

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**"ESTUDIO TEORICO EXPERIMENTAL EN BANCO
DE PRUEBAS DE MOTORES DIESEL PERKINS
VEHICULARES MODELOS 6.3544U,
T6.3544U NCC Y T6.3544U ACC"**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

OSWALDO VICENTE VELASQUEZ PAZ

PROMOCION: 1982-I

LIMA - PERU

1993

INDICE

PROLOGO	1
CAPITULO I	3
INTRODUCCION	3
CAPITULO II	5
DESCRIPCION DE LOS MOTORES DIESEL PERKINS	5
2.1. PARAMETROS DE LOS MOTORES	5
2.1.1. Parámetros energéticos	5
2.1.2. Parámetros dimensionales y de peso	14
2.1.3. Parámetros constructivos	16
2.1.4. Parámetros operacionales	22
2.2. ESTRUCTURA DE LOS MOTORES	24
2.2.1. Cuerpo del motor	24
2.2.2. Sistema de lubricación	26
2.2.3. Sistema de combustible	31
2.2.4. Sistema de admisión y escape	31
2.2.5. Sistema de refrigeración	32
2.2.6. Componentes auxiliares	32
CAPITULO III	33
TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL PERKINS	33
3.1. NOCIONES GENERALES DE SOBREALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL	33
3.1.1. Sobrealimentación mecánica	35
3.1.2. Sobrealimentación por turbocompresor	36

3.1.3. Sobrealimentación combinada	36
3.2. TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL	36
3.2.1. Principio de funcionamiento de los turbo- compresores.	37
3.2.2. Clasificación de los turbocompresores	37
3.2.3. Ventajas del motor turboalimentado	38
3.2.4. Sistemas de turboalimentación	40
3.2.5. Enfriamiento del aire de admisión	42
3.3. TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL PERKINS	46
3.3.1. Generalidades	46
3.3.2. Parámetros dimensionales de los turbo- compresores.	50
3.3.3. Parámetros operacionales y características de los turbocompresores	52
3.3.4. Enfriador del aire de admisión	52
CAPITULO IV	57
CALCULO TERMICO	57
4.1. CALCULOS PREVIOS	57
4.1.1. Datos de partida	57
4.1.2. Parámetros de la combustión del combusti- ble	58
4.2. PROCESOS EN LOS MOTORES DIESEL	60
4.2.1. Cálculo de los parámetros del proceso de intercambio de gases	60
4.2.2. Cálculo de los parámetros del proceso de compresión	72
4.2.3. Proceso de combustión.	74

4.2.4. Cálculo de los parámetros del proceso de expansión	81
4.2.5. Parámetros del ciclo de trabajo	82
CAPITULO V	90
ESTUDIO EXPERIMENTAL EN BANCO DE ENSAYOS VARIANDO EL ANGULO DE AVANCE DE LA INYECCION	90
5.1. GENERALIDADES	91
5.2. NORMAS PARA LA REALIZACION DE ENSAYOS	91
5.2.1. Norma ISO 1585	112
5.2.2. Norma BS AU 141a : 1971	127
5.2.3. Normas utilizadas por Perkins	129
5.3. BANCO PARA ENSAYO DE MOTORES	129
5.3.1. Frenos dinamométricos	129
5.3.2. Instrumentación	139
5.4. PROCEDIMIENTOS DE LOS ENSAYOS	148
5.4.1. Equipos e instrumentos utilizados	148
5.4.2. Magnitudes medidas durante los ensayos	149
5.4.3. Parámetros del motor calculados	150
5.5. PROTOCOLO DE ENSAYOS	152
CAPITULO VI	183
ANALISIS DE LOS RESULTADOS	183
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	194
BIBLIOGRAFIA	196
APENDICE 1	198
NOTA COMPLEMENTARIA RELATIVO A LA TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL	198

APENDICE 2	203
ESPECIFICACIONES DEL COMBUSTIBLE NORMA ISO 1585	203
APENDICE 3	205
INFORMACION COMPLEMENTARIA DE LA NORMA BS AU 141a : 1971	205
APENDICE 4	217
COMPARACION DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR DIESEL ENSAYADO BAJO DIFERENTES NORMAS	217
APENDICE 5	218
CURVAS CARACTERISTICAS DE FRENOS DINAMOMETRICOS HI- DRAULICOS Y ELECTRICOS	218
APENDICE 6	239
GASES DE ESCAPE DIESEL	239
APENDICE 7	240
CALCULO DEL CONSUMO DE ACEITE	240
APENDICE 8	241
EQUIPO ESPECIAL PARA EL ARRANQUE EN FRIO	241

PROLOGO

El presente trabajo consta de 6 capítulos y 8 apéndices.

En el capítulo 1, se da una introducción a la sobrealimentación en los motores diesel y al estudio experimental.

En el capítulo 2, se hace una descripción de los parámetros fundamentales de los motores, así mismo se hace un estudio como está estructurado los motores Diesel y que puede ser tomado como modelo para motores de otras marcas. Al describir los parámetros de los motores, sólo cuando hay diferencia entre éstos se indica si es para el motor de aspiración 6.3544V, turboalimentado T6.3544V NCC y turboalimentado con enfriamiento del aire de admisión T6.3544V ACC, cuando no exista diferencia no se indica nada, y se sobreentiende que el parámetro es igual para los tres motores.

En el capítulo 3, se hace una exposición de los aspectos relacionados a la turboalimentación en los motores Diesel, enfriamiento del aire de admisión y la turboalimentación en los motores Diesel Perkins. Se incluye una descripción breve de los diversos turbocompresores Garret con sus respectivas curvas características.

En el capítulo 4, se desarrolla una metodología para el Cálculo térmico en los motores Diesel con sus respectivos resultados.

En el capítulo 5, en primer lugar se presentan las

Normas ISO 1585 y BS AU 141a: 1971 para ensayos de motores de combustión interna. Se muestra la relación de Normas para ensayos utilizadas por Perkins y otras especificaciones no establecidas en las Normas. En este capítulo además se estudia brevemente los cuatro tipos de frenos dinamométricos para ensayos de motores e instrumentaciones para las mediciones. En lo concerniente a la parte experimental se hacen ensayos para obtener las curvas características externas de velocidad de los tres tipos de motores, ensayos regulando el ángulo de avance de la inyección en los motores 6.3544V y T6.3544V ACC y ensayos regulando la carga en el motor T6.3544V NCC.

En el capítulo 6 se analizan los resultados experimentales del presente trabajo y se comparan con los resultados obtenidos por Perkins según la Norma BS AU 141a 1971 dados en el capítulo 2.

El apéndice es un complemento de algunos temas expuestos en los capítulos 2, 3 y 5.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

La amplia utilización de los motores Diesel se explica principalmente por el hecho de que consumen mucho menos combustible que los motores de carburador, aproximadamente entre 30 y 40% menos. Actualmente la tendencia es cada vez mayor la sobrealimentación en los motores Diesel donde se consigue un aumento en la potencia del motor entre 30 y 40% que el correspondiente al de la aspiración natural sin variar sus dimensiones (carrera) con ligero aumento en el peso por el sobrealimentador agregado y haciendo algunas modificaciones en el diseño del motor. Si la sobrealimentación es por turbocompresor la variación en el peso y costo del motor es menor, que el de la sobrealimentación mecánica, siendo por lo tanto el más utilizado porque además no le sustrae energía al motor.

El objetivo mas importante del presente trabajo es hacer ensayos de banco a plena carga en tres motores (6.3544V T6.3544V NCC y T6.3544V ACC) de igual cilindrada y comparar entre si sus resultados. Otro objetivo es estudiar el comportamiento de los motores cuando se regula el ángulo de avance de la inyección (6.3544V y T6.3544V ACC) y cuando se regula la carga (T6.3544V NCC).

En los ensayos de banco no se toman en cuenta todas las condiciones que establecen las Normas para ensayo tales como control de la temperatura de combustible, contrapre-

sión en el sistema de escape, tiempo mínimo (60 s) para el consumo de combustible cuando el cronómetro es accionado manualmente y el tiempo de asentamiento del motor: esto es debido a los inconvenientes que tuve en la empresa donde realice los ensayos. Modasa.

Se demostrará, que además de las condiciones mencionadas en el parrafo anterior, la presión y temperatura ambientales y el combustible influyen en los parámetros energéticos del motor.

El presente trabajo contribuye a que se abran pasos para la realización de otros trabajos sobre estudio de otras Normas para ensayos de motores de uso vehicular, agrícola y marino; tambien es necesario hacer estudios más profundos de los diversos tipos de frenos dinamométricos y las instrumentaciones.

CAPITULO 2

DESCRIPCION DE LOS MOTORES DIESEL PERKINS

Los motores Diesel Perkins vehiculares en estudio son ingleses manufacturados en el Perú por MODASA, estos son:

- 6.354 4V aspiración natural.
- T6.3544V NCC turboalimentado.
- T6.3544V ACC turboalimentado con enfriador
de aire.

Donde:

- T : Turboalimentado.
- 6 : número de cilindros.
- 354 : cilindrada total en pulgadas (354 pulg³).
- 4 : fase de fabricación.
- V : vehicular.
- NCC : Noon Charge Cooler (sin enfriador de aire).
- ACC : Air Charge Cooler (con enfriador de aire).

2.1.-PARAMETROS DE LOS MOTORES

Los principales parámetros de los motores son los siguientes:

- Parámetros energéticos.
- Parámetros dimensionales y de peso.
- Parámetros constructivos.
- Parámetros operacionales.

2.1.1.-Parámetros energéticos

Son aquellos que caracterizan los índices energéticos

del motor estos son:

Relación de compresión

motor 6.3544V	16 : 1
motor T6.3544V NCC	15.5 : 1
motor T6.3544V ACC	15.5 : 1

Presión media efectiva

Norma BS AU 141a : 1971

motor 6.3544V	
A 1500 rev/min	0.820 MPa
A 2800 rev/min	0.706 MPa
motor T6.3544V NCC	
A 1700 rev/min	0.974 MPa
A 2600 rev/min	0.859 MPa
motor T6.3544V ACC	
A 1600 rev/min	1.086 MPa
A 2600 rev/min	0.947 MPa

Norma SAE J1349 4.2.4

motor 6.3544V	
A 1500 rev/min	0.803 MPa
A 2800 rev/min	0.694 MPa
motor T6.3544V NCC	
A 1700 rev/min	0.937 MPa
A 2600 rev/min	0.820 MPa
motor T6.3544V ACC	
A 1600 rev/min	1.047 MPa
A 2600 rev/min	0.907 MPa

Régimen de velocidad

motor	6.3544V	2800	rev/min
motor	T6.3544V NCC	2600	rev/min
motor	T6.3544V ACC	2600	rev/min

Velocidad media del émbolo

motor	6.3544V	11,85	m/s
motor	T6.3544V NCC	11,01	m/s
motor	T6.3544V ACC	11,01	m/s

Potencia por litro**Norma BS AU 141a : 1971**

motor	6.3544V	16.5	kw/l
motor	T6.3544V NCC	18.6	KW/l
motor	T6.3544V ACC	20.5	KW/l

Norma SAE J1349 4.2.4

motor	6.3544V	16.2	KW/l
motor	T6.3544V NCC	17.9	KW/l
motor	T6.3544V ACC	19.7	KW/l

Potencia por pistón**Norma BS AU 141a : 1971**

motor	6.3544V	15.9	KW
motor	T6.3544V NCC	18	KW
motor	T6.3544V ACC	19.8	KW

Norma SAE J1349 4.2.4

motor	6.3544V	15.7	KW
motor	T6.3544V NCC	17.3	KW
motor	T6.3544V ACC	19	KW

Tiempo de consumo de combustible para 1 pinta UK¹⁾

motor 6.3544V

129.6 ± 4.2 s a 1500 rev/min

73.8 ± 1.8 s a 2800 rev/min

motor T6.3544V NCC

99 ± 3 s a 1700 rev/min

69 ± 1.2 s a 2600 rev/min

motor T6.3544V ACC

97.2 ± 3 s a 1600 rev/min

63 ± 1.2 s a 2600 rev/min

Gasto de combustible

motor 6.3544V

a 1500 rev/min 15.78 l/h

a 2800 rev/min 27.72 l/h

motor T6.3544V NCC

a 1700 rev/min 20.66 l/h

a 2600 rev/min 29.65 l/h

motor T6.3544V ACC

a 1600 rev/min 21.05 l/h

a 2600 rev/min 32.47 l/h

Consumo específico de combustible**Norma BS AU 141a : 1971**

motor 6.3544V

a 1500 rev/min 223 g/KWh

a 2800 rev/min 244 g/KWh

 1) 1 pinta UK equivale a 0.5682 litros

motor T6.3544V NCC

A 1700 rev/min 217 g/KWh

A 2600 rev/min 231 g/KWh

motor T6.3544V ACC

a 1600 rev/min 210 g/KWh

a 2600 rev/min 229 g/KWh

Norma SAE J1349 4.2.4

motor 6.3544V

a 1500 rev/min 228 g/KWh

a 2800 rev/min 248 g/KWh

motor T6.3544V NCC

a 1700 rev/min 225 g/KWh

a 2600 rev/min 242 g/KWh

motor T6.3544V ACC

a 1600 rev/min 218 g/KWh

a 2600 rev/min 239 g/KWh

Potencia efectiva a régimen nominal

Norma BS AU 141a : 1971

motor 6.33544V 95.5 KW

motor T6.33544V NCC 108 KW

motor T6.33544V ACC 119 KW

Norma SAE J1349 4.2.4

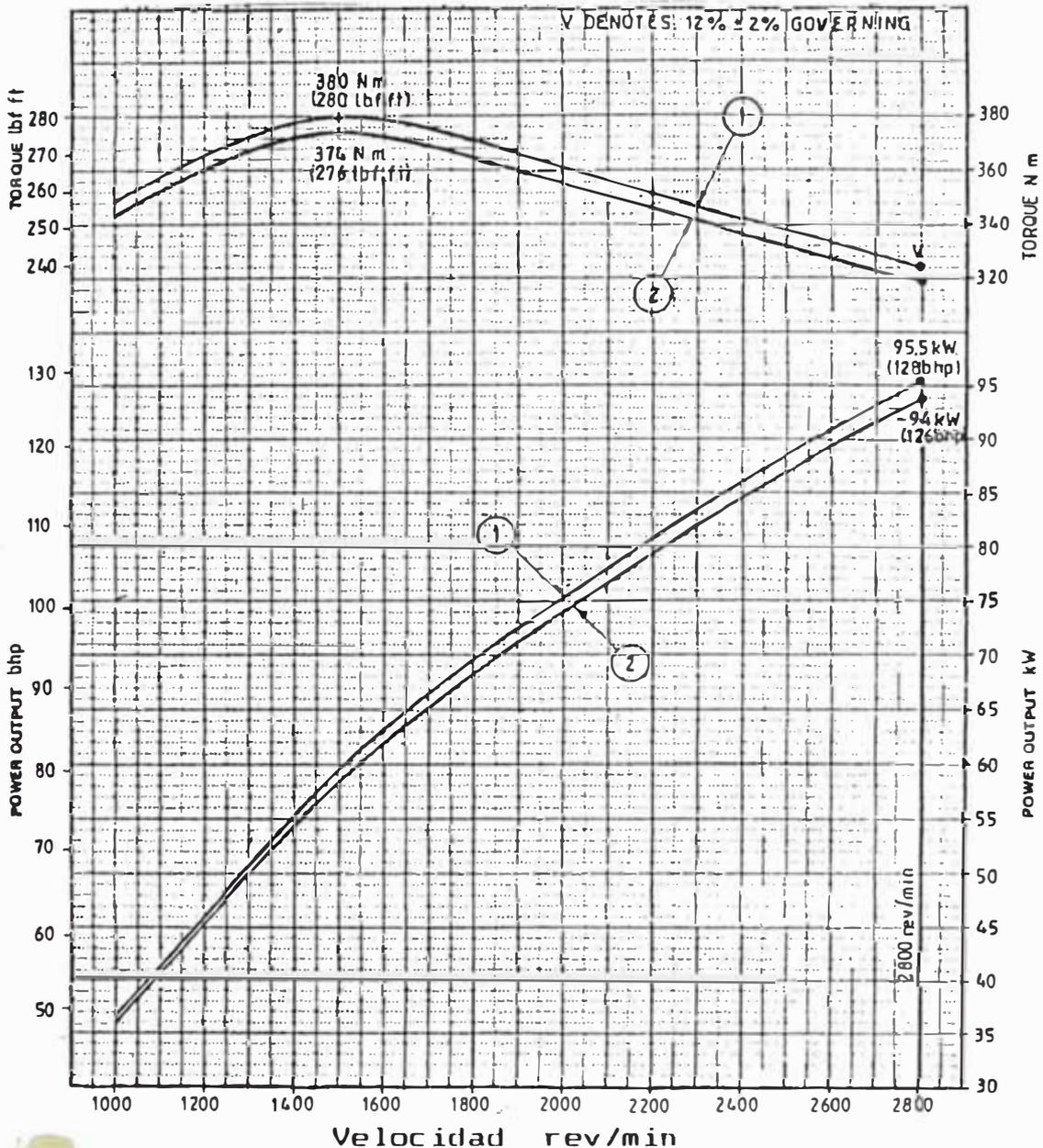
motor 6.33544V 94 KW

motor T6.33544V NCC 103 KW

motor T6.33544V ACC 114 KW

MOTOR DIESEL PERKINS DE ASPIRACION NATURAL 6.3544V

NO de cilindros: 6 Disposición de los cilindros: vertical en linea
 Diam. de cilindros: 98,5 mm (3.875 pulg) Carrera: 127 mm (5 pulg)
 Cilindrada total: 5,8 litros (354 pulg) Ciclo: Diesel de 4 tiempos



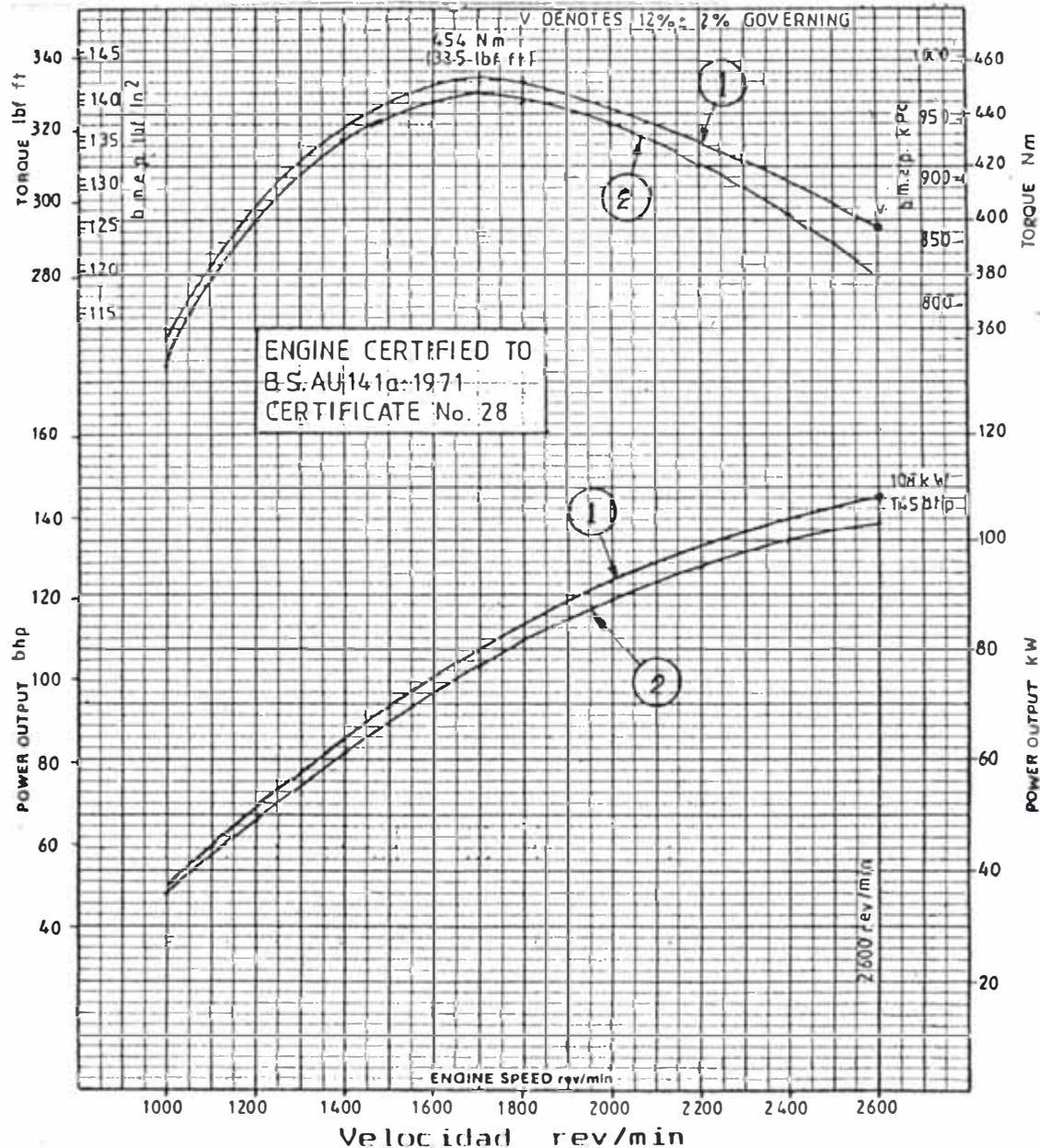
Potencia bruta para un motor asentado de 30 a 60 horas de funcionamiento, combustible según BS 2869 (clase A1 ó A2), densidad relativa 0.84 a 15/4 °C, viscosidad del aceite lubricante SAE 20. Sin ventilador, alternador operando en vacío y sin compresor de aire.

	curva 1	curva 2
NORMA	BSAU 141a : 1971	SAE J1349 4.2.4
Presión barométrica total	101.3 KPa	100.0 KPa
Presión de vapor	-	1.0 KPa
Temperatura atmosférica	20°C	25°C
Tolerancia sobre la potencia	+0 -5%	+0 -5%
Máx. depresión en la admisión	3.0 KPa	3.0 KPa
Máx. contrapresión en el escape	10.2 KPa	10.2 KPa

Fig. 2.1 Catálogo del motor Diesel Perkins 6.3544V

MOTOR DIESEL PERKINS TURBOALIMENTADO T6.3544V NCC

Nº de cilindros: 6 Disposición de los cilindros: vertical en línea
 Diam. de cilindros: 98,5 mm (3.875 pulg) Carrera: 127 mm (5 pulg)
 Cilindrada total: 5,8 litros (354 pulg) Ciclo: Diesel de 4 tiempos



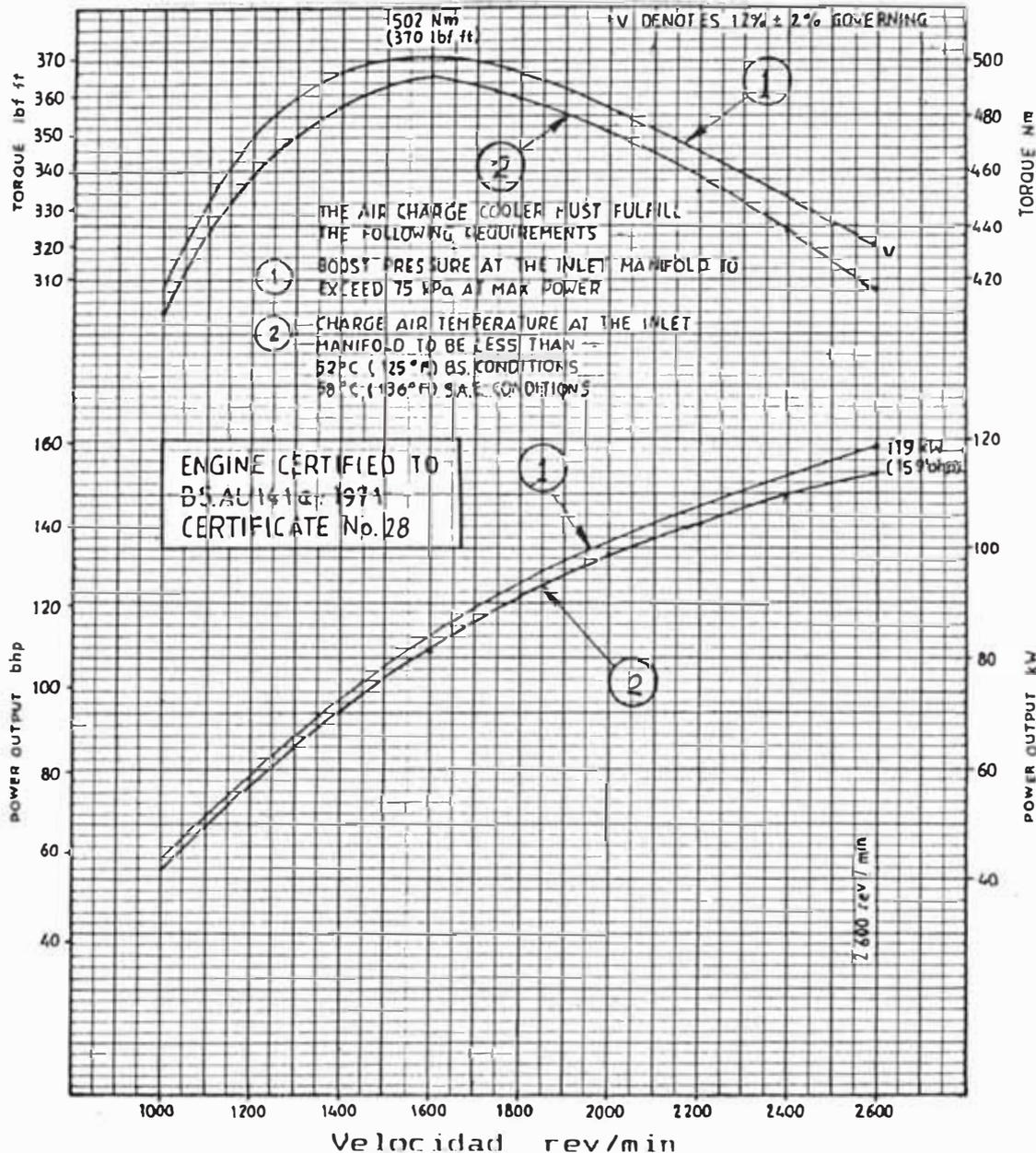
Potencia bruta para un motor asentado de 30 a 60 horas de funcionamiento, combustible según BS 2869 (clase A1 ó A2), densidad relativa 0.84 a 15/4 °C. viscosidad del aceite lubricante SAE 20. Sin ventilador. alternador operando en vacío y sin compresor de aire.

	curva 1	curva 2
NORMA	BSAU 141a : 1971	SAE J1349 4.2.4
Presión barométrica total	101.3 KPa	100.0 KPa
Presión de vapor	-	1.0 KPa
Temperatura atmosférica	20°C	25°C
Tolerancia sobre la potencia	+0 -5%	+0 -5%
Máx. depresión en la admisión	5.0 KPa	5.0 KPa
Máx. contrapresión en el escape	10.2 KPa	10.2 KPa

Fig. 2.2 Catálogo del motor Diesel Perkins T6.3544V NCC

**MOTOR DIESEL PERKINS TURBOALIMENTADO
CON ENFRIADOR DE AIRE T6.3544V ACC**

Nº de cilindros: 6 Disposición de los cilindros: vertical en línea
 Diam. de cilindros: 98,5 mm(3.875 pulg) Carrera: 127 mm(5 pulg)
 Cilindrada total: 5,8 litros(354 pulg³) Ciclo: Diesel de 4 tiempos



Potencia bruta para un motor asentado de 30 a 60 horas de funcionamiento, combustible según BS 2869 (clase A1 ó A2), densidad relativa 0.84 a 15/4 °C, viscosidad del aceite lubricante SAE 20. Sin ventilador, alternador operando en vacío y sin compresor de aire.

	curva 1	curva 2
NORMA	BSAU 141a : 1971	SAE J1349 4.2.4
Presión barométrica total	101.3 KPa	100.0 KPa
Presión de vapor	-	1.0 KPa
Temperatura atmosférica	20°C	25°C
Tolerancia sobre la potencia	+0 -5%	+0 -5%
Máx. depresión en la admisión	5.0 KPa	5.0 KPa
Máx. contrapresión en el escape	10.2 KPa	10.2 KPa

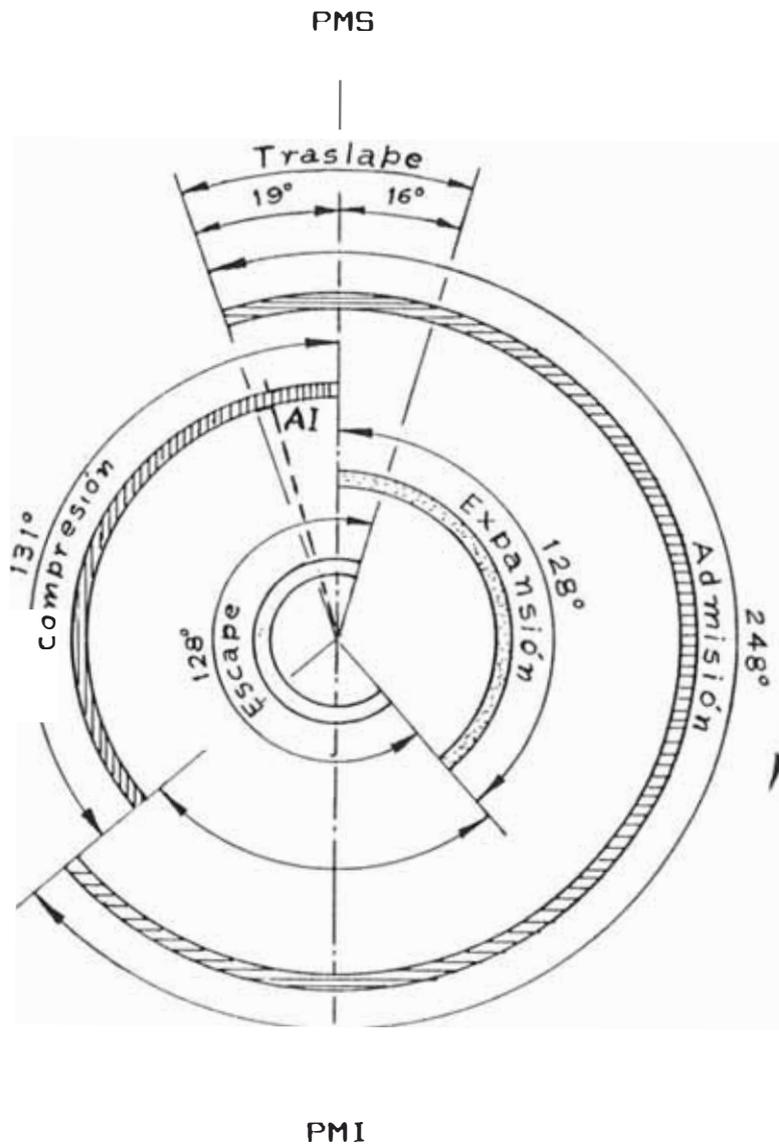


Fig. 2.4 Diagrama circular de distribución de gases de los motores Diesel Perkins Vehiculares 6.3544V, T6.3544V NCC Y T6.3544V ACC.
visto de frente

AA: inicio de la apertura de la válvula de admisión.
 CA: cierre de la válvula de admisión.
 AI: avance de la inyección.
 AE: inicio de la apertura de la válvula de escape.
 CE: cierre de la válvula de escape.

En AI se diferencian los 3 tipos de motores (ver 2.1.4).

Par motor efectivo

Norma BS AU141a : 1971

motor 6.3544V	380 Nm a 1500 rev/min
motor T6.3544V NCC	454 Nm a 1700 rev/min
motor T6.3544V ACC	502 Nm a 1600 rev/min

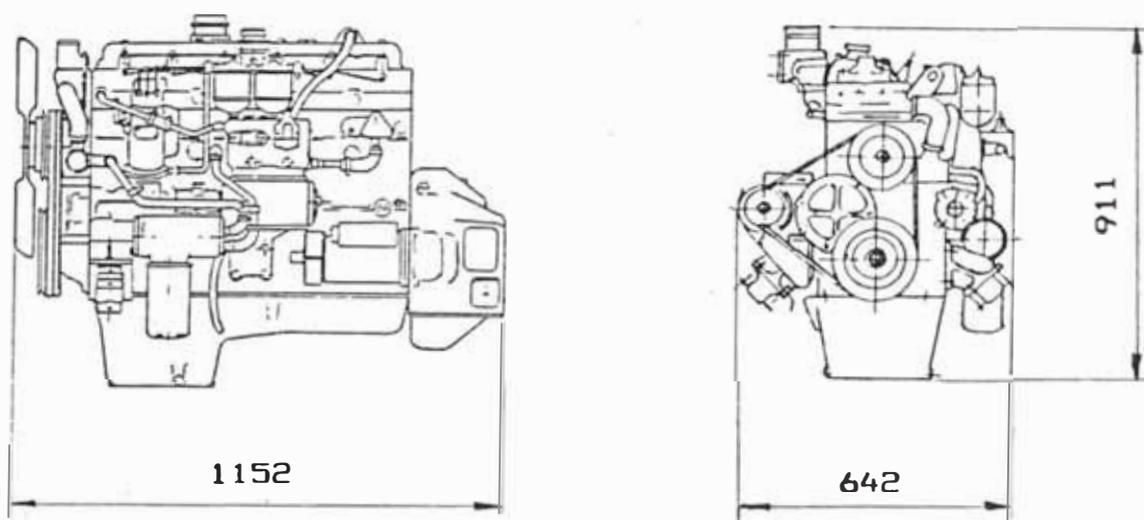
Norma SAE J1349 4.2.4

motor 6.3544V	374 Nm a 1500 rev/min
motor T6.3544V NCC	448 Nm a 1700 rev/min
motor T6.3544V ACC	494 Nm a 1600 rev/min

2.1.2.-Parámetros dimensionales y de peso

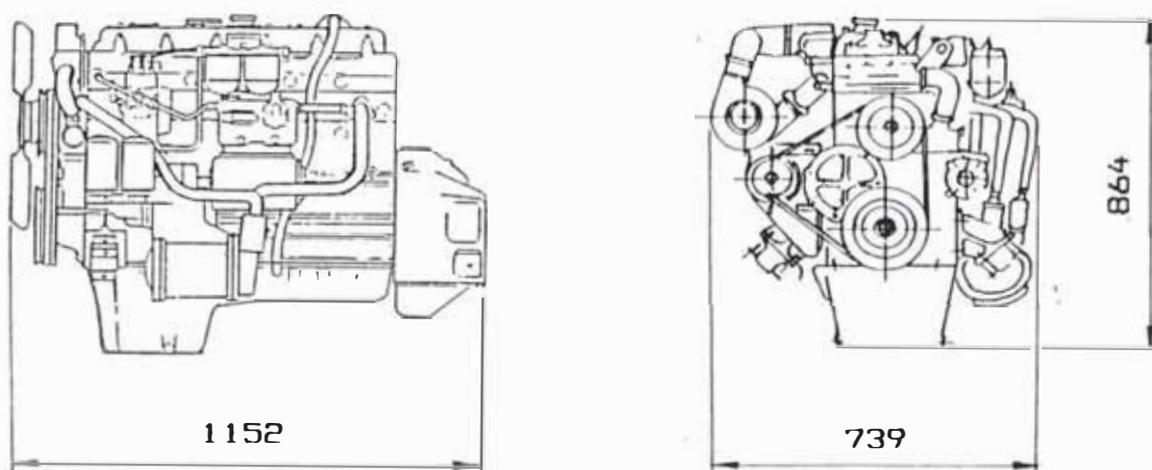
Son aquellos que determinan el peso y dimensiones del motor.

