



MÁSTER EN AUTOMOCIÓN

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE MÁSTER

REDUCCIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN EL ACCIONAMIENTO DE ELEMENTOS AUXILIARES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO

Autor: D. Jose Luis Muñoz Pinto

Tutor: Francisco V. Tinaut Fuxá

Co-tutor: D. Ignacio Requejo Liberal

Valladolid, Septiembre de 2012

Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce s/n

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España



RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Máster trata sobre la reducción de las pérdidas mecánicas que existen en un motor de combustión interna alternativo por el accionamiento de los elementos auxiliares, independientemente si se trata de un motor de encendido provocado, ciclo OTTO, como si se trata de uno de encendido por compresión, ciclo DIESEL, se pueden aplicar por lo tanto de la misma manera para cualquiera de los dos tipos de motores.

Se indican elementos auxiliares a los que hasta hace unos pocos años era el cigüeñal el que proporcionaba el movimiento, y que poco a poco se han ido excluyendo, de forma que su accionamiento ha pasado a ser transmitido por un motor eléctrico.

Los elementos auxiliares que recibían movimiento desde el cigüeñal, eran en un principio, el ventilador de la refrigeración, la bomba de alimentación de combustible, el generador, bomba de refrigeración, distribuidor y bomba de lubricación. Con los años, alguno de estos elementos, se eliminaron de recibir el movimiento del motor, pero a su vez se añadieron otros, como son el compresor del sistema de climatización del vehículo, bomba de la dirección asistida, elementos que producen unas pérdidas importantes, que para no ocasionar la parada del motor es necesario que el régimen de giro del motor durante el ralenti sea aumentado.

Este Trabajo Fin de Máster, se centra más en las pérdidas mecánicas por el accionamiento de la bomba de refrigeración y de la bomba de lubricación, haciendo referencia también a los beneficios que se pueden conseguir si se le libera al motor de combustión de tener que proporcionar el movimiento a esos elementos auxiliares.

La propuesta es mediante el empleo de accionamiento eléctrico, se mejora por lo tanto su regulación y potencia absorbida, reducción del consumo y emisión de contaminantes.

ABSTRACT

This paper discusses about to reduce the mechanical losses that exist in Internal Combustion Engine for driving the auxiliary elements, independently whether it is a Spark Ignition Engine, OTTO cycle, as if this one of Compression Ignition Engine, Diesel cycle, may be applied therefore the same way for any of two types of engines.

To indicate auxiliary elements this until a few years ago was the crankshaft that procured movement, and gradually were excluded, so that their operation has become transmitted by an electric motor.

The auxiliary elements to receive motion from the crankshaft, were at first, fan cooling, fuel pump, generator, coolant pump, distributor and oil pump. Over the year, some of these elements, were removed from receiving the motion that engine, but in turn were added, such as the compressor of the vehicle air conditioning system, power steering pump, elements that produce significant losses, in order not to cause the engine stop is necessary that the speed of the engine during slow motion is increased.

This paper, focuses more on the mechanical losses for driving coolant pump and oil pump, referring also to the benefits that can be achieved if released to the Combustion Engine having to provide moving these auxiliary elements.

The proposal is by using electric drive, thus improves its regulation and power absorb, to reduce consumption and emission of pollutants.

AGRADECIMIENTOS

En principio quiero dar las gracias a la **UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**, que a través de la **ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**, tenga dentro de sus planes de estudios, el **MASTER EN AUTOMOCIÓN**, ya que desde que terminé los estudios de **Formación Profesional** en la especialidad de **MECÁNICA Y ELECTRICIDAD DEL AUTOMÓVIL**, quise aprender más sobre el porqué de los diferentes elementos de un vehículo, y aunque cursé la **INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL** en **CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA**, siempre he tenido las ganas de aprender y saber más de este mundo de la Automoción.

Quiero dar las gracias a mis compañeros de trabajo de **Departamento de Automoción en el INSTITUTO POLITÉCNICO CRISTO REY**, por el apoyo que me han dispensado durante la realización de este Máster, no solo durante su desarrollo en el aula, sino también en la realización práctica llevada a cabo.

No puedo olvidarme de agradecer la ayuda prestada por mi alumno de 1º de Automoción **SANTIAGO MIGUEL SANZ SANTAMARIA**, en la adaptación del motor procedente de un **RENAULT TWINGO** que es el que ha servido para tomar datos de la evolución de la temperatura del motor durante el periodo de calentamiento.

Tampoco podía faltar dar las gracias a mi mujer y mi hija por no haber podido estar con ellas el tiempo que yo hubiera deseado.

INDICE

1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Motivación	1
1.2 Objetivos del Trabajo	3
1.3 Estructura del Trabajo	4
2 SITUACIÓN Y ESTADO DE LA TÉCNICA	7
2.1 Parámetros indicados y efectivos	7
2.1.1 Parámetros indicados	7
2.1.2 Parámetros efectivos.....	9
2.1.3 Pérdidas mecánicas	10
2.1.3.1 Trabajo, potencia y presión media de bombeo, fricción y auxiliares	12
2.1.4 Grado de Carga	13
2.1.5 Curvas características	14
2.1.5.1 Normativa de expresión de la Potencia efectiva	15
2.2 Pérdidas mecánicas en elementos auxiliares	17
2.2.1 Ecuaciones empíricas de las pérdidas mecánicas en auxiliares	18
2.2.2 Pérdidas por el accionamiento de elementos auxiliares	19
2.2.3. Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas	21
2.3 La refrigeración. Necesidad	22
2.3.1. Transmisión de calor	23
2.3.2. Ecuaciones semiempíricas	23
2.3.3. Sistema de refrigeración	24
2.3.3.1. Regulación de la temperatura del motor	25
2.3.3.2. Bomba de líquido refrigerante	25
2.3.3.3. Termostato	26
2.3.3.4. Ventilador	26
2.3.4. Cálculo de la bomba de refrigeración	28
2.3.5. Consideraciones durante el calentamiento del motor	29
2.3.5.1. Normativa de control de emisiones contaminantes	31
2.3.5.2. Balance térmico del motor durante su calentamiento según ciclo NEDC	33
2.4 La lubricación. Finalidad	35
2.4.1 Modos y regímenes de lubricación	35
2.4.2 La lubricación en los motores	36
2.4.3. Sistemas de lubricación y componentes	39
2.4.3.1. Bomba de lubricación	39
2.4.4. Análisis del comportamiento del circuito de lubricación	43
2.5 Otros elementos auxiliares existentes	41
3. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS/POSIBILIDADES TÉCNICAS	47
3.1 Refrigeración	47
3.1.1 Gestión térmica del motor	48
3.1.2 Actuaciones de fabricantes en circuito de refrigeración	51
3.2 Lubricación	54
3.2.1 Actuaciones de fabricantes en el sistema de lubricación	56
3.3 Otros elementos auxiliares	56
4 CARACTERIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA REFRIGERACIÓN Y LUBRICACIÓN	59
4.1 Cálculo de la bomba de refrigeración	60
4.2 Dimensionado de los elementos de la lubricación	61
4.3 Aplicación práctica de la reducción del tiempo de calentamiento	62

5 CONCLUSIONES	69
5.1 Resumen de resultados	69
5.2 Principales aportaciones del autor	70
5.3 Propuestas para el futuro	70
6 REFERENCIAS	73
6.1 Textos	73
6.2 Tesis/Proyectos Fin de Carrera	73
6.3 Publicaciones	74
6.4 Catálogos	75
6.5 Páginas Web	75
6.6 Normas	75
6.7 Referencia	75
7 ANEXOS	77
7.1 Relación de figuras	77
7.2 Relación de tablas	79
7.3 Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas	79
7.3.1 Método de deceleración libre	79
7.3.2 Método de Willans	79
7.3.3 Método Morse	80
7.3.4 Método de arrastre	81
7.3.5 Método del diagrama indicador	81
7.4 Transmisión de calor	82
7.4.1 Ecuaciones semiempíricas	83
7.5 Regulación de la temperatura del motor	85
7.5.1 Radiador	85
7.6 Motor Twingo	86
7.6.1 Motor original	86
7.6.2 Motor modificado	86
7.7 Normas	87
7.7.1 UNE 10-059-84: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR	87
7.7.2 SAE J1349 ENGINE POWER TEST CODE - SPARK IGNITION AND COMPRESSION INGNITION - NET POWER RATING.....	87
7.7.3. SAE J1995 JUN90 ENGINE POWER TEST CODE - SPARK IGNITION AND COMPRESSION INGNITION - GROSS POWER RATING	87
7.7.4 DIN 70020-3 (1986-04)	87
7.8 Referencia	88
7.9.1 Identificación Rolls-Royce. Museo de la Historia del Automóvil de Salamanca. Fundación Gómez Planche	88

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación

Desde la aparición del Motor de Combustión Interna Alternativo (**MCIA**), inventado por OTTO en el siglo XIX, hasta nuestros días ha pasado por muchos momentos, unos buenos y otros no tanto. Ha tenido por lo tanto épocas de gran desarrollo tecnológico, sobre todo a raíz o a partir de la crisis del petróleo de la década de los años setenta del siglo pasado.

Al igual que existe la frase “**EL HAMBRE AGUDIZA EL INGENIO**”, en épocas de dificultades en la sociedad, se encuentran soluciones a diversos y múltiples problemas que cuando existe relativa abundancia ni siquiera se les hace caso. Con la mencionada crisis, se empezaron a desarrollar sistemas con los que principalmente se mejoraban sistemas de potencia de los medios de transporte, dirigiéndose las miradas a mejorar sus características dinámicas, reducir las emisiones y también el consumo de combustible, los sistemas de carburación, después los sistemas de inyección de combustible y los sistemas de control. En los últimos años se ha está dirigiendo la mirada hacia el **desarrollo de otros sistemas** o elementos, entre los que está el **sistema de refrigeración**, sistema que controlado eficazmente puede **proporcionar un mejor funcionamiento del motor y unas ganancias importantes en ahorro energético y por consiguiente una reducción de las emisiones a la atmósfera**.

Las exigencias de reducción de emisiones han obligado a la aparición de sistemas que refrigeran los gases recirculados, el aumento de la potencia específica de los motores ha hecho necesario que en casi todos los motores modernos el montaje de refrigeradores del aceite del motor y, también, en aquellos vehículos que disponen de transmisión automática, la refrigeración de su caja de cambios. La búsqueda de una mayor potencia ha conducido a la aplicación de tecnologías de turboalimentación y sobrealimentación con al menos una etapa de refrigeración del aire fresco comprimido antes de entrar a los cilindros. Se cuentan así al menos tres intercambiadores de calor que antes no existían y que se integran en los **sistemas convencionales de refrigeración**, haciendo necesaria la introducción de sistemas de control de flujos y temperaturas (de refrigerantes, gases, aire de admisión y aceite), que se complementen con los sistemas de control del motor, de las emisiones y de la transmisión. En la Figura 1.1 se sintetiza la utilización de la energía del combustible suministrado al motor del vehículo. Sólo

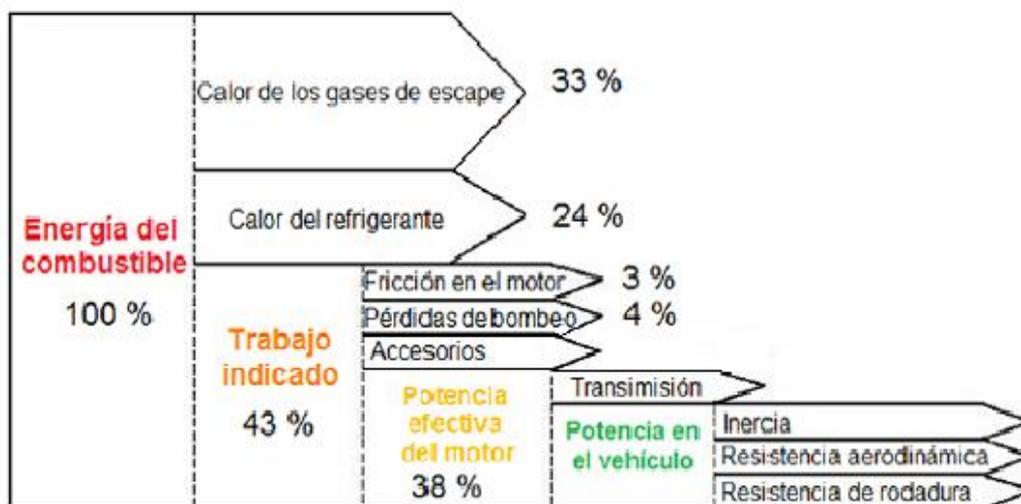


Fig. 1.1. Esquema de la distribución aproximada de la energía del combustible en un vehículo

cerca de un 40 % de la energía del combustible se realiza en forma de energía mecánica efectiva, representa por lo tanto el reparto de la energía contenida en el combustible y que finalmente se obtiene a la salida del motor, la **Potencia Efectiva**, y que es la que a partir de ese punto la que nos va permitir el desplazamiento del vehículo por la transmisión venciendo las resistencias que existen a nivel de

vehículo, la inercia, la resistencia a la aerodinámica y la resistencia a la rodadura. No está indicada la cifra en porcentaje ya que su valor puede variar, dependerá del vehículo en el que se monte el motor.

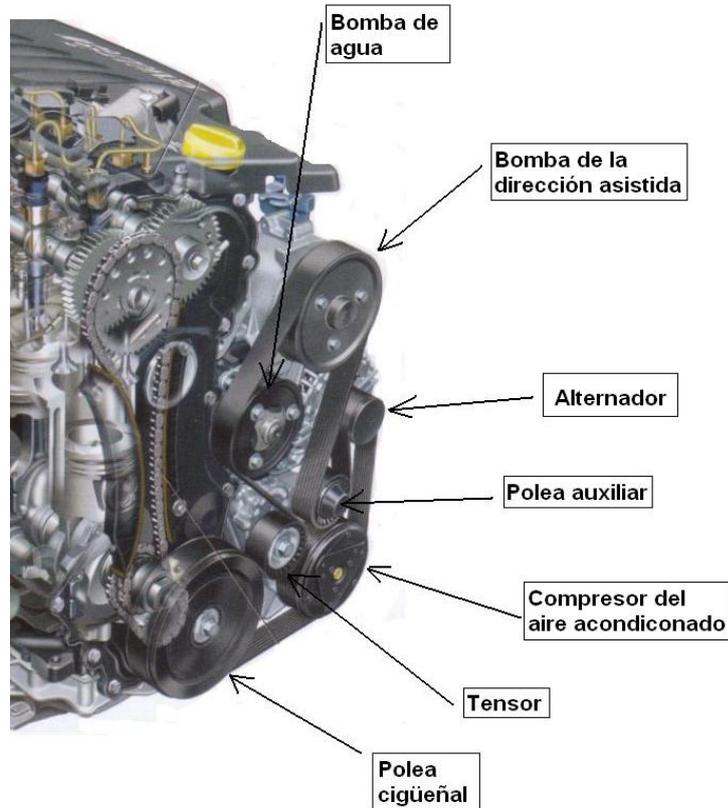


Fig. 1.2 Correa de accesorios y elementos que mueve

Como puede observarse por tanto, las pérdidas que tienen lugar en el interior del motor son las debidas a la **fricción** de las diferentes piezas y las debidas al trabajo que tiene que realizar el motor para que los gases llenen el cilindro y una vez quemados, hacerles salir del interior, que son las llamadas **pérdidas de bombeo**. **Fuera del motor**, tenemos las pérdidas que existen al proporcionar movimiento a los diferentes **elementos auxiliares**, movidos generalmente por una correa, la denominada correa de accesorios según refleja **GONZALO SÁNCHEZ RODRÍGUEZ [33]** en su Proyecto Fin de Carrera **MONTAJE DE ACCESORIOS MEDIANTE CORREA POLI-V EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**, como recoge en la figura 1.2 y que son bomba de refrigeración, bomba de la dirección asistida, generador-alternador y el compresor del aire acondicionado. Hay otro elemento que no está indicado en esa figura, se trata de la **bomba de lubricación**, que también es un elemento auxiliar pero

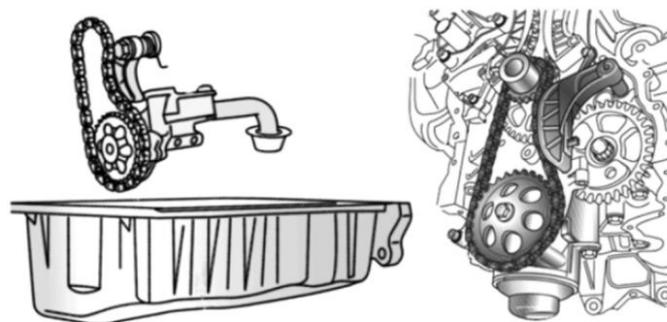


Fig. 1.3 Accionamiento bomba engrase por cadena

en la mayor parte de los casos no es esta correa la que le proporciona el movimiento, sino directamente desde el cigüeñal por una **transmisión de cadena** (fig. 1.3). Otro de los elementos que tampoco está representado es la bomba de alimentación de combustible si nos referimos a un MEP, ni la bomba de inyección si nos referimos aun MEC.

Si tenemos en cuenta que existen accesorios como la bomba de la dirección asistida, el compresor del sistema de climatización o aire acondicionado, las pérdidas tendrán un valor considerable nada despreciable y todo lo que aumente en esta zona del reparto, menos llegará a las ruedas para desplazar el vehículo y me os por tanto será aprovechada la teórica potencia que contiene el combustible.

1.2 **Objetivos del trabajo**

El objetivo principal de este **Trabajo Fin de Máster** es justificar que se pueden seguir **independizando** elementos a los que el cigüeñal proporciona accionamiento, eliminando por completo algunos elementos auxiliares del accionamiento proporcionado por el Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA), pudiendo por lo tanto ser **accionados eléctricamente**.

Los elementos principales de que trata este TFM son la **BOMBA DE REFRIGERANTE** y la **BOMBA DE LUBRICACIÓN**, elementos que hasta la actualidad han mantenido su accionamiento por las correas de distribución o de accesorios la primera y, por una cadena de eslabones, directamente en un extremo del cigüeñal o desde el árbol de levas la segunda.

En la actualidad, cada vez hay más fabricantes de vehículos que incorporan a sus motores la llamada "**GESTIÓN TÉRMICA**", otros la llaman "**REFRIGERACIÓN ELECTRÓNICA**". El fin de estas denominaciones o similares se puede decir que es el mismo, es decir, dar más protagonismo aún a la **UNIDAD DE CONTROL ELECTRÓNICO DEL MOTOR**, llamada por la mayoría **UCE**, pudiendo recibir más información que gestiona y que a grandes rasgos, es la que hasta que el líquido refrigerante no alcance la denominada "**TEMPERATURA DE RÉGIMEN**" que por lo general se establece entorno a unos 90°C, el termostato permanezca cerrado, empezándose a abrir a dicha temperatura o algo menos. Esto último realmente no es nada nuevo ya que es lo que vienen haciendo los **termostatos tradicionales** montados, pero la diferencia está en que la apertura del **nuevo termostato** va a poder depender de las **condiciones de funcionamiento, revoluciones, carga del motor, necesidades mayores o menores de evacuar calor del motor**, dejando por seguridad que se abra de forma normal por encima de cierta temperatura, pudiendo ser en torno a los **110 - 115°C**, evitando que se sobrecaliente en exceso pudiendo llegar a una dilatación tal que los elementos del motor con movimiento relativo con otras piezas se deformen o se agarroten, se gripen. Por otra parte, también la **UCE** puede **gestionar el flujo de refrigerante**, es decir, que permanezca **inmóvil** o a **muy baja velocidad la bomba de refrigeración** y a medida que es necesario **evacuar más calor** del motor, la **bomba aumente** su velocidad de rotación.

En cuanto al **accionamiento de la bomba de lubricación**, aún se mantiene el accionamiento por parte del motor, pero si se independiza, se podrá tener una **presión en el circuito de lubricación antes de ponerle en funcionamiento**, con lo que se podrían conseguir por una parte, **reducir ese intervalo** de tiempo en el que los elementos del motor empiezan a moverse con la **mínima capa de aceite** que se queda adherida a la superficies en contacto, constituiría por tanto una mejora parcial. Por otra parte, también se conseguiría mantener la **presión** en las canalizaciones de lubricación en un valor **constante independientemente del régimen de revoluciones del motor** o empleando la UCE poder regularla variando las velocidad de giro de la bomba. En los apoyos del cigüeñal con los apoyos de bancada o, en las cabezas de biela con las muñequillas del cigüeñal, etc., se podría incluso **evitar la lubricación límite**, es decir, cuando los elementos internos de la unión giratoria empezasen a moverse, estaría ya rodeados de aceite dentro de ese pequeño margen, ajuste, que debe existir entre ambas piezas. Con esto se conseguirían **reducir los desgastes prematuros** que les ocurre a ciertos motores.

1.3 Estructura del Trabajo

Se comienza en el **capítulo 2** con los **parámetros indicados y efectivos** que definen las prestaciones de los motores, y cuya diferencia serán las **pérdidas mecánicas** existentes en un MCIA, que incluyen no solo las relativas al accionamiento de los elementos auxiliares, sino también las que hacen disminuir y mucho la potencia del motor, que son las de **bombeo** y las de **fricción**. Se representarán las curvas características que se obtienen en bancos de pruebas, **Dinamómetros**, según diversas normas que se han ido empleado, en las que unas tienen en cuenta todos los elementos a los que da movimiento el motor como si estuviese montado en un vehículo, y otras en las que se elimina o se reducen al mínimo necesario para el funcionamiento del motor, lo que se diferencia principalmente entre **POTENCIA NETA** y **POTENCIA BRUTA**. Es la diferencia entre la expresión de la Potencia DIN, NETA, y la Potencia SAE, BRUTA, al terminar de eliminar elementos auxiliares del accionamiento por parte del motor, **la Potencia DIN [84], tenderá hacia la Potencia SAE [82]**, pudiendo dejar de existir diferencias entre normas para la expresión de la potencia que siempre conllevan a alguna cierta confusión.

En los puntos 2.3 y 2.4, se tratarán los sistemas de **refrigeración** y **lubricación**, donde se reflejarán los sistemas existentes que podríamos decir que **sistemas tradicionales**, indicando los componentes principales, funcionamiento y caracterización o dimensionado sobre todo de las **bombas** que van a ser las encargadas de poner en movimiento el líquido **refrigerante** y el **aceite** de lubricación respectivamente.

Dentro del punto 2.3.5, se tratará la contaminación de los MCIA, durante el periodo de calentamiento, relacionándolo con el ciclo de homologación de vehículos, NEDC.

Aunque en principio no es cometido de este TFM (punto 2.5), pero se hará referencia a otros elementos auxiliares que se han introducido en el automóvil, como mejoras en el confort de los pasajeros en el habitáculo, que es el **sistema de climatización-aire acondicionado**, el aumento de potencia de los motores gracias a la **sobrealimentación**, con el empleo de los **compresores en la admisión**, la manejabilidad de los vehículos a la hora de realizar las operaciones de aparcamiento o movimiento a baja velocidad, que es la utilización de otra bomba, la correspondiente a la **dirección asistida**.

En el **capítulo tercero**, se presentarán las **propuestas** para que el motor no sea el que tenga que proporcionarles el movimiento, es decir, puedan ser accionados esos elementos auxiliares principalmente por un motor eléctrico, de manera que gobierne la UCE el régimen de revoluciones de la bomba de refrigeración en función de las condiciones de funcionamiento del MCIA, de una forma similar a como lo hace cuando recibe el movimiento del motor. En este caso es lo que se denomina "**GESTIÓN TÉRMICA del MOTOR**", en el punto 3.1.

En el punto 3.2 se planteará de forma similar que para la refrigeración, el accionamiento de la **bomba de lubricación**, de manera que cuando pretendamos poner **en funcionamiento el motor**, en todas las canalizaciones del circuito de lubricación ya tengamos la **presión necesaria**, de esta manera se **reducen los desgastes-rozamientos iniciales**. Se podría plantear de forma similar a cuando se pone el contacto en un motor de encendido por compresión de inyección directa, en los que mientras se activa el sistema de arranque en frío, de precalentamiento, la bomba de alimentación que se encuentra en la mayoría de los vehículos en el depósito de combustible, lo envía al sistema de alimentación, con lo que el filtro de gasoil y la bomba de inyección de alta presión ya se encuentran alimentados por el combustible y una vez accionada la llave de contacto el tiempo transcurrido hasta la puesta en funcionamiento del motor es mínimo.

El punto 3.3 que se refiere a **OTROS ELEMENTOS AUXILIARES**, los cuales para evitar que el motor sea el que tenga que proporcionarles el accionamiento, se indicarán sistemas independientes, movidos por motores eléctricos, de forma que las **pérdidas** por su empleo se **eliminan totalmente**. Son elementos que los fabricantes de vehículos han ido introduciendo en sus modelos y que el conjunto ALTERNADOR-BATERÍA son capaces de producir y alimentar la suficiente energía eléctrica.

El **capítulo cuarto** incluye el cálculo de la potencia de accionamiento de las bombas de refrigeración y de lubricación, y por lo tanto poder seleccionar un motor eléctrico que nos garantice ese movimiento, es decir, se determinará la potencia necesaria de accionamiento para el caso de máxima exigencia, o lo que es lo mismo, la potencia que deberán proporcionar esos motores eléctricos para que pueda mover las correspondientes bombas y poder ser variado el régimen de giro según las necesidades.

En el **capítulo quinto**, se indicará la **comparación** realizada de forma **práctica** sobre un **MEP**, correspondiente a un **RENAULT TWINGO**, tipo **C3G A/700 de 1239 cm³ de cilindrada con bomba de agua movida por una de las dos correas de accesorios** que posee, sistema convencional de refrigeración, y él mismo al que se le ha **acoplado un motor eléctrico** que mueve la **bomba** cuando se ha alcanzado la **temperatura de 80°C** y un elemento que hace las funciones de **termostato pilotado**, que se activa, se abre cuando se alcanzan **los 80°C** que es la **temperatura considerada** para establecer un tiempo de calentamiento del motor. Con esto se comprueba realmente el **beneficio** que se obtiene con la **eliminación del movimiento a la bomba del agua**, por dos razones, una que el trabajo que tiene que proporcionar el motor para moverla, **se aprovecha** en la propia potencia efectiva, y por otra, que al **calentarse** de una manera **más rápida**, el **tiempo** durante el que está funcionando el motor **con mezcla rica es menor**, luego al ambiente se le expulsan **gases contaminantes** durante **menos tiempo**, y por añadidura, el **consumo** también se verá **reducido**.

En el apartado 7.6 se pueden observar las fotografías realizadas al motor con la configuración original y las realizadas con la modificación.

2 SITUACIÓN Y ESTADO DE LA TÉCNICA

2.1 Parámetros indicados y efectivos

Los parámetros básicos que definen las prestaciones de los motores se pueden clasificar en **parámetros indicados y efectivos** [1] [2]. Los primeros hacen referencia a lo que **sucede en el cilindro**, y los segundos están relacionados con lo que sucede en el eje del motor. Las Diferencias entre ambos son las **pérdidas mecánicas existentes**, una parte de ellas es de lo que trata este TFM.

2.1.1 Parámetros indicados

Los parámetros indicados reciben su nombre del diagrama de indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en cámara a lo largo del ciclo de trabajo en función del volumen del cilindro, como se ve en la Figura 2.1. Durante el ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos **lazos**: el de **alta presión**, marcado con el **signo positivo** en la figura, y el de **baja presión**, marcado con el **signo negativo** en la misma figura. El lazo de baja presión se denomina de **bombeo**, pues es causado por la necesidad de bombear los gases para ser renovados, es decir el trabajo necesario para hacer entrar los gases frescos al interior de los cilindros y el trabajo igualmente necesario para hacer expulsarlos del interior una vez que ya han sido quemados.

El lazo de alta presión coincide en su mayor parte con la evolución termodinámica durante el ciclo cerrado (compresión, combustión y expansión), aunque no íntegramente, puesto que debido al ángulo de apertura del escape, una parte, la derecha del lazo de alta presión, corresponde al inicio del proceso de escape y como consecuencia del cierre retrasado de la admisión, otra parte corresponde al final del proceso de admisión.

El trabajo neto cedido por los gases en el ciclo real del motor puede calcularse con la integral a lo largo del bucle cerrado de todo el ciclo, que coincide con el área encerrada por el ciclo en el diagrama P-V, asumiendo presión constante en la otra cara del pistón. Si la integral se extiende sólo al **lazo de alta presión** se obtendrá un **trabajo positivo** debido a que el área es recorrida en sentido horario mientras que el **lazo de baja presión** proporcionará una integral de signo negativo, **trabajo negativo**, de ahí los signos en la fig. 2.1.

