble cuerpo	57
3.31	Mando escalonado de las mariposas del acelerador	58
3.32	Funcionamiento de la bomba de alimentación en la fase de aspiración.....	59
3.33	Bomba de alimentación en fase de impulsión	60
3.34	Esquema de los elementos de la bomba de alimentación.....	60
3.35	Posicionamiento de la.....	61
3.36	Bomba de gasolina para.....	61
3.37	Montaje de un filtro de gasolina	61
3.38	Esquema de una bomba eléctrica de gasolina	62
3.39	Esquema del depósito de gasolina.....	63
3.40	Despiezo de un depósito de gasolina.....	63
3.41	Registro del depósito de gasolina	64
3.42	Filtro de entrada de aire bañado en aceite	65
3.43	Despiezo de un filtro de aire.....	65
3.44	Elementos filtrante.....	65
3.45	Esquema de la calefacción de aire.....	66
3.46	Reaspiración de los vapores del cárter	67
4.1	Sobrealimentación	70
4.2	Compresor volumétrico de lóbulos.....	71
4.3	Presiones de alimentación en función de régimen de giro del motor.....	71
4.4	Compresor de lóbulos del tipo ROOTS.....	72
4.5	Compresor de paletas	72
4.6	Compresor centrífugo	72
4.7	Turbocompresor	73
4.8	Turbocompresor despiezado.....	74
4.9	Estructura y flujo de presión de un compresor.....	75
4.10	Sección de un turbocompresor	75
4.11	Disposición del sistema de escape de un turbocompresor.....	76
4.12	Circuito de lubricación de un turbocompresor	76
4.13	Turbocompresores.....	77
4.14	Curvas típicas de rendimiento.	80
4.15	Curvas características de un turbocompresor.....	80
4.16	Tipos de rodetes centrífugos.....	83
4.17	Rodete de un turbocompresor centrífugo con alabes.....	84
4.18	Cambios de presión estática y dinámica a través de un turbocompresor centrífugo.....	84
4.19	Modelo de un turbocompresor con montaje mediante CAD.....	86
4.20	Motor sobrealimentado por turbocompresor y por un compresor.....	96
4.21	Ubicación del intercambiador de calor en el circuito de sobre alimentación.....	98
4.22	Disposición que adopta un motor con turbocompresor.....	98
4.23	Intercambiador de calor aire – agua	99
4.24	Ubicación de la válvula Waste-Gate	99
4.25	Posiciones de reposo y activación de la válvula de desvío de los gases de escape.....	100
4.26	Mando electrónico de la válvula Waste-Gate.....	101

4.27	Turbocompresor de geometría variable.....	102
4.28	Posiciones de las paletas con altos y bajos regímenes.	103
4.29	Tiempo de respuesta.....	104
4.30	Disposición de montaje del turbocompresor.....	105
4.31	Capsula de regulación.....	105
4.32	Circuito de refrigeración.....	108
4.33	Respiración de los vapores del cárter.....	109
4.34	Corrector LDA.....	109
4.35	Disposición de los circuitos del motor.....	112
4.36	Válvula reguladora.....	112
4.37	Mecanismos del carburador.....	112
4.38	Enriquecedor de sobrealimentación.....	113
4.39	Reglaje de la presión de sobrealimentación.....	115
4.40	Operación de reglaje del turbocompresor usando un manómetro.....	115
4.41	Verificación individual de los componentes del turbocompresor.....	117
4.42	Comprobación de la holgura.....	117
4.43	Comprobación de la.....	117
5.1	Dimensiones y formas del bastidor.....	118
5.2	Bases del motor y de la caja de velocidades.....	119
5.3	Base del motor soldada al bastidor.....	119
5.4	Base de la caja de velocidades soldada al bastidor.....	119
5.5	Rueda unida al bastidor.....	120
5.6	Cuatro ruedas montadas y soldadas al bastidor.....	120
5.7	Salida de presión y temperatura a través del turbocompresor.....	125
5.8	Variación del volumen de la cámara de combustión.....	130
5.9	Diagrama teórico del motor con sobrealimentación.....	142
5.10	Disposición del intercooler en el sistema de sobrealimentación.....	144
5.11	Temperatura del aire de admisión.....	145
5.12	Diagrama teórico del motor con sobrealimentación y refrigeración de aire.....	152
5.13	Cantidad de masa de aire en los cilindros.....	154
5.14	Mapa de un turbocompresor.....	155
5.15	Mapa del turbocompresor seleccionado.....	157
5.16	Turbocompresor seleccionado.....	158
5.17	Dimensiones del turbocompresor seleccionado.....	159
5.18	Disposición y anclaje del radiador al bastidor.....	160
5.19	Intercooler.....	161
5.20	Disposición del intercambiador respecto al radiador del motor.....	161
5.21	Medidas de la estructura en la que se monto el depurador de aire y tablero de instrumentos.....	162
5.22	Depurador ubicado en la estructura metálica.....	162
5.23	Tablero de instrumentos.....	163
5.24	Dimensiones de los brazos que van separados entre sí 45 cm.....	164
5.25	Disposición del sillón y el tanque de combustible en el bastidor.....	164
5.26	Dimensiones de la base para los pedales del acelerador y el embrague.....	165
5.27	Base de los pedales del acelerador y el embrague.....	165
5.28	Dimensiones de la base de la batería.....	165
5.29	Disposición de la base de la batería con respecto al bastidor.....	166
5.30	Doblado de tubos.....	166

5.31	Medidas y disposición de los tubos sobre la platina, para el nuevo múltiple de escape.....	167
5.32	Platina ubicada en el motor con 4 perforaciones de diámetro 4 cm.....	167
5.33	Tubos de acero inoxidable soldados a la platina	168
5.34	Nuevo múltiple de escape con la base para el turbocompresor.....	168
5.35	Montaje del turbocompresor al múltiple de escape	168
5.36	Entradas y salidas del turbocompresor	169
5.37	Entradas y salidas del turbocompresor	169
5.38	Entradas y salidas del turbocompresor	169
5.39	Entradas y salidas	170
5.40	Entradas y salidas	170
5.41	Formas y dimensiones del silenciador.....	170
5.42	Sistema de escape del motor sobrealimentado	171
5.43	Unión del turbocompresor con el depurador de aire y el intercooler	172
5.44	Formas y medidas de la base que se ubica entre el carburador y el múltiple de admisión	173
5.45	Conexión entre el intercooler y el múltiple de admisión.....	173
5.46	Orificio de entrada de aceite al turbocompresor.....	174
5.47	Orificio de salida del aceite del turbocompresor	175
5.48	Regulación del turbocompresor.....	176
5.49	Esquema eléctrico del circuito de encendido convencional.	176
5.50	Instalaciones eléctricas del motor sobrealimentado.	177
5.51	Motor estacionario sobre alimentado ya concluido.....	178

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
4.1 Rendimiento de los turbocompresores	85121
5.1 Características técnicas del motor Mazda.	121
5.2 Valores teóricos de los puntos del ciclo Otto con turbo alimentación.	142
5.3 Valores de los puntos graficados	142
5.4 Valores reales de los puntos del ciclo Otto con intercooler.	152
5.5 Valores de los puntos graficados	152
5.6 Características del compresor y la turbina.....	158
5.7 Características técnicas del radiador.....	160
5.8 Características técnicas del intercooler.....	161

LISTA DE ABREVIACIONES

A	Área
V	Volumen
AAE	Avance a la apertura del escape
AAA	Avance a la apertura de la admisión.
RCE	Retraso al cierre del escape.
RCA	Retraso al cierre de la admisión.
SAE	Sociedad Americana de Ingenieros Automotrices.
API	Instituto Americano del Petróleo.
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
PMI	Punto muerto inferior.
PMS	Punto muerto superior.
1.3.4.2	Orden de encendido para un motor de 4 cilindros.
OHC	Distribuciones que montan el árbol de levas en la culata.

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1: Tabla de conversión de unidades de longitud.
- Anexo 2: Tabla de conversión de unidades de superficie.
- Anexo 3: Tabla de conversión de unidades de volumen.
- Anexo 4: Tabla de conversión de unidades de presión.
- Anexo 5: Tabla de conversión de unidades de potencia.
- Anexo 6: Juego de juntas para el motor MAZDA OCH 1600 cm³.
- Anexo 7: Tabla de volúmenes.
- Anexo 8: Viscosidad del aceite en función de la temperatura.
- Anexo 9: Símbolos de diseño usados en las bujías NGK.
- Anexo 10: Datos técnicos de un turbocompresor GT15 Garrett.
- Anexo 11: Datos técnicos de un turbocompresor GT12 Toyota.
- Anexo 12: Datos técnicos de un turbocompresor TDO3 Mitsubishi.
- Anexo 13: Datos técnicos de un turbocompresor HT10 Hitachi.
- Anexo 14: Datos técnicos de un turbocompresor RHB3 IHI.
- Anexo 15: Variación de la temperatura, presión y densidad del aire según la altura sobre el nivel del mar.
- Anexo 16: Propiedades del gas ideal, del aire.
- Anexo 17: Plan de mantenimiento del motor sobrealimentado.
- Anexo 18: Guía de prácticas.
- Anexo 19: Planos de la estructura metálica en la que se va a anclar el motor sobrealimentado y sus elementos.

RESUMEN

La presente tesis trata sobre la investigación en el mejoramiento del rendimiento de un motor de combustión interna a carburador. Con la instalación de un **turbocompresor** se logrará aumentar el volumen de mezcla aire-gasolina aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de una masa gaseosa homogénea y en mayor cantidad; lográndose de esta manera el incremento de la potencia.

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

Como principio a la aplicación del Turbocompresor, está corregir la deficiencia de los gases al no ser quemados íntegramente. Con el citado dispositivo se logrará una recarburación, permitiendo aprovechar los residuos de gases activos, uniformizando el flujo hacia los cilindros. Acción que también favorece a una emisión de gases menos contaminantes y que ofrecen mayor facilidad a ser filtrados.

Esta investigación demuestra que con los conocimientos que tenemos es posible dar alternativas tecnológicas a la solución de problemas como: aumento de potencia, ahorro de combustible, control del medio ambiente. Los mismos que directa o indirectamente afectan de alguna manera a la salud y al desarrollo nacional.

SUMMARY

The present thesis deals with an investigation in the performance improvement of an internal combustion motor with a carburetor. With the installation of a turbo-compressor it will be possible to increase the air-gasoline mixture volume sucked by cylinders in each cycle which implies the introduction in them of a homogeneous gaseous mass and in a greater quantity, reaching this way the power increase.

The turbo-compressor is the most efficient device to over-feed motors used in automobiles; the economic functioning balance achieved with them is significantly favorable.

As a principle the turbo-compressor application corrects the problem of the gases when not burned completely. With the above device a re-carburetion will be achieved, permitting to take advantage of the active gas residues, making the flow to the cylinders uniform. This action also favors the emission of less contaminant gases with a higher easiness to be filtered.

This investigation shows that with the knowledge, it is possible to provide technological alternatives to the solution of problems such as: power increase, fuel saving and environment control, which directly or indirectly affect in a certain way health and national development.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Introducción:

El tema del proyecto trata sobre la investigación en el mejoramiento del rendimiento de un motor de combustión interna a carburador, con la instalación de un **turbocompresor** se logrará aumentar el volumen de mezcla aire-gasolina aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de una masa gaseosa homogénea y en mayor cantidad; lográndose de esta manera el incremento de la potencia del motor.

1.2 Justificación:

Se desea con este trabajo aportar al fortalecimiento y mejoramiento del laboratorio de vehículos de la escuela.

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

Con la instalación del turbocompresor buscaremos aumentar el par motor (Torque) y la potencia del motor a prueba, esto se debe a que al ingresar una mayor cantidad de aire-gasolina a la cámara de combustión, mejora el llenado del cilindro; obteniendo de esa manera una mejor combustión.

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

Como principio a la aplicación del Turbocompresor, está corregir la deficiencia de los gases al ser quemados íntegramente. Con el citado dispositivo se logrará una recarburación, permitiendo aprovechar los residuos de gases activos, uniformizando el

flujo hacia los cilindros. Acción que también favorece a una emisión de gases menos contaminantes y que ofrecen mayor facilidad a ser filtrados.

1.3 Objetivos:

1.3.1 Objetivo general:

- Instalar un Turbocompresor a un motor de combustión interna a carburador para mejorar su rendimiento, y realizar un estudio de los beneficios obtenidos con su implementación.

1.3.2 Objetivos específicos:

- Incorporar el motor con los cambios realizados, al Laboratorio de Vehículos de La Escuela de Ingeniería Automotriz.
- Seleccionar el Turbocompresor adecuado para nuestro motor a carburador.
- Conocer el funcionamiento y beneficios que traería la implementación del turbocompresor al motor de combustión interna a carburador.
- Realizar un análisis del rendimiento que ha sufrido el motor de combustión interna a carburador con la instalación del Turbocompresor.
- Controlar la temperatura del aire que va a ingresar al carburador proveniente del Turbocompresor, por medio de un intercambiador de calor aire–aire ó aire-agua (intercooler).
- Controlar la presión de sobrealimentación por medio de una válvula WASTE–GATE.
- Analizar las conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 Fundamentos de los motores de combustión interna a gasolina.

2.1.1 Ciclos de tiempo del motor de combustión interna

Los motores de combustión interna pueden ser de dos tiempos, o de cuatro tiempos, siendo los motores de gasolina de cuatro tiempos los más comúnmente utilizados en los automóviles y para muchas otras funciones en las que se emplean como motor estacionario.

Funcionamiento del motor de combustión interna de cuatro tiempos

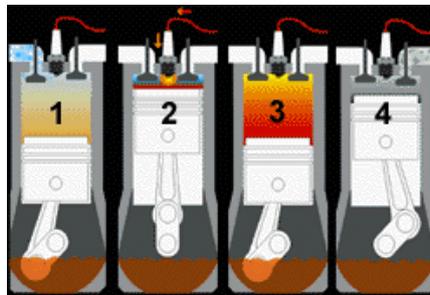


Figura 2.1 Cuatro tiempos

Primer tiempo

Admisión.- Al inicio de este tiempo el pistón se encuentra en el **PMS** (Punto Muerto Superior). En este momento la válvula de admisión se encuentra abierta y el pistón, en su carrera o movimiento hacia abajo va creando un vacío dentro de la cámara de combustión a medida que alcanza el **PMI** (Punto Muerto Inferior), ya sea ayudado por el motor de arranque cuando ponemos en marcha el motor, o debido al propio movimiento que por inercia le proporciona el volante una vez que ya se encuentra funcionando. El vacío que crea el pistón en este tiempo, provoca que la mezcla aire-combustible que envía el carburador al múltiple de admisión penetre en la cámara de combustión del cilindro a través de la válvula de admisión abierta.

Segundo tiempo

Compresión.- Una vez que el pistón alcanza el **PMI** (Punto Muerto Inferior), el árbol de levas, que gira sincrónicamente con el cigüeñal y que ha mantenido abierta hasta este

momento la válvula de admisión para permitir que la mezcla aire-combustible penetre en el cilindro, la cierra. En ese preciso momento el pistón comienza a subir comprimiendo la mezcla de aire y gasolina que se encuentra dentro del cilindro.

Tercer tiempo

Explosión.- Una vez que el cilindro alcanza el **PMS** (Punto Muerto Superior) y la mezcla aire-combustible ha alcanzado el máximo de compresión, salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía, que inflama dicha mezcla y hace que explote. La fuerza de la explosión obliga al pistón a bajar bruscamente y ese movimiento rectilíneo se transmite por medio de la biela al cigüeñal, donde se convierte en movimiento giratorio y trabajo útil.

Cuarto tiempo

Escape.- El pistón, que se encuentra ahora de nuevo en el **PMI** después de ocurrido el tiempo de explosión, comienza a subir. El árbol de levas, que se mantiene girando sincrónicamente con el cigüeñal abre en ese momento la válvula de escape y los gases acumulados dentro del cilindro, producidos por la explosión, son arrastrados por el movimiento hacia arriba del pistón, atraviesan la válvula de escape y salen hacia la atmósfera por un tubo conectado al múltiple de escape.

De esta forma se completan los cuatro tiempos del motor, que continuarán efectuándose ininterrumpidamente en cada uno de los cilindros, hasta tanto se detenga el funcionamiento del motor.

2.1.2 Ciclo Otto

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

El ciclo de trabajo de un motor Otto de cuatro tiempos, se puede representar gráficamente, tal como aparece en la ilustración de la derecha.

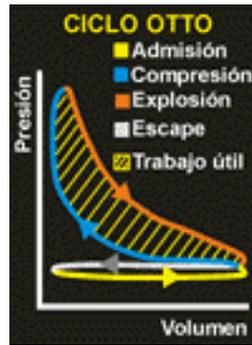


Figura 2.2 Ciclo Otto

Esta representación gráfica se puede explicar de la siguiente forma:

1. La línea amarilla representa el tiempo de admisión. El volumen del cilindro conteniendo la mezcla aire-combustible aumenta, no así la presión.
2. La línea azul representa el tiempo de compresión. La válvula de admisión que ha permanecido abierta durante el tiempo anterior se cierra y la mezcla aire-combustible se comienza a comprimir. Como se puede ver en este tiempo, el volumen del cilindro se va reduciendo a medida que el pistón se desplaza. Cuando alcanza el **PMS** (Punto Muerto Superior) la presión dentro del cilindro ha subido al máximo.
3. La línea naranja representa el tiempo de explosión, momento en que el pistón se encuentra en el **PMS**. Como se puede apreciar, al inicio de la explosión del combustible la presión es máxima y el volumen del cilindro mínimo, pero una vez que el pistón se desplaza hacia el **PMI** (Punto Muerto Inferior) transmitiendo toda su fuerza al cigüeñal, la presión disminuye mientras el volumen del cilindro aumenta.
4. Por último la línea gris clara representa el tiempo de escape. Como se puede apreciar, durante este tiempo el volumen del cilindro disminuye a medida que el pistón arrastra hacia el exterior los gases de escape sin aumento de presión, es decir, a presión normal, hasta alcanzar el PMS.

El sombreado de líneas amarillas dentro del gráfico representa el "trabajo útil" desarrollado por el motor.

2.2 Factores que influyen en el rendimiento de los motores.

Los factores que más influyen en el rendimiento de los motores son los siguientes:

- La cilindrada.
- La relación de compresión. Presión de compresión.
- La velocidad de rotación del motor

- La velocidad del émbolo.
- La relación carrera/diámetro.

2.2.1 La cilindrada:

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

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

La cilindrada total de un motor es, pues, el producto de la cilindrada unitaria por el número de cilindros. La potencia de un motor aumenta en relación directa con la cilindrada, pues cuando mayor sea esta, mas cantidad de gases entra en el cilindro, obteniéndose explosiones más potentes.

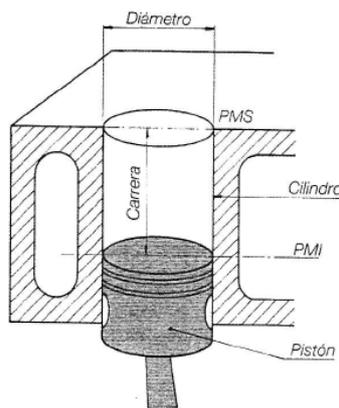


Figura 2.3 Cilindrada

2.2.2 La relación de compresión:

Se llama relación de compresión, al índice que expresa el número de veces que el volumen total del cilindro es mayor que el volumen de la cámara de compresión.

Si V es el volumen del cilindro (cilindrada) y V' es el volumen de la cámara de compresión, el volumen total del cilindro será la suma de ambos, es decir; V + V'.

La fórmula para calcular la relación de compresión es la siguiente.

$$R_c = \frac{V + V'}{V'}$$

Donde R_c es la relación de compresión, V es el volumen del cilindro (cilindrada), V' es el volumen de la cámara de compresión. La relación de compresión se expresa, sin unidades puesto que se trata de una relación entre dos unidades de una misma especie.

Las relaciones se expresan con un signo de dos puntos (:) entre los dos valores de relación, siendo uno de ellos siempre 1.

Así también ocurre en las relaciones de compresión. Al tratarse de un aumento, se representan como $R_c:1$, es decir, que el volumen total del cilindro ($V+V'$) es R_c veces mayor que el volumen de la cámara de compresión (V').

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

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

2.2.3 *La velocidad de rotación del motor:*

En mecánica una revolución o giro es una vuelta completa del eje o cigüeñal.

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

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

- Para una misma cilindrada, a mayor velocidad de giro mayor potencia.
- Para una misma velocidad de giro, a mayor cilindrada mayor potencia.

Por tanto, para conseguir motores más potentes hay dos recursos: aumentar la cilindrada o aumentar la velocidad de rotación del motor.

Con un mismo número de cilindros, los motores de mayor cilindrada resultan más voluminosos, con émbolos de mayor diámetro, y, por lo tanto, para una misma presión de explosión, los esfuerzos mayores que en los pequeños. Esto obliga a hacer las piezas de mayores dimensiones, con las paredes de los cilindros más gruesos, por lo que resultan más pesados y lentos, aunque también más duraderos y seguros.

Los motores que giran a gran número de rpm, para un consumo de combustible similar a los de gran cilindrada, resultan de menor tamaño y peso, si bien las pérdidas de potencia por rozamiento son mayores.

En la actualidad se tiende a fabricar motores de este último tipo.

La cantidad de rpm de un motor está limitada por la velocidad máxima que puede alcanzar el émbolo y por los tiempos disponibles para realizar la admisión y la combustión, principalmente.

2.2.4 La velocidad del émbolo

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

La velocidad media del émbolo, para una determinada cantidad de rpm del motor se halla mediante la fórmula:

$$V_m = \frac{V_r \cdot 2 \cdot C}{60}$$

Donde V_m es la velocidad media del émbolo en metros por segundo (m/s) y V_r es la velocidad de rotación del motor en rev/min.

La velocidad de rotación se divide por 60 segundos que tiene un minuto, ya que hay que pasar los minutos a segundos.

Así se convertirán las rev/min en rev/s. Finalmente, C es la carrera expresada en metros. Debido a que el movimiento completo del émbolo en cada vuelta del cigüeñal incluye dos carreras, una de subida y otra de bajada, se debe multiplicar por dos. El resultado se expresa en metros por vuelta o revolución (m/rev).

Este dato define en buena medida las condiciones de funcionamiento de las principales piezas del motor y de su rendimiento mecánico.

La velocidad máxima del émbolo, que se halla por una fórmula mucho más complicada que la de velocidad media estaría muy próxima a los 24 m/s.

Las velocidades medias superiores a unos 13 o 14 m/s pueden ser peligrosas para integridad del motor ya que aumentaría mucho los rozamientos y las fuerzas de inercia. El rozamiento del émbolo con el cilindro es uno de los factores principales de las pérdidas de potencia del motor.

Los motores de gasolina de serie, que equipan los coches de turismo, giran a un régimen máximo comprendido entre las 5000 y 6000 rev/min, y es a partir de esta última cifra cuando pueden aparecer anomalías.

En los motores diesel, y debido a las mayores dimensiones de sus piezas y a que la mezcla explosiva tiene menos tiempo para formarse, las revoluciones máximas son menores: entre 4000 y 5000 rev/min para los diesel ligeros que montan los turismos; y alrededor de las 3.000 rev/min en los motores más pesados, para camiones de gran tonelaje.

2.2.5 La relación carrera/diámetro

Una de las causas que más influyen en el máximo número de rpm que alcanza un motor es la relación existente entre la longitud de la carrera y el diámetro de los émbolos.

Una misma cilindrada unitaria se puede conseguir con un mayor diámetro del cilindro y una carrera más corta (menor radio del brazo del cigüeñal), o al revés, con una carrera más larga y un diámetro menor. Para un mismo número de rpm.

Cuando al final de la explosión se abre la válvula de escape, los gases de la combustión aún están muy calientes y, por lo tanto, de poder bajar más el émbolo, continuaría empujándolo aprovechando más el calor producido por el combustible. Esto es lo que sucede en los émbolos de carrera larga, y da lugar a un mejor rendimiento térmico.

Sin embargo, para no sobrepasar la velocidad máxima admisible del émbolo el régimen de giro ha de ser menor. Los rozamientos entre el cilindro y el émbolo son mayores.

Por durar más la carrera tiene una mayor pérdida de calor a través de las paredes del cilindro. La cámara de compresión resulta más estrecha debido al menor diámetro del émbolo y dificulta la situación y el tamaño de las válvulas. El brazo del cigüeñal, cuya longitud (radio de giro) es igual a la mitad de la carrera ha de ser más largo lo que se traduce en un aumento de las fuerzas centrífugas ocasionadas por la muñequilla y la parte de la biela que va articulada en ella. Estas fuerzas centrífugas tienden a expansionar las masas sometidas a ellas y dan lugar a un aumento de los esfuerzos en los cojinetes de giro del cigüeñal.

En los motores que tienen la carrera menor que el diámetro, el rendimiento térmico es menor pero todos los efectos negativos que acumula el de carrera larga son mejorados en él. Se suelen llamar supercuadrados.

Los motores que tienen el diámetro del émbolo igual a la carrera, reciben el nombre de cuadrados.

La tendencia actual en los motores de vehículos de turismo es hacerlos ligeramente supercuadrados, tanto en gasolina como en diesel.

2.3 Elementos fijos del motor.

2.3.1 Bloque de cilindros.

Parte más grande del motor hecho de hierro fundido; pero a fin de reducir el peso, así como para mejorar la eficiencia de enfriamiento, muchos son hechos de aleación de aluminio y aleaciones especiales que aseguran soportar las condiciones extremas a las que será sometido.

El bloque de cilindros forma junto con la culata las dos partes principales del motor. Los pistones, el cigüeñal y otros componentes importantes son ensamblados en el bloque de cilindros.

Si bien se da el nombre de bloque a la pieza completa, en realidad habría que diferenciar, por un lado, el bloque de cilindros propiamente dicho, que es la parte que alberga los cilindros y los conductos cercanos a ellos y, por otro la bancada que es la parte baja del bloque donde se sujeta y gira el cigüeñal.

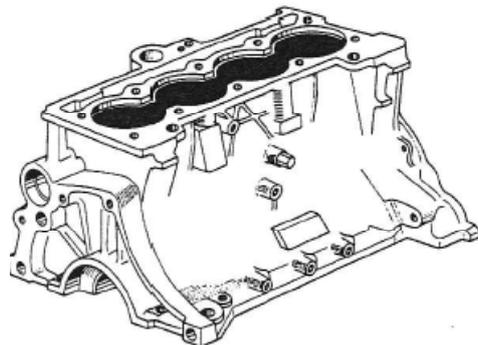


Figura 2.4 Bloque de cilindros

2.3.2 Culata.

La culata es la pieza del motor que cierra el bloque de cilindros por su parte superior, esta va unida por medio de pernos acerados y una empaquetadura conocida como junta que puede ser de cobre, latón o acero inoxidable.

La culata es hecha por moldeo, tanto en fundición de hierro como de aleaciones ligeras derivadas del aluminio. La superficie de asiento con el bloque se rectifica, para lograr una superficie plana de precisión.

En la culata van montados los mecanismos de válvulas tanto de admisión como de escape, los arboles de levas, las cámaras de combustión, las bujías, los conductos de entrada y salida de gases y los inyectores.



Figura 2.5 Culata

2.3.3 *Cárter.*

El cárter de aceite o cárter inferior (o simplemente cárter) es una pieza de chapa de acero, obtenida por embutición, que adopta formas variadas según el motor al que pertenece. La misión del cárter además de cerrar el motor por la parte inferior es la de servir como depósito para el aceite de engrase del motor.

En algunos motores de gasolina con altas prestaciones y en muchos motores diesel grandes, el cárter asume también la misión de enfriar el aceite. En estos casos, la pieza se obtiene por moldeo y el material empleado en su construcción es una aleación de aluminio, aprovechando su conductividad térmica y ligereza. Es la parte más expuesta al aire de la marcha tiene unas aletas para aumentar la superficie de cesión de calor.

El cárter de aceite va sujeto a la bancada mediante tornillos, con una junta entre ambas piezas.

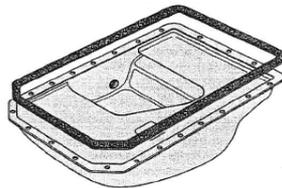


Figura 2.6 Carter

2.3.4 *Colectores.*

Los colectores son los tubos encargados de comunicar los orificios de la culata para la entrada y salida de gases: los de entrada con la alimentación y los de salida con el tubo de escape.

2.3.4.1 *Colector de admisión.*

El colector de admisión sirve de soporte para la fijación del carburador, o en su caso para la ubicación del inyector.

Los colectores de admisión se fabrican por moldeo, generalmente de aleación ligera y a veces de hierro fundido. Los asientos, tanto del carburador como el de la culata, están

rectificados y se adosan a la culata por medio de tornillos, con una junta intermedia de las mismas características que la junta de la culata.



Figura 2.7 Colector de admisión

Colector de admisión de plástico

Las exigencias a que se ve sometido el fabricante de automóviles, por las cada vez más severas normativas anticontaminantes, está potenciando el diseño de nuevas piezas y componentes para los motores que mejoren el desempeño de los mismos.

Uno de los materiales que ayuda en esta labor es la utilización de plásticos en la construcción de piezas. En el caso del colector de admisión, se utiliza un polímero plástico de gran resistencia, con el que se consigue una importante reducción de peso y una mejora de las prestaciones. Estas vendrán determinadas por el aumento de la entrada de aire en los cilindros como consecuencia de la reducción del calentamiento del aire. También logramos mejoras de rendimiento por el mejor acabado superficial del plástico, ya que es más uniforme que el aluminio, lo que reduce la fricción en las paredes, incrementando el flujo y el par motor.

2.3.4.2 Colector de escape

El colector de escape consta de tantos tubos como salidas de gases tiene la culata y los reúne en uno solo que enlaza con el tubo de escape.



Figura 2.8 Colector de escape

También son moldeados y el material empleado es la fundición de hierro. Las aleaciones ligeras no resisten las altas temperaturas a que están sometidos.

En los motores que giran a altas revoluciones se suelen montar los colectores de tubos múltiples, formados por tubos de acero independientes más largos, que se conectan a uno o dos tubos de escape. Con este sistema se consigue que los gases salgan más deprisa sin interferencias y sin crear contrapresiones en los cilindros.

Todos los asientos con la culata son perfectamente planos, y las juntas que se interponen son de los mismos materiales que la junta de la culata.

2.4 Elementos móviles del motor.

2.4.1 Sistema biela-manivela.

El sistema o mecanismo denominado de biela-manivela es el encargado de transformar el movimiento rectilíneo y alternativo del émbolo o pistón en el movimiento giratorio del cigüeñal.

En la figura 2.9 aparecen los elementos que intervienen: émbolo (que está bajando), biela y cigüeñal. La parte acodada del cigüeñal que es lo que propiamente hay que considerar como manivela, está formada por una muñequilla y dos brazos del cigüeñal (brazos de manivela del cigüeñal), que corresponden al radio de giro de la muñequilla alrededor del eje del cigüeñal.

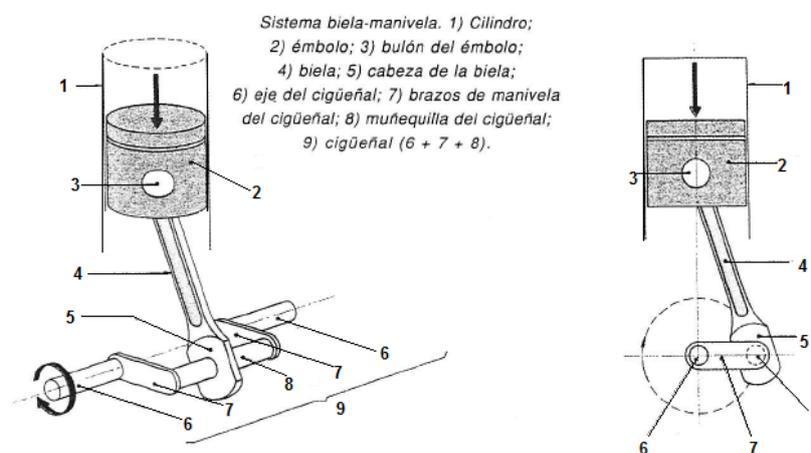


Figura 2.9 Sistema biela manivela

Como ya se sabe el émbolo o pistón se desplaza por el interior del cilindro con movimiento rectilíneo alternativo entre los dos puntos muertos (PMS y PMI). Mientras que el cigüeñal gira. El émbolo es el que origina, al bajar en el tiempo de explosión, el giro del cigüeñal, al transmitir su fuerza a las muñequillas del mismo mediante la biela.

El cigüeñal es a su vez el que mueve al émbolo para que realice los tiempos de admisión, compresión y escape.

Para un régimen de giro determinado, se puede considerar que el movimiento del cigüeñal es uniforme, o sea, que para girar ángulos iguales tarda tiempos iguales.

Cualquiera que sea el régimen de giro, el movimiento del émbolo varía de velocidad constantemente, pasando desde 0 (en los puntos muertos) hasta un máximo (que se produce un poco por encima del centro de la carrera). Este máximo es mayor a medida que aumentan las revoluciones del cigüeñal.

2.4.2 Émbolo o pistón

Es un elemento móvil que recibe la presión generada por la combustión del combustible, y transmite su energía al cigüeñal por medio de la biela. Es una pieza ligera, hecha de una aleación de aluminio, cobre y níquel, que se traslada de arriba hacia abajo en el interior del cilindro repetidamente.

Su misión es convertir la energía térmica en energía cinética, ya que cuando se produce la combustión, los gases hacen que este se desplace con fuerza hacia abajo y mediante un mecanismo (biela- manivela-cigüeñal) vuelve de nuevo hacia arriba produciéndose un movimiento rectilíneo. Está conectado a la biela por un perno llamado bulón.



Figura 2.10 Pistones

2.4.3 Segmentos.

Todo pistón tiene dos o tres ranuras donde se alojan los segmentos o anillos metálicos que cumplen las siguientes tareas: el o los dos primeros se llaman de compresión y evitan la fuga de la mezcla aire combustible. El último llamado de engrase, porque sirve para la lubricación de los pistones y cilindros, así como evitar que ingrese lubricante a la cámara de combustión.

El material empleado en la construcción de segmentos es el hierro fundido con pequeñas proporciones de silicio, níquel y manganeso.

Esta fundición es elástica tiene buena resistencia mecánica y calorífica, y cualidades auto-lubricantes.



Figura 2.11 Segmentos

2.4.4 Biela.

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



Figura 2.12 Biela

2.4.5 Cigüeñal.

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

Cuando el cigüeñal gira 180° en un motor de cuatro cilindros, dos pistones están arriba y dos abajo. Se debe aclarar que un pistón subió haciendo el tiempo de compresión, y el otro haciendo el tiempo de escape. Los pistones que fueron para abajo están, uno el tiempo de explosión y el otro haciendo el tiempo de admisión. Esta disposición favorece el balance dinámico del motor ya que cuando dos masas de dos pistones suben, otras dos masas equivalentes bajan.



Figura 2.13 Cigüeñal

2.4.6 Volante de inercia.

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



Figura 2.14 Volante de inercia

2.5 Diferentes sistemas que constituyen un motor.

2.5.1 Sistema de alimentación de combustible.

El sistema de alimentación tiene por objeto extraer el combustible del depósito y conducirlo a los cilindros, para que la combustión se realice correctamente.

Este sistema depende del tipo de motor, pero tanto los motores de gasolina como los de gasoil deben ir provistos de una bomba que extrae el combustible del depósito y lo empuja hacia el resto del sistema de alimentación: "Bomba de alimentación".

Sistema empleado:

Se emplean distintos sistemas de entrada de carburante en el cilindro.

- Para diesel: Bomba inyectora.
- Para gasolina: Carburador o inyector.

Bomba de alimentación (Bomba eléctrica de gasolina): Con la aparición de los sistemas de inyección electrónicos en la década de los ochenta, nacen las bombas eléctricas de gasolina, algunas instaladas en el exterior del tanque y otras (actualmente la mayoría) sumergidas en el tanque de gasolina.

Las bombas eléctricas externas son más usadas en motores a carburador en donde se ha eliminado la bomba mecánica que se encuentra en el motor y también son muy usadas en motores sobrealimentados.

Las bombas eléctricas trabajan normalmente con un voltaje que varía entre 12 y 13 voltios, suministrados al momento de pasar el interruptor de ignición a la posición de encendido.



Figura 2.15 Bomba eléctrica de gasolina

En ese momento comienza a girar el motor eléctrico, suministrando la presión requerida por el sistema de combustible que puede variar desde 14,5 hasta 55 libras por pulgada cuadrada dependiendo del tipo de vehículo y el sistema de inyección que utiliza.

En el caso de las bombas eléctricas alojadas en el tanque de gasolina en sistemas carburados, la presión del sistema generalmente es de 3 a 8 libras por pulgada cuadrada.

El carburador: Es el elemento que va a preparar la mezcla de gasolina y aire en una proporción adecuada (10.000 litros de aire por uno de gasolina) que entrará en los cilindros.

Una de las propiedades que ha de tener este elemento, es la de proporcionar una cantidad de mezcla en cada momento, de acuerdo con las necesidades del motor. Esto es, cuando el vehículo necesita más potencia, el carburador debe aportar la cantidad de mezcla suficiente para poder desarrollar esa potencia. Cuando la proporción de gasolina es mayor a la citada anteriormente, decimos que la mezcla es "rica" y por el contrario, cuando baja la proporción de gasolina, la mezcla es "pobre".

Los carburadores pueden y de hecho varían según las marcas de los automóviles, pero en todos encontraremos tres elementos esenciales, que son:

- La cuba.
- El surtidor.
- El difusor.

La cuba: El carburador dispone de un pequeño depósito llamo cuba (Figura 2.15) que sirve para mantener constante el nivel de gasolina en el carburador, la cual es a su vez alimentada por la bomba de alimentación, que hemos visto.

Este nivel constante se mantiene gracias a un flotador con aguja que abre o cierra el conducto de comunicación, y en este caso, de alimentación entre la cuba y el depósito de gasolina.

El surtidor: La gasolina pasa de la cuba a un tubito estrecho y alargado llamado surtidor que comúnmente se le conoce con el nombre de "gicler". El surtidor pone en comunicación la cuba (Figura 2.16) con el conducto de aire, donde se efectúa la mezcla de aire y gasolina (mezcla carburada).

El difusor: Es un estrechamiento del tubo por el que pasa el aire para efectuar la mezcla. Este estrechamiento se llama difusor o venturi. El difusor no es más que una aplicación del llamado "efecto venturi", que se fundamenta en el principio de que "toda corriente de aire que pasa rozando un orificio provoca una succión" (Figura 2.16).

La cantidad de gasolina que pasa con el fin de lograr una óptima proporción (1:10000), la regulan, como hemos visto, el calibrador o gicler, o el difusor o venturi.

Por su parte, el colector de admisión, que es por donde entra el aire del exterior a través de un filtro en el que quedan las impurezas y el polvo, a la altura del difusor, se estrecha para activar el paso del aire y absorber del difusor la gasolina, llegando ya mezclada a los cilindros.

La corriente que existe en el colector, la provocan los pistones en el cilindro durante el tiempo de admisión, que succionan el aire.

Una válvula de mariposa sirve para regular la cantidad de mezcla, ésta es a su vez accionada por el conductor cuando pisa el pedal del acelerador, se sitúa a la salida del carburador, permitiendo el paso de más o menos mezcla.

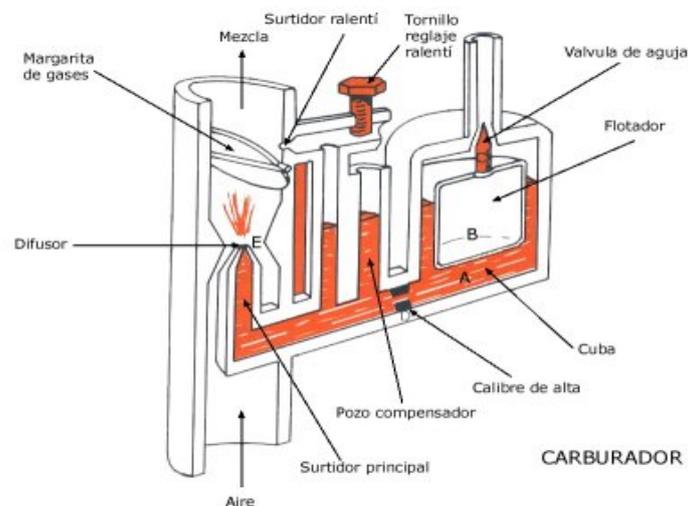


Figura 2.16 Carburador

Funcionamiento del carburador: Cuando el conductor no acciona el acelerador, la válvula de mariposa se encuentra cerrada y sólo permite que pase una pequeña cantidad de aire, que absorbe la suficiente gasolina por el llamado surtidor de baja o ralentí, para que el motor no se pare sin acelerar.

El surtidor de ralentí puede regularse mediante unos tornillos, que permiten aumentar o disminuir la proporción de gasolina o de aire.

Cuando el conductor pisa el acelerador, la válvula de mariposa se abre, permitiendo mayor caudal de aire, lo que hace que la succión producida en el difusor de una mayor riqueza de mezcla, con lo que el motor aumenta de revoluciones.

Al dejar de acelerar, la mariposa se cierra e interrumpe la corriente de aire, con lo que anula el funcionamiento del difusor. El motor no se para porque, como hemos visto, en ese momento entra en funcionamiento el surtidor de ralentí.

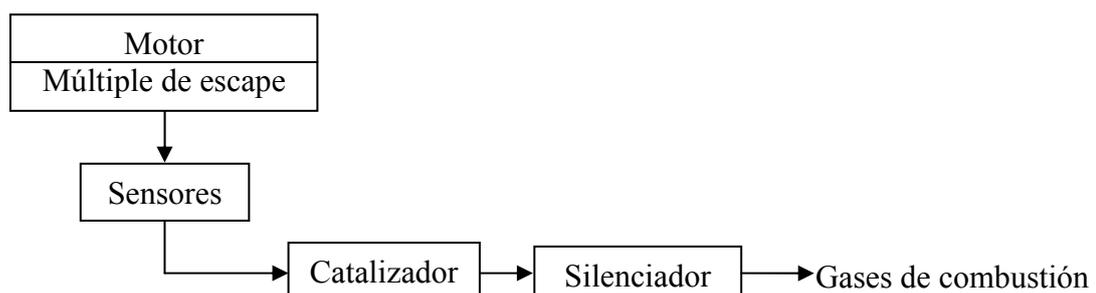
Si en un momento determinado de la marcha queremos más fuerza, el carburador dispone de un llamado pozo de compensación (surtidor de compensación), situado después del calibrador de alta, que dispone de un remanente de gasolina y en él es donde se alimenta el sistema de ralentí.

Si se pisa el acelerador, el calibrador de alta dificulta el paso inmediato de la gasolina que se necesita para esa aceleración inmediata, por lo que se sirve del remanente en el pozo compensador, al dejar de acelerar, el pozo recobra su nivel.

2.5.2 Sistema de escape.

La función primordial del sistema de escape es sacar del motor los gases producidos durante la combustión y lanzarlos a la atmósfera. Esto se consigue mediante un tubo que va del múltiple de escape del motor a la parte trasera del automóvil. Como la acción de funcionamiento del motor de combustión interna produce mucho ruido, el sistema de escape contiene un dispositivo silenciador.

El sistema de escape consta de un múltiple de escape, conductos, catalizador, silenciador y en algunos lleva sensores (sonda lambda).



Los gases producto de la combustión, son expulsados por el pistón en su carrera ascendente y salen a través de la válvula de escape al múltiple escape y de ahí pasan al catalizador para disminuir las emisiones de los gases peligrosos, luego pasan al silenciador para disminuir el nivel sonoro del sistema. Pueden haber en el sistema uno o más sensores de distinta índole en combinación con una unidad de control y actuadores para controlar la cantidad de oxígeno que sale de la combustión, de acuerdo a esto la unidad de control calcula la cantidad de combustible que deben inyectar los inyectores para que la mezcla sea la idónea y así no salgan muchos gases contaminantes al medio ambiente (sistemas a inyección).

Este sistema funciona bien si el flujo de gases hacia el exterior es continuo, de caudal acorde al régimen de marcha del motor y con pérdidas de carga admisibles requeridas por el fabricante del motor. La calidad del combustible utilizado, es importante en los sistemas con catalizador, ya que éste puede contaminarse.

Las fallas más comunes de este sistema es el taponamiento de los conductos, por el depósito de partículas carbonosas, producto de una mala combustión, la obstrucción o contaminación del catalizador o la rotura de un sensor de oxígeno.

Las reparaciones posibles son fundamentalmente la limpieza de los conductos, para extraer los depósitos de carbón, o el reemplazo de un componente como el catalizador si está contaminado, el silenciador si está roto, o un sensor si la señal es defectuosa.

Múltiple de Escape: El múltiple de escape posee unos conductos para que todos los gases de escape salgan de los cilindros para ser conducidos a la tubería de escape. Es necesario que este múltiple sea conformado para que el flujo de gases de escape de cada uno de los cilindros salga fácilmente.

Catalizador: Para que el catalizador pueda transformar los gases nocivos con una eficacia superior al 90% es necesario que los elementos catalíticos se encuentren a una temperatura de trabajo por encima de los 200°C. Esta es la razón fundamental de que la ubicación de los catalizadores se localice a continuación del colector o múltiple de escape.

Los gases de escape del motor, al pasar por los canales del monolito, entran en contacto con los metales nobles del catalizador y generan las reacciones químicas de oxidación y reducción necesarias para producir la conversión de los gases nocivos CO, HC y NOx contenidos en los gases de escape que se transforman en CO₂ y vapor de agua que ya no son nocivos para el medio ambiente.

Tubería de Escape y Silenciador: Desde que los gases salen de cada uno de los cilindros tienen una alta temperatura y están a alta presión. Si ellos son extraídos al aire exterior libremente, el vehículo haría ruido de sonido explosivo. A fin de prevenir esta contaminación por ruido, un silenciador es instalado en el sistema de escape.

2.5.3 Sistema de lubricación.

Los sistemas de lubricación se proyectan de forma que suministren la suficiente cantidad de aceite a todas las partes móviles del motor para realizar su engrase. El aceite se recoge del cárter inferior, y por medio de una bomba, se envía a los distintos puntos, como los cojinetes de bancada, cabeza de bielas, bujes bulón pasador, apoyos del árbol de levas, balancines, guías de válvula, paredes del cilindro, fondos de émbolo y otros elementos auxiliares, bomba de inyección, turbocompresor. La circulación del aceite, al mismo tiempo que lubrica los elementos móviles del motor, realiza una refrigeración de los mismos.

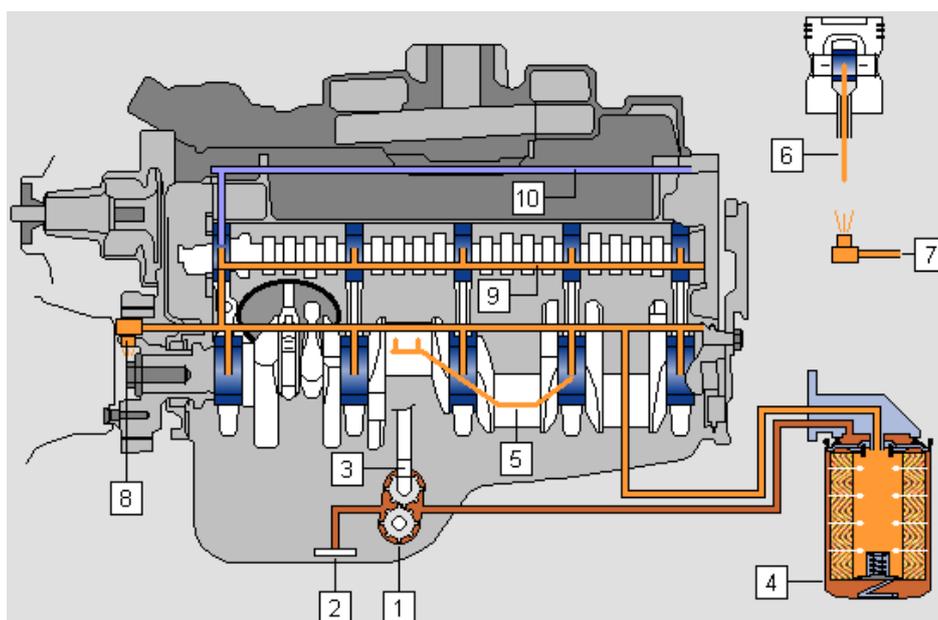


Figura 2.17 Circuito de lubricación

- | | |
|--------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Canalizaciones de lubricación y distribución de aceite | 5. Orificios de engrase en cigüeñal |
| 1. Bomba de aceite | 6. Orificios de engrase en biela (bujes biela - bulón) |
| 2. Filtro de Bomba | 7. Surtidores de aceite: fondo cabeza émbolo |
| 3. Varilla de empuje - Eje Bomba | 8. Surtidores de aceite: Engranajes Distribución |
| 4. Filtro de aceite | 9. Pasos de aceite árbol de levas y cojinetes |
| | 10. Pasos de aceite (balancines) |

El circuito de lubricación está constituido por un *sistema de engrase bajo presión*.

Como valores de presión aproximados, podemos indicar:

- Velocidad Motor 900-1000 rpm (1 - 2 kgs/cm²)
- Velocidad Motor 4000 rpm (3,5 - 5 kgs/cm²)

Tal y como se observa en la Figura 2.17, básicamente, *el circuito de engrase lo constituyen una serie de conductos o perforaciones realizados en el bloque motor y culata*, con el fin de distribuir el aceite por todos los componentes que se precisan lubricar.

La disposición, cantidad, forma de estos conductos está en función de las características de cada motor y de las necesidades de engrase. En la Figura 2.18 se muestra un diagrama de flujo, correspondiente a un sistema típico de lubricación.

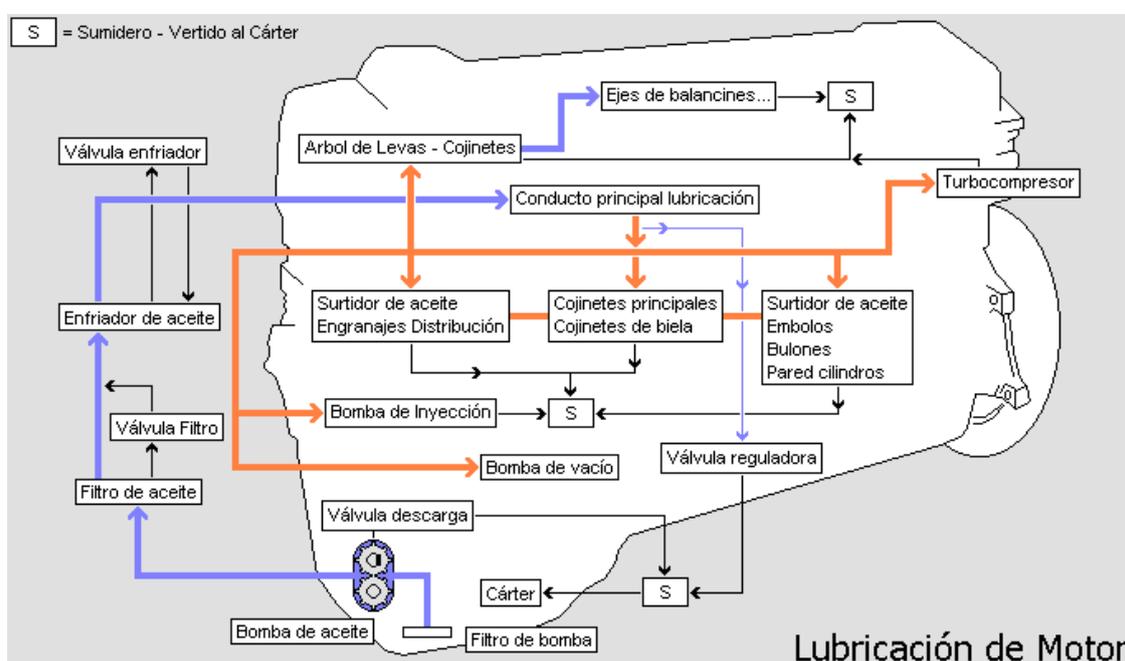


Figura 2.18 Lubricación del motor

Desde los distintos puntos de engrase, el aceite rebosa escurriendo por las paredes interiores del bloque hasta el cárter. El aceite que rebosa del eje de balancines engrasa los componentes de válvulas, muelles, guías.