Dimensiones en mm :



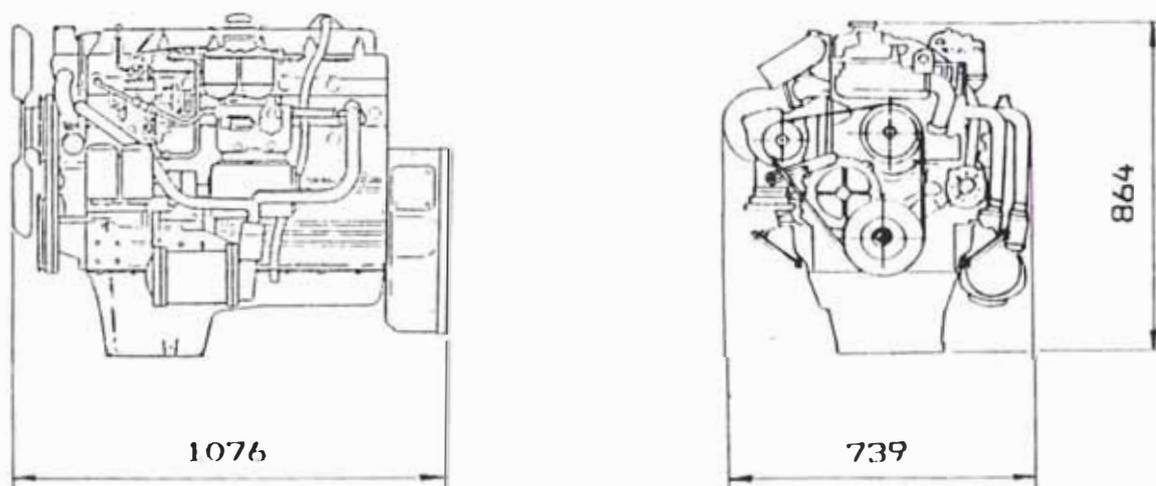
Peso: 510 Kg

Fig. 2.5 Dimensiones exteriores del motor 6.3544V.



Peso: 522 Kg

Fig. 2.6 Dimensiones exteriores del motor T6.3544V NCC.



Peso: 536 Kg

Fig. 2.7 Dimensiones exteriores del motor T6.3544V ACC.

2.1.3.-Parámetros constructivos

Son aquellos que determinan las particularidades de diseño.

Número de cilindros	6
Disposición de los cilindros	vertical en línea
Diámetro de cilindros	98,5 mm
Carrera del pistón	127 mm (5 pulg)
Cilindrada unitaria	0.966 l
Cilindrada total	5.8 l (354 pulg ³)

Datos y dimensiones de manufactura en mm

Bloque de cilindros

Diámetro del:

Alojamiento para camisa de cilindro	103,188/103,213
- Alojamiento del cojinete de bancada	80,416/80,442
Apoyo N°1 del eje de levas	50,800/50,825
Apoyo N°2 del eje de levas	50,546/50,597
Apoyo N°3 del eje de levas	50,292/50,343
- Apoyo N°4 del eje de levas	50,038/50,089

Camisa de cilindro

Diámetro exterior de la camisa	103,238/103,264
Diámetro interior de la camisa	98,476/98,501

(instalada en alojamiento)

Pistones (6.3544V) 3 anillos

Tipo	cavidad toroidal en la corona
Diámetro del agujero para el bulón	34,928/34,934

Pistones (T6.3544V NCC y T6.3544V ACC) 3 anillos

Tipo	cavidad toroidal en la corona
------	-------------------------------

Diámetro del agujero para el bulón 38,103/38,109

Juego de anillos de pistones

Anillo de compresión N°1 cara de asiento al cilindro
recubierta en cromo

Anillo de compresión N°2 cromado con escalón interior

Anillo de compresión N°3 cromado, para control de
aceite

Bulón (6.3544V)

Diámetro exterior 34,920/34,925

Bulón (T6.3544 VNCC y T6.3544V ACC)

Diámetro exterior 38,095/38,100

Bocina de biela (6.3544V)

Tipo de acero con recubrimiento de bronce

Diámetro exterior 38,989/39,027

Diámetro interior 34,945/34,963

Bocina de biela (T6.3544V NCC y T6.3544V ACC)

Tipo de acero con recubrimiento de bronce

Diámetro exterior 42,158/42,196

Diámetro interior 38,119/38,138

Biela

Tipo Sección I

Diámetro del agujero para cojinete de biela 67,208/67,221

Diámetro del alojamiento para bocina de biela :

6.3544V 42,069/42,094

T6.3544V NCC y T6.3544V ACC 38,955/38,920

Distancia entre centros, de agujero para
cojinete al agujero para bocina 219,05/219,10

Cigüeñal

Longitud total	869,105
Diámetro del muñon principal	76,159/76,180
Diámetro del muñon para biela	63,470/63,490

Juego de metales de bancada

Tipo	de acero con revestimiento de aluminio-estaño
Diámetro exterior	80,416/80,442
Diámetro interior	76,263/76,208

Cojinete de biela

Tipo	de acero con revestimiento de aluminio-estaño
Diámetro exterior	67,208/67,221
Diámetro interior	63,538/63,551

Eje de levas

Diámetro del muñon N°1	50,711/50,737
Diámetro del muñon N°2	50,457/50,483
Diámetro del muñon N°3	50,203/50,229
Diámetro del muñon N°4	49,949/49,975

Culata de cilindros

Angulo del asiento de válvula	46°
(ver figuras 4.3, 4.5 y 4.6)	
Diámetro del agujero para guía de válvula	15,867/15,893

Guías de válvulas

Diámetro interior	9,507/9,543
Diámetro exterior	15,921/15,933
Longitud de la guía de válvula de admisión	57,94
Longitud de la guía de válvula de escape	61,12

Válvula de admisión

Diámetro de vástago	9,462/9,482
---------------------	-------------

Diámetro de la cabeza	44,09/44,35
Angulo de la cara de la válvula (ver figura 4.3)	45°
Longitud total	122,71/123,11
Profundidad de la cabeza de la válvula abajo de la cara de la culata	1,02/1,27
Calibración (en frío)	0,20

Válvula de escape

Diámetro del vástago (6.3544V)	9,449/9,469
Diámetro del vástago (T6.3544V NCC y T6.3544V ACC)	9,423/9,449
Diametro de la cabeza	37,262/37,516
Angulo de la cara de la válvula	45°
Longitud total	123,11/123,52
Profundidad de la cabeza de la válvula abajo de la cara de la culata	1,02/1,27
Calibración (en frío)	0,43

Sistema de lubricación

Carter, capacidad 14,8 litros

Bomba de aceite, tipo rotor, esta compuesto por un rotor interior y exterior ubicados excéntricamente entre si, el rotor interior tiene 6 dientes y el rotor exterior 7 dientes.

Filtro de aceite lubricante

Tipo de filtro	cartucho reemplazable
Tipo de elemento	papel
Ajuste de la Válvula de derivación	55±03 KPa

Bomba de Inyección

MOTOR	6.3544V	T6.3544V NCC	T6.3544V ACC
Marca	CAV	BOSCH	BOSCH
Tipo	DPA rotativo	VE rotativo	VE rotativo
especificación	3362F781 DSA 518	VE6-12/F/ 1300/L21/2	VE6-12/F/ 1300/L73/1
sincronización estática	16°±2°APMS	20°±2°APMS	16°±2°APMS
sentido de rotación 1)	antihorario	antihorario	antihoraria
Diámetro de pistón	9,0 mm	12,0 mm	12,0 mm
Carrera		0,45 mm	0,30 mm

Inyector

MARCA	CAV	BOSCH	BOSCH
Código	HC	GX	GK
Presión ajuste	245 Atm.	250 Atm.	275 Atm

Tobera

Nº orificios	3	4	4
Diámetro de orificios	0,335/ 0,345 mm	0,295 mm	0,30/0,31 mm

Tubo de alta presión

Longitud	650 mm	635 mm	635 mm
Diámetro interior	1,5 mm	1,75 mm	2,0 mm

1) Visto del extremo inferior.

2.1.4.-Parámetros operacionales

Estos determinan tanto las propiedades explotacionales del motor como la calidad del mismo.

Ciclo	Diesel de 4 tiempos
Orden de encendido	1-5-3-6-2-4
Sistema de inyección	directa
Refrigeración	por agua
Rotación	Sentido horario (visto de frente)

Motor 6.3544V

Mínima velocidad sin carga: 525-575 rev/min

Máxima velocidad sin carga: 3190 rev/min

Humo máximo a 100% de carga en unidades Bosch:

4.5 a 1260 rev/min

4.3 a 1500 rev/min

3.7 a 2800 rev/min

Mínima presión del aceite sin carga:

130 KPa a 550 rev/min

Mínima presión del aceite a 100% de carga:

310 KPa a 1500 rev/min

Sincronización estática: 16° antes del PMS

Sincronización dinámica:

20°±2° antes del PMS a 2800 rev/min

Código de ajuste de la bomba de inyección CAV:

GY53/900/4/3190 ó GY/4/3190

Datos del compresor de aire:

Potencia: 2,4 KW a 2800 rev/min

Par : 6 Nm a 1500 rev/min

Motor T6.3544V NCC

Mínima velocidad sin carga: 525-575 rev/min

Máxima velocidad sin carga: 2950 rev/min

Humo máximo a 100% de carga en unidades Bosch:

4.0 a 1170 rev/min

3.8 a 1700 rev/min

3.3 a 2600 rev/min

Mínima presión del aceite sin carga:

103 KPa a 550 rev/min

Mínima presión del aceite a 100% de carga:

276 KPa a 1500 rev/min, 66°C

Sincronización estática: 19° antes del PMS

Sincronización dinámica:

20°+2° antes del PMS a 2600 rev/min

Código de ajuste de la bomba de inyección CAV:

EY76E1200/1/2950 ó EY/1/2950

Datos del compresor de aire:

Potencia: 2 KW a 2600 rev/min

Par : 5 Nm a 1700 rev/min

Motor T6.3544V ACC

Mínima velocidad sin carga: 500 rev/min

Máxima velocidad sin carga: 2950 rev/min

Humo máximo a 100% de carga en unidades Bosch:

4.0 a 1170 rev/min

3.8 a 1600 rev/min

3.3 a 2600 rev/min

Mínima presión del aceite sin carga:

103 KPa a 550 rev/min

Mínima presión del aceite a 100% de carga:

276 KPa a 1500 rev/min, 66°C

Sincronización estática: 18° antes del PMS

Sincronización dinámica:

20°+2° antes del PMS a 2600 rev/min

Código de ajuste de la bomba de inyección Bosch VE:

VX92E1000/1/2950 ó VX/1/2950

Datos del compresor de aire:

Potencia: 2 KW a 2600 rev/min

Par : 5 Nm a 1600 rev/min

2.2.-ESTRUCTURA DE LOS MOTORES

Se ha considerado al motor dividido en seis grupos:

Cuerpo de motor.

- Sistema de lubricación.

- Sistema de combustible.

Sistema de admisión y escape.

- Sistema de refrigeración.

- Componentes auxiliares.

A continuación se hace una breve descripción de cada grupo, mencionamos a los componentes más fundamentales.

2.2.1.-Cuerpo del motor

Está constituido por: conjunto bloque de cilindros, conjunto culata de cilindros, eje de levas y distribución y el mecanismo biela-manivela.

Conjunto bloque de cilindros

El bloque de cilindros está fundido en una pieza de hierro de fundición de aleación especial. Las camisas de cilindros son de tipo seca, de hierro fabricados por fundición centrífuga, fácilmente cambiables cuando es requerido.

El bloque de cilindros tiene un agujero perforado a lo largo del bloque, llamado "galería principal de aceite" (ver figuras 2.9 y 2.10), desde donde el aceite es distribuido a las diferentes partes a lubricar. El bloque para los motores turboalimentados tiene adicionalmente un agujero perforado también longitudinalmente (ver Fig. 2.10) que distribuye aceite para refrigerar a los pistones.

Conjunto culata de cilindros

Está a su vez constituido por culata, mecanismo de válvulas y tapa de balancines.

El motor tiene una culata cubriendo los 6 cilindros, es fabricado de una aleación de hierro fundido. Los asientos de válvula de los motores turboalimentados son insertos (ver figuras 4.5 y 4.6,b) fabricados de acero especial, estos insertos no son instalados en los motores de aspiración natural.

El mecanismo de válvula se compone de válvulas de admisión y escape, guías de válvulas, resortes con arandelas, balancines con tornillos de ajuste, eje de balancines, varillas de empuje y taqués.

Eje de levas y distribución

El eje de levas se fabrica, de acero fundido mediante forja. Las levas son endurecidas.

Se llama distribución al conjunto de engranajes que sirven para accionar el eje de levas, la bomba de inyección, la bomba de aceite y el compresor de aire.

Mecanismos biela-manivela

Forman parte de éste mecanismo: el cigüeñal con cojinetes de bancada y arandelas de empuje axial, las bielas con sus cojinetes, el pistón con anillos, bulón y el volante.

El cigüeñal está forjado en una pieza de acero especial, los cigüeñales colocados en los motores turboalimentados son endurecidos por el método de nitruración durante 60 horas y los colocados en los motores de aspiración natural son tufftrided.

La biela es fabricado de acero especial forjado.

El pistón es fabricado de una aleación de aluminio con aditivos de silicio, hierro, níquel, manganeso, cobre y magnesio. Los pistones tienen un portaaro de hierro de fundición en la ranura superior para el primer anillo de compresión.

Los anillos son fabricados de aleación especial de fierro, su superficie de deslizamiento contra la pared de la camisa de cilindro esta cubierta con una capa de cromo.

2.2.2.-Sistema de lubricación

Lo conforman el carter, el tubo de succión de aceite con colador de tipo rejilla, la bomba de aceite, la válvula reguladora de presión, el enfriador de aceite, filtro de

aceite, los enfriadores de pistón (instalado sólo en los motores turboalimentados), la varilla medidora del nivel de aceite en el carter.

El enfriador de aceite es el tipo agua-aceite, marca Serck de estructura tubular con aletas.

**Datos de performance del enfriador de aceite Serck
(valores máximos)**

Aceite		6.3544V	T6.4V NCC Y T6.4V ACC
Presión al ingreso	KPa	380	380
Temperatura al ingreso	°C	117.1	
Temperatura a la salida	°C	107	115
Flujo de aceite	l/s	0.4	1.33
Caida de presión	KPa		48.26
Disipación de calor	KW	8.1	17.58
Agua de refrigeración			
Flujo de agua	l/s	0.51	1.14
Presión al ingreso	KPa		
Caida de presión	KPa	21.5	8.62
Temperatura al ingreso	°C	83.5	95
Temperatura a la salida	°C	86.2	
Temperatura ambiental	°C	37	

Circulación de aceite (ver figuras 2.9 y 2.10)

La bomba de aceite lubricante succiona aceite a través del tubo de succión de aceite, enviándola a un enfriador de aceite enfriado mediante agua del sistema de refrigeración del motor. Desde el enfriador, el aceite fluye a través de un filtro a la galería principal de aceite, desde donde es distribuido a las diferentes partes a lubricar.

La presión de aceite es controlada mediante una válvula reguladora de presión que regresa el aceite excesivo al

carter.

En los motores turbocargados, los pistones son refrigerados esparciendo aceite lubricante sobre ellos por medio de los enfriadores (ver figuras 2.8 y 2.10). Los pistones colocados en el motor de aspiración natural no son refrigerados.

Válvula reguladora de presión

En los motores turbocargados, T6.3544V NCC y T6.3544V ACC, el primer paso es para alimentar a los enfriadores de pistón, alcanzando un flujo estable a $207 \div 255$ KPa ($30 \div 37$ lbf/pulg²). El segundo paso regula la presión dentro del motor y esta ajustado para operar a $343 \div 414$ KPa ($50 \div 60$ lbf/pulg²).

En el motor de aspiración natural 6.3544V, existe un sólo paso en la válvula reguladora de presión, estando ajustada para operar, $345 \div 414$ KPa ($50 \div 60$ lbf/pulg²).

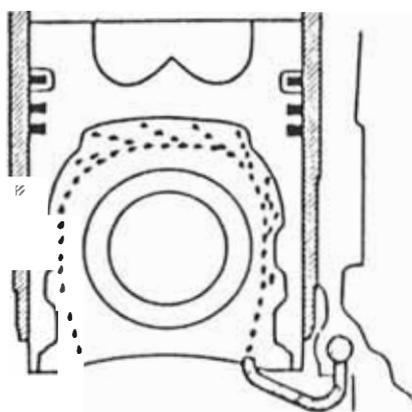


Fig. 2.8 Principio de la refrigeración de pistones

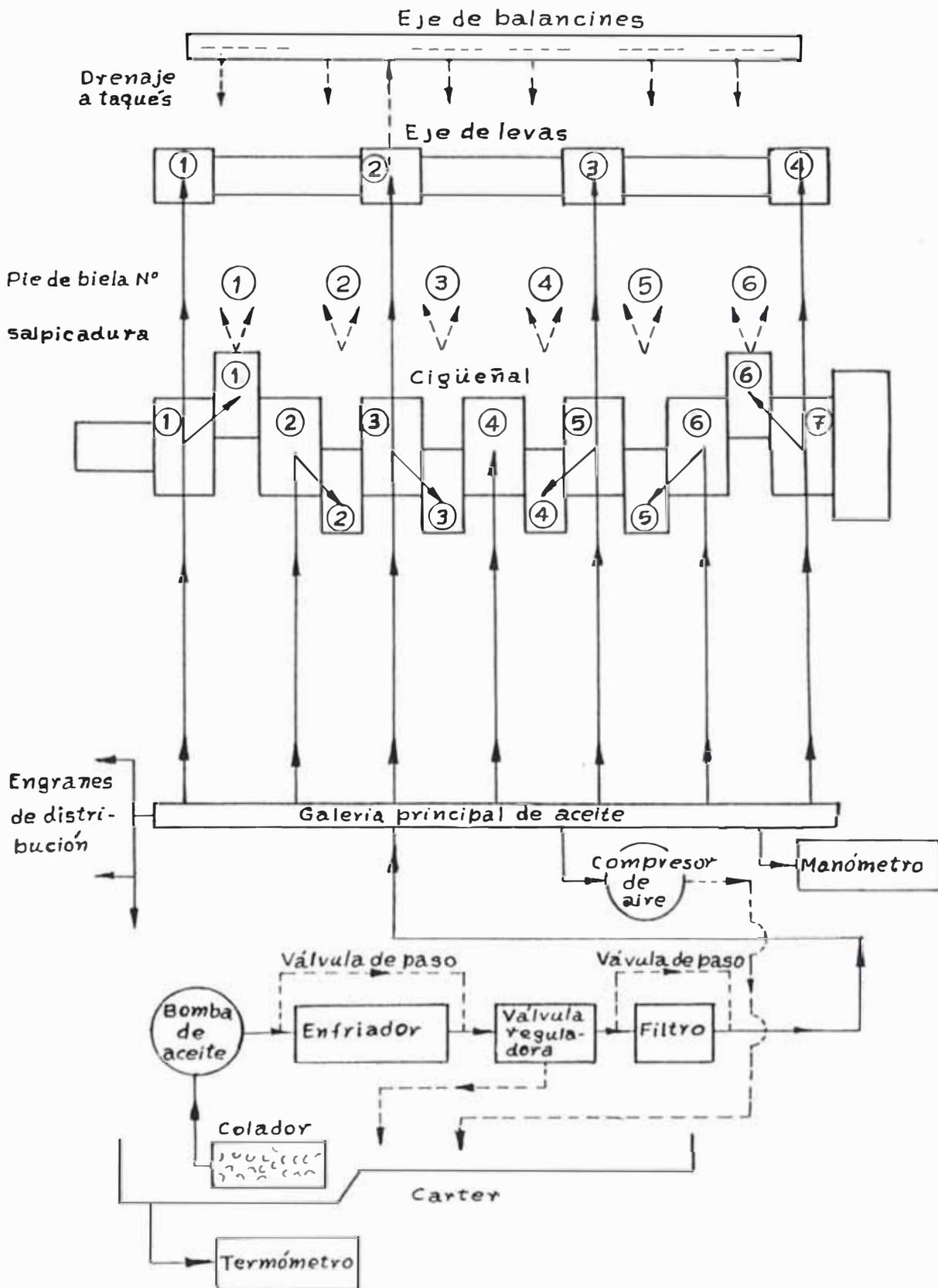


Fig. 2.9 Diagrama de circulación de aceite del motor Diesel Perkins de aspiración natural 6.3544V

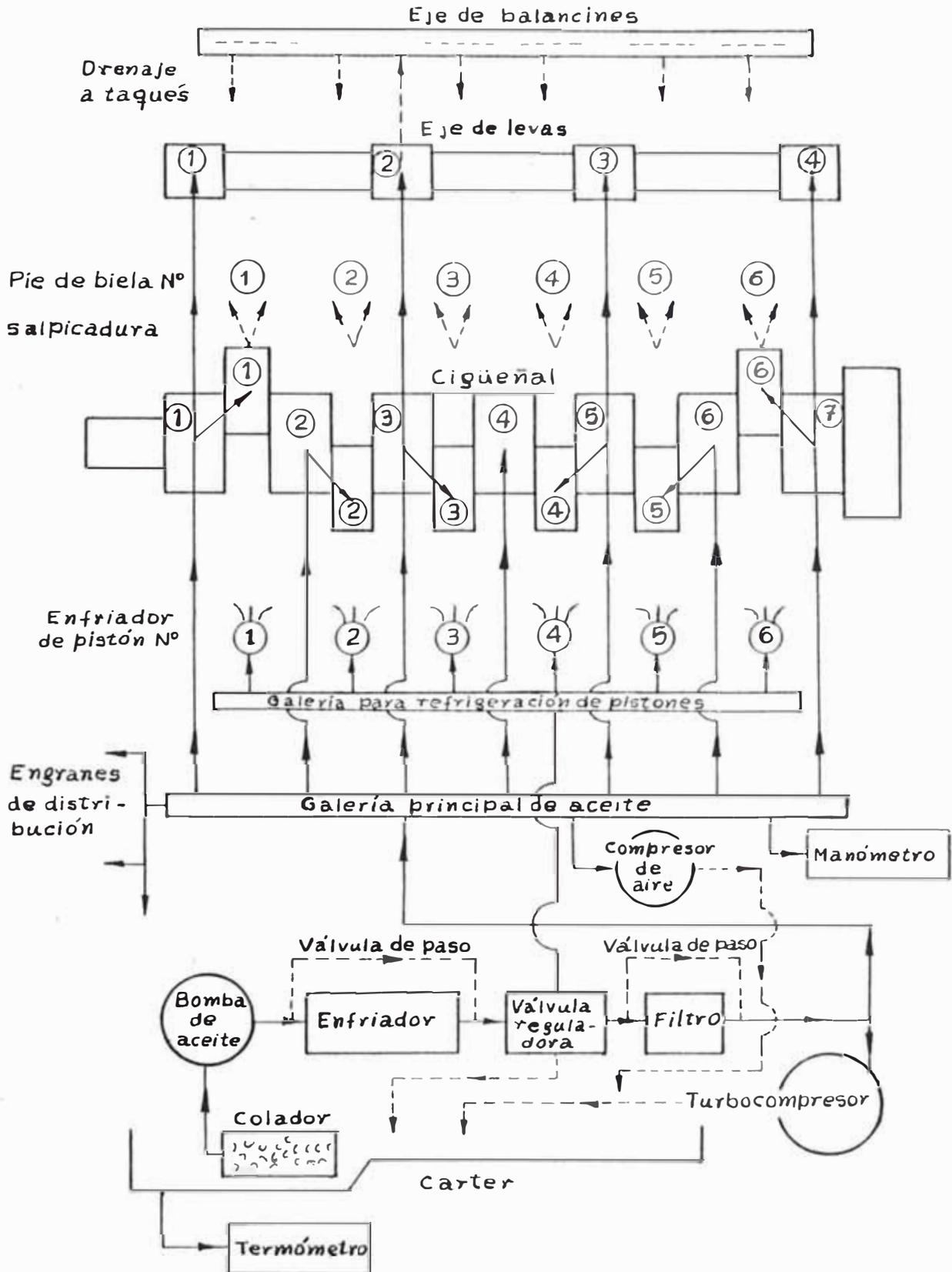


Fig. 2.10 Diagrama de circulación de aceite de los motores Diesel Perkins turboalimentados T6.3544V NCC Y T6.3544V ACC.

2.2.3.-Sistema de combustible

Está conformada fundamentalmente por:

Bomba de alimentación de combustible.

Filtros de combustible.

Bomba de Inyección de combustible.

- Inyectores.

- Tubos de baja y alta presión.

- Arrancador termostático, esta instalado en el múltiple de admisión, facilita la inflamación y combustión durante el arranque del motor (ver Apéndice 8).

Características del arrancador termostático

Marca	CAV termoarrancador
Máximo consumo de corriente	12.9 amperios
Flujo de combustible a través del arrancador termostático	4.9 cm ³ /min

2.2.4.-Sistema de admisión y escape

Sistema de admisión Está constituido fundamentalmente por :

Filtro de aire, es cyclopac, el elemento filtrante es del tipo de papel cambiable cuando es requerido. Tiene un indicador de caída de presión, éste da la señal de que el elemento filtrante necesita mantenimiento.

Múltiple de admisión, fabricado de aluminio.

Turbocompresor

Para motor T6.3544V NCC:

Marca	Garret
Tipo	T04B58

Para motor T6.3544V ACC:

Marca	Garrett
Tipo	T04B71

En 3.3 se estudian los turbocompresores Garrett.

Sistema de escape.— Está constituido fundamentalmente por el múltiple de escape fabricado de fierro fundido. el diseño del múltiple de los motores turboalimentados es diferente al de los motores de aspiración natural.

2.2.5.—Sistema de refrigeración del motor

Refrigerado por agua cuya circulación es del tipo termo-sifón, ayudada por una bomba de agua y regulada por 2 termostatos instalados en paralelo.

Termostato

Tipo	de cera
Temperatura de apertura	80.6/86.9 °C
Totalmente abierto a	93/96 °C
Levante de la válvula con el termostato totalmente abierto	9.5/12.7 mm

2.2.6.—Componentes auxiliares

Lo conforman: el compresor de aire, la cubrevolante, el arrancador y el alternador.

El compresor de aire es una unidad de 2 cilindros refrigerados y lubricado por agua y aceite del sistema de refrigeración y lubricación del motor.

CAPITULO 3

TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL PERKINS

3.1.-NOCIONES GENERALES DE SOBREALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL

Son muchos los casos en que el aire aspirado por el motor pierde presión ya sea por las pérdidas hidráulicas en el sistema de admisión, por la altitud o porque las condiciones de trabajo imponen temperatura demasiado elevadas, haciendo que la presión del aire en el cilindro del motor sea menor que la presión atmosférica. Recurrimos entonces a la sobrealimentación.

La sobrealimentación consiste en aumentar la presión del aire de admisión del motor mediante compresores de aire. El aumento de la presión permite introducir en los cilindros del motor mayor cantidad de aire que el correspondiente al de aspiración natural, a consecuencia del barrido del cilindro durante el traslapo de las válvulas.

Al disponer de mayor masa de aire en la admisión permite aumentar la cantidad de combustible, lo que hace que el mismo motor (cilindrada) desarrolle mayor potencia.

En el siguiente diagrama se muestra el ciclo de un motor Diesel de cuatro tiempos de aspiración natural y el de un motor equivalente sobrealimentado. Se puede ver que la presión del aire de admisión sube de 1 a 1s. A consecuencia de éste la presión al final de la compresión sube de 2 a 2s. Para evitar que la presión al final de la compresión

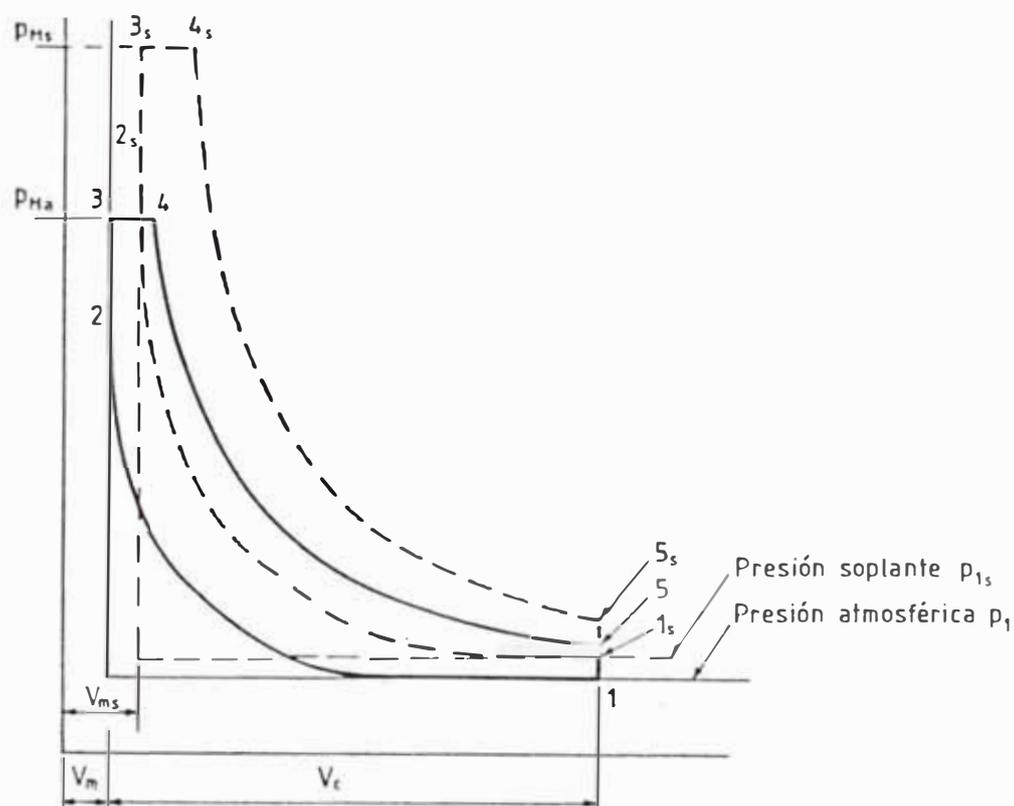


Fig. 3.1 Diagrama pv de la turboalimentación.

Donde:

- V_c : Cilindrada.
- V_m : Espacio muerto.
- 1 a 5 : Ciclo aspirante.
- 1s a 5s : Ciclo turboalimentado.
- p_m : Presión máxima.
- p_{1s} : Presión de la soplante.
- p_1 : Presión atmosférica.

suba demasiado y con ello suba también la presión máxima, se suele ampliar el espacio muerto de V_m a V_{ms} , con lo que se consigue rebajar la relación de compresión.

Según el sistema de accionamiento del compresor son tres los sistemas de sobrealimentación:

- Sobrealimentación mecánica.
- Sobrealimentación por turbocompresor.
- Sobrealimentación combinada.

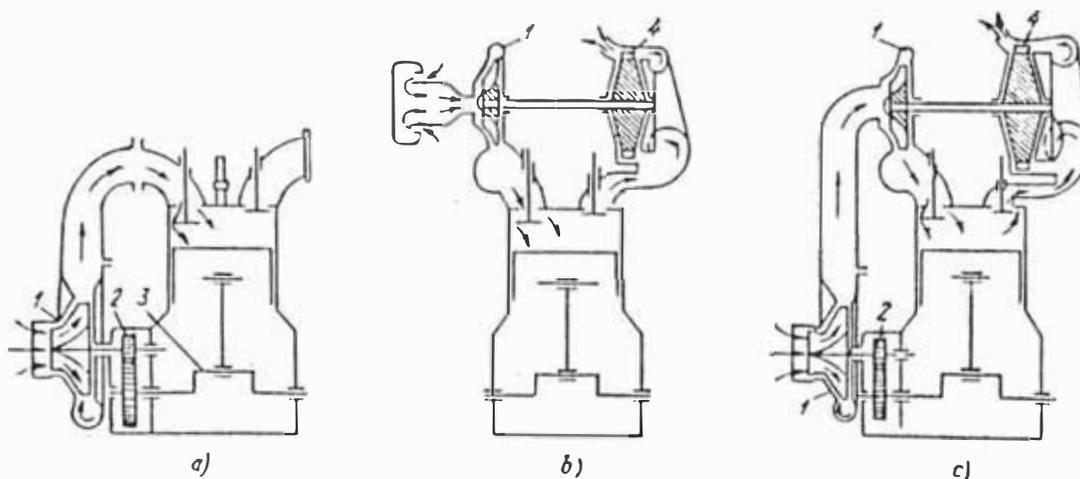


Fig. 3.2 Sistemas de sobrealimentación de los motores.

- a) Sobrealimentación mecánica.
- b) Sobrealimentación por turbocompresor.
- c) Sobrealimentación combinada.
- 1 compresor.
- 2 transmisión elevador de velocidad.
- 3 cigüeñal.
- 4 turbina a gas.

3.1.1.-Sobrealimentación mecánica (Fig 3.2,a)

En la Sobrealimentación mecánica el compresor es accionado por el propio motor, sustraéndole energía.

Ventajas de la Sobrealimentación mecánica

No obstante que es desplazado por la sobrealimentación por turbocompresor, tiene algunas ventajas, tales como:

- Permite un mejor barrido por ende la combustión será más eficaz.

- Posibilidad de sobrealimentar sólo en los momentos de par excesivo ó cuando el motor así lo requiere, instalando entre el motor y el compresor un accionamiento provisto de embrague.

- Si con la sobrealimentación por turbocompresor se mejora el consumo de combustible, mientras que en la sobrealimentación mecánica el consumo crece; pero a bajas velocidades es perjudicial por la falta de gases para accionar la turbina de gas. en este caso la sobrealimentación mecánica es ideal porque se puede sacar del motor la potencia necesaria para mover el compresor.

3.1.2.-Sobrealimentación por turbocompresor (Fig. 3.2,b)

Los turbocompresores constituyen el medio más adecuado para la sobrealimentación en los motores Diesel. en comparación con otros tipos de compresores debido a que es accionado por los gases de escape y por lo tanto no sustraen energía del motor. Por ejemplo para un motor Diesel Volvo turboalimentado TD 120, de 255 KW a 2250 rev/min, a plena carga requiere más de 37.2 KW para comprimir aire. En 3.2 y 3.3 se estudia con mas detalle los turbocompresores.

3.1.3.-Sobrealimentación combinada (Fig. 3.2.c)

Es la combinación de los sistemas de sobrealimentación mecánica y sobrealimentación por turbocompresor. Para este sistema el primer escalón lo constituye el compresor accionado por el motor y el segundo el turbocompresor.

3.2.-TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL

El turbocompresor consta principalmente de un compresor generalmente centrífugo y una turbina radial centrípeta. Esta combinación de compresor y turbina se denomina turbocompresor o turbocargador, o simplemente turbo.