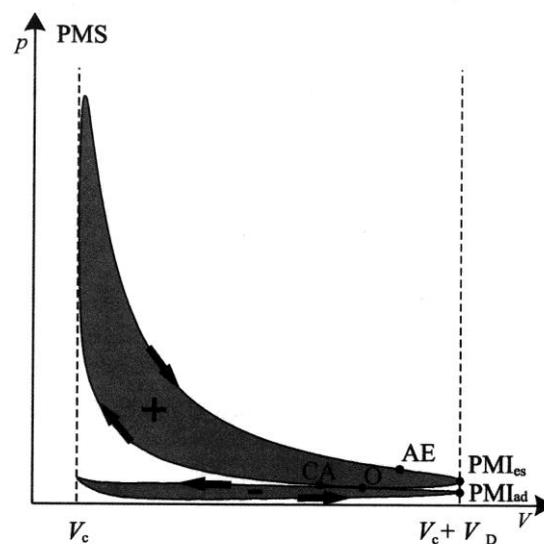


Fig. 2.1 Ciclo indicado de un motor de cuatro tiempos

Teniendo en cuenta lo anterior se definen los siguientes parámetros:

- **Trabajo indicado (W_i):** Es la integral del lazo de alta presión entre los puntos muertos superiores de admisión (PMI_{ad}) y de escape (PMI_{es}):

$$W_i = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p \, dV > 0 \quad (1)$$

El trabajo indicado coincide con el trabajo realizado, si se asume presión constante en la otra cara del pistón.

Como se ha indicado, es un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón gracias a que durante el proceso de combustión y expansión la presión en la cámara es superior a la de la compresión.

- **Potencia indicada (N_i):** Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo:

$$N_i = i n W_i \quad (2)$$

Puede calcularse, bien referida a un cilindro, bien al motor completo, si el trabajo W_i es la suma de los trabajos de todos los cilindros.

- **Rendimiento indicado (η_i):** Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_i PCI} \quad (3)$$

Resultado que nos dará para un cilindro, o si la potencia N_i está referida al motor completo el rendimiento por tanto corresponderá a todos los cilindros.

- **Presión media indicada (pm_i):** Es aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo indicado, como se ve en la Figura 2.2.

$$pm_i = \frac{W_i}{V_D} \quad (4)$$

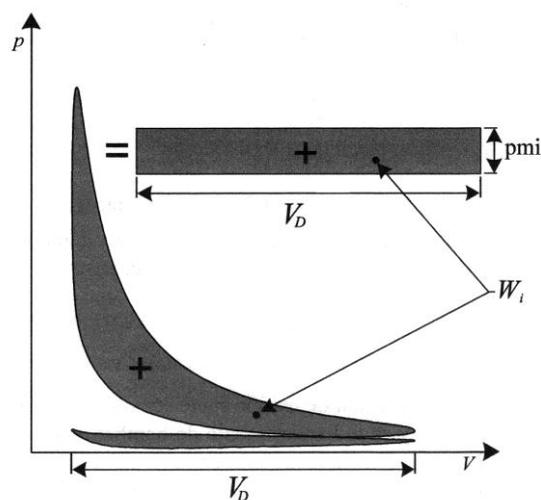


Fig. 2.2 Ciclo indicado y representación de la presión media indicada

Introduciendo la expresión (4) en la (2) se obtiene una expresión para la potencia indicada de un cilindro, o bien, si en lugar de la cilindrada y el trabajo unitarios se toman los totales, se tendrá la potencia indicada de todo el motor:

$$N_i = i n p m_i V_D \quad (1 \text{ cilindro})$$

$$N_i = i n p m_i z V_D = i n V_T \quad (z \text{ cilindros}) \quad (5)$$

$$V_T = z V_D$$

La potencia indicada del motor resulta pues directamente proporcional a la pm_i , a la cilindrada total V_T , al régimen de giro n y al tipo de ciclo i .

2.1.2 Parámetros efectivos

Los parámetros indicados considerados, están relacionados con los aspectos energéticos del motor en sí mismo, pero no tienen en cuenta la forma en que el motor es capaz de transmitir esa energía al cigüeñal, en consecuencia se desarrollan unos parámetros, llamados efectivos, que sí tienen en cuenta las pérdidas de energía asociadas.

Los parámetros efectivos más habituales tenidos en cuenta, son los siguientes:

- **PAR EFECTIVO (M_e):** Es el par mecánico medio que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior. Es posible su medida directa, de modo que junto con el régimen de giro del motor, permiten el cálculo del resto de parámetros efectivos. El par motor es un parámetro de especial interés pues **indica la capacidad tractora de accionamiento que proporciona el motor a los dispositivos arrastrados por él**, indica asimismo la capacidad de aceleración.
- **POTENCIA EFECTIVA (N_e):** Se obtiene a partir del par efectivo (M_e) que el motor proporciona al régimen de giro n :

$$N_e = M_e \omega \quad (6)$$

$$\omega = 2 \pi n$$

Además la **potencia efectiva** puede expresarse en **función de la indicada y de las pérdidas mecánicas**:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (7)$$

donde la potencia absorbida por las pérdidas mecánicas (N_{pm}), engloba las pérdidas de bombeo, las pérdidas de fricción mecánica y, la potencia necesaria para el accionamiento de auxiliares como se ha indicado anteriormente. La potencia efectiva que se obtenga dependerá de la norma de ensayo aplicada, ya que de esta dependen qué elementos auxiliares deben activarse, emplearse o acoplarse durante el ensayo.

- **TRABAJO EFECTIVO (W_e):** Es la diferencia entre el trabajo indicado y el debido a las pérdidas mecánicas:

$$W_e = W_i - W_{pm} \quad (8)$$

En la práctica su cálculo puede hacerse a partir de la potencia efectiva:

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad (9)$$

- **PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (pm_e):** Por analogía con pm_i se define la presión media efectiva pm_e , como una presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo, con lo que se puede escribir como:

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T} = \frac{2 \pi M_e}{i V_T} \quad (10)$$

En la **tabla 2.1 [1]** se pueden ver valores orientativos de la presión media efectiva máxima para diferentes tipos de motores.

Tipo	MEP	pme (bar)	MEC	pme (bar)
4 T	Competición	16	Inyección Indirecta	12
	Atmosférico	13	Inyección Directa sobrealimentado	23
	Sobrealimentado	17	Industrial vehículo pesado	23
2 T	Pequeño tamaño	12	Gran tamaño sobrealimentado	25

De forma similar a las expresiones (7) y (8), también se podrá expresar la presión media efectiva como:

$$pm_e = pm_i - pm_{pm} \quad (11)$$

Hay que tener en cuenta que la **presión media efectiva** se ha de expresar para el **motor completo**, es decir, es la media de la presión media de todos los cilindros.

2.1.3 Pérdidas mecánicas

Como se representa en la Figura 2.3, el trabajo indicado no está disponible en el eje del motor sino que existen una serie de pérdidas de energía cuyo resultado es un trabajo efectivo (en el eje) menor que el indicado. Esto es debido a que al trabajo indicado hay que restarle unas pérdidas mecánicas que existen en el funcionamiento del motor.

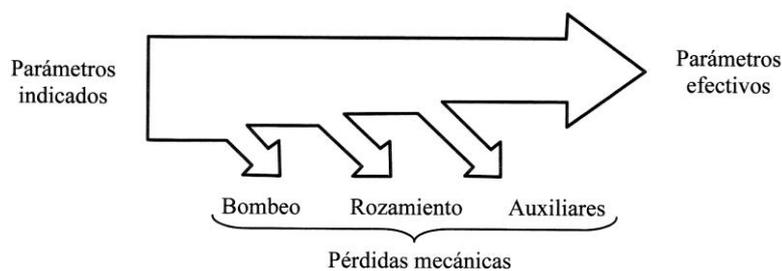


Fig. 2.3 Pérdidas mecánicas en un motor térmico

2.1.3.1 Clasificación de las pérdidas mecánicas

Las pérdidas mecánicas que se producen en el motor se pueden agrupar atendiendo al tipo de proceso que las origina en:

- **Pérdidas de fricción (pm_R, N_R):** Son las originadas por el rozamiento entre las piezas móviles que componen los mecanismos del motor.

- **Pérdidas de bombeo (pm_b, N_b):** Se definen como el trabajo mecánico realizado por el pistón contra los gases durante las fases de admisión y de escape. Es decir, energía consumida para realizar el proceso de renovación de la carga, y en motores sobrealimentados cuando la presión de admisión sea superior a la de escape, el lazo de bombeo será positivo y representaría trabajo recuperado.
- **Pérdidas de accionamiento de auxiliares (pm_a, N_a):** Son las pérdidas debidas al accionamiento de los diferentes elementos auxiliares del motor, por ejemplo, bombas para el lubricante, el refrigerante, el combustible, etc. En motores sobrealimentados en los que se acciona mecánicamente el compresor, también se considera dicho compresor como un sistema auxiliar.

Por lo tanto las pérdidas mecánicas globales se pueden expresar en términos de presiones medias como:

$$pm_{pm} = pm_R + pm_b + pm_a \quad (12)$$

La Figura 2.4, reflejada por varios autores, como **Heywood [8]** y **Payri [1]** entre otros, presenta una comparación de pérdidas mecánicas a **diferentes grados de carga y regímenes de giro**, entre un **MEP** y un **MEC**, ambos motores de 4 cilindros y 1,6 litros de cilindrada. Se puede apreciar que:

- En ambos motores se **incrementan las pérdidas mecánicas con el régimen de giro**.
- Las pérdidas en el mecanismo pistón-biela-cigüeñal son más elevadas en el MEC, debido al mayor peso de las piezas, por tener que soportar mayores esfuerzos mecánicos motivados por las mayores presiones de combustión.
- Las pérdidas ocasionadas por el proceso de renovación de la carga (pérdidas de bombeo) son mayores en el MEP y además estas pérdidas se incrementan a bajos grados de carga debido a la estrangulación del conducto de admisión por la mariposa accionada por el acelerador.
- **El grado de carga afecta muy poco a las pérdidas de los sistemas auxiliares**, varía relativamente poco con la carga del motor.

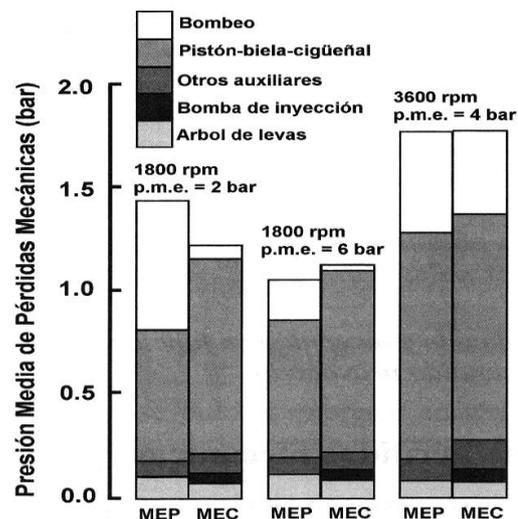


Fig. 2.4 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC a diferentes grados de carga y r.p.m

De forma general las pérdidas mecánicas en motores de automoción, en condiciones de potencia efectiva máxima y a plena carga, se distribuyen según los porcentajes de acuerdo a lo reflejado **J. Arrègle y otros [4]** de la forma siguiente:

- **Pérdidas por fricción:** 60%
- **Pérdidas por bombeo:** 25%
- **Pérdidas por auxiliares:** 15%

En este TFM al tratar de “**REDUCCIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN EL ACCIONAMIENTO DE ELEMENTOS AUXILIARES**”, no se entrará en las dos primeras, aunque la propuesta que se presente en el capítulo 3, si tiene relación la primera, ya que como se verá, el que se introduzca una bomba eléctrica para la puesta en circulación del lubricante, el desgaste al que están sometidos los elementos mecánicos, conjunto Pistón-Segmentos-bulón-Cilindro (PSBC), conjuntos Cojinetes de cigüeñal-Apoyos de Bancada, Muñequillas de Cigüeñal-Cabeza de Biela, etc., en el periodo de arranque y calentamiento del motor se producen en condiciones de “**LUBRICACIÓN MIXTA**” según **Stribeck**.

Una clasificación más completa de las pérdidas existentes en un motor térmico se puede encontrar en el estudio realizado por E. Ciulli [44] [45], donde están indicadas aquellas que tienen lugar en el interior del motor, que son las debidas a los rozamientos (Mechanical Friction), y las de bombeo (Pumping) y las que tienen lugar en el exterior, son las originadas en los accesorios (Auxiliary Device) a los que proporciona movimiento el cigüeñal (fig. 2.5).

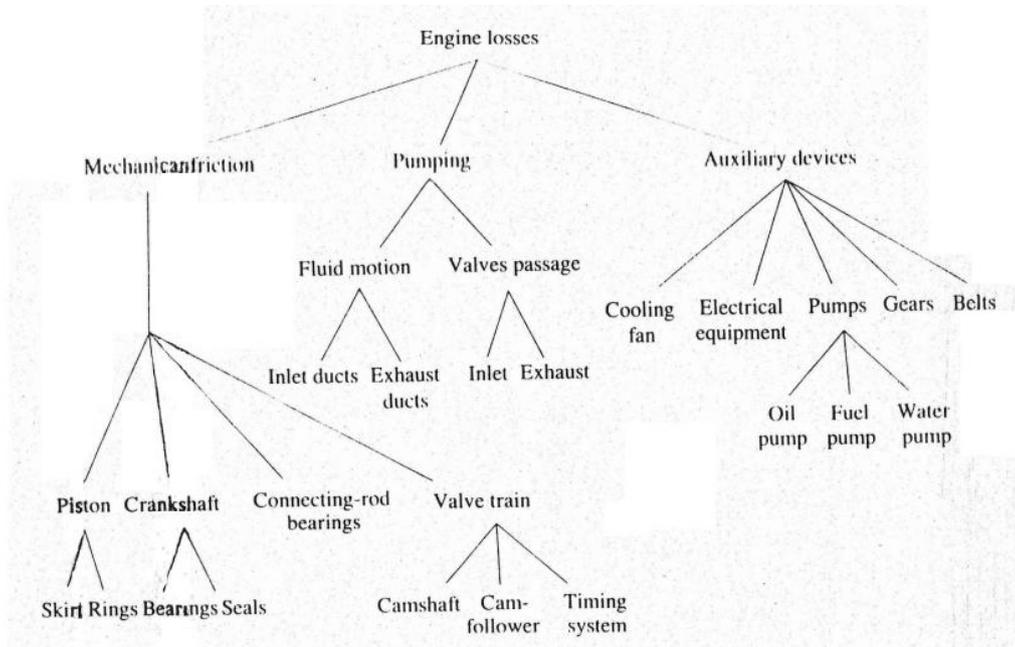


Fig. 2.5 Pérdidas mecánicas en un motor térmico según E. Ciulli

2.1.3.2 Trabajo, potencia y presión media de bombeo, fricción y auxiliares

El trabajo del bucle de baja presión en los motores de cuatro tiempos se suele considerar una pérdida mecánica por ser generalmente un área de valor negativo:

$$W_b = \int_{PMI_{es}}^{PMI_{ad}} p \, dV < 0 \quad (13)$$

Como consecuencia de que la presión de escape suele ser superior a la de admisión, el trabajo del lazo de baja es negativo y se le llamar **trabajo de bombeo**, pues es un trabajo necesario para la renovación de la carga. En algunos motores sobrealimentados, la presión de admisión, por efecto del compresor, puede ser superior a la de escape, por lo que este trabajo puede ser positivo. La expresión (6) permite obtener el trabajo de bombeo de un cilindro; si se requiere el del motor, basta con sumar el correspondiente a todos y cada uno de los cilindros.

Como en el caso de los parámetros indicados, puede definirse una **potencia de bombeo**:

$$N_b = i n W_b \quad (14)$$

que, de acuerdo con el valor tomado para W_b , puede referirse a un cilindro o al motor completo; y una **presión media de bombeo**:

$$pmb = \frac{W_b}{V_D} \quad (1 \text{ cilindro})$$

$$pmb = \frac{\sum_z W_b}{V_T} \quad (z \text{ cilindros}) \quad (15)$$

De forma similar, es posible definir los correspondientes parámetros de **potencia y presión media para las pérdidas por fricción**:

$$N_R = i n W_R \quad (16)$$

$$pmR = \frac{W_R}{V_T} = \frac{N_R}{i n V_T} \quad (17)$$

y para las **pérdidas por accionamiento de auxiliares**:

$$N_a = i n W_a \quad (18)$$

$$pma = \frac{W_a}{V_T} = \frac{N_a}{i n V_T} \quad (19)$$

Los parámetros referidos a elementos **auxiliares y a fricción**, se deben tener en cuenta a **motor completo**, ya que **dichas pérdidas** mecánicas han de calcularse de forma integral, completa y no como es el caso de las **pérdidas por bombeo** que deben realizarse de forma **individualizada** para cada cilindro.

Si sumamos los parámetros anteriores, de bombeo, de fricción y de accionamiento de los auxiliares, se puede expresar el **trabajo, potencia y presión media de pérdidas mecánicas** del motor como:

- Trabajo: $W_{pm} = W_b + W_R + W_a \quad (20)$

- Potencia: $N_{pm} = N_b + N_R + N_a \quad (21)$

- Presión media: $pm_{pm} = pm_b + pm_R + pm_a \quad (22)$

2.1.4 Grado de Carga

El Grado de Carga cuantifica en general lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Se suele aplicar al par en el eje, a la potencia e incluso al caudal combustible. Aplicado a la potencia, es la proporcionada en unas determinadas condiciones de funcionamiento con respecto al máximo posible del motor a ese mismo régimen, viniendo definido como:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,max}} \quad (23)$$

Por hacerse la comparación al mismo régimen, se puede por tanto establecer las siguientes igualdades:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,max}} = \frac{M_e}{M_{e,max}} = \frac{pm_e}{pm_{e,max}} \quad (24)$$

Junto con el régimen de giro o la velocidad media del pistón, son los parámetros elementales más representativos de las condiciones operativas del motor y los parámetros de entrada habituales en las curvas características de un motor.

La **regulación del Grado de Carga** se consigue de distinta manera según el tipo de motor:

- **Motores de encendido por compresión**: inyectando más o menos combustible, lo que modifica la calidad de la mezcla, por lo que en muchos casos se define el grado de carga en este tipo de motor por el cociente de gastos de combustible:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,max}} \quad (25)$$

- **Motores de Encendido Provocado:** cerrando la válvula de mariposa en la admisión, el gasto de mezcla admitida disminuye, disminuyendo por tanto la presión pero manteniéndose la temperatura prácticamente inalterada, con lo que el grado de carga se puede definir como el cociente de gastos de aire:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,max}} \quad (26)$$

2.1.5. Curvas características

Una forma habitual de mostrar las prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento de interés de un motor es hacerlo de forma gráfica mediante lo que se conoce como **Curvas Características**.

En general, las curvas características representan uno o varios parámetros de interés (prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento) en función de las condiciones operativas del motor. Los parámetros de interés más habituales son la **potencia**, el **par** o la **pm_e**, el consumo o rendimiento y las emisiones específicas, aunque dependiendo del uso pueden encontrarse curvas características que representen el dosado, la tasa de EGR, los caudales y temperaturas de fluidos o, en general, cualquier otro parámetro que pueda tener interés para una determinada aplicación.

Dependiendo de las características y la aplicación concreta de un motor, este presenta mayor o menor grados de libertad para acomodarse a sus requerimientos de uso, de modo que su rango de variación en la mayoría de ocasiones viene determinado mediante uno o dos de los parámetros de funcionamiento (régimen y velocidad lineal media del pistón, grado de carga, gasto de aire y rendimiento volumétrico, gasto de combustible,...). Así, en la mayoría de aplicaciones de automoción el motor tiene dos grados de libertad, pudiendo cambiar tanto el régimen de giro como su grado de carga, de modo que régimen y par, o sus equivalentes normalizados **c_m** y **pm_e** son los dos parámetros más empleados como variables independientes. Cuando las condiciones de variación del motor se reducen, como en el caso de los motores estacionarios donde el régimen de giro es prácticamente constante, puede cubrirse todo el campo de operación del motor con una sola variable independiente que represente la variación del grado de carga. Es habitual en este caso usar la **potencia**, el **par** o la **pm_e**.

La forma de presentar la información se ha ido normalizando a lo largo del desarrollo de los motores, de modo que es habitual emplear unas determinadas curvas características en cada ámbito de

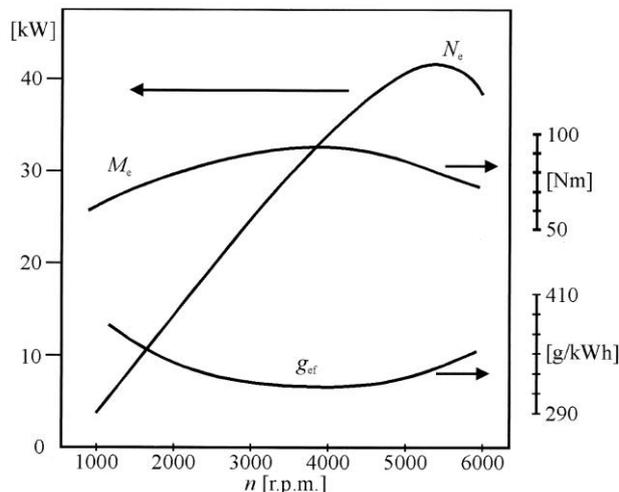


Fig. 2.6 Curvas de plena carga de un motor MEP

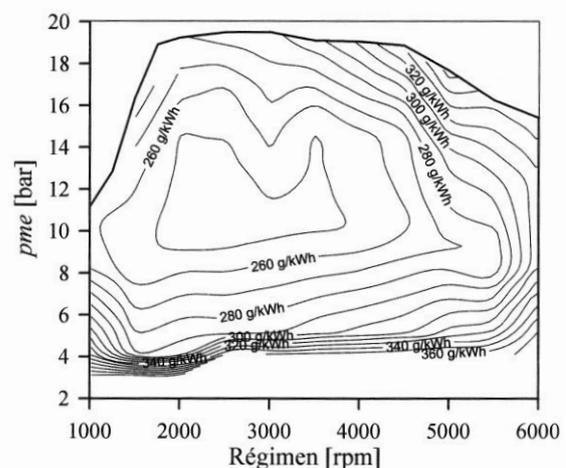


Fig. 2.7. Curvas de isoconsumo de un motor MEP sobrealimentado

aplicación. Los dos tipos más habituales son:

- **Curvas características de velocidad.** Para un grado de carga constante, muestran el parámetro de interés en **función del régimen de giro**. Dentro de este tipo, son muy usuales en aplicaciones de automoción las **curvas de plena carga** que corresponden a las máximas capacidades de un motor. En ellas se representan el par o la pm_e junto con la potencia que entrega el motor en condiciones de accionamiento máximo del acelerador. Permiten de forma sencilla conocer la potencia y el par máximos y a qué regímenes se dan. Se suele acompañar estas dos curvas de la de consumo específico, también a plena carga. La Figura 2.6 muestra un ejemplo de estas curvas en un motor MEP.
- **Curvas características multiparamétricas.** Presentan la variación de uno o varios parámetros de interés en función de más de una variable de operación. Las variables independientes habituales para esta representación son el régimen de giro y la pm_e , obteniéndose mapas bidimensionales donde se muestra el comportamiento del motor a carga parcial. Normalmente se representan en dichos mapas las curvas características de isoconsumo, isopotencia, etc. La Figura 2.7 muestra un ejemplo de curva multiparamétrica en un motor MEP sobrealimentado.

2.1.5.1. Normativa de expresión de la Potencia efectiva

Dado que los motores de combustión interna alternativa aspiran aire de la atmósfera para su funcionamiento, sus actuaciones dependen sensiblemente del estado en que se encuentre. Despreciando la humedad, las condiciones del aire aspirado se pueden definir termodinámicamente por dos variables de estado, la presión y la temperatura. Estas dos variables lógicamente no son constantes ni a lo largo del año ni para cualquier punto geográfico, pudiendo existir variaciones de presión (+/- 50 mbar) y de temperatura (+/- 25°C).

Debido a esta significativa sensibilidad de las prestaciones de los MCIAs con respecto a las condiciones atmosféricas, es necesario efectuar correcciones en los parámetros antes relacionados para poder compararlas con las de otro motor o las del mismo trabajando bajo condiciones atmosféricas diferentes. A este efecto existen varias normativas aplicables a la especificación de parámetros de actuación de MCIAs, algunas de ellas son la **SAE J1349 [82]**, **SAE J1995 [83]**, **DIN 70020-3 [84]**, **88/195/CEE** y **UNE 10059-84 [81]**.

Cuando la medida de la potencia de un motor se realiza siguiendo una determinada norma, debe incorporarse a la cifra de potencia obtenida las siglas de la norma utilizada (DIN, SAE,...), ya que existen diferencias entre los procedimientos utilizados se derivan de que en determinadas normas la medida se realiza después de retirar del motor elementos que consumen potencia durante el funcionamiento, como filtro de aire, ventilador, alternador, etc., por el contrario, otros procedimientos exigen que se mantengan los elementos que el motor necesita en sus condiciones de trabajo, obteniéndose de esta manera la POTENCIA NETA ó REAL, que es la Potencia efectiva.

Antes de indicar las diferentes normas existentes para la determinación de la potencia de un motor, se definirán los términos de **POTENCIA NETA** y **POTENCIA BRUTA**:

- **POTENCIA NETA:** potencia obtenida en un cigüeñal o pieza semejante en el banco de pruebas al número de revoluciones indicado por el fabricante estando dotado el motor de los elementos normales necesarios para el fin previsto.
- **POTENCIA BRUTA:** es parecida a la de potencia neta pero no se requiere equipo normal, sino que también permite el del banco de pruebas, y tampoco son imprescindibles todos los componentes del equipo prescritos en la "potencia neta".

Los elementos normales a los que se hace referencia, vienen expresados en las correspondientes normas que se encuentran en los anexos.

Resumiendo de una manera esquemática lo que cada norma de ensayo ofrece, se tiene:

- **SAE J1995 [83]:** es una norma de ensayo en la que la potencia se mide en el motor prácticamente sin accesorios, ya que faltan filtro de aire, silenciador de escape, generador y ventilador, por lo que el valor de la potencia obtenido es más alto del que se puede obtener con el motor puesto en el vehículo. Corresponde a la expresión de la potencia obtenida como “**POTENCIA BRUTA**”.
- **SAE J1349 [82]:** es una norma americana al igual que la SAE J1995, pero el motor se prueba con todos los accesorios, incluyendo el sistema de escape completo, todas las bombas, el alternador, el motor de arranque y control de emisiones, ofreciendo por tanto un valor de “**POTENCIA NETA**”. La relación entre la potencia obtenida por SAE J1349 con respecto a SAE J1995, es de aproximadamente un 80%.
- **DIN 70020-3 [84]:** no hace distinción entre motores atmosféricos o con turbocompresor y es la tomada como referencia a nivel europeo, correspondiendo con el valor de “**POTENCIA NETA**”, se asemeja a la SAE J1349.
- **88/195/CEE:** es una revisión de otra norma europea anterior, la 88/195/CEE y tiene en cuenta si el motor es de aspiración natural o es un motor con turbocompresor.
- **UNE 10059-84 [81]:** norma que tiene por objeto establecer un método de ensayo de motores destinados a vehículos automóviles, a la presentación de curvas de potencia y consumo específico de combustible a plena carga en función de la velocidad del motor, dando como resultado una “**POTENCIA NETA**”

De forma gráfica se puede ver la diferencia de aplicación de las normas indicadas en la figura 2.8.

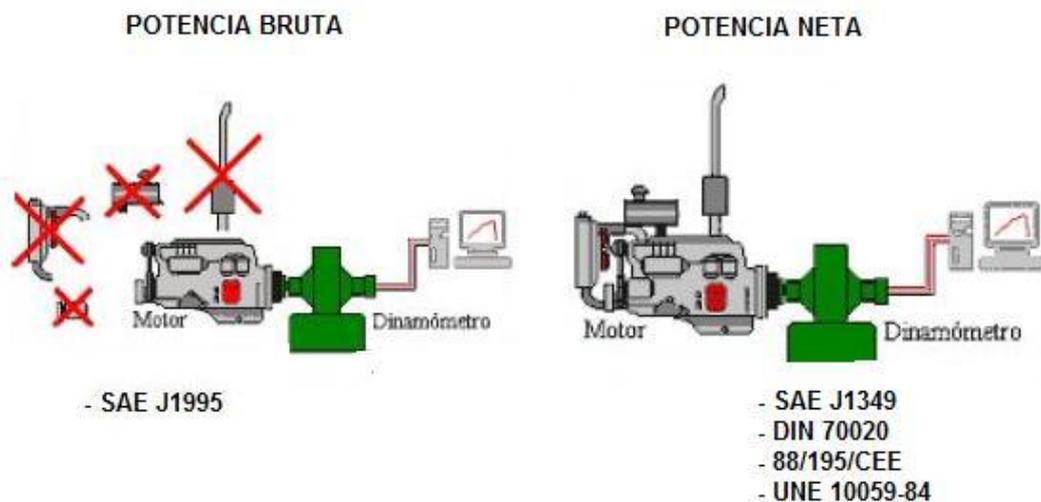


Fig. 2.8 Comparación de las diferentes normas para la potencia

La comparación en los valores expresados de la potencia según las normas anteriores se ven en la tabla siguiente (Tabla 2.2) para un motor:

Tabla 2.2. Comparación de Potencias obtenidas para un motor de 73,55 kW/100 C.V. en las mismas condiciones	
Norma	Potencia obtenida
SAE J1995	80,90 kW/111 C.V.
SAE J1349	76,69 kW/107 C.V.
DIN 70020-3	73,55 kW/100 C.V.