Características Generales: El sistema de lubricación es vital para el correcto funcionamiento y vida de servicio de los motores.

La bomba de aceite es el "*corazón*" del sistema. Es el componente mecánico que sirve para poner en circulación el aceite, manteniendo un flujo y presión dentro de los límites apropiados a las características de diseño del motor. Las bombas se diseñan de forma que consigan un caudal adecuado a la superficie de los cojinetes y elementos a lubricar, teniendo también en cuenta la función de refrigeración del aceite.

Las bombas rotatorias de tipo de engranajes son capaces de suministrar una presión elevada, incluso a bajo régimen de giro del motor.

El peor enemigo de las bombas de aceite es la suciedad, ya que produce desgaste por abrasión en las partes internas, y afecta la capacidad volumétrica de la bomba. Cada vez que se realice una reparación completa del motor, recomendamos el cambio de la bomba de aceite.

2.5.4 Sistema de refrigeración.

En el interior del motor se alcanzan temperaturas de hasta 2000 grados centígrados. Si tenemos en cuenta que la temperatura ideal de funcionamiento del motor es de 90 grados centígrados, comprenderemos la necesidad de disponer de sistemas y circuitos de refrigeración.

Principalmente tienen la función de eliminar el calor y por otro lado mantenerlo a la temperatura ideal para que los lubricantes no pierdan sus características. Igualmente proteger contra deformaciones por calor, grietas, gripajes, desgastes, etc. Existen básicamente dos tipos de sistemas para refrigerar nuestro vehículo: Aire y Líquido.

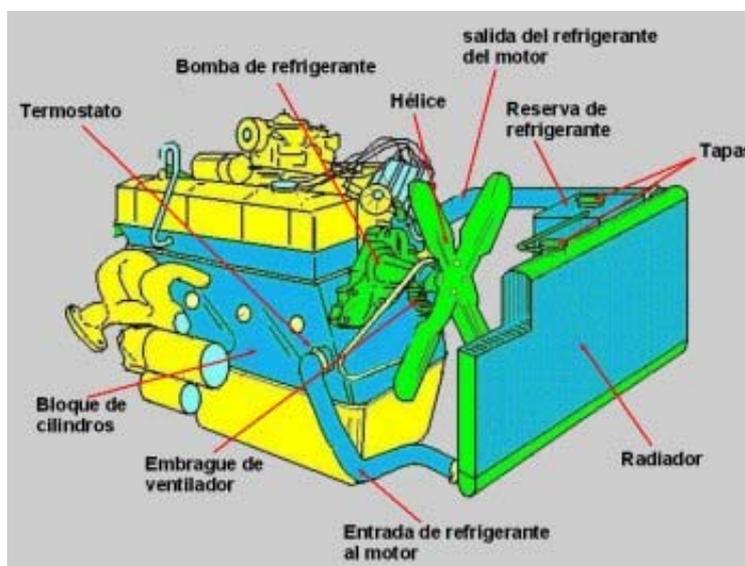


Figura 2.19 Sistema de refrigeración

Sistema de refrigeración por líquido:

- Bomba de Agua: encargada de que el líquido refrigerante circule por el circuito de refrigeración.

- Vaso de Expansión: Conteniendo el líquido refrigerante, se le conoce también como vaso de reserva de refrigerante. En este vaso existen unas señales de máximo y mínimo entre la que deberemos mantener siempre el nivel de refrigerante.
- Termostato: Encargado de mantener la temperatura en los márgenes adecuados, regulando el paso del refrigerante al radiador para que este se enfríe.
- Radiador: Donde se enfría el líquido caliente proveniente del motor.
- Ventilador: Envía una corriente de aire al radiador para que cumpla mejor su función de enfriamiento.

Mantenimiento: Compruebe frecuentemente:

- El tensado de la correa trapezoidal
- El estado y sujeción de los manguitos
- Que no existen pérdidas de líquido (estanqueidad).

Cambien la correa que este en mal estado o rota. Si está destensada se debe proceder a tensar lo correa lo necesario puesto que si no se lo hace, se calentará el motor y la batería se descargará.

Sistema de refrigeración por aire:

La refrigeración por aire se consigue exponiendo las partes más calientes del motor (culata y exterior de los cilindros) a la corriente de aire que se produce por la marcha del vehículo o bien por una turbina, al irse renovando continua y rápidamente el aire absorbe el calor de las superficies antes indicadas.

El calor producido en el motor se evacúa directamente al aire, para lo cual el motor se construye de aleación ligera (con buen coeficiente de conductividad térmica) y se le aumenta la superficie de contacto con el aire, dotándole de una serie de aletas. Estas aletas serán mayores si el calor a evacuar es mayor. Así, pues, habrá mayor cantidad de aletas cerca a la culata (cámara de explosión).

El intercambio de calor entre los cilindros y el aire será mayor cuanto más delgadas sean las paredes de las aletas, debiéndose mantener el espacio entre las aletas perfectamente limpio.

Dependiendo de la forma de hacer llegar el aire a los cilindros existen dos tipos de refrigeración por aire:

- *Refrigeración por aire directa.*- El aire que incide sobre el vehículo al circular, a su vez, refrigera el motor, dependiendo así la refrigeración de la velocidad del vehículo y no de la velocidad del motor.

A ralentí, la refrigeración es mínima, ya que se realiza por radiación únicamente y a bajas revoluciones del motor. Por ello sólo se utiliza en motocicletas de pequeña cilindrada que tienen el motor expuesto al aire. En turismos y camiones sería totalmente ineficaz, ya que la eliminación de calor por radiación dentro del compartimento motor sería mínima.

- *Refrigeración por aire forzada.*- La refrigeración por aire de los motores, al estar estos generalmente cerrados por la carrocería, es necesario encauzar el aire, canalizándolo hacia los cilindros y culata.

Para eso se dispone de una turbina o ventilador que activa y aumenta esa corriente, que es movida por una correa montada en una polea situada en el extremo del cigüeñal. El ventilador aspira el aire exterior y lo dirige a las partes a refrigerar.

Un estrangulador automático regula el paso de aire en función de las necesidades del motor. Así, en el arranque en frío, corta el paso de aire y el motor alcanzará rápidamente su temperatura de régimen.

Ventajas:

1. Diseño y construcción simplificado.
2. Poco peso del motor (no tiene elementos como radiador, manguitos o bomba).
3. Tamaño pequeño del motor, al no tener cámara para líquido.
4. Mayor rendimiento térmico (menos pérdidas de calor por refrigeración).
5. Se alcanza la temperatura de régimen óptimo del motor antes que en la refrigeración líquida.

Inconvenientes:

1. Refrigeración irregular, debido a que depende de la temperatura del aire, la altitud y la velocidad del vehículo.
2. Son más ruidosos, debido a que el aire al pasar entre las aletas produce vibraciones.
3. Se enfrían muy rápidamente (uso del estrangulador muy a menudo).

4. Mal llenado de los cilindros (menor potencia útil), debido a las temperaturas alcanzadas.
5. Se utiliza en motores bóxer o de cilindros opuestos, por canalizar mejor el aire.

2.5.5 Sistema encendido.

La misión del sistema de encendido es producir una chispa eléctrica en el interior de los cilindros en el momento oportuno y en el orden de explosiones establecido. Esta chispa será la encargada de producir la combustión de la mezcla gaseosa. En el interior del cilindro existe un ambiente de mezcla comprimido por lo que para hacer saltar la chispa entre los electrodos de las bujías (separación de 0,6-0,7mm.) necesitaremos tensiones de unos 25000 voltios aproximadamente para que se inflame la mezcla y obtener el máximo rendimiento en el motor.

Existen varios sistemas para obtener la chispa. Estos son:

- Encendido por batería.
- Encendido por batería transistorizado.
- Encendido por batería electrónico.

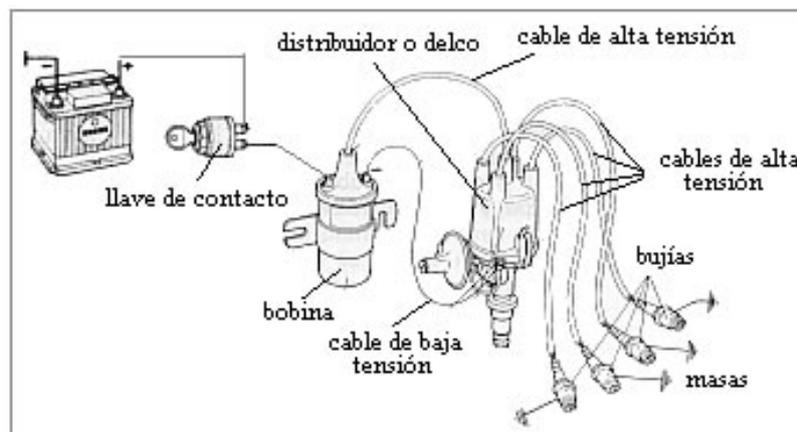


Figura 2.20 Sistema de Encendido Convencional

Encendido convencional.

El encendido por batería o convencional se basa en que es ésta la que suministra la energía eléctrica necesaria para hacer saltar la chispa.

- Elementos principales del sistema de encendido por batería.

Llave de contacto: Es el interruptor situado en el tablero de control del vehículo, que mediante una primera posición, de su giro cierra el circuito de encendido, permitiendo el paso de la corriente eléctrica de la batería al circuito primario de la bobina, y en el siguiente giro, pone en funcionamiento el motor de arranque.

Bobina: Es el elemento que transforma la corriente de baja tensión procedente de la batería en corriente de alta tensión que circulará hasta llegar a las bujías. El funcionamiento de la bobina se basa en los fenómenos de inducción electromagnética.

Ruptor: También llamados platinos o contactos. Es el elemento encargado de interrumpir la corriente en la bobina y provocar el aumento de tensión. Está compuesto por dos contactos, uno móvil, llamado martillo, que recibe la corriente de la bobina y otro, el yunque, por donde este hace masa.

Condensador: El condensador sirve para absorber la chispa que se produce en los contactos del ruptor en el momento de la apertura, evitando que se quemen. Otra función importante del condensador es que disminuye considerablemente el tiempo que dura el corte de la corriente eléctrica en la bobina, elevando el voltaje.

El condensador en el circuito de encendido se conecta en paralelo con el ruptor. La capacidad del condensador en los automóviles se expresa en microfaradios.

Distribuidor: Su misión consiste en distribuir la corriente de la tensión a las diferentes bujías, en un orden determinado.

Hay que destacar que el distribuidor, en su movimiento rotativo, distribuye la corriente por medio de la pipa (dedo distribuidor) a los cables que van a las bujías, quien asegura un encendido en orden diferente, 1-3-4-2 ó 1-2-4-3, según los tipos de motores.

Mecanismo de regulación automática: Su misión es avanzar el encendido, adaptando la velocidad de salto de chispa (tiempo entre cada explosión) a las necesidades del motor, según el número de revoluciones. Hay dos tipos de ajuste:

1. Manual. Consiste en dar el avance al encendido correcto al ralentí (puesta a punto del encendido).

2. Automático. Constituido por:

- Avance centrífugo. Formado por unos contrapesos que actúan en función de las revoluciones del motor.

- Avance por depresión. Formado por una cámara neumática conectada al colector de admisión. Actúa en función del llenado de los cilindros y complementa al avance centrífugo.

Bujías: La bujía es el elemento donde salta la chispa, como consecuencia de la corriente de alta tensión procedente del distribuidor, inflamando la mezcla de aire y combustible comprimido en la cámara de explosión.

Encendido transistorizado.

Este encendido es similar al encendido por batería o convencional, este se mejora al colocar un transistor entre la bobina y el ruptor. La misión del transistor es la de dividir la corriente primaria (de la batería) en dos; una de muy baja intensidad que pasa por el ruptor, y otra de mayor intensidad hacia masa que pasa por la bobina. Con este sistema la corriente de la batería puede ser de mayor intensidad, ya que al ruptor sólo llegará una corriente de intensidad inferior a un amperio. Las ventajas del encendido transistorizado son:

- Reduce considerablemente el deterioro prematuro en los contactos del ruptor.
- Aumenta la potencia de la chispa.
- Menor consumo, sobre todo a velocidades bajas y medias.
- Se evitan fallos a altas revoluciones.
- Facilita la inflamación de la mezcla, por existir una mayor separación entre los electrodos de las bujías.
- Se evita la colocación del condensador para el ruptor.

Encendido electrónico.

Es el sistema más utilizado en la actualidad, siendo su principal característica la falta del ruptor que queda sustituido por un cofre o módulo electrónico que controla la ruptura de la corriente primaria, es decir, el tiempo de alimentación de la bobina. Las ventajas de este encendido son:

- Facilidad de arranque en frío.
- Buen funcionamiento a altas revoluciones, al eliminar el elemento mecánico (ruptor).
- Menores consumos, tanto de carburante como de batería.
- No precisa reglajes (puesta a punto), pero sí mantenimiento (comprobación y cambio de bujías).
- Ralentí muy uniforme.

CAPÍTULO III

3. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN. CARBURACIÓN

3.1 Sistema de alimentación. Carburación

3.1.1 *Necesidades del motor.*

La cantidad de mezcla de aire y gasolina que precisa el motor es regulada por la distribución de combustible, tratándose de conseguir el máximo llenado de los cilindros, esto es: un buen rendimiento volumétrico a cualquier número de revoluciones. Sin embargo, independientemente del llenado, el motor en algunas ocasiones necesita que las mezclas sean ricas y en otras ocasiones sean pobres. La misión del dosificador, bien sea el carburador o el equipo de inyección, es preparar la mezcla en las proporciones adecuadas a las necesidades del motor.

Ya sabemos que para que 1 kg de gasolina se quemara totalmente son necesarios, aproximadamente, 15,2 kg de aire, y que a esta relación 15.2:1 se la llama relación estequiométrica. Para que 1 kg de gasolina arda totalmente, con 15,2 kg de aire, tiene que estar la gasolina completamente vaporizada (con sus moléculas libres entre sí) y que la mezcla con el aire sea perfectamente homogénea o, lo que es lo mismo, que cada molécula esté rodeada de la cantidad de oxígeno necesaria para su combustión. En la práctica son varias las causas que dificultan que este proceso teórico se realice.

3.1.2 *Mezclas ricas y pobres. Adaptación.*

Las mezclas con un contenido de aire superior a 15,2:1 se denominan mezclas pobres, y si es inferior son mezclas ricas.

Las mezclas algo más ricas que la relación estequiométrica (12,5:1) arden más rápidamente que las pobres, son más antidetonantes y, al contener más gasolina, absorben más calor para su vaporización, por lo que resultan más refrigerantes. Estas cualidades las hacen aptas para regímenes de rotación elevados con obtención de potencias máximas.

Por otra parte, como el llenado del cilindro depende del rendimiento volumétrico y éste decrece a elevado número de revoluciones, si se utiliza una mezcla rica se aprovecha al máximo el aire introducido. Sin embargo, cuando el vehículo circula a marchas moderadas y sin variaciones bruscas, con el motor girando aproximadamente a 2/3 del régimen máximo, para mantener la velocidad se pueden usar mezclas ligeramente pobres, del orden de 16: 1, que resultan más económicas. Así pues, las variaciones de riqueza de la mezcla, no van de un límite de inflamabilidad al otro: de 7:1 a 20:1, sino

de la mezcla de máxima potencia (de 12,5: 1) a la de máxima economía (de 16: 1). Existen otras circunstancias en las que es necesario enriquecer la mezcla, que son aquellas en las que la gasolina no está del todo vaporizada, o en las que la presencia de gases residuales de escape es considerable.

La primera situación se da en el arranque del motor en frío. El motor de arranque hace girar al motor de explosión lentamente para la puesta en marcha y como consecuencia, la velocidad de la mezcla es pequeña. Como hay muy poca vaporización, una parte de la gasolina se queda impregnando las paredes de los colectores y el resto llega al Cilindro en forma de pequeñas gotas, de las que sólo puede arder su superficie, que es la que está en contacto con el aire, haciendo difícil el encendido. Aumentando el número de gotas, es decir, la cantidad de combustible, se consigue que la mezcla sea explosiva.

La segunda situación se da, sobre todo, cuando el motor gira a régimen mínimo, o sea, al ralentí. A bajas revoluciones la aspiración del pistón es pequeña muy inferior a la presión de los gases de escape. Cuando se abre la válvula de admisión, algunos gases quemados salen por ella y al crecer la aspiración retornan al cilindro, donde también quedan restos de los mismos. Estos gases se mezclan con los nuevos que entran, interponiéndose entre las partículas de aire y de gasolina, haciendo la combustión incompleta. Enriqueciendo la mezcla hay más partículas de gasolina y es más fácil que se encuentren con las de aire. En el caso del ralentí, las mezclas son cercanas a la relación de 12: 1 y en el del arranque en frío más ricas aún. En ambos casos parte del combustible sale sin quemar en forma de monóxido de carbono (CO)

3.1.3 Aceleración-Desaceleración.

Hasta aquí hemos visto las necesidades de la dosificación de la mezcla para el arranque, para el ralentí, para marchas moderadas estables y para marchas de máxima potencia; pero en el uso normal del automóvil el régimen de giro del motor varía con mucha frecuencia, bien sea por las curvas y las pendientes en la carretera (que obligan a cambiar de marcha), o por el tráfico en la ciudad con constantes arrancadas y aceleraciones, de forma que se va pasando de un régimen de giro del motor a otro. Durante estos cambios, los valores de la depresión en el colector y la velocidad de los gases son variables e influyen en la dosificación y homogeneización de la mezcla.

Como ya sabemos, el acelerador es básicamente una válvula de mariposa cuya misión es estrangular el paso de la mezcla a través de los colectores.

Cuando la mariposa está cerrada la depresión en el colector es mayor que cuando está abierta, y para una misma posición de apertura de la mariposa, la velocidad de los gases es mayor cuanto más rápido sea el giro del motor.

Cuando se solicita del motor una aceleración rápida la mariposa se abre bruscamente y la depresión en el colector se hace menor, disminuyendo la velocidad de la mezcla. Si a esto se añade que en la nueva situación el aire, que pesa menos que la gasolina, y tiene por ello menos inercia, se acelera más que ésta, no es extraño que la mezcla llegue a los cilindros empobrecida y el efecto sea contrario al pretendido, esto es, el motor tiende a pararse. Para remediarlo, es necesario enriquecerla momentáneamente, a fin de que el motor aumente el número de revoluciones y restablezca la velocidad de los gases.

Por el contrario, cuando se levanta el pie del acelerador la mariposa del carburador se cierra, al estrangularse el tubo de admisión disminuye el aire aspirado y la depresión crece, aumentando la riqueza de la mezcla. Cuando esto sucede se trata de disminuir la velocidad del vehículo, no siendo necesaria la potencia del motor, que en este caso actúa de freno, y por ello se puede reducir la cantidad de combustible empobreciendo la mezcla.

3.2 Circuito de alimentación de gasolina.

El circuito de alimentación (Figura 3.1), está compuesto por el depósito 5, donde se almacena el combustible (normalmente está situado en la parte trasera del vehículo); el combustible es aspirado por la bomba 8 a través del tubo 10 y el filtro de gasolina 6, e impulsado a presión hasta el carburador por el tubo 9. Esta bomba, normalmente de tipo mecánico, es movida, generalmente, por el árbol de levas 7 y va adosada al bloque o a la culata, dependiendo de la situación del árbol.

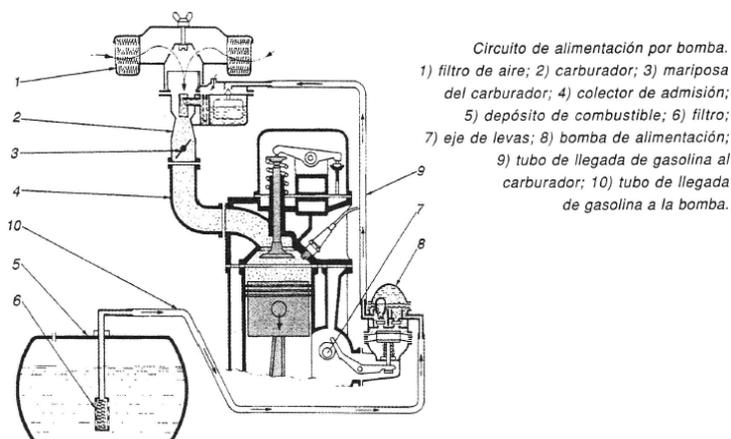


Figura 3.1 Circuito de alimentación por bomba

El carburador 2 es el encargado de establecer la dosificación aire-gasolina requerida por el motor, y va montado sobre el colector de admisión 4. Recibe el aire por el filtro 1 y gradúa la cantidad de mezcla con la mariposa 3.

3.3 Misión del carburador.

Para poder corresponder a las exigencias del motor en cada caso, el carburador debe reunir, como requisitos más importantes, los siguientes:

- Proporcionar una fina pulverización de la gasolina que facilite la homogeneización de la mezcla.
- Mantener una dosificación cercana a la estequiométrica en condiciones de marcha normales.
- Empobrecer la mezcla en los casos de marcha sostenida y en las retenciones.
- Enriquecer la mezcla en las aceleraciones y en las altas velocidades.
- Disponer de un circuito independiente que proporcione mezclas ricas para el arranque en frío.
- Tener un circuito exclusivo para el régimen mínimo (ralentí).

3.4 Fundamento del carburador.

La pulverización del combustible y su mezcla con el aire está basada en el hecho conocido de hacer pasar una corriente de aire por el extremo libre de un tubo fino sumergido en un líquido (Figura 3.2), El aire que pasa sobre la boca del tubo arrastra por rozamiento a las partículas de aire que hay en él, creando una depresión en la zona alta del tubo; la presión atmosférica que actúa sobre la superficie libre del líquido empuja a éste hasta hacerle fluir. A medida que va saliendo es pulverizado por la corriente de aire, En este fenómeno se basan los pulverizadores de perfume, las pistolas de pintar, etc.

La cantidad de líquido arrastrado y el grado de pulverización dependen de la velocidad del aire, del diámetro y la forma del orificio del tubo, de la densidad del líquido y del nivel de éste.

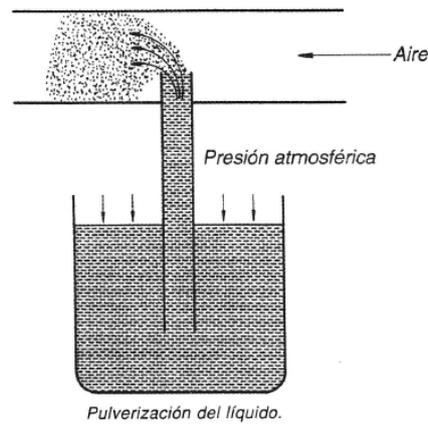


Figura 3.2 Pulverización de líquido

3.5 Estudio del carburador.

3.5.1 Carburador elemental.

Los elementos básicos de un carburador (Figura 3.3) son los siguientes: 1 cuba o depósito de nivel constante, 2 flotador o boya, 3 válvula de aguja, 4 surtidor de gasolina, 5 cuerpo del carburador, 6 difusor o venturi, 7 mariposa del acelerador.

La cuba, es un depósito al que llega la gasolina a presión procedente de la bomba del circuito, a través de una válvula de aguja mandada por un flotador. Cuando el nivel de gasolina es bajo la válvula queda abierta, y a medida que entra gasolina va subiendo la boya hasta que la cierra; en realidad, con el motor en funcionamiento, la aguja se mantiene en una posición de equilibrio y va dejando entrar la misma cantidad de gasolina que se va gastando. En el fondo de la cuba hay un orificio que comunica con el surtidor.

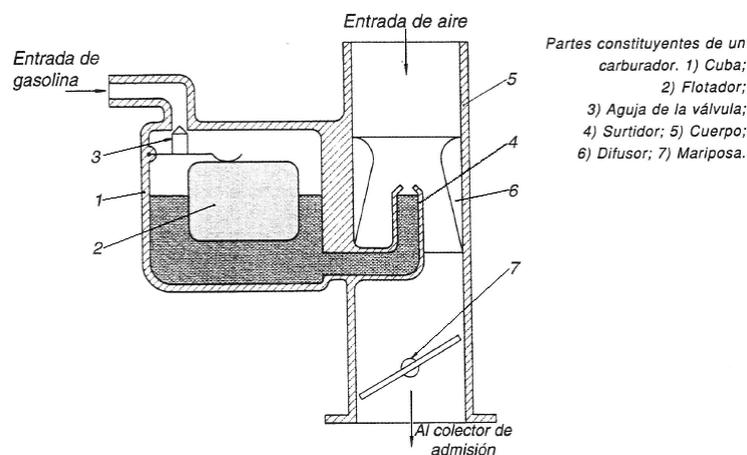


Figura 3.3 Partes constituyentes de un carburador

El surtidor, es un tubito con la forma apropiada que sale hasta el conducto de admisión en el centro del cuerpo del carburador, el nivel de gasolina en él es el mismo de la cuba y debe quedar 1 o 2 mm por debajo de su extremo para que la gasolina no fluya cuando el motor está parado o el vehículo inclinado.

En el conducto de admisión, a la altura de la boca del surtidor, está situado el difusor. La misión del difusor es estrechar el conducto de admisión para aumentar la velocidad del aire, consiguiendo una succión más efectiva en el surtidor.

La válvula de mariposa, mandada por el pedal de acelerador, está situada por debajo del surtidor y es la encargada de obturar el conducto de admisión, permitiendo así mayor o menor paso de gases a los cilindros.

Como todos los cuerpos, el aire con el frío se contrae, lo que significa que, para el mismo volumen, el aire frío tiene más moléculas que el caliente o, lo que es lo mismo, hay más peso de aire. Por otra parte, del funcionamiento del carburador elemental se deduce que la cantidad de gasolina arrastrada depende del volumen del aire aspirado, por tanto, la mezcla formada con aire frío tiene más peso de aire para la misma cantidad de gasolina. En consecuencia: la mezcla es más pobre.

3.6 Descripción y constitución del carburador.

Los componentes del carburador se agrupan en tres conjuntos principales: el cuerpo, la cuba y la tapa.

3.6.1 Cuerpo del carburador.

El cuerpo es una pieza muy complicada que tiene practicados en su interior una serie de taladros y cavidades para alojar los diferentes circuitos.

Su parte exterior sirve de base para montar los mandos y articulaciones del carburador.

Está fabricado por moldeo en coquilla de una aleación de zinc (zamac) o de aleación de aluminio.

El centro del cuerpo es el conducto de admisión, en él están situados el difusor, los surtidores y las mariposas del: acelerador y de arranque en frío.

El diámetro del conducto de admisión es una característica importante del carburador, a él hacen referencia los números de las siglas que sirven para diferenciar los modelos. Así, cuando la denominación de un carburador es, por ejemplo, Solex 32 BIS, Solex es

el nombre de fábrica, 32 el diámetro en mm del conducto de admisión (que es igual al de la brida del colector de admisión) y las letras corresponden a otras características del carburador, como pueden ser: si llevan estárter automático, bomba de aceleración, etc.

Dependiendo de la dirección del conducto de admisión los carburadores se dividen en: verticales descendentes, verticales ascendentes, horizontales e inclinados.

Los carburadores verticales descendentes, como su nombre indica, tienen el conducto de admisión vertical y van montados encima del colector de admisión. El aire penetra en ellos por la parte superior (Figura 3.4). Tienen la ventaja de aprovechar el mayor peso de la gasolina para compensar los efectos de empobrecimiento causados por la superior inercia respecto al aire, ya que por un lado la inercia hace que la gasolina se retrase con relación al aire y por otro, al ser descendente, la caída aumenta la velocidad por mayor peso. Estos carburadores son los más utilizados en la actualidad.

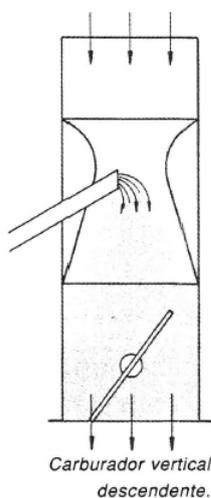


Figura 3.4 Carburador vertical descendente

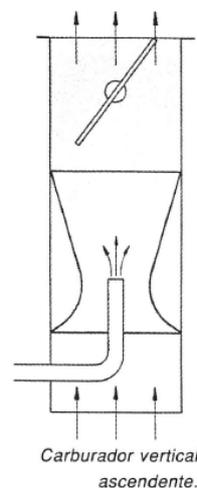


Figura 3.5 Carburador vertical ascendente

En los carburadores verticales ascendentes el aire entra en el conducto de admisión por la parte inferior, y van montados debajo del colector de admisión (Figura 3.5). Son los más antiguos y quizá su uso se justificaba en que dada la sencillez de los carburadores primitivos, cuando había exceso de gasolina, sobre todo en el arranque, ésta se vertía al exterior en vez de ahogar el motor. Este sistema está en desuso actualmente.

Los inclinados son prácticamente una variante de los horizontales (Figuras 3.6 y 3.7): Estos carburadores se usan particularmente en motores deportivos, de forma que llevan un carburador por cada cilindro o por cada dos cilindros; van adosados directamente a la

culata. Al disminuir la distancia entre el surtidor y la cámara, eliminando el colector de admisión, se evita el empobrecimiento de la mezcla debido a la inercia de la gasolina, haciendo innecesaria en muchas ocasiones la bomba de aceleración.

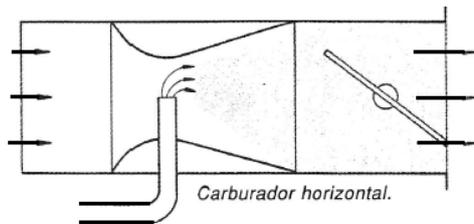


Figura 3.6 Carburador horizontal

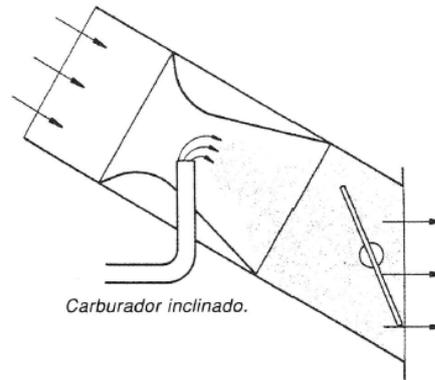


Figura 3.7 Carburador inclinado

3.6.2 Difusor.

En el interior del conducto de admisión del cuerpo del carburador se halla el difusor que puede ser de la misma pieza que el cuerpo del carburador o una pieza postiza.

Debido a la inercia, la máxima velocidad del aire está situada un poco por debajo del máximo estrechamiento (Figura 3.8), Y es en este punto donde se coloca la boca del surtidor. Para hacer aún más enérgica la succión en el surtidor, algunos carburadores disponen de dos o más difusores (Figura 3.9), con ellos se logra mayor velocidad del aire en la boca del surtidor, al mismo tiempo que la mezcla se realiza por fases, ya que en el segundo difusor, el aire que pasa por él se mezcla con aire ya emulsionado.

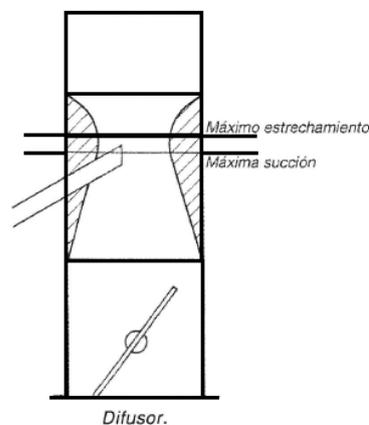


Figura 3.8 Difusor

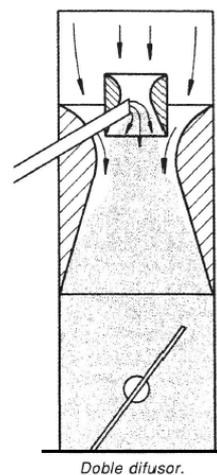


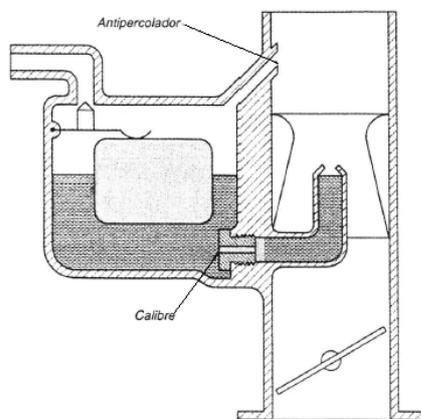
Figura 3.9 Doble difusor

3.6.3 Surtidor.

El surtidor es un tubo de poco diámetro que partiendo de la cuba llega hasta el conducto de admisión, quedando su boca de salida en el centro del difusor; por él fluye la gasolina para formar la mezcla.

En el orificio de la cuba que comunica con el surtidor (Figura 3.10), se rosca el calibre, llamado también "chiclor" en el lenguaje de taller (pronunciación aproximada de su nombre en francés: gicleur), que es una pieza con un taladro calibrado que dosifica la cantidad de gasolina de acuerdo con la cilindrada del motor y del diámetro del difusor. En la figura 3.11 se ve un chiclor en perspectiva y en sección, con el taladro calibrado y achaflanado; el número, (110 en este caso), que viene grabado siempre en los calibres, indica el diámetro del taladro, que se expresa en centésimas de milímetro; lo más corriente es que la cabeza tenga una ranura para apretarlo con un destornillador. En la práctica, tanto los surtidores como los calibres pueden adoptar distintas formas, dependiendo del diseño del carburador. El material empleado para su fabricación es el latón, por su resistencia a la corrosión y facilidad de mecanizado.

Los carburadores no tienen un surtidor y un calibre solamente, sino que casi todos los circuitos auxiliares, ya sean de gasolina o de aire, cuentan con los suyos.



En el orificio de la cuba que comunica con el surtidor se rosca el calibre

Figura 3.10 Orificio de la cuba que comunica con el surtidor

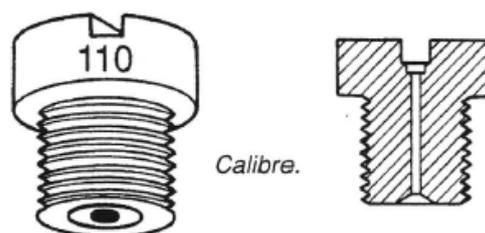


Figura 3.11 Calibre

3.6.4 Válvula de mariposa.

La mariposa del acelerador está situada en el conducto de admisión por debajo del difusor (Figura 3.12), está mandada por el pedal del acelerador a través de un sistema de

varillaje o de un cable de acero. Cuando se pisa el pedal del acelerador la mariposa se abre. La misión de la mariposa es cerrar más o menos el conducto de admisión.

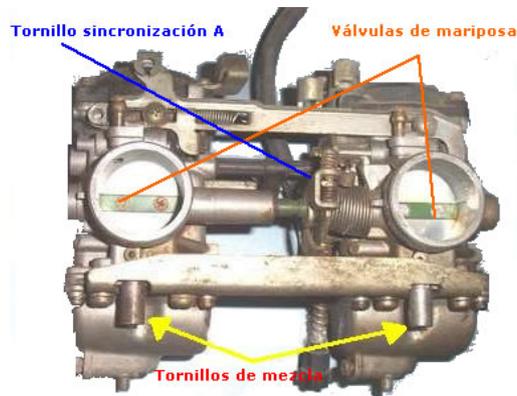


Figura 3.12 Mariposa del acelerador

3.6.5 Cuba del carburador.

La cuba está adosada al cuerpo del carburador formando con él una sola pieza. Dentro de la cuba se alojan la válvula de entrada de gasolina y el flotador o boya.

La válvula de entrada y el flotador son los elementos que mantienen el nivel de gasolina constante en la cuba. La válvula está compuesta por dos piezas: el cuerpo y la aguja.

El cuerpo tiene una rosca exterior que se atornilla en la tapa del carburador o en la parte superior de la cuba; su interior es cilíndrico y termina en un cono de cierre. En el interior del cuerpo, y ajustada a él, se desliza la aguja de forma prismática o estriada, para dejar pasar la gasolina, con la punta cónica (Figura 3.13). Estas dos piezas están hermanadas, por lo que cuando no cierran se cambia el conjunto.

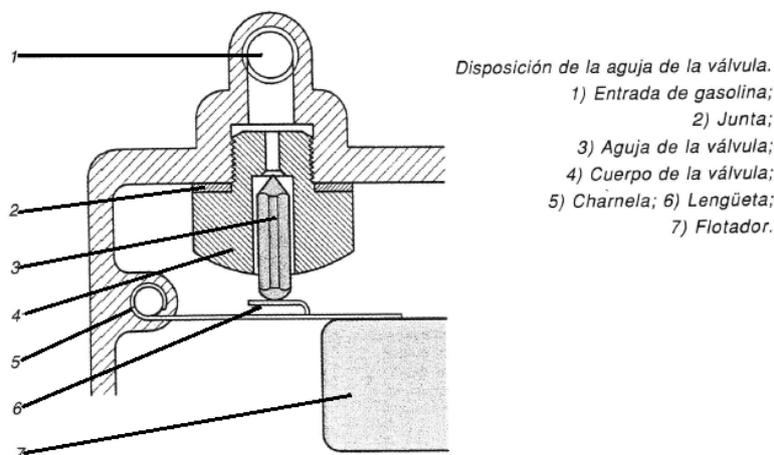


Figura 3.13 Disposición de la aguja de la válvula

La boya es hueca para aumentar la flotabilidad. Está construida de plástico o de fina chapa de latón. La fuerza que ejerce sobre la aguja es mayor que la que hace en sentido contrario la presión de la bomba de gasolina; la basculación de la boya por las diferencias de nivel las hace girando en una charnela, cuyo eje va apoyado en la pared de la cuba o en la tapa del carburador.

En la figura 3.14 se ven distintas formas de accionamiento de la aguja. Es de notar, en los detalles b y c, que modificando la posición de las lengüetas que empujan a las agujas se puede corregir la altura de la boya, variando a su vez el nivel.

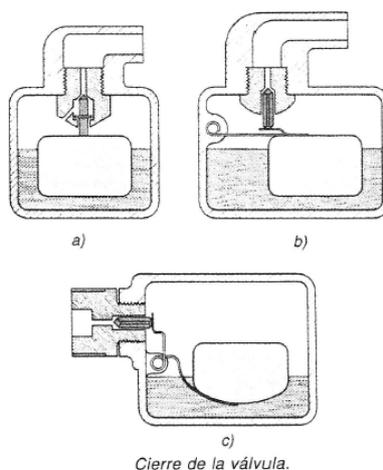


Figura 3.14 Cierre de la válvula

3.6.6 Tapa del carburador.

Cubriendo la parte superior del cuerpo y la cuba, y atornillada en él con interposición de una junta, está la tapa.

La entrada de gasolina a la cuba, la válvula, y el soporte del eje de la charnela de flotador suelen estar en la tapa, aunque también pueden estar en la pared lateral de la cuba.

En la parte de la misma que prolonga el conducto de admisión se monta el filtro de aire. La tapa se comunica con el tubo de admisión por medio de un tubo llamado antipercolador (Figura 3.10), cuya misión es la siguiente: Para que con la salida de la gasolina por el surtidor no se haga en la cuba un vacío parcial, tiene que estar en comunicación con la atmósfera; un agujero en la tapa que comunicara con el exterior tendría que tener una válvula que permitiera entrar el aire pero no salir la gasolina, en los baches por ejemplo. Por otra parte: cuando el motor se calienta, por la cercanía del carburador al motor; los hidrocarburos más volátiles de la gasolina pueden llegar a

hervir, los vapores resultantes de la ebullición crean una presión en la cuba que hace que se derrame la gasolina por el surtidor. Este efecto, en combinación con el de vacío explicado, se equilibran mutuamente. Se ha comprobado, que si el interior de la cuba se comunica con el conducto de admisión, el efecto equilibrador es más satisfactorio y los vapores de gasolina son aprovechados.

La tapa está fabricada del mismo material, y por el mismo procedimiento que el cuerpo. En la figura 3.15 se muestra el aspecto exterior de un carburador vertical descendente Solex modelo EIES, con todos sus accesorios.

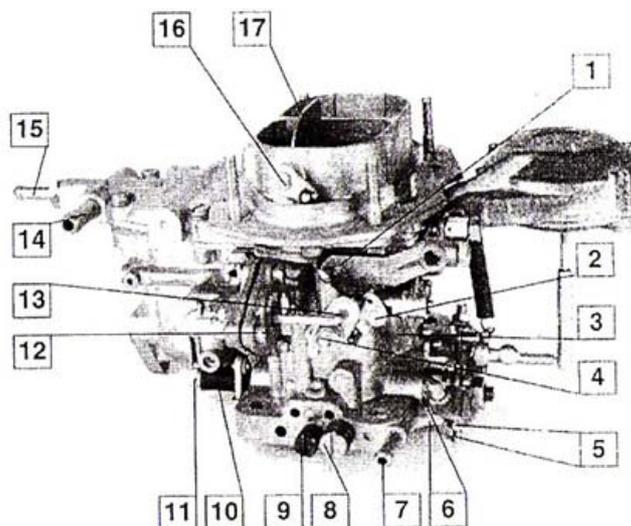


Figura 3.15 Carburador vertical descendente Solex EIES

Carburador Solex EIES.

- 1) Muelle retención leva mando dispositivo de arranque en frío.
- 2) Eje soporte.
- 3) Leva mando dispositivo arranque en frío.
- 4) Leva mando apertura automática dispositivo de arranque en frío.
- 5) Tornillo y tuerca regulación apertura mariposa.
- 6) Tornillo y tuerca regulación apertura mariposa primer cuerpo.
- 7) Conducto entrada gases y vapores de aceite.
- 8) Tornillo de registro mezcla mínimo en derivación.
- 9) Tornillo registró mezcla mínimo.
- 10) Muelle retención mariposa primer cuerpo.
- 11) Tuerca fijación leva intermedia mando bomba de aceleración.
- 12) Dispositivo automático desinsertación parcial dispositivo de arranque en frío.

- 13) Tirante mando membrana dispositivo (12).
- 14) Racor entrada carburante.
- 15) Racor para tubería de retorno exceso de combustible del carburador al depósito.
- 16) Árbol para mariposa dispositivo de arranque en frío.
- 17) Mariposa de estrangulación para dispositivo de arranque en frío.

3.6.7 Circuitos auxiliares del carburador

Para cubrir las necesidades del motor no basta con un carburador elemental. En el carburador elemental, la cantidad de gasolina arrastrada del surtidor va aumentando al aumentar la velocidad del aire, pero no de una forma lineal, sino que la mezcla tiende a enriquecerse indefinidamente, con lo que resulta que a bajo régimen de giro del motor la velocidad del aire no tiene fuerza para arrastrar gasolina y a altas revoluciones la mezcla sería excesivamente rica. Es necesario, pues, dotar al carburador de unos circuitos auxiliares que resuelvan el problema planteado. Estos circuitos son: el de ralentí, la bomba de aceleración, los correctores de mezcla y el circuito de arranque en frío.

3.6.8 Circuito de ralentí

El régimen de giro mínimo o ralentí es aquél al que gira el motor cuando el acelerador está libre; dependiendo del tipo de motor, está comprendido entre 750 y 1000 rpm. Esta velocidad de giro es pequeña si se compara con las 5500 o 6000 r.p.m. del régimen máximo; tanto es así, que en un carburador elemental, con un surtidor único, la velocidad del aire sería insuficiente para arrastrar gasolina de él.

El funcionamiento del circuito de ralentí (Figura 3.16) es el siguiente: Al estar la mariposa 6 del acelerador casi cerrada, la succión de los cilindros se efectúa, en su mayor parte, por el orificio 7, que comunica con el tubo 4 situado en el conducto de admisión. La gasolina llega de la cuba por el taladro, pasa por el chiclor de ralentí 2, llenando el surtidor. El aire procedente del tubo 4 pasa por el calibre 5, que regula la cantidad de aire, y arrastra gasolina del surtidor de ralentí 3. Una vez hecha la emulsión descende por el conducto hasta la salida 7, donde se mezcla con el aire que pasa por los bordes de la mariposa y con el que penetra por el orificio superior 8.

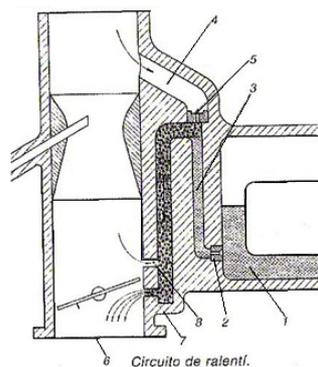


Figura 3.16 Circuito de ralentí

Como la sección del tubo 4 es mucho más pequeña que la del conducto de admisión, el aire pasa a considerable velocidad por la boca del surtidor y puede arrastrar gasolina de él. El orificio 7, de salida de la mezcla de ralentí al conducto de admisión, queda por debajo del borde de la mariposa y el 8, que es común con él, queda por encima, por lo que en él no hay apenas succión. Cuando al empezar a acelerar se abre un poco la mariposa, el paso de aire que deja por sus bordes es mayor, pero incapaz aún de sacar gasolina del surtidor principal (así se llama el surtidor normal o de alta), sin embargo la succión sobre la salida 7 se debilita y el motor tendería a pararse; el taladro 8 que queda al descubierto, aumenta la sección de succión sobre la salida de ralentí, haciendo salir mezcla por los dos taladros y compensando así el exceso de aire. Estos dos taladros suelen recibir el nombre de "bypass".

A pesar de ser la toma de aire a través de un calibre y la de gasolina por otro, la riqueza y cantidad de mezcla necesarias se ajustan a mano, sirviéndose para ello de los tornillos 1 y 2 que se ven en la figura 3.17. El tornillo 1, que termina en forma cónica, abre o cierra el orificio de salida, dejando pasar más o menos cantidad de mezcla, y el tornillo 2 permite mayor o menor paso de aire por los bordes de la mariposa regulando su riqueza.

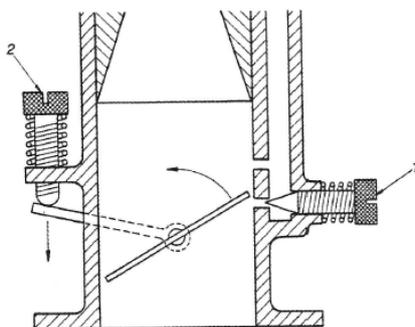


Figura 3.17 Tornillos de reglaje de ralentí

3.6.9 Bomba de aceleración.

A pesar del efecto que causa la salida 8 del circuito de ralenti (Figura 3.16), cuando se abre la mariposa, si la apertura es rápida, el motor tarda en reaccionar, y si el vehículo va marchando se notan unos tirones, esto es debido, a que la mezcla llega pobre a los cilindros. Para enriquecer la mezcla momentáneamente, hasta que se restablece el suministro del surtidor principal, se envía al conducto de admisión, por medio de la bomba de aceleración, una cantidad supletoria de gasolina. La bomba se acciona, al mismo tiempo que la mariposa, con el pedal del acelerador. Hay dos tipos de bombas: las de pistón y las de membrana. El esquema de funcionamiento de la bomba de pistón está representado en la figura 3.18.

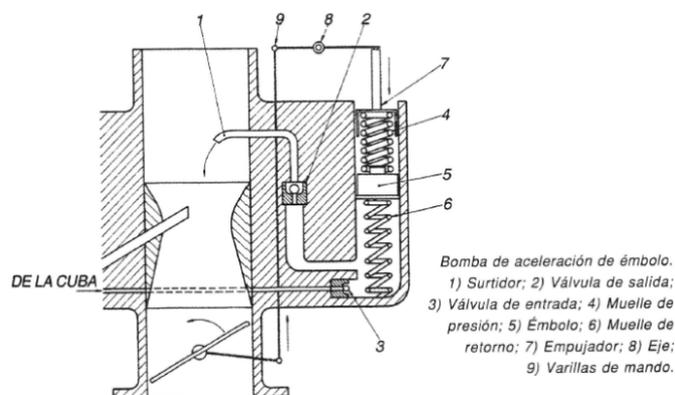


Figura 3.18 Bomba de aceleración de émbolo

Cuando se pisa el acelerador, el brazo solidario con el eje del mismo acciona una varilla que hace bascular la palanca en el eje 8, comprimiendo el muelle de presión 4. La fuerza de este muelle presiona a la gasolina y comprime al muelle de recuperación, que es más débil, y la gasolina es obligada a salir, levantando la válvula de bola 2, por el surtidor calibrado 1; la misma presión mantiene cerrada la válvula 3. Véase, que el empujador 7 no mueve directamente al pistón, ello es debido a que siendo el orificio de salida del surtidor muy pequeño, para que saliera la embolada tardaría un tiempo, durante el cual la mariposa se abriría lentamente, lo que es contrario al efecto buscado y, además, la fuerza ejercida sobre el pedal forzaría el mecanismo al tener el líquido poca salida. Con la interposición del muelle, el conductor no encuentra tope en el acelerador, y es el muelle de presión el que se encarga de empujar al pistón para que vaya fluyendo la gasolina al surtidor.

En realidad, aunque la mariposa se abra rápidamente en una aceleración brusca, el vehículo, debido a la inercia, se va acelerando de una forma progresiva y es durante esta

fase de aceleración cuando necesita el suplemento de gasolina; necesidad que se adapta perfectamente al funcionamiento del muelle.

Cuando se levanta el pie del pedal acelerador, el empujador 7 y el muelle 4 quedan libres de la palanca, y el muelle de recuperación 6 empuja al conjunto hacia arriba. Al subir el pistón crea una depresión que mantiene cerrada la válvula 2 y aspira gasolina, que procedente de la cuba, levanta la válvula 3 y llena el cuerpo de bomba; quedando la bomba lista para una nueva aceleración.

El principio de funcionamiento de la bomba de membrana es análogo al descrito para la de pistón. En la figura 3.19 se representan sus elementos con la misma numeración que sus homólogos de la figura 3.18. La diferencia es que el pistón se ha sustituido por una membrana de caucho sintético 5 y en que el muelle de presión 4, está situado en la varilla de accionamiento o empujador 7.