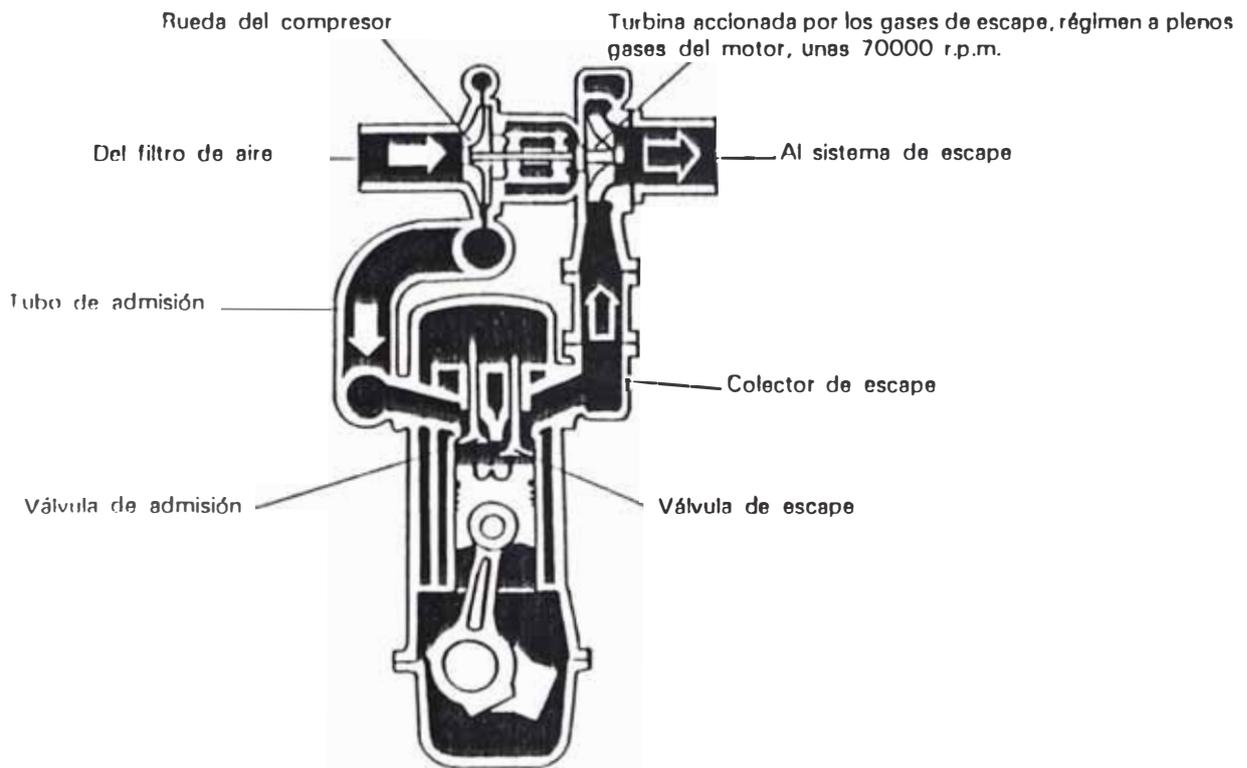


Fig. 3.3 Principio turbo.

3.2.1.-Principio de funcionamiento de los turbocompresores

Los gases de escape procedentes del motor (ver Fig.3.3) ponen en rotación al rotor de la turbina y ésta a su vez propulsa al rotor del compresor, ya que están montados en un mismo eje.

El turbocompresor es lubricado por el aceite del sistema de lubricación del motor.

3.2.2.-Clasificación de los turbocompresores

Los turbocompresores los podemos clasificar en:

Turbocompresores con compresor centrífugo y turbina axial.

Turbocompresor con compresor centrífugo y turbina radial centrípeta. Es el más utilizado.

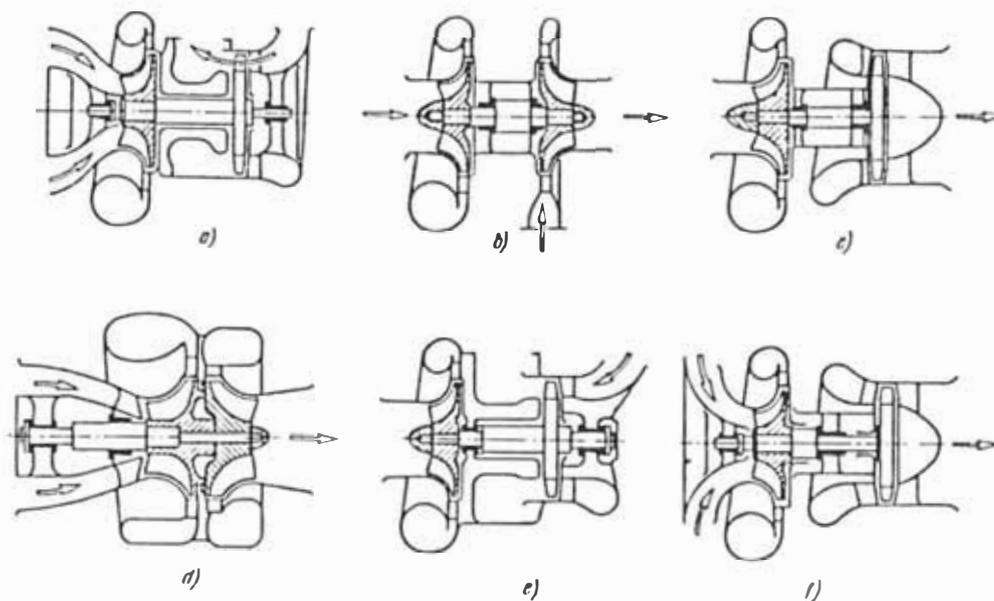


Fig. 3.4 Esquemas constructivos de los turbocompresores.

a,c,e,f: con compresor centrífugo y turbina axial.
 b,d: con compresor centrífugo y turbina radial.

3.2.3.-Ventajas del motor turboalimentado

Mayor relación potencia/peso

Gases de escape más limpios

Menor consumo de combustible por unidad de potencia

En comparación con un motor de aspiración natural de potencia equivalente.

Menor nivel sonoro

Debido a que el turbo actúa parcialmente como silenciador, tanto en el lado de escape como en el de admisión. El ruido de la admisión aparece cuando se abren las válvulas de admisión y dejan salir la presión que se halla en el cilindro al tubo de admisión-filtro de aire, es amortiguado eficazmente por el compresor. El ruido de escape es amortiguado de manera parecida, ya que quedan compensados

los golpes de presión que aparecen cuando se abren las válvulas de escape. Debido a que el aire tiene mayor temperatura y mayor presión, se obtiene una menor demora de la ignición, lo que, a su vez, proporciona un proceso de combustión suave con ruidos menos agresivos.

Menos pérdidas de potencia a grandes altitudes

Las pérdidas de potencia en motor turboalimentado a grandes altitudes no son tan grandes como en un motor de aspiración natural. Esto se debe a que el turbo proporciona desde el principio un gran exceso de aire. Cuando el turbomotor utiliza este exceso en lugares con escasa densidad de aire, la temperatura de combustión aumenta incrementándose la energía de los gases de escape. Esto da lugar al aumento del régimen del turbocompresor, y por consiguiente se introduce más aire en los cilindros.

El aumento de la temperatura en la cámara de combus-

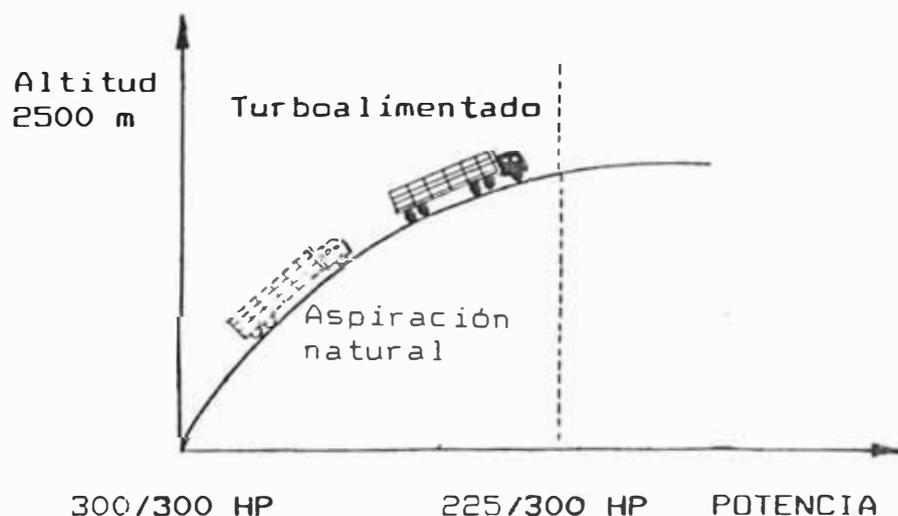


Fig. 3.5 Variación de potencia por altitud.
Fuente: Garrett

ción y de los gases, debe mantenerse dentro de ciertos límites. Por este motivo hay que limitar la potencia del turbomotor a altitudes superiores a 2000 m sobre el nivel del mar, reduciendo la cantidad de combustible en 10%.

Desventajas del motor turboalimentado

En comparación con un motor de aspiración natural de potencia equivalente la fuerza de tracción en el momento mismo del arranque del vehículo es mayor en el motor de aspiración. En este momento lo importante es la cilindrada del motor y no la potencia nominal.

El turbo tiene también un cierto desfase al empezar el suministro de aire. Esto se debe a que es necesario algún tiempo para que la mayor cantidad de gases de escape llegue a la turbina y en parte a que se requiere cierto tiempo para que el turbo aumente su velocidad.

3.2.4.-Sistemas de turboalimentación

En función del sistema de unión de los cilindros del motor en el turbocompresor existen:

- Sistema isobárico.
- Sistema por impulsos.
- Sistema por convertidor de impulsos.

Sistema isobárico (Fig. 3.6,a)

En éste sistema los gases de escape de todos los cilindros convergen a un colector de escape común, donde se establece una presión aproximadamente constante, y alimentar así a la turbina.

Entre las ventajas de éste sistema es el diseño sencillo del colector de escape, buen rendimiento de la turbina.

Entre las desventajas de éste sistema tenemos la pérdida de la energía disponible de los gases de escape, debido al gran volumen del colector del escape.

Sistema por impulsos (Fig. 3.6,b)

En este sistema el colector de escape está dividido en secciones, hasta la rueda motriz inclusive, que llevan los gases de escape hasta la turbina. A cada sección se conecta un grupo de cilindros, en los cuales los tiempos de escape no se superponen; esta separación es para evitar el retroceso que se produciría, al encontrar en otros cilindros la válvula de escape abierta en la fase final del barrido.

En este sistema se trata de aprovechar todas las puntas de energía, que podrían conseguirse en los momentos de abertura de las válvulas de escape y ondas de presión que se producen por medio de conductos cortos y estrechos con la mínima pérdida de carga. En este caso la geometría y diseño del colector de escape es muy importante.

Sistema por convertidor de impulsos

En este sistema se aprovecha las ventajas de los sistemas isobáricos y por impulsos. Consiste en aprovechar las distancias cortas y los conductos estrechos para aprovechar los impulsos, pero sumar los de todos los cilindros para conseguir la admisión total y la turbina de poca sección y gran rendimiento. Para ello era evitar los retrocesos, di-

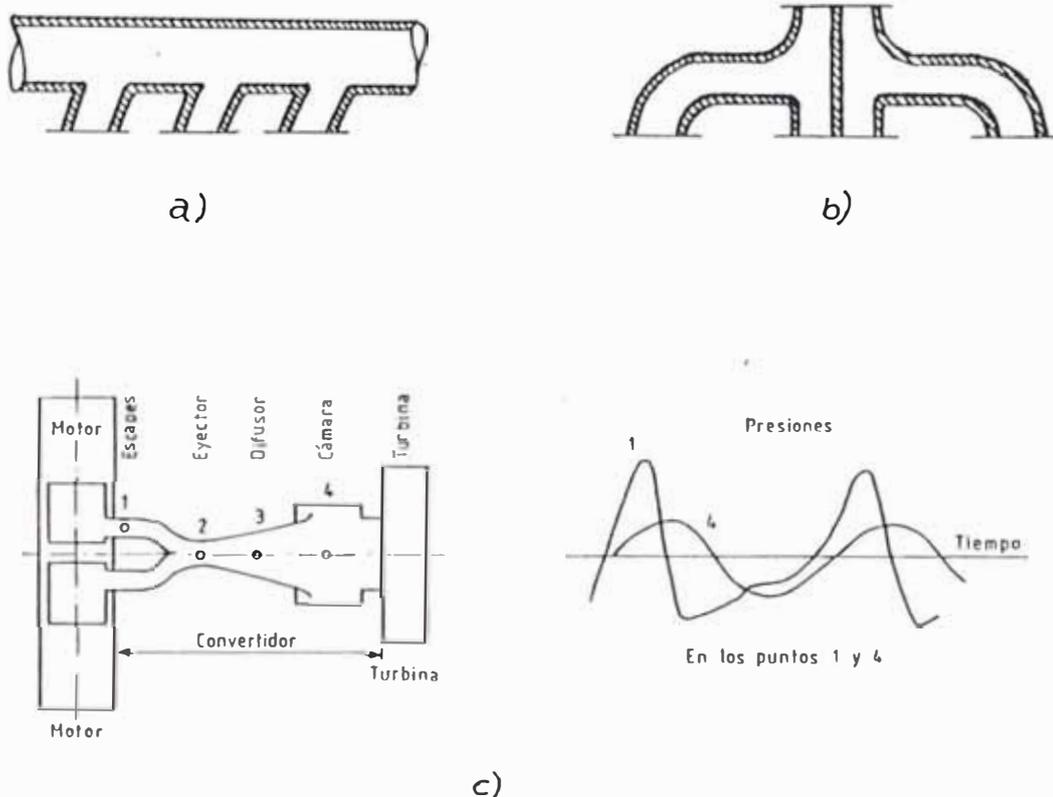


Fig. 3.6 Sistemas de sobrealimentación.

- a) Sistema isobárico.
- b) Sistema por impulsos.
- c) Sistema por convertidor de impulsos.

señando las salidas de escape en forma de toberas, en la Fig. 3.6,c se ilustra el convertidor de impulsos completo.

3.2.5.-Enfriamiento del aire de admisión

El aire a la salida del turbocompresor aumenta su temperatura y de éste modo disminuye la densidad efectiva, entonces el grado de compresión en el compresor es alto.

Para bajar la temperatura del aire y así elevar la densidad del aire de sobrealimentación que entra en el motor Diesel, con el fin de aumentar la masa de aire, se enfría el aire que sale del turbocompresor. El enfriador se

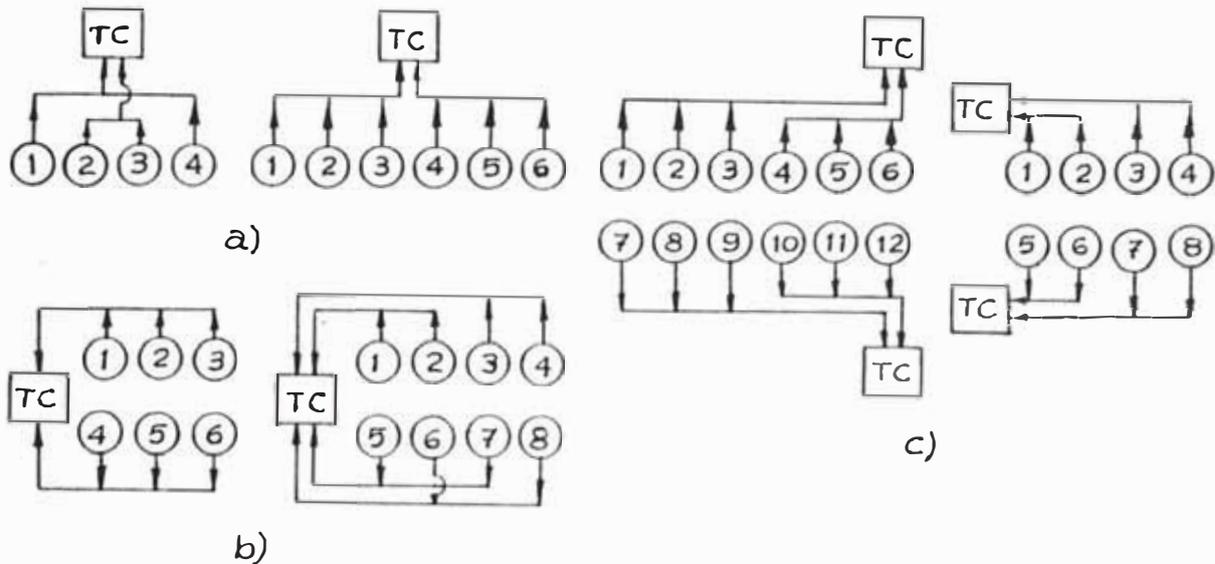


Fig. 3.7 Esquema de unión de los grupos de cilindros a las secciones del colector de escape para los motores Diesel:

- a) En línea de cuatro y de seis cilindros.
 b) En V de seis y ocho cilindros con un turbocompresor.
 c) En V de ocho y doce cilindros con dos turbocompresores
 Donde:

1,2,...,12: son los números de los cilindros.
 TC: turbocompresor.

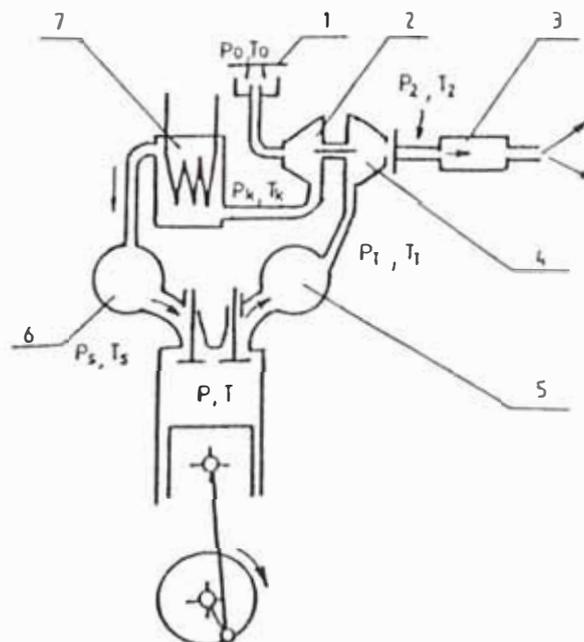


Fig. 3.8 Esquema del motor Diesel turboalimentado con enfriador intermedio de aire.

- 1 Filtro de aire, 2 Compresor, 3 Silenciador, 4 Turbina
 5 Múltiple de escape, 6 Múltiple de admisión y 7 Enfriador intermedio de aire.

instala entre compresor y el múltiple de admisión del motor por eso se llama enfriamiento intermedio. El aumento de la masa de aire permite elevar la potencia del motor Diesel debido a que se introduce mayor masa de combustible.

En dependencia del fluido enfriador dos son los tipos de enfriadores:

de aire-aire.

- de agua-aire.

Sistemas con enfriadores aire-aire

El aire de sobrealimentación se enfría directamente por el aire suministrado del medio ambiente. Son 2 tipos: enfriadores aire-aire enfriados por el aire atmosférico suministrado mediante el ventilador del sistema de refrigeración del motor (Fig.3.9,a) ó por un ventilador autónomo.

Sistemas con enfriadores agua-aire

El agua llega al enfriador desde el sistema general de refrigeración del motor (Fig. 3.9,b). A veces se utiliza con circuito aislado por el que fluye el agua para el enfriador de aire, con una bomba y un radiador auxiliares.

La eficiencia del enfriador es igual a la relación entre la caída de temperatura del aire de sobrealimentación y la diferencia entre las temperaturas iniciales del aire de sobrealimentación y del fluido enfriador.

$$\text{eficiencia} = \frac{t_k - t_m}{t_k - t_o}$$

Donde t_k y t_m son las temperaturas del aire después del compresor y después del enfriador en °C y t_o la temperatura del aire ambiente en °C.

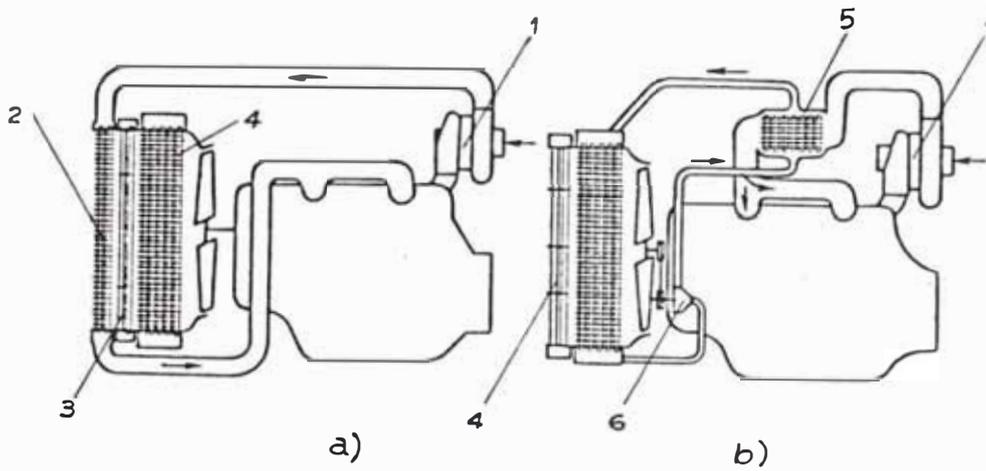


Fig. 3.9 Sistemas de enfriamiento del aire.

a) de aire-aire.

b) de agua-aire.

Donde :

- 1 Turbocompresor.
- 2 Enfriador aire-aire.
- 3 Radiador de aceite del motor.
- 4 Radiador de agua.
- 5 Enfriador agua-aire.
- 6 Bomba de agua.

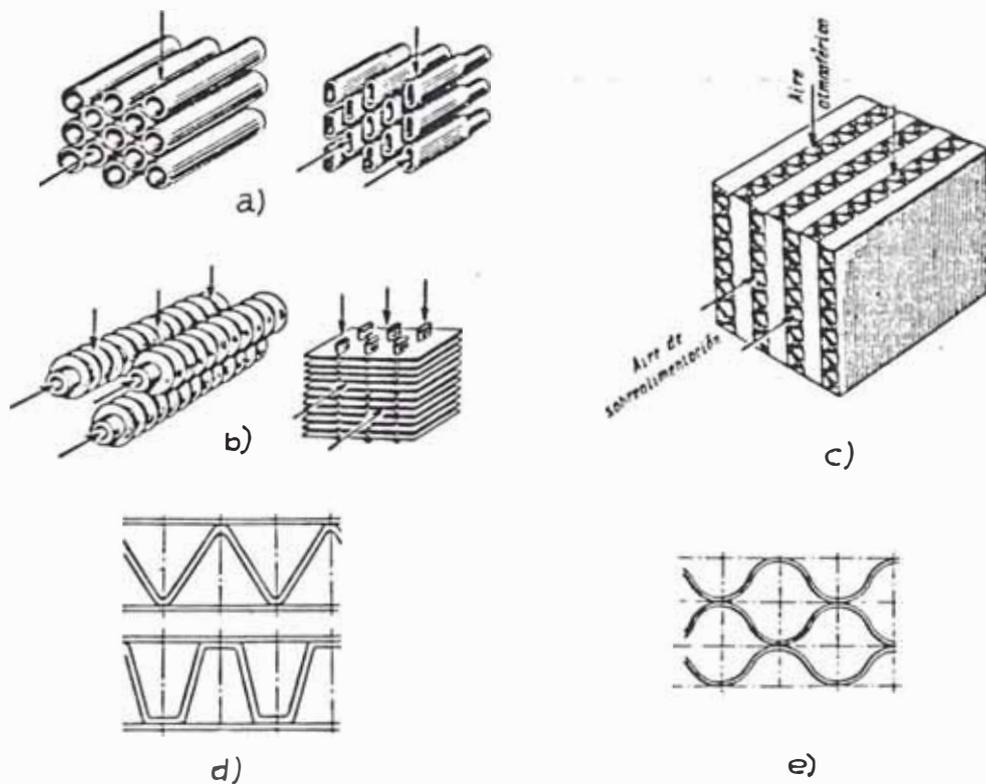


Fig. 3.10 Alma de los enfriadores intermedios de aire.

a) Tubular.

c) Laminar.

b) Tubular con aletas

d) De perfil en zigzag.

e) Esquema de corrientes cruzadas.

Para los enfriadores aire-aire la eficiencia varía de 0.64 a 0.77, mientras que para los enfriadores agua-aire de 0.45 a 0.48.

3.3.-TURBOALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL PERKINS

3.3.1.-Generalidades

En los motores Perkins turboalimentados en estudio se instalan turbocompresore marca Garret de la serie T04B; así en los motores T6.3544V NCC Y T6.3544V ACC se instalan turbocompresores estándar tipos T04B 58 y T04B 71 respectivamente.

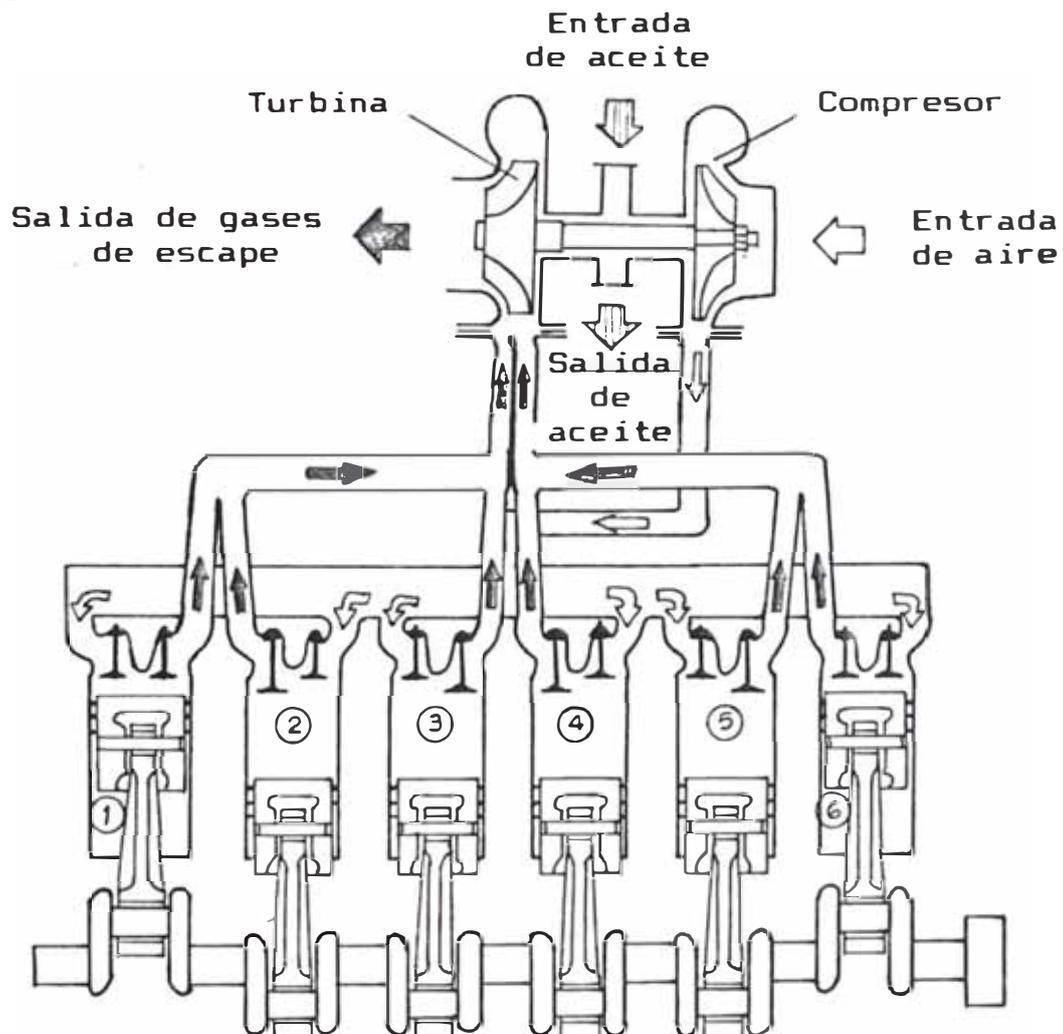


Fig. 3.11 Esquema de la turboalimentación en el motor Diesel Perkins T6.3544V NCC.

1,2,....,6 son los números de los cilindros.

En ciertos motores se instala un turbocompresor **Wastegate** (ver Fig. 3.12 y Apéndice 1) se diferencia del turbocompresor estándar en que se coloca en la envuelta de la turbina una unidad Wastegate, gobernada por la presión de sobrealimentación, para controlar la cantidad de gases que llegan a la turbina. Esto controla la velocidad del eje. La posición de la válvula de control Wastegate está determinada por un diafragma sensor de presión diferencial, que limita automáticamente la presión de sobrealimentación a 76 KPa a todas las velocidades del motor.

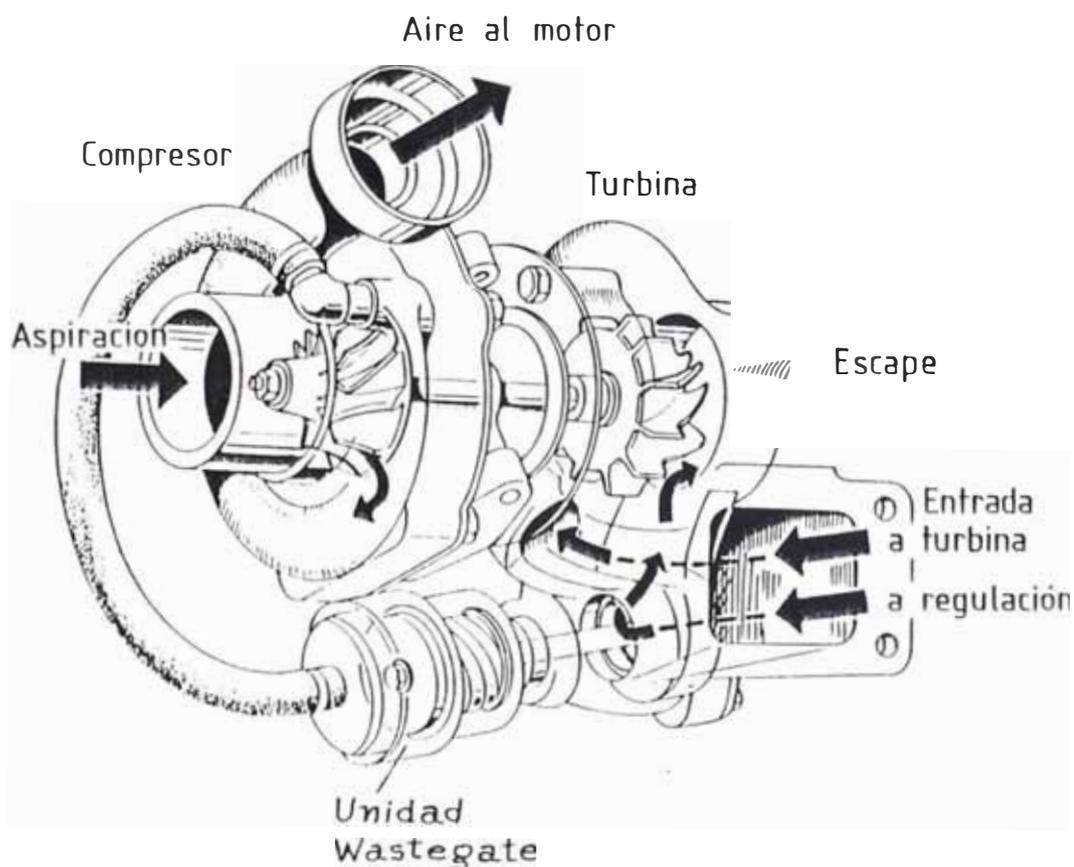


Fig. 3.12 Turbocompresor Wastegate.

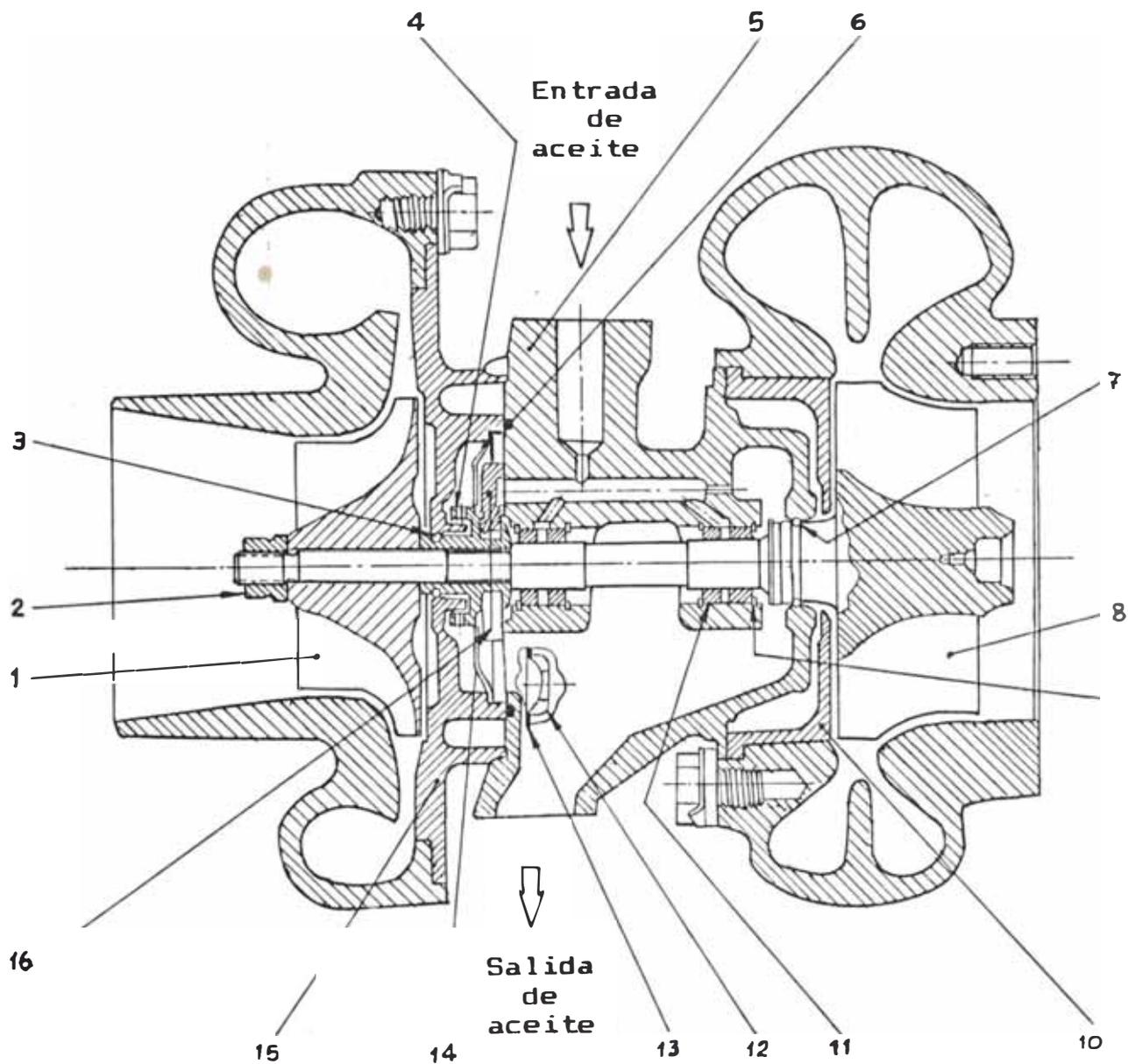


Fig. 3.14 Vista seccionada del turbocompresor Garret de la serie T04.

- | | |
|---|---|
| 1 Rotor del compresor. | 8 Rotor de la turbina con eje |
| 2 Tuerca de seguridad. | 9 Anillo de cierre (retención) |
| 3 Retén aro de pistón (lado del compresor). | 10 Cubierta protectora. |
| 4 Collarín de empuje. | 11 Cojinete (casquillo). |
| 5 Caja de cojinetes. | 12 Tornillo de fijación de la arandela. |
| 6 Anillo retén. | 13 Arandela de seguridad. |
| 7 Retén aro de pistón (lado de la turbina). | 14 Deflector de aceite. |

3.3.2.-Parámetros dimensionales de los turbocompresores

En la Fig. 3.15 se ilustra las dimensiones de la boca de entrada de gases a la turbina, de los turbocompresores Garret T04B 58 Y T04B 71. La boca se acopla directamente al múltiple de escape, como se puede apreciar en la figura 3.15 el múltiple tiene dos secciones, entonces el sistema en los motores Diesel Perkins es por impulsos (ver figura 3.6,b).