2.2 Pérdidas mecánicas en elementos auxiliares

Durante el desarrollo y construcción de MCIA, se ha mantenido como objetivo prioritario incrementar su rendimiento, consiguiéndose importantes mejoras si se comparan los primeros motores que sólo alcanzaban cerca de **20%** de rendimiento los MEC y menos aún los MEP, llegando en estos últimos con la aplicación de técnicas actuales a superar el **35%**. Sin embargo, estas mejoras corresponden a valores máximos en estrechos rangos de funcionamiento, ya que el rendimiento medio de los **MCIA** sigue siendo bajo, lo cual se traduce en consumos elevados de combustible.

Para aumentar el rendimiento efectivo de los motores se trabaja en dos direcciones, la primera dirigida a **mejorar los procesos termodinámicos** del ciclo de trabajo y con ello incrementar el trabajo indicado (W_i) y la segunda a **incrementar el rendimiento mecánico**, es decir, **reduciendo las pérdidas** entre el trabajo que transfieren los gases al pistón y el trabajo mecánico disponible en el eje de salida (W_e). Como quedó definido en el capítulo 2.1.3, la diferencia entre el trabajo indicado y el trabajo efectivo se denomina **Trabajo de Pérdidas Mecánicas (W_{pm})**:

$$W_{pm} = W_i - W_e \quad (27)$$

Las pérdidas mecánicas también se pueden expresar en términos de trabajo específico o presiones medias y en términos de potencia:

$$pm_{pm} = pm_i - pm_e \quad (28)$$

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad (29)$$

Para cuantificar las pérdidas mecánicas de forma no dimensional es normal utilizar el término **rendimiento mecánico** definido como el cociente entre la **presión media efectiva** y la **presión media indicada**:

$$\eta_m = \frac{pm_e}{pm_i} = \frac{pm_i - pm_{pm}}{pm_i} = 1 - \frac{pm_{pm}}{pm_i} \quad (30)$$

El rendimiento mecánico depende, del grado de carga:

- Cuando el motor funciona en vacío su rendimiento mecánico es nulo.
- Cuando el motor funciona a plena carga su rendimiento mecánico es máximo.
- Los motores sobrealimentados presentan mayor rendimiento mecánico máximo como consecuencia de su mayor pm_e y reducción del trabajo de bombeo.

Los valores máximos del rendimiento mecánico en motores MEP y MEC de aspiración natural oscilan de **70 a 85 %**, mientras que en motores sobrealimentados son de **80 a 90%**.

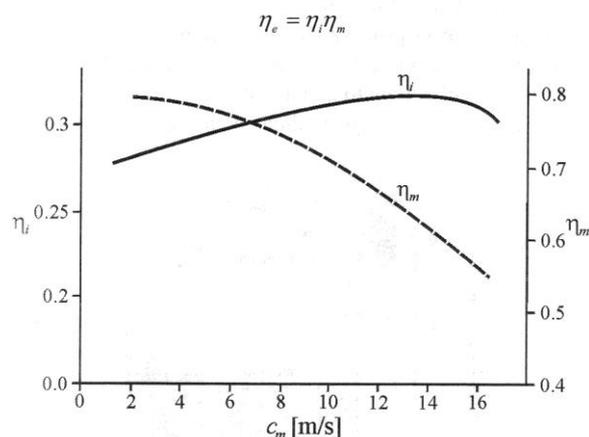


Fig. 2.9 Rendimiento indicado y mecánico en función de la velocidad lineal media del pistón en un MEP

El rendimiento mecánico decrece con el régimen de giro del motor, particularmente con la velocidad media del pistón. En la Figura 2.9 se muestra la evolución de los rendimientos indicado y mecánico en función de la velocidad lineal media del pistón para un MEP a plena carga; se puede apreciar que las condiciones operativas de máximo rendimiento indicado coinciden con las de rendimiento mecánico marcadamente decreciente, este comportamiento condiciona la evolución del rendimiento efectivo del motor provocando que su magnitud se reduzca forma acentuada a elevadas velocidades de trabajo.

2.2.1. Ecuaciones empíricas de las pérdidas mecánicas en auxiliares

Muchos han sido los investigadores que han tratado el tema de las pérdidas mecánicas en el accionamiento de auxiliares, pero como no hay una expresión que pueda de forma exacta el valor de ellas, todos ellos han obtenido lo que se denomina Ecuación Empírica, ecuación con la que de una forma aproximada se puede establecer lo que es necesario emplear para poder mover o accionar el conjunto de elementos auxiliares.

El que más se ha empleado para determinar esas pérdidas ha sido **BISHOP**, al que muchos autores de publicaciones se han referido, como **Payri [2]**, **Culli [45]**, **Ferguson [15]**, pero hay otros que de la misma manera han desarrollado su expresión también empírica para determinar bien las pérdidas mecánicas totales, bien las pérdidas experimentadas por el accionamiento de los elementos auxiliares.

La expresión de Bishop para el conjunto de elementos auxiliares es la siguiente:

$$pm_a = 2,69 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{3/2} \quad (31)$$

donde **N** es el régimen de giro del motor en revoluciones por minuto y el resultado es en kPa. Otro de los investigadores que expresó una ecuación empírica también fue **Patton [15]**, cuya expresión es la siguiente:

$$pm_a = 6.23 + 5.22 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right) - 0.179 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^{3/2} \quad (32)$$

donde al igual que Bishop, solo depende del régimen de giro del motor. **Heywood [9]** por su parte diferenció las pérdidas mecánicas totales que tienen lugar en un MEP y otro MEC:

$$pm_{pm-MEP} = 0.97 + 0.15 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right) + 0.05 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \quad (33)$$

$$pm_{pm-MEC} = C_1 + 48 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right) + 0.4 \cdot \bar{S}_p^2 \quad (34)$$

donde para un MEC de inyección directa, el coeficiente **C₁** es **75 kPa** y \bar{S}_p^2 es el cuadrado de la velocidad media de desplazamiento del pistón.

Las ecuaciones de pérdidas mecánicas (31) a (34) las podemos reflejar en una gráfica como la representada en la figura 2.10 en función del régimen de revoluciones por minuto del motor. En las figuras 2.11 y 2.12 se representan las pérdidas mecánicas obtenidas antes pero en función del grado de carga, en la primera de ellas en función de la ecuación (22) que es aplicada a la potencia y en la segunda aplicada a la presión media efectiva.

2.2.2 Pérdidas por el accionamiento de elementos auxiliares

Estas pérdidas son debidas a la **potencia necesaria** para accionar los diversos dispositivos auxiliares del motor. El tipo y la cantidad de dispositivos auxiliares varían según la aplicación específica del

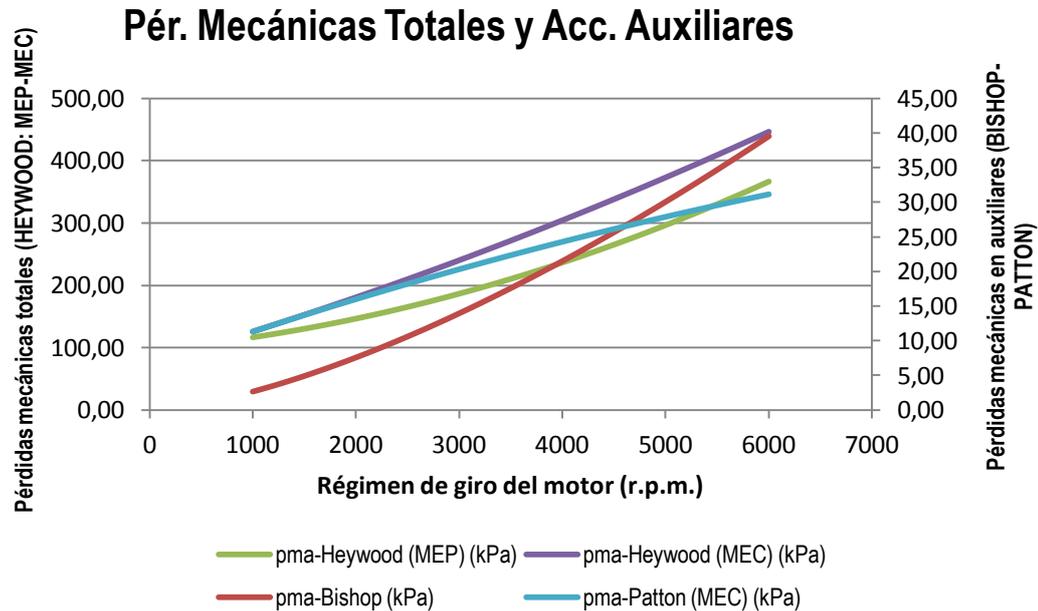


Fig. 2.10 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según Bishop y Patton

motor, pero de forma general la mayoría de los MCIA accionan los siguientes elementos ya sea directamente por la correa de accesorios (fig. 1.2), ya sea por medio de la correa o cadena de la distribución (fig. 1.3):

- **Bomba del sistema de lubricación.**
- **Bomba del sistema de refrigeración (por líquido).**
- **Bomba de la dirección asistida**
- **Generador eléctrico.**

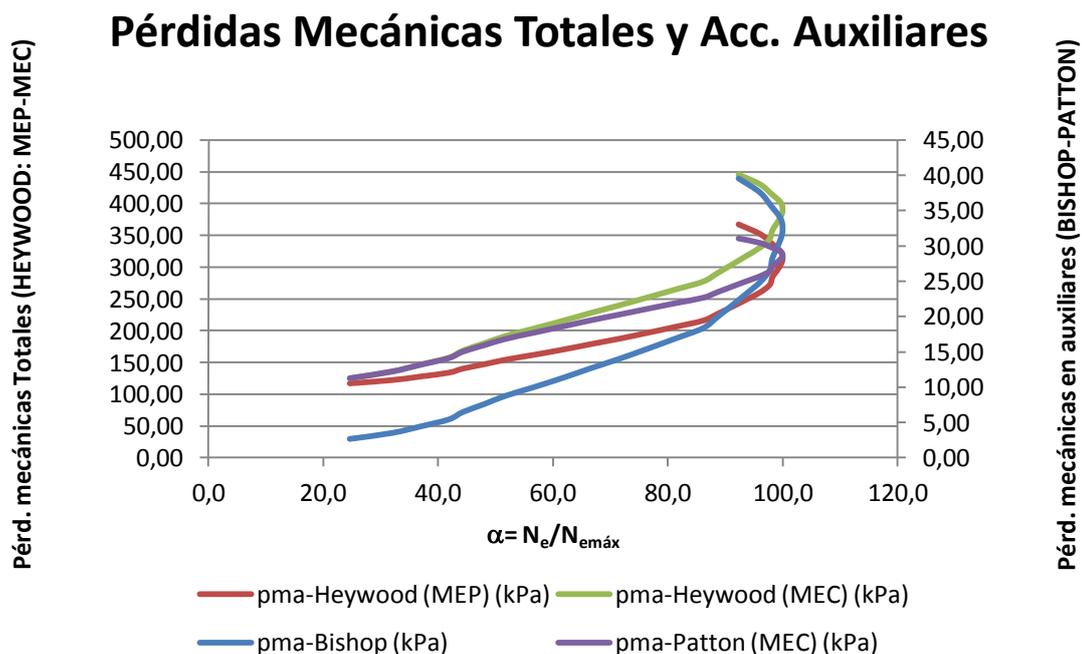


Fig. 2.11 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según Bishop y Patton en función del grado de carga

- **Ventilador** (muy importante en motores de enfriamiento por aire).
- **Bombas del sistema de suministro de combustible.**
- **Compresor de sobrealimentación de accionamiento mecánico.**
- **Compresor del sistema de acondicionamiento de aire-climatizador.**

El trabajo mecánico demandado por los sistemas auxiliares es, en general, creciente con el régimen de giro, como es el caso de todos los sistemas hidráulicos como ventiladores, bombas de refrigerante, aceite y combustible, según se observa en la figura 2.13 obtenida por **WONG [13]**. En el caso de la bomba de alta presión de combustible también depende del grado de carga, debido a que la variación de la presión de inyección es uno de los parámetros que permite controlar la cantidad de combustible inyectado.

Pérdidas Mecánicas Totales y Acc. Auxiliares

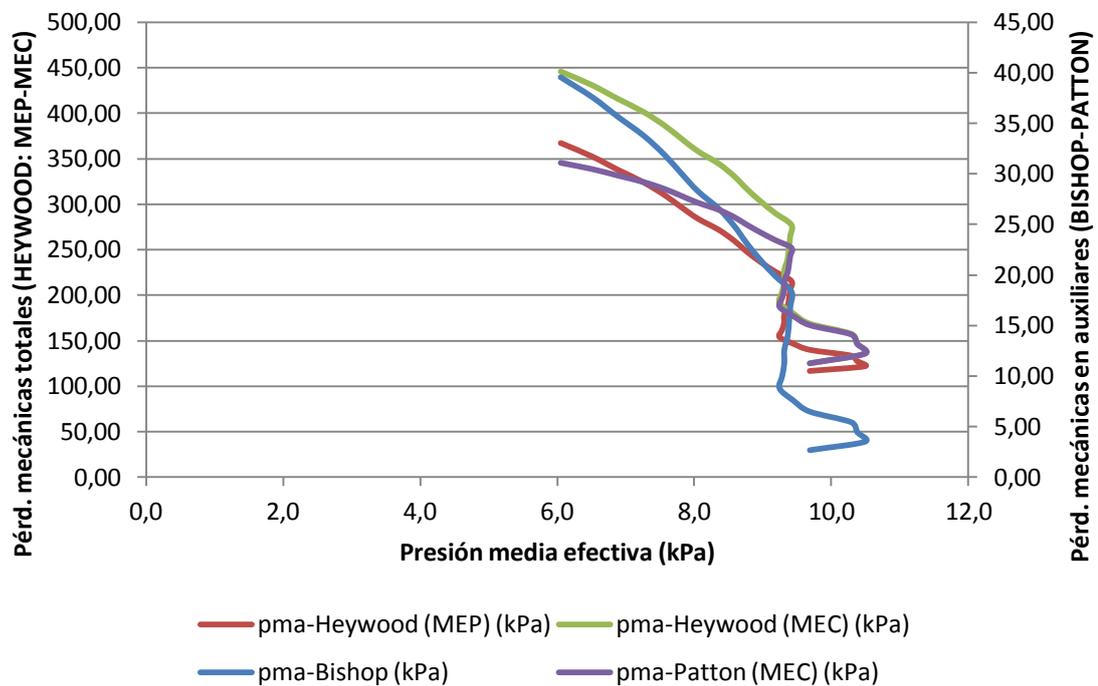


Fig. 2.12 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según Bishop y Patton en función de la pma

La **potencia absorbida por los sistemas auxiliares** depende de las características de diseño de cada elemento, en muchos regímenes de trabajo su **capacidad** está **sobredimensionada** y su **consumo energético** puede ser **superior al realmente necesario** para cumplir su función debido a que las condiciones operativas están muy alejadas del punto de diseño óptimo del dispositivo.

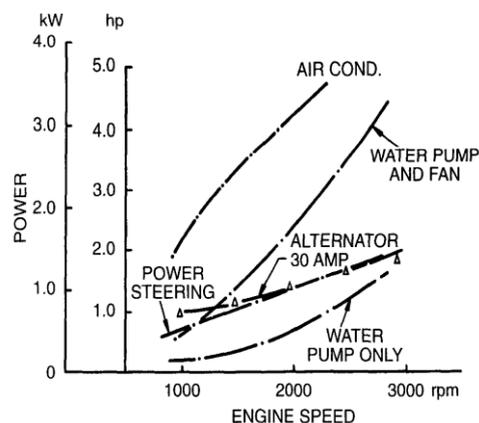


Fig. 2.13 Potencia requerida para el accionamiento de elementos auxiliares en un vehículo

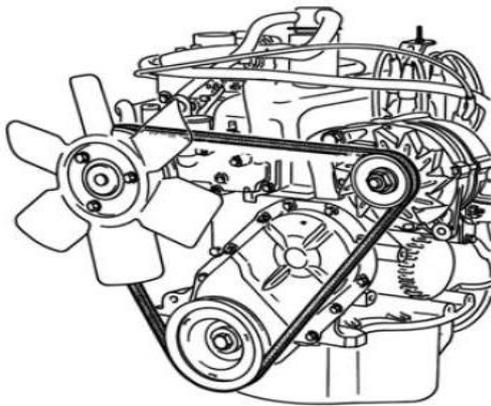


Fig. 2.14 Accionamiento del ventilador solidario a la bomba

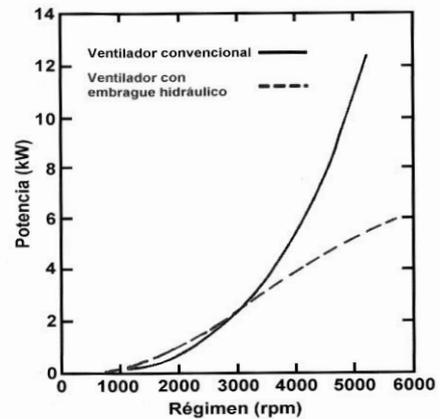


Fig. 2.15 Pérdidas mecánicas en un ventilador con accionamiento convencional comparado con otro de accionamiento por embrague hidráulico.

Como orientación, el valor porcentual de pérdidas o potencia absorbida respecto al total de algunos elementos pueden ser:

- **Bomba de aceite:** 6 – 7 %
- **Bomba de refrigerante:** 5 – 6 %
- **Bomba de la dirección asistida**
- **Ventilador (axial)** **aumenta con el cubo de la velocidad.**
- **Generador eléctrico:** 3 – 4 %
- **Bomba de inyección:** 5 – 8 %
- **Compresor de sobrealimentación de accionamiento mecánico** **variable según el tipo**
- **Compresor del sistema de acondicionamiento de aire-climatizador** **≈10 %**

De estos elementos auxiliares, el ventilador, ya se eliminó de dar movimiento el cigüeñal, ya que era una de las formas de montaje-acoplamiento del ventilador, solidario con el eje de la bomba de refrigeración (fig. 2.14) puesto que la potencia que resta crece con el cubo de la velocidad de giro o rotación, como se puede ver en la figura 2.15.

2.2.4 Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas

La determinación de las pérdidas mecánicas o la potencia absorbida resulta difícil de medir y generalmente muy laboriosa, dada la diversidad de las causas de pérdidas y las alteraciones de su valor al variar las condiciones de funcionamiento del motor.

Existen diversos procedimientos para evaluar las pérdidas globales, o las de los diferentes elementos por separado. Los métodos más utilizados son las siguientes:

- Método de deceleración libre.
- Rectas de Willans.
- Método de arrastre.
- Método Morse.
- Diagrama de indicador.

Cualquiera de los métodos indicados pueden ser utilizados para determinar las pérdidas mecánicas en un motor, pero es recomendable la aplicación de más de uno, porque algunos de ellos sólo permiten

determinar las pérdidas mecánicas totales, mientras que otros sólo son fiables para determinar las pérdidas mecánicas producidas por un sistema o unos determinados elementos individuales del motor.

El método de arrastre, además de determinar las pérdidas mecánicas totales, permite medir las pérdidas por cada uno de los elementos, determinando la diferencia en la potencia de arrastre al ir desmontando o desconectando sucesivamente los componentes del motor asociados a cada tipo pérdida.

En el anexo 7.3 se pueden consultar los diferentes métodos para determinar las pérdidas mecánicas

2.3 La refrigeración. Necesidad

Durante el funcionamiento de un MCI, se alcanzan temperaturas en el interior del cilindro que sobrepasan los 1.800°C en la fase de inflamación y aunque esta temperatura queda rápidamente rebajada por la expansión de los gases y la entrada al cilindro de los gases frescos, si no se dispusiera de un sistema de refrigeración, la dilatación de los materiales sería tan grande que se produciría el agarrotamiento y la deformación de la piezas en movimiento. El agua hierve a los 100 grados de temperatura, un aceite lubricante de base mineral tiene su punto de inflamación entre los 250° y los 340°C para uno de base sintética. El acero como base de fabricación de los cilindros y válvulas, funde alrededor de 1.400°C y el aluminio, elemento base en que se construyen modernamente la inmensa mayoría de culatas y pistones, lo hace a una temperatura de 600°C.

Del calor producido en la combustión, solamente una parte es transformada en trabajo útil. El resto es absorbido por las paredes de la cámara de compresión, cilindro, pistón, etc. Además la fricción que se produce entre los órganos móviles genera calor, que también ha de ser absorbido por estos mismos componentes. Por lo tanto, resulta indispensable que la parte del calor no transformado en trabajo mecánico, sea evacuado por medio de un sistema de refrigeración, capaz de mantener una temperatura adecuada de los componentes, para que se conserve el poder lubricante, sin comprometer la resistencia mecánica de los materiales empleados en la fabricación del motor.

Por lo anterior, la refrigeración de los motores térmicos no viene impuesta por razones termodinámicas, sino que viene determinada por exigencias de tipo mecánico.

Este calor debe ser evacuado mediante el sistema de refrigeración con el fin de conseguir los siguientes objetivos:

- Temperatura máxima admisible en las paredes del cilindro: 180° a 230°C.
- Temperatura máxima admisible en el centro del pistón: Inferior a 300°C.
- Interior de la cámara de compresión: Inferior a 250°C.
- Temperatura máxima admisible en válvula de escape: Inferior a 750°C.

Estos valores son solo orientativos, puesto que depende del tamaño del motor y de las condiciones de funcionamiento, así, el sistema de refrigeración debe producir un enfriamiento suficiente pero no excesivo, ya que si se extrajese demasiado calor se vería más comprometido el rendimiento térmico del motor.

Las temperaturas de funcionamiento normal del refrigerante de un motor hasta hace relativamente poco tiempo, oscilaba entre los 85° y los 95°C, pero en la actualidad hay motores que funcionan a una temperatura del orden de los 100°C, e incluso los hay cuya temperatura de régimen se aproxima a los 120°C.

Aproximadamente, el 30% de la energía liberada en la explosión de la mezcla, es evacuada por el sistema de refrigeración transformada en calor; otro 35% se pierde por el escape y tan sólo alrededor del 35% se transforma en energía mecánica capaz de mover el motor y el vehículo automóvil. En los motores más modernos, el rendimiento térmico se ha visto mejorado, pero sigue siendo una pérdida importante de energía. Dentro del 30% del calor que se evacúa por la refrigeración hay que tener en cuenta no solo lo que se transmite directamente desde la cámara de compresión donde está confinado

el gas hacia las paredes de la propia cámara, la pared de la camisa o cilindro, sino que también hay que considerar el calor que el lubricante recoge de aquellos puntos a los que le engrasa y ayuda a refrigerar, como de una parte del conducto de escape, las pipas de evacuación de los gases ya quemados.

2.3.1. Transmisión de calor

La transferencia de calor en el cilindro es uno de los fenómenos más complejos que tienen lugar en el motor, al existir cambios rápidos de temperatura y presión, y grandes variaciones en la distribución local de temperatura y velocidad. En un motor están presentes los tres modos de transmisión de calor: **CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN y RADIACIÓN.**

En el anexo 7.4 se pueden consultar los diferentes modos de transmisión de calor que se desarrollan en un MCI

2.3.2. Ecuaciones semiempíricas

Son muchos los autores que han propuesto ecuaciones de mayor o menor complejidad para la determinación de las pérdidas de calor en un motor, empezando por **Nusselt (Nuβelt)**, de quien se sirvió **Eichelberg** para publicar sus resultados y su ecuación. Otros autores que establecieron sus correspondientes correlaciones son **Woschni** por un lado y **Taylor y Toong** por otro.

De todas las correlaciones desarrolladas experimentalmente, la que más se emplea al menos para llegar a determinar la cantidad de calor transmitido al refrigerante es la **Correlación de Taylor y Toong**, que determina el coeficiente de película por la siguiente expresión:

$$\bar{h} = 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}} \dot{m}'_g{}^{0,75} D^{-0,25} \quad (35)$$

donde κ_g es la conductividad térmica del gas, μ_g es la viscosidad del gas, \dot{m}' es el gasto másico del gas por unidad de área del pistón y D es el diámetro del pistón. Esta correlación sirve para calcular directamente la cantidad media de calor transmitido por unidad de tiempo al medio refrigerante en función del coeficiente global de película \bar{h} y tomando como sección de transmisión la sección del pistón, obteniéndose por la expresión:

$$\dot{Q}_r = \bar{h} A_p (\bar{T}_g - T_r) \quad (36)$$

en la que \bar{T}_g es la temperatura media del gas a lo largo de un ciclo, T_r es la temperatura del refrigerante y A_p la sección del pistón. La ecuación de Taylor y Toong tiene un considerable interés para poder cuantificar las pérdidas totales de calor, **diseño de sistemas de refrigeración**, etc.

Sustituyendo la expresión (28) en la (29), se puede calcular la cantidad de calor cedida al refrigerante por:

$$\dot{Q}_r = K D^{1,75} \dot{m}'_g{}^{0,75} (\bar{T}_g - T_r) \quad (37)$$

donde:

$$K = \frac{\pi}{4} 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}} \quad (38)$$

Otros investigadores también han desarrollado expresiones empíricas para determinar la cantidad de calor cedida al refrigerante, uno de ellos es **T. R. Lahvic [32]**:

$$\dot{Q}_r = \frac{8,66 \cdot V_d \cdot n + 108,93 \cdot M_T + 1119,74 \cdot N_e - 1010 \cdot V_d + 2890}{3412,2} \quad (39)$$

donde V_d , está expresado en litros (l) es la cilindrada, n , en rpm, corresponde al régimen; M_T , en Nm, es el par del motor; y N_e , en kW es la potencia efectiva del motor.

Otra forma de determinar la cantidad de calor disipada a través del sistema de refrigeración durante el trabajo del motor en el régimen de máxima potencia es la siguiente:

$$\dot{Q}_r = \frac{q_r H_c G_c}{3600} \quad (40)$$

donde q_r es la entrega relativa de calor al sistema de enfriamiento, H_c es el poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg) y G_c es el gasto específico de combustible (kg/h).

2.3.3. Sistema de refrigeración

La función del sistema de refrigeración de un motor es básicamente **prevenir el sobrecalentamiento** de las partes sólidas **en todas las condiciones de funcionamiento** (régimen de giro, grado de carga) del motor, así como en las condiciones de trabajo en diferentes relieves y condiciones climáticas.

Esta función debe llevarse a cabo cumpliendo con las siguientes exigencias:

- Consumir la mínima potencia posible, de forma que el funcionamiento del sistema no penalice ni el consumo de combustible ni las prestaciones.
- Ser compacto, ligero, fiable y tener un coste bajo.

Los sistemas habituales de refrigeración son de dos tipos: por líquido o por aire, cada uno de ellos tiene sus características, sus ventajas e inconvenientes.

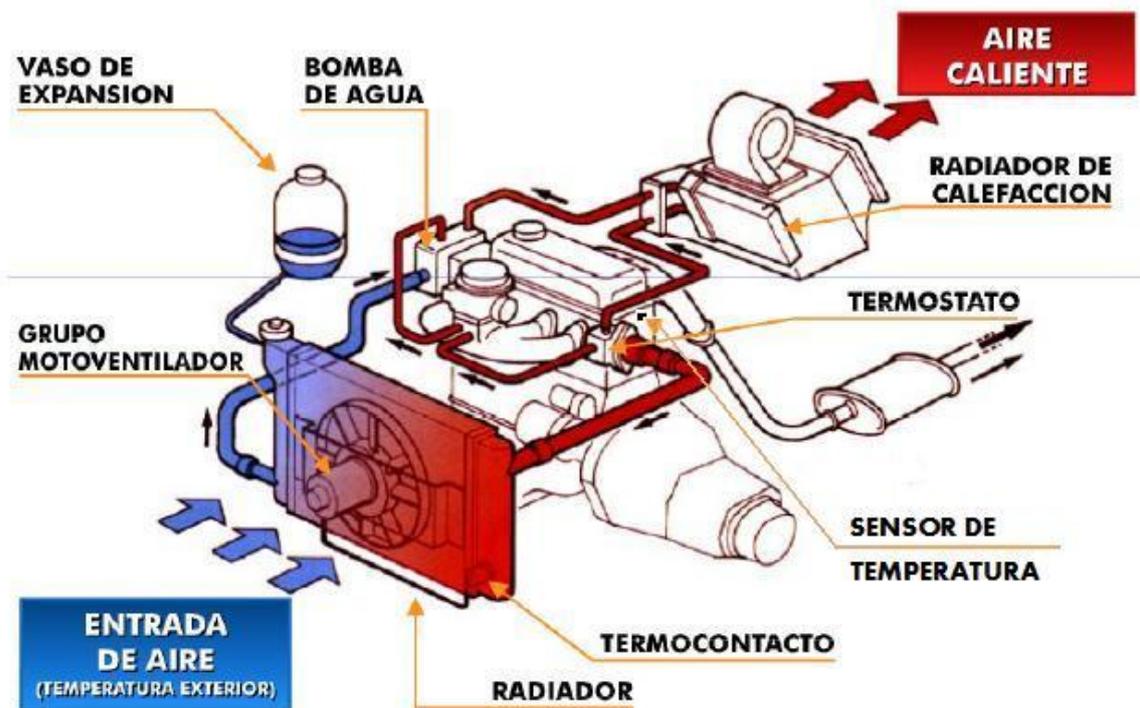


Fig. 2.16 Sistema de refrigeración de un vehículo

Este TFM se centra en los primeros, en los sistemas de refrigeración por líquido. La figura 2.16 representa un circuito completo de refrigeración, encuadrado en lo que se podría llamar **circuito**

convencional, en la que se pueden ver los diferentes elementos de que se compone, la denominación de cada uno de ellos y su ubicación en un vehículo.