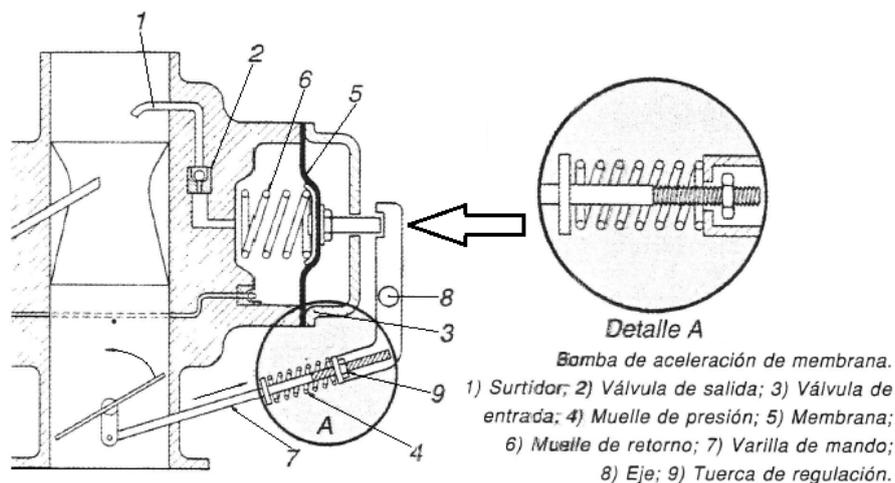


Figura 3.19 Bomba de aceleración de membrana

La varilla 7, que tiene una arandela fija, va articulada en el brazo de la mariposa y su otro extremo entra en un agujero que tiene en el dobléz la palanca de accionamiento; entre la arandela y la solapa está situado el muelle de presión.

Cuando la mariposa se abre, la arandela comprime al muelle y éste, a su vez, empuja a la palanca que bascula en el eje 8 accionando la membrana, siendo el resto del funcionamiento similar al de la bomba de pistón.

3.6.10 Correctores de mezcla.

El funcionamiento básico del circuito de marcha normal es el del carburador elemental. Como el enriquecimiento de la mezcla es progresivo, al aumentar la velocidad del aire,

o lo que es lo mismo, al aumentar el número de revoluciones del motor, resulta que si los diámetros del difusor y del surtidor principal se han calculado para que la mezcla sea correcta a un régimen moderada, o sea, con la mariposa parcialmente abierta, para regímenes altos la mezcla será excesivamente rica; por el contrario, si la mezcla correcta se ha calculado para regímenes altos, a medios gases resultará demasiado pobre. Los correctores de mezcla utilizados en ambos casos se llaman compensadores.

3.6.11 Compensadores.

Si el carburador está preparado para obtener una mezcla correcta a moderadas revoluciones con el surtidor principal, es necesario que el compensador la empobrezca cuando el motor gira más deprisa; esto es lo que hace el compensador de aire antagonista utilizado por las casas Solex y Weber.

En la figura 3.20 se ve el esquema de un compensador de esta clase. En la cavidad del surtidor principal se introduce un tubo, que en el extremo superior tiene un orificio calibrado por donde penetra aire y la parte del tubo sumergida en la gasolina tiene varios taladros laterales. Cuando la velocidad del aire en el conducto de admisión no es grande, la succión se hace sobre la superficie del líquido y la mezcla resulta adecuada. A medida que la succión es mayor, con tendencia a enriquecerse, va bajando el nivel de la gasolina y dejando agujeros del tubo al descubierto, con lo que la aspiración se hace también sobre el aire del soplador; esta corriente de aire tiene sentido contrario al de la gasolina y ejerce un freno sobre ella, consiguiéndose un doble objetivo: más aire y menos gasolina, con lo que la mezcla resulta empobrecida.

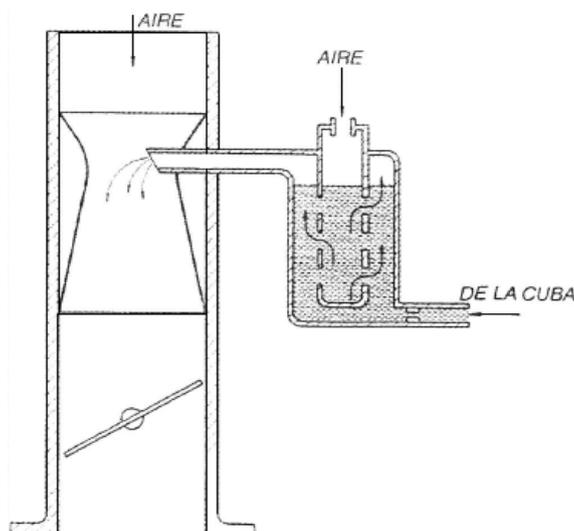


Figura 3.20 Compensador de aire antagonista

Un compensador para enriquecer la mezcla a bajas revoluciones, utilizado por la casa Zenit, es el representado en la figura 3.21. Además del surtidor principal 1 con calibre 2, dispone de un pozo con calibre compensador 3 y un orificio calibrado 4 de toma de aire y desemboca en el conducto de admisión por el surtidor 5.

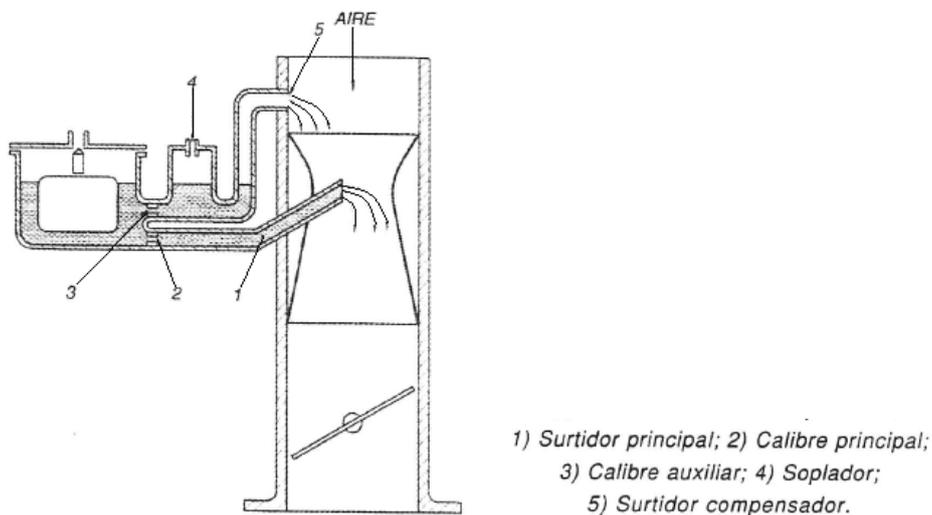


Figura 3.21 Compensador de calibre complementario

A moderadas revoluciones el motor se alimenta de la gasolina del surtidor principal, a más de la que fluye del calibre compensador, corrigiendo la pobreza de la mezcla; a medida que se va acelerando se va consumiendo la gasolina del pozo y, como el calibre compensador es muy pequeño, no la repone en la misma cantidad, por lo que el aire que entra por el calibre 4 burbujea en la gasolina del pozo saliendo mezclado con ella y empobreciendo la mezcla. Cuando el motor gira muy de prisa, agotadas ya las reservas del pozo, la succión se hace directamente al soplador 4 emulsionándose el aire que penetra por él con la gasolina que deja pasar el pequeño calibre 3, con lo que se empobrece más aún.

3.6.12 Economizadores.

Los compensadores son los que se encargan de restablecer mezclas de valores próximos a la estequiométrica, corrigiendo las deficiencias del funcionamiento del carburador elemental, pero hay situaciones en que es posible ahorrar gasolina sin perjuicio de la buena marcha del vehículo, uno de estos casos es cuando el vehículo circula a la velocidad de cruce y otro cuando se levanta el pie del acelerador para utilizar el motor como freno. Para ejercer estas funciones, y complementándose con los compensadores,

los carburadores tienen circuitos economizadores o econostatos, completando así su funcionamiento automático.

Rebajar la riqueza de la mezcla se puede conseguir de dos maneras: aumentando el aire o disminuyendo la gasolina. En la figura 3.22 se puede ver el esquema de un economizador por regulación de aire utilizado por la marca Zenit. En esta figura 1 es el calibre compensador; 2 el pozo y 4 el surtidor del compensador. El pozo tiene dos entradas de aire: un taladro calibrado 5 y una toma superior que se puede obturar mediante una válvula 3 mandada por el vacío que llega por el orificio 6.

Con la mariposa cerrada y el motor al ralentí, el sistema no funciona por no haber succión en los surtidores.

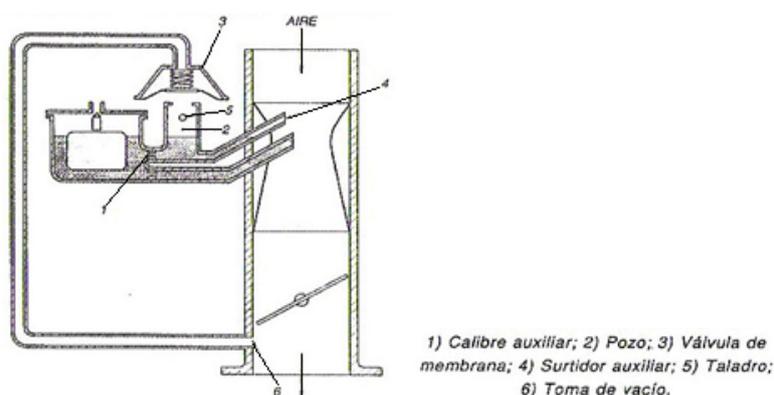


Figura 3.22 Economizador con regulación de aire

Con la mariposa un poco abierta y el motor girando deprisa, la succión en el orificio 6 es grande y la fuerza del vacío tira de la membrana dejando el paso de aire superior libre, con lo que se empobrece la mezcla.

Si la mariposa va parcialmente abierta (caso de la velocidad de crucero), la succión en el orificio 6 decrece y mantiene la válvula más o menos abierta, empobreciendo un poco la mezcla.

Con la mariposa totalmente abierta, la fuerza del vacío es prácticamente nula y la válvula se cierra, entrando únicamente el aire que penetra por el orificio 5 que funciona como compensador.

La figura 3.23 muestra un economizador actuante sobre la gasolina, que es el adoptado, entre otras, por la marca Solex. En este circuito el pozo 1, que actúa como compensador, forma parte del surtidor principal. La gasolina llega a la cámara de la

válvula 3 directamente de la cuba. La membrana de la válvula actúa como bomba al ser empujada por el muelle y la fuerza del muelle es vencida por la depresión que actúa debajo de la membrana que está en comunicación con el conducto de admisión por el agujero 4.

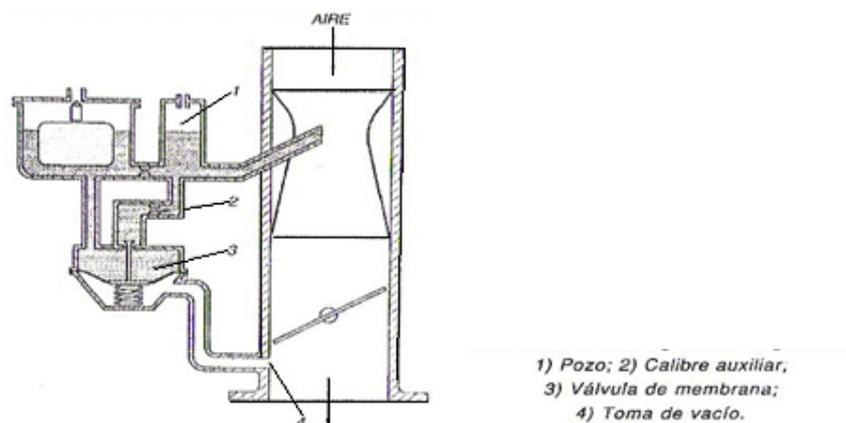


Figura 3.23 Economizador con regulación de gasolina

En la marcha a plenos gases la mariposa va abierta, el vacío en el orificio 4 es pequeño y la válvula deja paso a la gasolina, a través del calibre economizador 2, estableciendo una mezcla próxima a la estequiométrica.

Cuando el vehículo decrece la velocidad y la mariposa va parcialmente abierta, el vacío cierra más o menos la válvula, dejando pasar menos gasolina, con lo que se empobrece la mezcla. Cuando el motor actúa de freno, el vacío es grande y cierra la válvula, consiguiéndose una mezcla pobre.

Al acelerar y abrirse la mariposa, el muelle empuja a la membrana abriendo la válvula y mandando un suplemento de gasolina, de forma similar a como lo hace la bomba de aceleración.

3.6.13 Sistema de arranque en frío.

El motor eléctrico que mueve al motor de explosión para el arranque, lo hace girar entre 150 Y 200 r.p.m. A este número de revoluciones es posible el arranque en caliente, bien sea a través del circuito de ralentí, si el acelerador está sin pisar, o gracias a la gasolina que manda la bomba de aceleración cuando el acelerador se pisa. Pero cuando el motor está frío, hace falta una mezcla muy rica, que ni el circuito de ralentí, ni la bomba de aceleración a no ser que se pise el acelerador repetidas veces, pueden proporcionar, por lo que se hace necesario instalar un circuito especial para el arranque en frío.

La mezcla rica para el arranque en frío se puede conseguir por dos procedimientos: obturando el aire mediante otra mariposa situada por encima del surtidor principal, para incrementar la succión sobre él, o disponiendo de una salida de gasolina especial para el caso.

Al sistema de arranque en frío también se le suele llamar "estárter". Esta palabra, de origen Inglés (starter).

El accionamiento del sistema puede ser manual o automático. Si es manual su empleo debe reducirse al tiempo imprescindible para que el motor funcione con sus circuitos normales. La mezcla de arranque es muy rica y pasados los primeros momentos, en los que la gasolina se condensa en las paredes de los colectores, por falta de vaporización, llega en forma líquida al interior de los cilindros, diluyendo el aceite en la superficie de los mismos, restando eficacia al engrase.

Hasta hace poco tiempo los manuales aconsejaban mantener el estárter con el motor girando al ralentí, hasta conseguir la temperatura de régimen; sin embargo, se ha comprobado que es mejor arrancar con el estárter totalmente tirado, y una vez arrancado el motor, quitarle parcialmente; seguidamente poner en marcha el vehículo y conducir sin pasar el motor de 2500 o 3000 r.p.m., anulando el estárter totalmente en cuanto se note que sin él el coche no da tirones.

Sí el estárter es automático, ya viene reglado para que se vaya anulando a medida que se calienta el motor, aunque tampoco se deben superar las 2500 o 3000 r.p.m. hasta que el motor haya alcanzado la temperatura normal de funcionamiento.

3.6.14 Estrangulador.

El sistema de arranque en frío más usado en la actualidad consiste en disponer una mariposa en la parte alta del conducto de admisión, por encima de los surtidores, que estrangula el paso del aire. De su misión se deriva su nombre: "estrangulador".

Este procedimiento tiene la ventaja, sobre el de circuito aparte de gasolina, de que el vacío sobre el surtidor vaporiza mejor la gasolina. En la figura 3.24 se representa la sección y el funcionamiento del sistema de arranque en frío de un carburador Weber con mando manual. Tal como se ve en la figura, el sistema está en funcionamiento: el estrangulador 1 está cerrado porque desde el tablero de instrumentos, mediante un cable de acero enfundado y sujeto a la palanca 2 con un tornillo prisionero en A, ha trasladado la palanca desde la posición B a la A; al mismo tiempo, la varilla 3 actuando sobre el

brazo 4 ha abierto un poco la mariposa de aceleración 5 para que la succión de los cilindros se haga sobre el surtidor principal. El aire entra por el orificio 6, se mezcla con la gasolina del tubo emulsionador 7 y sale por el surtidor principal 8 al conducto de admisión.

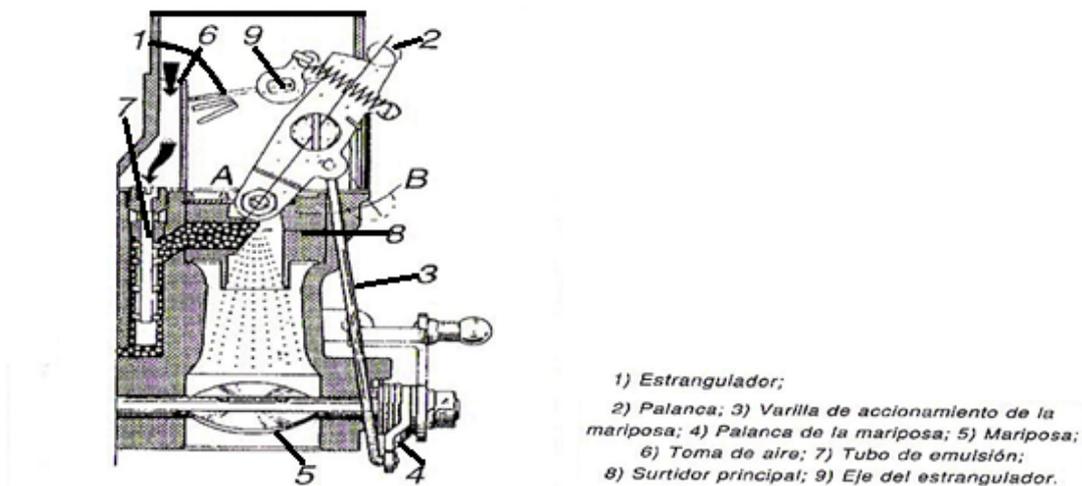


Figura 3.24 Mando manual del estrangulador

Como la única entrada de aire es la del orificio 6, la mezcla es muy rica. Una vez arrancado el motor, al aumentar el número de revoluciones, la aspiración es mayor y con una mezcla tan rica el motor tendería a ahogarse, pero nótese, que el eje 9 donde gira el estrangulador es excéntrico (no está en el diámetro del disco) y además, está unido a la palanca 2 por medio de un muelle. La aspiración hace más fuerza sobre la parte mayor del estrangulador (izquierda en la figura) y la abre parcialmente, dejando entrar más aire para rebajar la riqueza.

El estrangulador se anula al empujar, desde el tablero de instrumentos, el mando de la palanca desde A hasta B, cerrándose al tiempo la mariposa de gases y quedando el motor girando al ralentí. Ya se sobrentiende que las palancas y varilla de mando están situadas en la parte exterior del carburador.

Menos frecuente que los estranguladores con giro excéntrico, son los que llevan una válvula en forma de un pequeño disco presionado por un muelle (Figura 3.25) que cierra unos pasos en una de las alas de la mariposa. La aspiración vence la acción del muelle y deja pasar el aire.

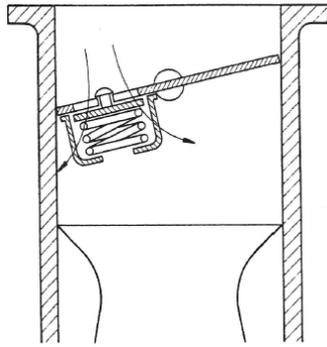


Figura 3.25 Estrangulador con válvula

El esquema de la figura 3.26 muestra el mando automático de un estrangulador en posición de accionado. Casi todas las realizaciones modernas responden a este sistema de funcionamiento.

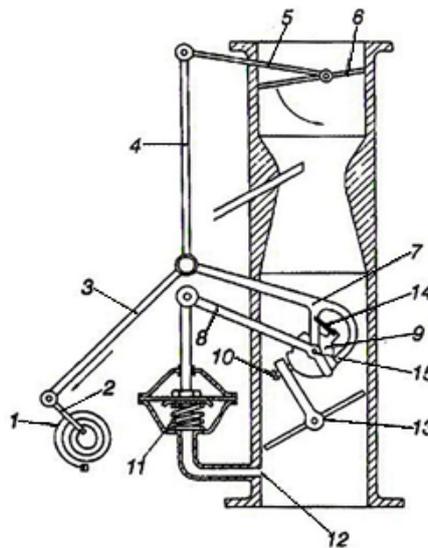


Figura 3.26 Mando automático del estrangulador

El termostato 1 está compuesto por dos flejes adosados de acero de distinta dilatación, soldados entre sí, formando un solo fleje que se enrolla en espiral. Por un extremo va fijo en la caja que lo contiene y, por el otro, acciona la palanca 2. En algunos carburadores Solex se sustituye el termostato bimetálico por un elemento de cera termo dilatante.

Cuando se calienta el motor, el calor afecta al termostato y se dilata; como la lámina interior tiene mayor dilatación que la exterior, la espiral tiende a enderezarse y mueve al brazo 2. El movimiento del brazo 2 tira de la varilla 3 y ésta, a su vez, hace bajar a la

varilla 4, que va abriendo el estrangulador. También la varilla 3 tira de la palanca acodada 7, que bascula en el eje 15.

Articuladas en el eje 15 van otras dos piezas: una leva 9 con una zona en su parte izquierda con dientes escalonados, un escalón tope en el que se apoya la palanca 7 y un saliente por el que se une a la palanca 7 mediante un muelle 14, y otra palanca 8 que se une a un servo de vacío (llamado también "Pull down") por medio de una varilla y su otro extremo empuja a la parte acodada de la palanca 7 cuando baja la membrana del servo. El termostato bimetalico va superpuesto a estos mecanismos en el interior de una caja adosada al cuerpo del carburador; en ocasiones esta caja es de doble pared y por su interior circula el agua de refrigeración, que es la que determina el calentamiento del muelle bimetalico.

Cuando se va a arrancar el motor, hay que pisar primero el acelerador a fondo, con objeto de que el tornillo 10 que tiene el brazo de la mariposa del acelerador se coloque en el escalón más saliente de la leva 9, para que la mariposa quede un poco abierta y la aspiración de los cilindros llegue al surtidor principal. Una vez arrancado el motor, el vacío en el agujero 12 tira de la membrana del servo venciendo la acción del muelle, y la palanca 8, con su extremo libre, levanta el codo de la 7, que basculando en 15 tira de la varilla 4 abriendo parcialmente el estrangulador y dejando pasar aire para rebajar la riqueza de la mezcla. A medida que se va calentando el motor, el termostato va tirando más de la varilla 4, que va abriendo el estrangulador, y de la palanca 7 que por medio del muelle 14 hace girar a la leva 9 hacia la izquierda (libre ya, gracias al servo, del codo de 7) haciendo que el tornillo 10 se vaya apoyando cada vez en escalones más bajos, permitiendo así que la mariposa de gases se vaya cerrando, hasta que alcanzada la temperatura de régimen, el motor quede girando a ralentí.

Al parar y enfriarse el motor, como la mariposa de gases se queda cerrada con el tornillo 10 en el escalón más bajo de la leva 9, aunque el termostato tiende a encogerse no puede hacerlo porque, como el servo no actúa, la palanca 8 permite que el codo de 7 se apoye en la leva. Cuando se va a arrancar el motor frío, al pisar el acelerador a fondo se levanta el tornillo 10, liberando la leva, y la fuerza contenida del termostato, para recuperar su posición en frío, cierra el estrangulador.

Al soltar el acelerador el tornillo se apoya de nuevo en el escalón más alto de la leva, quedando la mariposa del acelerador un poco abierta y preparado el conjunto para el arranque.

3.6.15 Circuito de arranque en frío.

Algunos carburadores, en vez de estrangulador, poseen un circuito especial para el arranque en frío. En la figura 3.27 puede observarse el esquema del procedimiento usado en algunos carburadores Solex. El dispositivo está formado por una caja, adosada al cuerpo carburador, en el interior de la cual gira un eje que soporta dos discos separados por un muelle. El disco 1 tiene dos taladros: el de arriba comunica con la llegada de la gasolina y el de abajo con el conducto de admisión. En esta posición, el disco de la izquierda presenta una muesca a la bola de retención 8, y descubre el calibre de aire 3.

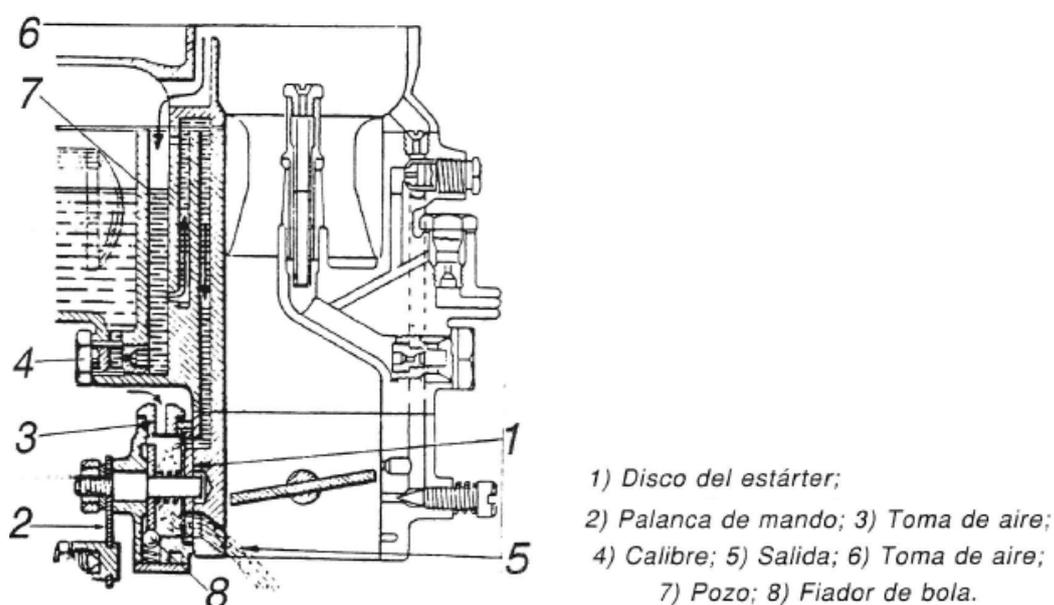


Figura 3.27 Estárter de gasolina

En la parte exterior del eje se acopla la palanca de mando 2, sobre la que se actúa por medio de un cable de acero desde el tablero de mandos.

La gasolina llega al taladro, depósito 7 procedente del calibre 4.

Cuando se acciona el motor de arranque, la mariposa de gases está cerrada (no parcialmente abierta como en el caso de estrangulador) y la aspiración de los cilindros se efectúa sobre el taladro 5. El aire que entra por 3 aspira gasolina del depósito 7 y una rica mezcla llega a los cilindros. Una vez en marcha el motor, la gasolina de 7 va bajando de nivel hasta dejar al descubierto la salida de 7, permitiendo que el aire pueda penetrar por el soplador 6 y mezclarse con ella, llegando a la cámara de los discos en forma de emulsión, con lo que al unirse al aire de 3 disminuye la riqueza inicial.

Cuando se acelera, es menor la succión sobre el taladro 5, el efecto del estárter es mucho menos enérgico, con lo cual se autorregula solo. Una vez caliente el motor se anula desde el mando del tablero.

El mismo efecto que se consigue con los discos giratorios se puede lograr por medio de un pistón, como se muestra en la figura 3.28, que es un dispositivo usado por algunos carburadores de la marca Weber.

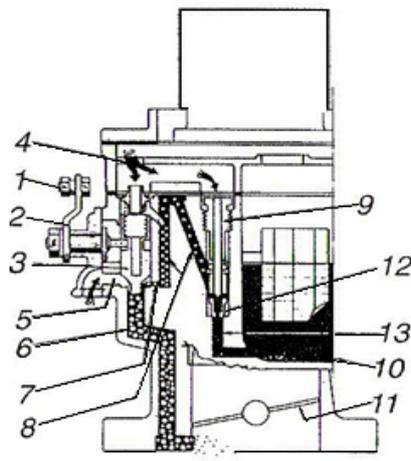


Figura 3.28 Estárter de embolo

Al ir a poner en marcha el motor, desde el tablero, por medio de un botón, se tira de un cable de acero que va cogido al brazo 1, cuyo eje 2 es excéntrico y levanta el pistón hueco del estárter 3. La gasolina procedente de la cuba 10 llega al pozo 12 y al calibre 10, alcanzando el nivel de la cuba.

Con la mariposa del acelerador 11 cerrada, cuando el motor empieza a dar las primeras vueltas movido por el arranque, la succión se efectúa por el canal 6 y por el espacio que deja el pistón al levantarse, a los conductos 7 y 8. El aire que penetra por el espacio 4 pasa por el calibre de aire 9 y por el centro del pistón 3, absorbiendo la gasolina del pozo. La mezcla así formada, que es demasiado rica, sufre una nueva emulsión con el aire que entra por el orificio 5. Cuando el estárter ya no es necesario, con el mando se baja el pistón 3 que cierra el conducto de aspiración 6.

Estos dos tipos de estárter también pueden tener mando automático (autoestárter), y en ese caso un termostato bimetálico en espiral (semejante al del mando del estrangulador), es el encargado de girar los discos o mover el pistón abriendo o cerrando el estárter según la temperatura del motor.

3.6.16 Dispositivo anticontaminante.

Para poder ajustar con mayor precisión la emisión de monóxido de carbono en los gases de escape, que se produce con las mezclas ricas de ralentí, sin sobrepasar los límites impuestos por la legislación, algunos carburadores se complementan con un dispositivo de anticontaminación. Este dispositivo (Figura 3.29) consiste en otro circuito de ralentí 1 en paralelo con el normal, que tiene la salida al conducto de admisión 2, también por debajo de la mariposa, ajustable con el tornillo 3.

Después de regular el circuito normal mediante el tornillo 4, se consigue por medio del 3 una mayor sensibilidad. Como se explicará más adelante, estos reglajes se efectúan con la ayuda de un analizador de gases.

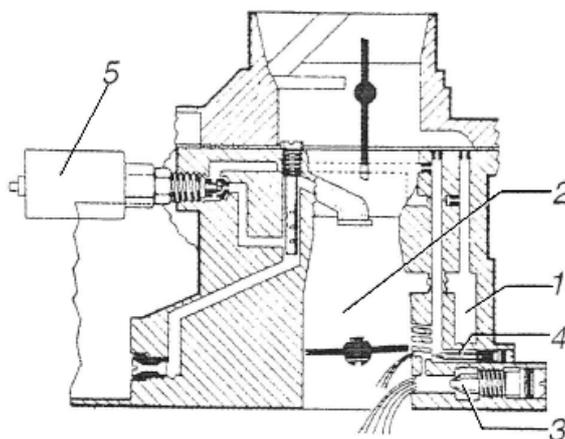


Figura 3.29 Circuito anticontaminador

3.6.17 Válvula electromagnética de ralentí.

Los motores modernos tienen una elevada relación de compresión. Para poder vencer las fuerzas de compresión que se oponen a la subida de los émbolos o pistones en ese tiempo, el motor debe tener una cierta potencia, para lo cual, en ralentí, debe girar a velocidades cercanas a las 1000 r.p.m. A este número de revoluciones la inercia de giro puede ser suficiente para vencer alguna compresión después de quitado el contacto de encendido, y como las mezclas de ralentí son muy ricas y no se queman totalmente, si el motor está caliente se pueden conservar partículas en estado incandescente y encender la nueva mezcla de forma incontrolada. Esto da lugar a que el motor siga girando irregularmente por efecto del autoencendido.

En muchos motores esto solo sucede si el régimen de ralentí es superior al que corresponde, pero en otros, lo haría normalmente si no estuviera dotado el carburador de

un dispositivo para evitarlo. Este dispositivo consiste en una válvula electromagnética 5 de la figura 3.29 que, combinada con la llave de encendido, se abre al poner el contacto, dejando libre el conducto de ralentí y al desconectar el encendido obtura el paso de la mezcla.

3.6.18 Carburadores de doble cuerpo.

Hay carburadores dobles y carburadores de doble cuerpo. Los carburadores dobles son, en realidad, dos carburadores independientes y adosados que únicamente comparten la caba, que es común para los dos, y la toma principal de aire. Cada uno de estos carburadores alimenta a la mitad de los cilindros de que se compone el motor y las mariposas de aceleración funcionan sincronizadas, esto es, se abren y cierran al mismo tiempo.

Los carburadores de doble cuerpo, tienen dos conductos de admisión que se unen por debajo de las mariposas de aceleración, desembocando en el mismo colector de admisión.

Los carburadores de doble cuerpo son muy utilizados en motores con cilindradas superiores a los 1500 cm³. El volumen de gases aspirados por estos motores es considerable y resulta que, si el diámetro del difusor del carburador proporciona una velocidad del aire adecuada a regímenes altos, a marchas moderadas esta velocidad resulta insuficiente.

Es cierto que para eso están los compensadores pero, en definitiva, el doble cuerpo no deja de ser un compensador. Los dos cuerpos funcionan de forma escalonada, esto es: para bajas velocidades sólo funciona el principal y a partir de una posición de la mariposa del primero, comienza a abrirse la del segundo, causando un efecto parecido al que tendría un difusor de diámetro variable. Así, cuando el motor funciona a bajo régimen, al ser el diámetro del difusor principal más pequeño que si fuera uno solo, el aire adquiere velocidad para arrastrar gasolina, en cantidad suficiente, del surtidor principal. Cuando al acelerar el motor surge el riesgo de una velocidad del aire excesivamente grande, se abre la mariposa del segundo cuerpo, con lo que aumenta la cantidad de aire sin aumentar la velocidad a su paso por los difusores.

No se puede generalizar sobre la disposición de los correctores de mezcla en los carburadores de doble cuerpo, ya que pueden afectar al primer cuerpo, al segundo o repetirse en los dos igualmente, puede tener un solo estrangulador en el cuerpo principal

o uno en cada cuerpo. En el primer caso, durante el arranque, la mariposa de aceleración del segundo cuerpo permanece totalmente cerrada. También el circuito de ralentí puede ir instalado únicamente en el cuerpo principal, o en los dos, o ir en el principal y tener un circuito de progresión en el segundo. El funcionamiento del circuito de progresión de un carburador Weber se deduce de la figura 3.30; en ella se aprecian dos circuitos de ralentí iguales, uno en cada cuerpo. La única variación está en los orificios de salida a los conductos de admisión. En el detalle A se ve el funcionamiento en ralentí. La mariposa del segundo cuerpo (izquierda) está totalmente cerrada y los orificios de salida quedan por encima de ella (el funcionamiento del primero es el ya conocido para los carburadores monocuerpo). Después de abrirse la mariposa del primero un cierto ángulo, y pasar a alimentarse del surtidor principal, se comienza a abrir la mariposa del segundo. Esto podría crear un exceso de aire, porque a pequeñas aberturas de la segunda mariposa el aire no tiene fuerza para arrastrar gasolina de su surtidor, sin embargo, al dejar al descubierto los orificios de progresión (detalle B) sale mezcla por ellos, salvando así el bache.

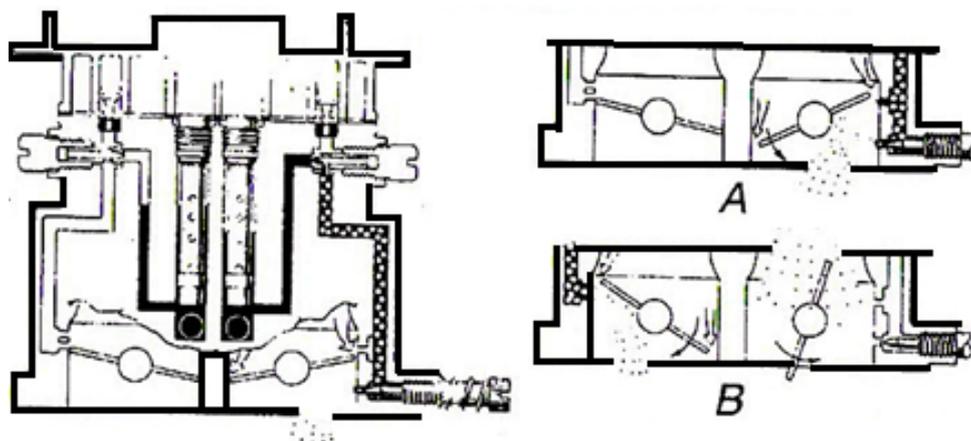


Figura 3.30 Circuito de ralentí en un carburador de doble cuerpo

En la figura 3.31 puede apreciar el funcionamiento del mando escalonado de las mariposas de aceleración y, también, el conjunto de varillajes de mando del estrangulador (único en este caso).

Al cerrar el estrangulador la varilla 1 entreabre solamente la mariposa 2 del primer cuerpo, que es donde actúa el estárter. Cuando se pisa el acelerador, el tetón 3 de la palanca del acelerador se desplaza por la ranura 4 del brazo de mando de la mariposa 5 del segundo cuerpo, y solamente empieza a abrirla cuando el tetón hace tope con el final de la ranura.

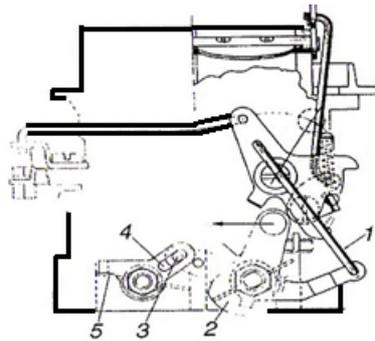


Figura 3.31 Mando escalonado de las mariposas del acelerador

Aunque los circuitos de marcha normal son iguales para los dos cuerpos en cuanto a su forma, suelen variar las dimensiones de las bridas (diámetros de los conductos de admisión por debajo de las mariposas), de los difusores, de los calibres de gasolina y de aire, siendo mayores los del segundo cuerpo. Por ejemplo, en el carburador Solex modelo 32/34 CICSA, las bridas miden: 32 mm la del primer cuerpo y 34 mm la del segundo; los difusores 24 y 25 mm los calibres de gasolina miden 115 y 120 centésimas de mm, respectivamente, y los calibres de aire 155 centésimas de mm el del cuerpo principal y 160 el correspondiente al segundo cuerpo. En los calibres y sopladores de los correctores de mezclas que se repiten en los dos cuerpos, también suelen tener mayores dimensiones los del segundo cuerpo.

3.7 Alimentación del carburador.

Al carburador llega la gasolina a presión procedente de una bomba aspirante, normalmente de tipo mecánico, aunque también puede ser eléctrica. Esta bomba, que es movida por el árbol de levas, aspira la gasolina del depósito y la manda al carburador. La conducción de la gasolina entre el depósito y la bomba, y entre la bomba y el carburador, se hace mediante tubos que pueden ser de cobre, de goma sintética o de plástico.

3.7.1 Bomba de gasolina.

La figura 3.32 muestra el esquema de funcionamiento de una bomba de gasolina mecánica. La membrana 10 divide a la bomba en dos partes: el cuerpo superior y el cuerpo inferior. Ambos cuerpos van unidos por tornillos, con la membrana haciendo de junta. Existen también bombas unidas por "engatillado", en las que el cuerpo superior es

de chapa y se rebordea sobre el inferior (como una lata de conservas); esta clase de bombas no se pueden desmontar.

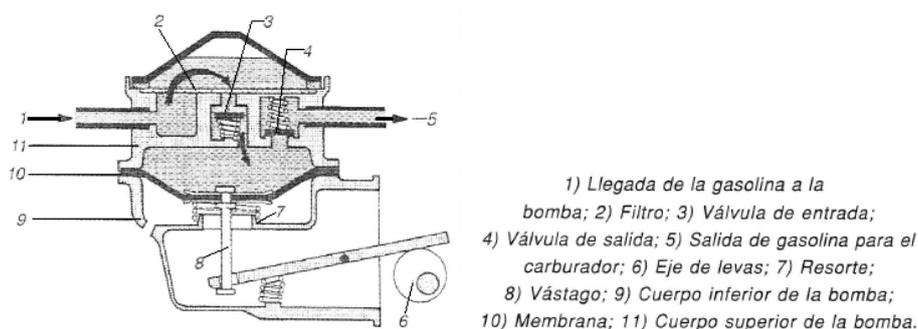


Figura 3.32 Funcionamiento de la bomba de alimentación en la fase de aspiración

En el cuerpo superior van instaladas las válvulas de aspiración 3 y de salida 4, el filtro 2, que es de tela metálica (latón) muy fina, los tubos de entrada 1 y de salida 5, todo ello cerrado con una tapa y junta.

La tapa va fijada con un tornillo central, o engatillada.

En el cuerpo inferior se monta la membrana 10 que va remachada entre dos platillos, en la parte superior del vástago 8, el resorte de presión 7 (que es quien actúa sobre la membrana), y la palanca de accionamiento, que transmite el movimiento de la leva 6 al vástago 8. El orificio 9 sirve para equilibrar la presión originada por los movimientos de la membrana.

3.7.2 Funcionamiento.

Continuando con la figura 3.32 se ve cómo la leva, o mejor la excéntrica, al girar levanta la palanca que bascula en su centro tirando del vástago hacia abajo y con éste de la membrana. La depresión creada por la membrana hace que la válvula 3 venza la acción del muelle que la mantiene cerrada y la aspiración se transmite al depósito, al tiempo que refuerza la acción del muelle de la válvula de salida 4 asegurando el cierre.

Una vez lleno de gasolina el cuerpo de la bomba (Figura 3.33), el muelle 7, va haciendo subir la membrana. La presión originada por el muelle sobre la gasolina, hace que se cierre la válvula de aspiración y que se abra la de salida, mandando gasolina a la cuba del carburador a medida que lo permite el nivel de la cuba controlado por la boya. (En algunas bombas, además de los tubos de entrada y salida hay un tercero de retorno al depósito, que sustituye al del carburador haciendo la misma función), se entiende que

para que esto funcione, la presión que origina el muelle sobre la gasolina tiene que ser menor que la que hace la boya sobre la sección de entrada de la aguja de la válvula del carburador, porque si no se desbordaría la cuba. Como dato diremos que, en este caso, la presión de la gasolina, es igual a la fuerza del muelle dividida por el número de centímetros cuadrados de superficie de la membrana, y que la presión de la aguja es igual a la fuerza ascensional de la boya dividida por la sección, también en centímetros cuadrados, del orificio de entrada de la válvula.

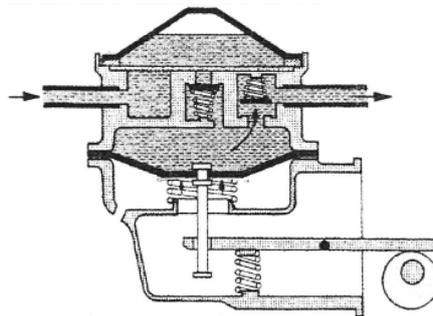
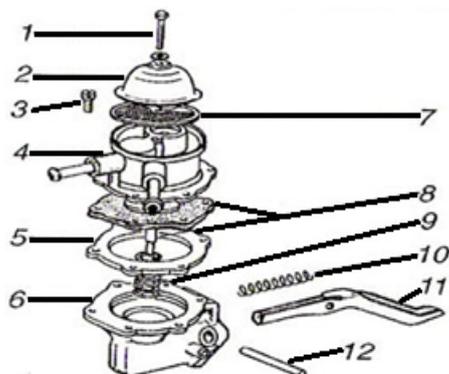


Figura 3.33 Bomba de alimentación en fase de impulsión

A la vista del mecanismo excéntrica-palanca-vástago, se aprecia que mientras la membrana esté bajo la palanca trabaja en vacío, y solamente cuando la garganta de la palanca se encuentra con el resalte del vástago, tira de él hacia abajo; o sea, que la membrana no trabaja en todo su recorrido, porque apenas inicia la subida la excéntrica la hace bajar de nuevo, estableciéndose un rápido movimiento de la membrana, cuya periodicidad es igual al número de vueltas que da el árbol de levas.

En la figura 3.34 se muestra el despiece de una bomba de gasolina del tipo descrito.



- 1) Tornillo de fijación de la tapa; 2) Tapa superior; 3) Tornillo unión semicuerpo; 4) Semicuerpo superior; 5) Junta para semicuerpo; 6) Semicuerpo inferior; 7) Filtro; 8) Membrana; 9) Muelle para eje de accionamiento de la bomba; 10) Muelle retención puntal de accionamiento; 11) Puntal de accionamiento bomba; 12) Eje.

Figura 3.34 Esquema de los elementos de la bomba de alimentación

En la figura 3.35 una sección del motor con el montaje de la bomba, en la que se puede ver la junta entre el bloque y la bomba, y el apoyo de la palanca de la bomba sobre la excéntrica del árbol de levas. La figura 3.36 corresponde a una bomba de gasolina perteneciente a un Ford Escort para montaje en la culata.

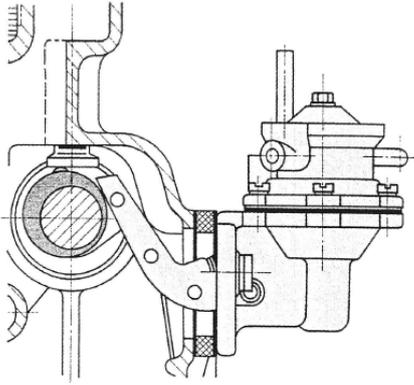


Figura 3.35 Posicionamiento de la bomba de gasolina en el bloque

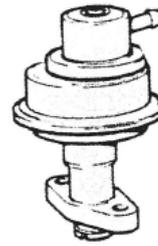


Figura 3.36 Bomba de gasolina para montaje en culata

A las bombas de gasolina que no son desmontables, no se les puede limpiar el filtro. Para evitar en lo posible que éste se ensucie, algunos motores que montan este tipo de bomba llevan otro filtro a la entrada de la misma (Figura 3.37). Este filtro es una cápsula de plástico que en su interior tiene un elemento filtrante de papel; cuando se monta hay que tener la precaución de que la flecha que tiene grabada quede en dirección a la corriente de gasolina. En otras ocasiones estos filtros se intercalan entre la bomba de gasolina y el carburador como medida preventiva.

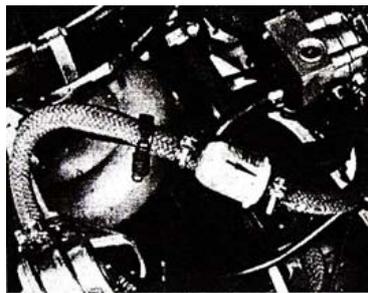


Figura 3.37 Montaje de un filtro de gasolina

3.7.3 Bomba eléctrica de gasolina.

Las bombas de gasolina con mando eléctrico (Figura 3.38), tienen un funcionamiento análogo a las bombas mecánicas en lo que al cuerpo superior se refiere. Cuando la

membrana 1 baja, la depresión abre la válvula de entrada 9 y cierra la de salida 10, llenándose el cuerpo de la bomba, y cuando la membrana hace compresión por la fuerza del resorte 3, es la 10 la que se abre y la 9 la que se cierra, mandando gasolina al carburador. Como puede verse, en el cuerpo inferior se ha sustituido el mecanismo de la palanca y la leva por una bobina magnética. El vástago 5 se desplaza en el interior de la bobina 4; en la parte superior del vástago se halla el núcleo 2, que es un disco de hierro, y entre él y la bobina está el muelle de presión de la bomba. La parte inferior del vástago, cuando sube, por medio de la palanca inversora 6, cierra los contactos 7 dejando pasar la corriente eléctrica, que llega al terminal 8, procedente de la llave de contacto. Al pasar la corriente por la bobina crea un campo magnético, que atrae al núcleo 2, venciendo la acción del muelle y llenando la cámara de gasolina. Al mismo tiempo, al bajar el vástago, su extremo actúa sobre la palanca 6 y separa los contactos, con lo que el campo magnético desaparece. A continuación, con la cámara llena y sin campo magnético, el muelle va haciendo subir a la membrana mandando gasolina al carburador con la membrana sube también el vástago, hasta que vuelve a establecer el contacto de la corriente de la bobina para repetirse el ciclo.

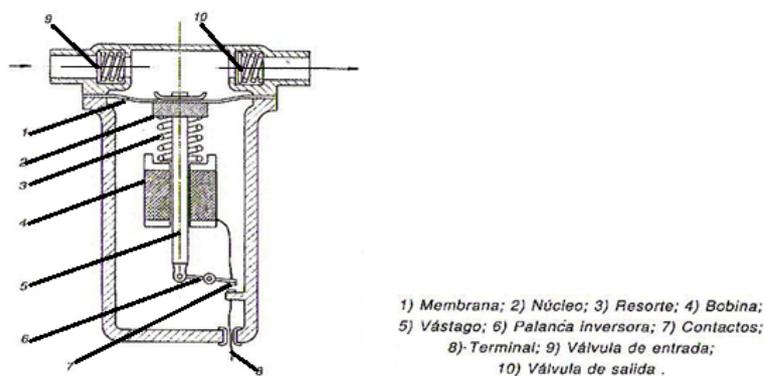


Figura 3.38 Esquema de una bomba eléctrica de gasolina

3.7.4 Depósito de gasolina.

El depósito de gasolina está formado por un recipiente de chapa con una capacidad suficiente para proporcionar al vehículo una autonomía de marcha de unos 500 km.

Está construido en dos mitades, por embutición, que se sueldan posteriormente. Las superficies exteriores van protegidas por un baño de estaño y después pintadas.

Es de destacar que, una vez que ha contenido gasolina, para hacer reparaciones en él no debe emplearse ningún tipo de soplete por haber riesgo de explosión. Las soldaduras deben hacerlas especialistas tomando las oportunas precauciones En la Figura 3.39

puede verse el esquema de un depósito en el que distinguimos: la boca de llenado 1; el respiradero 2, para que no se cree una depresión a medida que se gasta la gasolina o una sobre presión con las altas temperaturas ambientales; el depósito 3; el tubo de salida de gasolina 4; el tubo de retorno desde el carburador 5; el aforador 6 (medidor del nivel de gasolina); el tapón de vaciado 7; el filtro de salida 8; los tabiques de chapa perforados 9, para disminuir los empujes laterales de la gasolina en las curvas; y finalmente el flotador del aforador 10.

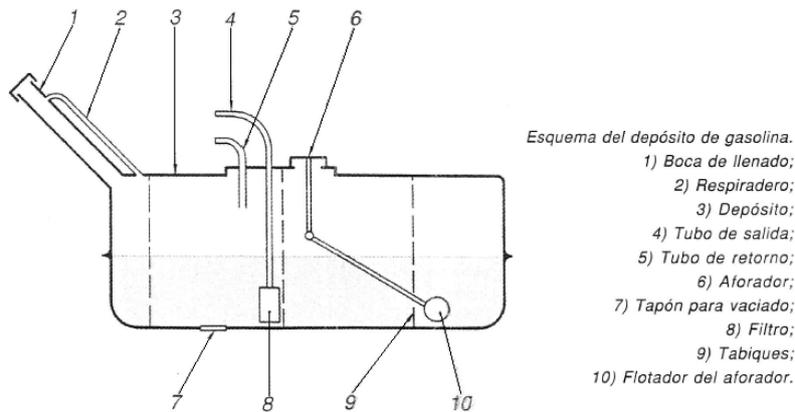


Figura 3.39 Esquema del depósito de gasolina

La Figura 3.40 muestra el despiece del depósito de gasolina de un Renault 21 y su colocación en el vehículo, y la figura 3.41 el registro, con la tapa quitada, que tiene el vehículo en el piso del maletero, donde se ven las conexiones (expresadas en la figura 3.39 con el número 15) de los tubos de salida 2, de retorno 3, de respiración 4 y aforador 1.