En la Fig. 3.16 se ilustra las dimensiones exteriores de los turbos T04B 58 Y T04B 71, como se puede notar que el motor con enfriamiento del aire de admisión, incorpora un turbo con diámetro de salida de los gases de escape de la turbina, mayor que el del turbo instalado en los motores sin enfriamiento de aire.

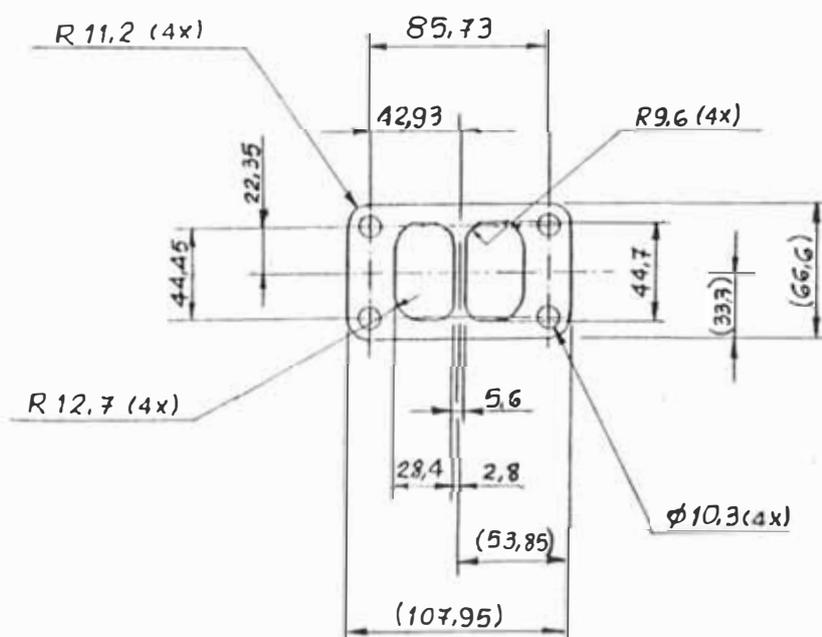
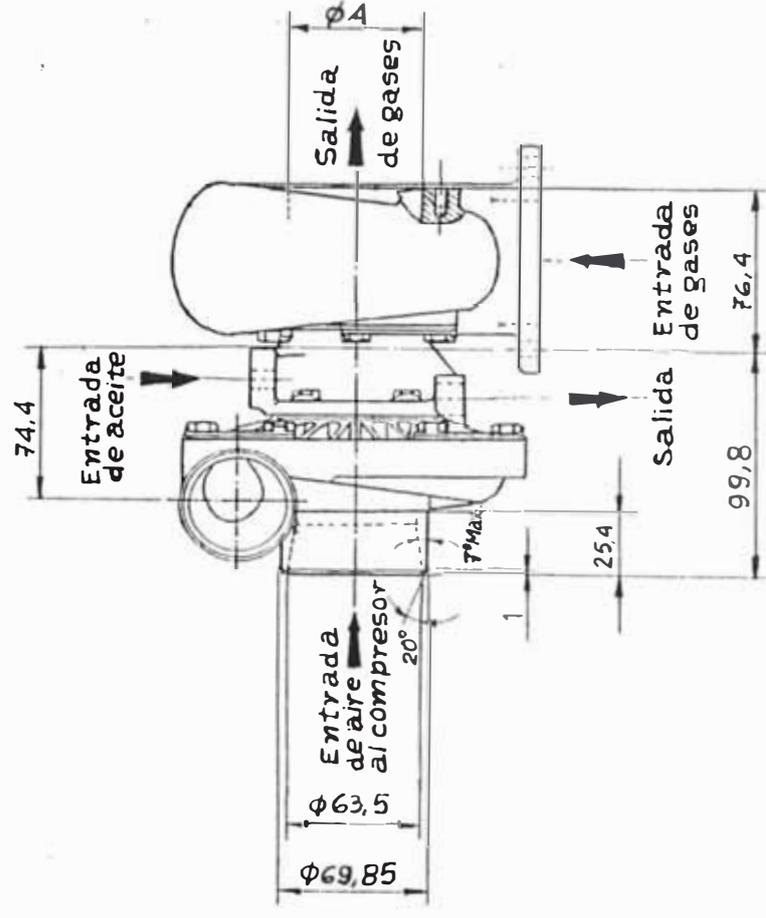
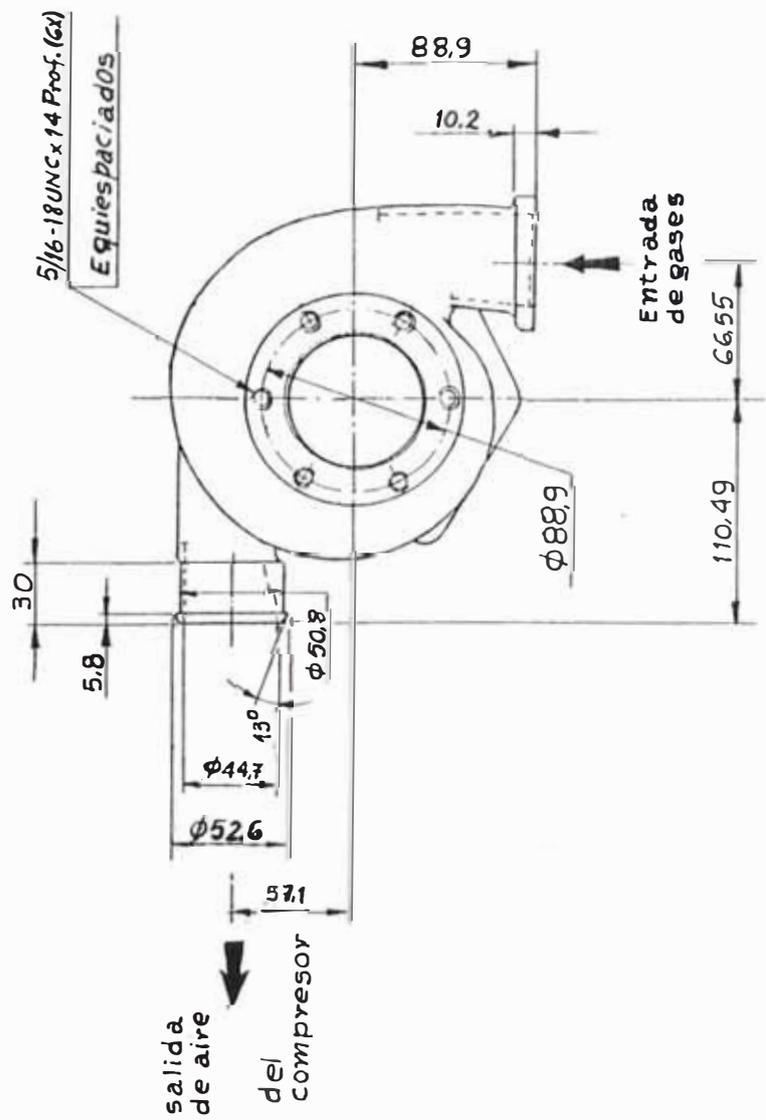


Fig. 3.15 Dimensiones de la boca de entrada de los gases a la turbina.



(en mm)

- ϕA : 59,28 turbo T04B 58 motor diesel Perkins T6.3544U NCC
- ϕA : 65,56 turbo T04B 71 motor diesel Perkins T6.3544U ACC

Fig. 3.16 Dimensiones de los turbocompresores Garret de la serie T04

3.3.3.-Parámetros operacionales y características de los turbocompresores

La presión de aceite al ingreso del turbo no debe ser menor de 207 KPa a la velocidad máxima del motor y temperatura normal de trabajo.

La presión máxima de sobrealimentación medida en el múltiple de admisión debe ser de 76 a 93 KPa con el motor a velocidad máxima y con plena carga. Esta presión variará de acuerdo a la aplicación, carga del motor y velocidad. Sólo tiene el propósito de guía. En ciertos momentos en que no resulta posible aplicar plena carga al motor, la presión de sobrealimentación debe ser ligeramente menor.

No se requiere ninguna atención a la velocidad del turbocompresor, ya que varía automáticamente conforme a la velocidad y carga del motor.

En las figuras 3.17 y 3.18 se representan las curvas características de los turbocompresores Garret T04B 71 y T04BL31.00F hermanados con los motores Diesel Perkins tipos T6.3544V ACC y C6.3542V respectivamente.

3.3.4.-Enfriador del aire de admisión

El enfriador intermedio es del tipo aire-aire tubular con aletas, cuyas características son:

2 hileras, 53 tubos por hileras, 10 aletas por pulgada.

Prueba de estanqueidad: 165 KPa, sumergido en agua no debe haber fugas.

ver página 55 y figura 3.20.

Datos de performance del enfriador de aire del motor Diesel Perkins T6.3544V ACC (valores máximos)

Para la carga de aire

Prueba sin motor

Presión de ingreso	90 KPa
Temperatura de ingreso (t_w)	125 °C
Temperatura de salida	52 °C
Caida de presión	8-16 KPa
Flujo de aire	0.205 Kg/s
Calor de disipación	15 KW

Prueba con motor

Presión de ingreso	90 KPa
Temperatura de ingreso	110 °C
Temperatura de salida	43 °C
Caida de presión	8-16 KPa
Flujo de aire	0.190 Kg/s
Calor de disipación	15 KW

Aire de enfriamiento

Flujo de aire	5.23 Kg/s
Caida de presión	0.62 KPa
Temperatura del aire ambiental	20 °C

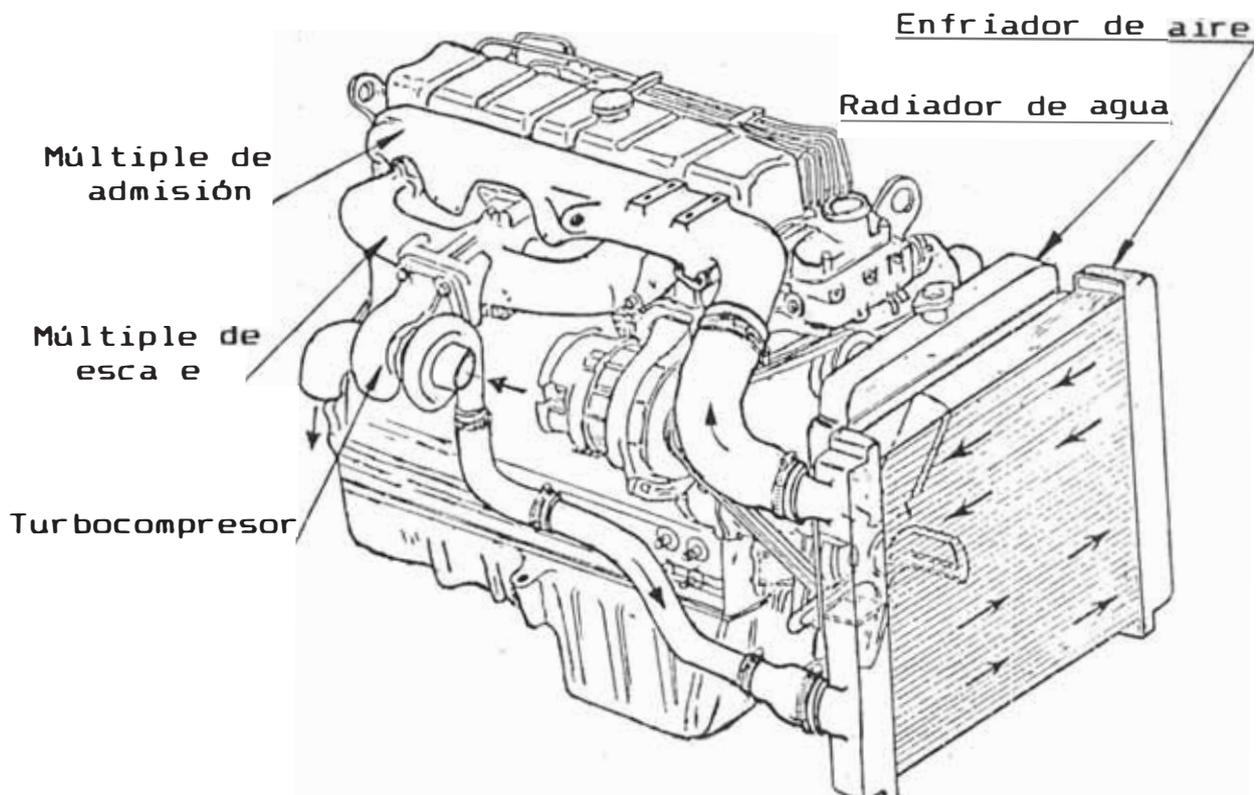


Fig. 3.19 Vista exterior del motor Diesel Perkins con enfriador de aire T6.3544 ACC.

CAPITULO 4

CALCULO TERMICO

Cálculo térmico es la determinación analítica de los índices y parámetros durante los procesos de trabajo del motor.

4.1.-CALCULOS PREVIOS

4.1.1.-Datos de partida

Para el cálculo térmico tenemos como datos de partida:

Parámetros de los motores.

- Condiciones ambientales.
- Características del combustible.

Parámetros de los motores.- Fueron dados en el capítulo 2.

Condiciones ambientales.- Consideramos la presión y temperatura del aire atmosférico.

Según la Norma BS AU 141a : 1971

$$P_0 = 0.1013 \text{ MPa (760 mm Hg)}$$

$$T_0 = 20^\circ\text{C (68}^\circ\text{F)}$$

Nota.- Ver 5.2.2.

Características del combustible . El combustible **Diesel N°2** producido por Petroperu, tiene las siguientes propiedades principales:

- Composición gravimétrica:

$$\text{Carbono } C = 0.871$$

Hidrógeno H = 0.129

Oxígeno O = 0.00

- Poder calorífico Bajo:

$$H_u = 45.557 \text{ MJ/Kg}$$

- Densidad relativa a 15/15 °C:

$$\rho = 0.8541$$

4.1.2.-Parámetros de la combustión del combustible

Cantidad de aire estequiométrico

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} c + 8H - O \right) \text{ Kg aire / Kg comb} \quad (4.1)$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{c}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ Kmolaire / Kg comb} \quad (4.2)$$

Cantidad de carga fresca (aire real)

$$M_1 = \alpha L_o \text{ Kmolaire / Kg comb} \quad (4.3)$$

Donde α es el coeficiente de exceso de aire y según datos experimentales :

$$\alpha = 1.2 \div 1.7 \quad \text{Diesel aspirados rápidos.}$$

$$\alpha = 1.8 \div 2.3 \quad \text{Diesel sobrealimentados.}$$

Cantidad de los productos de la combustión (M_2)

Lo calculamos a partir de la siguiente relación:

$$M_2 = M_o + M_{2\alpha} \text{ Kmolaire} \quad (4.4)$$

Donde :

M_o : cantidad de los productos para combustión estequiométrica, o sea para $\alpha = 1$.

$$M_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 L_o \quad (4.5)$$

M_{2o} : es la cantidad de aire excedente en la reacción.

$$M_{2a} = (\alpha - 1)L_o \quad (4.6)$$

Coefficiente de variación molecular

Nos indica el cambio de volumen en la mezcla debido a la combustión. a continuación definimos los coeficientes teórico y real de variación molecular.

Coefficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (4.7)$$

Coefficiente real de variación molecular:

$$\mu_r = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (4.8)$$

Donde M_r es la cantidad de gases residuales.

La fracción volumétrica de variación molecular de la mezcla estequiométrica se determina como:

$$r_o = \frac{M_o}{M_2} \quad (4.9)$$

La fracción volumétrica del exceso de aire en los productos de la combustión se determina como:

$$r_a = \frac{M_{2a}}{M_2} \quad (4.10)$$

Por consiguiente : $r_o + r_a = 1$

4.2.-PROCESOS EN LOS MOTORES DIESEL

4.2.1.-Cálculo de los parámetros del proceso de intercambio de gases.

Se denomina proceso de intercambio de gases, a los procesos durante los cuales se realiza el cambio de fluido de trabajo, es decir, la admisión de la carga fresca y el escape de los gases de combustión.

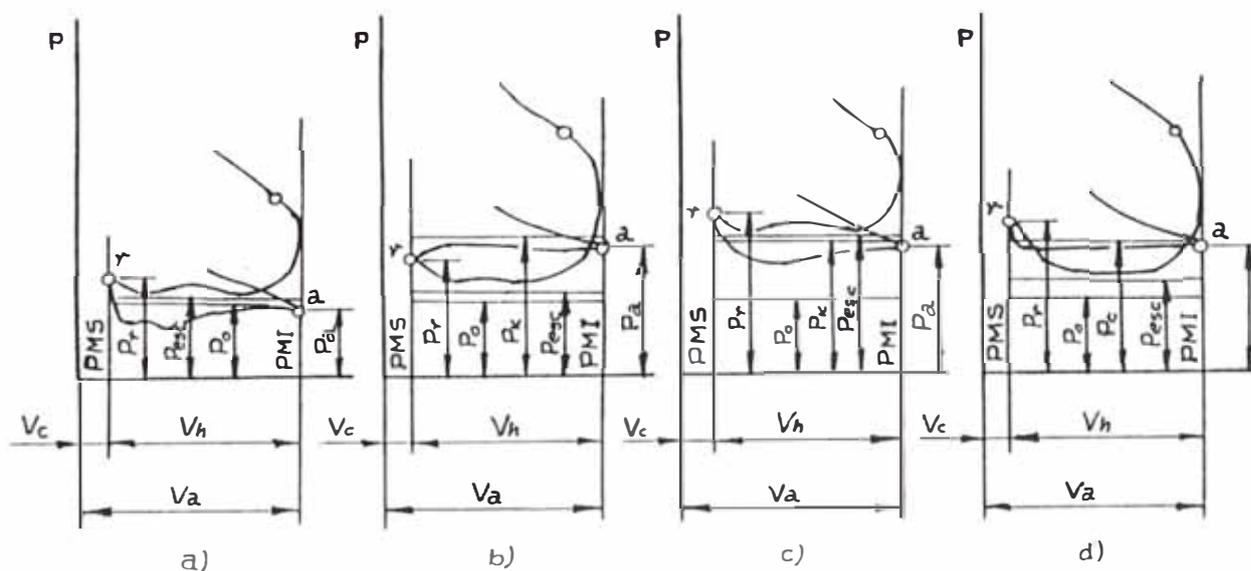


Fig. 4.1 Diagrama de intercambio de gases de motores de cuatro tiempos.

- a) de aspiración natural.
 b) con sobrealimentación mecánica.
 c) con sobrealimentación por turbina a gas para $P_k < P_{esc}$.
 d) con sobrealimentación por turbina a gas para $P_k > P_{esc}$.

Donde:

PMS:	Punto muerto superior.
PMI:	Punto muerto inferior.
P_a :	Presión al final de la admisión.
P_o :	Presión ambiental.
P_k :	Presión después del compresor.
P_r :	Presión de gases residuales.
P_{esc} :	Presión de escape.
V_h :	Cilindrada.
V_a :	Volumen total cuando el émbolo está en el PMS.
V_c :	Volumen muerto.

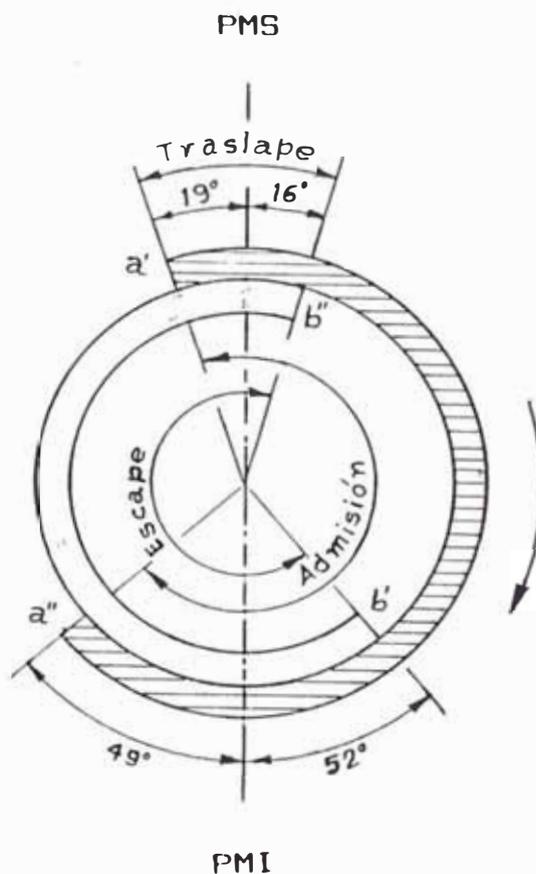


Fig. 4.2 Diagrama circular de distribución de gases de los motores Diesel Perkins 6.3544V, T6.3544V NCC y T6.3544V ACC. visto de frente

Donde:

- a': inicio de la apertura de la válvula de admisión (19° APMS).
- a'': cierre de la válvula de admisión (49° DPMI).
- b': inicio de la apertura de la válvula de escape (52° APMI).
- b'': cierre de la válvula de escape (16° DPMS).

Además:

- APMS: antes del punto muerto superior.
- DPMI: después del punto muerto inferior.
- APMI: antes del punto muerto inferior.
- DPMS: después del punto muerto superior.

Presión al final de la admisión (P_a)

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad (4.11)$$

Donde :

P_k : es la presión de sobrealimentación a la salida del compresor.

ΔP_a : es la magnitud de pérdidas hidráulicas en el ducto de admisión y se calcula con la fórmula dada por Jovaj :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \zeta_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_k \quad (4.12)$$

donde:

β^2 : factor de amortiguamiento de la carga.

ζ_{ad} : coeficiente de amortiguamiento de la carga en la sección más estrecha.

w_{ad} : velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso de la válvula.

ρ_k : densidad del aire de sobrealimentación.

Según datos experimentales dados por Jovaj:

$$\beta^2 + \zeta_{ad} = 2.5 \div 4$$

$$w_{ad} = 50 \div 130 \text{ m/s}$$

Rangos de P_a :

$P_a = (0.80 \div 0.9) P_0$ aspiración natural cuatro tiempos.

$P_a = (0.9 \div 0.96) P_k$ sobrealimentados.

El cálculo de W_{ad} se puede hacer con la siguiente fórmula:

$$W_{ad} = \frac{2\pi R n}{60} \sqrt{1 + \lambda^2} \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{1}{f_{ad}} \quad (4.13)$$

Donde:

$$\lambda = R/L$$

R : radio de la manivela (0,0635 m)¹⁾

L : longitud de la biela (0,21905 m)¹⁾

n : velocidad del motor (rev/min).

D : diámetro del cilindro (0,0985 m)¹⁾

f_{ad} : área de la sección de paso de la válvula de admisión en la sección más estrecha, siendo máximo su alzada (m²).

Según Vsorov :

$$f_{ad} = \pi h (d_g \cdot \cos \theta - h \cdot \cos^2 \theta \cdot \sin \theta) \quad (4.14)$$

Donde:

h : alzada de la válvula (0,0138 m)¹⁾

θ : ángulo de asiento en la válvula (46°)¹⁾

d_g : diámetro de la garganta del ducto de admisión.

Para motor 6.3544V : $d_g = 38,75$ mm

Para motores T6.3544V NCC y T6.3544V ACC :

$d_g = 41,3$ mm

Ver figuras 4.3, 4.4 y 4.5 .

1) Es el mismo valor para los tres modelos de motores.

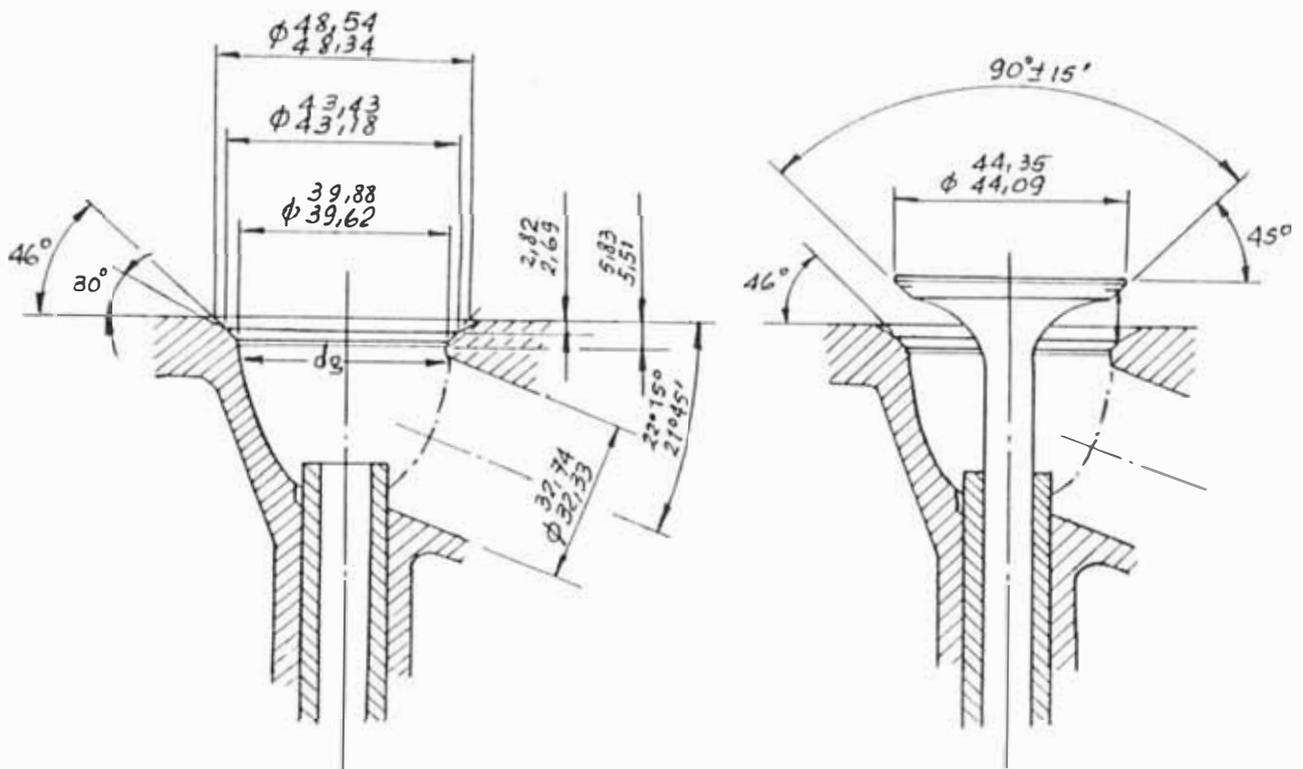


Fig. 4.3 Dimensiones principales de la válvula y el asiento de admisión, motor Diesel Perkins 6.3544V .

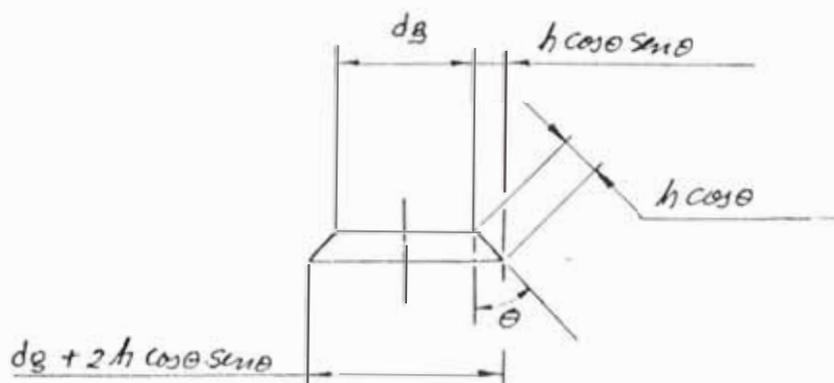


Fig. 4.4 Esquema para determinar el área de orificio de paso de la válvula de admisión, motor Diesel Perkins 6.3544V.

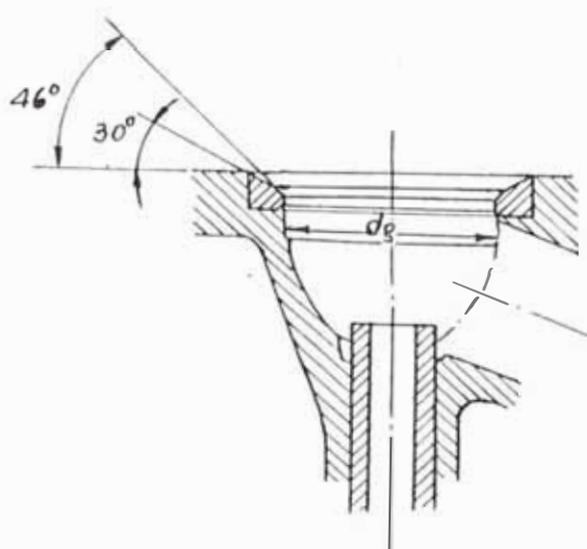


Fig. 4.5 Dimensiones principales del asiento de la válvula de admisión de los motores Diesel Perkins T6.3544V NCC y T6.3544V ACC.

Grado de sobrealimentación:

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_0} \quad (4.15)$$

π_k , varía según las características del turbocompresor.

Según datos experimentales recomendados por Patrakalstsiév, los valores de π_k pueden ser :

$\pi_k = 1.7 \div 2.2$, motores Diesel lentos y de gran potencia.

$\pi_k = 1.4 \div 3$, motores Diesel de media velocidad y gran potencia.

$\pi_k = 1.5 \div 2$, motores de vehículos de transporte.

La temperatura de sobrealimentación a la salida del compresor se calcula con la fórmula :

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} \right] \quad (4.16)$$

Donde:

η_k : eficiencia adiabática del compresor y varía de 0.70 a 0.80 (según Zubarev).

K : índice adiabático del aire igual a 1.4 .

La densidad del aire a la salida del compresor:

$$\rho_k = \rho_0 \frac{P_k}{P_0} \frac{T_0}{T_k} \quad (4.17)$$

ρ_0 es la densidad de aire a condiciones estándar, según BS AU 141a : 1971 es igual a 1.206 Kg/m³.

Cuando el grado de sobrealimentación en el compresor es alto ($\pi_k > 2$) se instala un enfriador de aire (ver figura 3.8) entre el turbocompresor y el múltiple de admisión con el objeto de disminuir T_k . Entonces se tiene:

$$\begin{aligned} P_a &= P_s - \Delta P_a \\ T_s &= T_k - \Delta T_{enf} \\ P_s &= P_k - \Delta P_{enf} \end{aligned}$$

Donde:

T_s y P_s : Temperatura y presión de la carga en la salida del enfriador.

ΔP_{enf} : pérdidas hidráulicas en el enfriador. Se recomienda $\Delta P_{enf} = (0.01 \div 0.05) \text{ Kg/cm}^2$.

En los motores Perkins $\Delta P_{enf} = 8 \div 16 \text{ KP}_a$.

ΔT_{enf} : Caída de temperatura en el enfriador, varía entre 30 y 100°K. Para motores Perkins ver 3.3.4 .

En las fórmulas (4.11) y (4.12) para el caso de motores de aspiración natural $P_k = P_0$ y $\rho_k = \rho_0$, para motores sobrealimentados con enfriador de aire $P_k = P_s$ y $\rho_k = \rho_s$.

Siendo ρ_s la densidad del aire a la salida del enfriador.

Coeficientes de gases residuales (γ_r)

Nos indica la cantidad de gases residuales que queda en el cilindro al finalizar el escape, ocupando cierto volumen.

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (4.18)$$

En los motores de cuatro tiempos aproximadamente se cumple que:

$$M_r = \frac{P_r \cdot V_c}{R \cdot T_r}$$

Donde:

V_c : volumen muerto.

P_r : presión de los gases residuales.

T_r : temperatura de los gases residuales.

R : constante universal de los gases = 8,314

J/Kmol $^\circ$ K.

En los motores de cuatro tiempos se calcula con la fórmula:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\epsilon P_a - \psi P_r)} \quad (4.19)$$

Donde:

T_k : temperatura del aire de sobrealimentación a la salida del compresor.

ϵ : grado de compresión

$$\epsilon = 16 \quad \text{motor } 6.3544V.$$

$$\epsilon = 15.5 \quad \text{motores } T6.3544V \text{ NCC y } T6.3544V \text{ ACC.}$$

ψ' : Considera la variación de la capacidad calorífica de los gases residuales respecto a la capacidad calorífica de la carga fresca. La magnitud ψ' depende de la composición de la mezcla y la temperatura T_r y tiene los siguientes valores:

$$\psi' = 1.11 \div 1.13 \quad \text{para motores de gasolina.}$$

$$\psi' = 1.1 \quad \text{para motores Diesel.}$$

ΔT : es el calentamiento de la carga debido al contacto con las superficies calientes del sistema de admisión y puede variar dentro de los valores de :

$$\Delta T = 20 \div 40 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Diesel aspirados}$$

$$\Delta T = 0 \div 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{gasolineros.}$$

$$\Delta T = 0 \div 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Diesel sobrealimentados.}$$

La presión de gases residuales de acuerdo a datos experimentales dados por Jovaj :

$$P_r = (1.1 \div 1.25) P_a \quad \text{para motores aspirados.}$$

$$P_r = (1.1 \div 1.25) P_p \quad \text{para motores sobrealimentados.}$$

Donde P_p es la presión de los gases delante de la turbina. Además $P_k/P_p = 1.15$.

Valores recomendados por Patrakhaltsev :

$$\gamma_r = 0.03 \div 0.06 \quad \text{aspirados de cuatro tiempos}$$

$$\gamma_r = 0.02 \div 0.04 \quad \text{sobrealimentados de cuatro tiempos.}$$

Rangos para T_r :

$$T_r = 900 \div 1000 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{para motores gasolineros.}$$

$$T_r = 750 \div 900 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{para motores Diesel rápidos.}$$

$$T_r = 750 \div 1100 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{para motores sobrealimentados.}$$

Temperatura al final de la admisión (T_a)

La temperatura del aire al final de la admisión se eleva debido al contacto con las paredes y a la mezcla con los gases residuales.

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.20)$$

$$T_s = T_k \quad \text{si el motor no lleva enfriador de aire.}$$

$$T_s = T_0 \quad \text{si el motor es aspirado.}$$

Según Jovaj:

$$T_a = 310 \div 350 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{aspirado de cuatro tiempos.}$$

$$T_a = 320 \div 400 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{sobrealimentado de dos y cuatro tiempos.}$$

Eficiencia volumétrica (n_v)

Esta definido por la relación entre la cantidad real de aire que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real y la cantidad de gases que llenaría el cilindro pero con los parámetros para el aire antes del ingreso al cilindro.

Considerando aspectos reales de la admisión en los motores modernos, la eficiencia volumétrica se determina mediante la expresión:

$$n_v = \left\{ 3 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\gamma_r P_r}{\epsilon P_a} \right) \right. \quad (4.21)$$

Donde:

$\zeta_1 = \frac{M_1 + M_r}{M_1}$: se denomina coeficiente de llenado adicional por efecto de barrido.

$\zeta_2 = \frac{1}{e^{\psi_k} - 1}$: se denomina coeficiente de limpieza.

ψ_k : es el coeficiente de exceso de barrido, varía de 0.9 a 1.4.

ζ_3 : es el coeficiente que considera el llenado adicional del cilindro por efecto del cierre de la válvula en el proceso de compresión y se denomina coeficiente de recarga.