El sistema se completa con unos circuitos auxiliares, como son el caldeo del colector de admisión, base del carburador, en los más antiguos, base del sistema de inyección monopunto en los más modernos, el sistema de calefacción para calentamiento del habitáculo, y en motores modernos, se han añadido otros, como son el enfriador de aceite, el enfriador de los gases de recirculado de los gases de escape (EGR), y más modernamente un enfriador del lubricante de la caja de cambios.

2.3.3.1 Regulación de la temperatura del motor

En los motores de combustión, el mejor rendimiento se obtiene cuando funcionan a una temperatura ideal, **TEMPERATURA DE RÉGIMEN**, comprendida entre los 85° y los 95°C del líquido de refrigeración. La temperatura de régimen es aquella en la que los diferentes elementos-componentes del motor han experimentado una adecuada dilatación con lo que se han adaptado perfectamente unos con otros, logrando una correcta estanqueidad con mínimos rozamientos.

Cuando un motor funciona en frío, la combustión es peor, se dificulta la lubricación, el aceite fluye con más dificultad, con lo que los rozamientos son mayores y los vapores de gasolina se condensan en las paredes del colector de admisión. Por el contrario, si funcionase a mayor temperatura, los elementos se dilatan demasiado, pierden sus propiedades y puede llegar a producirse el agarrotamiento, gripado entre ellas. Por lo tanto es necesario disponer de un **sistema que permita regular la temperatura del motor**, capaz de **mantenerla en los límites ideales**, cualesquiera que sean las condiciones de funcionamiento. El sistema debe por lo tanto permitir:

- Un **rápido calentamiento del motor** hasta alcanzar la temperatura, de manera que el tiempo que esté funcionando en frío sea **lo mínimo posible**.
- **Mantener la temperatura de funcionamiento** por debajo de un límite.

La **regulación de la temperatura** puede realizarse actuando sobre **el caudal de aire** que atraviesa el radiador, o sobre **el caudal de agua**. En el sistema representado en la figura 2.17, sistema convencional se combinan los dos, de manera que el caudal de aire se regula haciendo funcionar el ventilador en aquellas circunstancias que sean necesarias, y a la vez el caudal de agua se regula controlado por el termostato.

En el anexo 7.5 se pueden ver más sobre la regulación de la temperatura del motor

2.3.3.2. Bomba de líquido refrigerante

Las bombas de agua empleadas en los sistemas de refrigeración son siempre del tipo centrífugo, ya que resultan las más adecuadas para obtener grandes caudales con pequeña presión de impulsión. Como se aprecia en la figura 2.17, su ubicación es en un lugar desde el que puede aspirar el líquido refrigerante del radiador (temperatura reducida) para impulsarlo al interior del motor, hacia las camisas de agua que rodean tanto a los cilindros como a las cámaras de compresión.

Las bombas centrífugas suministran un caudal que, en función de la pérdida de carga del circuito o resistencia encontrada por el agua en su recorrido, aumenta con la velocidad de rotación, pudiendo suministrar aproximadamente 1 m³/h a una velocidad de giro de 1.000 r.p.m. y llegar hasta los 8 m³/h al régimen de máxima potencia.

En la figura 2.18 se muestran las curvas características de una bomba centrífuga, en la que también se indica la curva de pérdida de carga del circuito de refrigeración. El punto de corte entre ambas determina el punto de funcionamiento de dicha bomba en el motor. El **caudal** que debe ser capaz de mover puede ser del orden de **2 litros por kW y minuto** en condiciones de máxima potencia a una presión a una presión que puede oscilar entre **0,5 y 1,5 bar**.

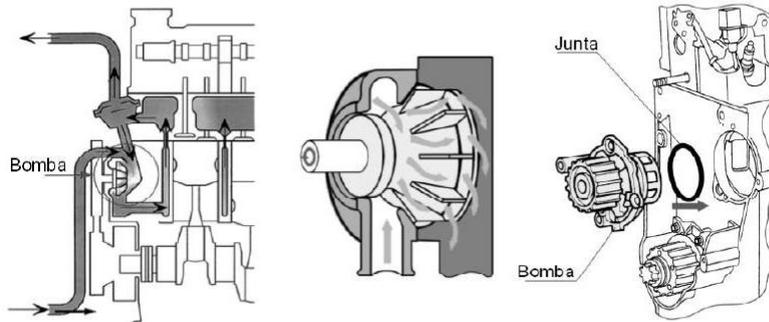


Fig. 2.17 Ubicación y funcionamiento de una bomba de agua

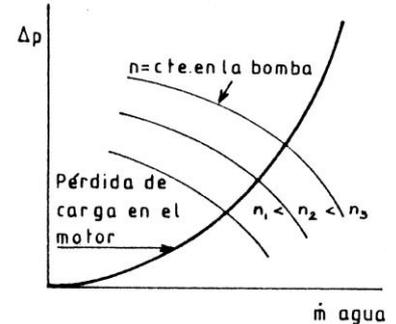


Fig. 2.18 Curvas características de una bomba centrífuga

2.3.3.3 Termostato

El termostato es un dispositivo empleado para la regulación de la temperatura del sistema de refrigeración, siendo su función abrirse a una determinada temperatura y dejar pasar un cierto volumen de líquido a partir de esa apertura. Los termostatos empleados son los de tipo de cápsula de cera (fig. 2.19 izq.) y esta está en contacto con el líquido de la refrigeración. En la figura 2.19 derecha se muestra otro ejemplo de cómo actúa el termostato en el caso de disponer el motor-vehículo de ciertos circuitos auxiliares como se comentaron anteriormente.

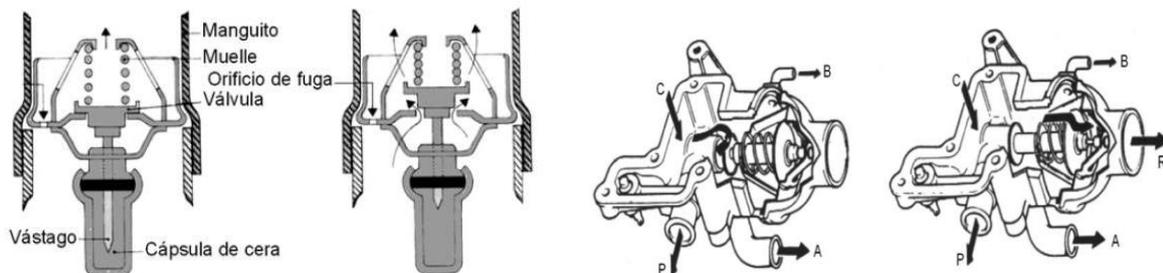


Fig. 2.19 Izquierda: Termostato convencional. Derecha: Termostato con caja para circuitos auxiliares

El termostato se diseña para que la válvula comience a **abrirse a los 85°C** del agua aproximadamente y alcance su máxima apertura entorno **a los 92°C**, con una separación de aproximadamente de unos 8 mm.

2.3.3.4 Ventilador

El agua caliente que circula por el radiador es enfriada por la corriente de aire que le atraviesa. Cuando el vehículo está parado o se desplaza a poca velocidad, la corriente que le atraviesa resulta insuficiente, por lo que se emplea un dispositivo llamado ventilador para potenciar esa corriente de aire y por lo tanto tener garantizado que el motor no va a estar sometido a una temperatura más alta de la debida.

El accionamiento del ventilador ha variado desde que se empezó a emplear, los primeros estaban acoplados directamente al eje de la bomba de agua (fig. 2.20), pero tenían el inconveniente como ya se ha indicado que la potencia que resta al motor crece con el cubo de la velocidad de rotación.

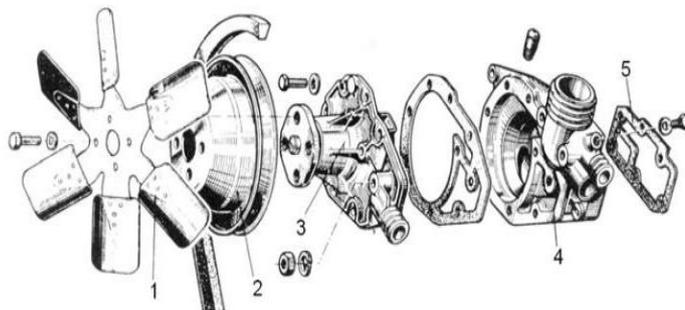


Fig. 2.20 Acc. ventilador solidario con bomba de refrigeración

Otros accionamientos para el ventilador que le han seguido, son los empleados por fabricantes de vehículos de gran renombre e importancia en la automoción, son los de activación por embrague electromagnético (fig.2.22) y el de activación por acoplamiento viscoso (fig. 2.23).

Tanto el de embrague electromagnético como el de acoplamiento viscoso, que en principio no son solidarios con el eje de la bomba, cuando sus correspondientes elementos les activan, hacen que giren con el eje de la bomba de refrigeración y por lo tanto es el cigüeñal quien proporciona el movimiento, con lo que la pérdida mecánica debido a su accionamiento sigue creciendo con el cubo de la velocidad de rotación de su eje a partir de la activación de ellos, aunque como se puede observar en menor medida (fig. 2.15).

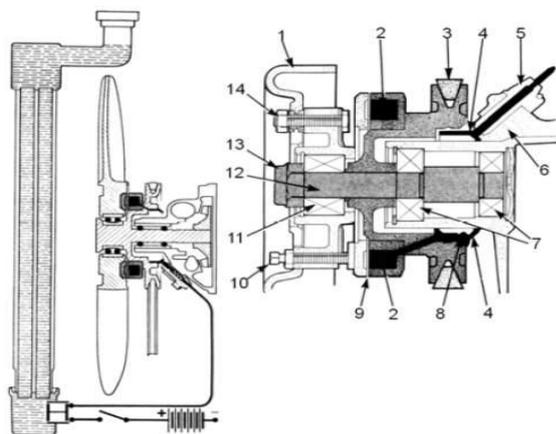


Fig. 2.22 Acc. ventilador por embrague electromagnético

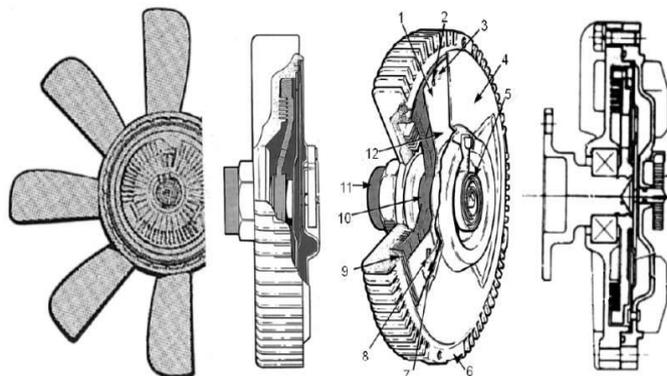


Fig. 2.23 Acc. ventilador por acoplamiento viscoso

Por lo tanto, si se tiene en cuenta que ciertos datos se refieren a unas condiciones de plena carga en función del régimen de revoluciones, de la figura 2.15 se observa que al régimen normal de funcionamiento circulando el vehículo, la **potencia consumida** o que resta el ventilador con la

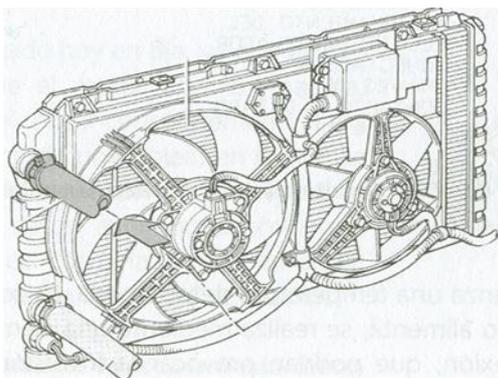


Fig. 2.24 Electroventiladores

disposición de funcionar solidario con el eje de la bomba puede llegar **hasta los 5 kW** a un régimen de **4.000 r.p.m.**, y si es un **MEP**, al régimen próximo al de máxima potencia, **5.500 r.p.m.**, llega **hasta los 12 kW**, potencia perdida que ya tiene un valor considerable.

Debido a todo esto el sistema que se emplea en la práctica totalidad de vehículos es el ventilador accionado por un pequeño motor eléctrico, el cual hasta hace relativamente poco tiempo se activaba mediante un interruptor térmico, llamado **termocontacto** ubicado en la parte media del

radiador de la refrigeración. Desde la introducción de la electrónica, en los diferentes sistemas de control, la activación de los ventiladores eléctricos o normalmente denominados **electroventiladores**, (fig. 2.24) es la UCE la que les pone en funcionamiento, existiendo **varias configuraciones** diferentes:

- **Accionamiento a un único ventilador y una única velocidad de giro.**
- **Accionamiento a único ventilador y velocidad lenta o velocidad rápida de giro.**
- **Accionamiento a dos ventiladores, marcha lenta (conexión en serie), o marcha rápida, (conexión en paralelo).**

2.3.4. Cálculo de la bomba de refrigeración

La cantidad total de **Calor disipado al sistema de refrigeración** es un parámetro que, en general, no se conoce al inicio del diseño y que es de importancia fundamental para el dimensionamiento del sistema de refrigeración. Esta cantidad de calor puede venir **obtenida** por alguna de las **relaciones empíricas**, o puede asumirse a partir de las tendencias de los motores de la misma familia, por referencia a **motores semejantes** en función de la potencia del motor o en función del consumo de combustible.

Para determinar el tamaño de la bomba de agua, debemos obtener el caudal de refrigerante que ha de ser capaz de mover la bomba, o lo que es lo mismo, es la cantidad de líquido que debe impulsar en la unidad de tiempo al interior del motor para que evacúe la suficiente cantidad de calor hacia el circuito externo (radiador y vaso de expansión).

Hay que partir del valor de la cantidad de calor transmitido al sistema de refrigeración, \dot{Q}_r (kJ/s), que se puede obtener a partir de la expresión general (40), teniendo en cuenta un coeficiente de corrección para el ensuciamiento del radiador según establece en el método de cálculo **Carlos Alberto Romero Piedrahita y otros** [32] [42] y en los libros de **Problemas de Motores Térmicos** [17] y [18]:

$$\dot{Q}_{r-c} = 1,1 \cdot \dot{Q}_r \quad (34)$$

El caudal de refrigerante que deberá mover la bomba se puede obtener por la siguiente expresión:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{Q}_{r-c}}{C_r \cdot \rho_r \cdot \Delta T_r} \quad (35)$$

donde C_r y ρ_r son respectivamente el calor específico ($C_r = 4,18$ kJ/kg°K) y la densidad del refrigerante ($\rho_r = 1000$ kg/m³) y el ΔT_r es el salto de temperatura que experimenta en este caso el líquido refrigerante a su paso por el motor.

Como sucede en todo tipo de mecanismo, máquina, motor, etc., en este caso, una bomba, la cantidad de líquido aspirado no resulta ser la cantidad impulsada, ya que parte de ese líquido retrocede por el desajuste necesario y obligado que existe entre el rodete y el cuerpo de la bomba, por lo tanto el caudal de cálculo se determina por la siguiente expresión:

$$\dot{V}_b = \frac{\dot{V}_r}{\eta_b} \quad (36)$$

donde η_b es el rendimiento volumétrico de la bomba que tiene un valor del orden de 0,8 a 0,9.

La velocidad del líquido atravesando la bomba c_1 tiene un margen que oscila entre 1 y 2,5 m/s, el radio r_1 del conducto de aspiración (fig. 2.25) se determina por la expresión siguiente [20]:

$$r_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_b}{\pi c_1} \cdot 10} \quad (37)$$

en la que \dot{V}_b es expresado en **litros por segundo** y el resultado es en **centímetros**. El cumplimiento de esta relación garantiza el caudal de refrigerante a través del conducto de succión de la bomba.

La potencia consumida por la bomba de agua es:

$$N_b = \frac{\dot{V}_b p_1}{\eta_M} \quad (38)$$

donde η_M es el rendimiento mecánico de la bomba de agua, cuyo valor oscila entre 0,7 y 0,9 y p_1 es la presión de impulsión del líquido.

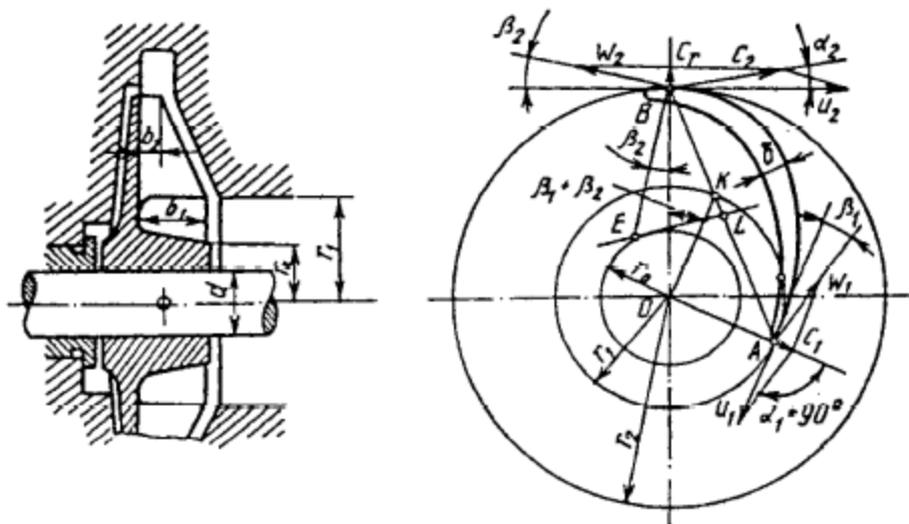


Fig. 2.24 Nomenclatura cálculo de una bomba centrífuga

2.3.5. Consideraciones durante el calentamiento del motor

Desde su aparición a finales del siglo XIX, el MCIA ha tenido que superar una serie de problemas y paulatinamente nuevas exigencias, que con el paso del tiempo se le han ido presentando. Los dos condicionantes más importantes son la emisión de contaminantes y el consumo. En la figura 2.25 se puede apreciar la evolución a la baja que han experimentado en Europa las emisiones de CO₂ por km de los motores de gasolina y de gasoil hasta el año 2006, tendencia que se ha mantenido hasta la actualidad.

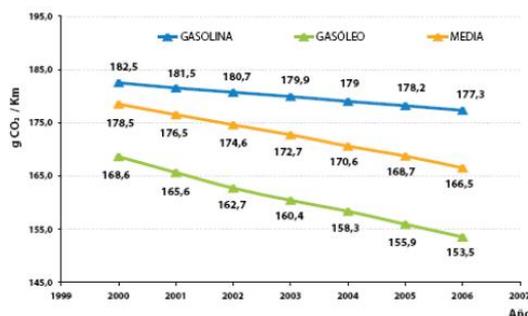


Fig. 2.25 Tendencia de reducción de CO₂ por km en Europa

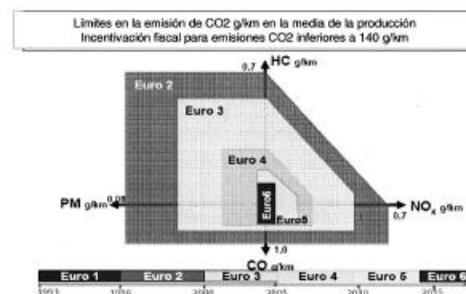


Fig. 2.26 Evolución de las normas de contaminación en vehículo

La figura 2.26 muestra la evolución de las normas anticontaminación que deben cumplir los vehículos de nueva producción con indicación del año en el que entran o han entrado en vigor cada una de ellas.

En el caso de la combustión de un combustible formado únicamente por hidrocarburos y oxígeno se producen dos productos no contaminantes, CO_2 y H_2O , pero en los gases de escape de los motores existen adicionalmente como consecuencia de una combustión incompleta H_2 , no contaminante y CO , así como hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados. A esto hay que añadir los productos de la oxidación del nitrógeno del aire de la atmósfera, NO y NO_2 , los motores Diesel producen además humos.

Teniendo en cuenta por otro lado los contaminantes procedentes del azufre que poseen los combustibles, así como los aditivos antidetonantes añadidos, los cuatro contaminantes más importantes son:

- Monóxido de carbono, CO .
- Óxidos de nitrógeno, NO_x .
- Hidrocarburos sin quemar, HC .
- Los humos.

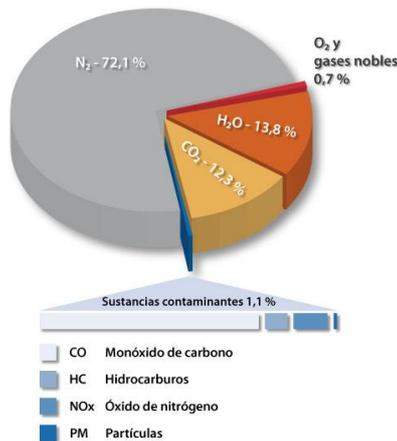


Fig. 2.27 Composición de los gases expulsados en un motor de gasolina

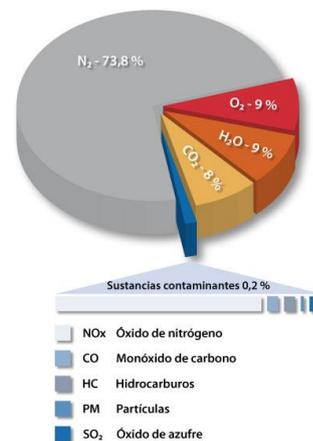


Fig. 2.28 Composición de los gases expulsados en un motor Diesel

En las figuras 2.27 y 2.28, se pueden observar la composición de los gases expulsados por el escape de motores de encendido provocado y por compresión respectivamente.

Las **concentraciones** de estos contaminantes **dependen** fundamentalmente de la relación de la mezcla, es decir **del dosado** de ella como se aprecia en las figuras 2.29 y 2.30 [10].

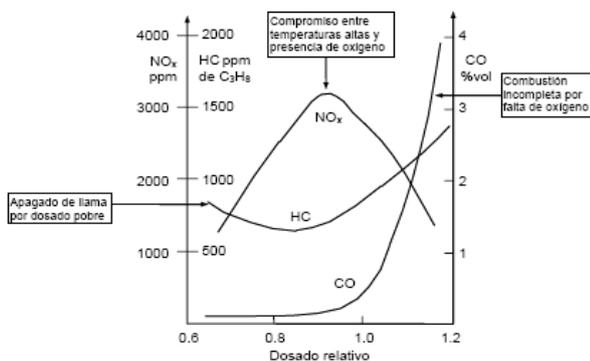


Fig. 2.29 Influencia del dosado en un MEP

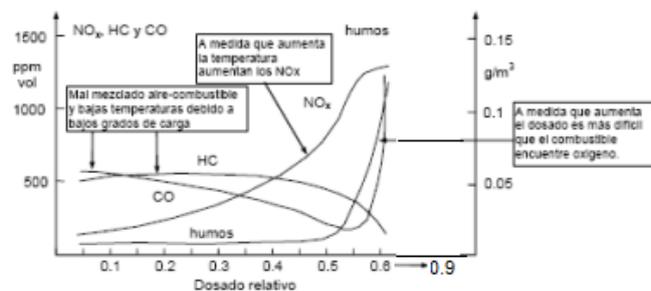


Fig. 2.30. Influencia del dosado en un MEC

Observando la **figura 2.29** se ve que la **concentración de CO** es pequeña en la zona de **mezclas pobres**, dosado relativo menor de **1,00**, mientras que en mezclas ricas se aprecia que su incremento es notable para un motor de encendido provocado. Los **óxidos de nitrógeno** presentan un **valor máximo** para un dosado relativo de aproximadamente **0,9**, disminuyendo tanto para mezclas ricas como pobres, en cambio los **HC** tienen un **valor mínimo en torno a 0,84** del dosado relativo. Para un motor de encendido por compresión, **figura 2.30**, aunque los contaminantes son los mismos tiene una forma totalmente diferente, así la contaminación máxima de **NO_x** es **menor** que en los MEP. La **concentración de CO** es muy baja salvo cuando se está en las proximidades de la zona de humos que crece también bastante. La **concentración de HC** es prácticamente **constante** en la zona de **mezclas pobres**, descendiendo su valor para dosados mayores. Finalmente los humos se mantienen en una concentración muy baja para dosados menores de 0,5 y crece rápidamente a partir de ese valor de dosado. En los **motores actuales** de ciclo **Diesel**, el dosado puede llegar hasta un valor de **0,9**.

La influencia de la temperatura de pared sobre el consumo y las emisiones contaminantes es un efecto que depende de que el proceso considerado sea estacionario o transitorio. En el caso estacionario la influencia de las temperaturas sobre estos parámetros depende fundamentalmente del grado de carga. Así, a bajos grados de carga, su influencia suele ser importante mientras que a medios y altos grados de carga dicha influencia se ve

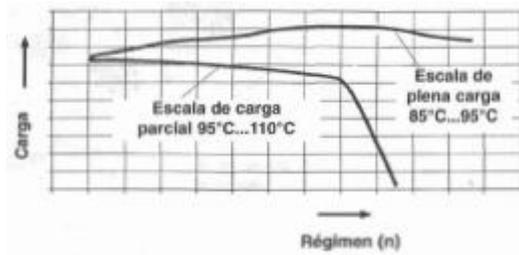


Fig. 2.32 Niveles de temperatura en función de la carga del motor.

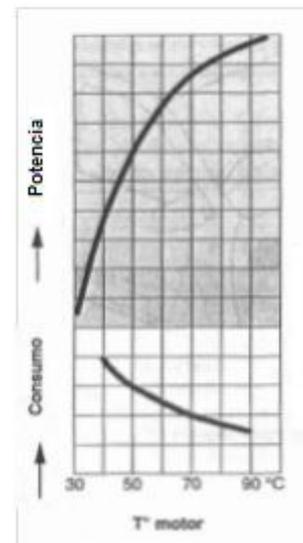


Fig. 2.31 Influencia de la temperatura del motor sobre la potencia y el consumo

reducida, llegando a ser prácticamente nula. En la figura 2.31 [61] puede apreciarse la influencia que existen de la **potencia y consumo** de un motor en función de la **temperatura** a la que se encuentra y su evolución **a medida que se va calentando**. En la figura 2.32 [61] se representa el nivel de temperatura del líquido refrigerante en función de la carga del motor.

Esto es debido a la influencia que tiene la temperatura sobre el proceso de combustión: en un MEC, por ejemplo, temperaturas bajas provocan un aumento del retraso al autoencendido y por tanto de la combustión premezclada, con lo que la combustión se desarrolla de manera más lenta y las temperaturas de los gases son en promedio más bajas.

2.3.5.1 Normativa de control de emisiones contaminantes

Las limitaciones de emisiones de los vehículos ligeros (motocicletas, turismos, furgonetas, vehículos de pasajeros de menos de 9 plazas y vehículos industriales de menos de 3500 kg) se dan en g/km para cada contaminante y se miden en bancos de rodillos con resistencia e inercia equivalente al vehículo a ensayar y simulando una conducción en carretera, siguiendo un ciclo de conducción regulado con el vehículo completo.

El ciclo de conducción empleado se inicia con el arranque en frío (ambiente a 21°C) del motor y es el mismo para todos los vehículos ligeros. No así los límites de emisiones que dependen del tipo de vehículo. Por ello, la medida se da en masa (gramos) por kilómetro recorrido (g/km).