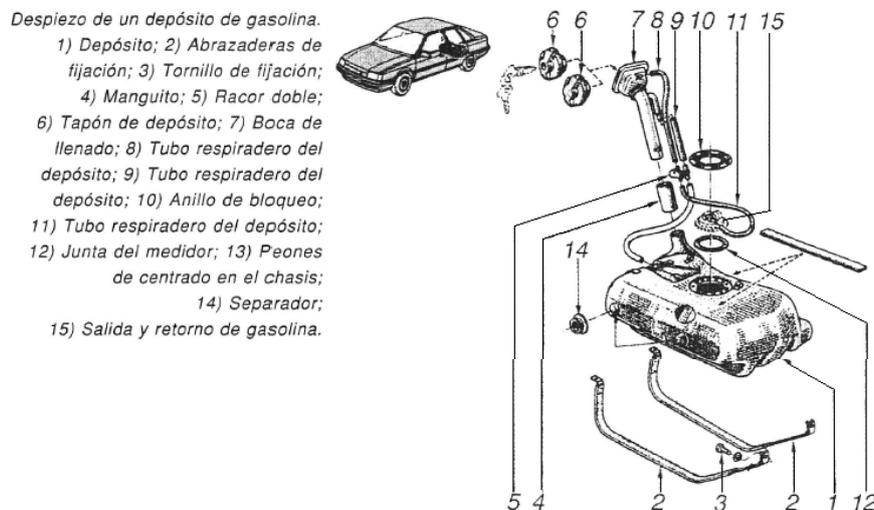


Figura 3.40 Despiece de un depósito de gasolina

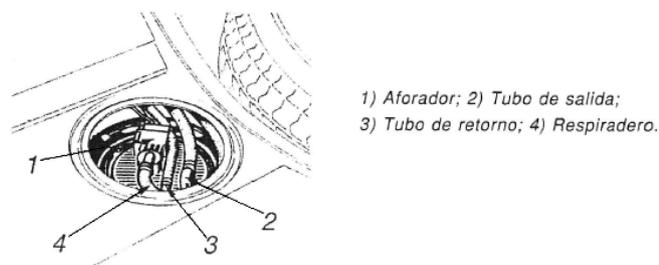


Figura 3.41 Registro del depósito de gasolina

3.7.5 Filtro de aire.

El tráfico rodado, más en ciudad que en carretera, arremolina y mantiene en suspensión numerosas partículas de polvo, que es aspirado junto con el aire por el motor. Una vez en los cilindros, forma una pasta abrasiva con el aceite, que desgasta rápidamente los elementos móviles. Para evitar el paso del polvo, en todos los motores se coloca un filtro a la entrada del carburador, sujeto a él mediante tornillos o por una brida.

Estos filtros deben reunir los requisitos siguientes:

Elevada eficiencia filtrante. Los filtros usados en automoción eliminan hasta el 98% de las partículas salidas contenidas en el aire.

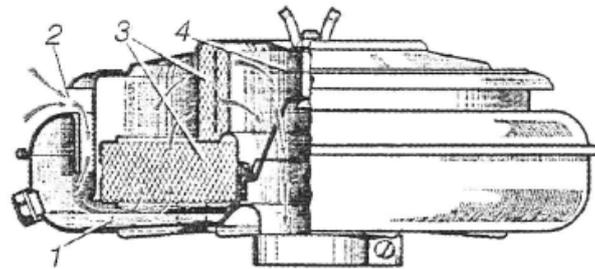
Buen poder acumulador. Deben poder funcionar largo tiempo sin limpiarlos o cambiarlos.

Baja pérdida de carga. Deben ofrecer muy poca resistencia al aire para que las pérdidas de carga en el motor sean poco importantes.

Silenciosos. En esto influye, no sólo la calidad y forma del elemento filtrante sino también el diseño de la carcasa que lo contiene.

Los filtros pueden ser de dos clases: húmedos o secos. Los húmedos (Figura 3.42) están compuestos de dos partes: la carcasa, que sirve de bandeja de aceite 1, y la tapa, en la que va sujeto el elemento filtrante 3. La carcasa y la tapa se unen por medio de un espárrago con mariposa, dejando entre ellas el espacio 2 para que entre el aire. La bandeja tiene un nivel de aceite controlado por una señal o un tapón como se ve en la figura, sin que tenga que llegar a mojar al elemento filtrante. El elemento filtrante está formado por lana de hierro empaquetada en chapa perforada o tela metálica, impregnada en aceite. Al aspirar el motor, el aire penetra por toda la periferia 2 del cuerpo del filtro y choca con la masa de aceite 1, por inercia, las partículas más pesadas se hunden en el

aceite; el aire continúa por el elemento filtrante 3 donde termina de purificarse, y pasa por el centro del filtro 4 al carburador.



1) Bandeja de aceite; 2) Entrada de aire al filtro;
3) Materia metálica filtrante; 4) Paso del aire
filtrado a los cilindros.

Figura 3.42 Filtro de entrada de aire bañado en aceite

Los filtros secos son los utilizados actualmente por casi todos los automóviles de turismo. En la figura 3.43 se puede ver el despiece de uno de estos filtros. Está compuesto por un plato soporte con la toma de aire 1 y la salida al carburador 2, en él se asienta el cartucho filtrante 4 y el conjunto va cerrado con la tapa 5 con interposición de la junta 3. El cartucho filtrante está constituido por una cartulina porosa especial, doblada en forma de acordeón para aumentar la superficie filtrante (Figura 3.44) Y encerrada entre dos cilindros de chapa perforada y dos arandelas de goma que hacen de juntas para que el único paso de aire sea a través de las chapas perforadas.

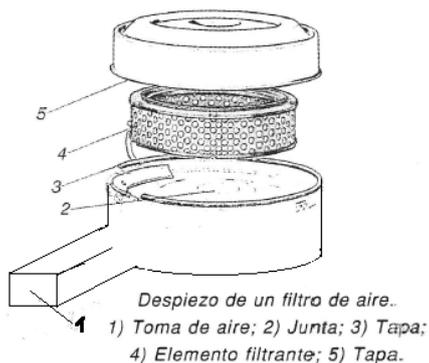


Figura 3.43 Despiece de un filtro de aire

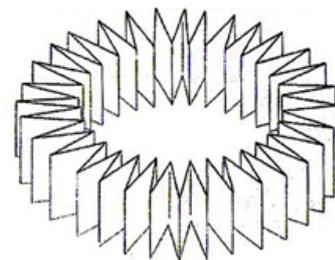


Figura 3.44 Elementos filtrante de papel poroso

3.7.6 Calefacción del aire.

Es sabido que una de las causas de tener que emplear una mezcla rica en el arranque es la falta de vaporización de la gasolina por la baja temperatura del aire. Como el colector de escape se calienta rápidamente con las primeras explosiones, en la mayoría de los

motores, se recurre a tomar el aire, para la alimentación del motor, de sus inmediaciones, hasta que el motor alcanza su temperatura de régimen, después, como el aire caliente, por estar dilatado reduce el rendimiento volumétrico, se toma de una parte del compartimento del motor más fresco. El dispositivo que efectúa el cambio de la toma de aire está situado, normalmente, en el filtro de aire.

Un dispositivo clásico de este tipo es el representado en la figura 3.45. En él se pueden ver la toma de aire frío 1, la toma de aire caliente 2, la compuerta 3, el tubo de mezcla de aire frío y caliente 4 y el elemento termostático de cera dilatante 5. Cuando el motor está frío, la compuerta 3 mantiene la toma de aire frío 1 cerrada. A medida que se va calentando el motor, la cápsula de cera 5 se va dilatando y, al estirarse, empuja a la compuerta desde su bisagra, haciéndose la toma de aire por los dos conductos. Cuando el motor está caliente, la compuerta cierra el paso 2 dejando pasar únicamente aire frío por la toma 1.

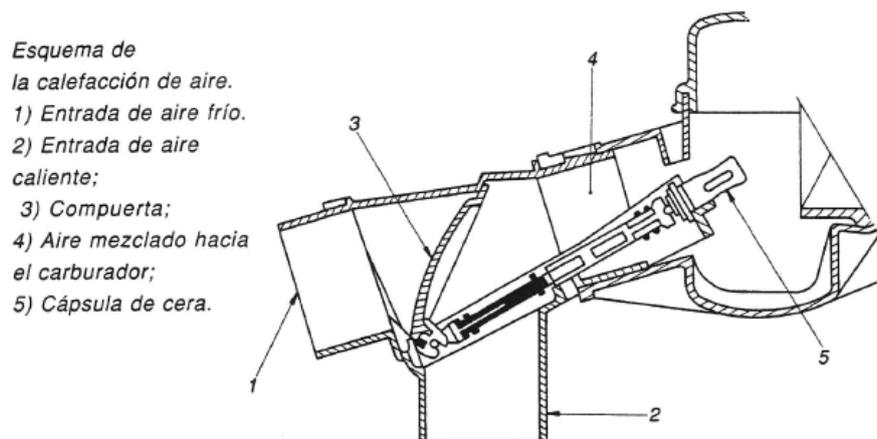


Figura 3.45 Esquema de la calefacción de aire

3.7.7 Ventilación del cárter.

Como consecuencia del empleo de mezclas ricas, sobre todo en el arranque, cuando por estar los émbolos fríos (aún sin dilatar) las holguras son superiores a las de trabajo normal, parte de la gasolina diluye el aceite que hay en las paredes de los cilindros y pasa al cárter.

En contacto con las piezas más calientes del motor se producen vapores de aceite que hay que eliminar para que no se cree una presión que podría reventar alguna junta o provocar pérdidas de aceite por los retenes.

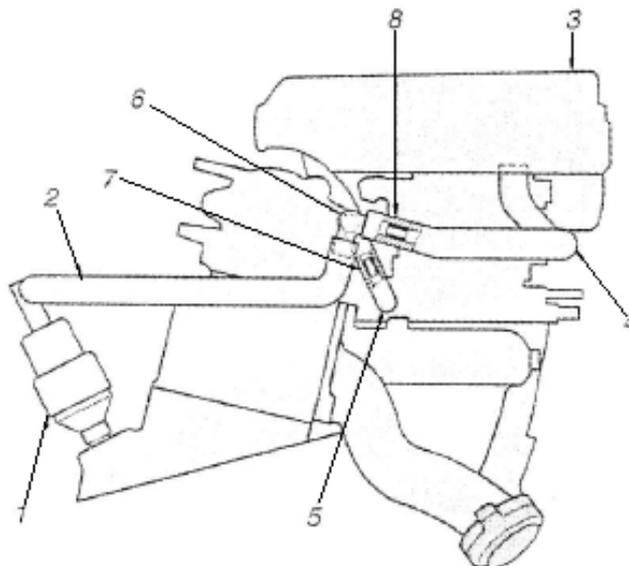
Los gases formados en el cárter pueden verse incrementados por las pérdidas de compresión a través de los segmentos si el motor está desajustado.

Antiguamente, estos gases se dejaban salir al exterior por un tubo de goma o plástico, que conectado en la tapa de balancines los conducía a la parte baja del compartimento del motor. En la actualidad este vertido está prohibido por ser estos gases agentes contaminantes.

La solución que se ha adoptado es conducir estos gases, a través del carburador a las cámaras de explosión. Allí, después de engrasar las partes altas del cilindro y las válvulas, se queman. De esta manera, además de eliminarlos, se beneficia el motor.

En la figura 3.46 se representa el esquema del circuito de respiración de los vapores de aceite de un motor Renault, cuyo funcionamiento es el siguiente.

El decantador 1, que está situado en la tapa de balancines, es un recipiente que sirve para que se depositen en él las gotas líquidas que pueden acompañar a los vapores y que, por su forma de embudo, escurran de nuevo al interior del motor. También puede llevar una rejilla para evitar que si se producen explosiones en el carburador, la llama pase al interior del motor.



1) Decantador; 2) Canalización (decantador, racor 3 vías); 3) Filtro de aire; 4) Canalización (filtro, racor 3 vías); 5) Canalización (racor 3 vías, plantilla carburador); 6) Racor 3 vías; 7) Calibre \varnothing 1,7 mm; 8) Calibre \varnothing 1,7 mm.

Figura 3.46 Reaspiración de los vapores del cárter

Los vapores son conducidos por el tubo 2 hasta el racor de tres vías 6. De este racor parten dos tubos más; uno, el 5, dotado del calibre 7, va a la parte inferior del conducto de admisión del carburador y, el otro, el 4, también con calibre 8, se conecta al filtro del aire 3. Cuando el motor funciona al ralentí, los vapores son absorbidos directamente al conducto de admisión (el calibre 7 es de un diámetro de 1.7 mm para no desequilibrar el carburador con una toma de aire grande).

Cuando la mariposa del acelerador va abierta, como el vacío en el conducto de admisión es pequeño, la aspiración de los vapores se hace desde el filtro de aire (el calibre 8 es de un diámetro de 7 mm y su misión es restringir el paso para disminuir la succión, ya que los gases de por sí tienen una cierta presión).

CAPÍTULO IV

4. SOBREALIMENTACIÓN DE LOS MOTORES. TURBOCOMPRESOR.

4.1 Objeto de la sobrealimentación:

Cuando se desea incrementar la potencia de un motor, se hace necesario aumentar el volumen de mezcla aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de mayor cantidad de aire, a la que se sumará la gasolina necesaria para que la mezcla resulte idónea.

Por cuanto se refiere al volumen de combustible, los sistemas de inyección, tanto Diesel como de gasolina, son capaces de proporcionar el necesario, mientras que la mayor cantidad de aire debe ser suministrado favoreciendo el efecto de aspiración creado en el descenso del pistón en la carrera de admisión. Ello puede lograrse actuando sobre la forma y dimensiones de los conductos de admisión, diámetro y alzada de las válvulas, número de éstas, tomas dinámicas de aire, etc. Pero la solución más eficaz consiste en sobrealimentar el motor por medio de un compresor. De esta manera, la sobrealimentación es empleada para introducir en el cilindro un peso de fluido activo superior al correspondiente a la aspiración normal. Con ello se obtiene mayor potencia a igualdad de cilindrada.

Con el objeto de no alcanzar presiones máximas del ciclo demasiado elevadas, en los motores sobrealimentados se reduce ligeramente la relación de compresión, con respecto al valor correspondiente al motor atmosférico (no sobrealimentado). Con esto disminuye ligeramente el rendimiento térmico, pero ello es necesario (sobre todo en los motores de gasolina), para evitar el peligro de detonación que conlleva el aumento de presión al final de la fase de compresión, que tiene lugar al mejorar llenado del cilindro. Este riesgo no existe en los motores Diesel, en los que al contrario de lo que ocurre en los de gasolina, el aumento de presión implica una disminución del retardo a la inflamación, que da como resultado un funcionamiento menos rudo del motor.

El término compresor se utiliza para referirse a la bomba que suministra al motor el aire bajo presión, cuyo propósito fundamental es barrer el gas quemado y asegurar un completo llenado de aire fresco en cualquiera de las condiciones de funcionamiento del motor.

Así pues, con la sobrealimentación se consigue aumentar el área útil del ciclo térmico del motor, a consecuencia del incremento de la densidad del aire y el aumento de la

presión de alimentación, como se ha representado en la Figura 4.1, en la que la curva de trazo continuo es la referida al ciclo sobrealimentado y la de trazo discontinuo a la aspiración natural, siendo P_a el valor de la presión atmosférica y P_s el de la presión de sobrealimentación.

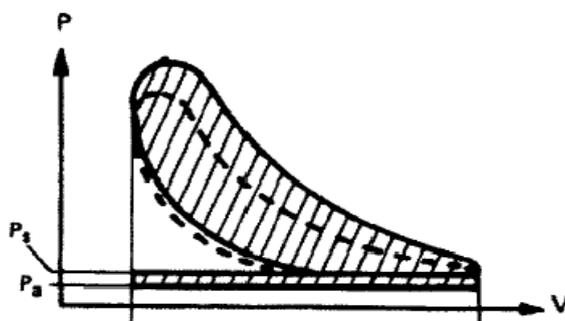


Figura 4.1 Sobrealimentación

Con el aumento de la presión de la sobrealimentación se consigue evacuar mejor los gases quemados, realizando un mejor barrido del cilindro con los frescos, con lo cual, aumenta el rendimiento volumétrico. La consecuencia final es un aumento sensible de la potencia del motor, que en los casos de sobrealimentación muy acusada puede llegar a ser muy importante, más si entre el compresor y el cilindro se interpone un refrigerador del aire y se eleva simultáneamente el régimen de giro del motor.

4.2 Sistemas de sobrealimentación:

Fundamentalmente podemos clasificar en dos tipos los compresores de aire utilizados en los sistemas de sobrealimentación: los volumétricos y los centrífugos. Los primeros pueden ser de lóbulos, paletas o pistones, mientras que los segundos están compuestos esencialmente por un rotor centrífugo. Los compresores volumétricos son accionados mecánicamente desde el propio motor, del cual reciben movimiento por medio de correas generalmente, lo que supone una sustracción de potencia al motor, que es necesaria para realizar su arrastre. Los centrífugos pueden ser accionados por este mismo principio, o por medio de una turbina que aprovecha la energía que poseen los gases de escape (turbocompresores), en cuyo caso, la sobrealimentación se obtiene sin restar apenas potencia al motor.

Los compresores volumétricos suelen ser generalmente del tipo de lóbulos, como el representado esquemáticamente en la Figura 4.2, donde se muestra las distintas fases de su funcionamiento, que es parecido al de una bomba de aceite de engranajes. Los

lóbulos de los rotores se acoplan entre si y giran en direcciones opuestas. Cuando un lóbulo se desplaza, lo hace también la cavidad existente entre dos lóbulos, creando un vacío entre esta cavidad y la carcasa que se llena de aire, que es arrastrado hacia la salida con el giro de los rotores, tal como se muestra en la Figura.

Dado que los lóbulos del rotor giran dentro de tolerancias restringidas y que nunca están en contacto, no es necesario ningún tipo de lubricación dentro de la carcasa del compresor. Sin embargo, los cojinetes de apoyo de los rotores requieren una lubricación constante procedente del sistema de engrase del motor.

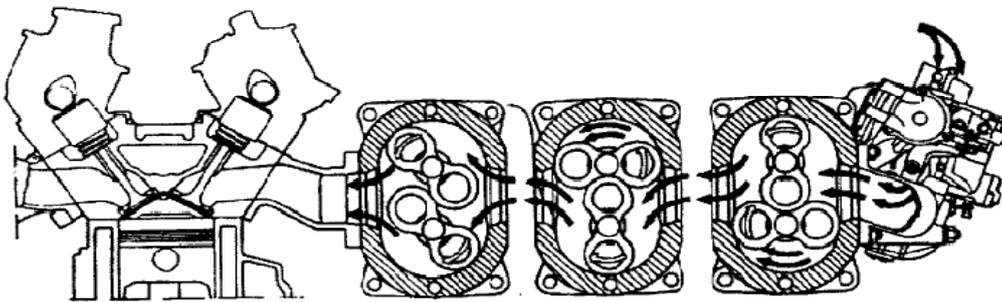


Figura 4.2 Compresor volumétrico de lóbulos

El caudal de aire suministrado varía aproximadamente de forma lineal con la velocidad de rotación, con lo que se consigue un grado de alineación bastante constante en todo el campo de funcionamiento.

Su principal inconveniente radica en el ruido que produce en el funcionamiento y su dificultad de construcción. En la Figura 4.3 se han representado las presiones de alimentación en función del régimen de giro del motor, de un compresor volumétrico (curva de trazo discontinuo) y otro centrífugo (curva de trazo continuo).

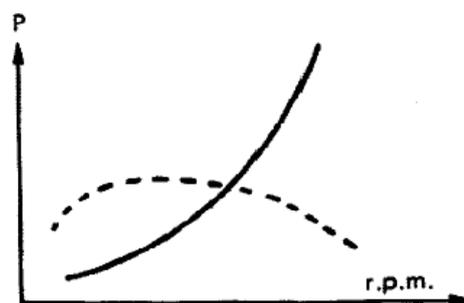


Figura 4.3 Presiones de alimentación en función de régimen de giro del motor

El compresor de lóbulos suele ser del tipo de Roots, compuesto de una realización más simple por dos rotores (Figura 4.4), o modernamente por tres con forma ligeramente helicoidal, con objeto de obtener una mayor uniformidad de suministro. Este tipo de

compresor trabaja como un desplazador de aire (no verdaderamente como compresor), pues la carga de aire alcanza a la salida aproximadamente la misma presión que a la entrada y es comprimida por el flujo de retorno del aire soplado anteriormente.

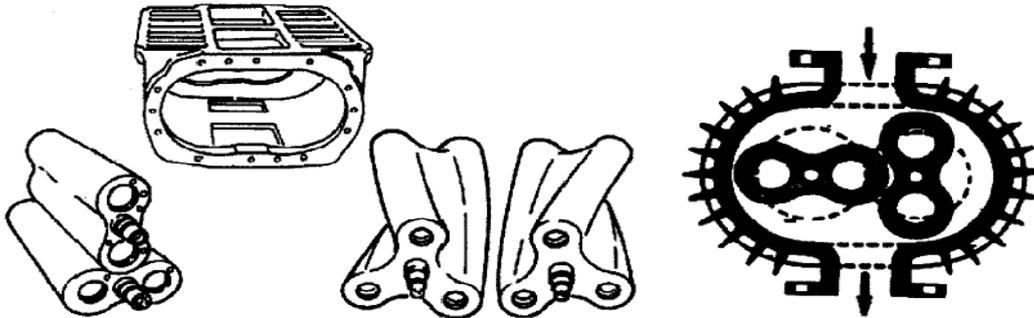


Figura 4.4 Compresor de lóbulos del tipo ROOTS

El compresor de lóbulos presenta frente a los de paletas o pistones las ventajas esenciales de alta velocidad de rotación, simplicidad y ausencia de contacto entre las partes giratorias. Por esta última causa no requiere lubricación interna. Por el contrario, el de paletas (Figura 4.5), debido al rozamiento de estas con las paredes externas, requiere una cuidadosa lubricación, que de otra parte, resulta extremadamente delicada de conseguir y posteriormente un tratamiento del aire para despojarlo de partículas de aceite antes de introducirlo al cilindro. En otros casos, se intercala una camisa móvil entre las paletas y la carcasa que acompaña al rotor en su giro, con lo que se reduce notablemente el rozamiento. La camisa va provista de los oportunos orificios, que permiten la entrada y salida del aire. Cualquiera de estos compresores es capaz de suministrar una presión de sobrealimentación de 0,6 a 0,8 bares para regímenes normales del motor; pero si se trata de que éste sobrepase estos regímenes, se plantean rápidamente problemas de temperatura y resistencia mecánica del compresor.

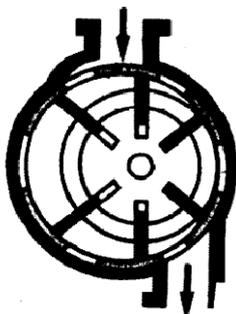


Figura 4.5 Compresor de paletas

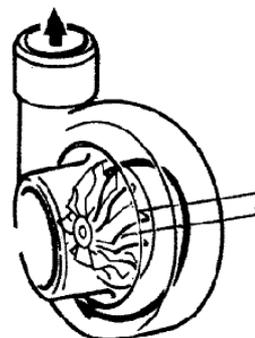


Figura 4.6 Compresor centrífugo

Los compresores centrífugos (Figura 4.6) funcionan de manera similar a las bombas centrífugas. Bajo el efecto de la fuerza centrífuga originada por la velocidad de rotación,

el aire es expulsado hacia la periferia de la rueda, lo cual crea una depresión en su centro y provoca una aspiración de aire. Estos compresores requieren velocidades de rotación sumamente importantes para suministrar los flujos requeridos (del orden de 100 000 rpm).

4.3 Turbocompresor:

El turbocompresor de gases de escape es el dispositivo más eficaz para sobrealimentar los motores empleados en los automóviles, pues el balance económico de funcionamiento logrado con ellos resulta netamente favorable, ya que la potencia sustraída al motor para lograr su funcionamiento, es solamente la correspondiente al ligero aumento de la contrapresión de escape.

El turbocompresor (Figura 4.7) está compuesto esencialmente por una turbina y un compresor, cuyos rodets están montados sobre el mismo eje y alojados cada uno de ellos en una carcasa independiente. La turbina recibe los gases de escape del motor, que salen del cilindro a elevada temperatura. La presión y energía térmica de este flujo de gases es la que acciona la rueda de la turbina, poniéndola en rotación, suministrando la energía necesaria para comprimir el aire por medio de la rueda del compresor, que lo aspira del exterior y lo impulsa hacia los cilindros a través de los colectores de admisión. Cuando la rueda del compresor gira arrastrada por la turbina, el aire es comprimido por la fuerza centrífuga desarrollada y pasa de la carcasa del compresor al colector de admisión, siendo la cantidad y la presión del aire proporcionales a la velocidad de rotación.

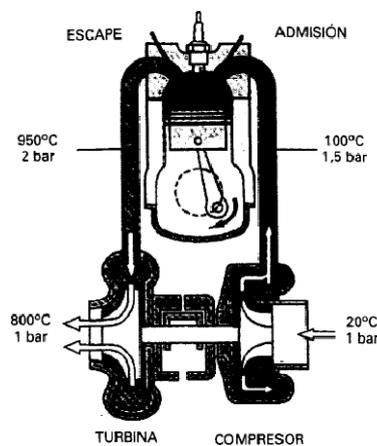


Figura 4.7 Turbocompresor

En la Figura 4.8 se muestra un turbocompresor despiezado, donde puede verse el montaje sobre el mismo eje de las ruedas de la turbina 4 y del compresor 2, que a su vez

se aloja en la carcasa 5, quedando la rueda del compresor en el interior de la carcasa 1, mientras la turbina se aloja en la carcasa 3. La turbina 4 es del tipo de flujo axial, es decir, recibe los gases de escape en su periferia (desde el conducto 6), saliendo hacia el sistema de escape axialmente por el centro y a través del conducto 7. Debido a las elevadas sollicitaciones mecánicas y térmicas a que va a estar sometida, se fabrica de materiales de alta calidad, como las aleaciones de iconel, níquel y cromo. Por las mismas razones, el cárter donde va alojada suele ser de fundición aleada con níquel.

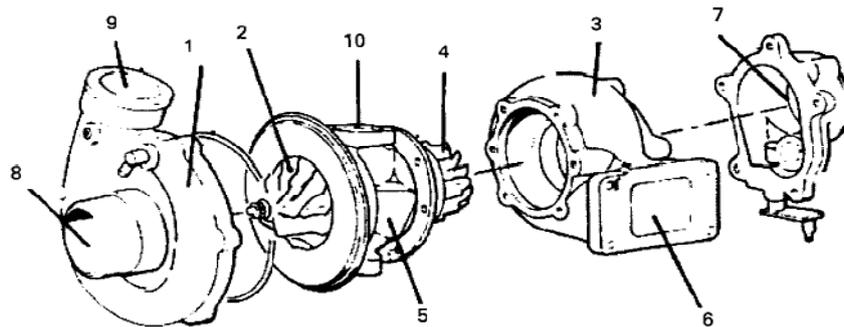


Figura 4.8 Turbocompresor despiezado

El gas de escape entra en la turbina formando un anillo en espiral (toroide), lo que produce una aceleración radial a una presión reducida y velocidad incrementada sobre las paletas de la turbina, las cuales están especialmente diseñadas para aprovechar la fuerza del gas y lograr una mayor impulsión de la turbina, su eje y la rueda del compresor unida a él.

La rueda de la turbina se suelda al eje de mando por fricción y se equilibra juntamente con él mediante esmerilado. Por el otro extremo, el eje recibe a la rueda 2 del compresor, que se fija a él por medio de una tuerca y también se equilibra conjuntamente por rectificado.

Tanto la rueda del compresor, como la carcasa 1 que la encierra, se fabrican de aleación de aluminio. Con el giro de la turbina a gran velocidad, impulsada por las ondas térmicas y de presión de los gases de escape, la rueda del compresor aspira el aire desde el centro por el conducto 8, impulsándolo radialmente por la periferia a salir a presión hacia los cilindros por el conducto 9. A esta compresión del aire por rotación se la denomina comúnmente compresión centrífuga, por cuya causa se dice que el compresor es de tipo centrífugo. La Figura 4.9 muestra la estructura y el flujo de presión de un compresor, donde el aire procedente del filtro entra a baja presión por el centro de la rueda y es impulsado a gran velocidad hacia la periferia, canalizándose en la cámara

espiral o caracol de la carcasa, donde a medida que avanza va perdiendo velocidad y aumentando la presión.

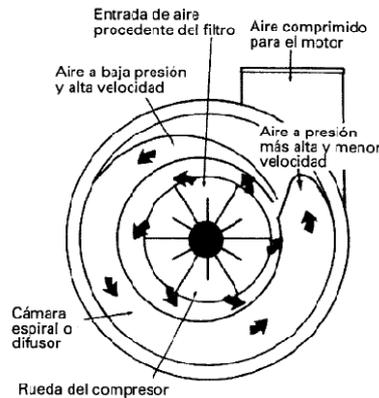


Figura 4.9 Estructura y flujo de presión de un compresor

El eje, sometido a cargas reducidas, pero que gira a velocidades sumamente elevadas, es sostenido por dos cojinetes fluidos, generalmente de bronce recubierto de estaño o aluminio. La Figura 4.10 muestra en sección un turbocompresor en el que se aprecia la disposición de montaje del eje, apoyado en los cojinetes 2 (uno a cada extremo), que a su vez se ensambla en el cojinete 1. La disposición de montaje presenta una cierta holgura radial (del orden de 0,05 a 0,1 mm), que permite la interposición entre el casquillo 2 y el eje, y entre el casquillo 2 y el cojinete 1, de una fina película de aceite, que llega desde el sistema de engrase del motor por el conducto 3. De esta manera se logra que los casquillos giren a la mitad del régimen del eje, atenuándose el desgaste de los mismos.

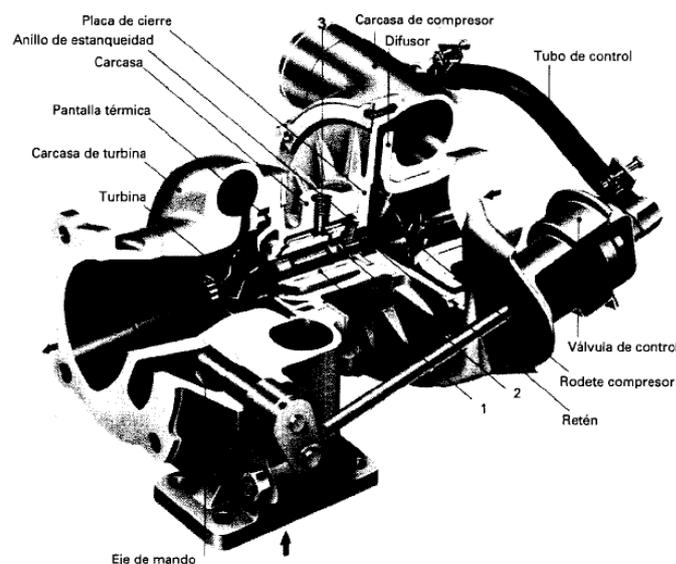


Figura 4.10 Sección de un turbocompresor

En la Figura 4.11 se muestra con detalle la disposición del sistema de engrase. El aceite llega desde el motor hasta los cojinetes 7 (ver detalle), a través de taladros practicados en la carcasa del eje. Los cojinetes son mantenidos en posición por los anillos de retención 8, alojados en la propia carcasa. En esta misma figura puede verse la disposición de una campana térmica 9, situada detrás de la rueda de la turbina 1, que limita la transmisión de calor de esta zona hacia el resto del turbocompresor.

El aceite de lubricación tiene, entre otras, la misión de evacuar la elevada cantidad de calor desprendida por la turbina, por cuya causa, se hace necesario un importante caudal de aceite limpio y a presión (del orden de 10 l/min.). Este aceite es extraído del circuito de engrase del motor, generalmente después del filtro, como muestra la Figura 4.12 y vertido con posterioridad directamente al cárter.

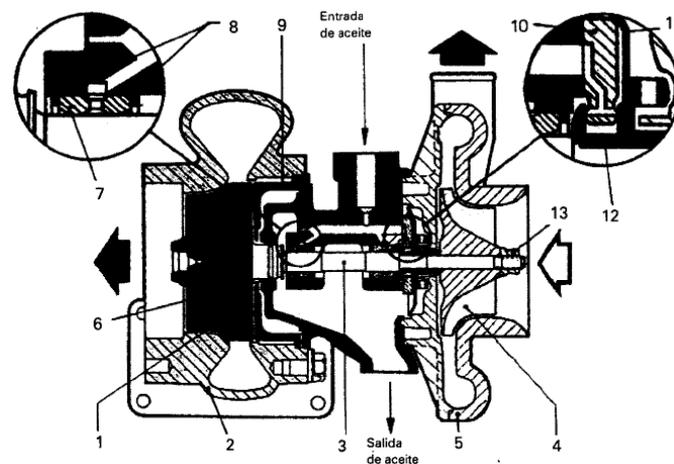


Figura 4.11 Disposición del sistema de escape de un turbocompresor

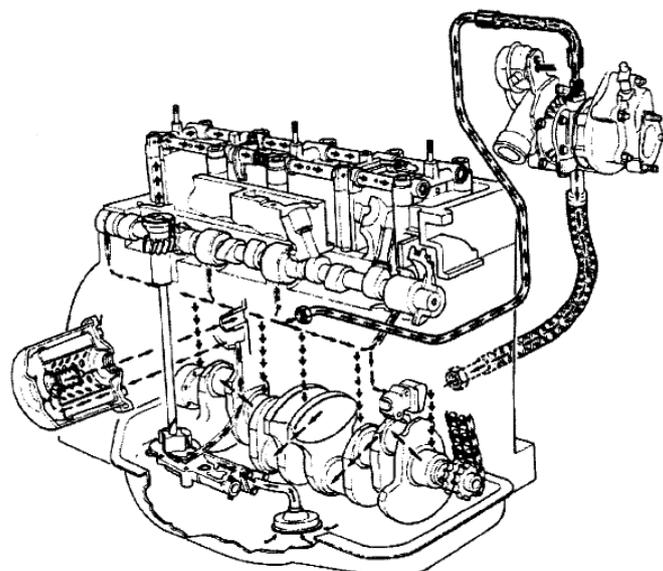


Figura 4.12 Circuito de lubricación de un turbocompresor

Dispuesto de esta forma el turbocompresor, es preciso obtener una perfecta hermeticidad entre los cojinetes por donde circula el aceite y la turbina y compresor, por donde circulan los gases. Por el lado de la turbina se encuentra generalmente un segmento de fundición 6 (Figura 4.11), mientras que por el lado del compresor puede adaptarse esta misma disposición o una junta con cara de carbono. La salida de los gases fuera de la turbina crea un empuje axial en ésta, que debe ser absorbido. Para ello se dispone un tope, construido por un manguito de acero 12, que forma cuerpo con el eje y que apoya en una arandela de bronce 10, la cual está lubricada y a su vez hace apoyo en la arandela elástica 11.

4.3.1 Clasificación de los turbocompresores

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

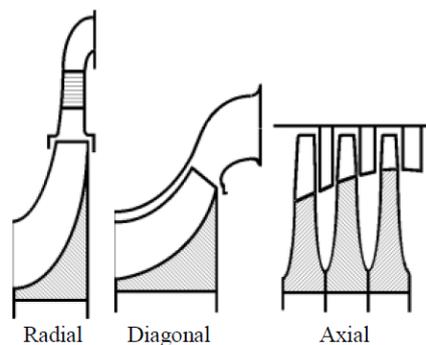


Figura 4.13 Turbocompresores.

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

4.3.2 Comparación de los turbocompresores centrífugos y axiales

El turbocompresor centrífugo tiene las siguientes ventajas sobre el turbocompresor axial:

- Mayor robustez y, por tanto, mayor seguridad en su uso.
- Menor número de escalonamientos.

- Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.

El turbocompresor axial ofrece las siguientes ventajas con relación al turbocompresor radial:

- Mejor rendimiento.
- Para un mismo gasto másico y presión, mayor número de revoluciones.
- El turbocompresor axial tiene menor volumen, menor superficie frontal, y menor peso para igualdad de gastos másico y de relación de compresión. *Esta ventaja excepcionalmente importante en aviaciones y en motores de combustión interna, e históricamente constituyó el estímulo para la evolución del turbocompresor axial con destino a los turborreactores; las ventajas se hacen notables en el campo de las relaciones de compresión elevadas y grandes potencias; por esta razón, los turbocompresores de los motores turbina de gas de gran potencia suelen ser axiales y los de los motores de turbinas de gas de pequeña potencia, radiales.*

4.3.3 Principios termodinámicos en los turbocompresores.

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

El cálculo de adaptación puede ser muy preciso al utilizar programas informáticos para efectuar la simulación calculada del motor y el turbocompresor. Dichos programas incluyen equilibrios de masa, energía y material para todos los cilindros y todas las conducciones que se conecten. El turbocompresor entra en el cálculo en forma de planos. Además, dichos programas incluyen varias ecuaciones empíricas que describen interrelaciones que son de difícil expresión de forma analítica.

Los turbocompresores son turbo máquinas térmicas que sirven para comprimir un gas; se pueden dividir en dos grupos: soplantes y turbocompresores. Las máquinas hidráulicas TMH para gases se denominan ventiladores.

Los *ventiladores* generan un incremento de presión total Δp_{total} pequeño, o una relación de compresión 1.1.

Si el incremento de presiones no excede el valor indicado, la variación de volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador es una TMH.

En la actualidad, en el diseño de una turbo máquina hay que tener en cuenta la compresibilidad del fluido para incrementos de presión muchos menores, por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar como TMH.

Los *soplantes o turbosoplantes* son máquinas destinadas a comprimir generalmente aire, en las que la relación de compresión es ($1,1 < R_C < 3$); no tienen ningún tipo de refrigeración incorporada y, en general, son de un único escalonamiento. Así por ejemplo, para el aire que se precalienta en los recuperadores de los altos hornos, la soplante tiene que impulsarle a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección en la zona de fusión de los hornos, con una relación de compresión del orden de 3, utilizándose en estas circunstancias soplantes de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente habría que precalentarle antes de introducirle en el horno.

Las turbosoplantes se pueden clasificar en función de la relación de compresión R_C en la forma:

Soplantes de BP: $R_C = 1,1$ a $1,5$

Soplantes de MP: $R_C = 1,5$ a $2,5$

Soplantes de AP: $R_C = 2,5$ a 4 .

El número de revoluciones de los turbosoplantes varía de 3000 a 21000 rpm.

Los turbocompresores son máquinas térmicas que comprimen gases con relaciones de compresiones mayores, y por ello tienen incorporada refrigeración, a no ser que su destino aconseje lo contrario, como sucede en los turbocompresores de las turbinas de gas.

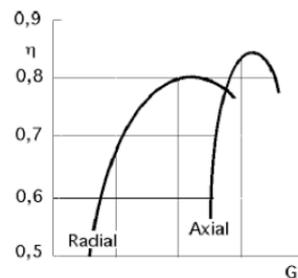
Estas ventajas justifican la introducción del turbocompresor en la industria y su penetración cada vez mayor en el campo hasta ahora reservado a los compresores alternativos, sobre todo cuando se requieren caudales máxicos elevados.

Las mayores dificultades encontradas en el desarrollo de los turbocompresores axiales provienen del proceso de flujo, ya que cuando un fluido se acelera rápidamente en un conducto experimenta una pérdida moderada de la presión de remanso, mientras que si experimenta una rápida deceleración, da lugar a gradientes adversos de presión, que se pueden traducir en desprendimientos de la capa límite de la corriente y en consecuencia

provocar grandes pérdidas. Por ello, para limitar las pérdidas durante la difusión, la relación de deceleración del flujo a través de las coronas de álabes tiene que mantenerse en valores bajos, circunstancia que implica que para una relación de compresión dada, un turbocompresor axial tenga muchos escalonamientos.

4.3.4 Rendimiento de los turbocompresores.

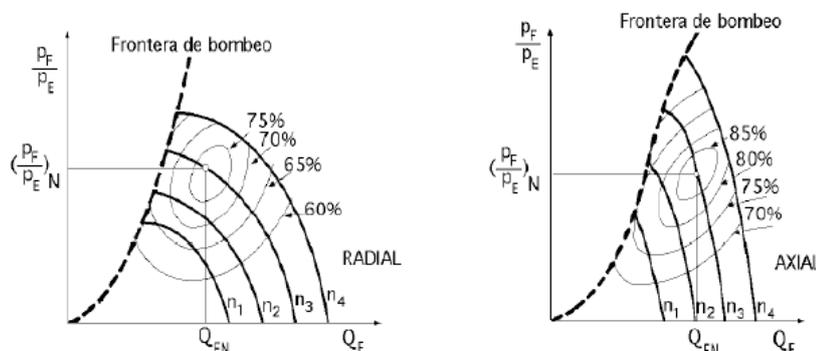
Aunque el turbocompresor axial tiene mejor rendimiento que el radial, es mucho más sensible a las variaciones de la carga; su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relación al punto de diseño, Figura 4.14; la curva de rendimiento en función del gasto másico del turbocompresor radial es más plana (horizontal) que la del turbocompresor axial.



Curvas típicas de rendimiento a cargas parciales de un TC: a) radial; b) axial.

Figura 4.14 Curvas típicas de rendimiento.

En la Figura 4.15 se indican las curvas características relación de presiones P_F/P_E en función del caudal volumétrico Q_E a la entrada de la máquina, a diferentes números de revoluciones, correspondientes a un turbocompresor radial y axial respectivamente. En el punto nominal o de diseño, que viene determinado por el caudal volumétrico nominal a la entrada Q_{EN} y la relación de presiones nominal $(P_F/P_E)_{NO}$, el rendimiento es máximo, siendo en general, más elevado en el turbocompresor axial.



Curvas características de un turbocompresor: a) radial; b) axial, con las curvas límites de bombeo

Figura 4.15 Curvas características de un turbocompresor.

Funcionamiento inestable (surging o bombeo).- En los turbocompresores, para cada valor de n hay un caudal mínimo por debajo del cual el flujo se rompe y su funcionamiento se vuelve inestable; éste fenómeno depende fundamentalmente del número de Mach (M) periférico del rodete. Para números M bajos, la carga crítica es del orden del 50% de la de diseño, mientras que para valores del número M elevados, la carga crítica puede llegar a ser del 100% de la de diseño.

Al disminuir el gasto másico por debajo del 35% del de diseño (cargas reducidas), la cantidad de fluido no es suficiente para que el compresor pueda generar la presión reinante en el escape, y es por esto por lo que el fluido saliente del rodete al difusor tiende momentáneamente a refluir, originándose un flujo de retroceso, desde el difusor hacia el rodete, acompañado de vibraciones, ruido y desprendimiento de la capa límite, que se conoce con el nombre de *bombeo*, descendiendo algo la presión de escape en esta nueva situación, y cuando ha entrado en el rodete suficiente fluido de reflujo, la compresión normal se restablece nuevamente, descargándose el fluido al difusor, momento en el que otra vez se vuelve a repetir el proceso inestable, y así sucesivamente.

Este fenómeno es ruidoso y origina una sobrecarga en los cojinetes así como temperaturas de descarga excesivas a causa de que el mismo fluido se comprime repetidamente.

En consecuencia hay que evitar las condiciones que ocasionan este mal funcionamiento y de ahí la existencia, para cada velocidad de giro, de un valor mínimo del caudal Q tanto más pequeño cuanto menor sea n , por debajo del cual el funcionamiento se hace inestable.

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la denominada curva límite de compresión o de *bombeo*, siendo el turbocompresor axial más sensible a este fenómeno, mientras que el turbocompresor radial tiene una zona de funcionamiento estable mayor.

4.3.5 Número específico de revoluciones.

El número específico a dimensional θ de revoluciones de un turbocompresor se define en la forma:

$$\theta = \frac{\sqrt{\varphi}}{\Psi^4}$$

$$\Psi = \text{Coeficiente de carga} = \frac{T_u}{u_c^2/g}$$

$$= \frac{\text{Salto isentrópico en el escalón}}{\text{Energía correspondiente a la velocidad periférica del rodete}}$$

$$\Phi = \text{Coeficiente de caudal} = \frac{\text{Caudal en la arista de succión de BP}}{Q u_e} = \frac{c_m}{u_e} = \frac{Q/\Omega}{u_e}$$

$$= \frac{4Q}{\pi d_e^2 u_e}$$

Tomándose el caudal Q en condiciones estáticas, Ω es una sección que depende del tipo de rotor y d_e y u_e se refieren al diámetro exterior.

Valores usuales del coeficiente ϕ de caudal en los turbocompresores: $\left\{ \begin{array}{l} \text{TC radiales: 0.01 a 0.08} \\ \text{TC diagonales: 0.05 a 0.4} \\ \text{TC axiales: 0.05 a 0.5} \end{array} \right.$

El coeficiente ϕ de caudal se define como: $\left\{ \begin{array}{l} \text{TC axiales: } \phi_a = \frac{c_a}{u_e} = \frac{c_m}{u_e} \\ \text{TC radiales: } \phi_r = \frac{c_a}{u_e} (1 - v^2) = \frac{c_m}{u_e} (1 - v^2) \end{array} \right.$, siendo v la relación de cubo.

El número específico de revoluciones n_q se refiere a las condiciones de rendimiento óptimo:

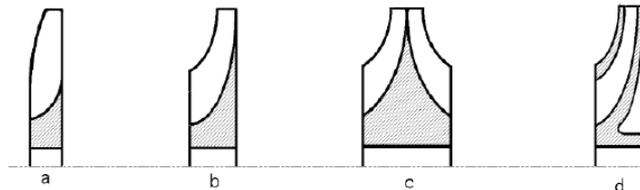
$$n_q = \frac{\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}} \left\{ \begin{array}{l} \text{TC radiales: } n_q = 0.4744 \frac{\sqrt{Q_r}}{\psi^{3/4}} \\ \text{TC axiales: } n_q = 0.4744 \sqrt{1 - v^2} \frac{\sqrt{Q_a}}{\psi^{3/4}} \end{array} \right.$$

La relación entre los coeficientes θ y n_q es: $n_q = 0.4744\theta \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$, siendo en la

mayoría de los casos prácticos: $\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}} = 1$

El factor $\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$ proviene de que el caudal másico se toma para $\left\{ \begin{array}{l} n_q \text{ en condiciones totales} \\ \theta \text{ en condiciones estáticas} \end{array} \right.$

Los turbocompresores centrífugos tienen un número específico de revoluciones θ inferior a los turbocompresores axiales. El turbocompresor centrífugo de admisión simple se puede diseñar desde caudales mínimos de $500 \text{ m}^3/\text{h}$, mientras que los de admisión doble pueden alcanzar caudales de $290000 \text{ m}^3/\text{h}$, Figura 4.16. Los turbocompresores axiales exigen caudales mínimos superiores a los $14400 \text{ m}^3/\text{h}$ y se pueden construir para caudales superiores a $1000000 \text{ m}^3/\text{h}$.



Tipos de rodetses centrífugos: a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración; d) Cerrado

Figura 4.16 Tipos de rodetses centrífugos.

La posibilidad de conseguir un funcionamiento estable limita en ambos tipos de turbocompresor la relación total de compresión a conseguir en un solo cuerpo o carcasa. Con los turbocompresores centrífugos se pueden alcanzar relaciones de compresión de, 10 a 12, mientras que con los turbocompresores axiales no es fácil alcanzar en un solo cuerpo una relación de compresión mayor de, 6 a 8. Los turbocompresores radiales se construyen hasta una presión final de 600 bares y los axiales hasta 50 bares.

4.3.6 Incremento de presión.

Turbocompresor axial.- En el *turbocompresor axial*, la ecuación de Euler es de la forma:

$$T_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$$

El incremento de presión producido en el rodete se debe al frenado de la corriente ($\omega_1 > \omega_2$) que crea un efecto de difusión en el rodete, de la forma: $i_2 - i_1 = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$

El otro término que figura en la ecuación: $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ representa, tanto en el turbocompresor axial como en el centrífugo, el incremento de la energía cinética en el difusor.

Turbocompresor radial.- En el *turbocompresor radial*, la ecuación de Euler es de la forma:

$$T_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

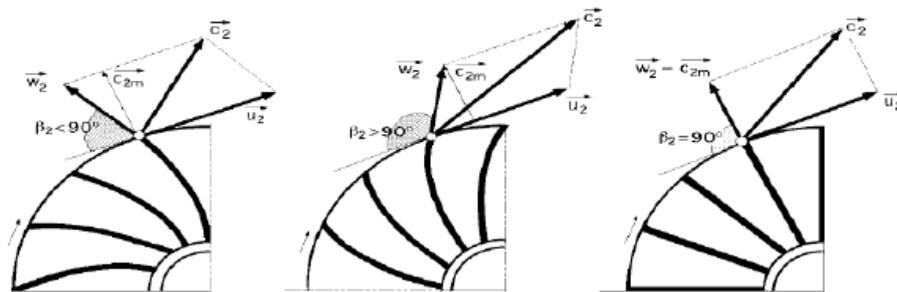
La fuerza centrífuga origina un incremento de presión en el rodete expresado por: $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, y el frenado de la corriente en el rodete, provoca un efecto de difusión, expresado por: $\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$.

Para mejorar el rendimiento muchas veces se prescinde de este segundo término; en los turbocompresores de alabes curvados hacia atrás. Figura 4.17, se suele buscar un pequeño frenado de la corriente por la posición de ω_2 .

El aumento de presión en un turbocompresor se consigue más eficientemente en la corona móvil que en la corona fija.

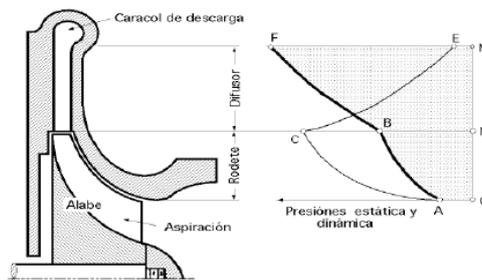
Termino $\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$ se dispone del efecto de la fuerza centrífuga $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$, con pérdidas mínimas.

En la corona fija se dispone del efecto de difusión debido a la variación de energía cinética: $\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$



Rodete de TC centrifugo con álabes: a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante; c) De salida radial

Figura 4.17 Rodete de un turbocompresor centrifugo con alabes.



OA.- Presiones estática y dinámica a la entrada del turbocompresor
 MB.- Presión estática a la salida del rodete; MC.- Presión dinámica a la salida del rodete
 NE.- Presión dinámica a la salida del difusor; NF.- Presión estática a la salida del difusor
 Cambios de presión, estática y dinámica a través de un turbocompresor centrifugo

Figura 4.18 Cambios de presión estática y dinámica a través de un turbocompresor centrifugo.

En la *corona móvil*, además del efecto de difusión que origina un frenado en la corriente que no proporciona un buen rendimiento, por lo que el turbocompresor radial, gracias al

término debido a la fuerza centrífuga, es más apropiado para grandes presiones, las cuales se consiguen aumentando el nº de rpm y la relación de diámetros d_2/d_1 . *El salto adiabático isentrópico máximo de un escalonamiento radial es aproximadamente el triple de un escalonamiento axial*, de donde se deduce que para el mismo incremento de presión un turbocompresor axial requiere aproximadamente el triple número de escalonamientos que un turbocompresor radial.