Se recomienda los siguientes valores:

$\zeta_1 = \zeta_3 = 1.0$ en el régimen nominal.

$\zeta_1 = \zeta_3 = 0.80 \div 0.90$ motores lentos.

$\zeta_1 = \zeta_3 = 0.75 \div 0.85$ motores rápidos.

$\zeta_1 = \zeta_3 = 0.90 \div 0.98$ motores sobrealimentados.

Valores recomendados por Jovaj:

$n_v = 0.75 \div 0.80$ motores lentos.

$n_v = 0.75 \div 0.85$ motores rápidos.

Valores recomendados por Vsorov en el régimen nominal:

$n_v = 0.75 \div 0.80$ motores aspirados.

$n_v = 0.88 \div 0.95$ motores sobrealimentados.

Trabajo en la turbina

El grado de expansión en la turbina (π_T) se define como la relación de la presión delante de la turbina so-

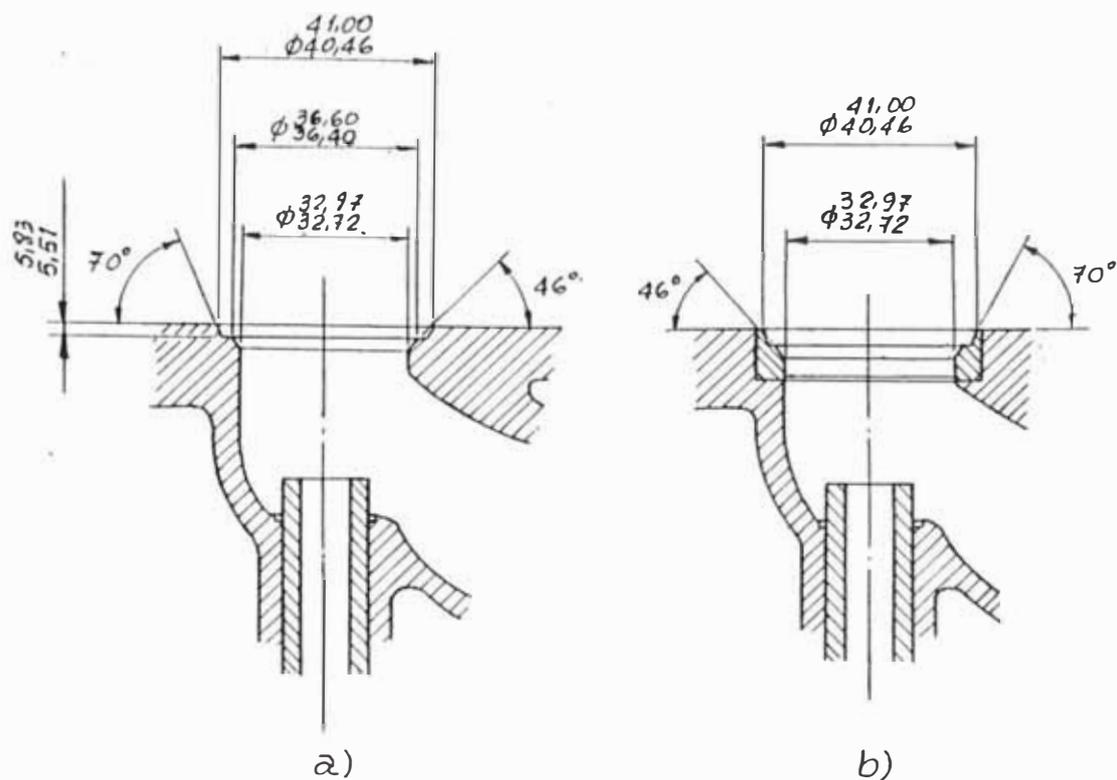


Fig. 4.6 Dimensiones principales del asiento de la válvula de escape.

- a) Motor Diesel Perkins 6.3544V.
 b) Motor Diesel Perkins T6.3544V NCC y T6.3544V ACC.

bre la presión en la salida de la misma, que puede considerarse igual a la presión atmosférica.

$$\pi_T = \frac{P_p}{P_o} \quad (4.22)$$

Haciendo una analogía con el proceso de admisión se establece que:

$$P_p = P_r - \Delta P_r \quad (4.23)$$

O también:

$$P_p = P_r - (\beta_{esc}^2 + l_{esc}) \frac{w_{esc}^2}{2} \cdot \rho g \quad (4.24)$$

Donde:

$$p_s = \frac{P_r}{R \cdot T_r} \quad (4.25)$$

Luego:

$$P_r = \frac{P_p}{1 - \frac{(\beta_{esc}^2 + \gamma_{esc}) W_{esc}^2}{2 \cdot R \cdot T_r}} \quad (4.26)$$

4.2.2.-Cálculo de los parámetros del proceso de compresión

En el proceso de compresión se elevan la temperatura y la presión de la mezcla.

Suponiendo politrópico el proceso de compresión y conociendo el índice politrópico n_1 , la temperatura y presión al final de la compresión, puede calcularse mediante las siguientes expresiones:

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (4.27)$$

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} \quad (4.28)$$

En cálculos más exactos el exponente politrópico n_1 y la temperatura T_c se determina a partir del siguiente sistema de ecuaciones suponiendo que el proceso se desarrolla adiabáticamente, es decir que $n_1 = k_1$:

$$q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U_c'' - U_a'') - \frac{R}{n_1 - 1} (T_c - T_a) = 0 \quad (4.29)$$

Donde:

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \quad (4.30)$$

$$q_1 = \frac{1 + \gamma_r r_a}{1 + \gamma_r} \quad (4.31)$$

$$q_2 = \frac{\gamma_r \cdot r_0}{1 + \gamma_r} \quad (4.32)$$

Además $q_1 + q_2 = 1$

r_0 , r_a y γ_r : fueron calculados por (4.9), (4.10) y (4.19).

U_a y U_c : son las energías internas del aire en el inicio y al final de la compresión a las temperaturas T_a y T_c respectivamente.

U''_a y U''_c : son las energías internas de los productos de la combustión al inicio y al final de la compresión.

La ecuación (4.29) lo escribimos así:

$$A = q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U''_c - U''_a) - \frac{R}{n_1 - 1} (T_c - T_a) \quad (4.33)$$

U_a y U''_a , se obtiene de la tabla de los productos de la combustión y del aire del libro "Motores de Automóvil" de M.S. Jovák. Asumiendo un valor de n_1 se obtiene un valor inicial de T_c que permitirá obtener los valores de U_c y U''_c . Reemplazando valores en la ecuación anterior obtenemos un primer valor de $B_1 > 0$, entonces buscamos otro $n_1 = k_2$, tal que $B_2 < 0$.

Asumiendo que B varía linealmente en función de K , hallamos n_1 para el cual $B = 0$.

El valor de n_1 debe estar dentro de los siguientes rangos:

$n_1 = 1.32 \div 1.50$ motores Diesel rápidos aspirados.

$\eta_1 = 1.30 \div 1.37$ motores gasolineros.

$\eta_1 = 1.32 \div 1.38$ motores sobrealimentados.

También se sabe que:

$T_c = 700 \div 900^\circ\text{K}$ motores Diesel rápidos aspirados.

$P_c = 3.5 \div 5.5 \text{ MPa}$ motores Diesel rápidos aspirados.

4.2.3.-Proceso de combustión

Durante la combustión la energía química del combustible se transforma en energía térmica, haciendo que el pistón inicie la carrera de expansión.

Durante la combustión la energía química del combustible se transforma en energía térmica, haciendo que el pistón inicie la carrera de expansión.

Diversos autores (8 y 9) consideran que la combustión en un motor Diesel puede dividirse en 4 períodos (ver Fig. 4.7):

- Primera fase ó período de la demora de la inflación (θ_i).
- Segunda fase de combustión ó fase de combustión rápida (θ_{II}).
- Tercera fase de combustión (θ_{III}) ó fase de combustión desacelerada.
- Cuarta fase de post-combustión (θ_{IV})

Primera fase ó período de la demora de la inflación (θ_i).

Se determina como un intervalo de tiempo ζ_i ó los

ángulos de giro del cigüeñal θ_i , desde el inicio de la inyección f ($\varphi_{in\ i\ n}$) hasta el de combustión (punto a Fig. 4.7). El ángulo entre el comienzo de la inyección y el PMS se denomina " ángulo de avance de la inyección " ($\theta_{av.in}$).

La magnitud del retraso del encendido es influenciado por diversos factores: la inflamabilidad del combustible (índice de cetano), la temperatura en la cámara de combustión, la temperatura y presión del aire comprimido dentro del cilindro en el instante del comienzo de la inyección de combustible, la velocidad de inyección, grado de pulverización del combustible y la turbulencia del aire en la cámara de combustión.

Segunda fase de combustión ó fase de combustión rápida (θ_{II}).

Empieza a partir del " momento de la inflamación " hasta llegar a la presión máxima. Es el primer período

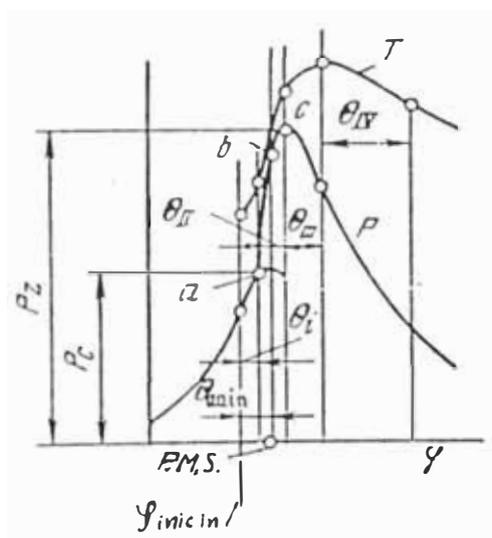


Fig. 4.7 Diagrama de indicador de las fases de combustión.

durante el cual se efectúa propiamente el proceso de combustión y la presión se eleva rápidamente. Esta fase puede ser dividido en dos partes: desde el inicio de la combustión hasta el punto b y el tramo b-c.

Tercera fase de combustión (θ_{III}) ó fase de combustión desacelerada.

Empieza en el momento de llegar a la presión máxima y termina en el momento de alcanzar la temperatura máxima. La temperatura máxima del ciclo siempre se alcanza después de la presión máxima. Esto se debe al hecho que después de terminar la segunda fase puede ocurrir el desprendimiento interno del calor.

Cuarta fase de post-combustión (θ_{IV})

Dura desde el momento de llegar a la temperatura máxima del ciclo hasta terminar el desprendimiento del calor.

Otros autores (16) consideran que la combustión puede dividirse en tres etapas (ver Fig. 4.8):

- inicio de la combustión.
- período de combustión propiamente dicho.
- período de post-combustión.

Inicio de la combustión

Al final del tiempo de compresión empieza a inyectarse el combustible en el cilindro en uno o varios chorros. Esta inyección se hace con gran fuerza. Los chorros de combustible se dividen en gotas de diferente tamaño. Las gotas más pequeñas se esparcen rápidamente debido a la turbulencia del aire, y la temperatura de este hace

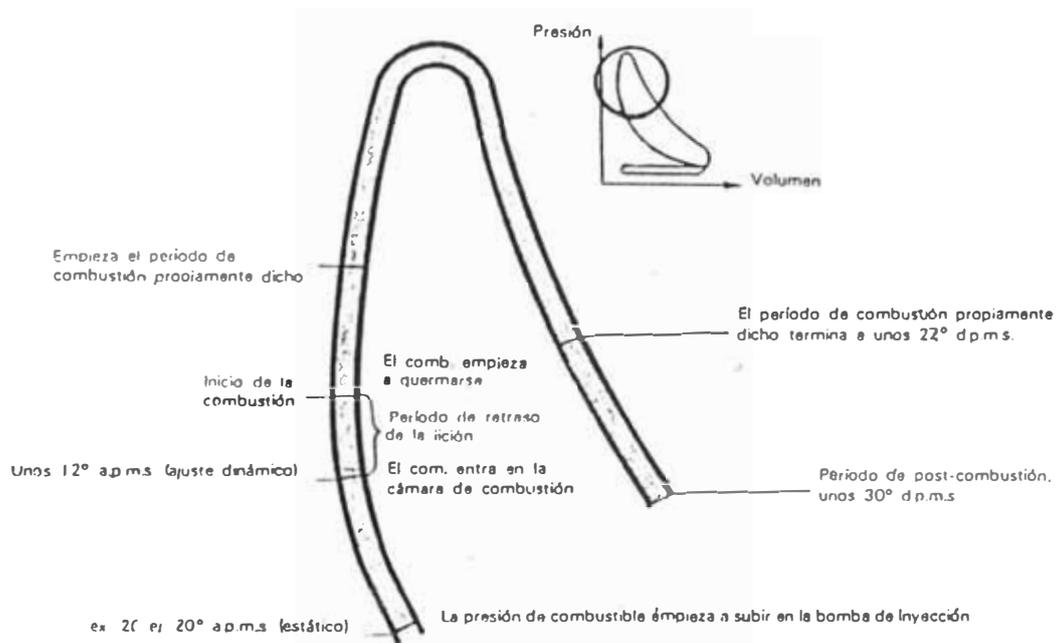


Fig. 4.8 Procesos de inyección y combustión.

El tiempo que transcurre desde que la presión del combustible empieza a aumentar hasta el final del período de combustión en un motor de 4 tiempos es de 0.003 segundos a 2400 rev/min.

que se evaporen. Se observa pues, que entre el inicio de la inyección y el de la combustión existe una demora. Esta demora se suele llamar "retraso del encendido" y el ángulo entre el inicio de la inyección y el PMS se denomina ángulo de avance de la inyección ($\theta_{av.in}$). La magnitud del retraso del encendido es influenciada por diversos factores; entre otros, la inflamabilidad del combustible (índice de cetano), la temperatura en la cámara de combustión, la temperatura y presión del aire comprimido dentro del cilindro en el instante del comienzo de la inyección de combustible, la velocidad de inyección, el grado de pulverización del combustible y la turbulencia del aire en la cámara de combustión. Hay

que procurar que el retraso sea lo más pequeño posible, ya que si no el proceso de combustión tiene lugar de una manera desordenada.

Periodo de combustión propiamente dicho

Después de la primera autoignición empieza el periodo de combustión propiamente dicho durante el cual se quema la mayor parte del combustible que se inyecta antes y después de la ignición. A pesar de la turbulencia del aire en la cámara de combustión una parte del combustible llega a las paredes de la cámara, pero gracias a los movimientos del aire se mezcla también con este.

La mezcla entre el combustible y el aire sigue siendo diferente en distintas partes de la cámara de combustión. Hay incluso lugares en los que sólo hay combustible y otros en los que sólo hay aire. El frente de llama avanza por los lugares en los que la mezcla es ventajosa

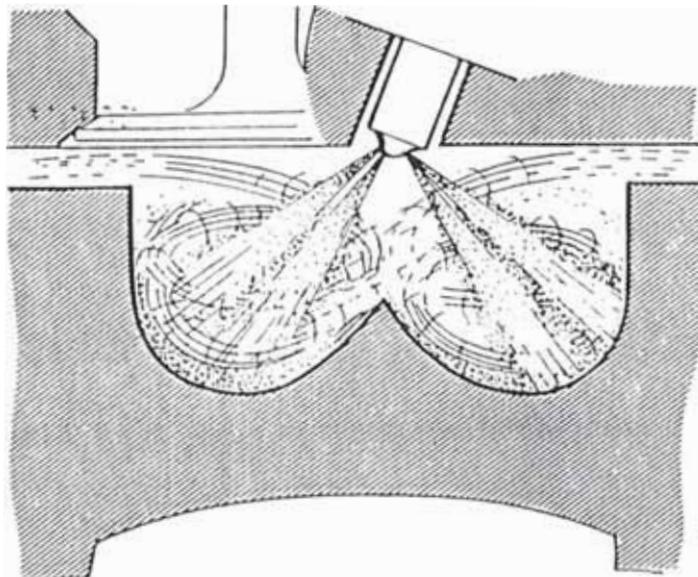


Fig. 4.9 Cámara de combustión en un pistón de un motor de inyección directa (Versión Volvo).

al mismo tiempo que van apareciendo fenómenos de autoignición en lugares aislados. Gracias a la turbulencia se hace llegar aire fresco a las zonas de reacción y los gases ya quemados se esparcen por la cámara de combustión.

En el centro de la niebla de combustible y en otros puntos con mezcla insuficiente, las reacciones de combustión son detenidas. Los productos intermedios que se forman entonces permanecen en la cámara si no se aporta más aire. Para evitar una detención demasiado grande de la combustión debido a escaseces locales de oxígeno, el motor diesel funciona como mínimo con un exceso de aire del 25 % .

Periodo de Post-combustión

En las zonas de la cámara de combustión donde hay mezcla demasiado rica o demasiado pobre la combustión no tiene tiempo de realizarse totalmente mientras la temperatura es suficientemente alta. Por ello los gases de escape contienen restos de productos intermedios de diferentes grados de combustión. Los humos de escape están compuestos por estos productos intermedios.

Los humos blancos son el resultado de una combustión insuficiente en zonas de mezcla pobre y frías, y aparecen principalmente en el arranque y cuando el motor funciona a baja carga. Los humos blancos, sin embargo, pueden también estar formados por vapor de agua condensado.

Los humos negros y grises aparecen cuando la combustión es incompleta en zonas locales de mezcla rica. Es-

tos humos aparecen principalmente a plenas cargas si el aporte de aire es insuficiente ó si la inyección de combustible tiene lugar demasiado tarde.

Cálculo de la temperatura al final de la combustión (T_z)

Se emplea la ley de la conservación de la energía que expresada en función de los parámetros durante la combustión tendrá la forma:

$$\frac{\int_z H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + q_1 U_c + q_2 U''_c + R \lambda T_c = \mu_r (U_z \gamma_a + U''_z \gamma_o + RT_z) \quad (4.34)$$

Donde:

U_z, U_c : energía interna de la mezcla fresca en los puntos z y c.

U''_z, U''_c : energía interna de los productos de la combustión en los puntos z y c.

\int_z : coeficiente de aprovechamiento del calor en el punto z.

T_z : temperatura al final de la combustión.

μ_r : coeficiente real de variación molecular.

λ : grado de elevación de presiones.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \quad \mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Según datos dados por Jovaj:

$\int_z = 0.70 \div 0.85$ para motores Diesel.

$\lambda = 1.4 \div 2.2$ Diesel rápidos aspirados.

$\lambda = 1.3 \div 1.6$ Diesel sobrealimentados.

$T_2 = 1900 \div 2200^\circ\text{K}$ para motores Diesel.

$\mu = 1.03 \div 1.06$ para motores Diesel.

Los valores de U_2 , U_c , U_2'' , U_c'' se encuentra en la tabla de los valores de las energías internas de los gases y de los productos de la combustión.

La ecuación general de la combustión se resuelve por el método de las aproximaciones sucesivas, asumiendo T_2 en forma análoga al realizado cuando se calcula T_c del proceso de compresión.

Cálculo de la presión máxima de combustión (P_2)

$$P_2 = \mu P_c \quad (4.35)$$

4.2.4.-Cálculo de los parámetros del proceso de expansión

En el proceso de expansión se produce el trabajo útil.

De la ley de la conservación de la energía se deduce que:

$$\frac{(j_b - j_2)H_u}{(\mu_b + \gamma_r)M_1} = \frac{R(T_2 - T_b)}{n_2 - 1} - r_\alpha(U_2 - U_b) - r_o(U_2'' - U_b'') \quad (4.36)$$

Donde:

T_b , P_b : temperatura y presión al final de la expansión.

$$T_b = \frac{T_2}{\delta^{\frac{n_2}{\delta} - 1}} \quad (4.37)$$

$$P_b = \frac{P_2}{\delta^{\frac{n_2}{\delta}}} \quad (4.38)$$

Siendo:

$$\delta: \text{grado de expansión ulterior} = \frac{\epsilon}{\rho}$$

$$\rho: \text{grado de expansión previa} = \frac{\mu_r T_2}{\lambda T_c}$$

n_2 : exponente politrópico de expansión.

\int_b : coeficiente de aprovechamiento de calor en el punto b.

U_b : energía interna del aire en el punto b.

U''_b : energía interna de los productos de la combustión en el punto b.

Usando el método de aproximaciones sucesivas para las ecuaciones indicadas obtenemos el valor de n_2 .

Según Jovaj, para motores Diesel:

$$n_2 = 1.18 \div 1.28$$

$$P_b = 0.20 \div 0.40 \text{ MPa}$$

$$T_b = 1000 \div 1200 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Según Lukanin:

$$\int_b = 0.82 \div 0.87 \quad \text{para motores aspirados}$$

$$\int_b \text{ hasta } 0.92 \quad \text{para motores sobrealimentados}$$

4.2.5.-Parámetros del ciclo de trabajo

Presión media indicada teórica (P_{it})

Se obtiene partir del diagrama indicado teórico

$$P_{it} = P_a \frac{\epsilon^n - 1}{\epsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (4.39)$$

Presión media indicada real (P_i)

$$P_i = \phi_d P_{it} \quad (4.40)$$

Donde ϕ_d es el coeficiente de plenitud de diagrama, nos indica las pérdidas en el diagrama indicado teórico, varía de 0.92 a 0.97 .

Según Jovaj, para motores Diesel de cuatro tiempos, a plena carga:

$$P_i = 0.75 \div 1.05 \text{ MPa aspirados.}$$

$$P_i = \text{hasta } 2,2 \text{ MPa sobrealimentados.}$$

Potencia indicada (N_i)

$$N_i = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \zeta} \text{ KW} \quad (4.41)$$

Donde:

V_h : cilindrada unitaria (l).

n : velocidad del motor (rev/min).

i : número de cilindros.

ζ : número de tiempos.

$\zeta = 4$ para motor de cuatro tiempos.

$\zeta = 2$ para motor de dos tiempos.

Presión media de pérdidas mecánicas (P_m)

Para motores de aspiración natural se determina por medio de la ecuación empírica:

$$P_m = A + B \cdot V_{mp}$$

Donde:

A y B : son coeficientes experimentales que dependen del tipo de motor y cámara de

combustión, en nuestro caso $A = 0.105$
y $B = 0.0138$.

V_{mp} : es la velocidad media del pistón, m/s.

$$V_{mp} = \frac{Sn}{30}$$

S : carrera = 0,127 m¹⁾

La ecuación queda:

$$P_m = 0.105 + 0.0138 V_{mp} \quad \text{MPa} \quad (4.42)$$

Para motores sobrealimentados se determina por medio de la ecuación:

$$P_m = K(\epsilon + 8.5)V_{mp} \left(0.65 + 35 \frac{P_p}{P_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_k}} \right) \quad (4.43)$$

Donde:

K : coeficiente constructivo del motor.

$K = 0.0105$ para motores en línea.

$K = 0.0100$ para motores en V.

V_{mp} : velocidad media del pistón en m/s.

Además
$$\frac{P_k}{P_p} = 1.15$$

Presión media efectiva (P_e)

$$P_e = P_i - P_m \quad (4.44)$$

Según Jovaj para motores de cuatro tiempos:

$P_e = 0.55 \div 0.85$ MPa Diesel rápidos.

$P_e = 0.7 \div 1.0$ MPa Diesel sobrealimentados.

$P_e = 0.6 \div 0.95$ MPa carburador.

1) Es el mismo valor para los tres modelos de motores.

Potencia efectiva (N_e)

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_n \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad \text{KW} \quad (4.45)$$

Potencia de pérdidas mecánicas (N_m)

$$N_m = N_e - N_i \quad (4.46)$$

Eficiencia mecánica (η_m)

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (4.47)$$

Según Jovaj:

$\eta_m = 0.7 \div 0.82$ Diesel de cuatro tiempos de aspiración natural.

$\eta_m = 0.8 \div 0.9$ Diesel de cuatro tiempos sobrealimentado.

$\eta_m = 0.7 \div 0.8$ Carburador de cuatro tiempos.

Eficiencia indicada (η_i)

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot P_i}{H_u \cdot \rho_k \cdot n_v} \quad (4.48)$$

Segun Jovaj, a régimen nominal:

$\eta_i = 0.42 \div 0.48$ Diesel rápidos.

$\eta_i = 0.28 \div 0.39$ carburador.

Eficiencia efectiva (η_e)

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.50)$$

Segun Jovaj a régimen nominal:

$\eta_e = 0.35 \div 0.40$ Diesel rápidos.

$\eta_e = 0.25 \div 0.33$ carburador.

Consumo específico indicado de combustible (g_i)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad \text{g/KW h} \quad (4.51)$$

Según Jovaj, a régimen nominal:

$$g_i = 175 \div 205 \quad \text{g/KWh} \quad \text{Diesel rápidos.}$$

$$g_i = 245 \div 300 \quad \text{g/KWh} \quad \text{carburador.}$$

Consumo específico efectivo de combustible (g_e)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (4.52)$$

Según Jovaj, a régimen nominal:

$$g_e = 217 \div 238 \quad \text{g/KWh} \quad \text{Diesel rápidos.}$$

$$g_e = 300 \div 325 \quad \text{g/KWh} \quad \text{carburador.}$$

Consumo horario de combustible (G_c)

$$G_c = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \quad \text{Kg/h} \quad (4.53)$$

Consumo horario de aire (G_a)

$$G_a = \alpha \cdot l_o \cdot G_c \quad \text{Kg/h} \quad (4.54)$$

Potencia efectiva por litro (N_l)

$$N_l = \frac{N_e}{i \cdot V_h} \quad \text{KW/l} \quad (4.55)$$

Según Jovaj:

$$N_l = 13 \div 23 \quad \text{KW/l} \quad \text{Diesel aspirado.}$$

$$N_l = 20 \div 37 \quad \text{KW/l} \quad \text{carburador.}$$

RESULTADOS DEL CALCULO TERMICO

MOTOR	6.3544V	T6.3544V NCC	T6.3544V ACC
CALCULOS PREVIOS			
$L_o = 0.499 \text{ Kmol}_{\text{aire}} / \text{Kg}_{\text{comb}}$ $M_o = 0.511 \text{ Kmol}$			
α	1.5	1.7	1.7
M_1	0.749	0.848	0.848
$M_{2\alpha}$	0.250	0.349	0.349
M_2	0.781	0.880	0.880
μ_o	1.043	1.038	1.038
R_o	0.680	0.603	0.603
R_α	0.320	0.397	0.397
PROCESOS EN LOS MOTORES DIESEL			
$\beta^2 + j_{ad}$	2.5	2.5	2.5
W_{ad} (m/s)	105.56	92.83	92.83
η_k	—	0.72	0.72
ξ_k	—	1.55	1.8
ΔP_{enf} (KPa)	—	—	16
ΔT_{enf} (°C)	—	—	40
Presión (KPa)	$P_o = 101.3$	$P_k = 157.0$	$P_k = 182.3$ $P_s = 166.34$
Temp. (°K)	$T_o = 293$	$T_k = 347$	$T_k = 367$ $T_s = 327$
Densidad Kg/m ³	$\rho_o = 1.206$	$\rho_k = 1.577$	$\rho_k = 1.731$ $\rho_s = 1.772$
Δp_a (KPa)	16.8	10.99	19.09
P_a (KPa)	84.5	140.03	147.25
ΔT (°C)	25	7	5

MOTOR	6.3544V	T6.3544V NCC	T6.3544V ACC
P_p (KPa)	—	136.53	158.56
P_r (KPa)	101.40	150.19	174.41
T_r (°K)	850	950	950
φ_k	—	0.90	0.90
γ_r	0.306	0.0279	0.0292
T_a (°K)	333.8	370.5	349.9
f_1	1.0	0.90	0.90
f_2	—	0.685	0.685
f_3	1.0	0.98	0.98
n_v	0.76	0.88	0.87
q_1	0.980	0.984	0.983
q_2	0.020	0.016	0.017
n_1	1.3687	1.3630	1.3665
T_c (°K)	927.7	1001.9	955.5
P_c (KPa)	3758	5870	6232
f_z	0.70	0.72	0.72
λ	1.6	1.30	1.30
μ_r	1.041	1.037	1.037
T_z (°K)	2045	1980	1917.4
P_z (KPa)	6013	7631	8102
ρ	1.435	1.576	1.680
δ	11.151	9.836	9.226
f_b	0.934	0.98	0.98
n_2	1.35	1.464	1.451
T_b (°K)	879.3	685.5	647.6
P_b (KPa)	231.84	268.6	322.36

MOTOR	6.3544V	T6.3544V NCC	T6.3544V ACC
P_{it} (KPa)	676	768.8	954.02
ϕ_d	0.97	0.95	0.95
P_i (KPa)	655.71	730.35	906.31
N_i (KW)	88.84	91.88	114.02
P_m (KPa)	268.6	122	145.54
P_e (KPa)	387.1	608.4	760.77
N_e (KW)	52.5	76.54	95.71
N_m (KW)	36.4	15.35	18.31
n_m	0.59	0.83	0.84
n_i	0.34	0.29	0.32
n_e	0.20	0.24	0.27
g_i (g/kwh)	229.5	274.9	247.08
g_e (g/kwh)	388.7	329.9	294.4
g_c (Kg/h)	20.39	25.25	28.17
G_a (Kg/h)	446.08	626.22	688.58
N_l (KW/l)	9.03	13.18	16.48

CAPITULO 5
ESTUDIO EXPERIMENTAL EN BANCO DE PRUEBAS
VARIANDO EL ANGULO DE AVANCE DE LA INYECCIÓN

5.1.-GENERALIDADES

Las pruebas o ensayos de banco es uno de los elementos del proceso de desarrollo, productivo o de mantenimiento de los motores. Durante las pruebas se determinan experimentalmente los índices fundamentales del motor, en un banco equipado con los dispositivos e instrumentos de medición necesarios, durante su funcionamiento a regímenes prefijados; en las pruebas se mide y se registra los parámetros que tienen relación con las características de un motor.

Las principales pruebas son aquellas que sirven para determinar la potencia, el par motor, la presión media efectiva, la potencia de pérdidas mecánicas, el consumo de combustible, el rendimiento volumétrico, etc en función de la velocidad angular.

Las pruebas se realizan conforme a la documentación técnica del fabricante del motor o de la entidad que práctica los ensayos.

La potencia puede indicarse, neta o bruta. La potencia neta es igual a la bruta menos las necesidades de potencia de los accesorios del motor, principalmente del ventilador. Los demás accesorios tienen relativa importancia.

Las indicaciones de potencia bruta/neta constituyen el dato más importante, ya que en los que se refiere a las condiciones de prueba las Normas son muy parecidas. En muchos casos puede una Norma estar contenida en más de una indicación de potencia para un motor dado.

5.2.-NORMAS PARA LA REALIZACIÓN DE ENSAYOS

Estudiaremos las Normas ISO 1585 y BS AU 141a : 1971

5.2.1.-Norma ISO 1585

La presente norma, aplicable solamente al estudio de la potencia neta¹⁾, establece el método de ensayo de motores de combustión interna, diseñados para la propulsión de vehículos automotores (a excepción de las motocicletas y tractores agrícolas²⁾) que se movilizan en carreteras y que están incluidas en cualquiera de las siguientes categorías:

Motores de combustión interna de encendido por chispa (ciclo Otto) y de encendido por compresión (ciclo Diesel) a excepción de los motores de pistón libre.

- Motores de pistón rotatorio.

Los motores pueden ser de aspiración natural y sobrealimentados.

De preferencia se presentan curvas de potencia y consumo específico de combustible a plena carga, en función de la velocidad del motor.

1) Norma de potencia Bruta ISO 2534.

2) La Norma ISO 2288 establece todo lo concerniente a la prueba de motores para motocicleta y tractores agrícolas.

5.2.1.1.-Potencia neta

Es la potencia obtenida en un banco de pruebas, en el cigüeñal del motor o equivalente, a la velocidad especificada por el fabricante y a plena carga. El motor debe estar ensamblado con los equipos auxiliares de producción necesarios, para su funcionamiento en una aplicación específica.

5.2.1.2.-Precisión de las mediciones

1° Par motor.- No usar el primer cuadrante del dinamómetro. La medición deberá tener una precisión dentro de $\pm 5\%$ del máximo valor de la escala.

2° Velocidad del motor.- La velocidad del motor deberá medirse preferentemente con un contador de revoluciones y un cronómetro sincronizados automáticamente. La precisión del valor medido será $\pm 0.5\%$.

3° Consumo de combustible.- La precisión será de $\pm 1\%$ para el total de instrumentos utilizados en la medición.

4° Temperatura del aire de admisión al motor.- $\pm 1^\circ\text{C}$

5° Presión barométrica.- $\pm 70 P_a$.

6° Presión en el ducto de salida de gases.- $\pm 25 P_a$

(ver nota 1 de Tabla 5.1).

5.2.1.3.-Equipos auxiliares

Durante los ensayos los equipos auxiliares serán ensamblados en el banco de ensayos, hasta donde sea posible, en la misma posición como es ensamblado en el motor.

El motor será equipado solamente con los equipos auxiliares necesarios para su servicio en el vehículo.

1° Equipos auxiliares a ser ensamblados

Están dados en la Tabla 5.1.

2° Equipos auxiliares a ser retirados

Ciertos equipos auxiliares necesarios solamente para la operación del vehículo, serán retirados para la realización del ensayo. La siguiente lista parcial es dado como ejemplo:

- compresor de aire para frenos.
- compresor de aire para suspensión neumática.
- compresor de aire para la dirección.
- sistema de aire acondicionado.

Cuando los accesorios no pueden ser retirados, la potencia absorbida por ellos sin carga, debe determinarse y agregarse a la potencia observada.

3° Equipos auxiliares para el arranque de los motores Diesel

Se consideran los siguientes casos:

Arranque eléctrico.— El generador es instalado para proveer de energía a los equipos auxiliares indispensables para la operación del motor.

Arranque no eléctrico.— Si hay algunos equipos auxiliares que operen eléctricamente y que son indispensables para el funcionamiento del motor, el generador será ensamblado para proveer de energía a éstos equipos. Sino son indispensables retirar los equipos auxiliares.

Cualquier sistema eléctrico de arranque, no debe cargar al motor.

Tabla 5.1 Equipos auxiliares a instalar en el motor para la determinación de la potencia neta

Nº	Equipos auxiliares
1	Sistema de admisión Múltiple de admisión Filtro de aire Silenciador del ruido de aspiración Sistema de emisión de gases del carter Dispositivo limitador de velocidad
2	Dispositivo de calentamiento del múltiple de admisión.
3	Sistema de escape Purificador de escape Múltiple de escape Tubos conectores ¹⁾ Silenciador ¹⁾ Tubo de salida de gases ²⁾ Freno de escape
4	Bomba de alimentación de combustible ³⁾
5	Carburador
6	Equipo de inyección de combustible (petróleo y diesel) Pre-filtro Filtro Bomba Tubos de alta presión Inyector Válvula de ingreso de aire, si es ensamblado ⁴⁾ Gobernador (si es ensamblado).
7	Equipo de refrigeración por agua Radiador ⁵⁾

N°	Equipos auxiliares
7	Continuación: Ventilador ⁶⁾⁷⁾ Concentrador de aire Bomba de agua Termostato ⁸⁾
8	Refrigeración por aire Concentrador de aire Ventilador ⁶⁾⁷⁾ Ventilador auxiliar del banco de prueba, si es necesario Dispositivo regulador de la temperatura
9	Equipo eléctrico ⁹⁾
10	Equipo de sobrealimentación (si es ensamblado) Compresor accionado directamente ó indirectamente por el motor, y/o por los gases de escape. Enfriador intermedio ¹⁰⁾ Bomba de refrigeración o ventilador (accionado por el motor) Dispositivo de control del flujo enfriador (si es ensamblado) Ventilador auxiliar del banco de pruebas, si es necesario.
11	Dispositivos anticontaminantes

Notas para la Tabla 5.1

1) Si no es posible ensamblar conforme al sistema de escape normalizado, un sistema equivalente puede ser instalado, siempre que sea aceptado por el fabricante del motor.