En Europa se utiliza un ciclo con dos partes, **CICLO NEDC**, una urbana (ciclo ECE 15 o UDC) que dura 13 minutos y equivale a un recorrido de unos 4 km, y una extraurbana (ciclo EUDC) que llega hasta 120 km/h y equivale a una distancia de unos 7 km, con una duración de 6 minutos y 40 segundos. Los límites se aplican a la media ponderada de ambos resultados. En el caso de los vehículos de gasolina, el ensayo de emisiones se repite en el ciclo UDC con una temperatura ambiente de 7°C bajo cero. La regulación de emisiones para vehículos nuevos se inició en Europa en el año 1970 con la directiva 70/220/CE de la que derivan casi todas las posteriores y que fue sustituida en el año 2007 por la 715/2007 y la 692/2008 para su implementación. El cambio significativo tuvo lugar a principios de la década de 1990 con una significativa reducción de límites, pero sobre todo con la obligación de contabilizar todas las emisiones desde el arranque en frío del motor, lo que movió a los fabricantes a mejorar sustancialmente esta etapa y reducir significativamente las emisiones en el resto del ciclo y fue la causa de la introducción casi general del catalizador de tres vías en los vehículos de gasolina. A partir de esa fecha, los diversos niveles de reducción de los límites de misión se han ido denominando sucesivamente desde **Euro 1** a **Euro 6**.

La Tabla 2.3 muestra los límites que se han ido estableciendo sucesivamente desde el año 1992 y que se prevén hasta el año 2014. A partir del año 2000 hubo un cambio en la forma de limitar las emisiones de **NO_x**, y de **HC**, pasándose de limitar la suma de ambos valores a limitar también el valor de **NO_x** en los vehículos Diesel y ambos por separado en los vehículos con motor de gasolina.

Tabla 2.3 Límites de emisiones para vehículos ligeros

Limitaciones a las emisiones para vehículos nuevos con motor de gasolina						
	válido a partir de	CO (g/km)	HC (g/km)	NO _x (g/km)	HC+NO _x (g/km)	PM
Euro I	12/92	2,72	-	-	0,97	-
Euro II	01/97	2,20	-	-	0,5	-
Euro III	01/00	2,30	0,20	0,15	-	-
Euro IV	01/05	1,00	0,10	0,08	-	-
Euro V	09/09	1,00	0,10	0,06	-	0,005*
Euro VI	08/14	1,00	0,10	0,06	-	0,005*

* con inyección directa

Limitaciones a las emisiones para vehículos nuevos con motor diésel						
	válido a partir de	CO (g/km)	HC (g/km)	NO _x (g/km)	HC+NO _x (g/km)	PM
Euro I	01/92	3,16	-	-	1,13	0,14
Euro II	01/96	1,00	0,15	0,55	0,70	0,08
Euro III	01/00	0,64	0,06	0,50	0,56	0,05
Euro IV	01/05	0,50	0,05	0,25	0,30	-
Euro V	09/09	0,50	0,05	0,18	0,23	0,005
Euro VI	08/14	0,50	0,09	0,08	0,17	0,005

Según **Carlos Romero Piedrahita** en su Tesis Doctoral "**CONTRIBUCIÓN AL CONOCIMIENTO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y LA GESTIÓN TÉRMICA DE LOS MCIA**" [32] en la que realiza un serie de pruebas, simulaciones, variando el caudal de fluido refrigerante moviéndose en el interior del motor, con respecto a la configuración convencional, encuentra que con una reducción próxima al 22%, consigue una reducción del 22,3% del tiempo de calentamiento, llegar a la temperatura señal de 80°C, pasando de 720 a 540 segundos desarrollando un ciclo de homologación NEDC y en la que se puede consultar las reducciones experimentadas tanto en las emisiones como en el consumo de combustible y que se reflejan en la tabla 2.4.

Contaminante	CICLO NEDC					TOTAL
	ECE-1	ECE-2	ECE-3	ECE-4	EUDC	
HC	-10,64%	-21,42%	-31,07%	-23,39%	-11,40%	-19,41%
CO	-9,8%	-14,42%	-24,50%	-19,87%	-8,44%	-14,24%
NOx	-6,05%	-4,79%	+12,40%	+3,17%	-3,04%	-1,55%
PM	-8,70%	+0,27%	-13,09%	+4,53%	+4,28%	-0,81%
CONSUMO	-0,16%	-4,49%	-3,77%	-2,58%	-0,61%	-1,62%

Aunque la reducción final en el consumo no sea muy notoria, no llega al 2%, pero si es de notar la reducción que existe en la emisión de los hidrocarburos (HC) y de CO.

A modo de curiosidad, en el libro “Manual del Automóvil-Reparación y Mantenimiento”, de la Editorial Aneto-Etai 2000 [8], se refleja lo siguiente:

**Estudio PSA sobre motor diesel
DW10ATED. BENEFICIOS
OBTENIDOS:**

- Tiempo de calentamiento del motor reducido en un 30%
- Reducción del consumo en un 4%
- Reducción del **CO** en un 22%
- Reducción de los hidrocarburos en un 29%
- Aumento de los **NOx** en un 8%
- Reducción del ruido y del peso (bomba eléctrica).
- Punto de funcionamiento térmico del motor globalmente más elevado.
- Longevidad incrementada del motor.
- Puntos de funcionamiento térmico del motor adaptados a las fases del de vida del vehículo.
- Aceleración del calentamiento del motor.
- Facilidad de implantación de la bomba en el lugar más apropiado

2.3.5.2 Balance térmico del motor durante su calentamiento según ciclo NEDC

En la Figura 2.33 [32] se muestra el comportamiento del consumo de combustible según las revoluciones del motor bajo el ciclo de conducción del vehículo NEDC. Además,

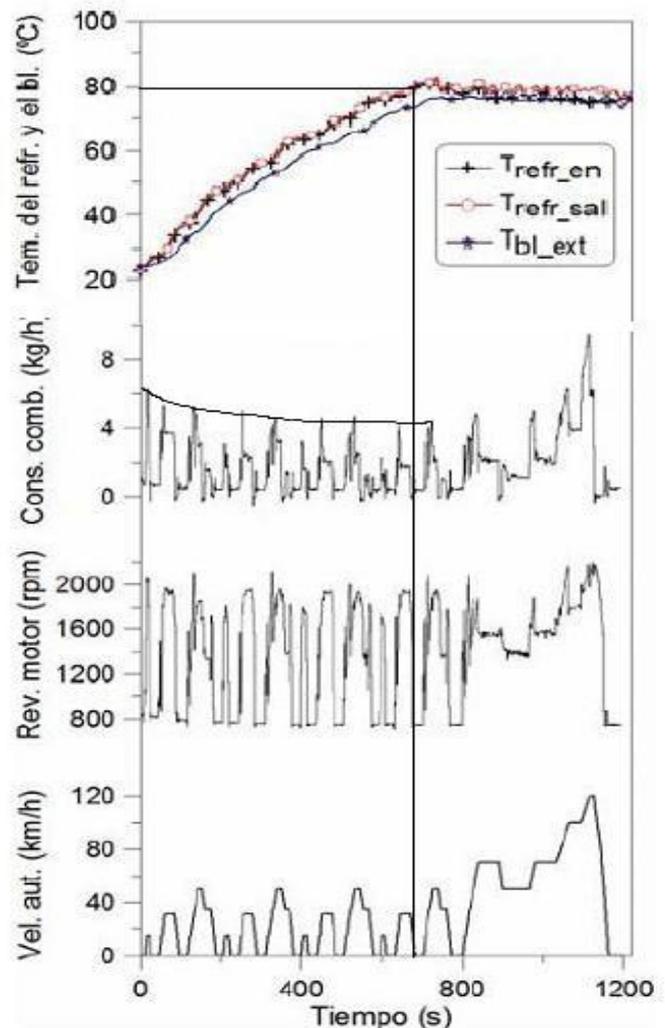


Fig. 2.33 Temperatura del refrigerante y consumo de combustible medido como función de las revoluciones del motor y del perfil del ciclo de conducción NEDC del vehículo.

se representa la evolución de las temperaturas del refrigerante a la entrada y la salida del motor y también de la temperatura externa del bloque a medida que transcurre el ciclo.

Como se observa de la gráfica de temperatura de salida del refrigerante, el **tiempo** en que se alcanzan los **80 °C** (temperatura de apertura del termostato) es **cercano a los 700 segundos**, durante los cuales el motor tiene mayor tendencia a producir emisiones de hidrocarburos por encima de los niveles permitidos (tabla 2.4). Trazando una línea uniendo puntos idénticos en la gráfica de consumo, se obtiene una línea que decrece a medida que el tiempo trascurre y aumenta la temperatura del motor, como se indicó anteriormente según la figura 2.32.

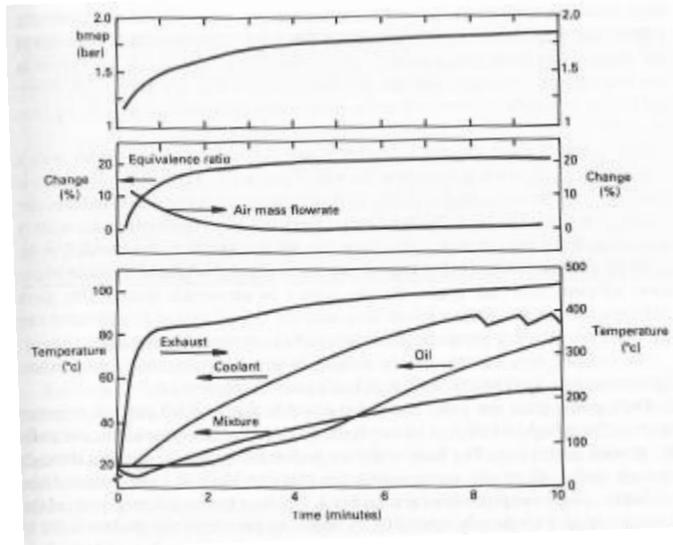


Fig. 2.34 Curvas de temperatura del refrigerante, aceite mezcla y gases de escape durante el calentamiento

R Stone [12] representa en la figura 2.34 las características de un motor Rover de dos litros de cilindrada durante el calentamiento, en la que se puede observar la curva de aumento de temperatura del refrigerante, el lubricante, la variación que experimenta la temperatura de la mezcla y los gases de escape. La curva de la temperatura del líquido tiende a ir aumentando hasta que al llegar aproximadamente a los 90°C, en torno a los 8 minutos (480 seg.) adquiere una traza con altos y bajos, correspondiendo a la temperatura a la cual abre el termostato, pasa hacia el radiador para enfriarse, retornando nuevamente al motor, con lo que se experimenta el **salto** de temperatura en su interior de **entre 5°C y 8°C**.

H. H. Pang y C. J. Brace [50], por su parte indican que un aumento en la temperatura de funcionamiento de **85°C a 115°C** puede conllevar a una reducción también del consumo en torno a un 10% en periodos de carga parcial y a diferentes velocidades, como se muestra en la figura 2.35.

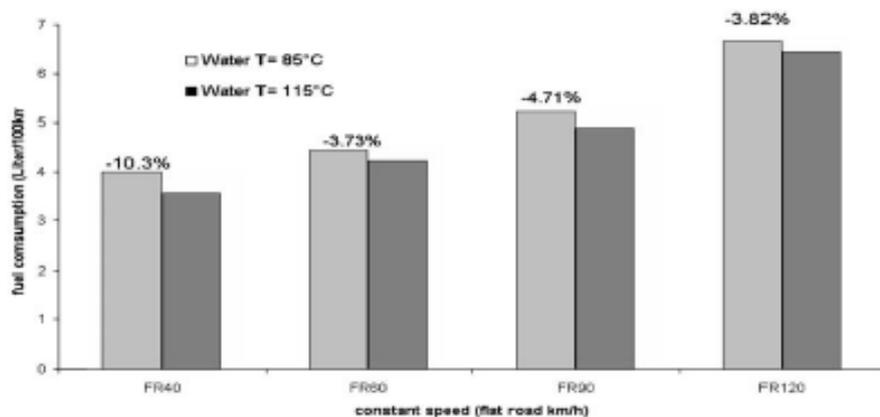


Fig. 2.35 Comparación consumo de combustible con temperaturas de funcionamiento a 85°C y 115°C

2.4 La lubricación. Finalidad

Las superficies metálicas por muy pulimentadas que estén, no son del todo lisas y si se observan a través de un microscopio, podrá apreciarse la rugosidad que presentan ambas piezas, como se observa en la figura 2.36. Si estas piezas se frotan una contra otra sometidas además a una elevada presión, se producirá un gran desgaste de las mismas debido al rozamiento y una elevación de la temperatura que conlleva una dilatación, con lo que ambas piezas tenderán a unirse, soldarse, dando origen a lo que normalmente se llama **AGARROTAMIENTO** o **GRIPADO**.

La lubricación tiene como finalidad la reducción de la fricción entre dos superficies con movimiento relativo y que se hallan en contacto; asimismo debe ser capaz de disminuir el desgaste de las mismas y con ello dotarlas de un mayor tiempo de uso o utilización en las debidas condiciones. La reducción de la fricción y el desgaste son los objetivos primordiales de la lubricación pero no deben perderse de vista otras funciones, como son:

- Reducir el consumo de energía, disminuir el trabajo perdido en fricciones.
- Eliminar el calor generado, evacuándolo de las piezas en rozamiento.
- Proteger contra la herrumbre y la corrosión.
- Arrastre los contaminantes generados durante el funcionamiento del motor.
- Aumentar la estanqueidad en los acoplamientos mecánicos.
- Amortiguar y absorber los choques en los cojinetes.

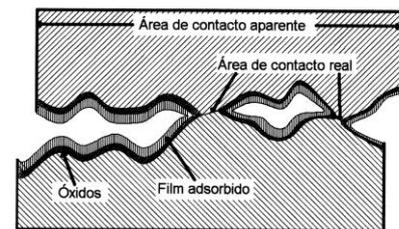


Fig. 2.36 Esquema de dos superficies con movimiento relativo bajo condiciones de lubricación límite

Es evidente que la película de aceite que se interpone entre las superficies en contacto debe ser suficientemente fluida, como para no engendrar un par resistente elevado en los momentos de arranque en frío del motor, pero a la vez lo suficientemente viscosa cuando el motor ha alcanzado su temperatura de funcionamiento.

2.4.1 Modos y regímenes de lubricación

El modelo de comportamiento más aceptado para los contactos deslizantes con lubricación es el formulado por **Stribeck**, en 1902 quién describió la variación del coeficiente de fricción con respecto al parámetro de **Hersey** ($\mu u/F_N$), donde μ es la viscosidad dinámica, u es la velocidad de deslizamiento y F_N la carga normal aplicada. La figura 2.37 muestra en el eje de ordenadas el **coeficiente de fricción f**

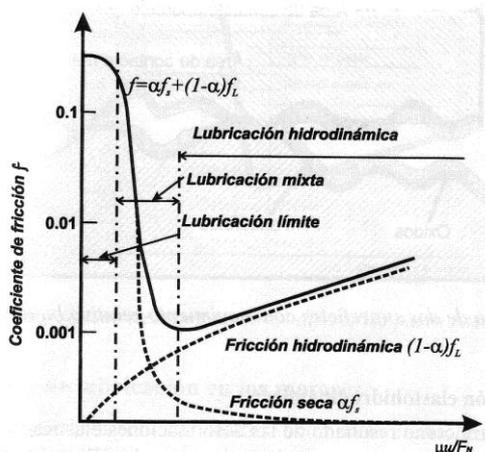


Fig. 2.37 Curva de STRIBECK

($f=F_R/F_N$), siendo F_R la **fuerza de rozamiento** y F_N la **carga normal**) y en el eje de abscisas el parámetro de **Hersey** (H). El coeficiente de fricción f tiene un valor mínimo del orden de 0,001 aproximadamente. Para valores superiores del parámetro de **Hersey** el coeficiente de fricción aumenta con un ratio pequeño. Sin embargo, si disminuye este valor de H , el coeficiente de fricción aumenta rápidamente, aunque sin exceder de un determinado valor fijo.

La zona a la derecha de dicho valor mínimo es conocida como régimen de **lubricación fluida o hidrodinámica**. En este caso la capa de lubricante tiene un espesor suficiente para evitar el contacto

entre las piezas que forman el montaje y las características de la fricción pueden explicarse dentro del marco de la mecánica de fluidos clásica. Este régimen es usualmente contemplado como la **forma ideal de lubricación** ya que proporciona **baja fricción y mínimo desgaste**. El comportamiento del contacto es controlado por las características físicas del lubricante, principalmente la viscosidad, y el valor del coeficiente de fricción se presenta ligado al esfuerzo cortante de la viscosidad del lubricante. La carga es soportada por la presión producida en la película de aceite.

Si las superficies de los sólidos no están completamente separadas por el lubricante y existe o puede existir contacto, se denomina **lubricación límite**. Las características de la fricción son reguladas por las propiedades de los sólidos y del **poco lubricante** que queda **entre las superficies en contacto**. En este caso son las propiedades físicas y químicas de las superficies de los cuerpos: rugosidad, dureza, elasticidad, grado de oxidación, etc. y la **película extremadamente delgada** quienes gobiernan las características del contacto. Las propiedades del aceite lubricante son de menor importancia y el coeficiente de fricción es esencialmente independiente de la viscosidad. Aún así, el aceite aún puede contribuir a una limitación del desgaste producido como consecuencia del empleo de aditivos específicos que pueden actuar de diferentes formas.

Entre la lubricación fluida y la lubricación límite existe un régimen intermedio que es de gran importancia. La transición entre ambos regímenes no se produce de manera instantánea, es la **lubricación mixta**. En ella, las características del contacto son determinadas por las diversas combinaciones de los efectos de la lubricación límite y la lubricación fluida.

Existe otro aspecto que hay que tener en cuenta, es la **lubricación elasto-hidrodinámica**, que tiene lugar como resultado de las deformaciones elásticas locales de los materiales y se genera más rápidamente en pares altamente cargados. En esta situación, la viscosidad del lubricante aumenta de manera considerable debido a las altas presiones en los contactos y ello contribuye a la formación de una película fluida efectiva.

Por lo tanto, el modo de lubricación existente entre dos superficies en contacto deslizante puede cambiar de uno a otro dependiendo de variables tales como: **carga, velocidad, viscosidad del lubricante, geometría del contacto o rugosidad superficial** de ambas superficies.

2.4.2 La lubricación en los motores

En los motores de combustión interna alternativos cuando las superficies se mantienen totalmente separadas por la película de aceite, no existe contacto metálico alguno y el desgaste es mínimo. La resistencia al movimiento de las superficies es solamente la originada por la viscosidad del aceite, por lo que se obtiene un coeficiente de rozamiento muy pequeño, entre **0,002** y **0,01**, y una **capacidad de carga** elevada, aproximadamente de **1200 Kg/cm²** [20] [24].

Disminuyendo la velocidad relativa entre las superficies o aumentando la carga, queda reducido el espesor de la película de aceite, con lo que puede ocurrir que algunas irregularidades de las superficies metálicas se pongan en contacto, con lo que aumenta el coeficiente de rozamiento y disminuye la capacidad de carga a valores que oscilan entre 0,01 a 0,1 y hasta 20 Kg/cm² respectivamente.

Los cojinetes de biela y bancada son los que en general presentan mayores problemas lubricación, ya que estando el motor parado, el apoyo descansa sobre su cojinete correspondiente, como se aprecia en el detalle **A** de la figura 2.38. Cuando el apoyo comienza a girar rueda sobre el cojinete arrastrando consigo al aceite lubricante, detalle **B**, que se adhiere a ambas superficies, actuando según el tipo de tipo de lubricación límite. Con el aumento de velocidad se origina una acción de bombeo del aceite, detalle **C**, como

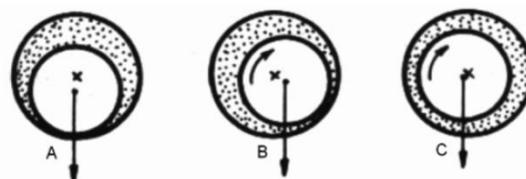


Fig. 2.38 Fases en el movimiento de un apoyo sobre su cojinete

consecuencia de la cual aparece una presión en la película que empuja al apoyo hacia el centro, quedando soportada la carga por aceite según la lubricación fluida o hidrodinámica.

Se puede pensar por lo tanto, que las condiciones de lubricación del motor **durante el arranque** son poco favorables, por cuya causa no es conveniente que la carga a que se le somete en estas circunstancias sea acusada, ya que durante este periodo es cuando **aparecen los mayores desgastes** a que está sometido un motor.

Elementos \ Autores	TARAZA	COMFORT	PULKRABEK
Pistón-segmentos-cilindro	40-50	45-50	50-75
Cojinetes del cigüeñal	20-30	20-30	10-25
Sistema de distribución	7-15	7-15	25

En los motores de combustión interna alternativos existen diferentes pares en rozamiento, los cuales muestran a su vez diferente comportamiento desde el punto de vista de lubricación como consecuencia de sus diversas condiciones operativas, tanto desde el punto de vista de velocidad y tipo de desplazamiento, como de esfuerzos y temperaturas soportadas.

En la Tabla 2.5 [1] se presentan diferentes **estimaciones del reparto del esfuerzo de fricción total** en diversos **pares en rozamiento** según varios autores. Como se puede ver de cara a uno de los objetivos de este TFM, y a la propuesta que se presentará en el capítulo 3, se contribuye a reducir en la medida de lo posible las pérdidas debidas al rozamiento que tienen lugar en los cojinetes no solo del cigüeñal, sino en la unión entre la cabeza de biela y su muñequilla correspondiente principalmente.

La figura 2.39 representa un esquema de un cojinete que soporta a un eje trabajando en condiciones de lubricación hidrodinámica, la ideal en cuanto a la forma de funcionar. El espesor mínimo de película es un parámetro crítico de diseño. Si el espesor es demasiado pequeño habrá rotura de película, contacto y por tanto aumento de la fricción y del desgaste. Los cojinetes son diseñados para ofrecer normalmente un espesor mínimo de 2 μm .

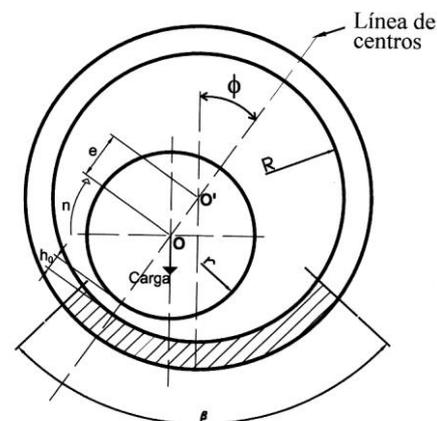


Fig. 2.39 Nomenclatura de un cojinete y su muñón

2.4.3. Sistemas de lubricación y componentes

En un motor cualquier sistema de lubricación empleado, debe suministrarse la cantidad de aceite suficiente a todas las partes móviles para que realice el engrase de las mismas de forma conveniente. A lo largo de la historia o vida del motor de combustión interna, se han empleado diferentes sistemas de lubricación, desde los que se podrían considerar como iniciales, que fue el sistema de **lubricación por barboteo**, pasando por los de configuración **mixta**, por **mezcla** hasta llegar al que se emplean en prácticamente la totalidad de motores, que es el **lubricación a presión**, o la variante de este que es **a presión total**. Hay otro sistema de lubricación, el denominado de **lubricación por cárter seco**, pero es empleado generalmente en vehículos de competición, los monoplazas de Fórmula 1, ya que necesitan

que el motor se disponga lo más bajo posible para que el centro de gravedad se encuentre a muy poca altura con respecto al suelo.

El circuito de lubricación es tanto más complejo cuantas más prestaciones se le exigen al motor. El circuito de engrase de un motor dependerá entre otras exigencias de diseño y fabricación de:

- El número de soportes del cigüeñal.
- La disposición y número de árboles de levas.
- El tipo de bomba utilizada.
- Si se emplean empujadores-taqués hidráulicos.
- Si el motor es atmosférico o sobrealimentado.
- Si utiliza enfriador de aceite, etc.

De todos los sistemas de lubricación, este TFM se centra en el **sistema de lubricación a presión**, ya que es el empleado por la práctica totalidad de motores, y en el que el aceite se suministra a todas las superficies en rozamiento a través de unas canalizaciones a donde le llega por medio de una bomba que lo absorbe desde el depósito llamado cárter de aceite para expulsarlo a una cierta presión al circuito.

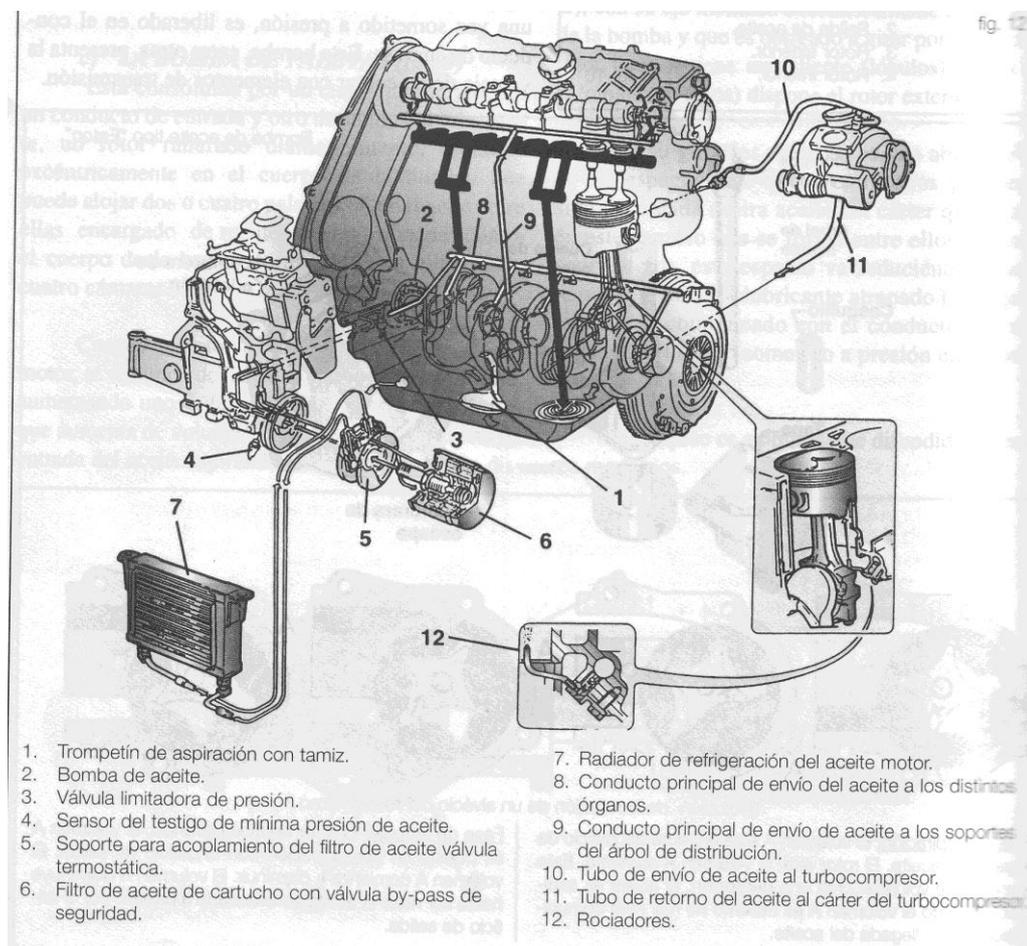


Fig. 2.40 Circuito de lubricación

El sistema de lubricación a presión (fig. 2.40) [8] está compuesto generalmente por los siguientes elementos:

- La **bomba** encargada de suministrar el aceite a presión. Puede ser de engranajes, lóbulos, engranaje interior o trocoidal.

- Las **galerías de lubricación-canalizaciones**. Conjunto de conductos por los que circula el aceite.
- El **filtro**. Encargado de eliminar las impurezas que arrastra el aceite. Se puede disponer en serie o en paralelo.
- El **refrigerador de aceite**. Mantiene la temperatura del aceite dentro de los límites de trabajo nominal. Se emplea en la mayoría de los motores, tanto si son de gasolina como si son de ciclo Diesel, aunque está más extendido en los que pasan de cierta cilindrada y/o potencia o son motores turboalimentados.

En la figura 2.40 hay que añadir un elemento que emplean muchos de los motores de la actualidad, es el **turbocompresor**, el cual necesita que le llegue el aceite lubricante en muy buenas condiciones y con un caudal bastante grande, debido a que el régimen de giro al que puede llegar es alto, a ralentí puede girar a unas **10.000 rpm** y a plena carga puede llegar a sobrepasar las **100.000 vueltas por minuto**.