Tabla 4.1 Rendimiento de los turbocompresores.

Tipo	Relación de compresión	Rendimiento
Refrigeraciones múltiples escalonadas.	5 a 10	Total de refrigeración = 0.55 a 0.8
Un escalonamiento	1.3 a 2	Interno = 0.65 a 0.68
Soplante AP, 1 escalonamiento	2.5 a 4	Total adiabático = 0.6 a 0.82
Soplante MP, 1 escalonamiento	1.2 a 2.5	Total adiabático = 0.62 a 0.85
Soplante BP, 1 o más escalonamientos	1.1 a 1.5	Total adiabático = 0.68 a 0.88
Escalonamiento de TC axial	1.05 a 1.2	Interno escalón = 0.86 a 0.92

Los turbocompresores axiales se pueden construir más compactos, ahorrando volumen y peso, ya que no necesitan canales para dirigir el flujo desde la periferia a la entrada del rodete siguiente como los turbocompresor radiales, por lo que tienen menos pérdidas y mejor rendimiento (un 10% superior) que el turbocompresor radial.

4.3.7 Funcionamiento del turbocompresor.

Funcionamiento a carga parcial inferior: En estas condiciones el rodete de la turbina de los gases de escape es impulsado por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será pre comprimido por la turbina del compresor, simplemente aspiración del motor.

Funcionamiento a carga parcial media: Cuando la presión en el colector de aspiración (entre el turbo y los cilindros) se acerca a la atmósfera, se impulsa la rueda de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es pre comprimido y conducido hacia los cilindros bajo presiones atmosféricas o ligeramente superior, actuando ya el turbo en función de sobrealimentación del motor. Donde este es el objetivo del turbocompresor.

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

4.3.8 Fabricación de los turbocompresores: Como los turbocompresores tienen que satisfacer diversas exigencias relativas a alto y ancho de plano, características de eficacia, momento de inercia del rotor y condiciones de uso, se encuentran en continuo desarrollo nuevos tipos de turbinas y compresores destinados a distintas aplicaciones de motores. Además, las distintas legislaciones regionales relativas a emisiones conducen al desarrollo de soluciones técnicas diversas.

Son el compresor y las ruedas de la turbina los elementos que ejercen mayor influencia sobre las características de funcionamiento del turbocompresor. Dichas ruedas están diseñadas utilizando programas informáticos que permiten el cálculo tridimensional de los flujos de aire y gases de escape. La resistencia de las ruedas se optimiza de forma simultánea utilizando el método de elemento finito (FEM), calculándose la durabilidad en base a ciclos de conducción realistas.

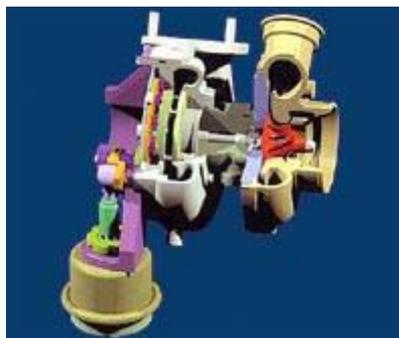


Figura 4.19 Modelo de un turbocompresor con montaje mediante CAD

Pese a los avances experimentados por la tecnología informática actual y los detallados programas de cálculo, es la realización de pruebas el procedimiento que tiene la última palabra en la decisión relativa a la calidad de los nuevos componentes aerodinámicos. El ajuste preciso y la verificación de resultados se realizan por tanto en bancos de pruebas de turbocompresores.

Adaptación: Los componentes básicos del turbocompresor son la turbina y el compresor. Ambos elementos son máquinas turbo que, con la ayuda de la normativa legal de creación de modelos, pueden fabricarse en distintos tamaños con características parecidas. Así, mediante reducción y ampliación, se establece la gama de turbocompresores, permitiendo que el tamaño óptimo de bastidor del turbocompresor se encuentre disponible para distintos tamaños de motores. No obstante, la capacidad de efectuar transferencias a otros tamaños de bastidores se encuentra restringida ya que no se pueden establecer escalas dimensionales de todas las características. Además, las exigencias varían según el tamaño de cada motor, por lo que no siempre es posible utilizar las mismas geometrías de rueda o carcasa.

El principio de diseño modular y la similitud de modelos, no obstante, permiten el desarrollo de turbocompresores que se adaptan a las medidas individuales de cada motor. Este proceso comienza con la selección del compresor adecuado en base a la curva característica de presión de admisión que se precise. Lo ideal debe ser que la curva de carga total sea tal que la eficacia del compresor se encuentre en su nivel máximo dentro del rango principal de funcionamiento del motor. La distancia hasta la línea de sobrecarga debe ser suficientemente grande.

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

El cálculo de adaptación puede ser muy preciso al utilizar programas informáticos para efectuar la simulación calculada de motor y turbocompresor. Dichos programas incluyen equilibrios de masa, energía y material para todos los cilindros y todas las conducciones que se conecten. El turbocompresor entra en el cálculo en forma de planos. Además, dichos programas incluyen varias ecuaciones empíricas que describen interrelaciones que son de difícil expresión de forma analítica.

Pruebas: El turbocompresor tiene que funcionar con la misma fiabilidad y duración que el motor. Antes de que un turbocompresor salga a producción en serie tiene que superar varias pruebas. En dicho programa de pruebas se incluyen pruebas de componentes

individuales del turbocompresor en un banco de pruebas y una prueba en el motor. Algunas pruebas de este complejo programa se describen a continuación de forma detallada.

Prueba de contención: Si revienta un compresor o rueda de turbina, las piezas restantes de la rueda no deben penetrar en el compresor o en la carcasa de la turbina. Para conseguirlo, el conjunto del eje y la rueda de la turbina se acelera a una velocidad tan alta que revienta la rueda respectiva. Tras reventar, se evalúa la seguridad de contención de la carcasa. La velocidad de explosión suele ser un 50% superior a la máxima velocidad permisible.

Prueba de fatiga en ciclo corto (prueba LCF): La prueba LCF constituye una prueba de carga del compresor o de la rueda de la turbina que provoca la destrucción del componente. Se utiliza para determinar los límites de carga material de la rueda. El compresor o la rueda de la turbina se colocan en un banco de pruebas de desarrollo de velocidades excesivas. La rueda se acelera con un motor eléctrico hasta alcanzar la velocidad punta especificada reduciéndose a continuación dicha velocidad. En base a estos resultados y la curva del componente, se puede calcular una estimación de vida útil para cada ciclo de carga.

Medición dinámica del rotor: El movimiento giratorio del rotor se encuentra afectado por las fuerzas gaseosas de la turbina que emiten vibraciones. Por su propia falta de equilibrio residual y por las vibraciones mecánicas del motor, se efectúa la estimulación del rotor para que vibre.

Pueden producirse, por tanto, grandes amplitudes dentro de la separación de los rodamientos que hagan que se produzcan inestabilidades, sobre todo cuando las presiones del aceite lubricante son demasiado bajas y demasiado altas las temperaturas del aceite. En el peor de los casos, puede producirse contacto entre metales y un desgaste mecánico anormal.

El movimiento del rotor se mide y registra mediante transductores que no ejercen contacto ubicados en la zona de succión del compresor utilizando el método de corrientes de Foucault.

En todos los estados y en todos los puntos de funcionamiento, las amplitudes del rotor no deben superar el 80% de los valores máximos posibles. El movimiento del rotor no debe mostrar ninguna inestabilidad.

Prueba de arranque-parada: La caída de temperatura del turbocompresor entre los gases del lado caliente de la turbina y la entrada fría del compresor puede llegar a los 1000 °C en una distancia de pocos centímetros.

Cuando el motor está en funcionamiento, el aceite lubricante que pasa por el rodamiento enfría la carcasa central por lo que no se producen temperaturas críticas en los componentes.

Tras apagarse el motor, en especial desde cargas altas, se puede acumular calor en la carcasa central produciéndose la carbonización del aceite lubricante. Es de importancia fundamental determinar las temperaturas máximas de los componentes en los puntos críticos para evitar la formación de laca y aceite carbonizado en la zona del rodamiento del extremo de la turbina y en el aro.

Tras apagar el motor en el punto de funcionamiento a plena carga, se mide la acumulación de calor en el turbocompresor. Tras un número de ciclos especificado, se efectúa la inspección de los componentes del turbocompresor. Sólo cuando las temperaturas máximas permisibles de los componentes no se superan y se observa que las cantidades de aceite carbonizado que se acumula alrededor del rodamiento son escasas, se considera que esta prueba ha sido superada.

Prueba de resistencia cíclica: Cuando el motor está en funcionamiento, la válvula de descarga se encuentra expuesta a altas cargas mecánicas y térmicas. Durante la realización de la prueba de válvula de descarga, dichas cargas se simulan en el banco de pruebas.

La verificación de todos los componentes y la determinación de los índices de desgaste se incluyen en la prueba de ciclo. En dicha prueba, se pone el turbocompresor a funcionar en el motor durante varios cientos de horas a distintos puntos de carga. Los índices de desgaste se determinan a través de mediciones detalladas de cada componente con anterioridad a la realización de pruebas y una vez que se han ejecutado éstas.

4.3.9 Mantenimiento del turbocompresor.

El turbocompresor está diseñado para durar lo mismo que el motor. No precisa de mantenimiento especial; limitándose sus inspecciones a unas comprobaciones periódicas.

Para garantizar que la vida útil del turbocompresor que corresponda con la del motor, deben cumplirse de forma estricta las siguientes instrucciones de mantenimiento del motor que proporciona el fabricante:

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

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

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

4.3.10 Ventajas y desventajas de los turbocompresores:

Ventajas:

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

hace muy prácticos para utilizar en motores de avión. Un supercargador debe ser regulado manualmente para lograr este mismo efecto.

Desventajas:

- En los turbocompresores, siempre existe un efecto de retraso o "lag", que se manifiesta por una respuesta lenta para que el turbo comience a funcionar.
- Para que un turbo entre en acción, el motor debe llegar a una velocidad mínima específica, que depende del tamaño y forma de la turbina utilizada. Esto hace que el turbo sea prácticamente inutilizable a bajas velocidades
- El costo de instalar un sistema turbo es elevado, ya que usualmente requiere mano de obra especializada, y cambio de partes.

4.3.11 Refrigeración en los turbocompresores.

La temperatura alcanzada en el momento de la explosión, esta próxima a los 2000°C; es decir, que es superior al punto de fusión del metal del que están fabricados los cilindros. Aunque es una temperatura instantánea, rápidamente rebajada por la expansión, si no se dispusiera de un enérgico sistema de enfriamiento de los metales, estos se dilatarían en exceso, produciéndose agarrotamientos y deformaciones, a la vez que se podrían al rojo descomponiendo el aceite de engrase.

Por consiguiente, el sistema de refrigeración instalado debe ser eficaz para evacuar la gran cantidad de calor que se genera, a intervalos muy cortos de funcionamiento, tanto por el frotamiento de las piezas en movimiento como por la combustión de los gases en el cilindro; pero a su vez, esta evacuación no debe ser excesiva, ya que rebajaría el rendimiento del motor; por lo tanto, la temperatura interna se debe mantener dentro los límites de tolerancia de los materiales.

El problema del aumento del calor es consecuencia de la alta temperatura que se alcanza en la cámara de combustión, del orden de los 2000°C en el momento de la explosión. Los gases de escape salen por los colectores con temperaturas cercanas a los 1000°C. Estos gases, que son los que mueven la turbina, acaban calentando los de admisión, movidos por el compresor, muy por encima del valor de temperatura ambiente. Esto se traduce en una dilatación del aire y pérdida de oxígeno en una misma unidad de volumen, lo que hace que el excesivo calor de la mezcla en la cámara de combustión

eleva la temperatura del motor, por lo que la refrigeración tradicional del mismo resulta insuficiente.

La solución llega con la adopción de un sistema de refrigeración del aire de admisión, por medio de un radiador enfriador aire-aire, conocido también como “intercooler”. Esta refrigeración del aire de admisión hace posible el uso continuado del turbo y dificulta enormemente la presencia de los efectos de detonación que se presentan con gran frecuencia con el aire caliente, en cuanto los valores de sobrepresión son importantes.

Sobre los problemas de lubricación en los motores turboalimentados, el aceite en los motores de gasolina ha de realizar una labor mucho más dura. Debido a las altas temperaturas que alcanzan el turbo, el aceite ha de realizar una doble labor de lubricación y refrigeración, lo que significa que está sometido a condiciones mucho más duras y extremas de lo que podría considerarse habitual en otros motores.

Por ello, los motores turboalimentados tienen el Carter de aceite sobredimensionado para tener una cantidad adicional para el uso de este mecanismo; suelen llevarse un radiador de refrigeración para el aceite y se utilizan formulaciones distintas a las habituales en la composición de estos aceites. Es importante destacar aquí la calidad del aceite que este motor deberá. El uso de lubricantes de baja calidad, con una base pobre puede ser directamente causante de gripaje del turbo al no poder soportar los miles de grados de temperatura que alcanza. Los fabricantes recomiendan acortar los periodos de cambio del aceite cuando el lubricante es una clasificación antigua como un CF-4 o uno anterior. Usando una base antigua así como la última clasificación API como un CI-4 aseguramos el máximo cuidado al turbo.

También es muy importante seguir las normas básicas para la puesta en marcha y apagado de motor

4.3.12 Recomendaciones para el cuidado del turbocompresor.

Mientras el turbocompresor ayuda al motor en la compensación de altura y aumento de fuerza y el intercooler aumenta más potencia todavía, ambos requieren mayores cuidados en su mantenimiento.

El único sistema de refrigeración del turbocompresor es el aceite que viene del cárter y alcanza los 280°C. Por lo que es necesario contar con un aceite que garantice su desempeño como los aceites API grupo II, sintetizados o sintéticos. El motor turboalimentado, después de operar en carretera, siempre debería enfriarse entre 3 a 5

minutos antes de ser apagado. Cuando se apaga el motor con el cojinete caliente, se corta la circulación del aceite, cocinando el aceite en el cojinete. Si vuelve a encender el motor este podría griparse.

El motor turboalimentado normalmente tiene un enfriador de aceite como parte del sistema de refrigeración del motor para reducir la temperatura del aceite antes de volver al cárter. Para aprovechar la máxima vida útil del turbocompresor, se requiere un refrigerante de máxima tecnología. Uno que tenga la máxima transferencia de calor y mayor inhibición de depósitos, que evite la cavitación y corrosión.

El motor turboalimentado requiere lubricación instantánea. Es por eso que la bomba de aceite en el cárter tiene dos salidas de aceite. Entonces la viscosidad del aceite es determinante. Si el aceite es muy viscoso, demora en alcanzar el turbocompresor, causando mayor desgaste. No se recomiendan aceites monogrados en motores equipados con turbocompresor.

4.3.13 Sobrealimentación: Para que un motor aumente su potencia solamente podemos acudir a conseguir que consuma más. Para ello necesitamos o bien aumentar su número de tiempos de expansión por minuto, es decir, aumentar su régimen de giro, o bien aumentar su consumo de aire a base de hacer cilindros más grandes. Así pues, queda claro que existe una relación entre cilindrada y régimen máximo de giro para determinar la potencia, y que si un motor de menor cilindrada tiene la misma potencia que de otro de mayor, es porque el régimen de giro máximo es superior en este último, etc.

Pero los ingenieros han descubierto además otro sistema de aumentar la potencia de un motor sin aumentar su cilindrada ni su régimen máximo de giro, simplemente acudiendo a aumentar la cantidad de aire que entra en el cilindro. En efecto forzando al aire a entrar a mayor velocidad y por lo tanto a mayor presión hacia el interior del cilindro cuando la válvula de admisión se abre se consigue sin duda que en un cilindro de 500 cm³ pueda entrar mayor cantidad de aire del volumen de que se dispone, de modo que esto equivale, a efectos de la cantidad de aire, como si se estuviera trabajando con un motor de mayor cilindrada. Claro que para conseguir esto hay que disponer de un mecanismo capaz de comprimir aire para darle una presión superior a la presión atmosférica y de esta manera proceder al mayor llenado del cilindro, y además tendrá que perder energía del motor para llevar a cabo esta pre compresión del aire, pero la

ventaja de obtener una mayor potencia con menor peso del motor ya sabemos que tiene mucha importancia en automoción en donde todo el peso ha de ser transportado.

Los motores en los que se introduce el aire a una presión superior a la atmosférica reciben el nombre de motores sobrealimentados y en los motores Diesel esta técnica ha llegado a adquirir gran perfección ya que viene aplicándose desde hace muchos años por la aplicación de turbocompresores, se consiguió un tipo de compresor que consumía una discreta cantidad de energía capaz de hacer el motor sobrealimentado más rentable.

La sobrealimentación en motores a gasolina.- En el caso de los motores de gasolina, la sobrealimentación, presenta un problema inicial que ha de tenerse en cuenta. Como se ha visto, en la combustión de los motores de gasolina, el problema que acarrea sobrepasar una cierta presión de compresión puede ocasionar problemas de picado, bien por autoencendido o por detonación.

Este problema es debido al aumento de temperatura que sufre la mezcla de aire-combustible dentro del cilindro en la carrera de compresión del motor que será tanto mayor cuanto mayor sea el volumen de mezcla (precisamente es lo que provoca la sobrealimentación). La solución para este problema consiste en reducir la relación de compresión por debajo de 10:1 con el fin de que no aumente demasiado la presión y con ello la temperatura de la mezcla que puede provocar el autoencendido o la detonación.

Otro problema que hay que sumar a estos motores lo representa el aumento de las cargas térmicas y mecánicas. Debido a que las presiones durante el ciclo de trabajo en un motor sobrealimentado son mayores, esto se traduce en unos esfuerzos mecánicos y térmicos por parte del motor que hay que tener en cuenta a la hora de su diseño y construcción, reforzando las partes mecánicas más proclives al desgaste y mejorando la refrigeración del motor.

Otra cosa a tener en cuenta es la variación en el diagrama de distribución. Así para un motor sobrealimentado, cuanto mayor sea el AAE (avance a la apertura de la válvula de escape) tanto mejor será el funcionamiento de la turbina. También la regulación al avance del encendido debe de ser mucho más preciso en un motor sobrealimentado, por eso se hace necesario en el motor un encendido sin ruptor, por lo que es mejor el uso de encendidos transistorizados o electrónicos.

Además de todo ello, la sobrealimentación de gasolina ha de tener en cuenta los siguientes factores:

- Bomba de gasolina de mayor caudal y presión (por lo que se opta generalmente por bombas eléctricas).
- Que en el circuito de admisión de aire se instale un buen filtro de aire y que este perfectamente estanco.
- A fin de optimizar el llenado del cilindro, se precisa de un dispositivo (intercooler) que enfríe el aire que se ha calentado al comprimirlo por el sistema de sobrealimentación antes de entrar en los cilindros del motor.
- La riqueza de la mezcla, que influye directamente en la temperatura de los gases de escape; si el motor es turboalimentado, se reducirá la riqueza a regímenes bajos y elevar así la temperatura en el escape para favorecer el funcionamiento de la turbina; por el contrario, se elevara con regímenes altos, disminuyendo la temperatura de escape, a fin de proteger la turbina.
- En el escape, la sección de las canalizaciones una vez superada la turbina se agranda para reducir en la medida de lo posible las contrapresiones que se originan en este punto. Asimismo, al producir la turbina una descompresión de los gases de escape, los motores turbo son muy silenciosos.
- La contaminación que provocan los motores turboalimentados de gasolina es comparable a la de un motor atmosférico aunque los óxidos de nitrógeno son más importantes debido a las mayores temperaturas.

La sobrealimentación en motores diesel.- En el caso de los motores a diesel; la sobrealimentación no es una causa de problemas sino todo lo contrario, es beneficioso para un rendimiento óptimo del motor. El hecho de utilizar solamente aire en el proceso de compresión y no introducir el combustible hasta el momento final de la carrera compresión, no puede crear problema de “picado” en el motor. Al introducir un exceso de aire en el cilindro aumenta la compresión, lo que facilita el encendido y el quemado completo del combustible inyectado, lo que se traduce en un aumento de potencia del motor. Por otro lado la mayor presión de entrada de aire favorece la expulsión de los gases de escape y el llenado del cilindro con aire fresco, con lo que se consigue un aumento del rendimiento volumétrico o lo que es lo mismo el motor “respira mejor”. No hay que olvidar que todo el aire que entra en el cilindro del motor Diesel hay que comprimirlo, cuanto más sea el volumen de aire de admisión, mayor será la presión en

el interior de los cilindros. Esto trae como consecuencia unos esfuerzos mecánicos en el motor que tienen un límite, para no poner en peligro la integridad de los elementos que forman el motor.

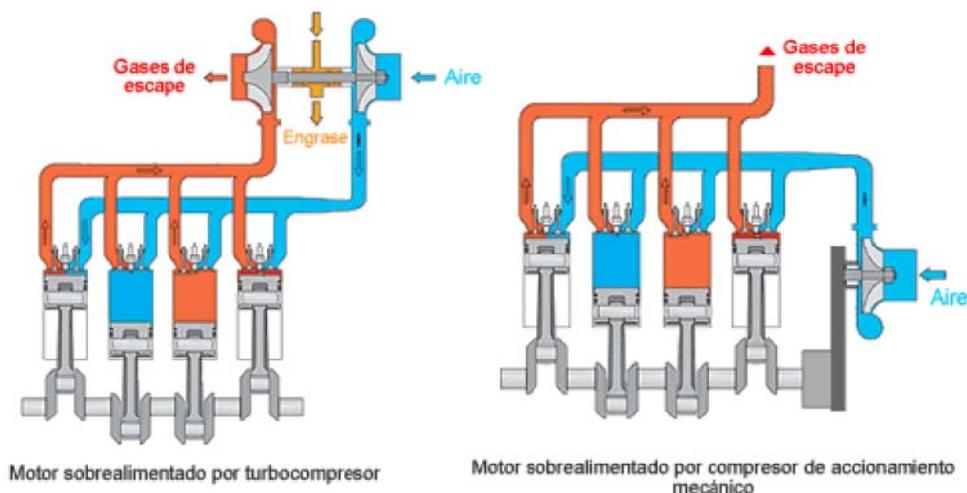


Figura 4.20 Motor sobrealimentado por turbocompresor y por un compresor.

4.4 Peculiaridades del turbocompresor

De lo hasta aquí explicado podemos deducir, que un motor dotado de turbocompresor presenta dos fases de funcionamiento: una atmosférica y otra sobrealimentada. Efectivamente, para llegar a la fase sobrealimentada (presión de admisión superior a la atmosférica), el turbocompresor debe haber alcanzado un cierto régimen, llamado de enganche (por ejemplo 60 000 rpm), lo cual puede corresponder, con la mariposa de gases totalmente abierta, 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:

- Incremento notable de la potencia y par motor, que en los Diesel 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 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, producido por los impulsos en el colector. 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 y alta velocidad, que da lugar a una combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce considerablemente los contaminantes.

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 es enviado a los cilindros a una cierta presión, a consecuencia de lo cual se produce una importante elevación de su temperatura, con la consiguiente dilatación, que resulta desfavorable para el llenado del cilindro y favorece la detonación.
- Cuanto más rápido sea el régimen del motor, más incrementa su velocidad la turbina y el compresor. Este último aumenta la cantidad de aire suministrado, con lo que el motor desarrolla mayor potencia. En consecuencia, se producirá un flujo de gases de escape aun más importante y el turbocompresor girará aun más rápidamente. Este ciclo recomenzará hasta la rotura del algún elemento del turbo o del motor.

Para subsanar estos inconvenientes, se recurre a refrigerar el aire de admisión y regular la presión de sobrealimentación. La contrapresión creada por la turbina es imposible de suprimir y únicamente puede ser reducida con una disposición y fabricación esmerada de la misma.

La refrigeración del aire de admisión se obtiene intercalando en el circuito de sobrealimentación, a la salida del compresor, un intercambiador de calor del tipo aire/aire, como muestra la Figura 4.21, constituido por un radiador similar al del sistema de refrigeración, por cuyo interior se hace circular el aire de admisión, que es enfriado por la corriente de aire exterior provocada por la marcha, que pasa por entre los tubos del radiador, de donde procede su nombre de intercambiador aire/aire. Con el

enfriamiento del aire de admisión, se mejora el llenado de los cilindros por el aumento de densidad y se aleja el peligro de detonación.

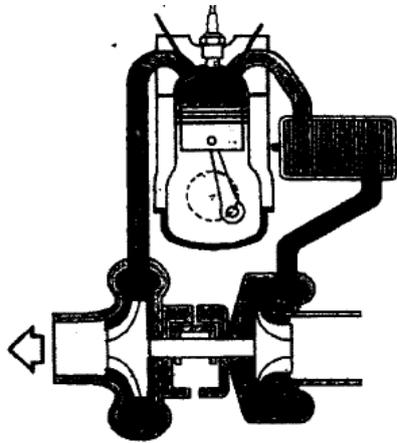


Figura 4.21 Ubicación del intercambiador de calor en el circuito de sobrealimentación

En el intercambiador suele disponerse una válvula termostática, que permite la circulación directa del aire de admisión (sin pasar por el radiador), cuando la temperatura del mismo es baja, como ocurre en tiempo frío, con temperaturas ambiente bajas. La Figura 4.22 muestra la disposición que adopta un motor con turbocompresor, donde pueden verse los circuitos de sobrealimentación y escape. El intercambiador 3 está situado en este caso entre el compresor 2 y la caja de mariposa 1.

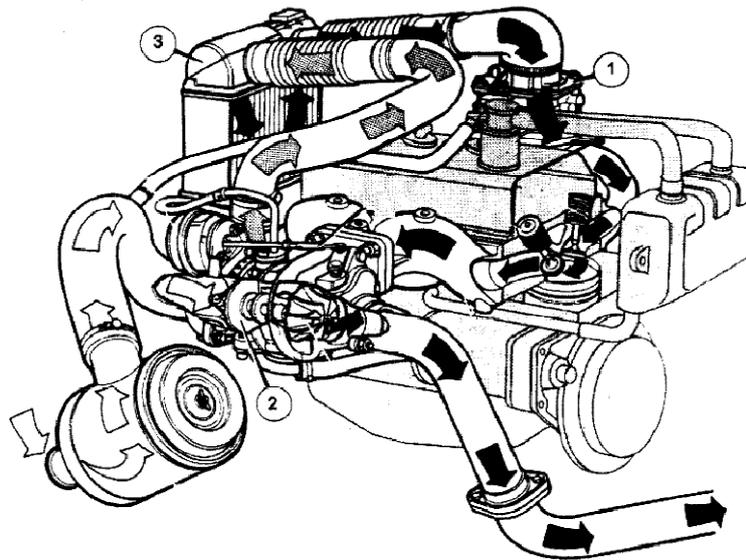


Figura 4.22 Disposición que adopta un motor con turbocompresor

En otras ocasiones se utiliza un intercambiador (intercooler) de tipo aire/agua (Figura 4.23), cuya disposición de montaje es similar a la anteriormente citada. En este caso, por los tubos del radiador se hace circular el agua de refrigeración del motor. Alrededor de los tubos pasa la carga de aire, que es enfriada hasta el valor de temperatura del agua del motor (85°C en orden de marcha).

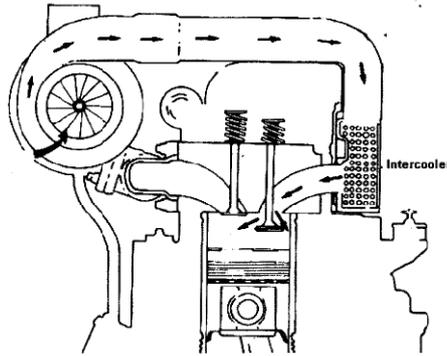


Figura 4.23 Intercambiador de calor aire – agua

La limitación de la presión de sobrealimentación se obtiene en base a no dejar subir la velocidad del turbo, a partir del momento en que se alcanza la presión de sobrealimentación máxima establecida. Para ello se dispone una derivación controlada de los gases de escape que llegan a la turbina, tal como muestra la Figura 4.24. La válvula de cierre 1, también llamada Waste-gate, está enlazada a una membrana 2 con muelle antagonista 3, sometida a los efectos de la presión de sobrealimentación, dada su comunicación con la cámara 4 de presión del compresor por medio del conducto 5.

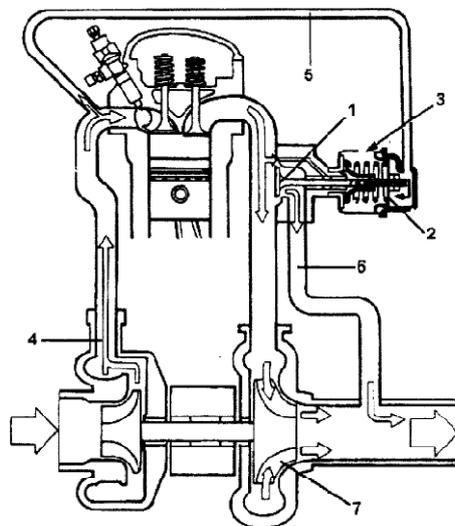


Figura 4.24 Ubicación de la válvula Waste-Gate

Cuando se alcanza el valor máximo de esta presión, establecido por el fabricante, es vencida la fuerza del muelle antagonista desplazándose la membrana hacia atrás, con cuyo movimiento se abre la válvula, que permite la desviación de una parte de los gases de escape por el conducto 6, directamente hacia la salida de la turbina 7, sin incidir sobre ella. Con ello se consigue que el régimen del turbo no siga en aumento cuando crece el flujo de salida de los gases de escape. Cuanto mayor sea la presión de sobrealimentación (por encima del valor de tarado), tanto más se abre la válvula de cierre 1, aumentando el efecto regulador. La Figura 4.25 muestra con detalle las posiciones de reposo (izquierda) y activación (derecha) de la válvula de desvío de los gases de escape, reguladora de la presión.

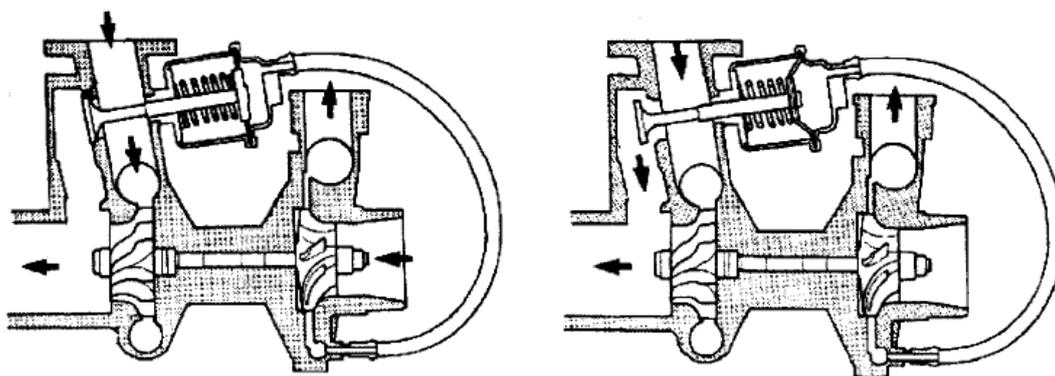


Figura 4.25 Posiciones de reposo y activación de la válvula de desvío de los gases de escape.

En los motores turboalimentados que disponen de sistema de inyección, tanto de gasolina como Diesel, con mando electrónico, la válvula de Waste-gate del turbocompresor suele estar controlada por una electroválvula comandada por el calculador electrónico. La Figura 4.26 muestra en esquema esta disposición, donde la electroválvula 4 es la que gobierna el funcionamiento de la válvula Waste-gate 6, comandada por el calculador electrónico 5, el cual activa la electroválvula 4 en base fundamentalmente de las señales que recibe de régimen motor y grado de apertura de la mariposa de gases, corregidas con otros parámetros como temperatura del aire aspirado y presión barométrica.

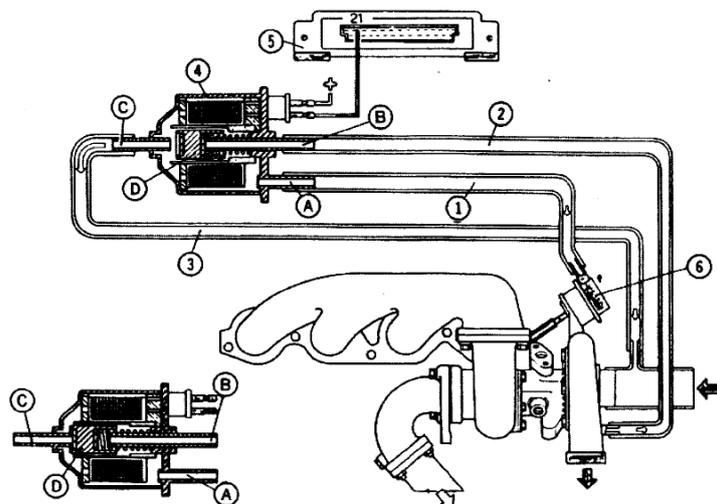


Figura 4.26 Mando electrónico de la válvula Waste-Gate.

Para ciertas condiciones de funcionamiento, en las que se superan los valores límite de la presión de soplado, el calculador electrónico activa la electroválvula 4, cuyo núcleo D se desplaza tapando el conducto C y estableciendo la comunicación entre el A y el B (detalle en la figura).

Con ello la válvula de Waste-gate 6 queda sometida a la presión de soplado a través de los conductos 1 y 2, produciéndose el desplazamiento de su membrana y la apertura de la válvula de derivación de los gases de escape, realizándose la limitación de la presión de soplado. Cuando ésta descende, el calculador electrónico corta la señal de mando y la electroválvula 4 vuelve a su posición de reposo, en la cual los conductos A y B quedan incomunicados, estableciéndose la comunicación entre el A y el C, por lo que a la válvula de Waste-gate queda aplicada la presión atmosférica (a través de los conductos 3 y 1) y retorna a su posición de reposo, en la que no desvía los gases de escape.

En la actualidad se utilizan también los turbocompresores de geometría variable (Figura 4.27), que presentan la peculiaridad de que la rueda de la turbina 2 dispone en su periferia un anillo 5 provisto de una serie de paletas móviles 3, capaces de regular el paso de los gases hacia las paletas de la turbina. Las paletas móviles 3 son gobernadas por una cápsula neumática 8, cuya membrana está unida al vástago 6 que acciona la palanca 7 de mando de posición de las paletas 3. Esta cápsula neumática está conectada por un tubo a la salida del compresor, de igual forma que la válvula Waste-gate y funciona de manera similar.

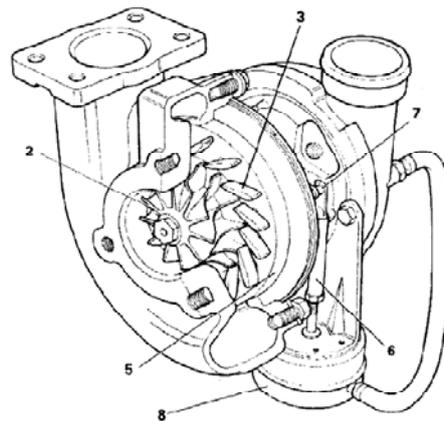


Figura 4.27 Turbocompresor de geometría variable.

Con esta disposición puede mantenerse elevada la velocidad de los gases de escape, y por lo tanto de la turbina, también cuando el motor funciona a regímenes bajos, en cuyas condiciones, las paletas 3 están cerradas obligando a los gases a pasar por pequeñas secciones para incidir sobre los alabes de la turbina, lo cual hace que aumente la velocidad del gas y, en consecuencia, la turbina gira más velozmente. Como la presión que suministra el turbó depende del número de revoluciones del motor, la orientación de las paletas y, por tanto, la variación de las secciones de paso de los gases de escape, dependen también del régimen de giro del motor. Con altos regímenes de funcionamiento, el dispositivo neumático interviene para aumentar las secciones de paso y permitir a los gases moverse sin hacer girar al rotor a una velocidad excesiva, lo que constituye la regulación de la presión suministrada.

La Figura 4.28 muestra las posiciones de las paletas para el funcionamiento con bajos regímenes (izquierda) y altos regímenes (derecha). Cuando el motor gira lentamente, los gases de escape no tienen mucha energía cinética, por lo cual, una turbina tradicional gira lentamente suministrando una baja presión de sobrealimentación; en cambio, la turbina de geometría variable gira a una velocidad mucho mayor y puede suministrar presión en tiempos reducidos. Cuando el motor gira a altos regímenes, se aumenta progresivamente el volumen y la energía cinética de los gases de escape y consecuentemente, la presión de sobrealimentación aumenta, con lo cual, se activa la unidad neumática (derecha en la Figura) modificando el ángulo de las paletas para aumentar la sección de paso de los gases, que de esta manera inciden sobre el rotor con menor velocidad y el impulso de la turbina decrece, suministrando un valor de presión adecuado para el funcionamiento correcto del motor a altos regímenes.

Esta solución permite mantener elevada la velocidad de los gases y por lo tanto de la turbina, cuando el motor funciona a regímenes bajos, lo cual supone mejorar las características fluido dinámicas de la turbina para obtener una respuesta más rápida y un par motor mayor con regímenes bajos, con lo que se mejora notablemente la elasticidad del motor.

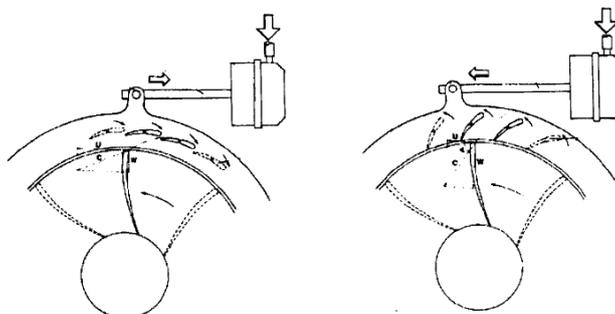


Figura 4.28 Posiciones de las paletas con altos y bajos regímenes.

4.5 Adaptación entre el turbocompresor y el motor.

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

4.5.1 Tiempo de respuesta:

Se llama así al tiempo necesario para pasar del funcionamiento en fase atmosférica, a la fase de sobrealimentación. En este intervalo, al principio, la aceleración es normal y después, a partir de un cierto régimen, aumenta en gran medida.

Por ejemplo: Sea un vehículo que marcha en directa a 3 000 rpm y en un instante determinado el conductor acelera a fondo. Mientras el vehículo marcha a esta velocidad estabilizada, la presión en el colector de admisión es la correspondiente al punto A (Figura 4.29); pero inmediatamente después de la acción del conductor, la presión pasa al punto B, pues el motor atmosférico no tiene tiempo de respuesta. Seguidamente, con un intervalo de tiempo, la presión pasa al punto C: es el tiempo que precisa el turbo para alcanzar el régimen que suministra la presión de sobrealimentación. A las 3 000 rpm del motor, el régimen del turbo puede ser de 60 000 rpm y el tiempo de respuesta oscilará alrededor de un segundo.

Para reducir el tiempo de respuesta pueden seguirse las siguientes actuaciones:

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

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

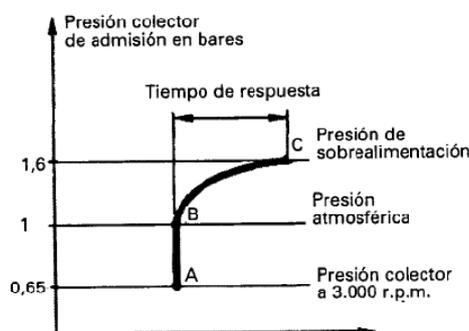


Figura 4.29 Tiempo de respuesta.

4.5.2 Disposición de montaje:

En los motores Diesel se adopta generalmente la disposición que muestra la Figura 4.30, donde puede verse que el turbo se sitúa entre el filtro de aire 1 y el intercambiador 4, por cuya causa, el aire es aspirado por el compresor 2 a través del filtro y enviado al motor a través de los colectores 5. Los motores con sistemas de inyección de gasolina, adoptan una disposición del turbo similar a ésta, donde la posición relativa de la mariposa de gases y el turbocompresor es importante para el tiempo de respuesta. La mariposa antes del turbo tiende a reducirlo en las cargas parciales, mientras que en las plenas cargas el funcionamiento es el convencional. Con aperturas reducidas de la mariposa de gases, la presión de aire existente a la entrada del compresor ya no es la atmosférica, sino inferior a ella. Esta diferencia de presión tiene como consecuencia un incremento de la velocidad de la turbina y por tanto del compresor, que opone menos resistencia a la rotación. Este fenómeno reduce el tiempo de respuesta, aunque a la par,

disminuye el rendimiento del compresor. Ocurre lo mismo que en un aspirador, cuando se tapa parcialmente la entrada de aire, que aumenta la velocidad del motor.

Para limitar la sobre velocidad se utiliza una cápsula de regulación con dos derivaciones (Figura 4.31): una sometida a la presión de sobrealimentación y otra a la depresión, a la altura de la mariposa de gases. De este modo, con las cargas parciales se abre más rápidamente la válvula de cierre de regulación y si el conductor desea actuaciones más elevadas, abre más la mariposa de gases.

En los sistemas de carburación, el turbocompresor suele implantarse antes del carburador. Con esta disposición, solamente se comprime el aire y no la mezcla, pudiendo ser utilizado un intercambiador para lograr su enfriamiento. En estos casos, el carburador debe estar dotado de circuitos enriquecedores complementarios para el funcionamiento en fase sobrealimentada.

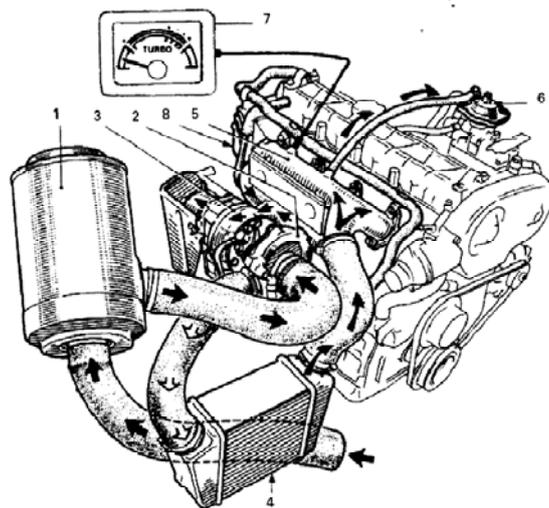


Figura 4.30 Disposición de montaje del turbocompresor.

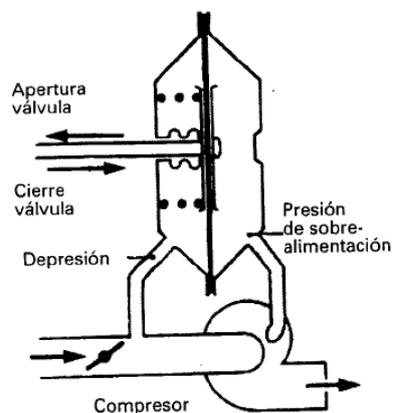


Figura 4.31 Cápsula de regulación.

4.5.3 Modificaciones del motor:

Los motores sobrealimentados están sometidos a mayores cargas mecánicas y térmicas que los atmosféricos. Efectivamente, si en un motor atmosférico, la presión máxima es del orden de 60 a 70 bares, en un motor medianamente sobrealimentado, la presión máxima es de 70 a 80 bares; pero lo más importante es que durante todo el tiempo de expansión, la presión es superior a la del motor atmosférico. El valor de la presión obtenida al final de la compresión, depende de la presión existente en el colector de admisión, es decir, de la presión de sobrealimentación. Cuando se adapta un turbocompresor a un motor, es necesario reforzar ciertos elementos, como cigüeñal, pistones, bielas, etc. Ya que deberán soportar mayores esfuerzos en su funcionamiento. Por otra parte, la sobrealimentación dada por el turbocompresor, ocasiona en cada ciclo un desprendimiento de calor más importante que en los motores atmosféricos, ya que se quema más cantidad de combustible, por cuya causa, es necesario aumentar la resistencia térmica y mecánica de algunos elementos, como las válvulas, segmentos, pistones, bielas, cigüeñal, etc. Del mismo modo, es preciso mejorar la refrigeración de la culata.

En los motores sobrealimentados se hace necesario adecuar el diagrama de la distribución a las características del turbocompresor, pues las cotas de la distribución influyen de una manera importante en el rendimiento del motor. Así, un AAE importante, es favorable al funcionamiento de la turbina. No obstante, el valor de las cotas depende de lo correcto que sea el llenado en la fase no sobrealimentada, buscando siempre que exista la menor diferencia entre las dos fases de funcionamiento.

Hemos visto que una elevada relación volumétrica es favorable, pero su valor está limitado por la aparición de la detonación. Una relación volumétrica elevada favorece el funcionamiento en fase atmosférica, mientras que en fase sobrealimentada propicia la detonación. La relación de compresión en un motor turboalimentado es, generalmente, menor que en un motor atmosférico, buscando el compromiso rendimiento/picado. Para los motores sobrealimentados actuales, los valores de la relación de compresión no suelen sobrepasar de 8,5:1.

4.5.4 Sistema de encendido:

Como es sabido, el punto de encendido tiene gran influencia en el funcionamiento del motor y, así, un exceso de avance propicia la aparición del picado y aumenta el riesgo

de anomalías y de destrucción de elementos del motor, mientras que un defecto de avance implica una pérdida de prestaciones y elevación de la temperatura de escape, lo que puede ser causa de destrucción de la turbina. De todo esto se deduce que en un motor turbo es necesario un sistema de avance del encendido mucho más preciso que en los motores atmosféricos. La necesidad de un buen control del punto de encendido, impone no correr los riesgos que conlleva el ruptor (desgaste) y, por ello, es conveniente la utilización de un encendido sin ruptor, es decir, un sistema de encendido electrónico. De otra parte, dado que el motor turbo posee una elevada relación volumétrica en las plenas cargas, en estas condiciones de funcionamiento, la guarda de picado resulta escasa, por lo que se hace necesario disponer un captador, cuya señal en caso de picado es capaz de variar el punto de encendido en dirección al retardo. El módulo electrónico del sistema de avance al encendido, recibe la señal del captador en cuanto aparece el picado y modifica el avance para evitarlo.

4.5.5 Sistemas de engrase y refrigeración:

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

Igualmente, es preciso que el filtrado del aceite sea escrupuloso, para evitar que lleguen impurezas a los cojinetes del turbo, por lo cual, el filtro de aceite debe ser de una calidad excelente.

Dada la delicadeza de engrase de los cojinetes del turbo, se deduce que no debe pararse el motor inmediatamente después de una aceleración, pues el flujo de aceite cesa inmediatamente cuando el motor se para, mientras el turbo continúa girando por inercia, desde un régimen elevado, correspondiente al funcionamiento en fase sobrealimentada del motor. El giro del turbo sin engrase en sus cojinetes, produciría inevitablemente la destrucción de los mismos o su gripado.

Por este motivo suele adoptarse una circulación de agua a través de la carcasa del turbo, para refrigerar los cojinetes. El circuito de refrigeración queda modificado como muestra la Figura 4.32, donde puede verse que el turbocompresor 5 está conectado al circuito de refrigeración, en serie con la bomba eléctrica 9, que en la parada del motor recoge el agua de la parte alta de la culata y la impulsa hacia el turbocompresor 5 para

continuar refrigerando sus cojinetes durante un cierto tiempo. En la marcha del motor, esta bomba no funciona, pero deja pasar el líquido impulsado por la bomba de agua del motor. Cuando éste se pare el calculador electrónico activa el funcionamiento de la bomba de agua auxiliar.

También se dispone en el circuito de refrigeración un intercambiador agua-aceite 6, necesario para el enfriamiento del aceite, que en los motores turboalimentados alcanza mayores temperaturas, sobre todo a su paso por los cojinetes del turbocompresor.

En algunas aplicaciones se instala un pequeño ventilador, de tipo aspirante, en las proximidades del turbocompresor, que se hace funcionar también a la parada del motor, durante un cierto tiempo, aspirando el aire caliente de las zonas exteriores próximas al turbo para extraerlo del compartimento motor.

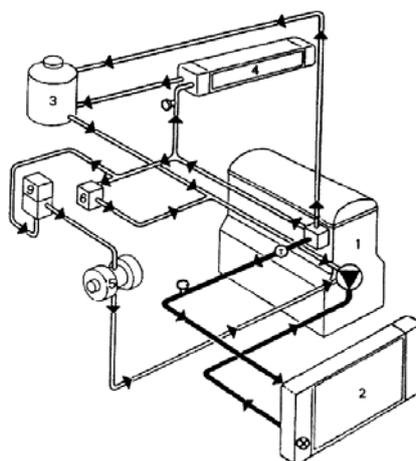


Figura 4.32 Circuito de refrigeración

4.5.6 Sistema de reaspiración de los vapores del cárter:

La reaspiración resulta más delicada que en un motor atmosférico, ya que la presión es mayor en el cárter inferior, debido a que pasan a él, a través de los segmentos, mayor cantidad de gases en las fases de compresión y combustión. De otra parte, es necesario disponer válvulas anti retorno en algunos puntos, para el funcionamiento en fase sobrealimentada.

La Figura 4.33 muestra una de estas disposiciones, para aplicación a un sistema de inyección de gasolina. En la fase atmosférica de funcionamiento, los vapores de aceite son aspirados de la cámara de balancines 3 por la corriente de aire de paso por el conducto 4, que une el filtro F con el turbocompresor T. El calibre 7 regula la cantidad de vapores aspirados. De otra parte, la depresión reinante en el colector de admisión 1

establece también una aspiración de vapores de aceite a través de la válvula de retención 5, desde el calibre 6. Cuando el motor funciona en fase sobrealimentada, la presión reinante en el colector de admisión 1, produce el cierre de la válvula de retención 5, cortando la circulación de vapores por este circuito, e impidiendo que esta presión se aplique a la cámara de balancines.

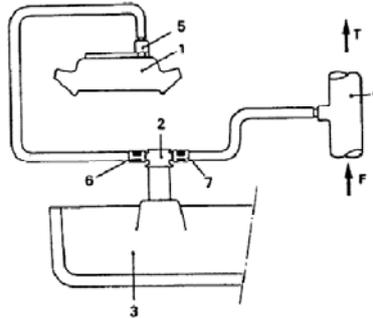


Figura 4.33 Respiración de los vapores del cárter

4.5.7 La inyección en los motores turbo:

Las correcciones del caudal de combustible inyectado en los motores Diesel turboalimentados, se consiguen mediante un dispositivo corrector incorporado en la bomba de inyección, que regula el flujo de la bomba en consonancia con la presión de sobrealimentación. En la Figura 4.34 se muestra un corrector LDA constituido por una membrana 1, sometida por su cara superior a la presión del colector de admisión y por la inferior a la presión atmosférica. El muelle antagonista 5 mantiene la membrana en posición de flujo reducido, pudiéndose regular la fuerza de este muelle mediante la tuerca 2.