2) Si el freno de escape es instalado en el motor, la

válvula de estrangulación puede ser retirado o regulado para la posición de apertura total.

3) La presión de alimentación del combustible puede ser regulada, si es necesario, para obtener la presión requerida en la aplicación específica del motor (cuando es usado el sistema de "retorno de combustible")

4) La válvula de ingreso de aire es la válvula de control para el gobernador neumático de la bomba de inyección.

5) El radiador, el ventilador, el concentrador de aire, la bomba de agua y el termostato serán instalados en el banco de ensayos en la misma posición, que ellos ocupan en el vehículo.

La refrigeración del motor puede ser producido por el radiador del motor o por un circuito externo, de manera que la caída de presión a través de éste circuito sea aproximadamente igual al del sistema de refrigeración del motor. Si la persiana del radiador, es incorporada, debe estar en la posición de abierta.

6) Cuando se instala un ventilador desconectable, la potencia neta será determinado primeramente con el ventilador desconectado, luego con el ventilador conectado.

7) Cuando se ensambla un ventilador, operado eléctricamente o mecánicamente, que no puede ser instalado en el banco de prueba, la potencia absorbida por el ventilador será determinada a las mismas velocidades del motor. Esta potencia será restada de la potencia corregida, para obtener la potencia neta.

8) El termostato puede ser ensamblado en la posición de

apertura total.

9) Potencia mínima del generador: La potencia del generador será limitado a lo necesario para el funcionamiento de los equipos auxiliares, que son indispensables para la operación del motor. No cargar la batería durante los ensayos.

10) La temperatura del aire al ingreso del múltiple de admisión será la especificada por el fabricante del motor, si tal especificación es dada.

5.2.1.4.-Ajustes para los ensayos

Están dados en la siguiente tabla

Tabla 5.2 Ajuste para los ensayos

1	Ajuste del (los) carburador (es)	Todos los ajustes deben ser de acuerdo a las especificaciones de producción del fabricante, para una aplicación específica.
2	Ajuste del sistema de inyección de combustible	
3	Encendido o sincronización de la inyección	
4	Ajuste del gobernador	

5.2.1.5.-Metodología de ensayo

1° Los ensayos para la determinación de la potencia se harán a plena carga, es decir con la válvula de mariposa totalmente abierta en los motores de encendido por chispa y con la bomba de inyección ajustada para el suministro máximo de combustible en los motores diesel.

2° Los datos de performance serán obtenidos bajo

condiciones de funcionamiento normales y estables, con suministro adecuado de aire al motor. Los motores deben funcionar de conformidad con las recomendaciones del fabricante. Las cámaras de combustión de los motores de encendido por chispa pueden contener sedimentos, pero en cantidad limitada. Las condiciones de las pruebas tales como la temperatura del aire de admisión deberán ser seleccionadas, lo más próximo posible a los valores a condiciones atmosféricas estándares (ver 5.2.1.6), con la finalidad de minimizar la magnitud del factor de corrección.

3° La temperatura del aire de admisión, será medido dentro de 150 mm como máximo (en contracorriente) del punto de entrada al purificador de aire; en caso de que no se utilice purificador de aire, medir a 150mm del punto de captación del aire. El termómetro o termopar será protegido del calor radiante y situado directamente en la corriente de aire.

4° No tomar ningún dato hasta que el par motor, la velocidad y la temperatura sean mantenidos aproximadamente constantes por lo menos durante 1 minuto.

5° La velocidad del motor durante una operación de medición no deberá desviarse de la velocidad seleccionada por más de $\pm 1\%$ ó ± 10 rev/min, el que sea mayor.

6° Los datos de carga de freno observada, consumo de combustible y temperatura del aire de admisión deberán tomarse simultáneamente y en cada caso será el promedio de dos valores mantenidos estabilizados, los cuales no

no deben diferenciarse entre si en más del 2%.

7° Cuando se mida la velocidad y consumo de combustible con un contador de revoluciones y un cronómetro sincronizados automáticamente, el tiempo de medición no debe ser menor de 30 s; cuando se utilice un dispositivo de accionamiento manual el tiempo de medición no será menor de 60 s.

8° La temperatura de salida del refrigerante en motores refrigerados por líquido será controlada a $80 \pm 5^{\circ}\text{C}$ a menos que sea especificado por el fabricante.

Para motores refrigerados por aire, la temperatura en el punto especificado por el fabricante será mantenida dentro de $0/-20^{\circ}\text{C}$ del valor máximo especificado por el fabricante.

9° La temperatura del combustible al ingreso de la bomba de inyección ó del carburador será mantenida dentro de los límites establecidos por el fabricante del motor.

10° La temperatura del aceite lubricante medido en el carter de aceite ó a la salida del enfriador de aceite, si tiene, será mantenido dentro de los límites establecidos por el fabricante del motor.

11° La temperatura de los gases de escape será medido en un punto del(os) tubo(s) de escape contiguo a la(s) brida(s) de salida del(os) colector(es) de escape. Esta temperatura será mantenida dentro de los límites establecidos por el fabricante del motor.

12° El combustible para los motores Diesel no debe contener ningún aditivo suplementario para suprimir humo.

Especificación del combustible para los motores Diesel:

CEC RF-03-T-69 (ver Apéndice 2)

Especificaciones del combustible para los motores de encendido por chispa:

CEC RF-01-T-69 (ver Apéndice 2)

13°_ Registrar datos para diferentes velocidades del motor de manera que pueda definir completamente la curva de potencia entre las velocidades mínima y máxima establecidas por el fabricante.

5.2.1.6.-Factores de corrección

1°_ Definición del factor K

Es un factor por el cual la potencia observada deberá ser multiplicada para determinar la potencia del motor bajo condiciones atmosféricas estándares.

2° Condiciones atmosféricas estándares

Temperatura - 25° C (298 °K)

Presión total - 100 KPa, sin considerar la humedad.

Nota: Si la temperatura está dentro de 10 a 35°C, los efectos de la humedad en los factores de corrección pueden ser omitidos (sin embargo en algunos casos éstos efectos no pueden ser omitidos).

3° Limitaciones en el uso de la fórmula de corrección

La fórmula de corrección solamente es aplicable cuando el factor de corrección está entre 0.96 y 1.04.

Si el factor de corrección está fuera de esos límites el valor obtenido y las condiciones de ensayo (temperatura y presión) deberán registrarse en el reporte de pruebas.

Nota: Los ensayos pueden realizarse en salas de pruebas donde las condiciones atmosféricas pueden ser controladas.

4° Determinación de los factores de corrección

a) Motores de encendido por chispa (carburador ó inyección) - Factor K_a

Dentro de los límites establecidos, de 0.96 a 1.04, el factor de corrección es obtenido aplicando la fórmula:

$$K_a = \left(\frac{100}{P}\right) \left(\frac{T}{298}\right)^{0.5} \quad (5.1)$$

Donde:

T : temperatura del aire de admisión, en °K.

P : presión atmosférica total, en kPa.

La fórmula anterior es aplicada a la potencia observada, sin considerar la eficiencia mecánica del motor

b) Motores Diesel - Factor K_d

Factores de corrección para motores Diesel de 4 tiempos de aspiración natural y de 2 tiempos de barrido por uniflujo

Nota: Si bien las fórmulas dadas son recomendadas en la presente Norma, deberán ser consideradas pro-

visionales. Se están haciendo estudios para establecer fórmulas con mayor precisión, las cuales tendrán en cuenta la relación combustible/aire.

El factor de corrección el cual es solamente aplicable para la alimentación constante de combustible, es calculado por medio de la fórmula:

$$K_d = \left(\frac{100}{P}\right)^{0.65} \left(\frac{T}{298}\right)^{0.5} \quad (5.2)$$

La siguiente fórmula, es aproximadamente equivalente, también puede ser aplicado:

$$K_d = 1 + \frac{A}{100} \quad (5.3)$$

$$\text{donde } A = 0.65(100 - P) + 0.17(T - 298) \quad (5.4)$$

Si el factor de corrección es mayor a 1.04 ó menor de 0.96 y la entrega de combustible, medido durante los ensayos es menor 50 mm^3 por embolada y litro o mayor de 75 mm^3 por embolada y litro, la corrección se hará usando el factor K_d ; pero los valores del factor de corrección K_d , presión y temperatura atmosférica y la entrega de combustible en mm^3 por embolada y litro, deberán ser registrados en el reporte de pruebas.

Factores de corrección para motores Diesel sobrealimentados

Motores sobrealimentados por turbocompresor

Se aplicará un factor de corrección igual a 1 cuando la densidad del aire ambiental no varía

mas de $\pm 5\%$ con respecto a la densidad bajo condiciones atmosféricas estándares (25°C , 100 KPa).

Cuando la densidad del aire, está fuera de estos límites no corregir el resultado, pero las condiciones atmosféricas deberán ser registradas en el reporte de pruebas.

Motores sobrealimentados mecánicamente

El factor de corrección para los motores sobrealimentados mecánicamente, será determinado por medio de la fórmula (5.2), a condición de que la siguiente relación (fórmula 5.5) se encuentre dentro de los límites de entrega de combustible establecido para los motores de aspiración natural, cuyo valor es de 50 a 75 mm^3 por embolada y litro.

$$\frac{\text{combustible entregado}}{\text{cilindrada}} (P_2/P_1) (T_2/T_1) \quad (5.5)$$

donde:

P_1 : es la presión atmosférica.

P_2 : es la presión en el múltiple de admisión.

T_1 : es la temperatura atmosférica, $^{\circ}\text{K}$.

T_2 : es la temperatura en el múltiple de admisión, $^{\circ}\text{K}$.

5.2.1.7.-Medición del valor de humo

El valor de humo será medido y registrado para cada régimen del motor. El opacímetro deberá cumplir con los requisitos establecidos en ISO 3173.

5.2.1.8.-Reporte de Pruebas

1° Datos del motor

Motores reciprocantes

Marca :..... Tipo:..... N° de serie:
 Diámetro cilindro:... Carrera: .. Cilindrada unitaria:...
 N° de cilindros:..... Disposición de los cilindros:.....
 Cilindrada total:.... Encendido: chispa ó compresión
 orden de encendido:....
 Relación de compresión:..... Ciclo: 2 ó 4 tiempos
 Sobrealimentador:..... Marca:..... Tipo:... N° serie:...

Motor de pistón rotatorio

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Epitrocoidal o hipotrocoidal
 N° de rotores:..... Encendido: Chispa ó compresión
 orden de encendido:.....
 Relación de compresión:..... Ciclo: 2 ó 4 tiempos
 Sobrealimentador:..... Marca:..... Tipo:... N° serie:.....

2° Alimentación de combustible

Bomba:..... Marca:..... Tipo:... N° serie:.....
 Pre filtro: sí ó no Filtro: sí ó no

3° Carburador

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Número:..... Especificaciones detalladas:.....

4° Bombas de inyección ó dispositivos

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Sincronización estática:..... Dispositivo de avance:..
 Código de ajuste del fabricante del motor:.....

5° Inyector

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Presión de ajuste:..... Tubos de inyección de
 alta presión:longitud.....
 Diam.Int.....

6° Gobernador

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Velocidad de corte con carga:..... rev/min
 (velocidad en que empieza a trabajar el gobernador)
 Máxima velocidad sin carga:..... rev/min

7° Distribuidor de encendido

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Sincronización estática:..... Dispositivo de avance:...
 Sincronizado a..... rev/min:..... (como es espe-
 cificada por el fabricante)
 Rango máximo del dispositivo de avance:.....
 Luz de contacto del distribuidor:.....

8° Bujías

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Cantidad por cilindro:..... Luz del electrodo:....

9° Bobina de encendido

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....
 Número:.....

10° Calentador de arranque

Marca:..... Tipo:.....

serie:..... Número:.....

11° Sistema de admisión

Múltiple de admisión:..... Descripción:.....

Filtro de aire:.... Marca:..... Tipo:.... N° serie:...

Silenciador de admisión: Marca:... Tipo:... N° serie:...

Máxima caída de presión en la admisión a pleno flujo, recomendado por el fabricante:..... KP_a (mbar)

12° Mecanismo de válvula

Tipo de mecanismo de válvula:..... Breve descripción:...

Sincronización de la válvula:..... Luz de válvula.....

(frío ó caliente)

13° Sistema de control de emisión de gases del carter

Breve descripción:.....

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....

14° Dispositivo de calentamiento de la admisión

Tipo:..... Breve descripción:.....

15° Sistema de escape

Tubos y otros componentes: estándar ó no

Breve descripción si no tiene:.....

Freno de escape:... Marca:..... Tipo:..... N° serie:...

Silenciador:..... Marca:..... Tipo:..... N° serie:...

16° Sistema de refrigeración

Por líquido

Naturaleza del líquido:.....

Bomba de circulación:... Marca:..... Tipo:.....

N° serie:..... Relación transmisión de la bomba:...

Termostato:... Marca:... Tipo:... N° serie:... Ajuste:...

Radiador:..... Marca:.....Tipo:... N° serie:.....

Válvula reguladora de presión: Marca:.....

 Tipo:.... Presión de ajuste:.....

Ventilador: Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....

Sistema de accionamiento del ventilador:.....

 Relación de transmisión:.....

Concentrador de aire: sí ó no

Por aire

Ventilador: Marca:..... Tipo:..... N° serie:...

 Relación de transmisión:.....

Ducto de entrada de aire : sí ó no

Ventilador auxiliar del banco de prueba: sí ó no

Sistema regulador de temperatura: sí ó no

 Breve descripción:.....

17° Enfriador de aceite sí ó no

Marca:..... Tipo:..... N° serie:.....

18° Equipo eléctrico

Generador ó alternador:... Marca:..... Tipo:.....

 N° serie:.....

19° Sistemas anticontaminantes (breve descripción):.....

.....

20° Otros equipos para los ensayos

(enumerar, con breve descripción si es necesario)

.....

21° Condiciones de los ensayos

Presión barométrica:..... KPa (mbar)

Humedad relativa:..... % (para información)

Temperatura en el laboratorio de

pruebas :..... °C (para información)

Temperatura del líquido de enfriamiento

especificada por el fabricante:..... °C

Rango de temperatura de aceite especi-

ficada por el fabricante:..... °C min.....°C max

Rango de temperatura del combustible especifi-

cado por el fabricante en la entrada del car-

burador o de la bomba de inyección:..... °C

Temperatura de los gases de escape (medido en

un punto del(os) tubo(s) de escape adyacen-

te la(s) brida(s) de salida del(os) múltiple

(s) de escape recomendada por el fabricante:..... °C

Velocidad en vacío:..... rev/min (para información)

Sistema de extracción de los gases de

escape del laboratorio

Sobre-presión ó máxima depresión:.. +...Pa, a plena carga

Dinamómetro: Marca:..... Tipo:..... N° serie:...

Constante:.....

Aparato de medición del consumo de combustible:

gravimétrico ó

volumétrico

Aparato de medición de la opacidad de humo (Diesel):

Marca:..... Tipo:.....

Punto de medición:.....

22° Combustibles y lubricantes

Combustible líquido

Marca:..... Tipo:..... N° de octano RON:.....

N° de cetano:.....

Destilación: Temperatura a la cual el volumen destilado es igual a : 10%... 50%... 90%...

punto final de destilación.....

Densidad:..... g/cm³ a°C

Poder calorífico bajo:..... KJ/kg

Otros combustibles: Características:.....

Lubricante: Marca:... Tipo:.... Viscosidad SAE:.....

23° Resultados

Potencia neta máxima:..... KW a rev/min

Par neto máximo:..... Nm a rev/min

Consumo específico de combustible

a potencia neta máxima:.... g/kWh

- a par neto máximo:..... g/kWh

240 Informe de los resultados (potencia neta)

Las curvas características de potencia y par corregido, del consumo específico de combustible y el valor del humo de escape deben ser graficados en función de la velocidad del motor.

Velocidad del motor	Par motor observado	Potencia observada	Condiciones de ensayo		Factor de correccion	Par motor corregido
			Presion barometrica	Temperatura atmosferica		
rev/min	Nm	KW	KPa.	oC		Nm

Potencia corregida	Consumo específico de combustible ¹⁾	Entrega de combustible ²⁾	Temperatura de salida del refrigerador del motor	Temperatura de aceite lubricante	Temperatura de los gases de escape	Valor de humo observado
KW	g/KWh	mm ³ /embolada	oC	oC	oC	

1) Motores de encendido por chispa: sin correccion de potencia. Motores de encendido por compresion: con correccion de potencia.

2) Para motores Diesel.

Para motores sobrealimentados agregar las siguientes columnas:

aire de admisión			
Temperatura		Presión	
después del compresor	después del enfriador	después del compresor	después del enfriador
°C	°C	KPa	KPa

5.2.1.9.-Unidades

Masa	: gramo (g)
Potencia	: Kilovatio (KW)
Par motor	: Neutimetro (N.m)
Volumen de combustible inyectado	: milímetro cúbico (mm ³)

Indicación de potencia neta

Anotar "potencia neta" junto a la sigla "ISO"

Ejemplo:

Potencia neta ISO:.....KW a:.....rev/min(medido de acuerdo a la Norma Internacional ISO 1585).

Indicación de par motor neto

Escribir "par motor neto" junto a la sigla "ISO"

Ejemplo:

Par motor neto ISO:.....Nm a:.....rev/min
(medido de acuerdo a la Norma Internacional ISO 1585).

Indicación de consumo específico de combustible

Mencionar "potencia neta ISO" entre paréntesis después de "consumo específico de combustible"

Ejemplo:

consumo específico de combustible ISO (potencia neta - Norma Internacional ISO 1585): g/KWh

5.2.2.-Norma BS AU 141a : 1971

La presente Norma Británica se aplica a los motores de encendido por compresión (Diesel) para la propulsión de vehículos, para uso en carreteras.

Específica el procedimiento de ensayo, los equipos auxiliares a ser ensamblados en el motor para determinar la potencia y el nivel de humo de los gases de escape. Se incluye una prueba tipo de 100 horas y tolerancia sobre la performance y límites de opacidad de humos de escape.

Las performances de un motor varían con:

- (1) las condiciones atmosféricas.
- (2) procedimientos de ensayo.
- (3) la regulación y ajustes del motor.

Item (3) será en concordancia con las recomendaciones del fabricante, de acuerdo al servicio que va a prestar.

5.2.2.1.-Definiciones fundamentales

1º Contrapresión en el escape

Es la altura de presión media estática en el tubo de escape de la instalación del banco de pruebas, medido en un punto del tubo, contiguo a la brida de salida del múlt-

tiple de escape del motor ó del turbocompresor de acuerdo a lo establecido por BS 1042.

2° Caída de presión en la admisión

La caída de presión en el sistema de admisión de aire, será medido en un punto del tubo conector, contiguo a la brida de entrada del múltiple de admisión o en el turbo de acuerdo a lo establecido por BS 1042.

3° Temperatura del aire de admisión

La temperatura del aire de admisión será medido dentro de 150 mm del punto de ingreso al purificador de aire o del sistema de admisión con un termómetro protegido del calor radiante. Se harán mediciones en un número suficiente de puntos, para obtener una temperatura promedio.

4° Lectura Observada

Lectura o medición registrada durante los ensayos.

5° Lectura corregida

Lectura observada modificada por los factores de corrección apropiados.

6° Temperaturas de combustible

Son medidas:

- al ingreso de la bomba de inyección.

en el dispositivo de medición del consumo de combustible.

5.2.2.2.-Potencia

1° La potencia, especificada por el fabricante, será presentada en forma de curvas a varias velocidades, obtenida bajo condiciones atmosféricas estándares estableci-

das en 5.2.2.3 . La potencia será seleccionada por el fabricante, de modo que con mantenimiento adecuado, tenga una duración satisfactoria.

2° La opacidad de los gases de escape, deberá estar dentro de los límites especificados en 5.2.2.5 y el Apéndice 3.

3° Se obtendrá diferentes valores de potencia, según el número y tipo de equipos auxiliares ensamblados en el motor.

4° La potencia obtenida bajo condiciones atmosféricas estándares dados en 5.2.2.3. corregida si es necesario según 5.2.2.6, será determinado, según sea potencia bruta o potencia instalada.

Potencia bruta

Es la potencia obtenida en un banco de pruebas a la velocidad especificada por el fabricante, cuando está ensamblado con los equipos auxiliares dados en la Tabla 5.3

Potencia instalada

Es la potencia obtenida en un banco de pruebas a la velocidad especificada por el fabricante, cuando está ensamblado con los equipos auxiliares dados en la Tabla 5.3 los cuales son requeridos para su funcionamiento en el vehículo.

5.2.2.3.-Condiciones estándares para los ensayos

1° Presión barométrica media: 101.3 KP_a (760 mmHg)

2° Humedad: Para la corrección de los resultados, los cambios de humedad son despreciados, porque tienen

efectos no significantes en el factor de corrección.

3° Temperatura atmosférica: 20°C, densidad del aire seco: 1.206 Kg/m³.

4° Depresión del aire de admisión: A plena carga y a la potencia máxima especificada por el fabricante, estará dentro de ± 5 mmH₂O de la máxima depresión especificada por el fabricante del motor, con filtro de aire limpio, si es ensamblado.

5° Contrapresión en el sistema de escape del banco de prueba: A plena carga y a la potencia máxima especificada por el fabricante, estará dentro de $+ 5$ mmH_g de la máxima contrapresión especificada por el fabricante del motor.

6° Combustible: Según BS 2869, clase A1 ó A2. Poder calorífico del combustible clase A1 : 42,800 KJ/Kg (18,400 BTU/lb) (ver Apéndice 3).

En caso de discrepancias sobre la especificación para el combustible considerar:

C E C Reference fuel ERF-D1 (ver Apéndice 3)

7° Sistema de alimentación de combustible: La altura de succión de la bomba de alimentación de combustible, cuando ésta es ensamblado, no deberá ser mayor de 2m.

8° Equipo de inyección de combustible: Ajustar antes de las pruebas conforme a las especificaciones de ajuste del fabricante del motor.

9° Gobernador: Ajustar durante la operación preliminar al ajuste especificado por el fabricante del motor.

10° Sistema de lubricación: Es el sistema estable-

cido por el fabricante del motor con refrigeración adicional (enfriador de aceite), si es necesario.

Tabla 5.3. Equipos auxiliares a ensamblar en el motor

Componente	Para potencia bruta	Para potencia instalada
Filtro de aire	Opcional, ver 4° de 5.2.2.3	filtro limpio, tipo vehicular ó con caída de presión equivalente al de tipo vehicular
sistema de escape	del banco de ensayo, ver 5° de 5.2.2.3	tipo vehicular o contrapresión equivalente al de tipo vehicular
Generador eléctrico, bomba hidráulica, compresor, bomba de vacío y otros equipos	si es requerido para la operación del motor, pero regulado para funcionar a mínima potencia	sistema vehicular regulado para operar a mínima potencia.
Sistema de refrigeración (1) motores refrigerados por líquido: radiador, ventilador y concentrador de aire	omitido	tipo vehicular con refrigeración adicional, si es necesario, ver notas 1) 2).
(2) motores refrigerados por aire: ventiladores y bombas refrigerantes	incluido, con refrigeración adicional, si es necesario	incluido, con refrigeración adicional, si es necesario.

continuación (3) ventilador auxiliar del banco de ensayo	si es requerido	si es requerido
Equipo de sobrealimentación (si es ensamblado) Sobrealimentador accionado directa o indirectamente por el motor y/o los gases de escape	incluido ver nota 3)	incluido ver nota 3)
Enfriador intermedio, si es ensamblado	incluido ver notas 3) y 4)	incluido ver nota 3)
Bomba refrigerante o ventilador (accionado por el motor), si es ensamblado	incluido	incluido
Dispositivo regulador del fluido enfriador, si es ensamblado	incluido ver nota 4)	incluido

Notas para la Tabla 5.3

1) El radiador, el ventilador, el concentrador de aire, la bomba de agua y el termostato serán instalados en el banco de ensayo en la misma posición que ocupan en el vehículo. La circulación del líquido de refrigeración se

hará solamente con la bomba de agua del motor. Si la persiana del radiador es instalada, debe estar en la posición de apertura total.

La refrigeración del motor puede ser producido por el radiador del motor, o por un circuito externo, siempre que la pérdida de presión en este circuito sea aproximadamente igual al del sistema de refrigeración del motor.

Cuando se ensambla un ventilador, operado eléctricamente o mecánicamente y que no puede ser instalado en el banco de ensayo, la potencia absorbida por el ventilador será determinado a las mismas velocidades del motor. Esta potencia será restada de la potencia corregida, para obtener la potencia instalada.

2) Cuando se utiliza un ventilador desconectable, la potencia instalada será determinada primero con el ventilador desconectado, luego con el ventilador conectado. La potencia obtenida con el ventilador conectado será usado en la determinación de la potencia instalada.

3) La temperatura del aire al ingreso del múltiple de admisión será la especificada por el fabricante del motor, si tal especificación es dada.

4) El enfriador intermedio y el dispositivo regulador del fluido enfriador puede ser reemplazado por uno alternativo, de manera que la pérdida de presión, y la temperatura al ingreso del múltiple de admisión, sean mantenidos dentro de los límites especificados por el fabricante del motor.

5.2.2.4.-Unidades y precisión de las mediciones

1° Carga del freno, N: + 0.5% de la máxima lectura de prueba.

2° Par motor, Nm: + 0.5% del máximo valor.

3° Velocidad del motor, rev/min: + 1% de la máxima lectura de prueba.

4° Potencia, KW: + 1.5% del máximo valor.

5° Consumo específico del combustible, g/KWh: + 2% a plena carga.

6° Temperatura, °C: menor de 150°C - + 1°C

mayor de 150°C - + 5°C

7° Presión barométrica KN/m^2 (mmHg) : + 0.1 KN/m^2 (± 0.5 mmHg).

8° Presiones menores de la atmosférica, mmH_2O :
+ 2,5 mmH_2O

9° Presiones superiores a la atmosférica, KN/m^2 :
+ 1.5% de la máxima lectura de prueba.

Para la determinación del consumo específico de combustible, medir simultáneamente la cantidad de combustible y el número de revoluciones del motor. Cuando el combustible es medido en volumen, la temperatura del combustible, será medido en el dispositivo de medición de consumo de combustible.

5.2.2.5.-Prueba tipo

La prueba tipo evalúa las performances del motor, durante 100 h, para luego emitir un certificado de prueba (ver Apéndice 3, SPECIMEN TYPE TEST CERTIFICATE). Los da-

tos del motor serán presentados así como se muestra en el Apéndice 3, (BS AU 141 Data Sheet N°1).

Para obtener la potencia bruta el motor deberá ser ensamblado con los equipos auxiliares requeridos, dados en la tabla 5.3.

1° Preparación del motor

El motor deberá ser funcionado inicialmente por el fabricante, quien hará los ajustes necesarios antes de ser propuesto para la prueba tipo.

2° Prueba inicial

Se evaluará las curvas de performance versus la velocidad, con el motor a plena carga, desde la máxima velocidad de régimen, hasta el 45% de esta velocidad ó 1000 rev/min, el que sea mayor. Las lecturas deberán ser tomadas a 6 velocidades aproximadamente equiespaciadas como mínimo.

Las condiciones de ensayo serán presentadas tal como lo muestra el Apéndice 3, (BS AU 141a Data Sheet N°3).

La potencia, el par motor, el consumo específico de combustible y la opacidad de los gases de escape, todos corregidos, tal como se explica en 5.2.2.6, serán presentadas en tablas y graficadas en función de la velocidad del motor, como se indica en el Apéndice 3, (BS AU 141a Data Sheets N°s 2 and 4).

La potencia corregida a la velocidad de régimen y el par motor máximo corregido a la velocidad especificada, no deben ser menor del 95%, respecto a los valores especificados.

La opacidad corregida de los gases de escape no debe exceder los valores dados en el Apéndice 3, EXHAUST SMOKE CONTROL.

3° Prueba de 100 h

La prueba de 100 h deberá consistir de periodos de 10h de duración cada uno, con no menos de 2h de parada entre periodos consecutivos.

Cada periodo consistirá a su vez de 5 ciclos y cada ciclo se hará de acuerdo al siguiente programa:

(1) 50 min a 3/4 de carga, a la máxima velocidad especificada¹⁾.

(2) 45 min a plena carga, a la velocidad correspondiente al par motor máximo.

(3) 5 min en **vacio**.

(4) 20 min a plena carga a la máxima velocidad especificada²⁾.

El aceite lubricante será el especificado por el fabricante del motor.

La temperatura del aceite lubricante, del combustible y del agua de refrigeración será mantenida dentro de ± 5 °C del valor especificado por el fabricante del motor.

1) Al comienzo de cada periodo de 10h, se puede hacer funcionar el motor hasta un máximo de 15 min; para su calentamiento.

2) El ajuste de la velocidad de gobernación puede ser incrementado para obtener estabilidad a la máxima velocidad de régimen.

Durante las pruebas se permite hasta dos interrupciones como máximo, para corregir defectos, pero éstos serán registrados en el certificado de Pruebas (ver Apéndice 3, SPECIMEN TYPE TEST CERTIFICATE).

La potencia y par motor corregidos y graficados, no deben ser menores en más de 5% debajo de los valores obtenidos en la prueba inicial para más de dos lecturas consecutivas.

El consumo específico de combustible corregido, graficado, no será mayor en más de 5% respecto a los valores obtenidos en la Prueba inicial para más de dos lecturas consecutivas.

La opacidad de los gases de escape corregido, graficado, no deberá exceder los valores dados en el Apéndice 3 (EXHAUST SMOKE CONTROL) para más de dos lecturas consecutivas.

4° Prueba final

En la prueba final se obtendrá las curvas de performance versus la velocidad, con el motor a plena carga, desde la máxima velocidad de régimen hasta el 45% de esta velocidad ó 1000 rev/min, el que sea mayor, con lecturas tomadas a 6 velocidades aproximadamente equiespaciadas como mínimo.

La potencia, el par motor, el consumo específico de combustible, la opacidad de los gases de escape, todos corregidos, serán presentados en tablas y gráficos, como se muestra en el Apéndice 3 (Data Sheets N°s 2 and 4).

La potencia y par motor corregidos, en ningún punto

de la curva será menor en más de 5%, respecto a los valores obtenidos en la prueba inicial.

El consumo específico de combustible corregido, no debe incrementarse en ningún punto de la curva en más de 5% respecto a los valores obtenidos en la Prueba inicial.

La opacidad corregida de los gases de escape no debe exceder en ningún punto de la curva, los valores dados en el Apéndice 3 (EXHAUST SMOKE CONTROL).

5.2.2.6.-Corrección de los resultados

Cuando no es posible realizar los ensayos según las condiciones estándares dadas en 5.2.2.3, es necesario hacer la corrección de los valores observados, para establecer una base común de comparación.

1° Corrección de potencia y par motor

Para motores de aspiración natural de cuatro tiempos los factores de corrección se obtienen en la Fig. 5.1.

$$\begin{aligned} \text{Potencia corregida} &= \text{potencia observada} \times \\ &\quad \text{factor de corrección} \end{aligned} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \text{Par corregido} &= \text{par observado} \times \\ &\quad \text{factor de corrección} \end{aligned} \quad (5.7)$$

2° Corrección de la opacidad de los gases de escape

Para opacímetros Hartridge (ver Apéndice 3, INFORMATION ON AN EXISTING OPACIMETER) para una columna de gases de escape de 0,43 m, los factores de corrección, para los motores de aspiración natural de cuatro tiempos, están dados en la Fig. 5.2.

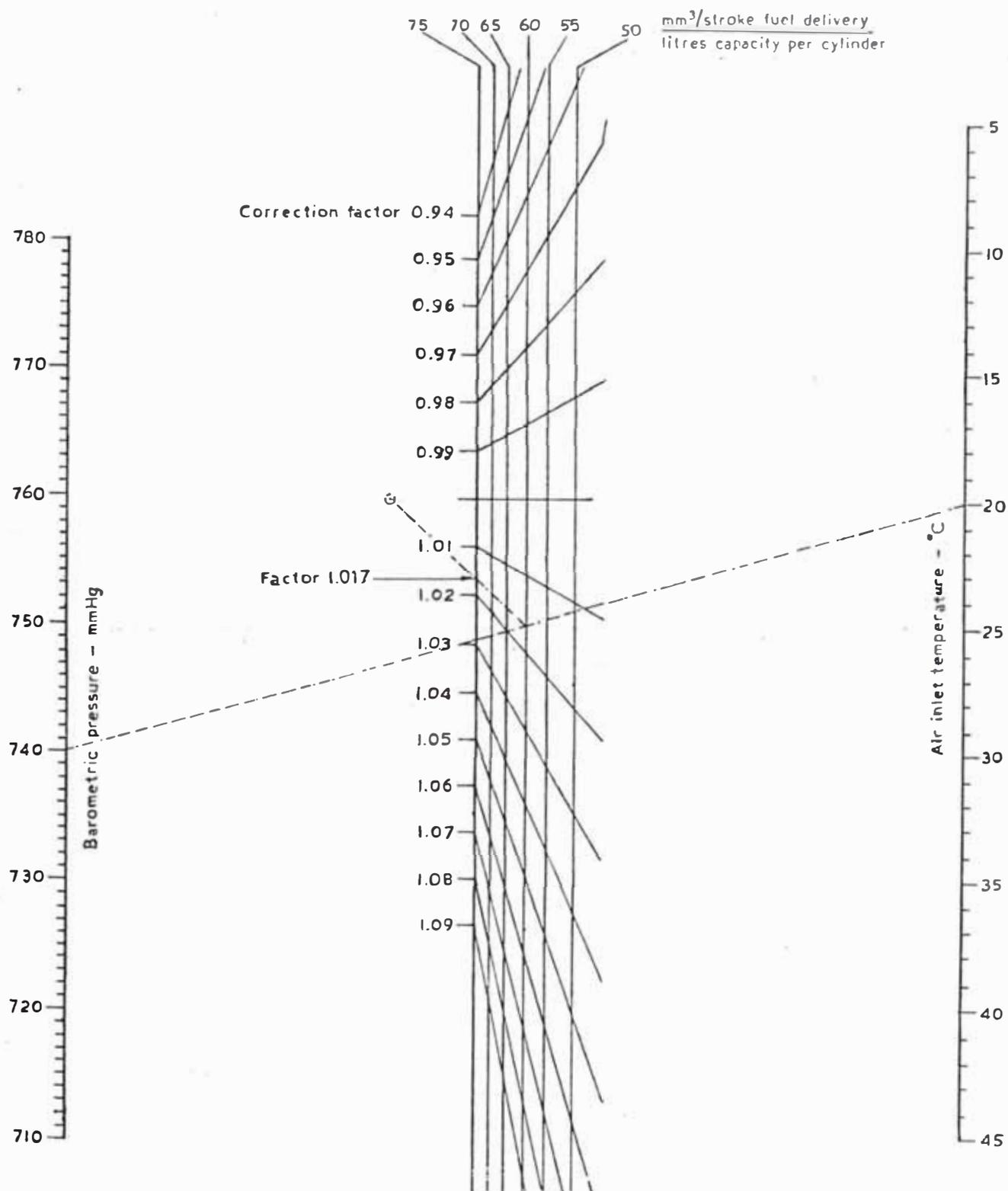


Fig. 5.1 Factores de corrección para potencia y par, motores de aspiración natural de cuatro tiempos de 1.6 a 8.3 litros de cilindrada total.