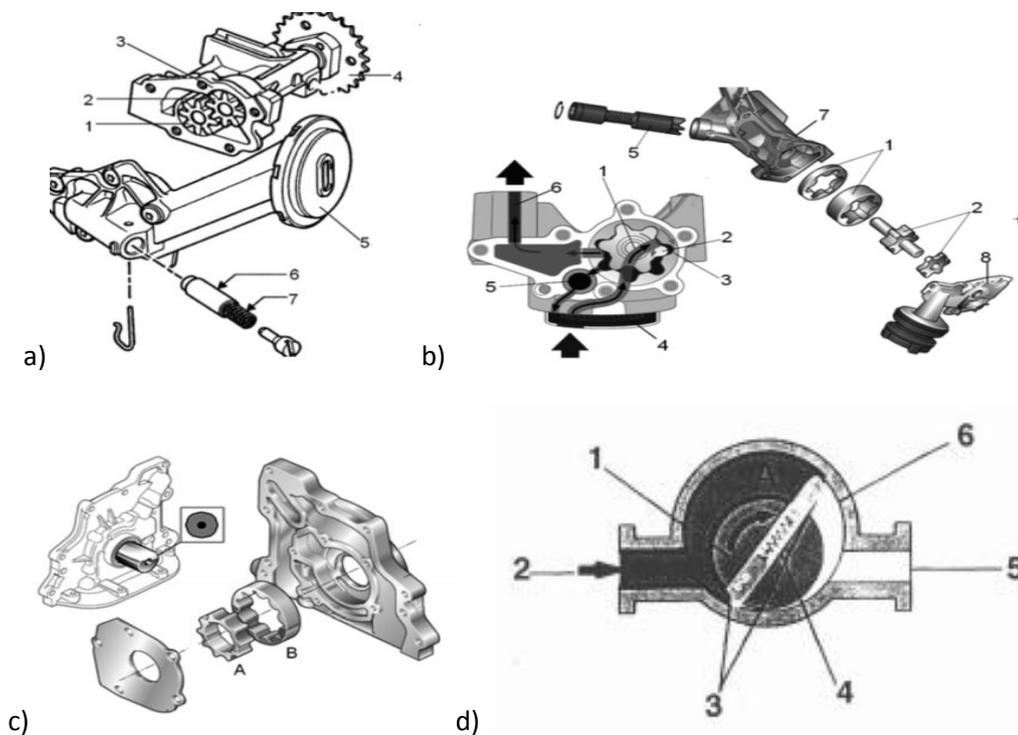


Fig. 2.41 Tipos de bomba de lubricación empleadas: a) de engranajes, b) de lóbulos y c) de engranaje interior, d) de paletas

2.4.3.1 Bomba de lubricación

La bomba de aceite juega un papel primordial en los modernos MCIAs. El aumento en la potencia y el par, incluso a bajos regímenes, hacen necesario aumentar el tamaño de la bomba de aceite y los caudales de circulación. Todo ello como consecuencia de las mayores solicitaciones térmicas a que están sometidos los diferentes componentes, así como las mayores cargas soportadas por los cojinetes y en general en todos los pares de piezas en contacto. Por otro lado, una **bomba adecuadamente optimizada** puede contribuir a un considerable **ahorro de combustible**, ya que hay que tener en cuenta que en determinados puntos de funcionamiento el **consumo energético** de la misma puede suponer **hasta un 8%** de la energía entrante. Los principales criterios de selección de una bomba serán el tamaño, coste y eficiencia para un determinado diseño de motor. Los tipos de bombas de aceite que se utilizan más frecuentemente en los motores son (fig. 2.41):

- **De engranajes, generalmente rectos.**
- **Lóbulos.**

- Engranaje interior.
- De paletas.

El rendimiento volumétrico de la bomba depende de muchos factores, en primer lugar de la magnitud de las holguras frontales y radiales entre los elementos en movimiento y el cuerpo, de la temperatura y viscosidad del aceite, de las obstrucciones a la entrada de la bomba y contrapresión a la salida, del número de revoluciones del rotor y de las dimensiones de la bomba.

La figura 2.42 muestra el caudal que debe proporcionar una bomba de lubricación en función de la velocidad de rotación del motor y según los elementos a los que tiene que enviar el lubricante. Esta figura sirve de referencia, ya que se trata para un motor Diesel de cuatro tiempos sobrealimentado de tracción ferroviaria.

Debido a que el aceite también ha de refrigerar las superficies deslizantes, los **caudales necesarios** para esta función son muy importantes en los motores actuales, pudiendo llegar a **25-30 l/kW-h** en un **MEC** y a **15-20 l/kW-h** en un **MEP**.

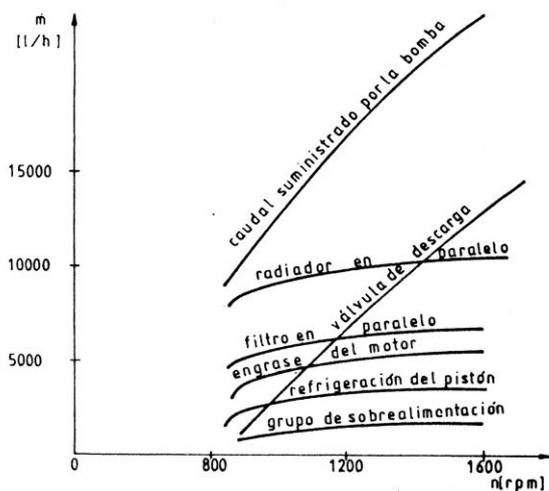


Fig. 2.42 distribución de caudales de aceite en un motor

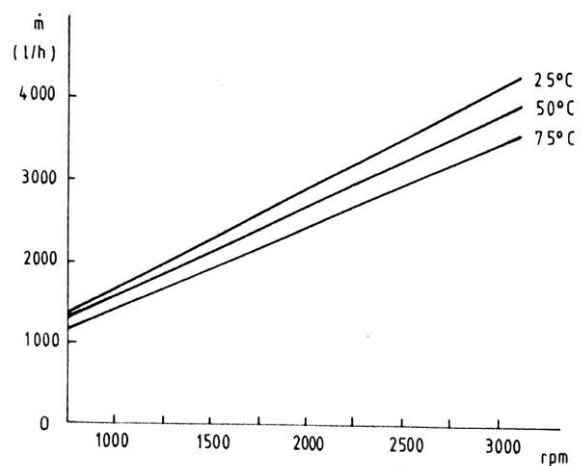


Fig. 2.43. Caudal de una bomba de aceite en función del régimen de giro y la temperatura a la que se encuentra.

Este TFM se centra en el primer tipo, ya que de todas es la más sencilla y de las que más se emplea. Además el tamaño y forma de los engranajes son idénticos.

El gasto por unidad de tiempo o caudal suministrado por la bomba de engranajes se puede determinar por [20] [74]:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot b \cdot Dp \cdot n \cdot \eta_v \quad (48)$$

- donde:
- n = número de revoluciones de la bomba.
 - η_v = rendimiento volumétrico, que oscila entre **0,75** y **0,95** en función del ajuste, de los desgastes y de la viscosidad del aceite.
 - m = módulo de los engranajes de la bomba de aceite.
 - b = longitud del diente en la dirección del eje de giro.
 - Dp = diámetro primitivo de los engranajes.

Otros autores como **Payri [2]** y **Brun [22]** emplean la siguiente expresión:

$$Q = \eta_v \cdot n \cdot b \cdot \delta^2 \cdot \frac{K}{z} \quad (49)$$

- en la que:
- n = número de revoluciones de la bomba.
 - η_v = rendimiento volumétrico.

- b = longitud del diente en la dirección del eje de giro.
- δ = distancia entre los ejes de los engranajes de la bomba de aceite.
- K = Coeficiente de forma del diente que varía entre 5 y 6,5, que corresponde a un ángulo de presión de tallado entre 15 y 30°.
- z = Número de dientes.

De la ecuación anterior se observa que, para una determinada bomba, con un aceite de viscosidad determinada, el caudal es proporcional al número de revoluciones a las que gira, y que por tanto dependerá directamente de la velocidad de giro del motor, según se aprecia en la figura 2.43.

Cuando se modifica la temperatura del aceite varía su viscosidad y por lo tanto el valor de η_v de la bomba, con lo que las curvas de caudal quedan ligeramente afectadas.

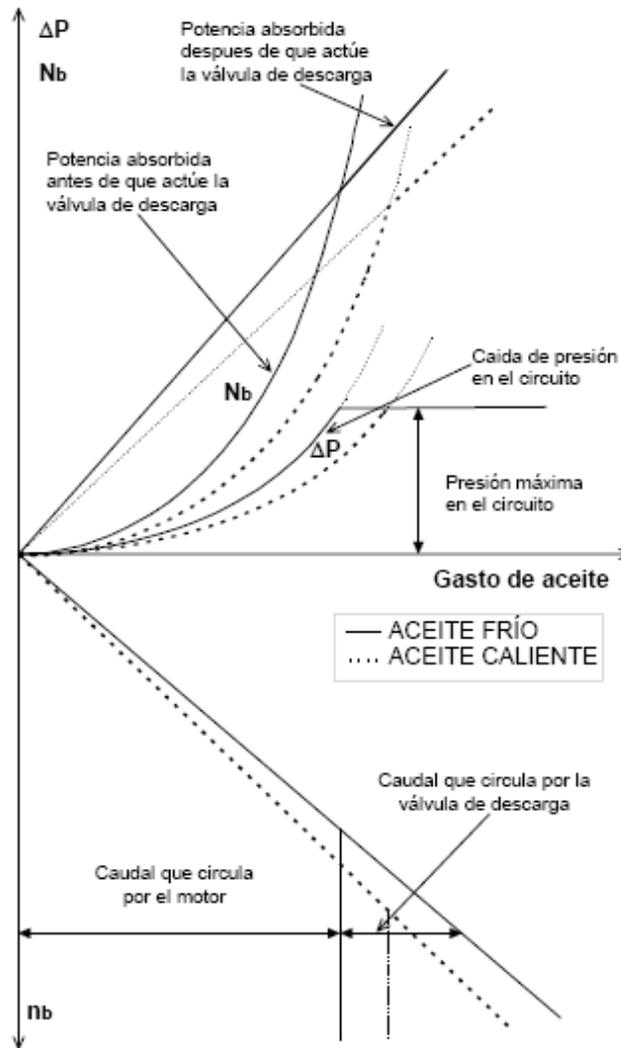


Fig. 2.44. Comportamiento del circuito de engrase

Uno de los problemas que presenta la bomba de engranajes es su baja presión de aspiración que puede llevar, en el arranque en frío, a dificultades en el cebado. Para evitar este problema se utilizan las siguientes soluciones:

- Colocar la bomba por debajo del nivel de aceite.
- Evitar el uso de aceites de gran viscosidad en frío.
- Dimensionar ampliamente el conducto de aspiración de la bomba.

Otra solución sería el sustituir este tipo de bomba por otro de los tipos indicados anteriormente que sí tiene más capacidad de aspiración, pero su inconveniente es que es más costoso por lo general.

2.4.4. Análisis del comportamiento del circuito de lubricación

Experimentalmente se ha obtenido que los requerimientos de caudal de aceite son prácticamente constantes al variar el régimen del motor, e igualmente, de ensayos realizados, se comprueba que la pérdida de carga en el circuito de engrase es proporcional al cuadrado del gasto, siendo también función de la viscosidad del lubricante. Cuando este disminuye, por la utilización de un aceite menos viscoso o como consecuencia del aumento de la temperatura, la pérdida de carga disminuye para un determinado caudal.

Al ser la bomba de engranajes volumétrica y el fluido incompresible, el caudal suministrado es prácticamente independiente de la presión, siendo función únicamente del número de revoluciones según una función lineal (fig. 2.44).

Aunque la presión de descarga no afecte al caudal de la bomba, dicha presión si interviene en la potencia necesaria para su accionamiento:

$$N_b = \frac{Q \cdot p}{\eta_m} \quad (49)$$

siendo η_m el **rendimiento mecánico de la bomba**, p es la presión máxima o presión límite establecida por la válvula de descarga.

Para canalizaciones lisas que tienen un Número de Reynolds de 2000, de donde la velocidad del lubricante ha de ser inferior a **4 m/s**. En el caso de que se produzcan variaciones bruscas de sección o de dirección, se supone que aparece el régimen turbulento.

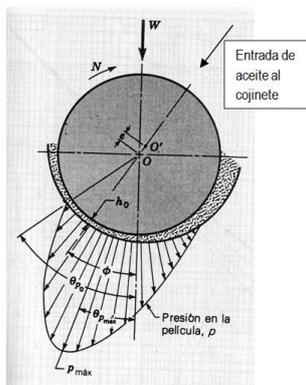


Fig. 2.45 Diagrama polar del cojinete

Suministro de aceite a:	Caudal (l/min)
Motores de automoción de 4 a 6 cilindros	40 a 100
Motores de 8 cilindros	100 a 120
Cojinetes principales de bancada	3 por cojinete
Cojinetes de biela	4 a 5 por cojinete
Enfriamiento de los pistones	1,5 a 3 por surtidor
Parte superior del motor.	12

La pérdida de carga en los cojinetes de cigüeñal y cabeza de biela es función de su longitud axial, de los juegos, de la configuración de los canales de engrase y del régimen de giro. La zona del cojinete en donde se debe situar el orificio de entrada del aceite se elegirá de acuerdo con el diagrama polar, buscando la zona en la que las presiones sean mínimas. Así mismo, la **presión del aceite** debe ser tal que proporcione un **caudal que garantice** no solo el engrase, sino también la refrigeración del cojinete. Además, hay que tener en cuenta que **la presión de suministro del aceite** al cojinete no es la encargada de separar las superficies que deslizan entre sí, sino que es la **cuña de aceite** que se forma en el cojinete la que al girar el gorrón tiene esta función.

Con el fin de no someter el circuito de engrase a presiones excesivas, que además llevarían a **potencias absorbidas por la bomba anormalmente altas**, sin ninguna ventaja para el engrase del

motor, se introduce una válvula, **llamada de descarga**, que asegure el retorno de una parte del aceite al cárter cuando la presión alcanza un determinado valor. Con este criterio se dimensiona la bomba, de forma que a regímenes bajos el gasto sea suficiente, evitando presiones excesivas a regímenes elevados.

En la tabla 2.6 [1] [21] se muestran algunos valores típicos de los sistemas de lubricación en diferentes configuraciones y/o puntos de lubricación para determinar el caudal necesario que ha de proporcionar la bomba de lubricación, a partir de ese valor se obtiene el tamaño de los elementos que componen la bomba. Como orientación se puede indicar que la potencia de accionamiento para bombas en motores de cuatro o seis cilindros oscila entre **0,5 y 2 kW**, y para motores mayores por encima de los **5 kW**.

2.5 Otros elementos auxiliares existentes.

Aunque el objetivo principal de este TFM es la propuesta de hacer más independiente el accionamiento de la bomba de agua y la de aceite, existen otros elementos auxiliares a los que normalmente se les



Fig. 2.46 Compresor de aire acondicionado



Fig. 2.47 Accionamiento de un compresor de sobrealimentación y los elementos que lo componen.

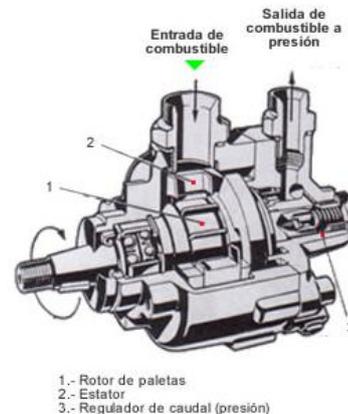


Fig. 2.48 Bomba dirección asistida

proporciona movimiento, y que se reflejaron en el punto 2.2.3, las bombas de agua y lubricación y el ventilador ya han sido tratados, ahora se harán reseñas a los otros elementos auxiliares.

En la figura 2.13 [13] se puede observar la potencia que es necesaria para el accionamiento de diversos elementos auxiliares en un vehículo, de manera que el que mayor potencia necesita es el **compresor de aire acondicionado** (fig. 2.46), pudiendo llegar a absorber **hasta un 10%** de la potencia que suministra el motor térmico, de ahí que el sistema de aire acondicionado o climatizador, **no se ofrezca en modelos de vehículos cuya potencia efectiva sea relativamente baja** y solo lo dispongan aquellos vehículos que poseen una potencia suficiente para poder moverle incluso subiendo una pendiente.

Si queremos determinar las pérdidas por el **accionamiento del compresor**, estas son debidas a la potencia absorbida por el compresor de sobrealimentación cuando es accionamiento mecánico (fig. 2.47) y es bastante difícil dar valores orientativos debido a la gran variedad de soluciones constructivas. En un motor en el que la sobrealimentación esté proporcionada por un **turbocompresor**, este no es accionado por el cigüeñal, sino por los gases de escape, luego **la potencia absorbida es nula**.

Con el empleo de la sobrealimentación se consigue que el lazo negativo del diagrama Presión-Volumen que representan las pérdidas por bombeo (fig. 2.2), se vean reducidas.

En cuanto a la bomba de la **dirección asistida** (fig. 2.48), se ve en la figura 2.13, que también aumenta la potencia absorbida con la velocidad de giro del motor, aunque en menor medida que el compresor del sistema de acondicionamiento de aire, además hay que tener en cuenta que la energía empleada para proporcionar la suficiente presión al sistema de dirección del vehículo, es representativa cuando se gira el volante, generalmente cuando se hace la maniobra de aparcar, ya que si se va en línea recta, el consumo de energía por parte de esta bomba es mínimo.

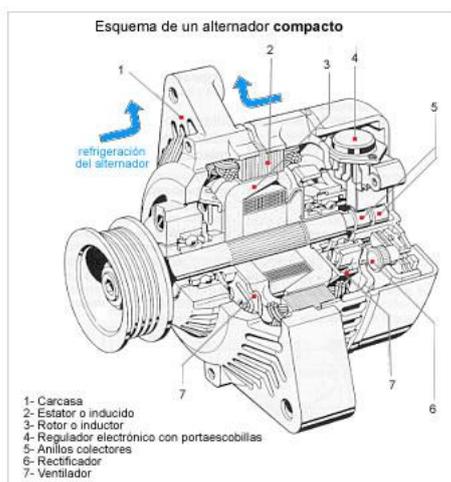


Fig. 2.49 Esquema de un alternador compacto

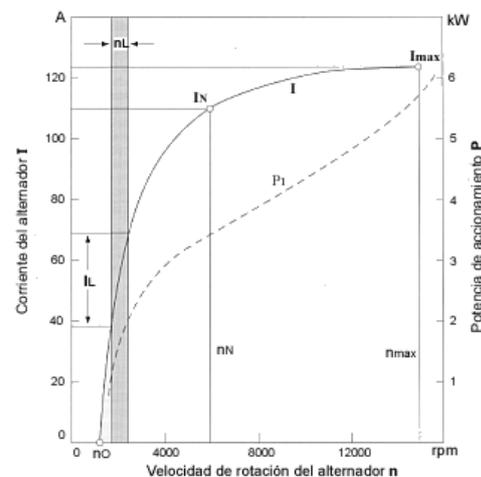


Fig. 2.50 Curva Potencia absorbida por un alternador

En cuanto a los dos elementos auxiliares que restan, el **generador eléctrico** (fig. 2.49), aunque en su montaje no tiene como el motor, cojinetes, tiene rodamientos, los cuales si gira en vacío no resta prácticamente nada de potencia, pero al estar conectado y por tanto realizar el fin para el que se ha dispuesto, si absorbe una cierta cantidad (fig. 2.50), pero por el momento es **necesario para poder recargar la batería del vehículo**.

Solo queda tratar la bomba de inyección, que hay que suponer en los MEC, que ya sean de sistema de inyección convencional, indirecta, ya sean de sistema de inyección directa, es necesaria para poder alcanzar las altas presiones que se requieren para introducir el combustible a la cámara de combustión del orden de 800 bares a un régimen lento de ralentí hasta los 2.000 bares a altas revoluciones. En un MEP, hace ya bastante tiempo que la bomba de alimentación se eliminó de tener que ser el

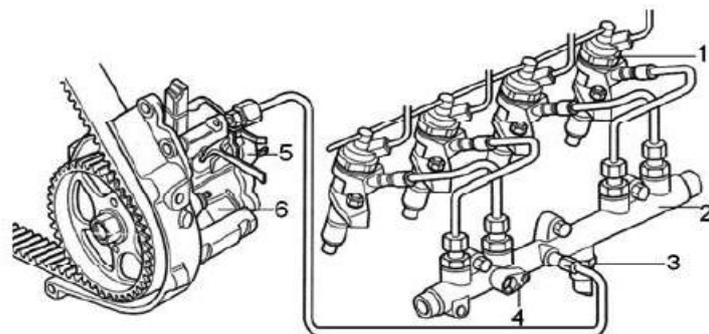


Fig. 2.51 Bomba de alta presión en un MEC de inyección directa

cigüeñal o el árbol de levas el que la proporcionarse en movimiento, sustituyéndose por una bomba de accionamiento eléctrico que en la mayoría de los vehículos actuales se encuentra en el depósito de combustible junto con el aforador o se encuentra en su periferia.

3. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS/POSIBILIDADES TÉCNICAS

En el capítulo 2, **SITUACIÓN Y ESTADO DE LA TÉCNICA**, se ha expuesto lo que hasta la actualidad se podría considerar como **SISTEMAS CONVENCIONALES**, tanto en los sistemas de refrigeración como de lubricación de los MCIA, englobando como se ha visto a los que funcionan según ciclo OTTO, MEP o GASOLINA, y los de ciclo DIESEL, MEC, GASOIL, ya que salvo ciertas diferencias, como ya se ha comentado, los criterios de caracterización, funcionamiento, etc. son exactamente los mismos.

En este TFM, como se indica en los objetivos del capítulo 1, es el justificar que existe la **posibilidad de eliminar el accionamiento por parte del motor**, o lo que lo mismo el cigüeñal, a ciertos elementos auxiliares para así disminuir de las llamadas **PÉRDIDAS MECÁNICAS**, las que corresponden a la bomba de refrigeración y la de lubricación, aunque se ha hecho alusión en el punto 2.5 otros elementos también auxiliares y que con el paso del tiempo también se han independizado del cigüeñal.

Ciertos fabricantes de vehículos en los motores que montan en sus correspondientes modelos, según su categoría, van introduciendo en mayor o menor medida esta tendencia. Se puede decir que todos tienen desarrollados sistemas electrónicos que controlan muchos dispositivos, desde la cantidad de combustible inyectado, origen de la gestión electrónica del motor, hasta el control de los frenos mediante el ABS, el control de estabilidad ESP, etc., algunos de ellos aunque no hayan eliminado ese accionamiento, han desarrollado una gestión tal que hasta que no se alcanzan ciertas condiciones de funcionamiento no reciben movimiento, están en reposo.

A partir de aquí se va a presentar la propuesta objeto de este **TFM**, con aplicación a un motor de encendido provocado, cuyo origen es un vehículo **RENAULT TWINGO**, siendo el tipo de motor **C3G A/700 de 1239 cm³**. También se indicarán soluciones de algunos fabricantes en cuanto a la regulación de la temperatura del motor principalmente y en menor medida la regulación de la presión y flujo del aceite de lubricación.

3.1 Refrigeración

Según se ha indicado en el punto 2.3.3, la función del sistema de refrigeración es la de prevenir el sobrecalentamiento de las diferentes partes del motor en todas las condiciones de funcionamiento, independientemente de las condiciones climáticas que rodeen al vehículo y de la altitud a la que se encuentre y, que además esto debe cumplirse con la **menor penalización de la potencia y del consumo de combustible ni de prestaciones**.

Dentro de la refrigeración, se pueden considerar los dos sistemas que se hace referencia en el punto 2.3.3.1, sobre la regulación de la temperatura del motor:

- **Actuación sobre el caudal de agua que se le hace pasar por el radiador.**
- **Actuación sobre el caudal de aire que atraviesa el radiador para disipar el calor que se ha extraído del motor.**

Dentro del primer sistema, se pueden considerar los dos elementos que son los que nos van permitir variar el flujo de líquido hacia el radiador:

- **La bomba de agua, variando la cantidad del líquido movido o desplazado.**
- **El termostato, que impide al líquido de refrigeración llegar al radiador.**

En el segundo método de regulación se pueden considerar otros dos, los cuales son los siguientes:

- **Forzar el paso de aire según las necesidades, empleo de ventilador, que funciona a tiempos parciales, es decir, para impedir que la temperatura del motor sobrepase cierto valor.**
- **Impedir el paso del aire por el radiador hasta que no alcance cierta temperatura el líquido refrigerante.**

Por lo tanto, se puede decir que existen **cuatro métodos diferentes** para que el motor **consiga alcanzar la temperatura de régimen lo antes posible**, lógicamente, ningún fabricante en sus vehículos emplea solo uno de ellos, si no que utiliza o combina varios de ellos.

Esto no es nuevo, es lo que se viene realizando desde hace bastantes décadas, la diferencia está en la forma en la que se controla la activación y el accionamiento principalmente. En los sistemas convencionales, la **bomba de agua** es movida por el cigüeñal constantemente, a la misma velocidad de giro si la relación de transmisión entre ambos es la unidad, variando el caudal en función de esas revoluciones a las que gira. El **termostato** que contiene en su interior una cera especial, a medida que se va calentando, dilata y empuja o hace abrirle, permitiendo el paso del líquido de la refrigeración hacia el radiador. En cuanto al **electroventilador**, han existido varias formas en su accionamiento, la más simple es un **termocontacto** situado en el radiador que por el calor hace que unos contactos internos se junten, permitiendo que aquel sea alimentado eléctricamente, y cuando la temperatura del líquido de la refrigeración en el radiador baja de una determinada temperatura, esos contactos se separan, parándose por lo tanto el electroventilador. En cuanto a la última forma de actuar sobre la temperatura del motor, se empleó en vehículos como el indicado en la figura 7.6 de los anexos, pero era el propio conductor el que mediante un sistema de palancas establecía la posición de las trampillas, si acababa de ponerle en funcionamiento, las disponía cerradas para que no entrase aire al compartimento motor y le enfriase, a medida que se iba calentando abría las trampillas hasta que estando prácticamente el motor caliente, las trampillas las disponía totalmente abiertas, no teniendo ningún obstáculo para atravesar el aire por el interior del radiador.

La propuesta de este TFM, es la de controlar, activar y accionar estos dispositivos de manera automática, siendo lo que se conoce con las denominaciones de:

- **GESTIÓN TÉRMICA DEL MOTOR.**
- **TERMOGESTIÓN ELECTRÓNICA.**
- **REFRIGERACIÓN ELECTRÓNICA.**
- **GESTIÓN TÉRMICA INNOVADORA.**
- **GESTIÓN TÉRMICA INTELIGENTE.**
- **SISTEMA DE GESTIÓN REGULABLE.**
- **REFRIGERACIÓN POR CAMPO CARACTERÍSTICO.**

Todas estas denominaciones tienen el mismo fin, el uso de la electrónica como método de controlar y activar los elementos que sean necesarios y su desactivación también cuando así lo requieran las condiciones de funcionamiento del motor.

3.1.1 Gestión térmica del motor

El concepto de **GESTIÓN TÉRMICA DEL MOTOR [8]** y sus diferentes denominaciones, se puede definir como **el control correcto de todos los flujos térmicos que tienen lugar en el mismo**. Dentro de estos flujos térmicos, los más importantes son los asociados con la **refrigeración** de las partes metálicas del motor, para evitar su fallo.

Se ha empezado a desarrollar el potencial que puede proporcionar la gestión térmica también desde el punto de vista del rendimiento y las emisiones del motor. En lo que concierne al rendimiento, las aproximaciones tradicionales al problema se centraban exclusivamente en aquellos flujos térmicos que garantizan la supervivencia del motor. De esta forma, siempre se había **diseñado el sistema de refrigeración**, pensando en las **condiciones más adversas**, por lo que en cualquier otra circunstancia las pérdidas de calor son mayores de lo necesario, afectando al rendimiento, sobre todo los procesos de arranque y calentamiento se alargan innecesariamente. En **trayectos inferiores a 5 km** que corresponde con el **47%** de la utilización normal de un vehículo, el **consumo medio es un 80 % mayor** que para en los trayectos cuya distancia está comprendida entre 10 y 50 km. En un motor diesel, tipo de inyección directa, entre un **arranque en frío, 20°C**, y un arranque en **caliente, 90°C**, puede llegar a existir una **diferencia del 10 al 15 % del consumo**.

Por otra parte, la temperatura del motor afecta al desarrollo del proceso de combustión y consiguientemente a la formación de contaminantes, con lo que existe la posibilidad de buscar diseños y estrategias óptimas desde ambos puntos de vista.

La termogestión electrónica, que como se ha dicho con anterioridad, comienzan a aparecer en los automóviles, tiene por objetivo la **regulación de la temperatura del líquido de refrigeración** a un valor optimizado, **en función del estado de carga del motor** o lo que es igual, según las condiciones de funcionamiento del motor.

El control electrónico continuo de la temperatura del motor, con una gestión eficaz del caudal de fluidos y de los flujos de aire es el objetivo de todo lo que se está desarrollando.

El sistema se compone (fig. 3.1) de:

- Un grupo de electroventiladores de velocidad variable para el control de los flujos de aire, independientemente del régimen del motor.
- Una o varias válvulas de agua proporcionales con control eléctrico (electroválvulas) en sustitución del termostato tradicional.
- Una bomba de agua eléctrica para el control de los caudales del líquido de refrigeración, independiente del régimen del motor.