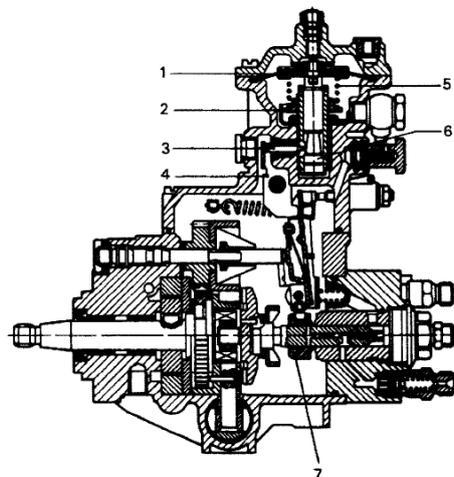


Figura 4.34 Corrector LDA

La posición ocupada por la membrana, modifica la situación de la palanca 4, que a su vez varía la posición del tope 7 de final de la inyección. Tan pronto como la presión de sobrealimentación accione la membrana, ésta se desplaza moviendo los ejes de reglaje 6 y de guiado 3, con lo cual, la palanca tope 4 gira, permitiendo que el tope 7 se desplace en el sentido que corresponde al aumento de caudal. En la Figura 4.22 se mostró la disposición de los circuitos para un motor turbodiésel, donde puede verse la toma de presión de mando para el corrector de presión 6.

Por lo que se refiere a los sistemas de inyección de gasolina, es el calculador electrónico el que determina el aumento de caudal, cuando recibe la señal de funcionamiento en fase sobrealimentada. La presión del combustible en la rampa de alimentación de los inyectores está controlada por el regulador, en función de la presión en el colector, al igual que ocurre en las aplicaciones a motores atmosféricos.

4.5.8 La carburación en los motores turbo:

Dependiendo de la disposición de montaje del turbocompresor, antes o después del carburador, éste es del tipo convencional o "soplado". En el primer caso solamente es necesario prever un sistema enriquecedor, que actúe cuando el motor funciona en fase sobrealimentada, mientras que en el segundo (el más usual), se requieren una serie de mecanismos capaces de modificar las características del carburador, ya que éste ha de funcionar en condiciones muy diferentes, dependiendo de que el motor lo haga en fase atmosférica o sobrealimentada. En este último caso, todos los circuitos del carburador están sometidos a la presión de sobrealimentación.

La Figura 4.35 muestra la disposición de los circuitos del motor, donde puede verse la situación del carburador 7, después del intercambiador 5, que está provisto de una válvula termostática 6. Los vapores del cárter inferior salen hacia el depósito expensor 10, desde el tapón de llenado 9. Allí se condensan parte de ellos, escurriendo nuevamente al cárter por el conducto 11. Otra parte son aspirados hacia el colector de admisión, al que llegan desde el depósito expensor 10 por el conducto calibrado 12 y válvula de cierre 13. Esta válvula se cierra en cuanto el motor funciona en fase sobrealimentada, al aplicársele la presión de sobrealimentación reinante en los colectores.

De esta forma se imposibilitan las fugas de presión por el circuito de reaspiración.

La alimentación de carburante se realiza mediante la bomba eléctrica 16, que lo envía desde el depósito 15 al carburador 7, a través del filtro 17 y una válvula 18 reguladora de la presión de alimentación. Completan la instalación un manómetro 22, indicador de la presión de sobrealimentación y un presostato 21, capaz de cortar el encendido cuando esta presión sobrepasa los valores máximos estipulados en el funcionamiento. La válvula 23 corta la presión hacia el servofreno 24 cuando el motor funciona en fase sobrealimentada, en cuyas condiciones no es necesaria la utilización del freno.

La válvula reguladora de la presión de alimentación ajusta la presión de gasolina de la cuba en función de la presión de sobrealimentación. Para ello está constituida por una membrana M (Figura 4.36) sometida a la presión de sobrealimentación, que le llega por D y es tomada en la boca de entrada de aire al carburador. La gasolina enviada a presión por la bomba, llega por A y pasa por B directamente a la cuba del carburador. Cuando esta presión aumenta, la membrana es levantada destapando el conducto de retorno C, por el que se desvía el exceso de gasolina hacia el depósito, quedando así regulada la presión de alimentación.

Dado que la membrana queda sometida por D a la presión de sobrealimentación, en la fase sobrealimentada se obtiene mayor presión de alimentación del combustible, pues contra la membrana quedan aplicadas las fuerzas del muelle antagonista y la propia presión de sobrealimentación, por lo que es necesaria una mayor presión de alimentación del combustible para desplazar la membrana y obtener un nuevo equilibrio.

En cuanto al carburador se refiere, se disponen mecanismos para el funcionamiento en fase sobrealimentada, tanto en la bomba de aceleración, como en el enriquecedor. En la primera (Figura 4.37), en este caso del tipo de membrana con mando mecánico, se dispone un conducto 1, por el que está aplicada a la cara posterior de la membrana M, la presión de sobrealimentación, con objeto de equilibrar las presiones actuantes en ambas caras de la membrana en la fase sobrealimentada, en la que aumenta la presión en el interior de la cuba.

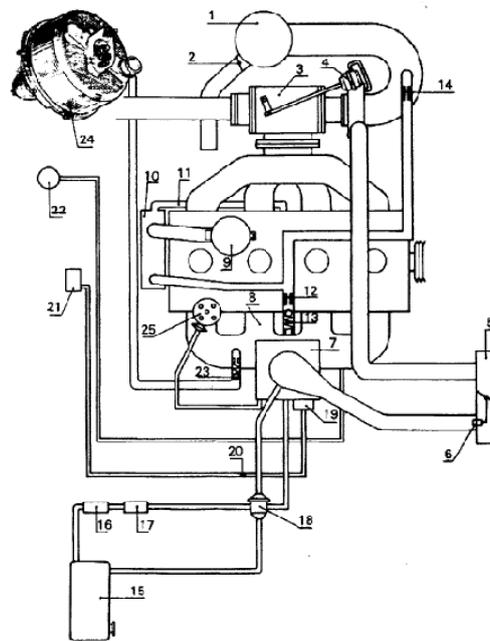


Figura 4.35 Disposición de los circuitos del motor

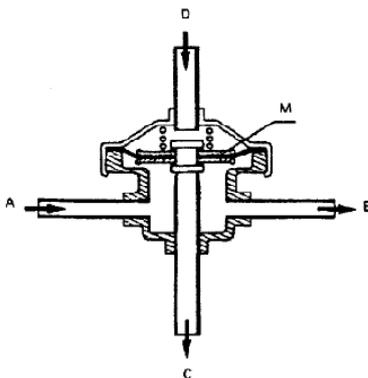


Figura 4.36 Válvula reguladora de la presión de alimentación

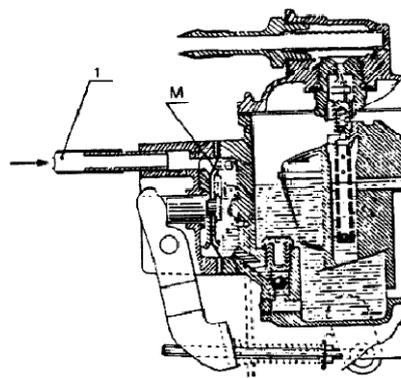


Figura 4.37 Mecanismos del carburador en fase sobrealimentada

El enriquecedor de sobrealimentación (Figura 4.38), está constituido por una cápsula neumática, cuya membrana 10 gobierna la válvula de bola 9. Esta membrana queda sometida por una de sus caras a la acción del muelle antagonista 11 y a la presión atmosférica que se aplica a ella constantemente. Por la cara opuesta se manifiesta la presión de alimentación del combustible que llega desde la cuba. En el funcionamiento en fase atmosférica, la presión de alimentación en la cuba es pequeña y la válvula de bola 9 se mantiene cerrada, con lo que el suministro de gasolina hacia el surtidor se

realiza de la manera convencional. Cuando el motor comienza a funcionar en fase sobrealimentada, aumenta la presión en la cuba, produciendo el desplazamiento de la membrana 10 hacia la derecha, con lo cual, la válvula 9 se retira de su asiento permitiendo el paso de gasolina a su través y por los calibres E2 y E1 hacia el surtidor principal, con el consiguiente aumento de la gasolina suministrada por éste, en concordancia con el mayor volumen de aire suministrado ahora al motor.

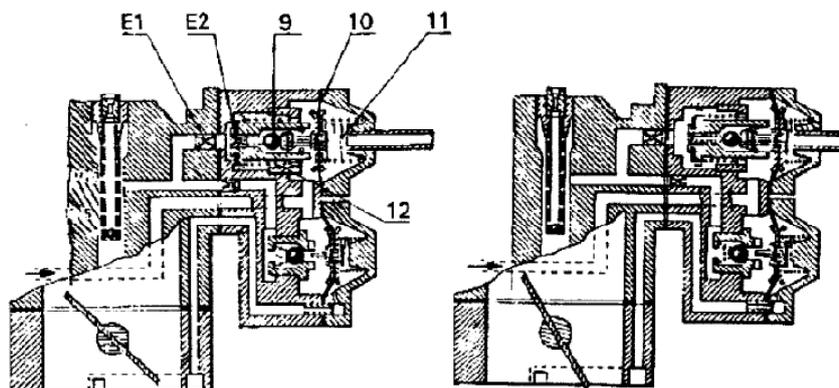


Figura 4.38 Enriquecedor de sobrealimentación

Si la presión de sobrealimentación es muy alta (motor funcionando en fase sobrealimentada y altos regímenes), el desplazamiento de la membrana 10 arrastra consigo al pistón E2, que al retirarse permite el paso de gasolina directamente desde la cámara hacia el surtidor, por la periferia del pistón y calibre E1, mayor que el E2, aumentando la cantidad de gasolina suministrada.

Paralelamente con el funcionamiento de este enriquecedor, funciona el convencional de plena carga que está dotado en el carburador, situado por debajo de él en la Figura. El mando de este segundo enriquecedor se realiza por la depresión reinante en la zona de la mariposa de gases, a cuya altura se dispone la toma del conducto que desemboca en la parte posterior de la membrana.

4.5.9 Sistemas de alimentación y escape:

Dado que los caudales de combustible y sobre todo las presiones de alimentación, son más elevadas, los motores turbo requieren la presencia de una bomba eléctrica de gasolina en su sistema de alimentación. También se hace necesario controlar la limpieza del filtro de aire con mayor frecuencia, ya que un ensuciamiento del mismo, implica un aumento de velocidad del compresor, que es consecuencia de la disminución de la

presión a la entrada del mismo, por ensuciamiento del filtro (presión inferior a la atmosférica).

En cuanto al sistema de escape se refiere, la sección de las canalizaciones que se encuentran por detrás de la turbina, es elevada, para reducir al máximo las contrapresiones. Como la turbina provoca una descompresión de los gases, el silenciador posee un deflector menor y, generalmente, un motor turbo es más silencioso que uno atmosférico.

4.6 Verificación del turbocompresor

El correcto funcionamiento de un turbocompresor puede ser verificado mediante el control de la presión de sobrealimentación y, en los motores de gasolina, de la presión de alimentación paralelamente. Para realizar estos controles se disponen de manómetros en la llegada de gasolina a la cuba o rampa de inyección (según el sistema) y en el tubo de aire a la salida del compresor.

Girando el motor a ralentí, la presión de sobrealimentación debe ser nula y la de alimentación del combustible la especificada por el fabricante para condiciones normales de funcionamiento.

Con el motor funcionando a plena carga y a un régimen superior a 3 000 rpm, la presión de sobrealimentación debe ser la estipulada (generalmente comprendida entre 0,57 y 0,7 bares), mientras que la de alimentación de gasolina debe incrementarse en este mismo valor. En caso de anomalías, deberá sustituirse o reglarse el regulador de la presión de alimentación, o la válvula reguladora de la presión de soplado del turbo, según corresponda.

El reglaje de la presión de sobrealimentación se realiza actuando sobre la bieleta de mando de la válvula de control, en su unión a la válvula de Waste-gate. La Figura 4.39 muestra la implantación de estos componentes sobre el turbo, donde la válvula Waste-gate 1 se fija a la carcasa del turbocompresor mediante tornillos. La membrana de esta válvula está unida mediante la bieleta regulable 3 a la articulación 4 de la válvula 5 de desviación de los gases de escape. Esta unión resulta regulable en longitud, dado que la brida 3 se une a la membrana de la válvula de Waste-gate por medio de un acoplamiento roscado, con tuerca de fijación 2 (como muestra el detalle de la figura). Variando la longitud de esta biela, se consigue modificar la presión de apertura de la válvula y con ello la presión de control del turbocompresor.

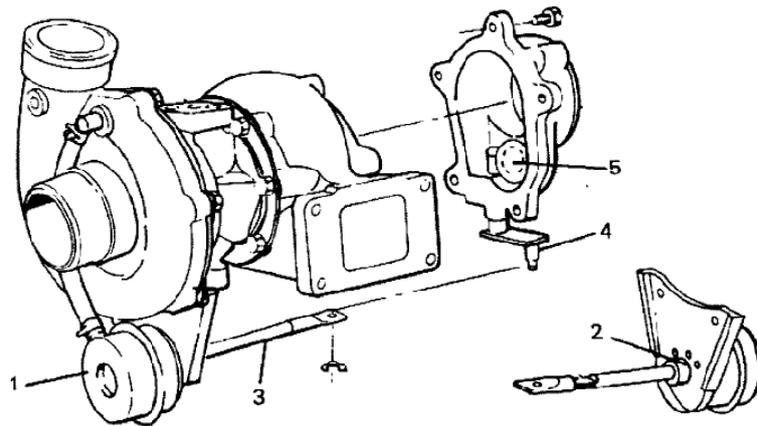


Figura 4.39 Reglaje de la presión de sobrealimentación

La operación de reglaje se efectúa con el turbocompresor ya instalado en vehículo, acoplando un manómetro 2 (Figura 4.40), provisto de reductor de presión 1, a la toma de presión de la válvula Waste-gate, por medio del conducto 3. Por otro lado se acopla un reloj comparador 5 a la bieleta 6 de mando de la válvula de desvío de gases y, en estas condiciones, se aplica aire comprimido de la red al reductor de presión 1, a través del tubo 7, regulando la presión hasta conseguir un determinado valor de desplazamiento de la bieleta de mando, que será indicado por el comparador (por ejemplo, 4 mm). La presión que ha sido necesario aplicar para lograr este desplazamiento, ha de ser la estipulada por el fabricante (por ejemplo, 480 mb).

Si los valores de presión no son conformes con los desplazamiento obtenidos, se regulará la longitud de la bieleta de mando, realizando a continuación una nueva verificación.

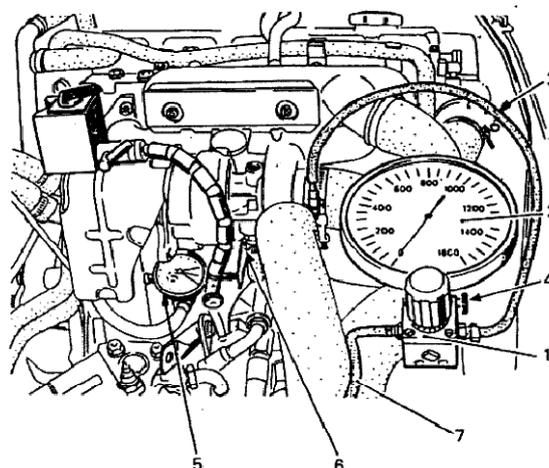


Figura 4.40 Operación de reglaje del turbocompresor usando un manómetro.

En las verificaciones que se realicen sobre un motor turboalimentado, deberá comprobarse siempre el correcto funcionamiento del presostato, lo cual se realiza con la ayuda de un óhmetro, que se conecta a ambos bornes del presostato. Sometiendo a éste a una presión inferior a 0,75 bares (presión de corte), la resistencia indicada por el óhmetro debe ser infinita. Para una presión superior a ésta, la resistencia debe ser cero. Si no fuera así, deberá ser sustituido el presostato, ya que se corre el riesgo de rotura de algún componente del motor o del turbo en caso de avería o destarado de la válvula de presión de sobrealimentación.

En cuanto al circuito de admisión de aire se refiere, deberá comprobarse la estanqueidad del mismo, dado que los conductos posteriores al turbo quedan a la presión de sobrealimentación. Las fugas aquí representan una pérdida de presión que altera el funcionamiento del motor.

En el intercambiador aire/aire, se dispone una válvula termostática que debe ser verificada cuando se presentan anomalías en el funcionamiento del motor. Sumergida la cápsula de cera que gobierna esta válvula en un baño de agua caliente, la mariposa debe cerrar el paso de aire por el intercambiador, cuando la temperatura sea inferior a 45°C. Para temperaturas superiores a ésta, la válvula debe permitir el paso de aire por el intercambiador.

En lo referente a la verificación individual de componentes del turbocompresor, una vez despiezado éste (Figura 4.41), deberá realizarse una escrupulosa limpieza de las carcassas del compresor y la turbina, ya que un pequeño sedimento en estas zonas puede producir la rotura de alguna aspa o afectar al rendimiento del turbocompresor. Para realizar la limpieza es recomendable utilizar un cepillo de alambre de cobre. En la operación de desmontaje, es conveniente marcar la posición de las carcassas de turbina y compresor, con respecto a la carcasa del cojinete, para volver a montarlas de nuevo en su posición inicial.

En la verificación individual de componentes se comprobará que no existan grietas, deformaciones, roturas ni desgaste de ninguno de ellos, especialmente de la carcasa del eje de mando y los rodetes de la turbina y compresor. Cualquier defecto en estas zonas implica la sustitución. Posteriormente deben comprobarse las holguras radial y axial del eje de mando sobre sus cojinetes de apoyo. Para ello se colocará un comparador como muestra la Figura 4.42, introduciendo el palpador a través del conducto de engrase, de manera que apoye en el eje de mando. En estas condiciones se presionará hacia abajo el

eje, cogiendo con ambas manos los rodetes de turbina y compresor, para observar la lectura del comparador. Seguidamente se presiona el eje hacia arriba y se vuelve a observar la lectura del comparador. La diferencia entre estas dos medidas es la holgura existente, que debe estar comprendida entre 0,08 y 0,15 mm. Si estuviera fuera de estos valores, por encima o por debajo, debe sustituirse el conjunto de cárter y eje con sus cojinetes.

La holgura axial se comprueba instalando el comparador como muestra la Figura 4.43 y forzando con la mano el eje para desplazarlo lateralmente en uno y otro sentido. La diferencia entre las dos medidas tomadas en el máximo desplazamiento, debe estar comprendida entre 0,03 y 0,08 mm. De no ser así, deberá sustituirse el conjunto.

Es de hacer notar que siempre que haya necesidad de desmontar el turbocompresor para su reparación o sustitución, en la siguiente operación de montaje debe preverse el llenado de aceite de la cámara del turbo y sus cojinetes, para evitar el funcionamiento en seco del mismo, que sería causa de rotura inevitable. Para realizar esta operación, una vez montado el turbocompresor, se hará girar el motor a la velocidad de arranque durante unos segundos, sin que se produzca el encendido del motor, para lo cual, basta desconectar el cable de alta tensión del sistema de encendido.

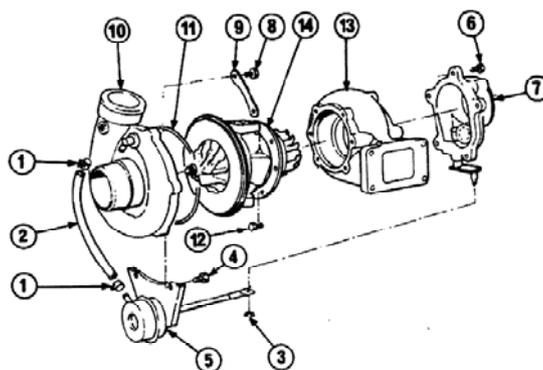


Figura 4.41 Verificación individual de los componentes del turbocompresor

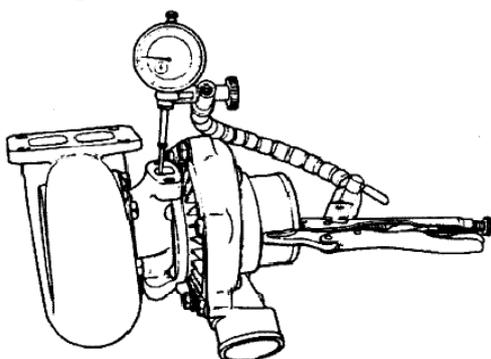


Figura 4.42 Comprobación de la holgura radial del eje de mando

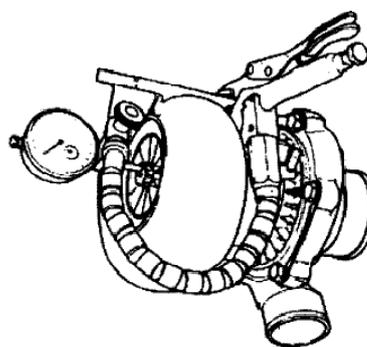


Figura 4.43 Comprobación de la holgura axial del eje de mando

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA METÁLICA EN LA QUE SE VA A ANCLAR EL MOTOR Y SUS ELEMENTOS.

5.1 Diseño y construcción de la estructura metálica.

La estructura metálica en la que se montó el motor tiene una forma rectangular, fue construida con un perfil cuadrado de acero, de dimensiones (7.5cm x 7.5cm).

Esta estructura o bastidor en la que se montó el motor está constituido por dos largueros que tienen una longitud de 160.5cm y dos travesaños que tienen una dimensión de 65.5cm, estos largueros y travesaños se unieron por soldadura eléctrica utilizando para el efecto electrodos del tipo 7018 AGA.

La figura 5.1 muestra las dimensiones y forma del bastidor.

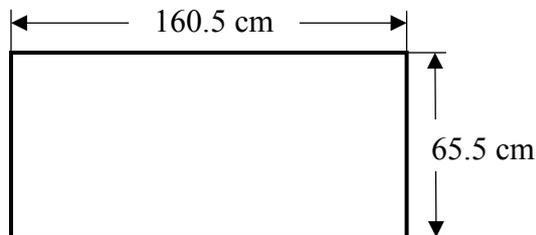


Figura 5.1 Dimensiones y formas del bastidor

Luego de armado el bastidor se procedió a la construcción de las bases de anclaje del motor y caja de velocidades. Estas bases de igual manera fueron hechas del perfil cuadrado (7.5 x 7.5) cm que se usó en la construcción del bastidor. Luego se procedió adecuar las bases de acuerdo a las necesidades de nuestro motor. Tratando que este quede totalmente nivelado respecto al suelo, con una altura de 25 cm.

Para el anclaje del motor al bastidor, se necesitó de la construcción de dos bases, además se tuvo que hacer una tercera para la caja de velocidades, en la parte en la que se une la base al motor se soldó unas platinas de forma cuadrada con perforaciones en sus extremos para ubicar los pernos que van a fijar el motor al bastidor. Sobre éstas se colocó las bases de caucho originales del motor y de la caja de velocidades, las cuales van a permitir que las vibraciones producidas en el funcionamiento normal del motor sobrealimentado sean absorbidas y no se transfieran a la estructura metálica.

Las bases del motor ya terminadas tienen una altura de 19 cm y de la caja 5cm. Estas bases fueron unidas al bastidor por soldadura eléctrica utilizando electrodos del tipo 7018 AGA.

La figura 5.2 muestra las bases del motor y de la caja.



Figura 5.2 Bases del motor y de la caja de velocidades

La figura 5.3 muestra la base del motor soldada al bastidor.



Figura 5.3 Base del motor soldada al bastidor

La figura 5.4 muestra la base de la caja de velocidades soldada al motor.



Figura 5.4 Base de la caja de velocidades soldada al bastidor

Una vez culminado la soldadura de las bases al bastidor se procedió a la ubicación de cuatro ruedas para movilizar el motor sobrealimentado didáctico, dentro del laboratorio de Vehículos de la Escuela de Ingeniería Automotriz.

A estas ruedas previamente a su instalación al bastidor se les colocó en su parte superior unas platinas de forma cuadrada con la finalidad de sujetarlas con pernos al bastidor. Las mismas que fueron soldadas al bastidor con electrodos 7018 AGA.

La figura 5.5 muestra una rueda unida al bastidor.



Figura 5.5 Rueda unida al bastidor

La figura 5.6 muestra las cuatro ruedas montadas y soldadas al bastidor del motor sobrealimentado.



Figura 5.6 Cuatro ruedas montadas y soldadas al bastidor

5.2 Cálculos para la selección del turbocompresor e intercooler.

5.2.1 Cálculos para determinar el turbocompresor para el motor.

En base a las características técnicas del motor Mazda, se procedió a realizar un análisis matemático que permita establecer el turbocompresor adecuado para nuestro motor.

Tabla 5.1 Características técnicas del motor Mazda.

Características técnicas del motor Mazda	
Motor	B1600, NA18481
Tipo	4 cilindros en línea
Distribución	OHC de 8V
Cilindrada	1590.87 cm ³
Diámetro x carrera	80x79.12 mm
Relación de compresión	9.9:1
Potencia hp/rpm	100/5300
Torque Nm/rpm	160/3100
Orden de encendido	1-3-4-2

Considerando los valores de $P_1 = 70 \text{ Hp}$ (52.199kW) de potencia real y la presión de admisión de 72,1 kPa a 2754 msnm; se pueden realizar los cálculos necesarios que permitan determinar el correcto turbocompresor a usarse.

Potencia real del motor a 2754msnm es: $P_1=70\text{Hp}$ o 52.199Kw

Presión de admisión es de 72.1 Kpa de Anexo 15.

5.2.1.1 Análisis de la relación de presión.

Esta relaciona la presión de salida de aire del turbo (P_{IT}) con la presión de entrada de aire (P_1), las unidades pueden expresarse en bar ó en psi. La ecuación queda establecida de la siguiente manera:

$$PR = \frac{P_{IT}}{P_1} \quad (3)$$

Donde:

PR = Relación de presión.

P_{IT} = Presión de salida de aire del compresor (bar ó psi).

P_1 = Presión de entrada de aire al compresor (bar ó psi).

La presión de salida de aire del compresor P_{IT} según los fabricantes de turbo cargadores indican un valor constante de 0,689 bar a 0,8268 bar (10 psi a 12 psi); a este valor

tenemos que sumarle la presión atmosférica a la altura sobre el nivel del mar, para nuestro caso es a 2754 msnm la presión atmosférica P es de 0,725 bar (10.51 psi).

$$P_{1T} = \left(\frac{0.689 + 0.8268}{2} \right) \text{bar} + 0.725 \text{bar} = 1.4829 \text{bar}$$

Por restricciones causadas por el filtro de aire y los conductos de admisión la presión atmosférica sufre una depresión de 0,0689 bar (1 psi) en la presión de entrada de aire al compresor P_1 :

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

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

$$P_1 = P_{atm\ 2754\text{msnm}} - \text{Depresión}(1\text{psi})$$

$$P_1 = 0.725 \text{bar} - 0.0689 \text{bar} = 0.6561 \text{bar}$$

Ahora se hace posible encontrar el valor de PR; es importante tomar en cuenta que a la presión del turbo es necesario añadirle la presión atmosférica, debido a que los manómetros utilizados por los fabricantes en la medición de la presión del turbo no consideran la presión atmosférica, la misma que depende de la altura sobre el nivel del mar a la que se efectúe la medición, de esta manera se obtienen valores más reales de la relación de presión PR:

$$PR = \frac{P_{1T}}{P_1}$$

$$PR = \frac{P_{1T}}{P_1} = \frac{1.4829 \text{bar}}{0.6561 \text{bar}} = 2.26$$

5.2.1.2 *Determinación del flujo de aire necesario (CFM).*

Este parámetro es la masa de aire que fluye a través del compresor y posteriormente pasa al motor, las unidades en las que el flujo de aire necesario puede ser expresado son en kg/seg (lb/min) o en unidades de volumen m^3/seg (ft^3/min); el volumen de aire se convierte en masa de aire multiplicando por la densidad del aire. De esta manera se tiene la siguiente relación:

- N_e = Potencia del motor medida en el banco de pruebas en kw ó Hp.
- 14.7 = Relación estequiométrica aire/combustible.
- G_{pe} = Consumo específico de combustible en kg/kwh ó lb/Hph.

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

$$CFM = N_e(14.7)(G_{pe}) \left(\frac{lb}{min} \right)$$

El valor de Flujo de Aire Necesario es un valor necesario para la interpretación o ubicación de dicho punto en el mapa del turbo cargador indispensable para su selección, que se indicara más adelante.

Hay que tomar en cuenta que para la selección del turbocompresor, todos los turbocompresores aplicados en motores a gasolina generan alrededor de 9,5 a 10,5 Hp por cada lb/min de flujo de aire, por ejemplo un motor de 400 Hp requiere de 36 a 44 lb/min de flujo de aire.

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

$$G_{pe} = 194.34 \frac{gr}{cv.hp}$$

$$G_{pe} = 194.34 \frac{gr}{cv.hp} \left(\frac{1Kg}{1000gr} \right) \left(\frac{1h}{3600s} \right) \left(\frac{1.359cv}{1kw} \right) = 7.336 \times 10^{-5} \frac{kg}{kw.s}$$

$$G_{pe} = 194.34 \frac{gr}{cv.hp} \left(\frac{1lb}{453.5924gr} \right) \left(\frac{1h}{60min} \right) \left(\frac{1.014cv}{1hp} \right) = 7.241 \times 10^{-3} \frac{lb}{hp.min}$$

$$CFM = N_e(14.7)(G_{pe}) \left(\frac{lb}{min} \right)$$

$$N_e = 52.199kw = 70hp$$

$$CFM = 52.199kw(14.7) \left(7.336 \times 10^{-5} \frac{kg}{kw.s} \right) = 0.0563 \frac{kg}{s}$$

$$CFM = 70hp(14.7) \left(7.241 \times 10^{-3} \frac{lb}{hp.min} \right) = 7.451 \frac{lb}{min}$$

El flujo de aire necesario para la admisión obtenido es el valor con el vehículo estándar, posteriormente se analizara el nuevo valor con el turbocompresor.

5.2.1.3 Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map).

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

$$Map = \frac{CFM \cdot R \cdot (460 + T_1 \text{ } ^\circ\text{F})}{\eta_v \cdot \left(\frac{n}{2}\right) \cdot V_T}$$

CFM = 7.451 lb/min (Flujo de Aire Necesario)

n= 5300 rpm a potencia máxima

$V_T=1590.87\text{cm}^3=97.1\text{plg}^3$ (Volumen o Cilindrada Total)

$\eta_v=0.651178$ (Rendimiento volumétrico).

R = 639,6 (Constante de gases)

$T_1 = 113^0 \text{ F} = 45^0 \text{ C}$ (Temperatura en el múltiple de admisión).

$$\frac{^\circ\text{C}(9)}{5} + 32 = ^\circ\text{F}$$

$$Map = \frac{7.451\text{lb}/\text{min}(639.6)(460 + 113^\circ\text{F})}{0.651178 \left(\frac{5300\text{rpm}}{2}\right) (97.1\text{plg}^3)} = 16.3 \text{ psi} = 1.123\text{bar}$$

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

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

$$\Delta P=2\text{psi}=0.138\text{bar}$$

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

$$P_{1T} = Map + \Delta P = 1.123 \text{ bar} + 0.138\text{bar} = 1.261\text{bar} = 18.3\text{psi}$$

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

$$P_1 = 0.6561\text{bar}$$

$$PR = \frac{1.261\text{bar}}{0.6561\text{bar}} = 1.922$$

5.2.1.4 *Análisis de la temperatura del aire en el múltiple de admisión.*

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

Es importante determinar teóricamente el valor de la temperatura del aire de admisión con el sistema de sobrealimentación, debido a que esto permitirá realizar un correcto análisis termodinámico para la posterior selección del turbocompresor.

5.2.1.5 *Cálculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor.*

La presión de admisión con el sistema de sobrealimentación de aire de admisión ya no se encuentra a la temperatura ambiente T_1 de 270.6° K ni a la presión de admisión P_1 de 72.1 kPa - datos obtenidos a 2754 msnm del Anexo 15. Con el turbo alimentador se presente una temperatura de admisión T_{1T} y una presión de admisión P_{1T} obtenida anteriormente; cabe señalar que este nuevo valor de T_{1T} será la temperatura de admisión (T_1) para los cálculos termodinámicos; el análisis se indica a continuación:

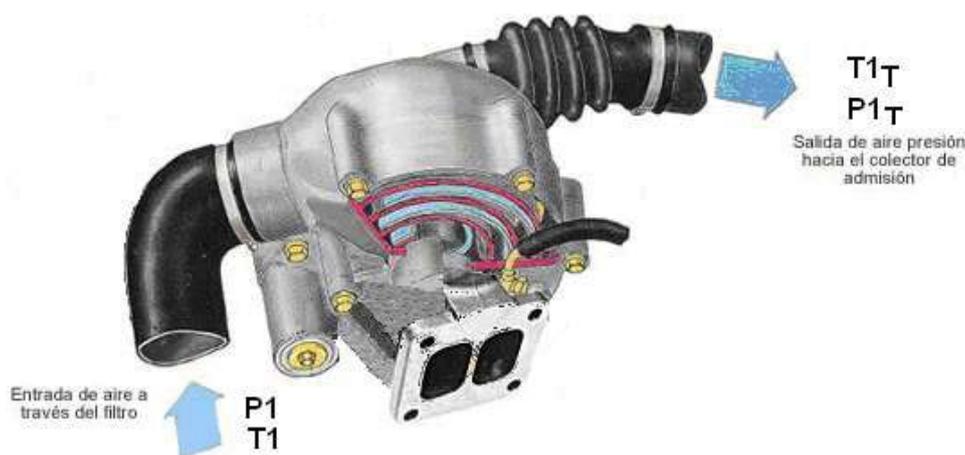


Figura 5.7 Salida de presión y temperatura a través del turbocompresor.

$$T_{1T} = \left(\frac{P_{1T}}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{\gamma}} (T_t)$$

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

T_t = 270.6°K. (Temperatura Teórica del Aire a 2754 msnm)

$P_{1T}=1.261\text{bar}=18.3\text{ psi}$ (Relación de Presión para la Admisión).

$P_1=0.6561\text{bar}=9.5225\text{psi}$. (Cálculo de la Presión en el Múltiple de Admisión.- Presión de entrada de aire al compresor).

$X=PR=1.922$ (Exponente adiabático, se tomo su valor en relación al valor de la relación de presión)

$$T_{1T} = \left(\frac{18.3\text{psi}}{9.5225\text{psi}} \right)^{1-\frac{1}{1.922}} (270.6^\circ\text{K}) = 370.2^\circ\text{K} = 97.2^\circ\text{C}$$

5.2.1.6 Análisis y cálculos tecnológicos con el sistema de sobrealimentación.

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

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

5.2.1.7 Variación de la relación de compresión.

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

La relación de compresión de nuestro motor es de 9.9:1, pero con el sistema de sobrealimentación su valor ascenderá altamente lo cual no sería nada conveniente, por lo que, es indispensable disminuir el valor de la Rc. Lo primero que se debe calcular

para poder realizar algún tipo de cambio en la relación de compresión es la presión de compresión (P_c). Realizaremos una comparación entre el valor que se obtenga con el motor de aspiración normal y con el turbo alimentador.

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

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

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

$$P_c = P(R_c)^Y$$

P_c = (Presión de compresión del motor de aspiración normal.)

P = 0,725 bar. (Presión atmosférica a 2754 msnm)

R_c = 9.9:1 (Dato Técnico del Motor Mazda)

Y = 1,5 (Valor politrópico de una compresión por émbolo.)

$$P_c = 0.725bar(9.9)^{1.5} = 22.5835bar = 327.8psi$$

Se calcula también la Presión de compresión (P_{CT}) del motor con el sistema de turbo alimentación, pero aquí consideraremos la R_c original con el fin de verificar cuanto es el aumento de la presión de compresión en el caso que no se varíe la relación de compresión, quedando de la siguiente manera:

$$P_{CT} = P_{1T}(R_c)^Y$$

$$P_{CT} = 1.261bar(9.9)^{1.5} = 39.28bar = 570.1psi$$

Como se puede observar existe un aumento de un 42.5% aproximadamente en la presión de compresión por la presencia del turbocompresor y con una relación de compresión alta; esto favorece para una mayor suavidad del encendido de la mezcla.

La relación de compresión se puede aumentar reduciendo la cámara de combustión mediante juntas de culata más finas, aplanando la culata o pistones más altos. Una mayor compresión aumenta la potencia del motor, pero aumenta la tendencia al picado.

Para nuestro caso el aumento de potencia con una alta relación de compresión no es del todo favorable, debido a que la relación de compresión aumenta aun más con el sistema de sobrealimentación ocasionando efectos de autoencendido y picado en el motor, por lo debemos calcular la relación de compresión que debe existir en el motor turboalimentado para evitar estos aspectos.

Para obtener la nueva relación de compresión partimos de la siguiente ecuación:

$$R_{CT} = \left(\frac{P_C}{P_{1T}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{22.5835 \text{ bar}}{1.261 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1.5}} = 6.8452:1$$

5.2.1.8 *Análisis del espesor del empaque del cabezote.*

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

$$Z = \frac{V_u - V_c(R_{CT} - 1)}{R_{CT} - 1}$$

Z = ? (Volumen que se debe aumentar)

$V_u = 397.7175 \text{ cm}^3$ (Volumen del Cilindro)

$V_c = 44.68736 \text{ cm}^3$ (Volumen de la Cámara de Combustión)

$R_{CT} = 6.8452$

$$Z = \frac{397.7175 \text{ cm}^3 - 44.68736 \text{ cm}^3 (6.8452 - 1)}{6.8452 - 1} = 23.3544 \text{ cm}^3$$

Se debe calcular además la altura H que se debe aumentar para evitar el autoencendido de la mezcla en el motor y obtener su rendimiento eficaz. El Diámetro del pistón d se obtiene de las características técnicas del motor $d=78 \text{ mm} = 7.8\text{cm}$, partiendo de la siguiente ecuación se obtiene:

$\emptyset_{cilindro} = d = 78\text{mm} = 7.8\text{cm}=0.078\text{m}$

$$H = Z \left(\frac{4}{\pi \cdot d^2} \right) = 23.3544 \text{ cm}^3 \left[\frac{4}{\pi (7.8 \text{ cm})^2} \right] = 0.4887 \text{ cm} = 4.89 \text{ mm}$$

Como consecuencia de la disminución del valor de la relación de compresión y la variación del espesor del empaque del cabezote se produce un aumento del volumen de la cámara de combustión, por lo que se hace necesario calcular este nuevo volumen de

forma teórica para posteriormente llevarlo a la práctica el momento de implementar todo el sistema de sobrealimentación en nuestro motor.

5.2.1.9 Volumen o cilindrada unitaria.

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

$$V_u = 397.7175 \text{ cm}^3$$

5.2.1.10 Relación de compresión con turbo cargador.

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

$$R_{CT} = 6.8452: 1$$

5.2.1.11 Volumen o cilindrada total.

El Volumen o Cilindrada Total (V_T), es el volumen de mezcla (aire-combustible) multiplicado por el número de cilindros que posee el motor de combustión interna, para nuestro caso su valor no tienen ninguna modificación, puesto que el volumen unitario tampoco sufrió cambio alguno; por lo que:

$$V_T = 1590.87 \text{ cm}^3$$

5.2.1.12 Volumen de la cámara de combustión.

El volumen de la cámara de combustión sufre variación en su valor, debido a que existió una modificación en el valor de la relación de compresión y además, como consecuencia del aumento del espesor del empaque del cabezote; este aumento de

volumen se calcula de forma teórica. El aumento del volumen de la cámara de combustión se determina directamente en función al nuevo valor de la relación de compresión, de tal manera que se realiza el siguiente análisis:



Figura 5.8 Variación del volumen de la cámara de combustión.

$$Rc = \frac{Vu + Vc}{Vc}$$

$$Rc \cdot Vc = Vu + Vc$$

$$Vc(Rc - 1) = Vu$$

$$Vc = \frac{Vu}{Rc - 1} = \frac{397.7175cm^3}{9.9 - 1} = 44.68736cm^3$$

5.2.1.13 Análisis y cálculos de potencia y presiones para el rotor Mazda.

Para determinar el tipo de turbocompresor, es importante establecer las diferentes potencias con el sistema sobre alimentador. Los valores que se obtengan son de tipo teórico pero que servirán para realizar un comparación con los valores obtenidos en la práctica una vez implementado el sistema, cuyos valores deberán ser iguales o superiores a los que se obtengan, lo que confirmara el cumplimiento de los objetivos del proyecto.

Se debe tener en cuenta que la potencia y el par se ven aumentados por el mejor llenado de los cilindros a partir de unas 1000 a 1500 revoluciones, que es cuando el turbo comienza a ser efectivo. El porcentaje de aumento del par en un motor sobrealimentado es igual o mayor que el aumento de la potencia; es importante el aumento del par por la influencia que tiene en el comportamiento del motor.

5.2.1.14 *Potencia indicada.*

Como objetivo del proyecto de tesis se ha planteado aumentar en por lo menos un 15% la potencia del motor con la implementación del sistema de sobrealimentación; tomando en cuenta este aspecto se hace posible determinar ciertos valores para la selección del turbocompresor, de esta manera se tiene el siguiente valor:

Potencia Indicada motor estándar a 2754msnm: 52.199kw

Aumento de Potencia con el Sistema de Sobrealimentación: 15%

Potencia Indicada motor modificado= 15% de 52.199kw + 52.199kw = 60.02885kw = 60028.85Nm/s

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

$n=5300rpm$

$V_u=397.7175cm^3=3.9772 \times 10^{-4}m^3$

$$P_i = \frac{P_{iT} \cdot V_u \cdot n}{120}$$

$$P_{iT} = \frac{120 \cdot P_i}{V_u \cdot n}$$

$$P_{iT} = \frac{120 \left(60028.85 \frac{Kgm}{s^2} \frac{m}{s} \right)}{3.9772 \times 10^{-4} m^3 (5300rpm)} = 3417359.743 \frac{kg}{ms^2}$$

5.2.1.15 *Fuerza sobre la cabeza del pistón.*

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

Como existe un aumento en la presión de compresión con el sistema de sobrealimentación y debido a que el valor de la presión media indicada varía por el

aumento de la potencia indicada, se hace necesario calcular la fuerza que actuara sobre la cabeza del pistón, de la siguiente manera:

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

$$F_T = 3417359.743 \frac{kg}{ms^2} \left[\frac{\pi(0.078m)^2}{4} \right] = 16329.3834N = 16.33KN$$

5.2.1.16 Cálculo del par motor y potencia efectiva.

Considerando los aspectos mencionados anteriormente sobre al par motor y la potencia, el par motor se toma también con un aumento del 15% del valor obtenido con el vehículo estándar, de esta manera se tiene el siguiente valor:

Par Motor estándar a 2754msnm: 112Nm

Aumento del Par Motor con el Sistema de Sobrealimentación: 15%

Aumento del Par Motor con el turbo=15% mas=112Nm+15% del 112Nm=128.8 Nm

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

n=3100 rpm

$$P_{eiT} = \frac{M_{dT} \cdot n}{9550} = \frac{128.8Nm(3100rpm)}{9550} = 41.81Kw$$

5.2.1.17 Presión media efectiva.

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

$P_{i1T} = potencia\ del\ motor + 15\% = 52.199kw + 15\% de 52.199kw = 60.03kw$

Cilindrada del motor= $V_{T1T} = 1.59087dm^3$

N=5300rpm

$$P_{i1T} = \frac{V_{T1T}(n)(PME_T)}{1200}$$

$$PME_T = \frac{1200(P_{i1T})}{n(V_{T1T})} = \frac{1200(60.03kw)}{5300rpm(1.59087dm^3)} = 8.5436\ bar\ de\ sobrepresión$$

5.2.1.18 *Análisis de la pérdida de potencia*

Con el sistema de sobrealimentación es una realidad que la pérdida de potencia indicada se reduce, debido a que se estableció un incremento del 15% en la potencia indicada y en el par motor; esta disminución en la pérdida deberá ser comprobada en las pruebas de funcionamiento del motor con el sistema de sobrealimentación en forma práctica.

El valor de la pérdida de potencia, por lo tanto, tiene el siguiente valor analizándola con la siguiente relación:

$$\text{Pérdida de } P_i = P_{i \text{ fabricante}} - P_{iT} = 74.57 \text{ kW} - 60.02885 \text{ kW} = 14.54115 \text{ kW}$$

5.2.1.19 *Análisis del rendimiento del motor MAZDA con el turbocompresor.*

Rendimiento Termodinámico del Ciclo Otto.

Nueva relación de compresión = $R_{c1T} = 6.8452$

$\alpha = 1.4$

$$n_{t1T} = 1 - \frac{1}{(R_{c1T})^{\alpha-1}} = 1 - \frac{1}{(6.8452)^{1.4-1}} = 0.53672$$

Rendimiento Mecánico.

$$n_{m1T} = \frac{P_{e1T}}{P_{i1T}} = \frac{41.81 \text{ kW}}{60.02885 \text{ kW}} = 0.6965$$

Rendimiento Total.

$$n_{T1T} = n_{t1T}(n_{m1T}) = 0.53672(0.6965) = 0.3738$$

5.2.1.20 *Consideraciones y análisis termodinámicos para la selección del turbocompresor.*

La mezcla aire/combustible es altamente explosiva cuando ya ha sido preparada, y es muy sensible a las altas temperaturas y las altas presiones, la aplicación del turbo a un motor de chispa plantea problemas, precisamente porque aumenta las temperaturas y presiones. Este aumento de valores no sólo afecta a la mezcla sino también a las partes móviles del motor, por lo que debe ser preparado convenientemente en sus partes vitales; la cantidad de aire y la cantidad de combustible debe ser la precisa y no debe existir ningún excedente de ninguno de los dos. De ahí una de las razones del

encarecimiento del mantenimiento de los motores turboalimentados respecto a los atmosféricos.

Como ya se indicó y se ha podido ir verificando en los cálculos tecnológicos realizados anteriormente, un turbocompresor a más de elevar ciertos valores, eleva también la temperatura y la presión dentro de los cilindros, que son las principales variables dentro del desempeño del motor. Para una correcta selección del turbocompresor y como un método para impedir fallas en el funcionamiento del motor, se procederá a realizar un análisis termodinámico, con los nuevos valores teóricos obtenidos hasta el momento.

Para el análisis y la construcción del diagrama teórico con nuestro turbocompresor, hay que considerar que el turbocompresor eleva la presión de admisión de aire entre 0,4 y 0,7 bares de sobrepresión y la temperatura del aire que el turbocompresor da está entre 55 y 90 grados.

Los valores iniciales para los cálculos termodinámicos se toman los obtenidos teóricamente anteriormente, de esta manera se tiene una temperatura de ingreso de: 97.2°C mientras que la presión inicial es de: 126.1 KPa = 1.261 bar; como se puede observar los valores obtenidos se encuentran dentro de los parámetros normales de temperatura y de presión que un sistema de sobrealimentación brinda.