BS AU 141a : 1971

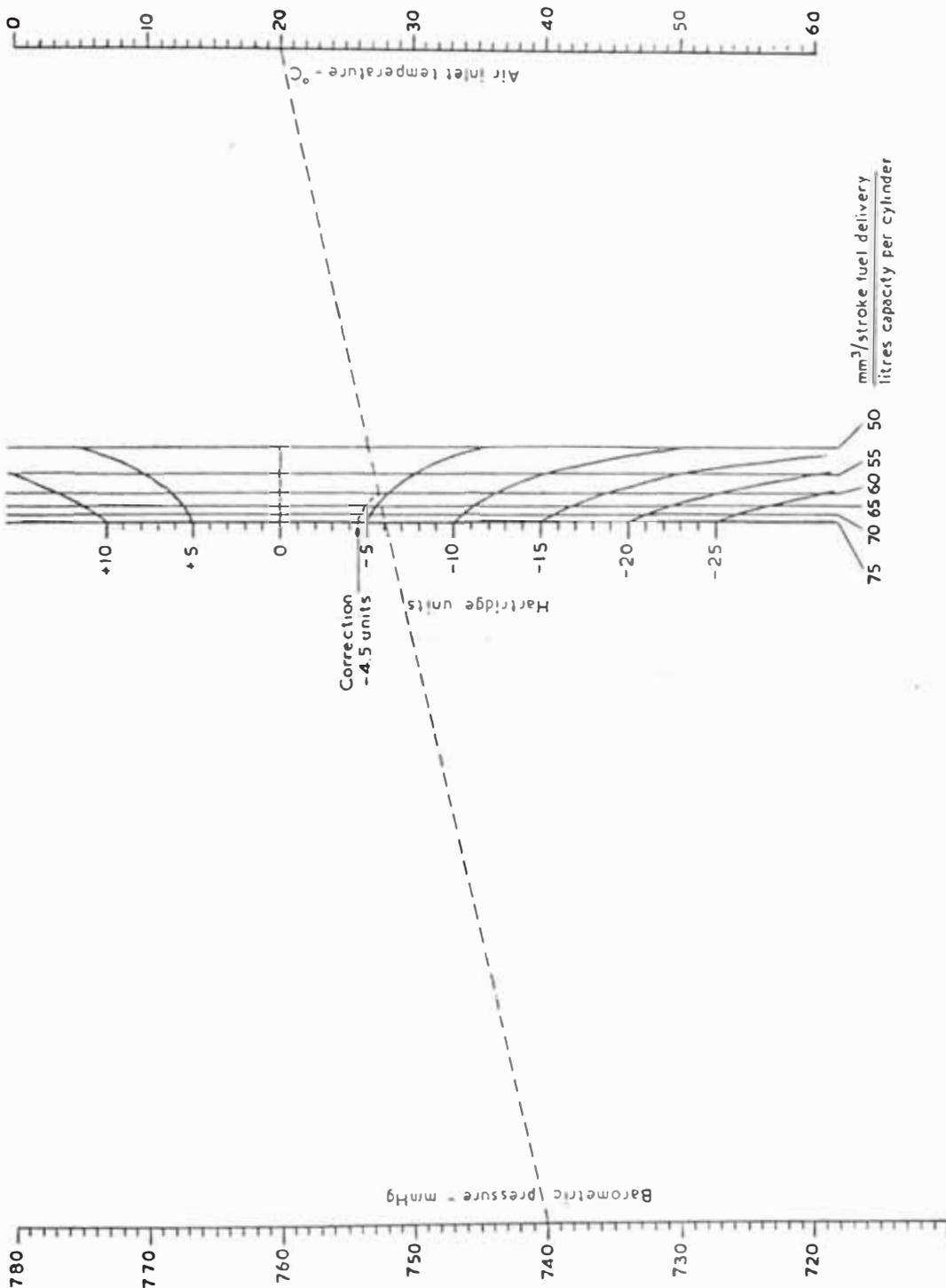


Fig. 5.2 Factores de correccion para la densidad de humos en unidades Hartridge, para motores de aspiracion natural de cuatro tiempos de 1.6 a 8.3 litros de cilindrada total.

$$\text{Opacidad corregida} - \text{Opacidad observada} + \frac{\text{Opacidad de corrección}}{\text{Opacidad de corrección}} \quad (5.8)$$

Cuando la opacidad es menor de 20 ó mayor de 80 unidades de humo Hartridge no se aplicará la fórmula de corrección, pero los valores observados deberán ser registrados en el reporte de pruebas. Para una columna de gas de 0,43 m de longitud, 80 unidades de humo Hartridge representa un coeficiente de absorción de $3,75 \text{ m}^{-1}$ y 20 unidades de humo Hartridge tiene un valor de $0,52 \text{ m}^{-1}$.

3° Corrección del consumo de combustible

$$\text{combustible corregido} = \frac{A \cdot B}{42800 \cdot C} \text{ g/KWh} \quad (5.9)$$

Donde:

A: Consumo de combustible observado, en g/h.

B: poder calorífico del combustible, en KJ/Kg.

C: potencia corregida, en KW.

5.2.3. - Normas utilizadas por Perkins

	POTENCIA BRUTA				POTENCIA NETA DIN	
	BS	SAE	POTENCIA CONTINUA		VEHICULAR/ AGRICOLA	INDUSTRIAL
			BS 649:	BS 5514		
	BSAU 141a:	SAE J270	BS 649:	BS 5514		
	1971	1.3.4	1958	Part 1: 1977	DIN 70020	DIN 6270 A DIN 6270 B
Presion barometrica total	KPa	99.5	99.9	100	101.3	98.1
	mm Hg	746	749	750	760	736
	Pulg Hg	29.38	29.50	29.53	29.92	29.00
Presion de vapor	KPa	1.3	2.0	2.1	—	1.3
	mm Hg	10	15	16	—	10
	pulg Hg	0.4	0.6	0.63	—	0.4
Temperatura atmosferica	°C	29.4	29.4	27	20	20
	°F	85	85	80.6	68	68
Tolerancia sobre la potencia	%	+0, -5	+5, -0	+5, -0	+5, -5	A = +5, -0 B = +0, -5

NOTAS:

Las siguientes condiciones (no establecidas en las Normas) especificadas por Perkins son las siguientes:

a) Máxima restricción en la admisión**1° En motores de aspiración natural**

(medido al ingreso del múltiple de admisión)

305 mm (12 pulg) H₂O

2° En motores turboalimentados

(medido al ingreso del turbocompresor)

- Motores tipo T6.3544

510 mm (20 pulg) H₂O, 5 KPa

- Motores tipo TV8.640

610 mm (24 pulg) H₂O, 6 KPa

b) Máxima contrapresión en el escape**1° En motores de aspiración natural**

(medido a una distancia no mayor a 305mm de la sección de salida del múltiple de escape)

76 mm (3 pulg) H_g

2° En motores turboalimentados

(medido a una distancia no mayor a 305mm de la sección de salida del turbocompresor).

76 mm (3 pulg) H_g

c) Temperatura del combustible**1° Para motores en línea**

- Con bomba de inyección CAV-DPA

(medido en la bomba)

54°C (130°F)

- Con bomba de inyección Bosch
(medido a la salida de la bomba)
55°C (131°F)

2° Para motores V8 con bomba de inyección en línea

- Con bomba de inyección CAV/Simms
(medido a la salida de la bomba)
35°C (95°F)

- Con Bomba de inyección Bosch
aún no especificado

3° Para motores V8 con bombas de inyección rotativa
(medido a la salida de la bomba)

55°C (131°F)

b) SAE J270 no define el rango de tolerancia. Perkins usa +0/-5% para mantener la potencia SAE J270 hasta donde sea posible muy próximo con la potencia BS AU 141a : 1971.

c) Los motores certificados por BS AU 141a : 1971 cumple estrictamente con los límites de nivel de humo, el cual es parte inherente de la Norma.

5.3.-BANCO PARA ENSAYO DE MOTORES

Describiremos brevemente los frenos dinamométricos y la instrumentación.

5.3.1.-Frenos dinamométricos

Los frenos dinamométricos sirven para medir la potencia efectiva al freno y el par torsional de los motores, a la salida del cigüeñal y pueden clasificarse en:

- Frenos mecánicos.
- Frenos hidráulicos.
- Frenos eléctricos.
- Frenos de aire.

5.3.1.1.-Frenos mecánicos

Freno Prony

Es el medidor de potencia más sencillo. Como se puede apreciar en la Fig. 5.3 consiste especialmente en dos zapatas, que abrazan el volante del motor.

En la zapata A se prolonga un brazo C, en cuyo extremo se cuelga un platillo D, donde se colocan pesas. En el otro extremo del brazo de palanca se coloca un contrapeso W_1 que permite poner el aparato en equilibrio antes de iniciar el ensayo.

Puesto en marcha el motor en el sentido que se indica con una flecha, tenderá a arrastrar en su movimiento de rotación en el mismo sentido, a la palanca C. Este mo-

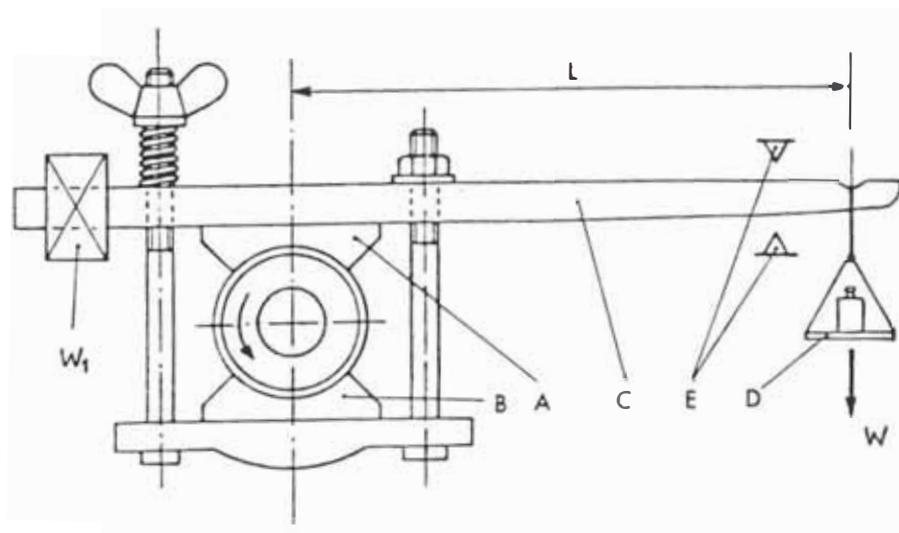


Fig. 5.3 Freno Prony.

vimiento queda limitado por el tope E. Una vez que el motor marcha a la velocidad deseada, se colocan pesas en el platillo D, hasta que la palanca vuelva a su posición de equilibrio.

El producto WL se denomina par motor.

La potencia desarrollada por el motor se calcula con la siguiente fórmula:

$$N_e = \frac{WLn}{716} \text{ CV} \quad (5.10)$$

Donde:

W: es la fuerza aplicada al brazo del freno, Kgf.

n: es la velocidad del motor, rev/min.

L: es la longitud del brazo de palanca, m.

5.3.1.2.-Frenos hidráulicos

El dinamómetro hidráulico fue introducido en 1877 por William Froude.

En el freno hidráulico la fricción de un fluido sustituye a la fricción entre sólidos. Se compone esencialmente de un rotor y de un estator.

El freno más conocido es el denominado freno Froude.

A continuación se hace en breve análisis de los frenos hidráulicos Froude de las series DPX y G.

1º Frenos hidráulicos Froude de la serie DPX

El principio de funcionamiento del freno Froude DPX (ver Fig. 5.4) es similar al freno Prony. La resistencia que el agua opone a la rotación del rotor reacciona sobre el estator produciendo un par igual al par motor; este

par se mide por medio de una balanza aplicada en el extremo del brazo que lleva el estator.

La potencia lo calculamos con la siguiente fórmula:

$$N_e = \frac{2\pi WLn}{1100} \quad cv \quad (5.11)$$

Donde:

W: es la fuerza aplicada al brazo del freno, Kgf.

n: es la velocidad del motor, rev/min.

L: es la longitud del brazo de palanca, m.

La fórmula anterior queda:

$$N_e = \frac{Wn}{K} \quad cv \quad (5.12)$$

donde $K = \frac{4500}{2\pi R}$ es constante para cada freno, ya que

el valor de R es conocido.

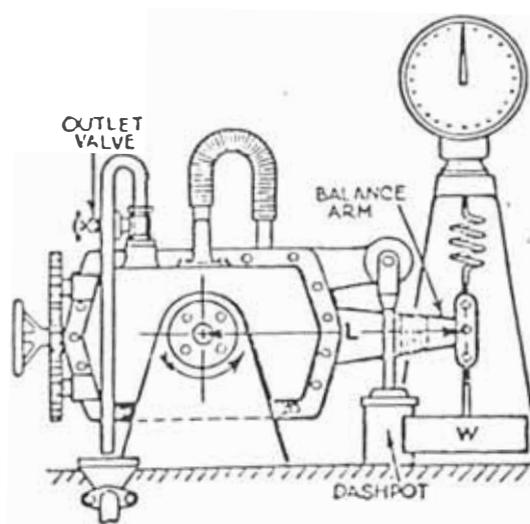


Fig. 5.4 Esquema del freno dinámico hidráulico Froude de la serie DPX.

La capacidad máxima de los frenos hidráulicos Froude de la serie DPX se mencionan a continuación:

Tipo	Máxima potencia de absorción		Rango de velocidad para máxima potencia rev/min
	bhp	kW	
DPX0	60	45	6,000/10,000
DPX1	100	75	5,000/ 9,000
DPX2	150	112	4,000/ 7,500
DPX3	225	168	2,800/ 6,000
DPX4	350	260	2,000/ 5,000

La constante K para los frenos dinamométricos hidráulicos Froude tipos DPX2 y DPX4 son 4500 y 1100 respectivamente, por lo tanto la fórmula para el cálculo de la potencia queda:

$$\text{Freno Froude DPX2 : } N_e = \frac{W n^1}{4500} \text{ cv} \quad (5.13)$$

$$\text{Freno Froude DPX4 : } N_e = \frac{W n^1}{1100} \text{ cv} \quad (5.14)$$

En la siguiente página se muestra las características del freno dinamométrico hidráulico Froude tipo DPX4.

1) Estas fórmulas aparecen estampados en la placa del freno respectivo.

2° Frenos hidráulicos Froude de la serie G

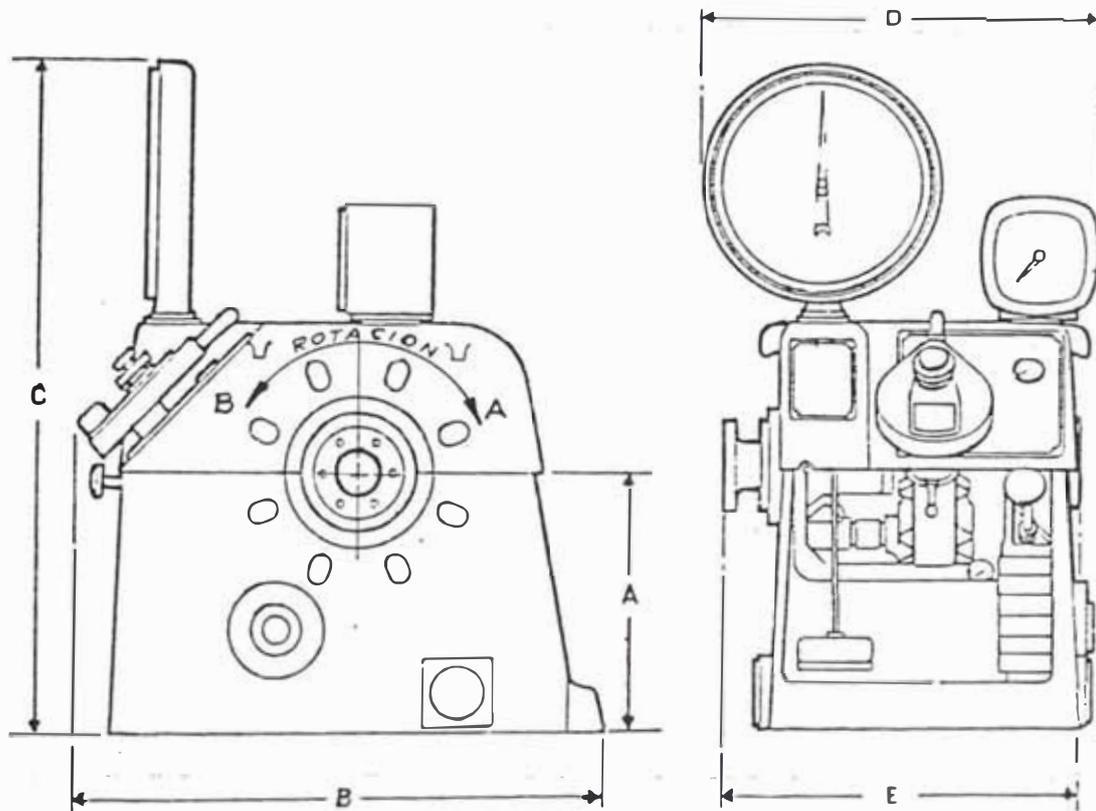


Fig. 5.6 Esquema del freno dinámico hidráulico Froude de la serie G.

A continuación detallamos algunos datos de los frenos hidráulicos Froude de la serie G.

Tipo	Dimensiones, mm					Datos aproximados	
	A	B	C	D	E	Peso Kg	Volumen m ³
G3-2 GB 3-2	457	940	1170	687	616	630	1,3
G4-2 GB 4-2	457	940	1170	687	616	630	1,3
G5-1 GB 5-1	559	1194	1436	991	844	795	2,38

El cálculo de la potencia se hace con las siguientes fórmulas:

$$\text{Freno Froude G3: } N_e = \frac{W n^1)}{600} \text{ cv} \quad (5.15)$$

$$\text{Freno Froude G4: } N_e = \frac{W n^1)}{200} \text{ cv} \quad (5.16)$$

$$\text{Freno Froude G5: } N_e = \frac{W n^1)}{100} \text{ cv} \quad (5.17)$$

Siendo:

W: es la fuerza aplicada al brazo del freno,
lbf.

n: velocidad del motor, rev/min.

En la figura 5.7 se muestra las características del freno hidráulico Froude tipo G4-2.

5.3.1.3.-Frenos eléctricos

En los frenos eléctricos el trabajo se transforma en energía eléctrica.

Existen dos tipos de frenos eléctricos:

- Dinamo freno.
- Dinamo freno-dinamométrica.

1º Dinamo freno

Al eje del cigüeñal del motor, se acopla una dinamo y el par resistente que se opone al giro del motor es producido por la resistencia a girar que opone al inducido de la dinamo (rotor) cuando produce corriente eléctrica.

1) Fórmulas estampadas en la placa del freno respectivo.

La corriente producida es absorbida generalmente por medio de una resistencia donde se transforma en calor. Aumentando o disminuyendo éstas resistencias se obliga a producir más o menos corriente, regulándose la potencia al régimen del motor.

La determinación de la potencia del motor se hace midiendo con un voltímetro y un amperímetro la potencia eléctrica suministrada por la dínamo de la cual se conoce el rendimiento a varios regímenes.

La fórmula que nos da la potencia de una corriente continua es la siguiente:

$$N_e = \frac{\text{Amperios} \times \text{Voltios}}{1000 \times \text{rendimiento}} \text{ KW} \quad (5.18)$$

2° Dínamo freno-dinamométrico

Se suman en este caso la comodidad de la energía eléctrica, combinándola con las ventajas del desplazamiento del brazo de palanca como en el freno Prony y Froude.

La absorción de la potencia del motor se realiza por transformación en energía eléctrica, igual que en caso de la dínamo-freno.

Para determinar la potencia se aplica la misma fórmula que en los frenos Prony e hidráulicos.

5.3.1.4.-Frenos de aire

Este tipo de freno es de construcción muy simple, ya que consiste fundamentalmente en una hélice cuyas paletas son ajustables.

La potencia del motor es utilizada en poner en movimiento una masa de aire.

5.3.2.-Instrumentación

Describiremos las siguientes instrumentaciones:

- Para la medición de la velocidad del motor.
- Para la determinación del consumo de combustible.
- Para la medición de la densidad de humos.
- Para la medición de temperaturas.

Para la medición de presiones.

5.3.2.1.- Instrumentación para la medición de la velocidad del motor.

Los instrumentos que más se utilizan son los tacómetros eléctricos, que consta de un captador (tacogenerador), que se monta en el eje del freno ó en el del motor, y de un receptor, que se halla en el cuadro de mandos. El captador y el receptor van unidos entre sí por unos conductores eléctricos, lo que permite leer a distancia la velocidad del motor.

5.3.2.2.-Instrumentación para la determinación del consumo de combustible

La determinación del consumo de combustible se puede hacer por el método másico o volumétrico.

En la autotracción el consumo horario expresado en l/h ó gal/h es un dato más práctico, porque conocida la capacidad del depósito de combustible permite deducir la autonomía del vehículo.

Como dato técnico, se expresa el consumo en g/kWh ó ml/kwh (funcionando el motor a una determinada velocidad) porque permite la comparación de la economía entre diversos motores.

1º Medición por el método volumétrico

Este método consiste en cronometrar el tiempo que se consume un determinado volumen de combustible.

En la Fig. 5.8 se muestra el esquema del dispositivo para medir el consumo, consta de un fluviómetro (de vidrio) de 1 pinta UK de capacidad. En la parte inferior lleva una válvula de 3 pasos. En la posición 3 se cronometra el tiempo ζ_c de consumo del volumen elegido. El cronómetro a utilizar es accionado manualmente ; se cometen errores al observar la graduación del fluviómetro y poner en marcha el cronómetro al inicio de la medición, algo similar ocurre al llegar a la graduación final de la medición.

El consumo de combustible lo calculamos por la fórmula:

$$G_c = 3.6 \frac{V}{\tau_c} \text{ l/h} \quad (5.19)$$

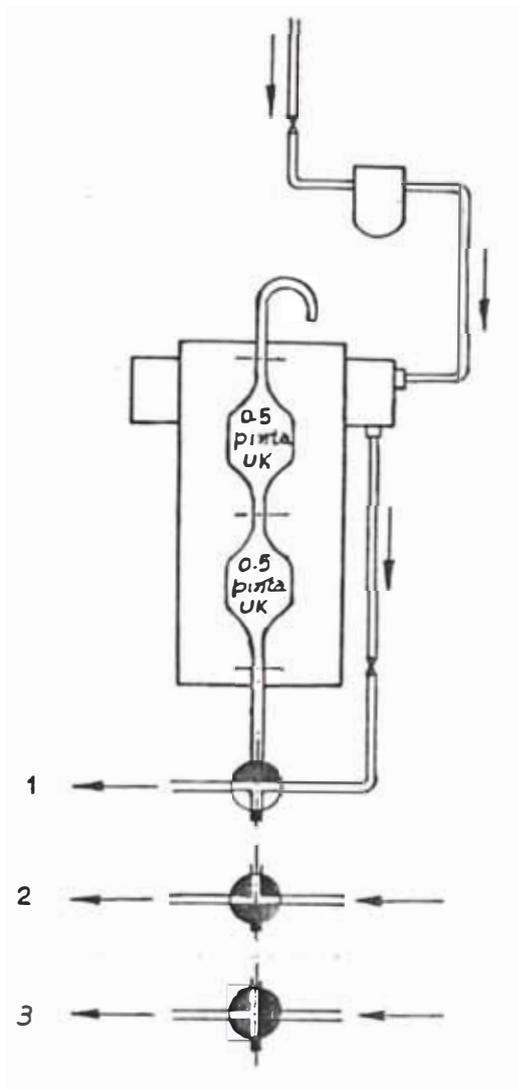
Donde:

V: es el volumen de combustible elegido, en ml.

τ_c : es el tiempo de consumo, en s.

Conociendo la potencia efectiva (N_e) en KW se puede calcular el consumo específico de combustible:

$$g_e = 3600 \frac{V}{\tau_c N_e} \text{ ml/kWh} \quad (5.20)$$

**Posición 1:**

Suministro de combustible del depósito al motor.

Posición 2:

Se llena el fluviómetro sin cortar el combustible al motor.

Posición 3:

Se mide el consumo de combustible incomunicando el depósito.

Fig. 5.8 Esquema del dispositivo para medir el consumo de combustible por el procedimiento volumétrico.

Cuando se conoce la densidad del combustible, se puede determinar el consumo horario en Kg/h y el consumo específico en g/kWh.

2º Medición por el método másico

Para la figura 5.9 la medición se efectúa de la siguiente manera:

En el plato de la balanza se coloca un depósito que contiene el combustible necesario para la prueba y se

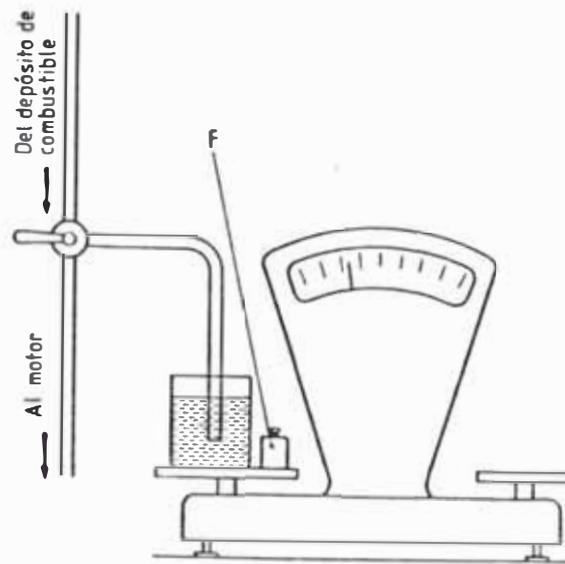


Fig. 5.9 Medición del consumo de combustible en peso.

anota la indicación de la aguja en la balanza. A continuación se coloca un peso F en el mismo plato y se inicia la medición. Con un cronómetro, accionado manualmente, se mide el tiempo τ_c , que la aguja de la balanza tarda en volver a su posición inicial.

El consumo horario y específico de combustible se determina por:

$$G_c = 3.6 \frac{F}{\tau_c} \text{ Kg/h} \quad (5.21)$$

$$g_e = 3600 \frac{F}{\tau_c N_e} \text{ g/kWh} \quad (5.22)$$

Donde:

F : es el peso consumido, en g.

τ_c : es el tiempo de consumo, en s.

N_e : es la potencia efectiva, en KW.

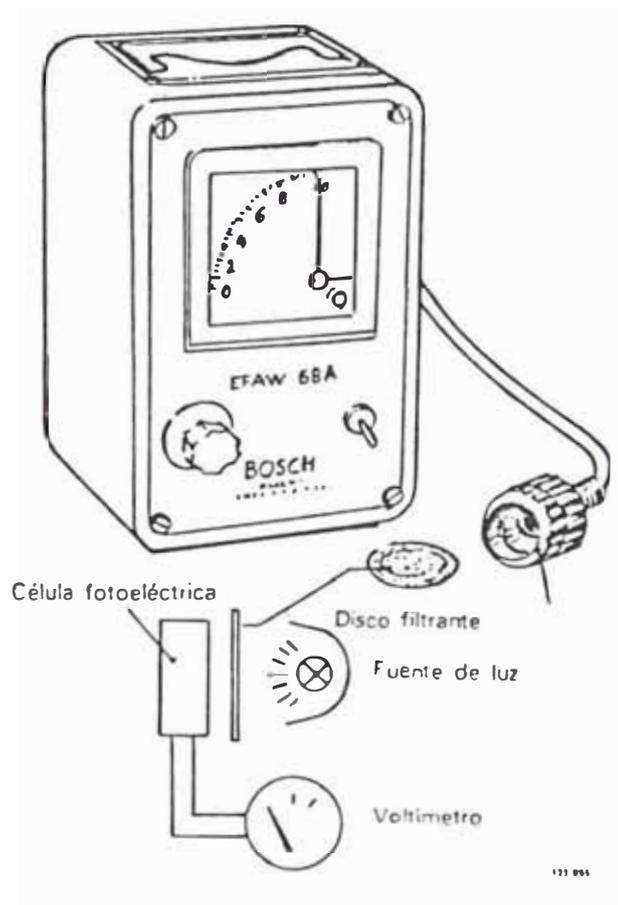


Fig. 5.11 Instrumento de medida Bosch EFAW68A.

La escala del instrumento es de 0 a 10 en unidades Bosch, con graduaciones cada 0.1.

Escala de obscurecimiento:

100% de reflexión del disco filtrante: vale 0

0% de reflexión del disco filtrante: vale 10

2º Medidor Hartridge de densidad de humos

El medidor Hartridge se basa en una comparación de aire puro y aire lleno de gases de escape (Fig. 5.12). Ambos tipos de aire se introducen cada uno por un tubo al interior del instrumento. En uno de los extremos del tubo hay una fuente de luz y en el otro una célula fotoeléctrica. La fuente de luz y las células fotoeléctricas es-

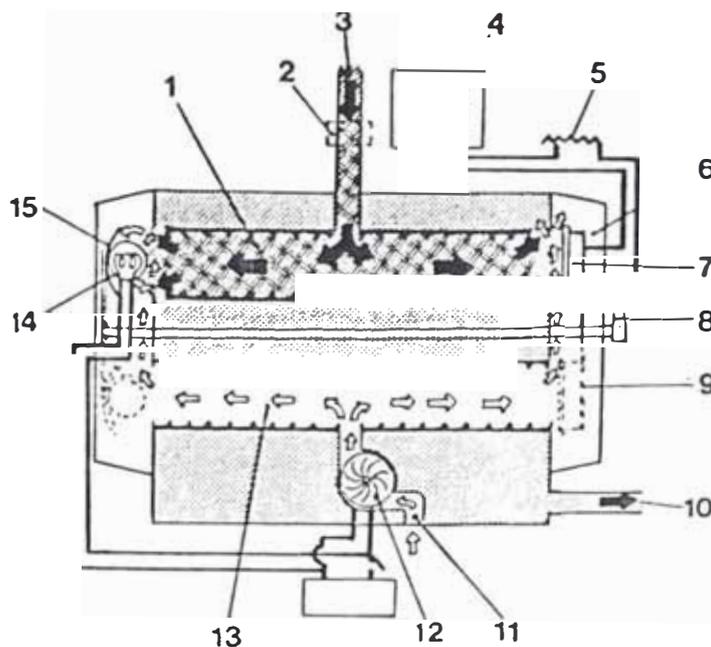


Fig. 5.12 Principio del medidor de densidad de humos Hartridge.

- 1 Tubo de escape.
- 2 Salida de condensaciones, válvula reguladora de presión e indicador de la presión de humos.
- 3 Entrada de gases.
- 4 Escala de la densidad de humos.
- 5 Potenciómetro.
- 6 Posición para la lectura de la densidad de humos.
- 7 Célula fotoeléctrica.
- 8 Mando para el ajuste de la célula fotoeléctrica.
- 9 Célula fotoeléctrica, posición parcial.
- 10 Salida de humos y aire.
- 11 Toma para aire de referencia.
- 12 Ventilador de aire.
- 13 Tubo de referencia.
- 14 Fuente de luz.
- 15 Reflector.

tán montadas sobre un eje común girable. De esta manera la fuente de luz puede ajustarse junto con la célula fotoeléctrica bien frente al tubo que contiene aire limpio o frente al que contiene gases de escape. El tubo con aire limpio recibe aire mediante un ventilador. El aire pasa a una cámara para la célula fotoeléctrica y la fuente de luz eliminándose así la carbonilla que podría afec-

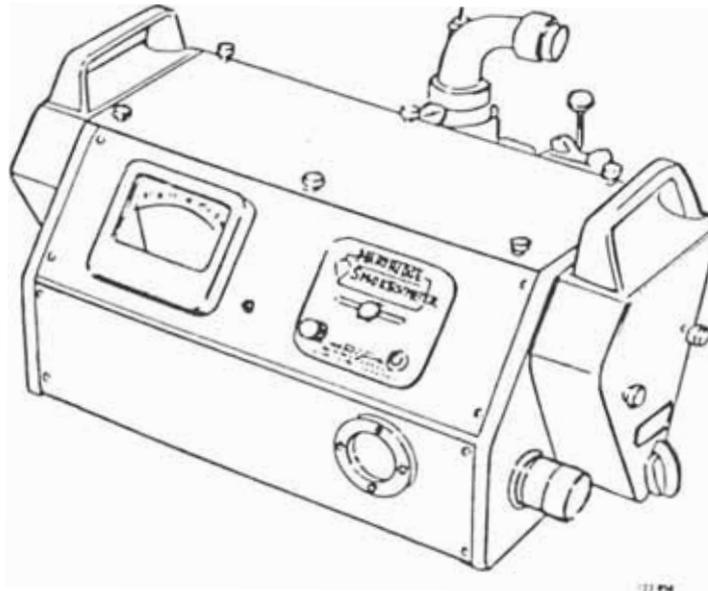


Fig 5.13 Medidor Hartridge HR 145 Mark 3 de la densidad de humos.

tar el resultado de medición. La célula fotoeléctrica esta acoplada a un microamperimetro con escala graduada de 0 a 100 que indica la absorción de luz en porcentaje.

Al poner a 0 el instrumento la célula fotoeléctrica y la fuente de luz se ponen frente al tubo con aire limpio, que sirve así como referencia para la comparación con los gases de escape. Cuando la célula fotoeléctrica y la fuente de luz se colocan después frente al tubo que contiene gases de escape, puede leerse en el instrumento la densidad de los humos.

5.3.2.4.-Instrumentación para la medición de temperaturas

1° Par termoeléctrico

Está constituido por dos alambres de distintos metales o aleaciones (hierro y constantán, cobre y constantán, chromel y copel y otros) soldados entre si por uno

de sus extremos (extremidad caliente) y unidos por otro a un milivoltímetro (extremidad fría). Al calentar la extremidad caliente, debido a la diferencia de temperaturas entre las extremidades se produce una fuerza electromotriz termoeléctrica proporcional a la temperatura de calentamiento. Esta fuerza es señalada por el milivoltímetro, que viene graduado en °C.

Para medir la temperatura de los gases de escape, la extremidad caliente del termopar se introduce dentro de un revestimiento de cerámica, el cual se coloca a su vez en el tubo de escape.

2° Termómetro manométrico

El funcionamiento de los termómetros manométricos se funda en la utilización de la dependencia existente entre la temperatura y la presión de la sustancia de trabajo en un termosistema herméticamente cerrado.

Las temperaturas mayores de 150°C se pueden medir con termómetros ordinarios de mercurio.

5.3.2.5.-Instrumentación para la medición de presiones

1° Manómetro de Bourdon

Su funcionamiento se funda en la utilización de la deformación de un tubo elástico curvado de sección aproximadamente elíptica, en el que un extremo experimenta un desplazamiento que depende de la magnitud de la presión que percibe. El movimiento se registra, a través de un juego de palancas o engranajes sobre los que va montado una aguja que gira en una esfera indicadora.

5.4.-PROCEDIMIENTOS DE LOS ENSAYOS

Los ensayos se realizan para obtener potencia bruta, con el motor sin ventilador, sin alternador, con el compresor de aire instalado. La refrigeración del motor no es producido por el radiador, sino por un circuito externo.

5.4.1.-Equipos e instrumentos utilizados

1.- Frenos dinamométricos hidráulico.

- Freno hidráulico Froude tipo DPX4

Capacidad máxima: 350 CV a 2000/5000 rev/min

(ver Fig. 5.5)

- Freno hidráulico Froude tipo G4-2

Capacidad máxima: 1000 CV a 5720/6000 rev/min

(ver Fig. 5.7)

2.- Tacómetro eléctrico.

3.- Medidor volumétrico del consumo de combustible (ver Fig. 5.8).

4.- Cronómetros marca Rocar.

- con rango de 0 a 60 s y graduaciones cada 0.1 s.