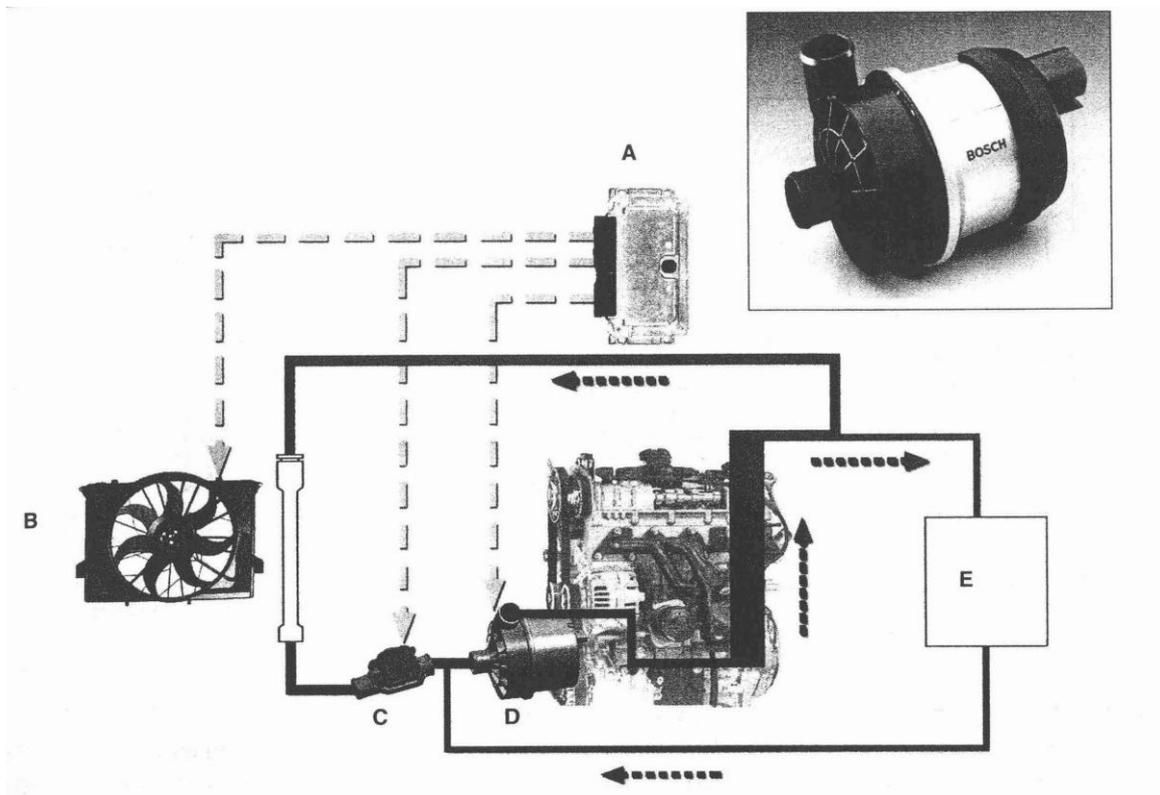


Fig.3.1 Elementos que componen la gestión térmica del motor: A. Unidad de control electrónico del motor; B. Ventilador de refrigeración; C. Termostato electrónico; D. Bomba de agua electrónica; E. Radiador de refrigeración

Todos estos componentes pueden ser controlados desde la unidad de control electrónico de gestión del motor (fig. 3.1). El aumento de la temperatura de las paredes de las cámaras de combustión puede ser obtenido por disminución del caudal de agua. **Una reducción del 25 % del caudal** permite alcanzar una **disminución del 5% del consumo de combustible**, al igual que se tiene una reducción de los contaminantes (HC y CO). Uno de los elementos más importantes en este tipo de gestión, es la **bomba**, que será de **accionamiento eléctrico regulada electrónicamente**, siendo el caudal máximo en las condiciones de plena carga, para garantizar el rendimiento del motor, mejorando su refrigeración.

H. H. Pang y C. J. Brace [50], indican que una **bomba de refrigeración eléctrica de 600 W** es empleada en un motor de **3,8 litros de cilindrada y 180 C.V.** en lugar de una mecánica con una potencia de consumo entre 2 y 3 kW. Si tenemos un motor pequeño, **1,2 litros de gasolina**, podemos sustituir la bomba mecánica que necesita, **1 kW**, por una de accionamiento eléctrico de tan solo **30 – 80 W**.

Otro de los elementos importantes es el **termostato electrónico**, el cual la unidad electrónica le mantiene **cerrado mientras dure el tiempo de calentamiento del motor**, con lo que el volumen de agua que pasa por el radiador es por tanto nulo.

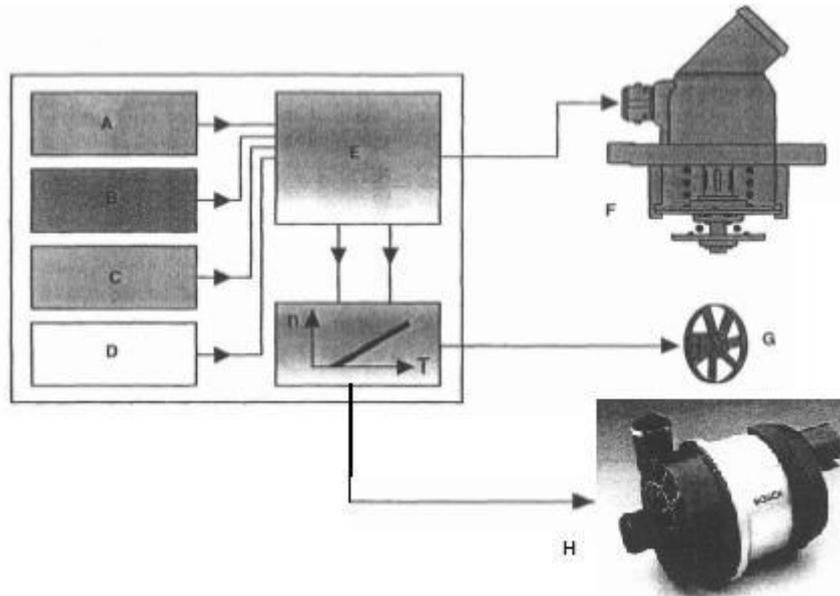


Fig.3.2 Esquema de la gestión térmica de la refrigeración: A, Cartografía temperatura del aire. B, Cartografía de carga del motor. C, Cartografía de la velocidad. D, Cartografía temperatura del líquido refrigeración. E, UCE. F, Termostato de mando electrónico. G, Ventilador. H, Bomba refrigeración eléctrica.

La figura 3.2 representa un esquema de la posible **instalación y conexión** de los componentes que forman parte de esta **nueva tendencia en la gestión térmica** de la temperatura del motor, en la que se puede observar que la **UCE**, recibe información de varios puntos, entre ellos, los indicados, como son una representación cartográfica de la temperatura del aire, una cartografía de la carga a que está sometido el motor, cartografía que relaciona la velocidad del vehículo, paso de aire a través del radiador y finalmente, una cartografía de la temperatura a la que se encuentra en todo momento el líquido de la refrigeración. Con toda esta información junto con el resto de la que recibe **la UCE**, **esta establece una cartografía para la temperatura ideal que debería tener el motor en todo momento**, de modo que va a **actuar sobre la bomba de refrigeración**, pudiéndola hacer variar el régimen de giro en función de las necesidades. Actuar **sobre el termostato electrónico** pudiendo hacer **variar el inicio de su apertura** adelantándolo o retrasándolo según las necesidades en función principalmente de la carga del motor (fig. 2.33). También tendrá que al igual que existe en la actualidad en vehículos, hacer que **el ventilador se ponga en funcionamiento** según la cartografía que relaciona la velocidad del vehículo con el aire que pasa a través del radiador, haciéndole girar más rápido a medida que es necesario más paso de aire por él.

Además con la gestión electrónica, el **dimensionado** de todos los elementos del sistema de refrigeración se puede realizar de una **manera más ajustada**, no solo teniendo en cuenta los estados adversos, con lo que eran por lo general sobredimensionados como se ha indicado anteriormente. De esta manera también se ha **obtenido** que el motor pueda **trabajar a una mayor temperatura**, teniendo unos **beneficios notables también frente el consumo y emisión de contaminantes**.

3.1.2 Actuaciones de fabricantes en circuito de refrigeración

Varios fabricantes en los motores que montan en sus vehículos, van introduciendo la gestión electrónica, unos de una forma y otros como es lógico de otra, de manera que unos accionan unos elementos y otros los hacen accionar de otra manera para que se alcance la temperatura de funcionamiento lo antes posible y reducir de esa manera la emisión de contaminantes al ambiente, reducción de combustible, etc.

Formas de actuar por parte de los fabricantes, o al menos algunas de ellas son:

- **Electrobomba del líquido refrigerante:** al no haber unión entre cigüeñal y bomba, puede estar disponible a plena potencia independientemente del régimen del motor o incluso puede estar moviendo el líquido con el motor parado.

El valor de control para el accionamiento de la electrobomba de líquido refrigerante es la carga del motor. A partir de los datos adicionales referentes al consumo de combustible y al equilibrio de calor del motor se calcula la cantidad de calor que debe evacuarse.

La temperatura resultante de la evacuación de calor puede ajustarse para cada punto de servicio a través del termostato de campo característico, **termostato eléctrico**, y el caudal de la bomba del líquido refrigerante. En el sistema de control de calor se aplican para ello no solo los objetivos relacionados con la refrigeración, el consumo y la potencia, sino que también se tienen en cuenta otros factores secundarios, como la demanda de calefacción o la temperatura ambiente.

El consumo de energía de la electrobomba del líquido refrigerante es de 200 W, notablemente por debajo de la potencia de accionamiento máxima de una bomba de refrigerante mecánica. Los potenciales de ahorro dependen del motor y del vehículo y rondan el 2 por ciento del sistema de desarrollo de diagnóstico.

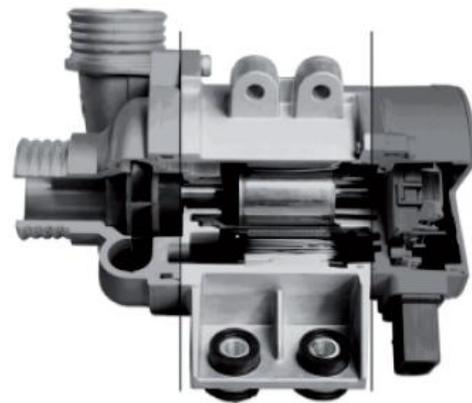


Fig. 3.3 Electrobomba del líquido refrigerante

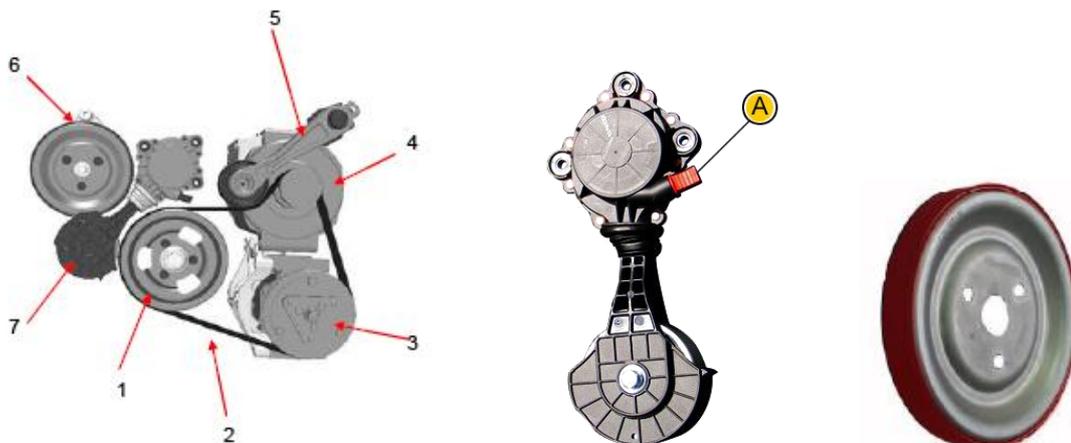


Fig. 3.4 Transmisión de movimiento de la p Polea del cigüeñal (1) a la p Polea de bomba de agua (6) a través del rodillo de accionamiento (7). Derecha p Polea (6) con revestimiento para el arrastre.

En la figura 3.3 se puede observar las tres partes en la que se compone la electrobomba, en la parte izquierda se encuentra el sistema hidráulico con carcasa, voluta y rodete, en el centro el motor eléctrico con estator, rotor y tubo diafragma y en la parte derecha, la electrónica de potencia y control e interfaz de comunicación.

- **Accionamiento de los accesorios:** la correa de accesorios al igual que en el sistema tradicional, moverá la bomba del agua y otros elementos auxiliares, pero se diferencia en que el accionamiento, transmisión del movimiento a la bomba no se produce hasta que la temperatura del motor no alcanza cierto valor. En la figura 3.4 se puede ver la configuración, en el detalle de la izquierda y el detalle de la derecha muestra el rodillo de accionamiento de la bomba de agua.

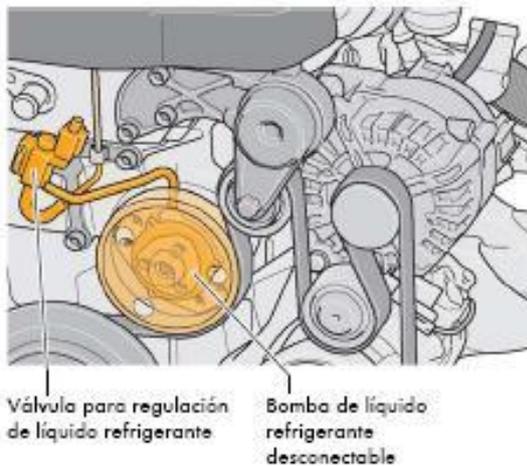


Fig. 3.5 Bomba de agua desconectable

En lugar del manguito de empalme. Por parte del nivel superior se alimenta el líquido refrigerante hacia los diferentes componentes. Una excepción a este respecto es la alimentación hacia la bomba de líquido refrigerante. En el nivel inferior de la caja de distribución se encuentra conectado el retorno de líquido refrigerante, procedente de los diferentes componentes. Un conducto vertical comunica el nivel superior con el inferior. El termostato abre/cierra el conducto vertical por medio de su platillo de válvula pequeño.

- **Bomba de agua desconectable:** Durante el arranque en frío y la fase de calentamiento el motor debe alcanzar lo antes posible su temperatura de servicio. Para ello se desconecta la bomba del líquido refrigerante mediante depresión con un obturador. Debido a ello, el líquido refrigerante se encuentra inmovilizado en el motor y se calienta más rápidamente. Si la temperatura del líquido refrigerante es inferior a los $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ o superior a los $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, la bomba del líquido refrigerante está "conectada". El líquido refrigerante es impelido, igual que con una bomba convencional, hacia el bloque y hacia la culata.

- **Caja de distribución del líquido refrigerante:** La caja de distribución del líquido refrigerante se monta directamente en la culata, en

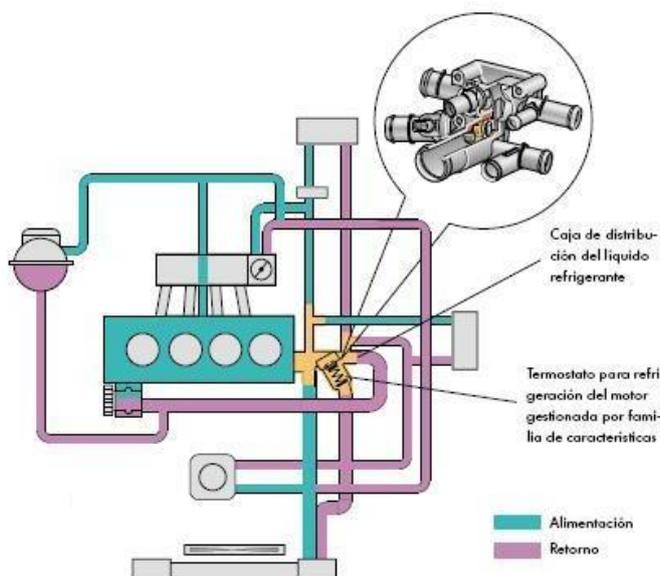


Fig. 3.6 caja de distribución del líquido refrigerante

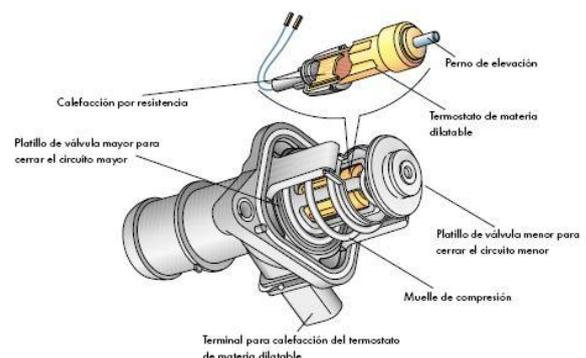
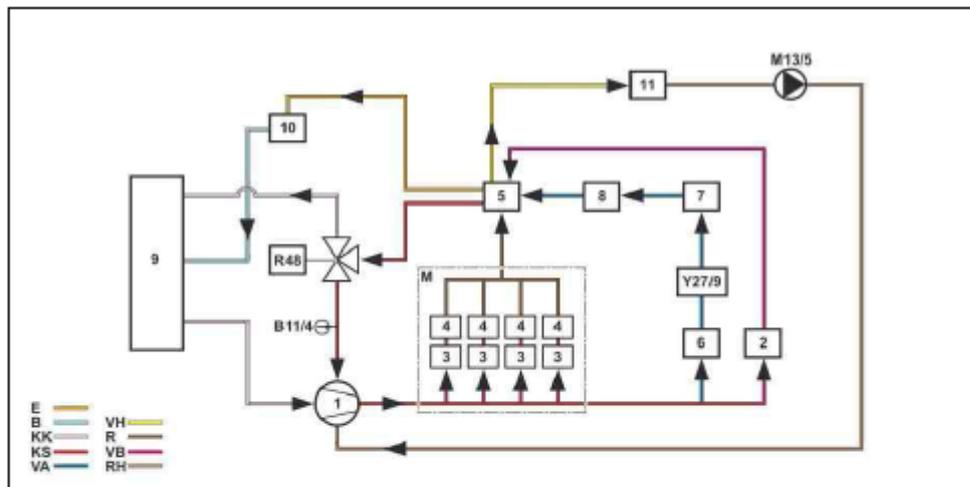


Fig. 3.7 Termostato eléctrico

- **Circuito de líquido refrigerante:** La bomba de líquido refrigerante pone dicho líquido refrigerante en circulación, dentro del sistema de refrigeración. Para lograr un más rápido calentamiento del líquido refrigerante tras la fase arranque, la **bomba de líquido refrigerante**



Representación esquemática

1	Bomba de líquido refrigerante	10	Depósito de expansión de líquido refrigerante	B	Tubería de llenado
2	Intercambiador de calor por aceite y agua	11	Intercambiador de calor de la calefacción del vehículo	E	Conducto de salida de aire
3	Bloque motor	B11/4	Sensor térmico del líquido refrigerante	KK	Circuito del refrigerador
4	Culata	M13/5	Bomba de circulación, líquido refrigerante	KS	Circuito de calentamiento
6	Colector de agente frigorífico	R48	Elemento calefactor, termostato de líquido refrigerante	M	Motor
6	Envoltura del cárter de cadenas	Y27/9	Elemento de regulación de realimentación de gases de escape	R	Retorno del motor
7	Caja de desvío			RH	Retorno de calefacción del vehículo
8	Radiador de realimentación de gases de escape			Eje delantero	Circuito realimentación de gases de escape (AGR)
9	Radiador			VB	Circuito del intercambiador de calor por aceite y agua
				VH	Fase inicial de la calefacción del vehículo

Fig. 3.8 Circuito completo de refrigeración

puede desconectarse accionando la válvula de conmutación de dicha bomba de líquido refrigerante. La activación del posicionador de la válvula de conmutación de la bomba de líquido refrigerante tiene lugar por medio de la unidad de control.

La bomba de líquido refrigerante impulsa el líquido refrigerante al bloque motor por medio de 2 entradas de líquido refrigerante independientes entre sí. Al hacerlo, se conduce simultáneamente una parte del líquido refrigerante hacia la culata y el intercambiador de calor por aceite y agua, y por medio de la carcasa del cárter de la cadena, hacia el posicionador de realimentación de gases de escape (Y27/9), hacia caja by-pass y el radiador de realimentación de gases de escape.

Conforme a la temperatura del aceite del motor, **la circulación del refrigerante** en el intercambiador de calor de aceite y agua **es regulada por un termoelemento.**

Caso de estar cerrado el termostato de líquido refrigerante, dicho líquido refrigerante fluye de nuevo a la bomba de líquido refrigerante, y de nuevo es alimentado al ciclo.

Si se ha alcanzado la temperatura de servicio del motor, con la apertura del termostato de líquido refrigerante se acopla el circuito de líquido refrigerante y se incluye el radiador en el circuito del líquido refrigerante.

La regulación del termostato de líquido refrigerante la realiza la unidad de control por medio del elemento calefactor del termostato de líquido refrigerante.

3.2 Lubricación

En un motor de combustión es esencial que exista un sistema que nos haga llegar un elemento lubricante para que se interponga entre dos piezas que tienen movimiento relativo entre ellas, ya que como se ha reflejado en el punto 2.4 y siguientes, las piezas no son lisas completamente por muy pulidas que estén, además de las varias funciones que tiene que cumplir el lubricante, y una de ellas es la de reducir el consumo de energía, disminuir el trabajo perdido en fricciones entre las piezas. Otra que se puede proponer al igual que se ha propuesto en la refrigeración es la de cumplir con la **menor penalización de la potencia y del consumo de combustible y de prestaciones**.

Si miramos motores normales, sencillos, relativamente pequeños, vemos que cuando la bomba de lubricación envía el aceite a las canalizaciones, estas se llenan de aceite a una determinada presión y con un flujo o caudal que aumenta con el régimen de revoluciones del motor, cuando se detiene, el aceite vuelve o retorna al cárter. Una de las características que debe cumplir el lubricante es la **capacidad de adherencia o untuosidad a las superficies en contacto**, para que no exista el riesgo de contacto y tenga un cierto espesor y poder hacer de colchón, amortiguar y absorber los choques en los cojinetes. Cuando el aceite está lo suficientemente caliente, disminuye su viscosidad, por lo que al detener el motor, al cabo de cierto tiempo casi todo el aceite ha retornado al depósito de lubricante, si le ponemos de nuevo en funcionamiento, las piezas pueden iniciar el movimiento dentro del modo de **lubricación seca o límite**.

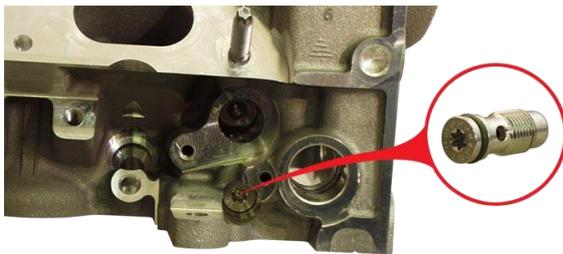


Fig. 3.9 Válvula anti-retorno en circuito de engrase

Para evitar que los cojinetes se queden sin lubricante, algunos fabricantes disponen de **válvulas anti-retorno** (fig. 3.9), con lo que al iniciar el movimiento aún existirá aceite repartido por las canalizaciones y por lo tanto se tardará menos tiempo en que se llene de lubricante todo el circuito. Estas válvulas se disponen en ciertos puntos que se podrían denominar estratégicos, o existirán zonas en las que la única capa de aceite es la debida a esa característica mencionada antes, la adherencia.

Hay uniones en las que es primordial el que tenga lubricante desde el principio, ya que en esos primeros momentos del inicio del movimiento es cuando se producen los mayores desgastes y por consiguiente, paulatinamente un deterioro en aquellas piezas del motor.

Hasta ahora para la reducción de las pérdidas por la fricción y por el accionamiento de la bomba, únicamente se ha trabajado sobre la **calidad del aceite, composición, aditivos, coeficiente de rozamiento**, etc., pero poco se ha tratado sobre el accionamiento de la bomba, para que no sea el motor el que tenga que emplear en torno a **6-7%** e incluso en casos puntuales algo más de su trabajo para poner el aceite en circulación.

La propuesta que se hace en este TFM, es que sea un motor eléctrico el que proporcione el accionamiento de la bomba, de modo que cuando vayamos a poner en marcha el motor, todo el espacio existente en los cojinetes tanto del cigüeñal como de las cabezas de biela o en la parte alta del motor como son el/los árbol/es de levas y el sistema empleado para la sobrealimentación, etc., ya estén llenos del lubricante, así el tiempo durante el que está funcionando con la **lubricación límite** o incluso **mixta**, es mínima o ni existe, pudiendo girar prácticamente en la **lubricación hidrodinámica** desde el principio.

El esquema de funcionamiento sería similar a como en los sistemas de alimentación de combustible, al dar el contacto la bomba situada en el depósito de combustible empieza a enviarlo, y se para cuando se alcanza una determinada presión. Si accionamos seguidamente la llave de contacto para poner en marcha el motor, nuevamente se pone en funcionamiento la bomba, pudiendo hacerla girar siempre al mismo régimen, para que nos proporcione la suficiente presión al circuito y que no se quede

desabastecido el circuito de lubricante. También se la podría hacer que tuviese velocidad variable, pero entonces se debería introducir la **gestión electrónica**, tomando como datos de referencia las **revoluciones del motor** principalmente y, de forma secundaria, **temperatura del aceite** para determinar su **viscosidad**, **temperatura del líquido de la refrigeración** para entender que el motor está en fase de arranque y calentamiento o marcha ya normal, etc.

Un esquema funcional de este sistema propuesto para la gestión electrónica del sistema de engrase es el representado en la figura 3.10 [57], donde la UCE recibe señales de los diferentes sensores de presión distribuidos por el circuito, canalización principal, conducto para lubricar el/los árbol/es de

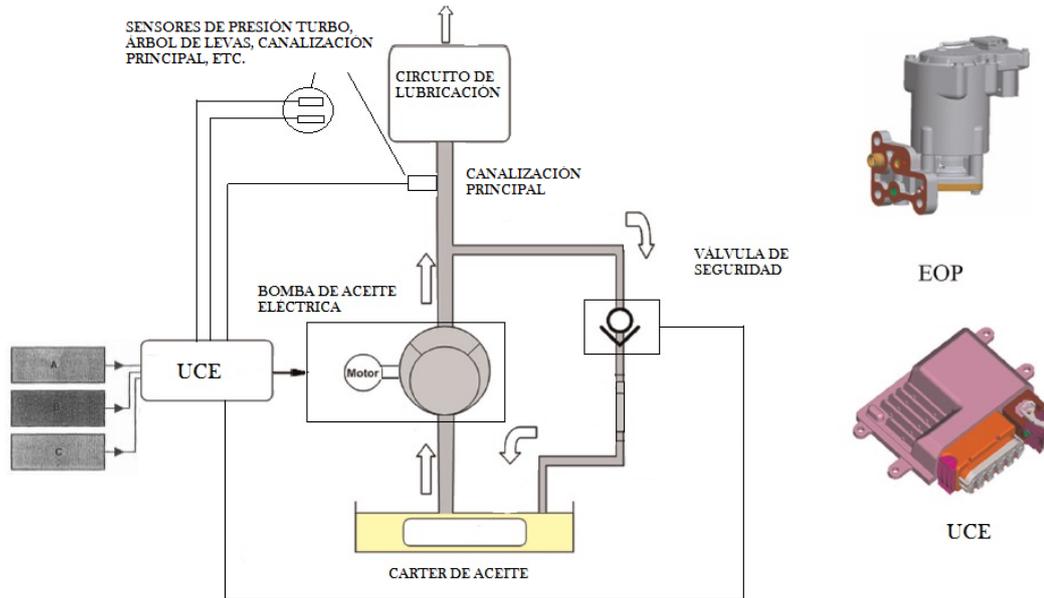


Fig. 3.10 Circuito de engrase gestionado electrónicamente por la UCE con: A, Cartografía carga-régimen del motor. B: Cartografía temperatura del aceite. C: Cartografía temperatura refrigeración

leva/s, y turbocompresor, principalmente, ya que si en alguna de estas partes falta el lubricante, la deformación que experimentan las piezas con movimiento, rápido se produciría el agarrotamiento o gripado de ellas. Para que la gestión sea más eficaz, la UCE también recibe información de otros elementos para determinar el mejor funcionamiento del sistema de lubricación, de manera que hace

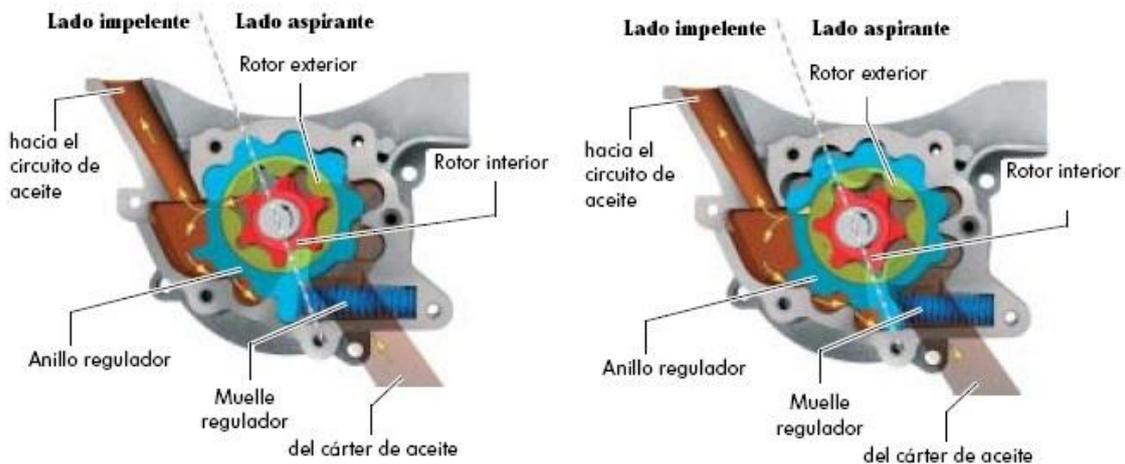


Fig. 3.11 Bomba de lóbulos regulada: Izquierda, para presión inferior a 3,5 bares. Derecha, para presión superior a 3,5 bares

girar a la bomba de aceite a un régimen que va depender de esa información que ha recibido, pudiendo así mismo actuar sobre una válvula para que en el caso en el que en el circuito de lubricación se exceda un valor determinado, el aceite se derive hacia el cárter, del mismo modo que tiene lugar en los motores convencionales, la válvula de descarga.