Para la construcción del nuevo diagrama teórico del funcionamiento del ciclo, hay que tomar en cuenta que con los nuevos valores el diagrama de nuestro motor cambiara al igual que existirá una variación en los valores de todos los puntos del ciclo. De esta manera se procede a realizar el análisis termodinámico para la selección del turbocompresor:

5.2.1.21 Proceso 0-1. Admisión

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

$$T_{1T} = 370.2^{\circ}K = 97.2^{\circ}K$$

$$P_{1T} = 1.261\text{bar} = 126.1\text{KPa} = 18.3\text{psi}$$

Con ayuda de la tabla A-17 (Anexo 16) de las Propiedades de Gas Ideal del Aire del libro Cengel Yunus. Termodinámica. 1ra edición. México. 2002, se procede a obtener los respectivos valores de las variables presentes en el punto 1 de este proceso por medio del método de interpolación:

T(°K)	μ (KJ/Kg)	V _r
360	257.24	393.4
370.2	$\mu_{1T} = 264.46$	$V_{r1T} = 367.2$

$$\mu_{1T} = 264.46$$

$$V_{r1T} = 367.2$$

5.2.1.22 Proceso 1-2. Compresión

Partiendo de la ecuación, se procede a obtener los valores para el punto 2 de este proceso de compresión:

$$\frac{V_{r2T}}{V_{r1T}} = \frac{V_{2T}}{V_{1T}} = \frac{1}{R_{c1T}}$$

$$\frac{V_{r2T}}{V_{r1T}} = \frac{1}{R_{c1T}}$$

$$V_{r2T} = \frac{V_{r1T}}{R_{c1T}} = \frac{367.2}{6.8452} = 53.643$$

Una vez obtenido el valor del volumen relativo específico del punto 2 con el sistema de sobrealimentación, con el método de interpolación y con la tabla A-17 (Anexo 16) de las Propiedades de Gas Ideal del Aire del libro Cengel Yunus. Termodinámica. 1ra edición. México. 2002, se obtiene:

V _r	μ (KJ/Kg)	T(°K)
55.54	560.01	760
53.643	μ_{2T}	T_{2T}
51.64	576.12	780

Interpolación:

V_r	$\mu(\text{KJ/Kg})$
55.54	560.01
53.643	μ_{2T}
51.64	576.12

$$\frac{55.54 - 51.64}{55.54 - 53.643} = \frac{576.12 - 560.01}{\mu_{2T} - 560.01}$$

$$\mu_{2T} = \frac{30.56067 + 3.9(560.01)}{3.9} = 567.85 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Interpolación:

$T(^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{KJ/Kg})$
760	560.01
T_{2T}	567.85
780	576.12

$$\frac{780 - 760}{T_{2T} - 760} = \frac{576.12 - 560.01}{567.85 - 560.01}$$

$$T_{2T} = \frac{156.8 + 12243.6}{16.11} = 769.7331^{\circ}\text{K}$$

Para la construcción del diagrama es indispensable tener el valor de las presiones de cada punto, por lo que para el punto 2 se procede a determinarlo de la siguiente manera:

$$\frac{P_{1T} \cdot V_{1T}}{T_{1T}} = \frac{P_{2T} \cdot V_{2T}}{T_{2T}}$$

Considerando la relación de trabajar con razones de volumen, se define otra cantidad relacionada con las razones de volúmenes específicos para procesos isoentrópicos o adiabáticos de gas ideal, por lo que se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{V_{2T}}{V_{1T}} = \frac{1}{R_{CT}}$$

$$R_{CT} = \frac{V_{1T}}{V_{2T}}$$

Remplazando la relación de volumen específico con la relación de compresión en la fórmula, se obtiene:

$$P_{2T} = \frac{P_{1T} \cdot T_{2T} \cdot R_{CT}}{T_{1T}} = \frac{126.1 \text{KPa}(769.7331^\circ\text{K})(6.8452)}{370.2^\circ\text{K}} = 1794.7542 \text{KPa}$$

5.2.1.23 Proceso 2-3. Adición de calor a volumen constante

Para el análisis de este proceso, se parte de la ecuación de gas ideal analizando el punto 1 para obtener en primera instancia el volumen específico 1 con el sistema de sobrealimentación:

$$P_1 = R \left(\frac{T_1}{V_1} \right)$$

En donde:

- P = Presión absoluta
- T = Temperatura absoluta
- v = Volumen específico
- R = Cte de proporcionalidad = 0.287 KPa.m³/Kg

$$V_{1T} = \frac{R \cdot T_{1T}}{P_{1T}} = \frac{0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} (370.2^\circ\text{K})}{126.1 \text{KPa}} = 0.8426 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Con este valor y la relación de compresión se calcula el volumen de la mezcla al final de compresión:

$$R_{CT} = \frac{V_{1T}}{V_{2T}}$$

$$V_{2T} = \frac{V_{1T}}{R_{CT}} = \frac{0.8426 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{6.8452} = 0.1231 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Como este proceso es de adición de calor, se presenta el calor de entrada cuyo valor queda determinado de la siguiente manera:

$$q_{enT} = \frac{W_{netoT}}{n_{tT}}$$

Se requiere obtener el valor del trabajo neto, por lo que se analiza de la siguiente manera:

$$PME_T = \frac{W_{netoT}}{V_{max} - V_{min}}$$

$$V_{max} = V_{1T}$$

$$V_{min} = V_{2T}$$

$$W_{netoT} = PME_T (V_{1T} - V_{2T})$$

$$= 8.5436 \text{ bar sobrepresión} \left(\frac{1 \text{ KPa}}{0.01 \text{ bar sobrepresión}} \right) (0.8426$$

$$- 0.1231) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 614.712 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Remplazando el valor del trabajo neto y se calcula el valor del calor de entrada presente en el ciclo:

$$q_{enT} = \frac{W_{netoT}}{n_{tT}} = \frac{614.71202 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{0.53672} = 1145.3123 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Utilizando la siguiente ecuación, se hace posible determinar el valor de la energía interna específica para el punto 3:

$$q_{enT} = \mu_{3T} - \mu_{2T}$$

$$\mu_{3T} = q_{enT} + \mu_{2T} = 1145.3123 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 567.85 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 1713.1623 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Con el valor de la energía interna específica del punto 3, es posible determinar otros valores de este punto por medio de interpolación en base a los datos de la tabla A -17 (Anexo 16) de las Propiedades de Gas Ideal del Aire del libro Cengel Yunus. Termodinámica. 1ra edición. México. 2002:

$\mu(\text{KJ/Kg})$	V_r	$T(^{\circ}\text{K})$
1678.7	2.776	2000
1713.1623	V_{r3}	T_{3T}
1726.8	2.555	2050

Interpolación:

V_r	$\mu(\text{KJ/Kg})$
2.776	1678.7
V_{r3}	1713.1623
2.555	1726.8

$$\frac{1726.8 - 1678.7}{1713.1623 - 1678.7} = \frac{2.776 - 2.555}{2.776 - V_{r3}}$$

$$V_{r3} = \frac{3.8753 - 0.221}{1.396} = 2.6177$$

Interpolación:

T(°K)	Vr
2000	2.776
T_{3T}	2.6177
2050	2.555

$$\frac{2050 - 2000}{T_{3T} - 2000} = \frac{1726.8 - 1678.7}{1713.1623 - 1678.7}$$

$$\frac{50}{T_{3T} - 2000} = \frac{48.1}{34.5}$$

$$T_{3T} = 2035.824^{\circ}K$$

Una vez obtenidos todos estos valores es posible calcular la presión 3, que es la presión de compresión y cuyo valor es de suma importancia para determinar correctamente el turbocompresor. Con la ecuación, se procede a determinar su valor relacionando el punto 2 y 3 para este proceso:

$$\frac{P_{2T} \cdot V_{2T}}{T_{2T}} = \frac{P_{3T} \cdot V_{3T}}{T_{3T}}$$

$$P_{3T} = \frac{P_{2T} \cdot T_{3T} \cdot V_{2T}}{T_{2T} \cdot V_{3T}}$$

Como el volumen en este proceso es constante, se tiene la siguiente relación:

$$\frac{V_{2T}}{V_{3T}} = 1$$

$$P_{3T} = \frac{1794.7542KPa(2035.824^{\circ}K)}{769.7331^{\circ}K} = 4746.845KPa$$

5.2.1.24 Proceso 3-4, Expansión isoentrópica de un gas ideal

Utilizando la ecuación que relaciona el volumen relativo específico, el volumen específico y la relación de compresión para dos puntos dentro de un mismo proceso, se calcula los valores para el punto 4 del ciclo:

$$\frac{V_{r4T}}{V_{r3T}} = \frac{V_{4T}}{V_{3T}} = R_{CT}$$

$$V_{r4T} = R_{CT} \cdot V_{r3T} = 6.8452(2.6177) = 17.92$$

Con el valor del volumen relativo específico del punto 4 y con el método de interpolación se obtienen los siguientes valores:

$\mu(\text{KJ/Kg})$	V_r	$T(^{\circ}\text{K})$
862.79	17.886	1120
μ_{4T}	17.92	T_{4T}
845.33	18.896	1100

Interpolación:

V_r	$\mu(\text{KJ/Kg})$
17.886	862.79
17.92	μ_{4T}
18.896	845.33

$$\frac{862.79 - 845.33}{\mu_{4T} - 845.33} = \frac{18.896 - 17.886}{18.896 - 17.92}$$

$$1.01(\mu_{4T} - 845.33) = 17.041$$

$$\mu_{4T} = \frac{17.041 + 853.8}{1.01} = 862.202 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Interpolación:

$T(^{\circ}\text{K})$	V_r
1120	17.886
T_{4T}	17.92
1100	18.896

$$\frac{18.896 - 17.886}{17.92 - 17.886} = \frac{1120 - 1100}{1120 - T_{4T}}$$

$$\frac{1.01}{0.034} = \frac{20}{1120 - T_{4T}}$$

$$T_{4T} = 1119.33^{\circ}\text{K}$$

Es importante también, determinar la presión del punto 4, para lo cual se procede de la misma manera que para el punto 3 en base a la ecuación, de la siguiente manera:

$$\frac{P_{4T} \cdot V_{4T}}{T_{4T}} = \frac{P_{3T} \cdot V_{3T}}{T_{3T}}$$

$$P_{4T} = \frac{P_{3T} \cdot V_{3T} \cdot T_{4T}}{T_{3T} \cdot V_{4T}}$$

$$\frac{V_{4T}}{V_{3T}} = R_{CT}$$

$$\frac{V_{3T}}{V_{4T}} = \frac{1}{R_{CT}}$$

$$P_{4T} = \frac{4746.845 \text{KPa}(1119.33^\circ\text{K})}{2035.824^\circ\text{K}} \frac{1}{6.8452} = 381.3 \text{KPa}$$

5.2.1.25 Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante.

A este proceso también se le conoce como rechazo de calor, es decir se presenta la salida de calor de los cilindros hacia el exterior. Cabe señalar que este calor de salida o la transferencia de calor hacia el exterior es el que generara movimiento del turbocompresor y ocasiona que el turbocompresor se caliente, transfiriendo a su vez calor hacia el aire aspirado.

En este proceso se ven involucrados los puntos 1 y 4, cuyos valores de las variables ya han sido determinadas por lo que se procede a calcular el valor de la transferencia de calor de salida:

$$q_{sal T} = \mu_{4T} - \mu_{1T}$$

$$q_{sal T} = 862.202 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 264.46 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 597.742 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

5.2.1.26 Construcción del diagrama teórico.

Una vez determinados los valores tecnológicos y termodinámicos del motor Mazda para determinar el sistema de sobrealimentación adecuado para el mismo, se procede a construir el diagrama teórico con los siguientes valores obtenidos:

5.2.1.27 Consideraciones adicionales en función a los resultados termodinámicos.

Como se puede observar existe un aumento en varios de los valores de las variables de los puntos del ciclo de funcionamiento del motor con el sistema de sobrealimentación comparándolos con los valores obtenidos con el vehículo estándar.

Para nuestro objetivo de aumentar la potencia de nuestro motor, es muy importante el aumento del valor de ciertas variables pero en otros casos es necesario que los valores se mantengan o si es posible disminuyan con respecto a los valores del motor estándar; esto se debe a que así evitaremos fallas en el funcionamiento del motor una vez implementado el sistema y garantizaremos además, la vida útil del motor. De ahí que surge la necesidad de realizar ciertas consideraciones adicionales en función a los resultados obtenidos, por ejemplo la temperatura de aire de admisión del motor posee un valor alto, debido a su paso a través del turbocompresor, además se obtiene un valor de la presión de compresión un tanto elevado lo que pone en riesgo el funcionamiento correcto del motor y se hace muy posible la presencia de auto detonación.

Esto no quiere decir que el análisis para el turbocompresor y el análisis termodinámico este mal realizado, sino todo lo contrario, nos permite darnos cuenta de la necesidad de implementar un sistema adicional que favorezca a la refrigeración del aire de admisión para disminuir su temperatura de ingreso al colector de admisión, esto se logra por medio de un intercambiador de calor (intercooler).

5.2.2 Mejoramiento del sistema de refrigeración. (intercooler).

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

Para evitar el problema del aire calentado al pasar por las aletas del compresor del turbo, se han tenido que incorporar sistemas de refrigeración del aire a partir de

intercambiadores de calor (intercooler). El intercooler es un radiador que es enfriado por el aire que incide sobre el coche en su marcha normal. Por lo tanto se trata de un intercambiador de calor aire/aire a diferencia del sistema de refrigeración del motor que se trataría de intercambiador agua/aire.

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

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

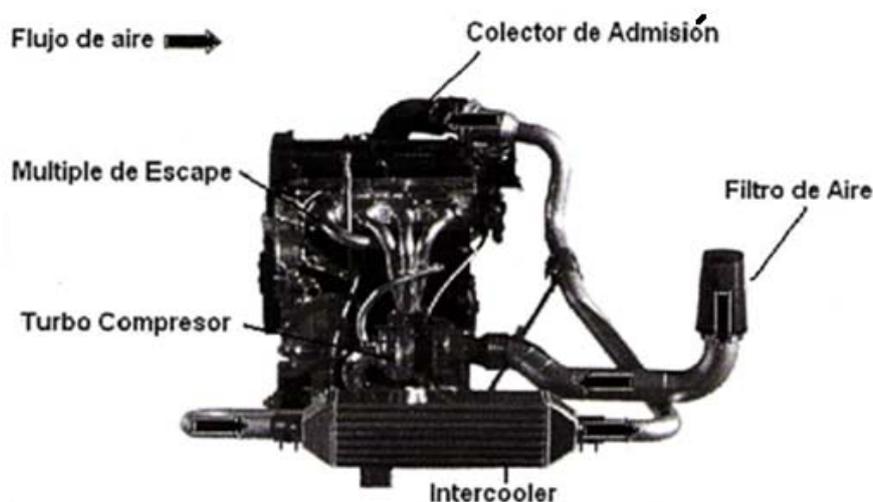


Figura 5.10 Disposición del intercooler en el sistema de sobrealimentación.

5.2.2.1 Grado de intercambio de calor del intercooler (ϕ).

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

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

$$\phi = \frac{T_{1T} - \Delta T}{T_{1T} - T_a}$$

- ΔT = valor de refrigeración del intercambiador de calor
- $T_{1T} = 97.2^\circ\text{C}$ (370.2°K) Temperatura de entrada del aire de admisión al intercambiador de calor
- $T_a = 15^\circ\text{C}$ (288°K) Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor. Dato tomado como referencia según los parámetros dados por el fabricante.
- $\phi = 0.5$ Valor tomado de los parámetros para ϕ

Reemplazando los datos en la ecuación se obtiene:

$$0.5 = \frac{97.2^\circ\text{C} - \Delta T}{97.2^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}}$$

$$97.2^\circ\text{C} - \Delta T = 0.5(97.2 - 15)$$

$$\Delta T = 56.1^\circ\text{C} \text{ Capacidad de refrigeración del intercooler}$$

Tomando estos valores de referencia obtenemos como resultado que el intercooler debe tener la capacidad de refrigeración del aire de 56.1°C , por lo que el valor de $\phi = 0.5$ esta correcto. Si se toman valores más altos para el grado de intercambio de calor se obtendrá ΔT cada vez menores.

5.2.2.2 Cálculo de la temperatura de salida del intercambiador de calor.

Con una simple relación de la temperatura a la entrada del intercambiador de calor T_{1T} menos el valor de refrigeración ΔT obtenido, es posible calcular la temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor T_s .

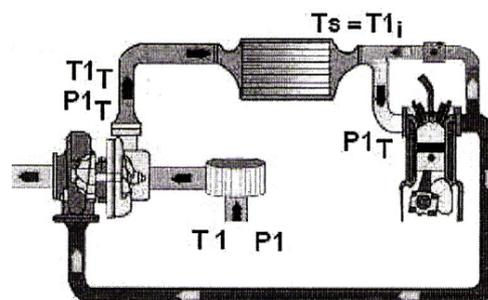


Figura 5.11 Temperatura del aire de admisión.

$$T_s = T_{1T} - \Delta T = 97.2^\circ - 56.1^\circ C = 41.1^\circ C$$

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

El valor de T_s obtenido es el nuevo valor de T_{1T} para el nuevo análisis termodinámico.

5.2.2.3 Cálculos termodinámicos con aire de admisión refrigerado.

Para los siguientes cálculos se realizara el mismo proceso que los cálculos termodinámicos con la temperatura de admisión del aire de $97.2^\circ C$, la variación que se presenta como ya se indico, es que la temperatura de admisión de aire disminuye ya que el aire no va directamente del turbocompresor al colector de admisión sino que pasa por el intercambiador de calor durante su trayecto.

Para diferenciar cada variable que se obtenga de los valores anteriores y reconocer que pertenece a los cálculos del sistema de turbo alimentación con refrigeración de aire se utiliza el subíndice "i"; De esta manera T_{1i} es de $41.1^\circ C$.

5.2.2.4 Proceso 0-1. Admisión

$$P_{\text{aire}} = 126.1 \text{ KPa}$$

$$T_{1i} = 41.1^\circ C = 314.1^\circ K$$

Por medio de la interpolación se puede obtener las demás variables para el punto 1 de este proceso. Los datos se obtienen como en los casos anteriores de la Tabla A-17 (Anexo 16) de las propiedades del gas ideal:

$T(^{\circ}K)$	$\mu(\text{KJ/Kg})$	V_r
310	221.25	572.3
314.1	μ_{1i}	V_{r1i}
315	224.85	549.8

Interpolación:

T(°K)	μ(KJ/Kg)
310	221.25
314.1	μ _{1i}
315	224.85

$$\frac{224.85 - 221.25}{\mu_{1i} - 221.25} = \frac{315 - 310}{314.1 - 310}$$

$$14.76 = 5(\mu_{1i} - 221.25)$$

$$\mu_{1i} = 224.202 \frac{KJ}{Kg}$$

Interpolación:

T(°K)	V _r
310	572.3
314.1	V _{r1i}
315	549.8

$$\frac{572.3 - 549.8}{V_{r1i} - 549.8} = \frac{315 - 310}{315 - 314.1}$$

$$20.25 = 5(V_{r1i} - 549.8)$$

$$V_{r1i} = 553.85$$

5.2.2.5 Proceso 1-2. Compresión

$$V_{r2i} = \frac{V_{r1i}}{R_{CT}} = \frac{553.85}{6.8452} = 80.911$$

V _r	μ(KJ/Kg)	T(°K)
78.61	488.81	670
80.911	μ _{2i}	T _{2i}
81.89	481.01	660

Interpolación:

μ(KJ/Kg)	V _r
488.81	78.61
μ _{2i}	80.911
481.01	81.89

$$\frac{81.89 - 78.61}{80.911 - 78.61} = \frac{488.81 - 481.01}{488.81 - \mu_{2i}}$$

$$3.28(488.81 - \mu_{2i}) = 17.9478$$

$$\mu_{2i} = \frac{1585.35}{3.28} = 483.34$$

Interpolación:

T(°K)	Vr
670	78.61
T_{2i}	80.911
660	81.89

$$\frac{670 - 660}{670 - T_{2i}} = \frac{81.89 - 78.61}{80.911 - 78.61}$$

$$23.01 = 3.28(670 - T_{2i})$$

$$3.28T_{2i} = -23.01 + 2197.6$$

$$T_{2i} = 662.985$$

Se procede a calcular el valor de la presión del punto 2, con las mismas relaciones aplicadas anteriormente.

$$P_{2i} = \frac{P_{1i} \cdot T_{2i} \cdot R_{CT}}{T_{1i}} = \frac{126.1 \text{KPa}(662.985^\circ\text{K})(6.8452)}{314.1^\circ\text{K}} = 1821.952 \text{KPa}$$

5.2.2.6 Proceso 2-3. Adición de calor a volumen constante

Utilizando la ecuación de Gas Ideal como en los cálculos anteriores para esta parte del ciclo de funcionamiento termodinámico para un motor de combustión interna (Otto), se obtiene los siguientes valores:

$$V_{1i} = \frac{R \cdot T_{1i}}{P_{1i}} = \frac{0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg}^\circ\text{K}}}{126.1 \text{KPa}} = 0.715 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

El volumen de la mezcla aire (que ingresa ya con una mayor presión que la atmosférica) combustible al final de la compresión tiene el siguiente valor:

$$V_{2i} = \frac{V_{1i}}{R_{CT}} = \frac{0.715 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{6.8452} = 0.104436 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

El trabajo neto se analiza de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 W_{neto\ i} &= P M E_T (V_{1i} - V_{2i}) \\
 &= 8.5436 \text{ bar sobrepresión} \left(\frac{1 \text{ KPa}}{0.01 \text{ bar sobrepresión}} \right) (0.715 \\
 &\quad - 0.104436) \frac{m^3}{kg} = 521.6414 \frac{KJ}{Kg}
 \end{aligned}$$

El calor de entrada o la transferencia de calor presente en esta parte del proceso, tiene el siguiente valor:

$$q_{en\ i} = \frac{W_{neto\ i}}{n_{tT}} = \frac{521.6414 \frac{KJ}{Kg}}{0.53672} = 971.91 \frac{KJ}{Kg}$$

La siguiente relación de transferencia de calor hacia el fluido se emplea para obtener el valor de u_3 , de la siguiente manera:

$$\mu_{3i} = q_{en\ i} + \mu_{2i} = 971.91 \frac{KJ}{Kg} + 483.34 \frac{KJ}{Kg} = 1455.25 \frac{KJ}{Kg}$$

Aplicando el método de interpolación se obtiene los siguientes valores:

$\mu(KJ/Kg)$	V_r	$T(^{\circ}K)$
1439.8	4.328	1750
1455.25	V_{r3i}	T_{3i}
1487.2	3.944	1800

Interpolación:

V_r	$\mu(KJ/Kg)$
4.328	1439.8
V_{r3i}	1455.25
3.944	1487.2

$$\frac{1487.2 - 1439.8}{1455.25 - 1439.8} = \frac{4.328 - 3.944}{4.328 - V_{r3i}}$$

$$205.1472 - 47.4V_{r3i} = 5.9328$$

$$V_{r3i} = 4.203$$

Interpolación:

T(°K)	μ(KJ/Kg)
1750	1439.8
T_{3i}	1455.25
1800	1487.2

$$\frac{1800 - 1750}{T_{3i} - 1750} = \frac{1487.2 - 1439.8}{1455.25 - 1439.8}$$

$$772.5 = 47.4(T_{3i} - 1750)$$

$$T_{3i} = 1766.3^\circ K$$

Obteniendo la presión en el punto 3 tenemos:

$$P_{3i} = \frac{P_{2i} \cdot T_{3i} \cdot V_{2i}}{T_{2i} \cdot V_{3i}}$$

$$V_{2i} = V_{3i}$$

$$P_{3i} = \frac{1821.952 KPa(1766.3^\circ K)}{662.985^\circ K} = 4853.98 KPa$$

5.2.2.7 Proceso 3-4. Expansión isoentrópica de un gas ideal.

En este proceso se obtienen los valores para el punto 4, esto se realiza a partir del cálculo del volumen específico relativo de la siguiente manera:

$$V_{r4i} = R_{CT} \cdot V_{r3} = 6.8452(4.203) = 28.8$$

Con este valor y los valores de la tabla A-17 (Anexo 16) de las propiedades de gas ideal, con el proceso de interpolación se obtienen los siguientes valores:

Vr	μ(KJ/Kg)	T(°K)
28.40	725.02	960
28.8	μ_{4i}	T_{4i}
30.22	708.08	940

Interpolación:

μ(KJ/Kg)	Vr
725.02	28.40
μ_{4i}	28.8
708.08	30.22

$$\frac{30.22 - 28.4}{28.8 - 28.4} = \frac{725.02 - 708.08}{725.02 - \mu_{4i}}$$

$$1319.54 - 1.82\mu_{4i} = 6.777$$

$$\mu_{4i} = 721.3 \frac{KJ}{Kg}$$

Interpolación:

T(°K)	Vr
960	28.40
T_{4i}	28.8
940	30.22

$$\frac{30.22 - 28.4}{28.8 - 28.4} = \frac{960 - 940}{960 - T_{4i}}$$

$$1747.2 - 1.82T_{4i} = 8$$

$$T_{4i} = 955.6^\circ K$$

$$P_{4i} = \frac{P_{3i} \cdot V_{3i} \cdot T_{4i}}{T_{3i} \cdot V_{4i}}$$

$$\frac{V_{3i}}{V_{4i}} = \frac{1}{R_{CT}}$$

$$P_{4i} = \frac{P_{3i} \cdot T_{4i}}{T_{3i}} \frac{1}{R_{CT}} = \frac{4853.98 KPa (955.6^\circ K)}{1766.3^\circ K} \frac{1}{6.8452} = 383.64 KPa$$

5.2.2.8 *Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante.*

$$q_{sal i} = \mu_{4i} - \mu_{1i} = 721.3 \frac{KJ}{Kg} - 224.202 \frac{KJ}{Kg} = 497.098 \frac{KJ}{Kg}$$

5.2.2.9 *Construcción del diagrama teórico.*

Una vez obtenidos todos los valores de cada punto del ciclo de funcionamiento teórico del motor con el sistema de refrigeración de aire, es posible construir el diagrama teórico de funcionamiento; este queda de la siguiente manera:

Tabla 5.4 Valores reales de los puntos del ciclo Otto con intercooler.

	Temperatura (°K)	Presión (Kpa)	μ (KJ/Kg)	Vr
Punto 1	314.1	126.1	224.202	553.85
Punto 2	662.985	1821.952	483.34	80.911
Punto 3	1766.3	4853.98	1455.25	4.203
Punto 4	955.6	383.64	721.3	28.8

Tabla 5.5 Valores de los puntos graficados

	Volumen (cm ³)	Presión (KPa)
1	442.405	126.1
2	44.68736	1821.952
3	44.68736	4853.98
4	442.405	383.64

Diagrama teórico del motor con sobrealimentación y refrigeración de aire.

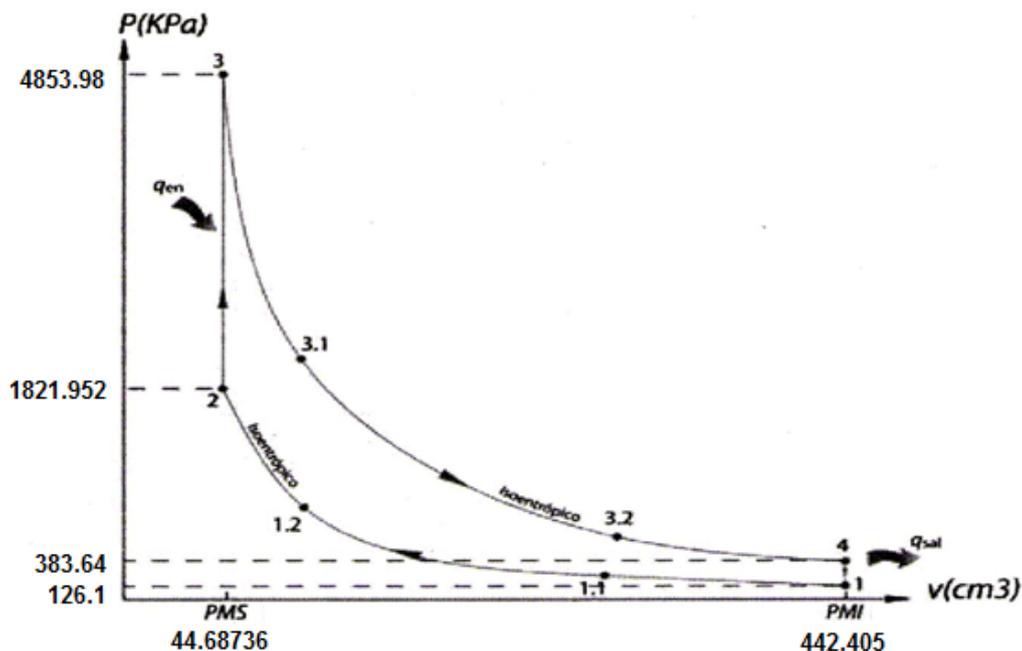


Figura 5.12 Diagrama teórico del motor con sobrealimentación y refrigeración de aire.

5.2.3.1 Determinación del turbocompresor.

Una vez realizado los cálculos necesarios y considerando todos los parámetros necesarios es posible realizar la selección del turbocompresor adecuado para nuestro motor; de esa manera se analiza:

5.2.3.2 Análisis de los resultados obtenidos teóricamente.

Analizando los resultados obtenidos en los cálculos tanto tecnológicos como en los termodinámicos, se puede deducir que los valores están dentro de los regímenes requeridos para un motor con sobrealimentación.

La temperatura del aire que el turbocompresor en un inicio brinda esta dentro de su régimen, ésta a su vez debió ser disminuida con la implementación de un intercambiador de calor, con el fin de evitar el autoencendido en los cilindros con la disminución de la presión de compresión o presión.

Como se observa también, la presión de admisión del aire es mucho más alta que la original; esto permite obtener presión constante el momento de la admisión y no una depresión como sucede en los vehículos que no poseen sistema de sobrealimentación.

Los valores obtenidos en un inicio como la cantidad de flujo necesario, el PR y otros, son de mucha importancia también para determinar el turbocompresor para nuestro motor MAZDA.

5.2.3.3 Calculo del aumento de masa del aire de admisión.

Es importante determinar la cantidad de masa de aire que ingresa al motor en cada aspiración, con el fin de realizar una comprobación de que la masa de aire aumenta efectivamente con el turbocompresor y el intercambiador de calor (intercooler) por esta razón se tomaran los valores de la presión y temperatura del aire de admisión tanto con los valores del motor estándar y con el sistema de sobrealimentación.

5.2.3.4 Comparación de las masas de aire.

Con los cálculos tanto tecnológicos como termodinámicos que se han realizado para la selección del turbocompresor adecuado para nuestro motor, se puede verificar los resultados obtenidos por medio de la cantidad de masa de aire.

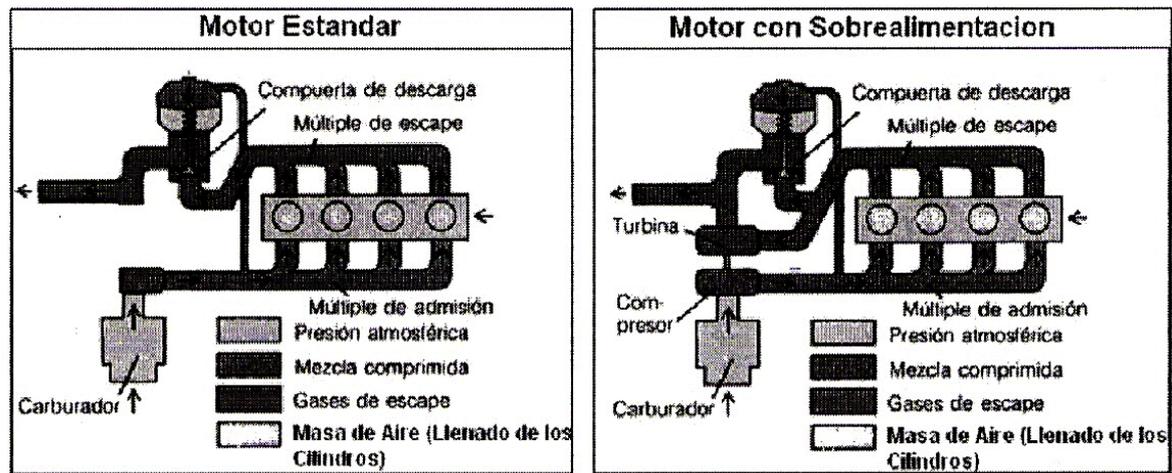


Figura 5.13 Cantidad de masa de aire en los cilindros.

Comparando los resultados de masa de aire entre el motor estándar y el motor con el sistema de sobrealimentación y con la implementación del intercooler, se puede observar que existe un aumento de alrededor del 45% (44.03%) en la masa de aire que ingresa al motor, lo que quiere decir que a pesar de que la temperatura del aire de admisión fue reducida con el sistema de refrigeración, los valores obtenidos son correctos y nos permitirán realizar una correcta selección del turbocompresor y a su vez, nos garantizara el aumento de potencia de nuestro motor con la implementación del sistema de sobrealimentación.

5.2.3.5 Diagramas de funcionamiento de los turbocompresores.

Como ya se ha mencionado, un turbocompresor se define básicamente por el caudal de aire que necesita el motor. Dentro de las características funcionales de un turbocompresor, están gráficas o llamados también mapas de compresión en los que se indica el rendimiento de un turbo, dichas gráficas o mapas son proporcionados por los fabricantes de cada uno de los turbocompresores.

Los mapas describen como estimar los valores de la relación de presión y del flujo de aire necesario (CFM) para el tipo de motor en el que se instalará el turbo cargador, describiendo el rendimiento del turbo cargador como es: eficiencia, flujo de aire, capacidad de aspiración y la velocidad del eje del turbo.

En la siguiente figura se indica un mapa de las características funcionales de un turbocompresor, en donde se da a conocer los parámetros presentes en este:

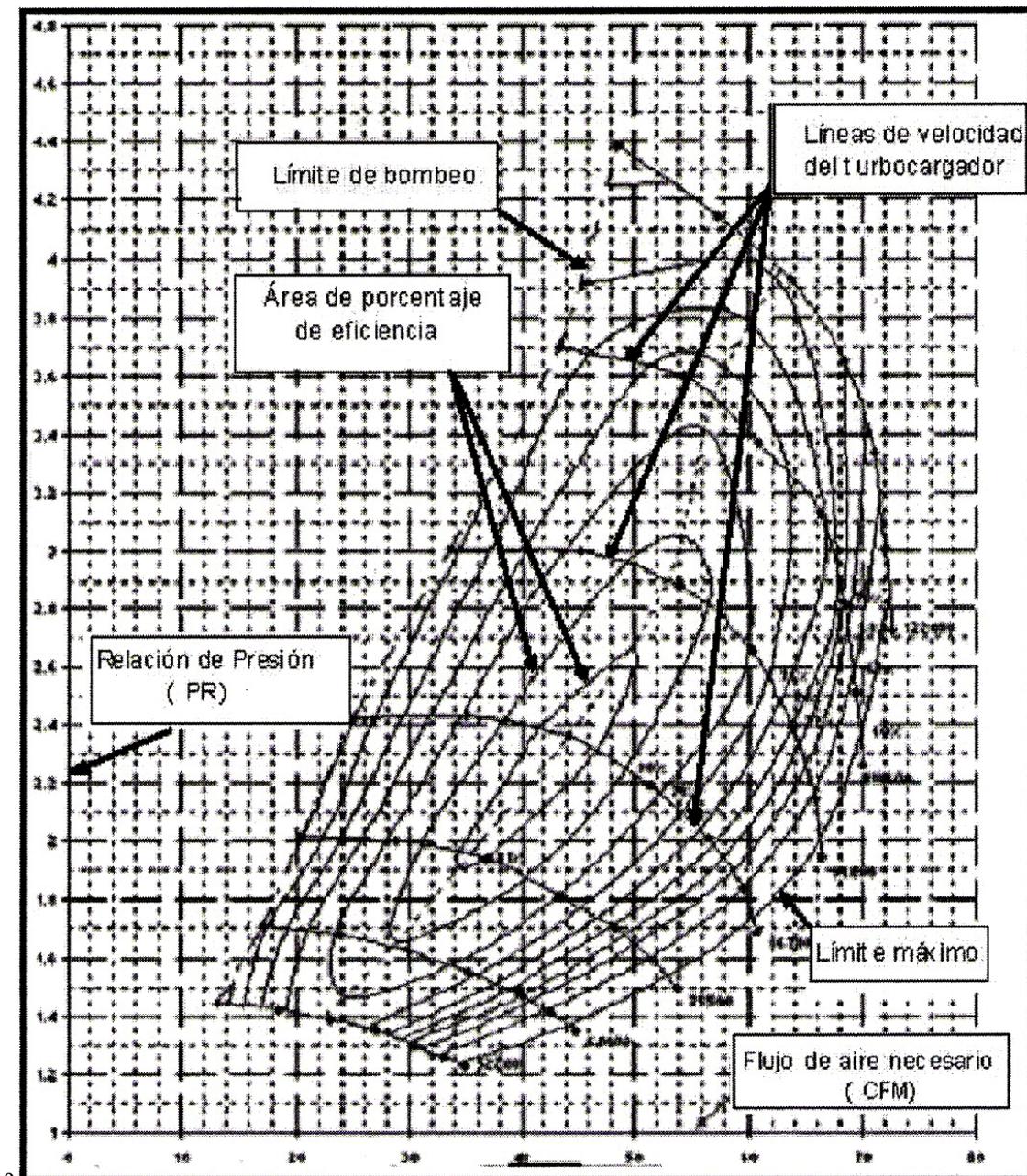


Figura 5.14 Mapa de un turbocompresor.

5.2.3.6 Límite de bombeo.

Es la línea izquierda que limita al turbocompresor (Figura 5.14), si pasamos un punto a la parte izquierda de esta línea representa una región de flujo inestable ya que el

compresor tiene un flujo con variaciones altas en la presión, lo que puede ocasionar serios daños en el compresor por exceso de presión.

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

5.2.3.7 Línea de estrangulación o límite máximo.

Es la línea que delimita la parte derecha del mapa (figura 5.14), define el punto donde la eficiencia decae en un 58%, disminuyendo el flujo de presión por lo que el motor necesita un compresor mas grande.

5.2.3.8 Líneas de velocidad del eje del turbocompresor.

Indican las velocidades constantes del eje del turbo cargador, están ubicadas en relación al flujo de presión.

5.2.3.9 Área de porcentaje de eficiencia.

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

5.2.3.10 Turbocompresor seleccionado.

Considerando los resultados encontrados, además, tomando en cuenta los valores de PR = 1.922 Y CFM = 7.451 lb/min obtenidos y realizando un análisis de los tipos de turbocompresor existentes en el mercado con similares características para un motor de 1600 cc y analizando sus diagramas de funcionamiento, se determinó el siguiente turbocompresor ideal para nuestro motor:

$$PR = 1.922$$

$$CFM = 7.451 \frac{lb}{min}$$

Marca: GARRETT
 Modelo: GT2052
 Serie: 727264-4
 Tipo: TURBOCOMPRESOR DE GEOMETRÍA FIJA

O su similar en marca china FUYUAN

Marca: FUYUAN
 Modelo: SJ50FY
 Serie: 071K0810
 Tipo: TURBOCOMPRESOR DE GEOMETRÍA FIJA

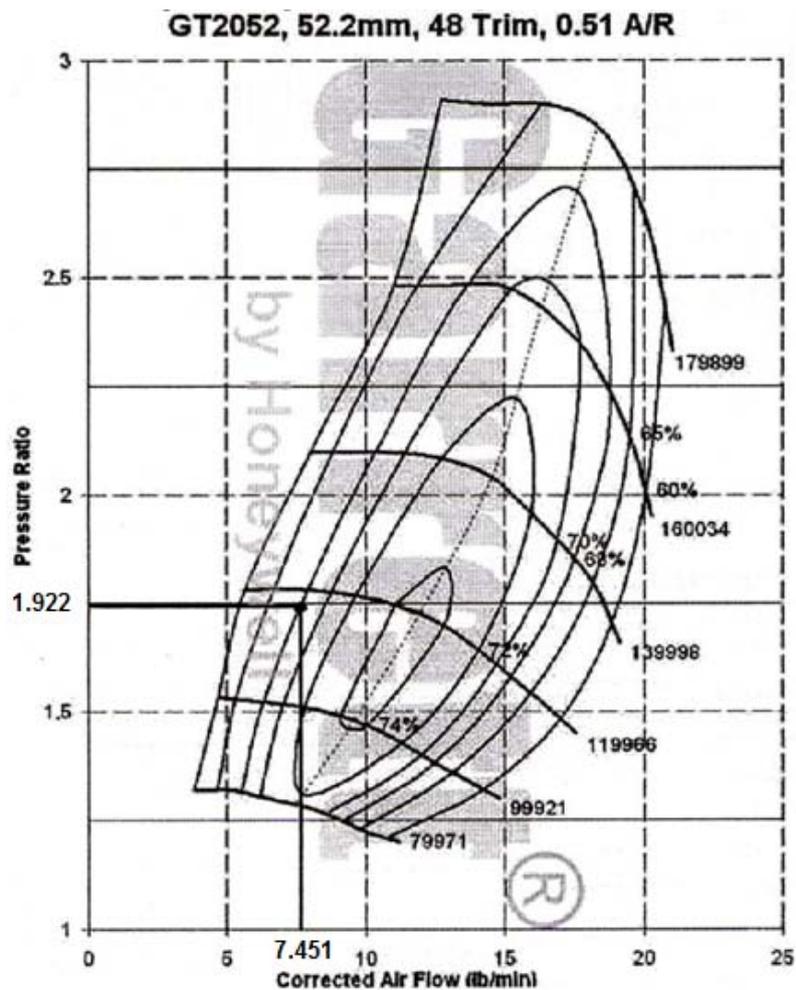


Figura 5.15 Mapa del turbocompresor seleccionado.

Capacidad para Motores:	De entre 1.4L a 2.0L
Área de Porcentaje de Eficiencia:	Como se puede observar en la figura anterior el área de eficiencia del turbo compresor para nuestro motor está entre 65 y 70%, punto obtenido mediante los valores de PR y CFM.
Refrigeración:	Agua (desde sistema de refrigeración del motor)
Lubricación:	Aceite (Lubricación del Motor).
Orientación de la Turbina:	Posibilidad de dos posiciones, dependiendo de la ubicación.
Válvula de Alivio de Sobreprecio:	Incorporada al cuerpo del Compresor.

Características Constructivas:

Tabla 5.6 Características del compresor y la turbina.

COMPRESOR				TURBINA			
Wh Dia		Trim A/R		Wh Dia	Trim	A/R	Type
Int.	Ext.						
36.1mm	52.0mm	48	0.51	47.0mm	72	0.50	Wastegated

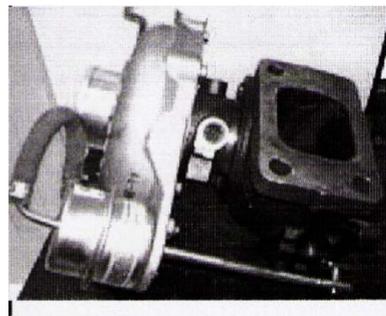


Figura 5.16 Turbocompresor seleccionado.

Dimensiones:

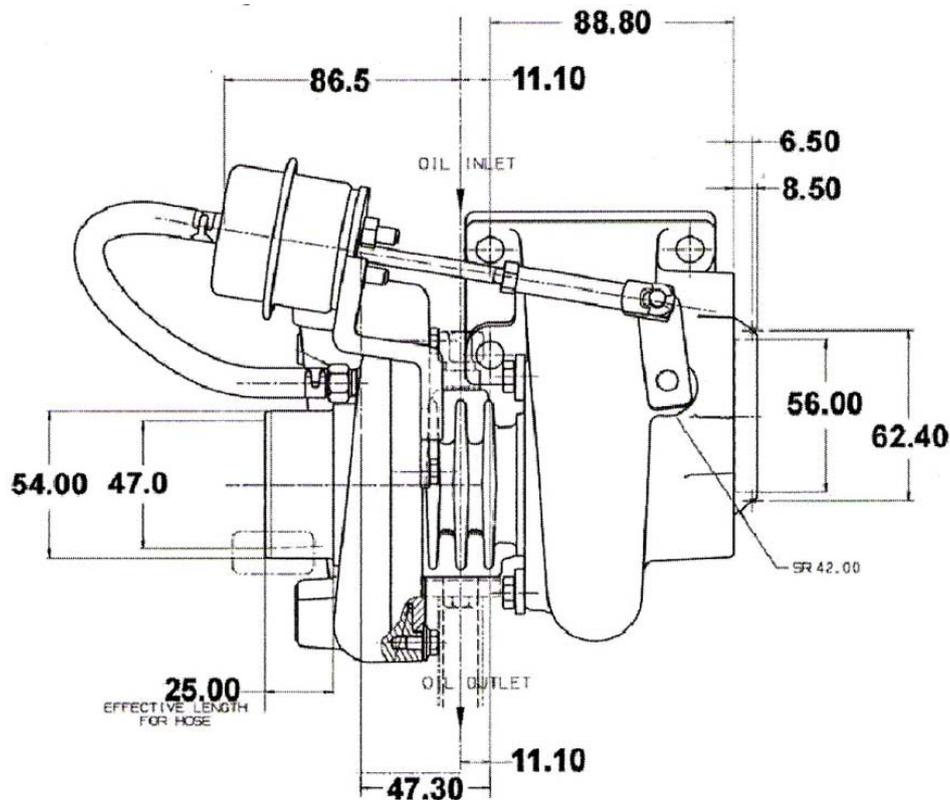


Figura 5.17 Dimensiones del turbocompresor seleccionado.

5.3 Montaje del motor y sus accesorios sobre la estructura metálica.

Luego de construida la estructura metálica con las bases del motor y la caja de velocidades, se procede a la ubicación y fijación del motor sobrealimentado con su caja al bastidor con ayuda de pernos.

La figura 5.6 muestra el montaje del motor y la caja de velocidades sobre el bastidor. Ubicado el motor y caja de velocidades se procedió a la instalación del radiador, para lo cual fue necesario hacer algunas modificaciones: como la construcción de dos bases para el anclaje del radiador al bastidor.

En nuestro caso utilizamos un radiador de camión, con la intención que exista una mejor refrigeración del motor sobrealimentado, ya que éste al ser estacionario no tiene una corriente de aire, motivo por el cual necesita de una mayor capacidad de enfriamiento, o de un radiador más grande al normalmente utilizado en el vehículo.

Tabla 5.7 Características técnicas del radiador.

Características Técnicas del Radiador.	
Tipo de Intercambiador de calor.	Agua-Aire
Material	Aluminio con Cobre
Modelo.	8RTH34
Capacidad de refrigerante.	8 Galones
Usado para camiones Escania:	2500 cm ³ a 4000cm ³
Características.	4 filas especial.

Las 2 bases que se construyeron para el anclaje del radiador al bastidor se las hizo con un perfil en C de dimensiones (5 x 5 x 5) cm, estas 2 bases tienen una altura de 20 cm y se las ubicó a los lados del radiador, unidos al mismo por medio de pernos.

Estas bases quedaron correctamente ancladas al bastidor por medio de soldadura eléctrica, utilizando electrodos del tipo 7018 AGA.

La figura 5.18 muestra la disposición y anclaje del radiador al bastidor.

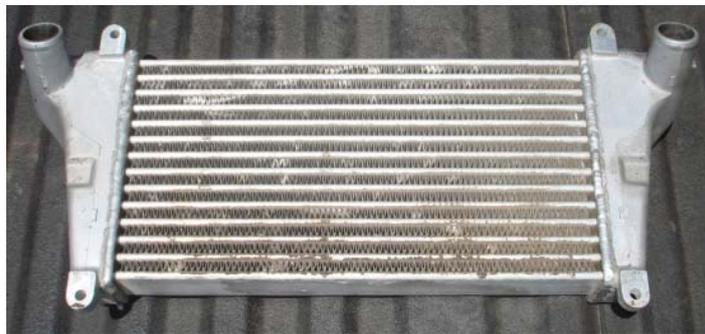
**Figura 5.18 Disposición y anclaje del radiador al bastidor**

Una vez ubicado el radiador en la estructura metálica mediante pernos, se procede a colocar el intercambiador de calor o intercooler en la parte frontal del equipo, el cual permite que el aire que es enviado a la admisión procedente del turbo disminuya de temperatura y se realice una mejor combustión dentro del motor. Este intercooler es unido al radiador mediante una platina angular con perforaciones necesarias para los pernos, los que van a permitir el correcto anclaje del intercambiador de calor al radiador del motor.

Tabla 5.8 Características técnicas del intercooler.

Características técnicas del intercooler.	
Tipo de Intercambiador de calor.	Aire-Aire
Material	Aluminio
Modelo	NK2000
Capacidad de refrigeración del aire	56.1°C
Usado para motores sobrealimentados de:	1400 cm ³ a 2500 cm ³

En la figura 5.19 se observa el Intercooler que se usó para el motor sobrealimentado.

**Figura 5.19 Intercooler**

La figura 5.20 muestra la disposición del Intercooler respecto al radiador del motor.

**Figura 5.20 Disposición del intercambiador respecto al radiador del motor**

Luego se procede a la construcción de una pequeña estructura en la que se va a montar el depurador de aire, y un pequeño tablero de instrumentos que consta de: Switch de encendido, una luz piloto roja, relojes de presión de aceite, de temperatura del motor, de carga y de rpm del motor. Esta estructura fue hecha con perfil en L de acero, de dimensiones (4 x 4) cm, con uniones empernadas.

La figura 5.21 muestra las medidas de la estructura en la que se montó el depurador de aire y tablero de instrumentos.

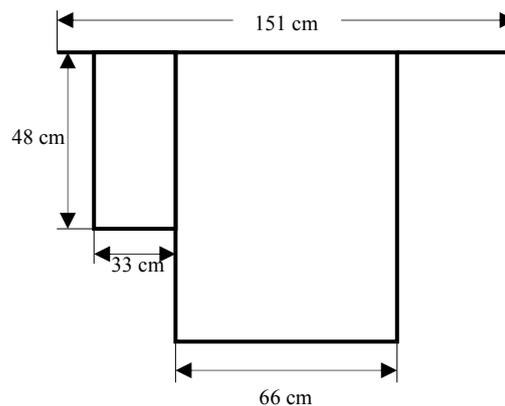


Figura 5. 21 Medidas de la estructura en la que se monto el depurador de aire y tablero de instrumentos

Esta figura 5.22 muestra el depurador ubicado en la estructura metálica.



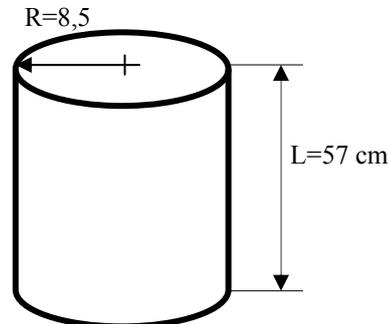
Figura 5.22 Depurador ubicado en la estructura metálica

Esta figura 5.23 muestra el tablero de instrumentos hecho en tol, fijado en la estructura metálica por medio de pernos.



Figura 5.23 Tablero de instrumentos

De la misma manera se procedió a la construcción de una estructura en la que se montó el tanque de combustible, en nuestro caso utilizamos como tanque de combustible un cilindro del sistema de frenos de aire de un camión, de dimensiones: longitud 57cm y de radio 8,5 cm y de volumen 12937,9 cm³.



$$\begin{aligned}
 V &= \pi \cdot R^2 \cdot H \\
 V &= \pi(8,5\text{cm})^2(57\text{cm}) \\
 V &= 12937,9 \text{ cm}^3 \\
 V &= 12937,9\text{cm}^3 \frac{1\text{l}}{1000\text{cm}^3} = 12,94\text{l} \\
 V &= 12,94\text{l} \frac{1\text{gal}}{3.785\text{l}} = 3,42\text{gal}
 \end{aligned}$$

La estructura en la que se montó el tanque de combustible y el sillón, fue hecha con perfil en L de dimensiones (4 x 4)cm, consiste en dos brazos en forma de L que van soldados al bastidor separados entre si 45 cm. Para su unión se utilizó electrodos 7018 AGA, sobre estos brazos se ubicó el sillón y en la parte inferior el tanque de

combustible el mismo que esta sujeto por medio de abrazaderas con diametro 17 cm. La figura 5.24 muestra las dimensiones de los brazos que van separados entre si 45 cm.

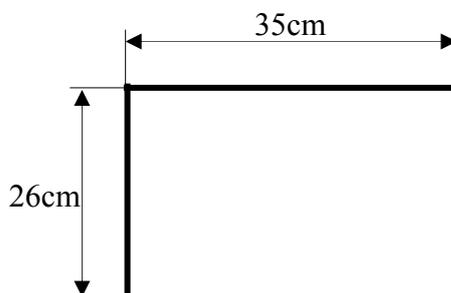


Figura 5.24 Dimensiones de los brazos que van separados entre sí 45 cm

En la figura 5.25 se ve la disposición del sillón y el tanque de combustible en el bastidor.



Figura 5.25 Disposición del sillón y el tanque de combustible en el bastidor

Una vez instalado el sillón y el tanque de combustible, en la parte delantera de los mismos se procedió a contruir una base para los pedales del acelerador y el embrague. Esta base fue construida con dos tipos de perfiles en C, el uno de dimensiones (6 x 21 x 6) cm y de largo 44 cm; y el otro de dimensiones (5 x 12 x 5) cm con una longitud de 36 cm, unidos entre si por medio soldadura utilizando electrodos 7018AGA.

La figura 5.26 muestra las dimensiones de la base para los pedales del acelerador y el embrague.

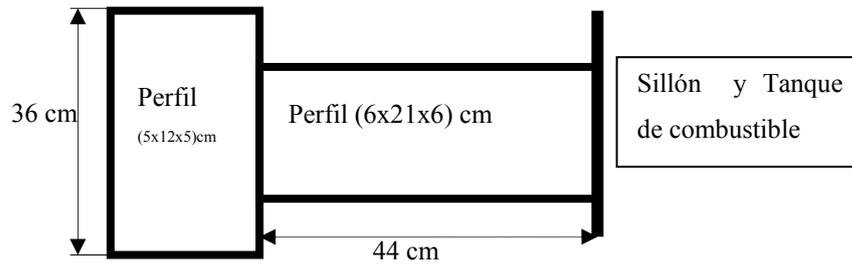


Figura 5.26 Dimensiones de la base para los pedales del acelerador y el embrague

En la figura 5.27 se ve la base de los pedales del acelerador y embrague.



Figura 5.27 Base de los pedales del acelerador y el embrague

Luego se procedió adecuar una base, en la que se colocó la batería, esta base se encuentra a lado del filtro de aceite del motor, de igual manera fue hecha con un perfil en L de dimensiones (4 x 4)cm, y fue soldada al bastidor, para su soldadura se uso electrodos 7018 AGA.

La figura 5.28 muestra las dimensiones de la base de la batería.

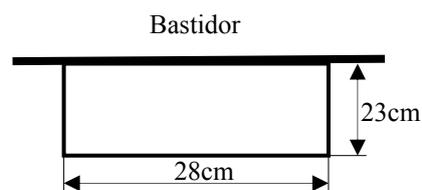


Figura 5.28 Dimensiones de la base de la batería

En la figura 5.29 muestra la disposición de la base de la batería con respecto al bastidor.