- con rango de 0 a 60 s y graduaciones cada 0.2 s.

Ambos cronómetros tienen además otra escala de 0 a 30 min.

5.- Manómetro tipo Bourdon

Con escala de 0 a 1 MP_a y graduaciones cada 0.02 MP_a.

Se utiliza para medir la presión de aceite lubricante en la galería principal.

6.- Termómetro manométrico

Con rango de 0 a 150° y graduaciones cada 2°C.

Para medir la temperatura de aceite lubricante en el carter.

7.- Termómetros manométricos

Con rango de 0 a 120°C y graduaciones cada 2°C.

Para medir la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración del motor.

8.- Termómetro de Bulbo

Con rango de 0 a 50°C y graduaciones cada 0.5°C.

Para medir la temperatura ambiental.

9.- Termómetro electrónico

Marca: Comark

Tipo: 1602

Escala: 0 a 1000°C y graduaciones cada 1°C.

Para medir la temperatura de gases de escape, temperatura del aire de admisión, aceite lubricante y del agua de refrigeración.

10.- Medidor Bosch de densidad de humos

Consta de una bomba dosificadora Bosch EFAW65A (ver Fig. 5.10) combinada con el instrumento de medida Bosch EFAW68A (ver Fig. 5.11).

5.4.2.-Magnitudes medidas durante los ensayos

Las siguientes magnitudes se miden en el menor intervalo de tiempo posible, luego de la estabilización del motor por lo menos de 1 minuto.

1.- Carga absorbida por el freno (W)

Durante los ensayos se controló que la temperatura

del agua en el freno no exceda a 60°C.

2.- Velocidad del motor (n)

3.- Tiempo de consumo (de 0.5 pinta UK) de combustible, en s (ζ_c).

4.- Volúmen de combustible(0.5 pinta UK = 0.2842 l)

5.- Presión del aceite lubricante en la galería principal de aceite (ver figuras 2.9 y 2.10).

6.- Temperatura del aceite lubricante en el carter (ver figuras 2.9 y 2.10).

7.- Temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración.

8.- Temperatura de aire de admisión en la entrada del compresor (T_1). 1)

9.- Temperatura de aire de admisión a la salida del compresor (T_k). 1)

10.- Temperatura de aire en el múltiple de admisión (T_g).
(después del enfriador de aire) 1)

11.- Temperatura de los gases de escape

- A la salida del múltiple de escape, motor 6.3544V

- En el múltiple de escape y a la salida del turbo,

motor T6.3544V ACC.

12.- Densidad de humos en unidades Bosch.

13.- Temperatura ambiental (T_o)

5.4.3.-Parámetros del motor calculados

Todos los resultados del cálculo realizados con las fórmulas que a continuación se detallan se han llevado al

1) En motor T6.3544V ACC únicamente.

al protocolo de ensayos.

Los resultados de los cálculos se han utilizado para levantar las diferentes curvas características de los motores ensayados.

1.- Potencia efectiva (N_e)

Para freno hidráulico Froude DPX4:

$$N_e = \frac{W n}{1495.58} \text{ KW} \quad (5.23)$$

Para freno hidráulico Froude G4-2:

$$N_e = \frac{Wn}{271.92} \text{ KW} \quad (5.24)$$

Siendo:

W: la carga absorbida por el freno, para el freno DPX4 en Kgf y para el freno G4-2 en lbf.

n: la velocidad del motor en rev/min.

2.- Para motor efectivo (M_e)

Para freno hidráulico Froude DPX4:

$$M_e = 6.3845 \times W \text{ Nm} \quad (5.25)$$

Para freno hidráulico Froude tipo G4-2:

$$M_e = 35.1174 \times W \text{ Nm} \quad (5.26)$$

3.- Consumo horario de combustible (G_c)

$$G_c = \frac{873.54}{\tau_c} \text{ Kg/h} \quad (5.27)$$

Siendo ζ el tiempo de consumo en s de 0.5 pinta UK (0.2841 l).

Densidad del petróleo Diesel N°2 - 0.8541 Kg/l

4.- Consumo específico de combustible (g_e)

$$g_e = \frac{G_c}{N_e} \cdot 10^3 \text{ g/kWh} \quad (5.28)$$

5.- Eficiencia efectiva (n_e)

$$n_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e} \quad (5.29)$$

Siendo H_u el poder calorífico bajo del combustible, para el petróleo Diesel N°2, producido por Petroperú es igual 45.557 MJ/Kg.

5.5.-PROTOCOLO DE ENSAYOS

En el protocolo de ensayos se detallan las magnitudes medidas, los parámetros del motor calculados y las características de los motores.

PROTOCOLO DE ENSAYO
TABLA 5.3 ENSAYO SOBRE: CARACTERISTICAS EXTERNAS DE VELOCIDAD
MOTOR DIESEL PERKINS DE ASPIRACION NATURAL 6.3544U
Freno hidraulico Froude G4-2

Grafico en Fig. 5.14

To = 25°C

n rev/ min	W lbf	ACEITE		s _c	GASES ESCAPE		TEMP. AGUA REFRIG(°C)		M _E Nm	N _E KW	G _C Kg/h	g _E g/KWh	n _E	
		Temp. (°C)	Presion (KPa)		Temp (°C)	Unid. Bosch	Ent.	Sal.						
1000	9.80	98	220	102	512	2.4	69	75	344	36.0	8.56	238	0.332	
1200	10.10	93	310	83.6	538	2.4	68	74	355	44.6	10.45	234	0.338	
1400	10.30	90	340	70.6	580	2.6	68	75	362	53.0	12.37	233	0.339	
1500	10.45	88	340	65.2	590	2.6	68	74	367	57.6	13.40	233	0.339	
1600	10.50	88	340	60.6	598	3.0	68	75	369	61.9	14.41	233	0.339	
1800	10.35	90	350	54.4	620	2.4	69	75	363	68.5	16.06	235	0.338	
2000	10.10	91	350	49.6	630	2.0	69	75	355	74.3	17.61	237	0.333	
2200	9.85	93	340	45.8	645	1.8	70	77	346	79.7	19.07	239	0.331	
2400	9.45	95	340	43.0	676	1.6	70	78	332	83.4	20.31	244	0.324	
2600	9.10	97	340	40.0	702	1.8	71	78	320	87.0	21.84	251	0.315	
2800	8.65	98	340	37.4	712	2.5	72	78	304	89.1	23.36	262	0.302	
2900	8.10	102	330	36.6	730	3.4	73	80	284	86.4	23.87	277	0.286	
3000	5.60	105	320	45.6	653	2.4	73	80	197	61.8	19.16	310	0.255	
Minima velocidad sin carga				Maxima velocidad sin carga				Bomba de inyeccion		Inyector				
rev/min	Presion aceite, KPa	Temp. aceite, °C	rev/min	Presion aceite, KPa	Temp. aceite, °C	CAV, DP4 Rotativo								CAV, codigo HC
570	220	104	3190	350	95	Codigo GY53/900/4/3190								Presion: 245 Atm.

PROTOCOLO DE ENSAYO
ENSAYO SOBRE: CARACTERISTICAS EXTERNAS DE VELOCIDAD
MOTOR DIESEL PERKINS TURBOALIMENTADO T6.3544U NCC
Freno hidraulico Froude G4-2

Gráfico en Fig. 5.15

$T_0 = 24^{\circ}\text{C}$

n rev/min	W lbf	ACEITE		ζ_c s	GASES Unid. Bosch	TEMP. AGUA REFRIG. ($^{\circ}\text{C}$)		M_E Nm	N_E KW	G_c Kg/h	S_E g/KWh	η_E
		Temp. ($^{\circ}\text{C}$)	Presion (KPa)			Ent.	Sal.					
1000	9.95	100	260	99.4	3.0	74	75	349	36.6	8.79	240	0.329
1200	11.30	100	300	74.4	2.2	76	77	397	49.9	11.74	235	0.336
1400	12.15	102	340	60.2	1.0	78	78	427	62.6	14.51	232	0.341
1600	12.60	102	360	51.4	1.0	74	74	442	74.1	16.99	229	0.345
1700	12.75	101	370	48.2	1.0	74	74	448	79.7	18.12	227	0.348
1800	12.55	102	380	46.2	1.2	74	75	441	83.1	18.91	228	0.347
2000	12.15	100	390	42.2	1.4	74	75	427	89.4	20.70	232	0.341
2200	11.80	101	400	38.8	0.8	75	77	414	95.5	22.51	236	0.335
2400	11.30	100	400	36.4	1.0	76	78	397	99.7	24.00	241	0.328
2500	10.95	102	400	35.2	1.0	78	80	385	100.7	24.82	246	0.321
2600	10.65	104	400	34.4	1.5	78	80	374	101.8	25.39	249	0.317
2700	9.80	104	400	34.0	3.0	76	78	344	97.3	25.69	264	0.299
2800	8.0	104	400	37.8		76	77	281	82.4	23.11	280	0.282
2900	3.15	102	390	61.0				111	33.6	14.32	426	0.185
Minima velocidad sin carga		Temp. aceite, $^{\circ}\text{C}$		Maxima velocidad sin carga		Temp. aceite, $^{\circ}\text{C}$		Bomba de inyeccion		Inyector		Turbocom- presor
rev/min	Presion aceite, KPa	Temp. aceite, $^{\circ}\text{C}$	rev/min	Presion aceite, KPa	Temp. aceite, $^{\circ}\text{C}$	Bosch, VE Rotativo		Bosch, codigo GX		Presion: 250 atm.		Marca: Garret
570	200	90	2950	420	96	EY76E1200/1/2950						Tipo: T04 B58

CARACTERISTICA DE REGULACION

Según el ángulo de avance de la inyección
Motor Diesel Perkins de aspiración natural
6.3544V

Par motor

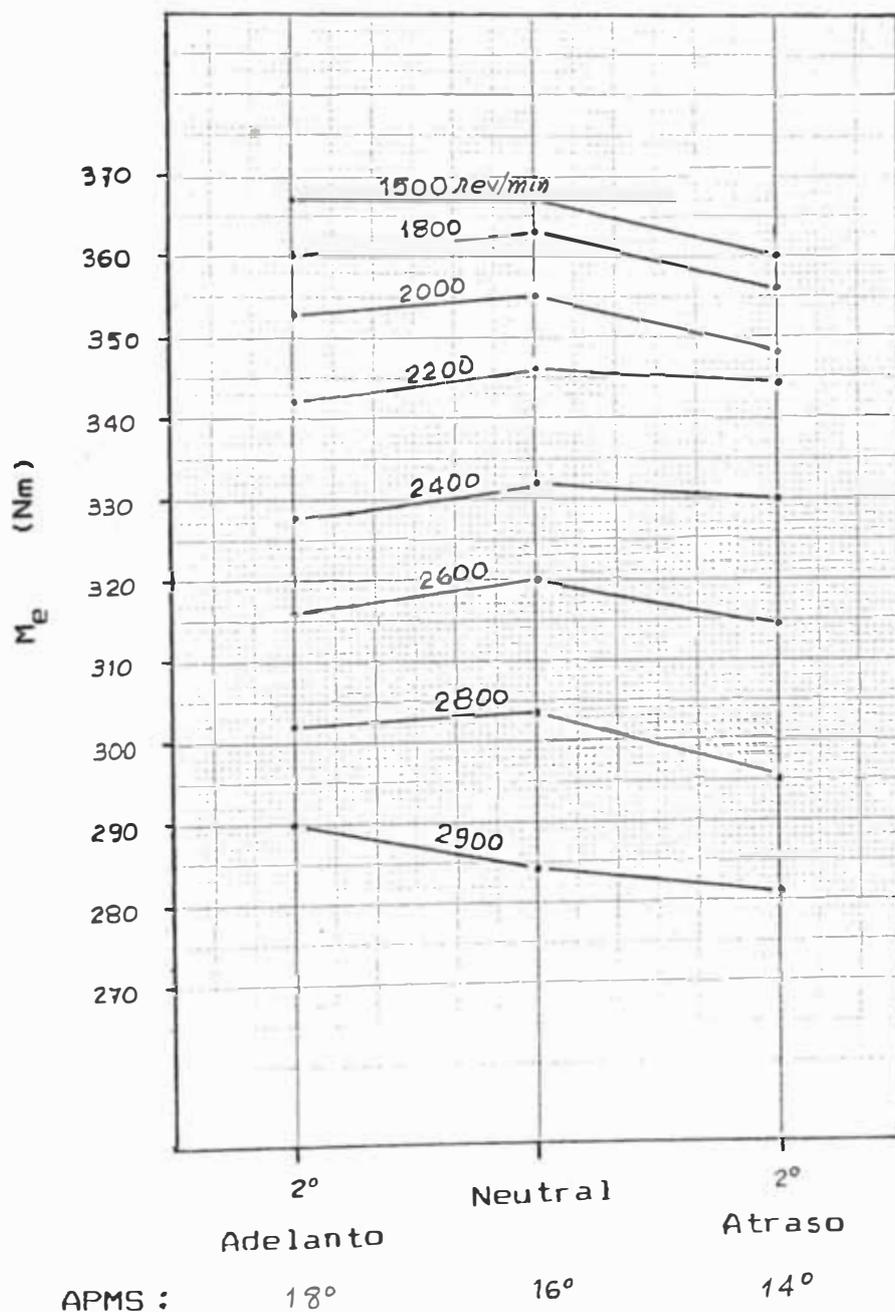


Fig. 5.17

CARACTERISTICA DE REGULACION

Según el ángulo de avance de la inyección
 Motor Diesel Perkins de aspiración natural
 6.3544V

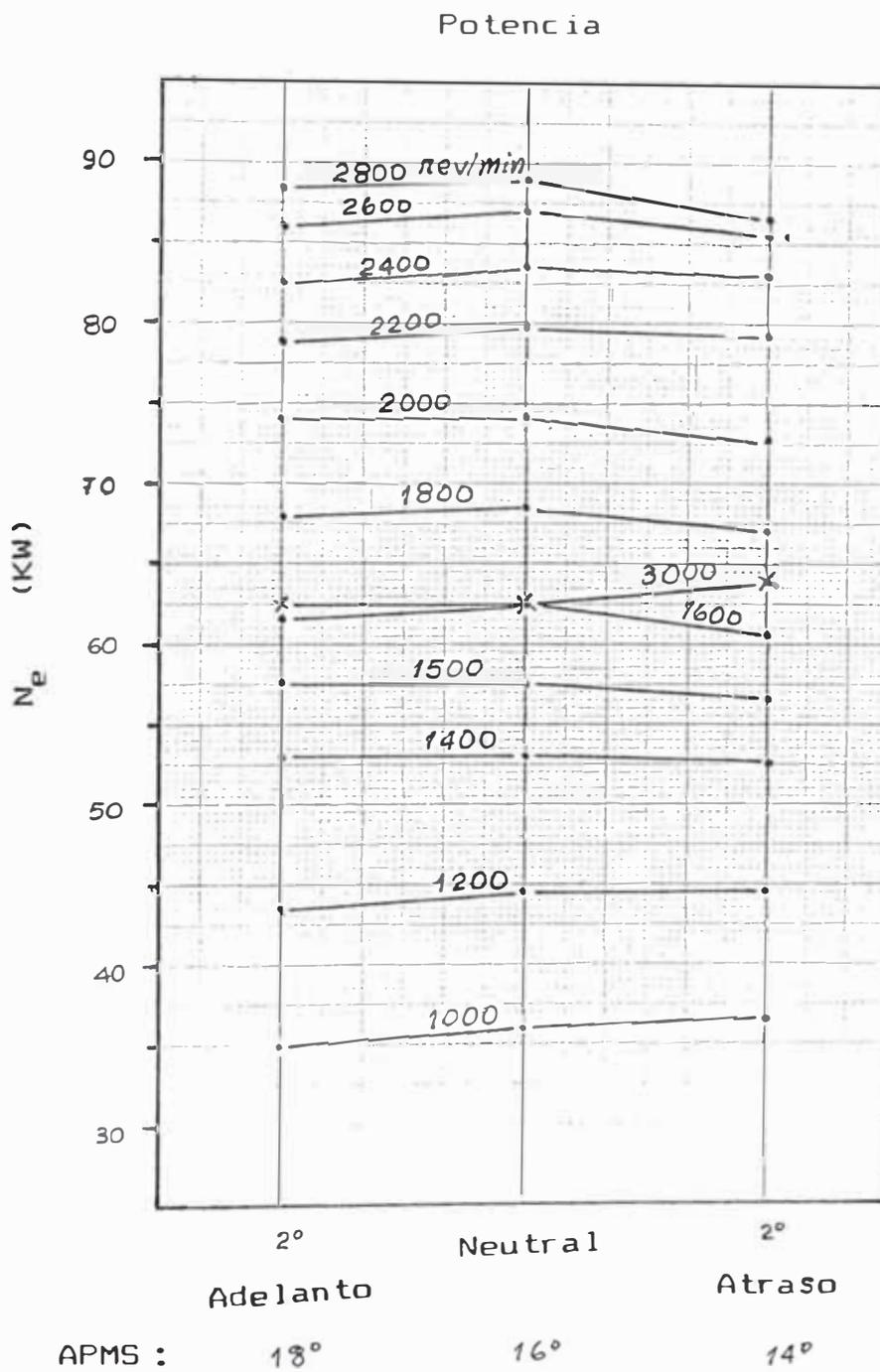


Fig. 5.18

CARACTERISTICA DE REGULACION

Según el ángulo de avance de la inyección
Motor Diesel Perkins de aspiración natural
6.3544V

Consumo específico de combustible

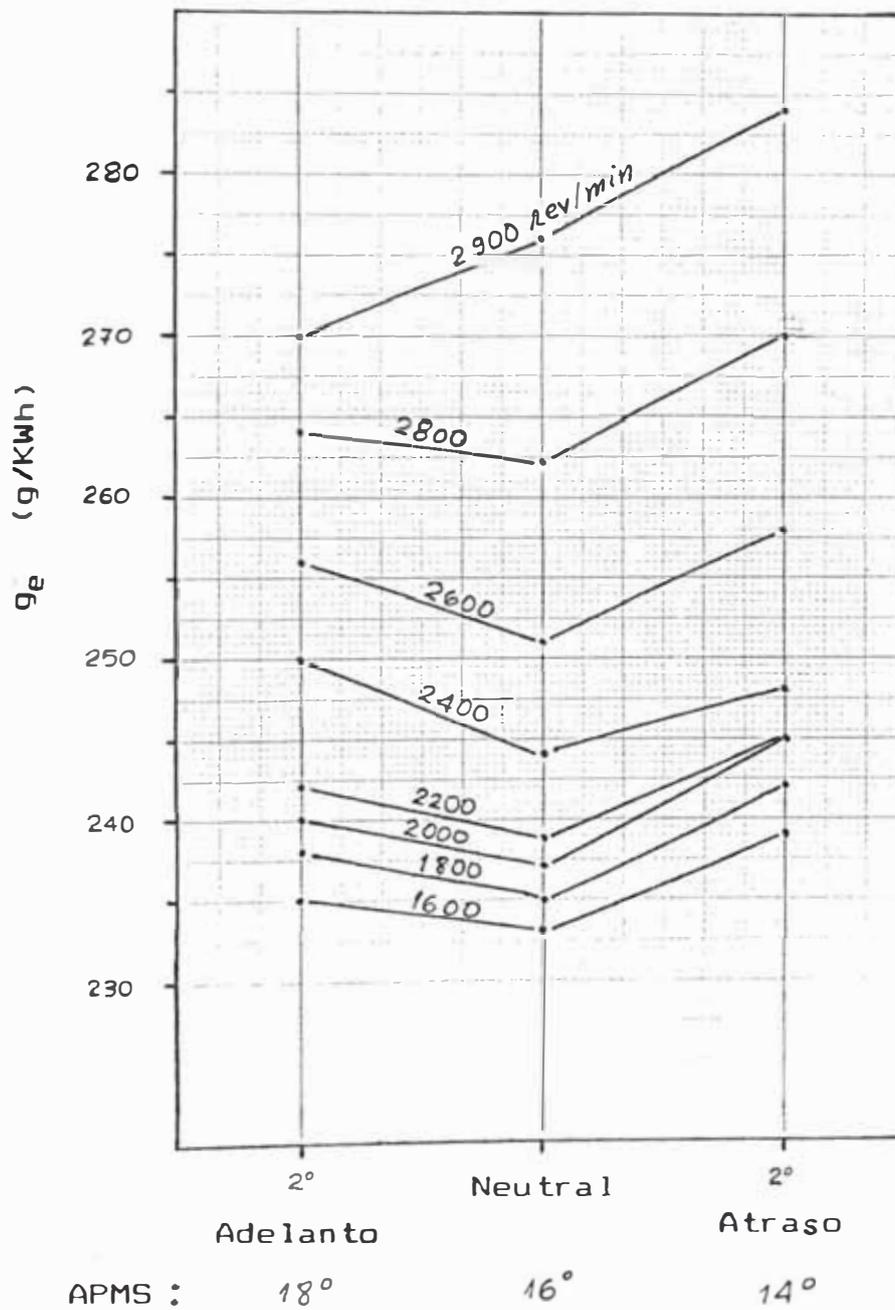


Fig. 5.19

CARACTERISTICA DE VELOCIDAD

Para tres valores distintos del ángulo
de avance de la inyección
Motor Diesel Perkins de aspiración natural
6.3544V

Eficiencia efectiva - Densidad de humos

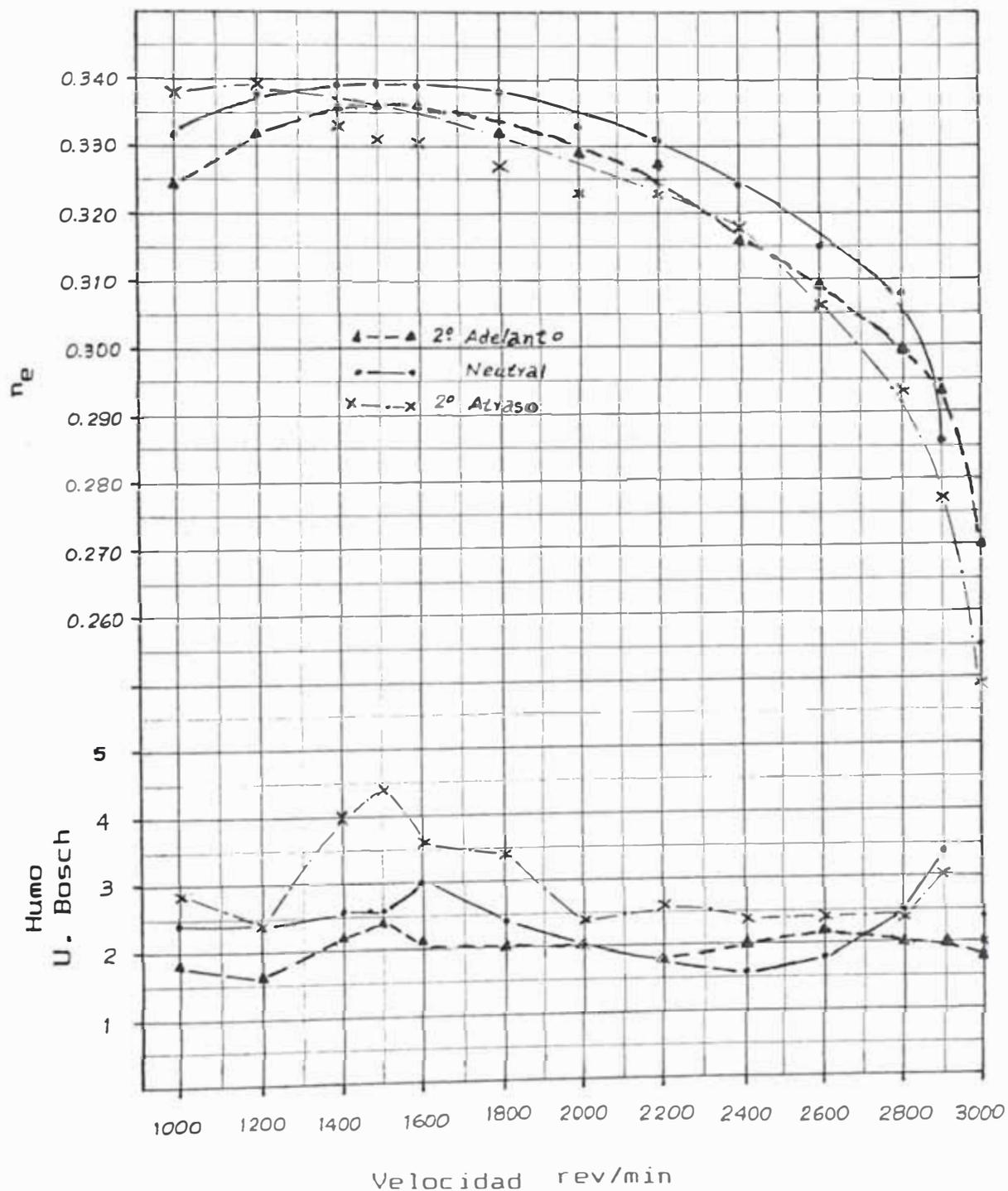


Fig. 5.20

CAPITULO 6

ANALISIS DE LOS RESULTADOS

CARACTERISTICAS EXTERNAS DE VELOCIDAD (Figuras 5.14, 5.15 y 5.16)

En las características externas de velocidad el par motor y la potencia descienden bruscamente al exceder los motores el régimen nominal correspondiente. El consumo específico de combustible tiene sus valores mas bajos en la zona de par alto, luego crece y al exceder la velocidad nominal su crecimiento es acelerado. La eficiencia efectiva comienza creciendo y alcanza sus mejores valores en la zona de par alto, para después disminuir conforme aumenta la velocidad, siendo mas acelerado su disminución cuando los motores operan a velocidades superiores al del régimen nominal.

En lo referente al nivel de humo en el motor 6.3544V, aumenta levemente a partir de la mínima velocidad de prueba (1000 rev/min), luego decrece y después se eleva, conforme se aproxima al régimen nominal, para luego decrecer. A 1000 rev/min los motores T6.3544V NCC y T6.3544V ACC tiene valores altos, entre 1400 y 2400 rev/min los humos son bajos para luego aumentar conforme se aproxima al régimen nominal. El humo en los tres motores es menor que los valores especificados en el Cap. 2

En los 3 motores se consigue la máxima potencia a la velocidad nominal.

En cuanto al par máximo, sólo para el motor T6.3544V NCC lo obtenemos a la velocidad especificada (1700 rev/min, ver figuras 5.15 y 6.5). Para el motor 6.3544V se especifica el par máximo a 1500 rev/min (Fig. 6.4) y para el motor T6.3544V ACC a 1600 rev/min (Fig. 6.6); pero en los ensayos se obtuvo el par máximo para el 6.3544V a 1600 rev/min y para el T6.3544V ACC a 1500 rev/min. Osea que en ambos motores difieren en 100 rev/min de los valores especificados, en este caso conviene tomar datos cada 50 rev/min entre 1500 y 1800 rev/min para establecer un par máximo de prueba más real.

Se puede notar que las condiciones de funcionamiento de los motores en estudio se empeoran al exceder la velocidad nominal.

CARACTERISTICAS DE REGULACION

Motor 6.3544V

El par motor (Fig. 5.17) y la potencia (Fig. 5.18) disminuyen muy poco al adelantar y atrasar el ángulo de avance de la inyección.

El adelanto y atraso de la inyección hacen que el consumo específico de combustible aumente (Fig. 5.19).

Refiriéndose a la Fig. 5.20, el adelanto y atraso del ángulo de avance de la inyección hacen disminuir la eficiencia efectiva; en lo que respecta al nivel de humo, al atrasar la inyección, ésta aumenta y al adelantar la inyección el nivel de humo varía poco.

Motor T6.3544V ACC (figuras 5.21, 5.22 y 5.23)

Comportamiento a 1600, 1700 y 1800 rev/min.- Al atrasar el ángulo de avance de la inyección se consiguió aumentar el par motor, la potencia y la eficiencia efectiva; también se disminuyó el consumo específico de combustible, pero aumentan los humos. Al adelantar la inyección los parámetros anteriores tienden a empeorarse (a excepción de la potencia y el par motor a 1^o y 2^o de adelanto), la variación en el nivel del humo es muy poco. Al atrasar la inyección en 2^o a 1600 rev/min el par motor y potencia aumentan en 5% y 12 % respectivamente.

Comportamiento a 2600 rev/min.- Adelantando el ángulo de avance de la inyección se logró mejorar levemente el par motor, la potencia y el nivel de humos; el consumo específico de combustible y la eficiencia efectiva tienden a mantenerse.

A 2700 rev/min, al adelantar el ángulo de avance de la inyección se logro mejorar el par motor, la potencia, el consumo específico de combustible y el nivel de humos.

CARACTERISTICAS DE CARGA (figuras 5.24, 5,25, 5.26, 5.28 y 5.29).

La potencia, el consumo horario de combustible, la eficiencia efectiva y los humos disminuyen al bajar la carga. El consumo específico de combustible aumenta al bajar la carga. En lo concerniente a la figura 5.27 la velocidad correspondiente al par máximo, aumentan conforme se disminuye la carga, por ejemplo a 90%, 75% y 50% de carga, el par máximo se presenta a 1800, 2200 y 2400 rev/min respectivamente.

En las figuras 6.1, 6.2 y 6.3 se visualiza fácilmente las ventajas (mayor potencia, par motor y rendimiento efectivo; menor consumo específico de combustible y nivel de humo) del motor turboalimentado con enfriador de aire T6.3544V ACC relativo al turboalimentado T6.3544V NCC y las ventajas de éste respecto al aspirado 6.3544V.

En las figuras 6.4, 6.5 y 6.6 las curvas de performance de los motores ensayados en el presente trabajo están por debajo de la curva obtenida por Perkins. Este tiene su explicación en que los ensayos realizados por Perkins son con 30 a 60 horas de asentamiento, motor sin compresor de aire y cumplen estrictamente con los requisitos establecidos en la Norma BS AU 141a : 1971 y en 5.2.3.

Considerando datos de los motores y del compresor de aire dados en el capítulo 2, las especificaciones (los ensayos lo hacemos con el compresor de aire instalado) de los motores Perkins será:

Motor 6.3544V

Potencia a 2800 rev/min: $95.5 - 2.4 = 93.1$ KW

Par a 1500 rev/min: $380 - 6 = 374$ Nm

Motor T6.3544V NCC

Potencia a 2600 rev/min: $108 \quad 2 - 106$ KW

Par a 1700 rev/min: $454 \quad 5 - 449$ Nm

Motor T6.3544V ACC

Potencia a 2600 rev/min: $119 \quad 2 - 117$ KW

Par a 1600 rev/min: $502 \quad 5 - 497$ Nm

Los valores del par motor y potencia antes dados son

mayores que los obtenidos durante los ensayos en el presente trabajo. Así para el motor 6.3544V, 93.1 KW y 374 Nm son mayores que 89.1 KW y 367 Nm (tabla 5.3); para el motor T6.3544V NCC, 106 KW y 449 Nm son mayores que 101.8 KW y 448 Nm (tabla 5.4); para el motor T6.3544V ACC, 117 KW y 497 Nm son mayores que 114.7 KW y 495 Nm (tabla 5.5).

Los valores de potencia, par motor y rendimiento efectivo para los tres motores obtenidos en el cálculo térmico son mucho menores que los obtenidos en los ensayos, esto es debido a que los índices que intervienen en el cálculo térmico no son propios de los motores Perkins.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La potencia depende del tiempo de asentamiento del motor, por esta razón los valores obtenidos por Perkins son mayores (ellos asientan entre 30 y 60 horas). En nuestro caso los motores han sido asentados entre 2 y 5 horas.
2. La potencia máxima de los motores, se presenta a la velocidad de régimen.
3. Los valores del ángulo de avance de la inyección especificados por el fabricante, para los motores 6.3544V y T6.3544V NCC son los más óptimos.
4. Se establece que los motores son con curvas de par descendentes (Fig. 6.1). El ámbito de trabajo para el par y consumo específico de combustible más aceptable en los tres motores (Fig. 6.1 y 6.2), está entre 1400 y 2200 rev/min; en donde además se tiene mejor eficiencia efectiva y humos bajos.
5. Se concluye que los motores turboalimentados consumen menos combustible por unidad de potencia y tiene menos humos.
6. Se recomienda no operar los motores por encima de la velocidad nominal porque el par motor y potencia disminuyen demasiado y el consumo específico de combustible se eleva exageradamente.
7. Se recomienda operar el motor a plena carga, la que establece el fabricante.
8. La potencia del motor depende de los equipos auxilia-

res que tiene instalado, puede ser neta o bruta. Al indicar la potencia se recomienda establecer si es bruta o neta y bajo que Norma ha sido obtenido.

9. En el motor T6.3544V ACC; si se va a operar a 2600 rev/min convendría adelantar el ángulo de avance de la inyección, porque se mejora el par motor; la potencia y el humo. Si se quiere par alto a 1600; 1700 y 1800 rev/min, atrasar el ángulo de avance de la inyección, pero este caso aumentan los humos.

10. Los índices para el cálculo térmico son propios de cada marca de motor.

BIBLIOGRAFIA

1. BRITISH STANDARDS INSTITUTION
"BS AU 141a : 1971". British Standard : Automobile Units - The performance of diesel engines for road vehicles. London, England.
2. FROUDE ENGINEERING LIMITED
"Capacity diagrams for Froude hydraulic dynamometers". Worcester, England.
3. INTERNATIONAL ESTANDARD FOR STANDARIZATION
"ISO 1585". Road vehicles - Engine test code - Net power. Printed in Switzerland.
4. HIGH SPEED DIESEL REPORT
Edition march-april 1987. Brookfield, WI U.S.A.
5. INSTITUTO DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA. FIM - UNI
"Motores de combustión interna - Tópicos selectos". Lima, junio de 1991.
6. INSTITUTO DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA. FIM - UNI
"Motores de combustión interna - Guía de laboratorios y prácticas". 1ª edición, Lima 1991.
7. JOVAJ, M.S. Y MASLOV, G.S
"Motores de automóvil". Editorial MIR Moscú; 2ª edición 1978.
8. JOVAJ, M.S
"Motores de automóvil". Editorial MIR Moscú 1982.
9. LUKANIN, V.N
"Motores de combustión interna". Editorial MIR. Moscú 1988.
10. MIRALLES DE IMPERIAL, J.
"Sobrealimentación de motores". Ediciones CEAC S.A. Barcelona (España). 4ª edición, septiembre 1987.
11. MIRALLES DE IMPERIAL, J.
"Sobrealimentación de motores rápidos". Ediciones CEAC S.A., Barcelona (España). 4ª edición, junio 1987.
12. MIRALLES DE IMPERIAL, J. y VILLALTA ESQUIUS, J.
"Motor Diesel, características pruebas y vibraciones". Ediciones CEAC S.A., Barcelona (España). 3ª edición, mayo 1986.

13. PERKINS

- "Manual de taller Perkins serie 6.3544". Publicado por Perkins Engines Ltd., Peterborough (Gran Bretaña) 1982.

"General instalation technical data". Published by Perkins Engines Ltd., Peterborough (England). 2nd. edition 1980.

14. POMIANO D., O.S.

"Estudio experimental de los procesos de trabajo de los motores Diesel empleando un nuevo tipo de combustible". Tesis de grado FIM - UNI 1990.

15. VALENZUELA O., D.

"Caracterización por computadora del motor Perkins de cuatro cilindros Diesel sobrealimentado modelo C4.236V". Tesis de grado FIM - UNI, 1990.

16. VOLVO

"Manual de servicio" motores Diesel. sección 2. Impreso en AB VOLVO Gotemburgo Suecia, 1978.

17. VSOROV, B.A.

"Manual de motores Diesel para tractores". Editorial MIR. Moscú 1986.