Figura 5.29 Disposición de la base de la batería con respecto al bastidor

5.4 Modificación del motor para la instalación del turbocompresor.

Dentro de las modificaciones que se le hizo al motor Mazda OHC 1600 cm³ para la instalación del turbocompresor, se procedió de la siguiente manera:

Fue necesario sacar el múltiple de escape original y construir un nuevo en acero inoxidable, usando para el efecto tubería de 4 cm de diámetro, con la intención que soporte mayores presiones y altas temperaturas.

Para lo cual tuvimos que cortar el tubo en 2 pedazos con una longitud de 60 cm cada uno, y hacerlos doblar con un ángulo de 90° a 20cm de sus extremos, en una maquina hidráulica especializada para el efecto. Como se ve en la figura 5.19 siguiente.



Figura 5.30 Doblado de tubos

Una vez doblados los tubos se procedió a construir la base del nuevo múltiple de escape en acero inoxidable, la cual se la hizo con un pedazo de platina de 2.5 cm de espesor, y se le dio la misma forma de la base del múltiple de escape original.

Luego se procedió a realizar 4 perforaciones en la platina con un diámetro de 4cm, en los cuales se insertaron los 4 tubos doblados a 90°, los mismos que tienen longitudes diferentes: los externos 22cm y los internos 12cm, estos se ubican en la platina de tal manera que forman dos arcos.

En la figura 5.31 se ve las medidas y disposición de los tubos sobre la platina, para el nuevo múltiple de escape.

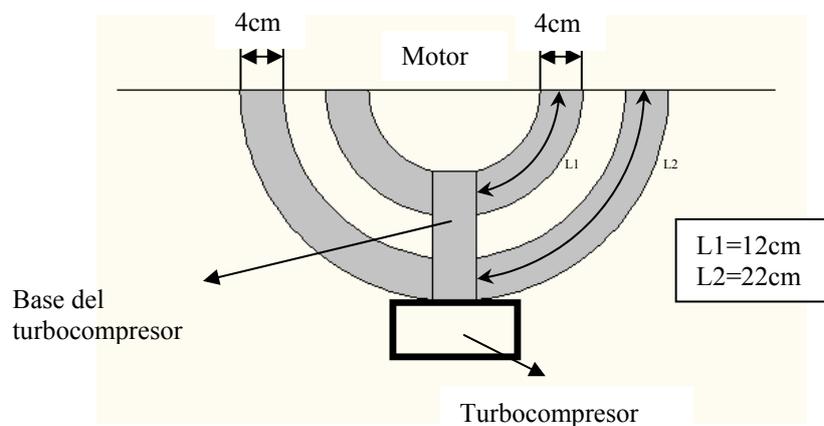


Figura 5.31 Medidas y disposición de los tubos sobre la platina, para el nuevo múltiple de escape

Una vez insertados los tubos en la platina a las medidas y posiciones adecuadas, se procede a soldar con electrodos R91 AGA para acero inoxidable.

En la figura 5.32 siguiente se ve la platina ubicada en el motor con 4 perforaciones de diámetro 4cm.



Figura 5.32 Platina ubicada en el motor con 4 perforaciones de diámetro 4 cm

La figura 5.33 muestra los tubos de acero inoxidable soldados a la platina.



Figura 5.33 Tubos de acero inoxidable soldados a la platina

Después de haber soldado los 4 tubos doblados en la platina se procede a ubicar una base para el acoplamiento del turbocompresor al nuevo múltiple de escape. Esta base en la cual montó el turbo fue hecha en acero inoxidable, se la soldó con electrodos R91 AGA. En la parte en la que se une con el turbocompresor se ubicó una platina de 2 cm de espesor, con cuatro perforaciones en sus extremos en donde se ubicaron 4 espárragos #8 de 2plg de largo, para la sujeción del turbocompresor al nuevo múltiple de escape. La figura 5.23 muestra el nuevo múltiple de escape con la base para el turbocompresor.



Figura 5.34 Nuevo múltiple de escape con la base para el turbocompresor

La figura 5.35 muestra el montaje del Turbocompresor al múltiple de escape.



Figura 5.35 Montaje del turbocompresor al múltiple de escape

Para el montaje del múltiple de escape al motor; y del Turbocompresor al múltiple de escape se tuvo que interponer juntas adecuadas resistentes al calor.

Entradas y salidas del turbocompresor.

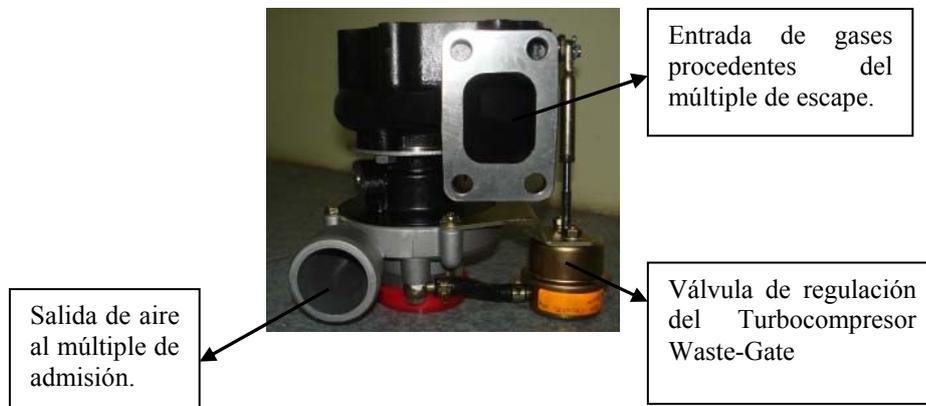


Figura 5.36 Entradas y salidas del turbocompresor

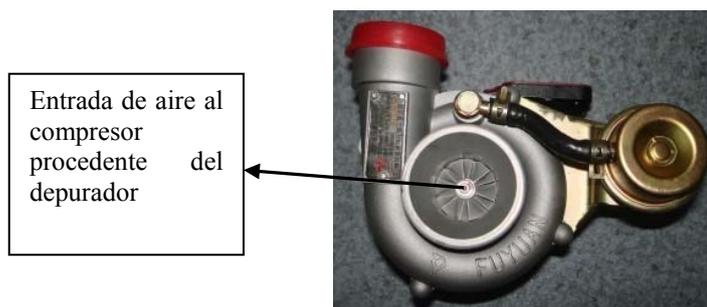


Figura 5.37 Entradas y salidas del turbocompresor



Figura 5.38 Entradas y salidas del turbocompresor

Luego se procedió a elaborar el escape del motor sobrealimentado, el cual se lo ubico en la parte que corresponde a la salida de gases del Turbocompresor.



Salida del aceite al
cárter del motor.

**Figura 5.39 Entradas y salidas
del turbocompresor**



Entrada de aceite al
Turbocompresor
procedente de la bomba
de aceite del motor.

**Figura 5.40 Entradas y salidas
del turbocompresor**

El sistema de escape del motor sobrealimentado se lo construyó con tubería de acero de 8cm de diámetro, y se procedió a darle la forma de S con dobleces, estos dobleces se los realizo en una dobladora hidráulica.

Una vez dada la forma de S, a la tubería de acero de longitud de 57 cm que une el turbocompresor con el silenciador. Se procedió a construir el silenciador con una tubería de acero de longitud de 50cm y de diámetro 18cm, el mismo que tiene una forma cilíndrica, en sus extremos se le soldó unas tapas circulares con perforaciones de diámetro igual al tubo del sistema de escape (8cm), para su soldadura se uso electrodos 6011 AGA.

La figura 5.41 muestra la forma y dimensiones del silenciador.

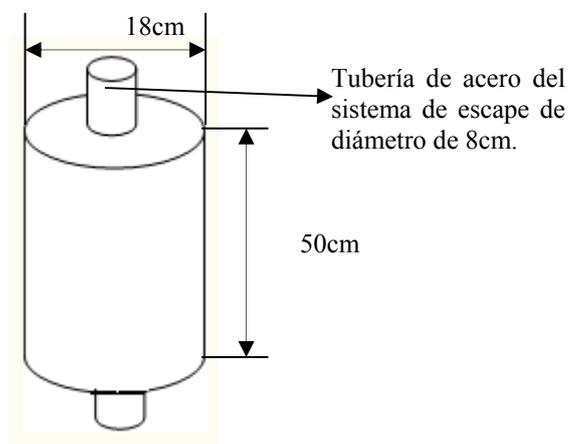


Figura 5.41 Formas y dimensiones del silenciador

Una vez terminado el silenciador se procede a soldar la tubería del sistema de escape utilizando electrodos 6011 AGA, en la parte que sale del silenciador al ambiente soldamos un pedazo de tubería de 32cm de longitud.

Una vez concluido el sistema de escape se procedió a ubicar dos bases con abrazaderas las cuales se ubican a la entrada y a salida del silenciador, las cuales van a servir para sostener el sistema de escape al bastidor. Estas bases se unen al bastidor mediante pernos con la interposición de pequeñas bases de caucho.

Luego se procedió a unir el sistema de escape al turbocompresor con la interposición de una junta resistente al calor, para la unión se hizo una pequeña base con platina de 2cm de espesor y se le dio la misma forma que tiene la salida de gases el turbocompresor. En esta base se procedió a realizar 5 perforaciones para la ubicación de pernos.

El sistema de escape del motor sobrealimentado ya terminado se puede ver en la siguiente figura 5.42.



Figura 5.42 Sistema de escape del motor sobrealimentado

Una vez montado el Turbocompresor al motor con su sistema de escape, se procedió a realizar las conexiones entre el depurador de aire y el Turbocompresor, para lo cual utilizamos una tubería de acero de diámetro 6.5 cm y de una longitud de 30 cm.

Para unir el Turbocompresor a la tubería metálica se utilizó manguera de caucho resistente a la presión, de un diámetro interno de 6.5cm y de longitud de 8cm, en la cual se introduce la tubería metálica y la entrada de aire del Turbocompresor, estas dos partes quedan unidas, para un cierre estanco se las aprieta con abrazaderas metálicas. De Igual manera se procede a la unión del depurador con la tubería metálica interponiendo un pedazo manguera igual al anterior y ajustado con abrazaderas.

La figura 5.43 muestra la unión del depurador de aire con el Turbocompresor.



Figura 5.43 Unión del turbocompresor con el depurador de aire y el intercooler

Lo siguiente que se procede a unir es la salida del aire del turbocompresor con el Intercooler, para lo cual utilizamos tubería metálica de 74cm de longitud con diámetro 5cm, y dos pedazos de manguera de caucho de longitud de 8cm con diámetro interno 5cm estos pedazos de caucho servirán para producir una unión hermética y flexible entre la tubería metálica y el Intercooler y de igual manera entre el Turbo y la tubería metálica. Para su unión perfecta se uso abrazaderas metálicas.

La figura 5.43 muestra esta unión.

Otra conexión que se hizo fue entre el Intercooler y el múltiple de admisión del motor. Par lo cual en la parte que corresponde al múltiple de admisión se hizo una base con una conexión adecuada para la entrada de la tubería que viene del Intercooler, sobre esta base se ubica el carburador del motor.

Esta base fue hecha con un perfil cuadrado de (7x7) cm, con una altura de 10cm, en sus extremos se soldó dos platinas de un espesor de 3mm, estas platinas tienen la forma de la base del carburador y del múltiple de admisión, en estas platinas se practicaron perforaciones adecuadas para la ubicación de pernos, los cuales van a unir el múltiple de admisión con el carburador.

En la parte lateral de esta base se realizo una perforación con un diámetro de 5cm en la misma que se va a insertar un pedazo de tubo de acero de 8cm de longitud. En la cual esta empotrada una manguera de caucho, de diámetro interno de 5cm y de una longitud de 8cm.

En este pedazo manguera se introduce una tubería metálica de diámetro 5cm y de longitud 64 cm que viene desde el Intercooler. Que a su vez va a permitir el paso del aire ya frio procedente del Turbocompresor al múltiple de admisión, De igual manera en

la salida del Intercooler y la entrada de la tubería metálica interponemos otro pedazo de manguera de caucho, de la misma medida para la unión de estas dos partes.

Para un cierre estanco de la conexión entre el Turbo y el Múltiple se colocan en sus extremos abrazaderas sobre los pedazos de manguera de caucho.

La figura 5.44 siguiente muestra la forma y medidas de la base que se ubica entre el carburador y el múltiple de admisión.

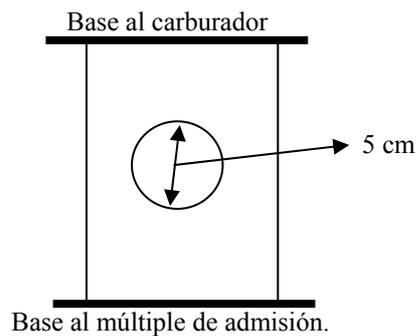


Figura 5.44 Formas y medidas de la base que se ubica entre el carburador y el múltiple de admisión

La figura 5.45 muestra la conexión entre el Intercooler y el Múltiple de Admisión.



Figura 5.45 Conexión entre el intercooler y el múltiple de admisión

5.5 Adaptación y regulación del turbocompresor para ser instalado en el motor.

Como se explicó anteriormente una de las adaptaciones que se tuvo que hacer al motor para la incorporación del Turbocompresor, fue la de construir un nuevo múltiple de escape en acero inoxidable para que soporte las elevadas temperaturas y presiones a las que va a estar sometido en el funcionamiento normal del motor, este nuevo múltiple de escape posee una base en la cual se va a ubicar el Turbocompresor.

Otra adaptación que se hizo al motor para la incorporación del turbocompresor fue la de ubicar las tuberías para la lubricación del turbo.

La tubería de entrada de aceite para el Turbocompresor se la ubicó en el motor, en la parte que corresponde a la salida de la bomba de aceite, esta tubería es de un material que soporta alta presión y temperatura es forrada en metal y tiene una longitud de 65cm y un diámetro de 1cm. El acoplamiento de esta tubería entre el turbocompresor y la bomba de aceite se lo hizo por medio de acoples roscables a los extremos de la tubería. En cambio la tubería de retorno del turbocompresor es de un material de caucho que soporta presión y desemboca en el cárter del motor, por lo cual se tuvo que hacer una perforación en el cárter para la llegada de retorno del aceite, de igual manera en sus partes terminales tiene acoples de metal roscables.

La figura 5.46 muestra el orificio de entrada del aceite del Turbocompresor.

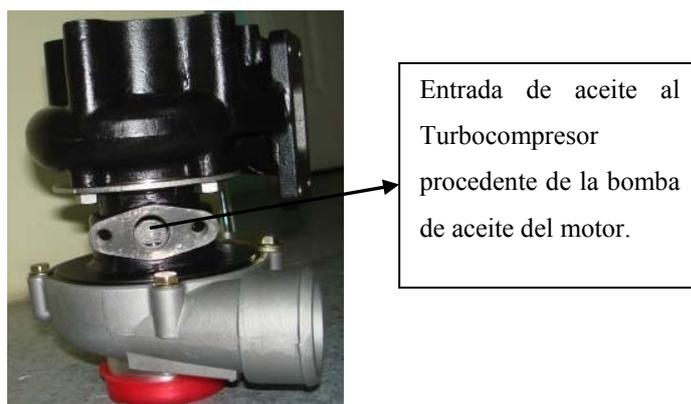


Figura 5.46 Orificio de entrada de aceite al turbocompresor

La figura 5.47 muestra el orificio de salida del aceite del Turbocompresor.

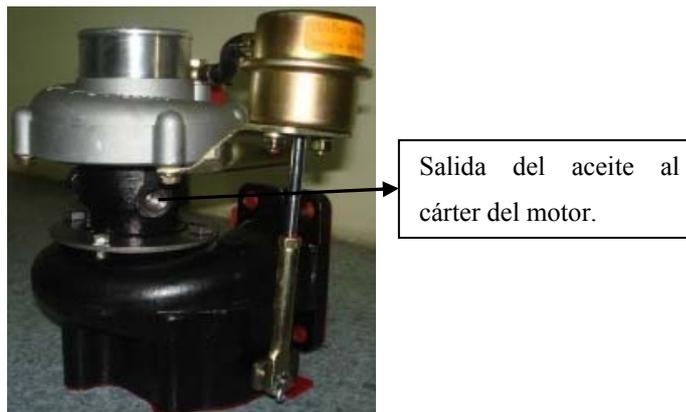


Figura 5.47 Orificio de salida del aceite del turbocompresor

Después se tuvo que hacer una regulación del Turbocompresor; para regular la presión de sobrealimentación se actúa sobre la bieleta de mando de la válvula de control, en su unión a la válvula de Waste-gate. La Figura 5.48 muestra la implantación de estos componentes sobre el turbo, donde la válvula neumática Waste-gate 1 se fija a la carcasa del turbocompresor mediante tornillos. La membrana de esta válvula está unida mediante la bieleta regulable 3 a la articulación 4 de la válvula 5 de desviación de los gases de escape. Esta unión resulta regulable en longitud, dado que la brida 3 se une a la membrana de la válvula Waste-gate por medio de un acoplamiento roscado, con tuerca de fijación 2 (como muestra el detalle de la figura). Variando la longitud de esta biela, se consigue modificar la presión de apertura de la válvula y con ello la presión de control del turbocompresor.

Entonces lo que se hizo fue regular la longitud de la bieleta 3, para que afecte a la articulación 4 y por ende a la válvula 5 de desviación de los gases de escape.

En el funcionamiento del motor sobrealimentado podemos ver como esta regulación afecta al Turbocompresor, porque con la regulación de la longitud de bieleta se establece el nuevo valor de la presión de sobrealimentación del Turbocompresor, lo que sucede es que la válvula Waste-gate neumática detecta la sobrepresión que existe a la salida del aire del compresor, porque existe una tubería 6 que comunica la salida del compresor con la válvula neumática, lo que hace que la membrana de la válvula Waste-gate sea empujada y afecte a la bieleta 3 que se encuentra unida a la articulación 4 de la válvula 5, haciendo que la válvula 5 se abra permitiendo la desviación de los gases de escape para que no afecten a la turbina y por ende a la velocidad del compresor, disminuyéndose así la presión del aire que va entrar a la admisión. Los gases que son

desviados en la válvula 5 salen directamente al sistema de escape de nuestro motor sobrealimentado.

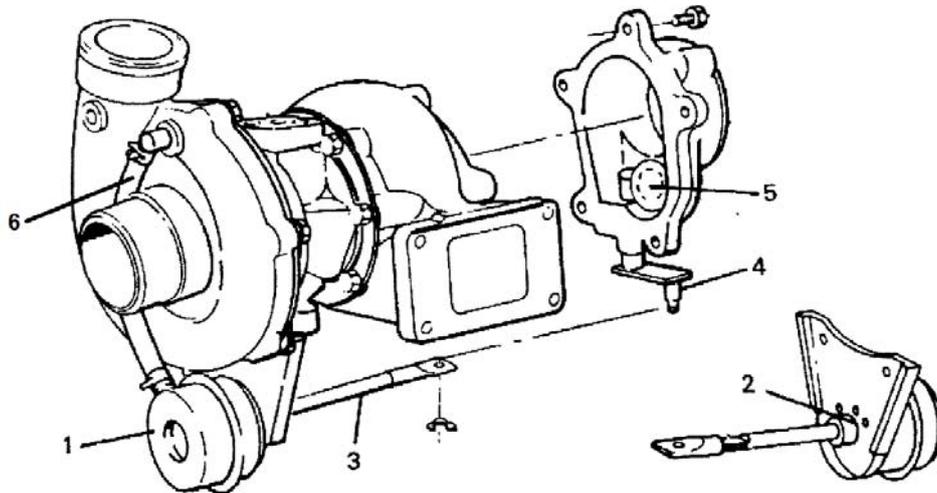


Figura 5.48 Regulación del turbocompresor

5.6 Pruebas de funcionamiento del motor sobrealimentado, que se encuentra montado en la estructura metálica.

Antes de realizar las pruebas de funcionamiento se procedió a realizar las instalaciones eléctricas para poder encender el motor sobrealimentado, se conecto los relojes de (presión de aceite, carga, temperatura, rpm), también se realizo un ABC del motor, se cambio bujías (BP4ES), cables de encendido, se limpio el carburador con espray, se cambio la bomba de eléctrica de gasolina por una de mayor presión (5bar), se calibro válvulas (0.1 mm admisión; 0.15 escape), se cambio el aceite del motor (20w50) con su filtro utilizándose 5 litros de aceite, y se cambio también el aceite de la caja (80w90) utilizándose 4 litros.

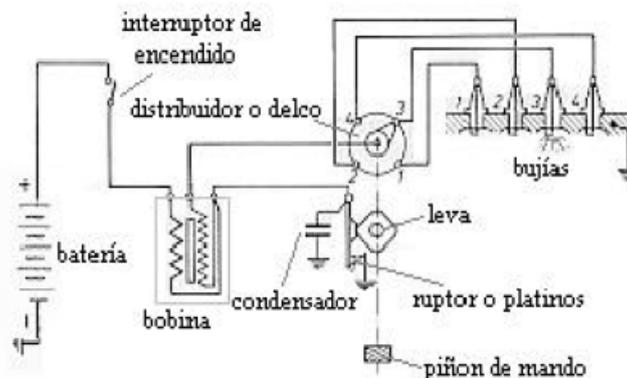
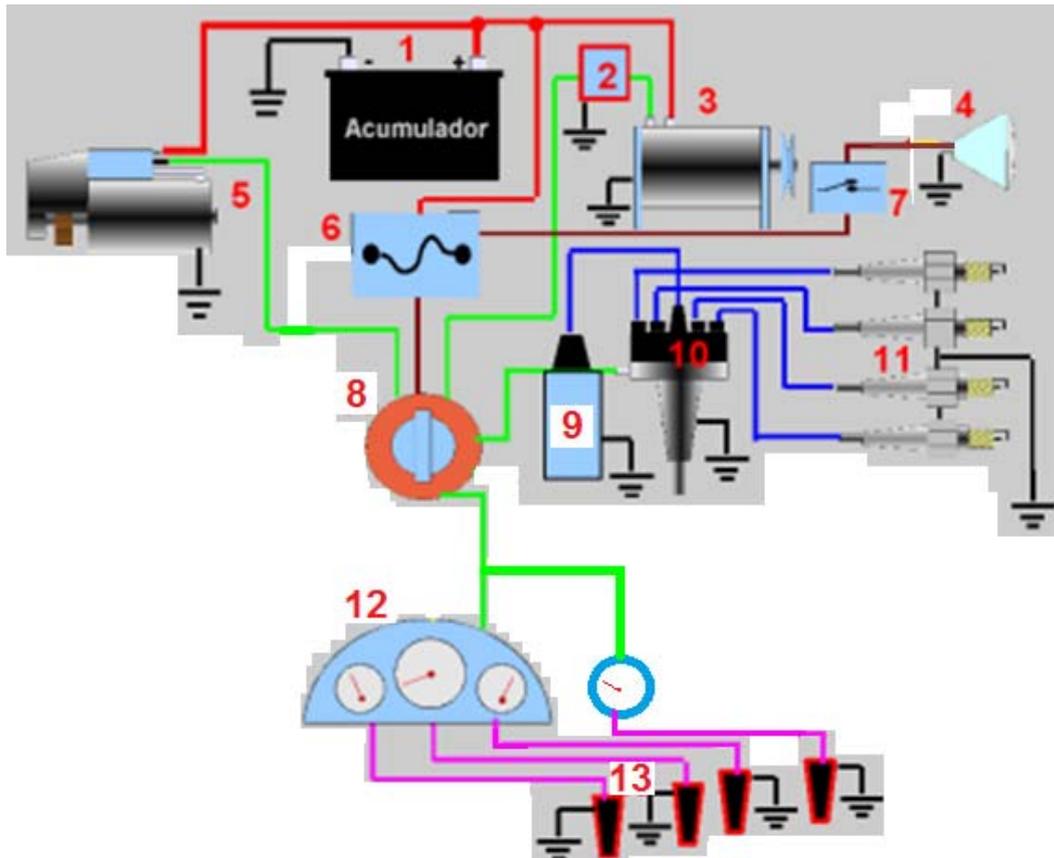


Figura 5.49 Esquema eléctrico del circuito de encendido convencional.



1.- Acumulador 2.-Regulador de voltaje 3.-Generador 4.- Luz piloto 5.-Motor de arranque 6.-Caja de fusibles 7.-Interruptor de luz piloto 8.-Interruptor de encendido 9.- Bobina de encendido 10.- Distribuidor 11.-Bujías 12.-Tablero de instrumentos 13.-Sensores de instrumentos del tablero. (Carga de batería, revoluciones por minuto, temperatura del motor, presión de aceite)

Figura 5.50 Instalaciones eléctricas del motor sobrealimentado.

Una vez concluido los mantenimientos y las instalaciones se procedió a encender el motor estacionario sobrealimentado, comprobándose que su rendimiento aumento considerablemente, llegándose a cumplir con todas las expectativas que se buscaba con la implementación del Turbocompresor.

Entre las principales expectativas alcanzadas tenemos:

- Aumento de la potencia y del par motor, alrededor de un 15% con la implementación del Turbocompresor.
- Se mejoro mucho más el rendimiento del motor con la instalación del intercambiador de calor aire-aire (Intercooler), alrededor de un 15%.
- Se redujo el ruido del motor puesto que el Turbocompresor actúa como un pre silenciador.

- Se redujo en gran medida los gases contaminantes al medio ambiente puesto que la gasolina en la cámara de combustión se quema en su totalidad.

La figura 5.51 Muestra el motor estacionario sobrealimentado, ya concluido.



Figura 5.51 Motor estacionario sobre alimentado ya concluido.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 Conclusiones:

- Se hizo del proceso de combustión más eficiente. Esto se debe a que ingresa una mayor cantidad de aire al cilindro alrededor de un 30% a 40%.
- 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.
- Aumento la potencia del motor alrededor de un 15%.
- El Turbocompresor no consume potencia del motor ya que este funciona con los gases de escape.
- Un motor con turbocompresor no sufre de una disminución de potencia cuando se encuentra sobre el nivel del mar.
- Se reduce los gases contaminantes que salen al medio ambiente, puesto que se ha mejorado notablemente el proceso de combustión debido a que hay una mayor cantidad de aire en la mezcla aire-gasolina.
- Se reduce el ruido del motor con la instalación de un turbocompresor más notorio en motores diesel.
- Se reduce el desgaste el motor dándole más vida útil.
- Si se instala al motor sobrealimentado un intercambiador de calor o intercooler se nota que su potencia aumenta alrededor de un 15% más, esto se debe a que al bajar la temperatura del aire que es enviado del turbo al motor se aumenta la densidad del aire, por lo que aumenta la masa de oxígeno por unidad de volumen de aire, por lo que hay mas oxígeno para el proceso de combustión y por ende aumenta notablemente la potencia. El aire que sale del turbocompresor al múltiple de admisión tiene una temperatura de 90° C con el Intercooler se baja la temperatura de este aire a 60° C.
- Con el aumento de la presión de la sobrealimentación se consigue evacuar mejor los gases quemados, realizando un mejor barrido del cilindro con los frescos, con lo cual, aumenta el rendimiento volumétrico.

6.2 Recomendaciones:

- Se debe tener precaución de no acelerar un motor con turbocompresor antes de apagarlo ya que se puede dañar el turbocompresor, esto se debe a que ya no habrá el suministro de aceite hacia el turbo y los rodamientos internos del turbo rotarían en seco lo cual produciría un desgaste de los mismos y daños al turbocompresor.
- El Turbocompresor está diseñado de tal manera que durará igual que el motor que alimenta. No requiere de un mantenimiento especial lo único que hay que cuidar es de realizar los cambios de aceite periódicamente y mantener el filtro de aire limpio y libre de polvo.
- En los sistemas de carburación, el turbocompresor suele implantarse antes del carburador. Con esta disposición, solamente se comprime el aire y no la mezcla, pudiendo ser utilizado un intercambiador para lograr su enfriamiento. En estos casos, el carburador debe estar dotado de circuitos enriquecedores complementarios para el funcionamiento en fase sobrealimentada del motor.
- Cuando se adapta un turbocompresor a un motor, es necesario reforzar ciertos elementos, como cigüeñal, pistones, bielas, etc. Ya que deberán soportar mayores esfuerzos en su funcionamiento.
- Par los motores sobrealimentados es recomendable, tener un buen control del punto de encendido y por ello es conveniente la utilización de un encendido sin ruptor es decir un sistema de encendido electrónico.
- Es recomendable la utilización de una bomba eléctrica de combustible en motor sobrealimentado, ya que este necesita de un caudal más elevado para su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA:

ALONSO, José.// Técnicas del Automóvil, Motores.// 10ma. ed.// España: Paraninfo, 2000.

Manual CEAC del Automóvil.// Barcelona (España): Edit Ceac S.A, 2003.

ARIAS-Paz, Manuel.// Manual de Automóviles.// 46ava. ed.// España: Dossat, 1983.

GUTIÉRREZ, Nilcer.// Mecánica Automotriz.// 2da. ed.// Perú: Carcocha, 2006.

GUTIÉRREZ Nilcer.// Mecánica Diesel.// 4ta. ed.// Perú: Carcocha, 2007.

SALVAT.// Automóvil.// 10ma.ed.//España: Ceac, 2000.

CHILTON.// Manual de Reparación Y Mantenimiento, automóviles, camionetas y camiones, Modelos Gasolina Y Diesel.// España: Océano Centrum, 2008.

Manual técnico NGK.// Brasil: 2010.

LINKOGRAFÍA:

Componentes de un motor a gasolina

http://www.asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_4.htm

2011-03-20

Motores sobrealimentados–Turbocompresor

<http://mecanicavirtual.org/turbo2.htm>

2011-04-10

Inyección a gasolina

<http://www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro.htm>

2011-04-20

Turbocompresor y su mantenimiento

http://widman.biz/boletines_informativos/25.pdf

2011-05-05

Motor de combustión interna

<http://www.mailxmail.com/curso-motores-combustion-interna/que-es-motor-componentes-funcionamiento>

2011-05-20

Sistema eléctrico del automóvil

<http://www.sabelotodo.org/automovil/siselectrico.html>

2011-05-26

ANEXOS

Anexo 1: Tabla de conversión de unidades de longitud:

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

Anexo 2: Tabla de conversión de unidades de superficie:

SUPERFICIE					
metro cuadrado m ²	hectárea ha	pulgada cuadrada in ²	pie cuadrado ft ²	yarda cuadrada yd ²	acre
1	0,0001	1550,0031	10,76391	1,19599	0,00024711
10000	1	15500031	107639,1	0,0001196	2,4710538
0,0006,4516	0,00000006451	1	0,006944	0,0007716	0,0000015942
0,09290304	0,000009290351	144	1	0,111	0,000022957
0,8361274	0,000083613	1296	9	1	0,00020661
4046,856	0,4046856	6272640	43560	4840	1

Anexo 3: Tabla de conversión de unidades de volumen:

VOLUMEN					
metro cúbico m ³	litro dm ³	pie cúbico ft ³	galón (USA) gal	galón imperial (GB) gal	barril de petróleo bbl (oil)
1	1000	35,3146667	264,17205	219,96923	6,2898108
0,001	1	0,0353147	0,2641721	0,2199692	0,0062898
0,0283168	28,3168466	1	7,4805195	6,2288349	0,1781076
0,0037854	3,7854118	0,1336806	1	0,8326741	0,0238095
0,0045461	4,5460904	0,1635437	1,20095	1	0,028594
1589873	158987295	56145833	42'	34,9723128	1
1 gal (USA) = 3,78541 dm ³ 1 ft ³ = 0,0283 m ³					

Anexo 4: Tabla de conversión de unidades de presión:

UNIDADES DE PRESION					
kilopascal kN /m ²	atmósfera técnica Kgf/cm ²	milímetro de c. Hg (0°C)	metros de c. agua (4°C)	libras por pulgad ² lib/in ²	bar 100000 Pa
kPa	atm	mm Hg	m H ₂ O	psi	bar (hpz)
1	0,0101972	7,5006278	0,1019745	0,1450377	0,01
98,0665	1	735,560217	1000028	14,2233433	0,980665
0,1333222	0,0013595	1	0,0135955	193367	0,0013332
9,8063754	0,0999972	73,5539622	1	1,4222945	0,0980638
6,8947573	0,070307	51,7150013	0,7030893	1	0,0689476
100	1,0197162	750,062679	10,1974477	14,5037738	1

Anexo 5: Tabla de conversión de unidades de potencia:

POTENCIA					
Kilowatio	Kilocaloría/hora	Btu (IT)/hora	Horse power (USA)	Caballo vapor métrico	Tonelada de refrigeración
kW	Kcal (IT)/h	Btu (IT)/h	hp	CV	
1	859.84523	3412.1416	1.3410221	1.3596216	0.2843494
0.001163	1	3.9683207	0.0015596	0.0015812	0.0003307
0.00029307	0.2519958	1	0.00039301	0.00039847	0.000083335
0.7456999	641.18648	2544.4336	1	1.0138697	0.2120393
0.7354988	632.41509	2509.6259	0.9863201	1	0.2091386
3.5168	3023.9037	11999.82	4.7161065	4.7815173	1

Anexo 6: Juego de juntas para el motor MAZDA OCH 1600 cm³:

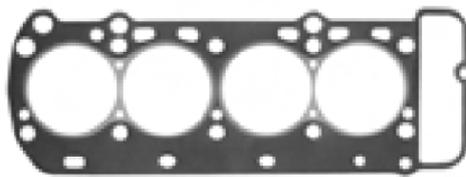
**JUEGO COMPLETO DE JUNTAS
MEDIO JUEGO**

**JS-2046
HS-N/D**

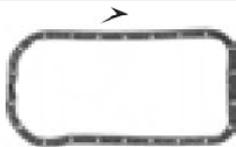
MODELO	AÑO	MOTOR
FORD 4 CIL. MOTOR 110", 121" MAZDA COURIER	78-82	1.8 / 2.0 LTS.

JUNTA DE CABEZA / CS

CS-3046

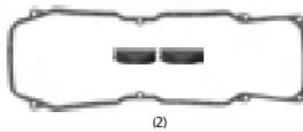


JUNTA DE CARTER / KS

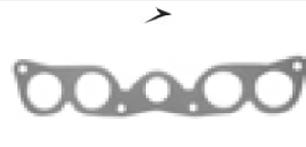


TAPA PUNTERÍAS / PS

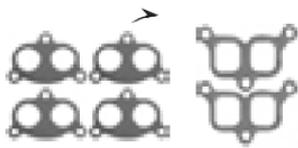
PS-6046



MÚLTIPLE DE ADMISIÓN / MS-A



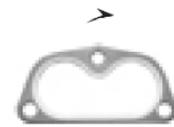
MÚLTIPLE DE ESCAPE / MS-F



MÚLTIPLE DE PLENUM / MS-P

N/D

TURO DE ESCAPE / ES

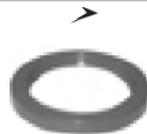


JUNTA TAPA DISTRIBUCIÓN / DS

DS-8046



RETÉN DE CIGÜEÑAL / BS



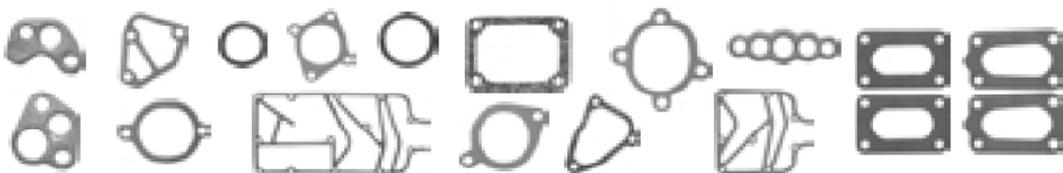
SELLO DE VÁLVULA / VS

VS-10012

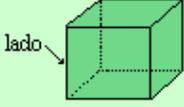
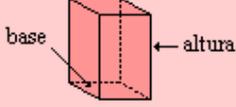
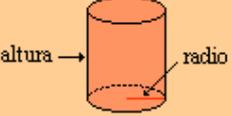


8 PIEZAS

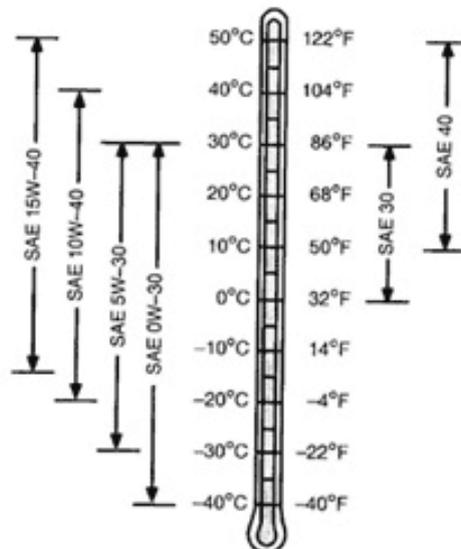
JUNTAS COMPLEMENTARIAS INCLUIDAS EN EL JUEGO



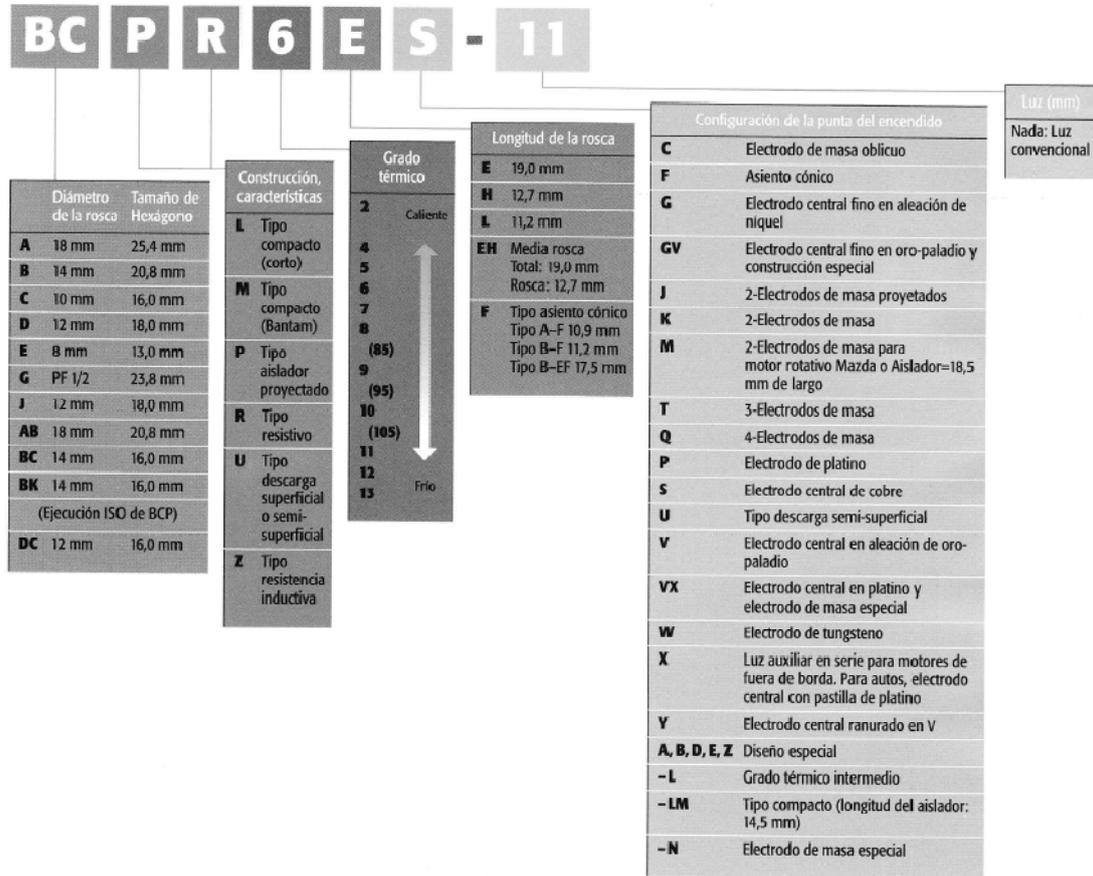
Anexo 7: Tabla de volúmenes:

<p style="text-align: center;">Cubo</p>  <p style="text-align: center;">Volumen cubo = l^3</p> <p style="text-align: center;">El volumen de un cubo se obtiene elevando al cubo la longitud de su arista</p>	<p style="text-align: center;">Prisma</p>  <p style="text-align: center;">Volumen prisma = sup. base x h</p> <p style="text-align: center;">El volumen de un prisma se obtiene multiplicando la superficie de su base por la altura del prisma.</p>	<p style="text-align: center;">Pirámide</p>  <p style="text-align: center;">Volumen pirámide = $\frac{\text{sup. base} \times h}{3}$</p> <p style="text-align: center;">El volumen de una pirámide es equivalente a un tercio del volumen de un prisma de igual base y altura.</p>
<p style="text-align: center;">Cilindro</p>  <p style="text-align: center;">Volumen cilindro = $(\pi \times r^2) \times h$</p> <p style="text-align: center;">El volumen de un cilindro se obtiene multiplicando la superficie de su base por la altura del cilindro.</p>	<p style="text-align: center;">Cono</p>  <p style="text-align: center;">Volumen cono = $\frac{(\pi \times r^2) \times h}{3}$</p> <p style="text-align: center;">El volumen de un cono es equivalente a un tercio del volumen de un cilindro de igual base y altura.</p>	<p style="text-align: center;">Esfera</p>  <p style="text-align: center;">Volumen esfera = $\frac{4}{3} \times \pi \times r^3$</p> <p style="text-align: center;">El volumen de una esfera es igual a $\frac{4}{3}$ de π por el radio al cubo.</p>

Anexo 8: Viscosidad del aceite en función de la temperatura.



Anexo 9: Símbolos de diseño usados en las bujías NGK.



Anexo 10: Datos técnicos de un turbocompresor GT15 Garrett.

Datos técnicos del Modelo GT15 de Garrett				
TOLERANCIAS				
PIEZA	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Turbina y eje.				
Excentricidad		0,0004		0,0100
HOLGURAS				
PIEZA	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Rotor.				
Axial	0,0010	0,0030	0,0200	0,0800
Radial				

Anexo 11: Datos técnicos de un turbocompresor GT12 Toyota.

Datos técnicos del Modelo CT12 de Toyota				
TOLERANCIAS				
PIEZA	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Plato.				
Diámetro alojamiento segmento	0,4331	0,4335	11,001	11,0110
Alojamiento de cojinetes.				
Diámetro del alojamiento del segmento	0,6060	0,6064	15,392	15,4030
Diámetro del asiento de los cojinetes	0,5356	0,5360	13,604	13,6140
Turbina y eje.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0646	0,0665	1,6400	1,6900
Diámetro de las muñequillas	0,3348	0,3350	8,5040	8,5090
Espaciador.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0492	0,0512	1,2500	1,3000

Anexo 12: Datos técnicos de un turbocompresor TDO3 Mitsubishi.

Datos técnicos del Modelo TDO3 de Mitsubishi				
PIEZA	TOLERANCIAS			
	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Plato.				
Diámetro alojamiento segmento	0,3937	0,3941	10,000	10,0100
Alojamiento de cojinetes.				
Diámetro del alojamiento del segmento	0,6250	0,6254	15,875	15,8850
Turbina y eje.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0646	0,0665	1,6400	1,6900
Espaciador.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0406	0,0426	1,0310	1,0810

Anexo 13: Datos técnicos de un turbocompresor HT10 Hitachi.

Datos técnicos del Modelo HT10 de Hitachi				
PIEZA	TOLERANCIAS			
	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Plato.				
Diámetro alojamiento segmento	0,5000	0,5004	12,700	12,7100
Alojamiento de cojinetes.				
Diámetro del alojamiento del segmento	0,6150	0,6154	15,621	15,6310
Turbina y eje.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0665	0,0685	1,6900	1,7400
Espaciador.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0646	0,0665	1,6400	1,6900

Anexo 14: Datos técnicos de un turbocompresor RHB3 IHI.

Datos técnicos del Modelo RHB3 de IHI				
PIEZA	TOLERANCIAS			
	PULGADAS		MILÍMETROS	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Plato.				
Diámetro alojamiento segmento (grande)	0,3937	0,3941	10,000	10,0100
Diámetro alojamiento segmento (pequeño)	0,3150	0,3154	8,0010	8,0110
Alojamiento de cojinetes.				
Diámetro del alojamiento del segmento	0,4330	0,4334	10,998	11,0080
Diámetro del asiento de los cojinetes	0,3911	0,3915	9,9340	9,9440
Turbina y eje.				
Anchura del alojamiento del segmento	0,0409	0,0429	1,0400	1,0900
Diámetro de las muñequillas	0,2462	0,2464	6,2530	6,2590
Espaciador.				
Anchura del alojamiento del segmento (grande)	0,0406	0,0426	1,0310	1,0810
Anchura del alojamiento del segmento (pequeño)	0,0325	0,0344	0,8250	0,8750
PARES DE APRIETE				
PIEZA	LIBRA X PULGADA		NEWTON X METRO	
	Min.	Max.	Min.	Max.
Tornillos.				
de la caracola de admisión			4,0	5,0
de la caracola escape			12,0	13,0
del cojinete de empuje			1,2	1,4
del plato de inserción			1,2	1,4
Tuerca eje.				
Apretar hasta			0,9	1,1
Tuercas.				
de la válvula			2,3	3,3

Anexo 15: Variación de la temperatura, presión y densidad del aire según la altura sobre el nivel del mar.

Altura (m)	Temperatura (°K)	Presión		Densidad (kg/m ³)
		mmHg	Bar	
0	288	760	1.013	1.225
200	286.8	742	0.989	1.202
400	285.4	725	0.966	1.179
600	284.4	707	0.942	1.156
800	282.9	690	0.920	1.134
1000	281.6	674	0.898	1.112
1400	279	642	0.856	1.070
1600	277.7	626	0.834	1.048
2000	275.1	596	0.794	1.007
2200	273.8	582	0.776	0.987
2400	272.5	567	0.756	0.967
2600	271.2	553	0.737	0.947
2800	269.9	539	0.718	0.928
3000	268.6	526	0.701	0.909

Anexo 16: Propiedades del gas ideal, del aire.

TABLA A-17
Propiedades de gas ideal del aire

<i>T</i> K	<i>h</i> kJ/kg	<i>P_r</i>	<i>u</i> kJ/kg	<i>v_r</i>	<i>s^o</i> kJ/(kg · K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.295 59
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.344 44
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.391 05
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.435 57
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.478 24
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.519 17
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.558 48
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.596 34
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.632 79
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.650 55
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.668 02
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.685 15
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.702 03
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.718 65
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.734 98
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.751 06
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.766 90
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.782 49
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.797 83

escape).										
Verificar el Ralentí.					X	X		X		
Revisar el sistema de enfriamiento del turbocompresor.	X				X		X			X
Revisar correas impulsadoras (bomba de agua, alternador).	X						X			
Revisar las tuberías de suministro de combustible.	X			X			X			X
Revisar o cambiar los cables de encendido.							X	X	X	X
Comprobar que no existan fugas en el múltiple de admisión.							X			X
Revisar los controles de temperatura, nivel de carga de batería						X	X			
Cambiar el filtro de combustible.						X	X			X
Revisar las mangueras y conexiones de vacío.		X			X			X		X
Revisar la entrada y salida de aceite del turbocompresor								X		X
Inspeccionar y Verificar si no existen fugas en el radiador.	X			X		X		X	X	X
Cambiar el líquido Refrigerante del radiador.							X	X	X	X
Limpieza de impurezas internas del turbocompresor.										X
Controlar el sistema de carga de la batería (Escobillas del alternador).						X			X	X

Revisar el Intercooler.					X		X	X		
Limpia el carburador (Componentes Internos).								X	X	X
Controlar el nivel de electrolito de la batería.	X			X			X	X	X	X
Regulación de la válvula WASTE-GATE (Manual del Fabricante del turbo- Fuyuan)									X	X
Control y verificación de la presión de sobrealimentación (turbo compresor)							X	X	X	
Verificar la Bieleta de mando de la válvula de control unida a la válvula WASTE-GATE						X		X		
Analizar coloración de gases de escape								X	X	X

NOTA: La relación que hemos tomado para este plan de mantenimiento es de 50 km que se recorren en 1 hora.

Anexo 18: Guía de prácticas.

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

PRÁCTICA #1

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Turbocompresor.

OBJETIVOS:

- Aprender a seleccionar un Turbocompresor.
- Conocer las diferentes partes que constituyen un Turbocompresor.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #2

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Motor Sobrealimentado.

OBJETIVOS:

- Conocer los elementos que constituyen el motor sobrealimentado (Turbocompresor, Intercooler, etc.)
- Comparar el rendimiento entre un motor normal y un motor sobrealimentado.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #3

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Circuito de lubricación de un motor sobrealimentado.

OBJETIVOS:

- Conocer e identificar las partes del circuito de lubricación de un Turbocompresor.
- Identificar los conductos de entrada y salida de aceite del turbocompresor.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #4

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Intercooler.

OBJETIVOS:

- Conocer cuál es la función del Intercooler en el Motor Turboalimentado.
- Conocer la ubicación del Intercooler en el motor.
- Aprender a conectar el Intercooler en el motor sobrealimentado.
- Aprender a seleccionar un Intercooler.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #5

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Regulación de la presión de sobrealimentación de un turbocompresor por medio de la Válvula Waste-Gate.

OBJETIVOS:

- Conocer el funcionamiento de la válvula Waste-Gate y su ubicación.
- Aprender a regular la presión de sobrealimentación del turbo por medio de esta válvula.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #6

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Mantenimientos que se le debe dar a un motor sobrealimentado.

OBJETIVOS:

- Conocer los mantenimientos y cuidados correctos que se le debe dar un motor Turboalimentado.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #7

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Carburador.

OBJETIVOS:

- Conocer e identificar las partes que constituyen un carburador.
- Aprender a calibrar el carburador para que suministre el suficiente combustible al Motor Sobrealimentado.
- Correcta selección de los Calibres (Chiclores) para una optima carburación del motor sobrealimentado.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #8

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Circuito eléctrico del motor sobrealimentado.

OBJETIVOS:

- Conocer e identificar las partes que constituyen el circuito eléctrico del Motor Sobrealimentado.
- Aprender cómo hacer las conexiones eléctricas para encender cualquier motor.
- Aprender a realizar el diagrama eléctrico del motor sobrealimentado.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #9

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Sistema de encendido Convencional.

OBJETIVOS:

- Conocer el funcionamiento del encendido convencional.
- Conocer e identificar los diferentes componentes del encendido convencional.
- Aprender a realizar los mantenimientos adecuados para este tipo de encendido.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
PRÁCTICA #10

Nombre del profesor:
Nombre del estudiante:
Código:
Fecha:

TEMA: Sistema de refrigeración del motor.

OBJETIVOS:

- Conocer el funcionamiento del sistema de refrigeración.
- Conocer e identificar los diferentes componentes del sistema de refrigeración.
- Aprender a realizar los mantenimientos adecuados para el sistema de refrigeración.

MARCO TEÓRICO:

HERRAMIENTAS:

- Las que sean necesarias.

PROCEDIMIENTO:

ANÁLISIS DE RESULTADOS:

CONCLUSIONES:

RECOMENDACIONES:

BIBLIOGRAFÍA:

PLANOS