3.2.1 Actuaciones de fabricantes en el sistema de lubricación

En este sistema los fabricantes aun por lo general siguen dando el protagonismo de proporcionar el movimiento al cigüeñal, si bien algunos de ellos sí que han reducido pérdidas mecánicas con la incorporación de un sistema que varía la cantidad de aceite que se envía a las canalizaciones en función de las revoluciones a las que gira el motor. Este sistema se puede observar en la figura 3.11.

- **Bomba de aceite regulada:** a través del caudal enviado por la bomba se regula con este tipo de bomba la presión del aceite de a 3,5 bares sobre casi toda la gama de regímenes. De ahí resultan las siguientes ventajas:
 - La potencia absorbida por la bomba de aceite se reduce hasta en un 30%.
 - El deterioro del aceite se reduce, por trasegarse una menor cantidad.
 - La formación de espuma del aceite en la bomba es mínima, porque la presión del aceite se mantiene constante sobre casi toda la gama de regímenes.

Cuando la **presión de aceite inferior a 3,5 bares** el muelle regulador oprime el anillo en contra de la presión del aceite. Con el anillo regulador gira también solidariamente el rotor exterior, produciendo un aumento de volumen en el espacio comprendido entre los rotores interior y exterior. Debido a ello se transporta una mayor cantidad de

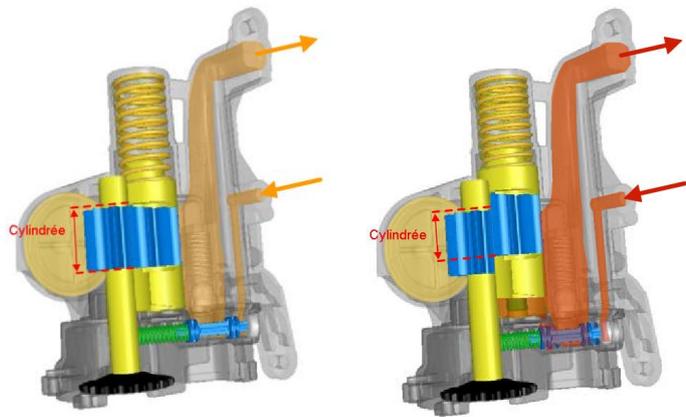


Fig. 3.12 Bomba de engranajes regulada: Izquierda, máxima cilindrada de aceite al circuito. Derecha, menor cilindrada

aceite del lado aspirante hacia el impelente y se introduce a presión en el circuito. Con la cantidad también aumenta la presión del aceite. Si la **presión del aceite es superior a 3,5 bares**, la presión del aceite oprime al anillo regulador contra el muelle. El rotor exterior es girado asimismo en dirección de la flecha y se genera una reducción de volumen en el espacio entre los rotores interior y exterior. Esto hace que se transporte una menor cantidad de aceite del lado aspirante al impelente y se envíe menos aceite al circuito. Con la menor cantidad también descende la presión del aceite. La figura 3.11 representa una configuración mediante una bomba de lóbulo, pero hay quien también la tiene desarrollada con un bomba de engranajes.

La figura 3.12 representa la actuación de otro fabricante que emplea una bomba de engranajes, en la que a partir de unas 2000 rpm, se inicia la regulación, desplazamiento de uno de ellos, con lo que la presión suministrada es constante, se mantiene en un valor de 4,5 Bares.

3.3 Otros elementos auxiliares

No solo se ha actuado o desarrollado sistemas para que el motor emplee menos energía en mover los elementos que se han descrito en apartado anteriores, sino que además, se han obtenido elementos que no es necesario unir con el motor. Así tenemos en principio los siguientes elementos auxiliares que algún fabricante ya no une mecánicamente con el cigüeñal:

- **Compresor del sistema de climatización:** el que el accionamiento de este elemento ya no sea el cigüeñal el que se le proporcione, se puede decir que en principio se debe al **desarrollo de elementos de climatización para los vehículo eléctricos y los híbridos**. En la figura 3.13 se puede observar como es el interior de un compresor de climatización accionado por un motor eléctrico con el que está unido.



Fig. 3.13 Diversas vistas de un compresor de climatización de un vehículo híbrido.

- **Dirección asistida:** para poder girar fácilmente el volante y ser más manejable el vehículo, se desarrolló un conjunto de elementos, el sistema de la dirección asistida. Durante mucho tiempo el accionamiento se recibía del motor como muchos otros, desde hace ya algunos años, cada vez más se van implantando en el vehículo sistemas que facilitan la maniobrabilidad de la dirección pero siendo el accionamiento de la bomba que nos va a proporcionar la suficiente presión de forma eléctrica. Al igual que en la forma mecánica hay diferentes tipos de dirección asistida, para la dirección asistida eléctrica también hay muchos,

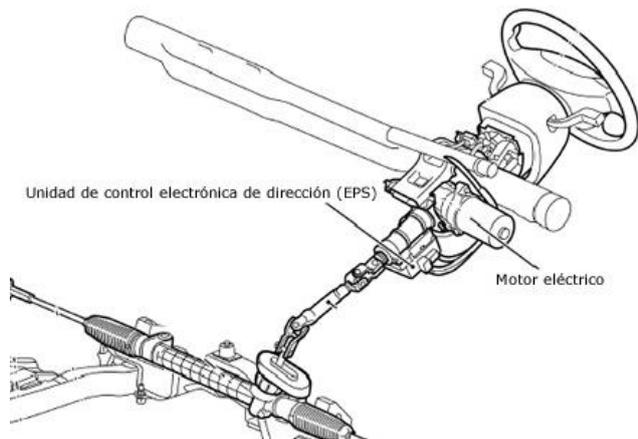


Fig. 3.14 Sistemas de dirección asistida de accionamiento eléctrico

desde bombas generadoras de la presión hasta sistemas de accionamiento eléctrico sobre la propia columna de la dirección, etc. (fig. 3.14).

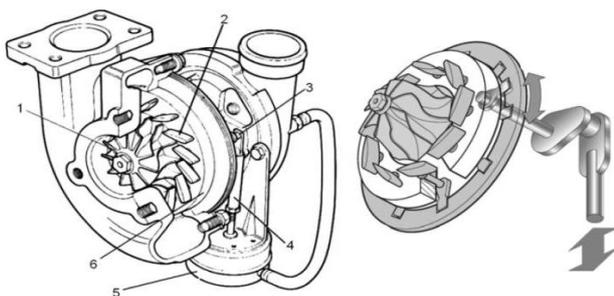


Fig. 3.15 Turbocompresor de geometría variable

- **Sobrealimentación:** la sobrealimentación se puede conseguir en principio de dos formas de accionamiento, **mecánica** proporcionado por el motor y de **accionamiento externo**. El primero de ellos es el representado en la figura 2.46

empleado por diferentes fabricantes, tienen sus ventajas pero se necesita cierta energía del motor para hacerle mover y después sea mayor la ganancia que el gasto. En el accionamiento externo, el sistema que está totalmente extendido es el **turbocompresor**, que emplea la energía con la los gases de escape salen del cilindro. Existen diferentes configuraciones, tamaños, etc., pero cada vez más se están implantando los que además de proporcionar mayor cantidad de aire al cilindro, varía en función de las condiciones de funcionamiento del motor, son los llamados de **geometría variable** (fig. 3.15)

- **Generador-alternador:** en el punto 2.5, se indicó que de momento el acoplamiento mecánico entre el alternador y el motor era indispensable, sigue siendo necesario, pero lo que han desarrollado algunos fabricantes mediante la utilización una vez más de la electrónica, es el poder desconectar el alternador, es decir, es lo que denominan **regulación inteligente del alternador**. El estado de carga de la batería no puede ser siempre completo, sino que debe mantenerse dentro de determinados límites y una batería totalmente cargada no puede absorber más energía, por eso este sistema evita ese estado, de modo que cuando no existe consumo de energía eléctrica que ha de suministrar la batería, y por tanto no es necesario recargarla, el sistema de gestión hace que el alternador gire en vacío, sin generar corriente alguna, por lo que las pérdidas creadas se reducen al mínimo indispensable.

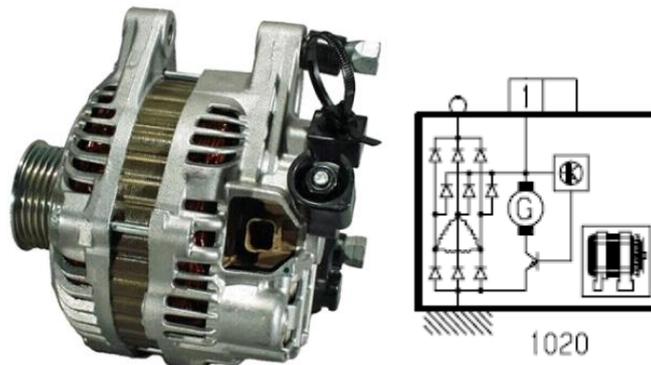


Fig. 3.16 Alternador pilotado y su esquema

4 CARACTERIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA REFRIGERACIÓN Y LUBRICACIÓN

La caracterización, dimensionado de las bombas a las que se hace referencia en este TFM, son la de refrigeración y la lubricación. Los cálculos se han realizado sobre el motor RENAULT C3G A/700 que montaba un RENAULT TWINGO y cuyos datos de partida van a ser:

- Motor:	GASOLINA, 4 TIEMPOS, ATMOSFÉRICO.		
- Potencia efectiva/rpm:	40 kW(55 C.V.)/5300		
- Par máximo/rpm:	90 N·m/2800		
- Balance energético:	- Rendimiento efectivo:	30%	
	- Pérdidas refrigeración:	25%	
	- Pérdidas por rozamiento:	15%	
	- Pérdidas por el escape:	30%	
- Consumo:	258,45 gr/Kw-h = 10,338 kg/h = 13,78 l/h		
- Poder calorífico inferior del combustible:	43700 kJ/kg		
- Densidad combustible:	0,75 kg/l		
- Presión media efectiva:	10,5 bar		
- Cilindrada:	1239 cm ³		
- Cilindrada unitaria:	309,75 cm ³		
- Diámetro cilindro:	74 mm		
- Carrera del pistón:	72 mm		
- Relación de compresión:	9,2:1		
- Volumen cámara de combustión:	37,77 cm ³		
- Temperatura salida agua del motor:	95°C		
- Calor específico del refrigerante:	4,187 kJ/(kg·K)		
- Densidad del refrigerante:	1000 kg/m ³ = 1 kg/l		
- Salto temperatura líquido refig. en motor:	5°C		
- Presión de suministro bomba agua:	1 bar = 10·10 ⁴ Pa.		
- Rendimiento mecánico bomba refrigeración:	85%		
- Rendimiento volumétrico bomba lubricación:	90%		
- Rendimiento hidráulico bomba lubricación:	85%		
- Presión válvula de descarga:	5,5 kgf/cm ²		

Con todos estos datos se va a determinar el dimensionado, tamaño, y características principales de la bomba de refrigeración como de la lubricación para este motor en concreto. Como resultado final se determinará la potencia necesaria de accionamiento de la bomba de la refrigeración así como la bomba de lubricación, con lo que una vez obtenido este resultado se podría seleccionar un motor eléctrico que nos proporcionase es misma potencia.

4.1 Cálculo de la bomba de agua

Se empezará por obtener el valor de la potencia teórica que se obtendría del combustible en función de su consumo horario y la potencia efectiva del motor:

$$E_{com} = \frac{\dot{G}_{com} \cdot H_c}{3600} = \frac{10,338 \text{ kg/h} \cdot 43700 \text{ kJ/kg}}{3600} = \mathbf{125,49 \text{ kW}}$$

Por la ecuación (40) se obtiene la cantidad de calor cedido a la refrigeración:

$$\dot{Q}_r = \frac{q_r \cdot H_c \cdot \dot{G}_{com}}{3600} = \frac{0,25 \cdot 43700 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 10,338 \text{ kg/h}}{3600} = \mathbf{31,37 \text{ kW}}$$

Debido a que el radiador se ensucia con el tiempo y pierde poder de refrigeración, se aplica un coeficiente corrector, por lo tanto de la ecuación (34) se tendrá la cantidad de calor incrementada un 10%:

$$\dot{Q}_{r-c} = 1,1 \cdot \dot{Q}_r = 1,1 \cdot 31,37 \text{ kW} = \mathbf{34,51 \text{ kW}}$$

El caudal de refrigerante que debe atravesar el motor será:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{Q}_{r-c}}{C_r \cdot \rho_r \cdot \Delta T_r} = \frac{34,51 \text{ kW}}{4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 5^\circ\text{K}} = \mathbf{1,648 \frac{\text{l}}{\text{s}}}$$

Como comprobación, se suele considerar 2 litros por minuto y kW:

$$\dot{V}_r = 2 \frac{\text{l}}{\text{min} \cdot \text{kW}} \cdot N_e = 2 \frac{\text{l}}{\text{min} \cdot \text{kW}} \cdot \frac{40 \text{ kW} \cdot \text{min}}{60 \text{ s}} = \mathbf{1,33 \frac{\text{l}}{\text{s}}}$$

Como el resultado por esta consideración es menor que la proporcionada por ecuación (35), tomamos el valor de aquella, es decir, asumimos un caudal de **1,648 l/s** de caudal que debe mover la bomba de agua para extraer el exceso de calor generado.

El caudal que realmente tiene que mover la bomba de agua debido a las pérdidas de flujo que existen, se determina por la ecuación (36):

$$\dot{V}_b = \frac{\dot{V}_r}{\eta_b} = \frac{1,648 \frac{\text{l}}{\text{s}}}{0,85} = \mathbf{1,94 \frac{\text{l}}{\text{s}}}$$

La velocidad del líquido a la entrada de la bomba suele tener un valor c_1 entre **1 y 2,5 m/s**, si consideramos un valor de 2 m/s, el diámetro del conducto de aspiración se obtiene de la expresión (37):

$$d_1 = 2 \cdot r_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_b}{\pi \cdot c_1} \cdot 10} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,94 \frac{\text{l}}{\text{s}}}{\pi \cdot 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \cdot 10} = \mathbf{3,50 \text{ cm}}$$

Finalmente la potencia necesaria para poner en movimiento es:

$$N_b = \frac{\dot{V}_b \cdot p_1}{\eta_m} = \frac{1,94 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 10 \cdot 10^4 \text{ Pa}}{10^6 \cdot 0,85} = \mathbf{0,228 \text{ kW}}$$

Luego el motor eléctrico que se acople debe proporcionar para estar seguros que es lo suficiente **resistente, seguro y duradero**, una potencia de **0,228 kW**. Como de esta potencia no habrá un motor eléctrico, se elegirá el inmediato siguiente, cuya potencia será seguramente de **0,25 kW**.

4.2 Dimensionado de los elementos de la lubricación

A diferencia de la refrigeración, el circuito de lubricación tiene pocos elementos que calcular, son principalmente la bomba, según el tipo que se haya elegido, si de engranajes, lóbulos, etc., y el conducto de aspiración que ha de tener el suficiente tamaño, diámetro para ser capaz de absorber la suficiente cantidad de aceite y por lo tanto también el conducto de impulsión para no crear obstrucciones al paso del lubricante.

Primero se determinará el caudal necesario, considerado a partir de la tabla 2.6:

Suministro de aceite a:	Caudal (l/min)	Considerado	Número	Subtotal de caudal (l/min)
Cojinetes principales de bancada	3 por cojinete	3	5	15
Cojinetes de biela	4 a 5 por cojinete	4,5	4	18
Enfriamiento de los pistones	1,5 a 3 por cojinete		NO TIENE	---
Parte superior del motor	12			12
			TOTAL (Q)	45

La potencia necesaria para poner en circulación el aceite se determina por:

$$N_b = \frac{Q \cdot p}{\eta_v} = \frac{45 \frac{l}{min} \cdot 5,5 \frac{kgf}{cm^2}}{0,90} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{60} \cdot 9.8 \cdot 10000 \cdot \frac{1}{1000} kW = \mathbf{0,449 kW}$$

Para determinar el conducto de aspiración, se considera que la **velocidad del aceite** por la canalización es **inferior a 4 m/s**, para que tenga un Número de Reynolds de 2000, se tendrá entonces:

$$Q = V_l \cdot S \Rightarrow S = \frac{Q}{V_l} = \frac{45 \frac{l}{min}}{4 \frac{m}{s}} \cdot \frac{1000}{100 \cdot 60} = 1,875 cm^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,875 cm^2}{\pi}} = \mathbf{1,54 cm}$$

Si se dispone de un motor eléctrico que proporcione la potencia anterior calculada y las revoluciones a las que gira, se podrá determinar el tamaño de la bomba y sus características en función de los parámetros geométricos de módulo, diámetro primitivo, longitud del diente y su rendimiento volumétrico. La expresión es la siguiente:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot b \cdot D_p \cdot n \cdot \eta_v$$

A priori se tienen esos cuatro parámetros que corresponden a un modelo de bomba de aceite en concreto, se deben coger directamente de la lista de las posibles bombas existentes y comprobar que proporciona al menos el caudal requerido, así, si tenemos una serie de bombas cuyas características son las siguientes:

η_v = rendimiento volumétrico: **0,90**.

m = módulo de los engranajes: **3,5 mm**.

b = longitudes del diente disponible: **16, 18, 20, 22, 24, 26, 28 mm**

D_p = diámetro primitivo de los engranajes: **30 mm**

n = revoluciones de la bomba: **3000 r.p.m.**

Empleando la expresión anterior, el término que falta por determinar es el correspondiente a la longitud del diente:

$$b = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_p \cdot n \cdot \eta_v} = \frac{45 \text{ l/min} \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 3000 \text{ r.p.m.} \cdot 0,90} = \mathbf{25,26 \text{ mm}}$$

luego deberemos tomar la bomba de engrase cuya longitud de diente es **26 mm**, ya que si elegimos la inferior, correremos el riesgo de que el engrase sea insuficiente.

4.3 Aplicación práctica de la reducción del tiempo de calentamiento

Como aplicación de lo expuesto en este TFM, se ha llevado a cabo sobre un motor de encendido provocado, procedente de un vehículo **RENAULT TWINGO**, del tipo **C3G A/700** de **1239 cm³** de cilindrada, alimentación por carburador y encendido electrónico integral. Se ha realizado sobre este motor debido a que la bomba de agua es movida por una correa de accesorios, con lo que la posibilidad de acoplarle un motor eléctrico para su accionamiento es bastante viable. Otras de las características de este motor son o elementos que se han acoplado para realizar las pruebas:

- Termostato convencional de cera de temperatura de inicio de la apertura 83°C.
- Temperatura máxima apertura 92°C
- Termocontacto para poner en funcionamiento el electroventilador de velocidad única, 95°C.
- Sonda de temperatura en zona de culata con termómetro con graduación.

En los anexo se pueden ver las fotos realizadas al motor para realizar la prueba del tiempo de calentamiento según el modo de refrigeración convencional.

Una vez que se ha realizado el montaje de lo necesario, fig. 4.2, se ha desarrollado la prueba, que consiste en hacer funcionar al motor según un ciclo parecido al **ciclo europeo NEDC** en vacío. Se ha realizado una aproximación en cuanto a tiempo funcionando al ralentí, más o menos **750 rpm**, acelerar a **1000, 1500, 2000 rpm** durante el equivalente a los cuatro **periodos urbanos** y hasta las **2500, 3000 y 4000 rpm** en el periodo que corresponde al **interurbano** según se puede observar en la figura 4.1. Se han ido tomando la lectura del termómetro graduado a la vez que se le variaba el régimen de revoluciones al motor en función del tiempo transcurrido, temperatura que se ha reflejado en la figura 4.4. Como se puede observar **para alcanzar los 80°C** que se toman como **referencia**, han transcurrido aproximadamente **460 segundos**. Aparentemente parece que es poco tiempo, y lo es, pero hay que darse cuenta que el motor se encuentra en un espacio cerrado, y que la temperatura a la que se hizo la prueba era de aproximadamente **25°C**. En una prueba de funcionamiento real en el que el vehículo puede rodar por un vía pública, la simple corriente de aire que entra en el compartimento motor le refrigera, con lo que en un uso normal, el tiempo de calentamiento sobrepasa el tiempo aquí reflejado, depende de la temperatura ambiente. Según se observa tanto en la figura 4.2 como 4.3, la instalación no contiene el radiador de calentamiento del habitáculo.

CICLO DE FUNCIONAMIENTO

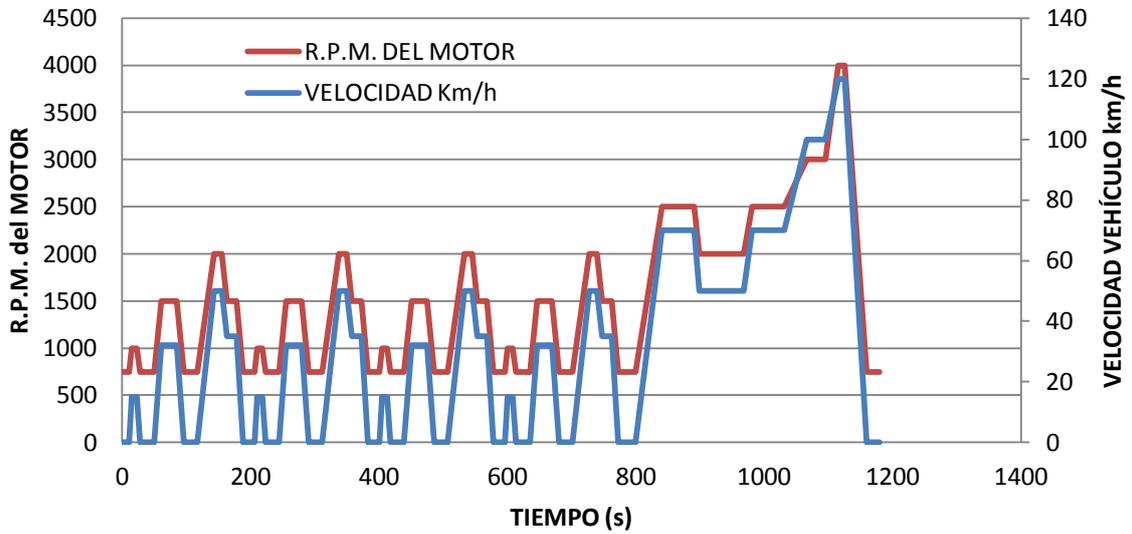


Fig. 4.1 Ciclos de funcionamiento NEDC y ciclo realizado

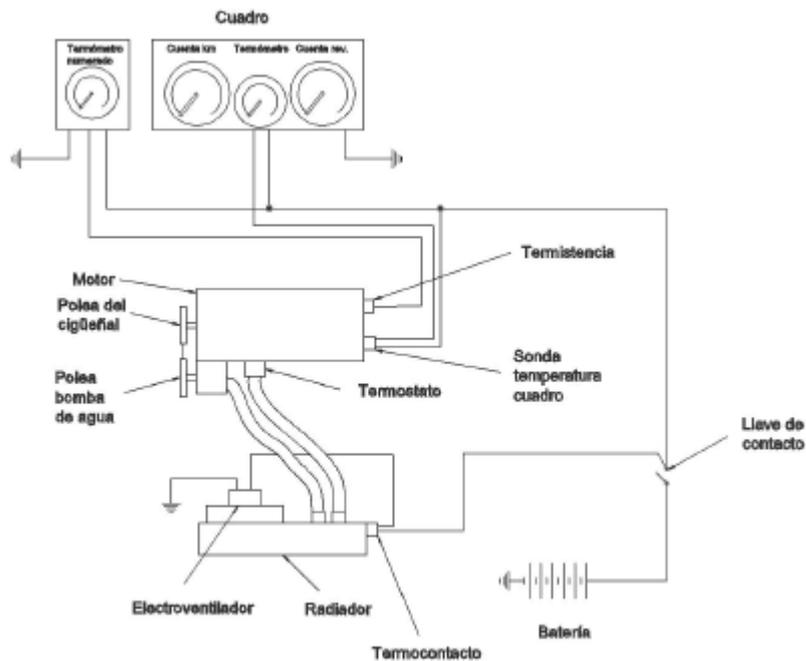


Fig. 4.2 Montaje para el control de la temperatura en motor Twingo original

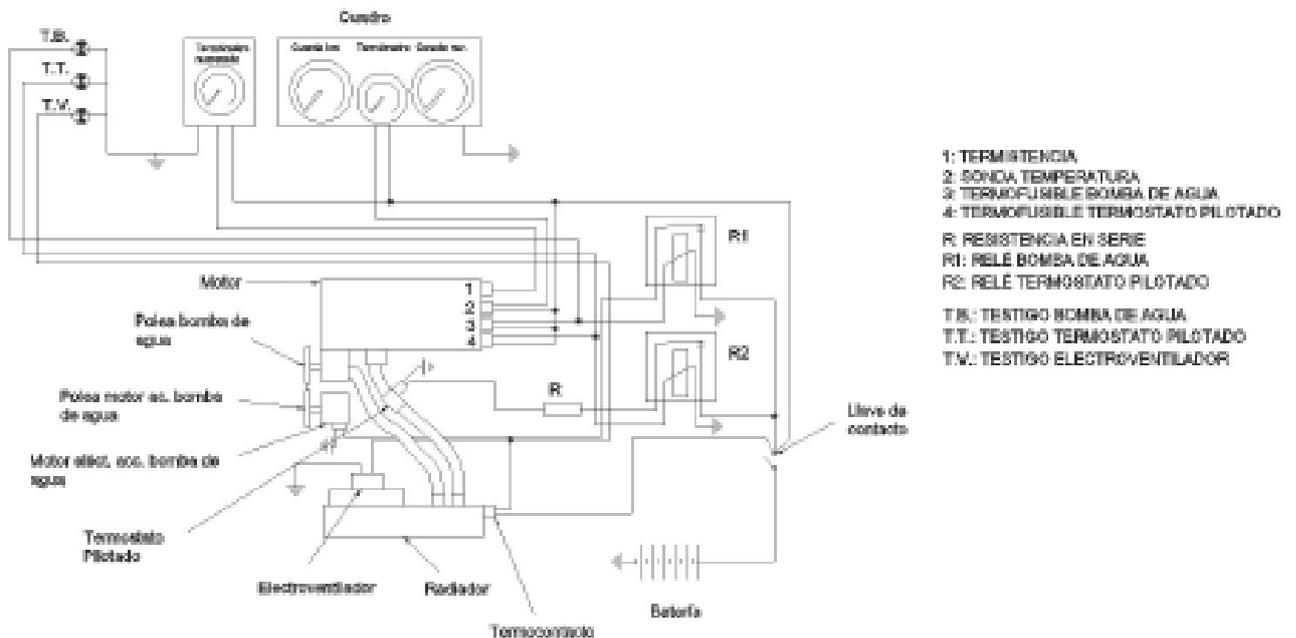


Fig. 4.3 Montaje para el control de la temperatura en motor Twingo modificado

COMPARACIÓN TIEMPO CALENTAMIENTO

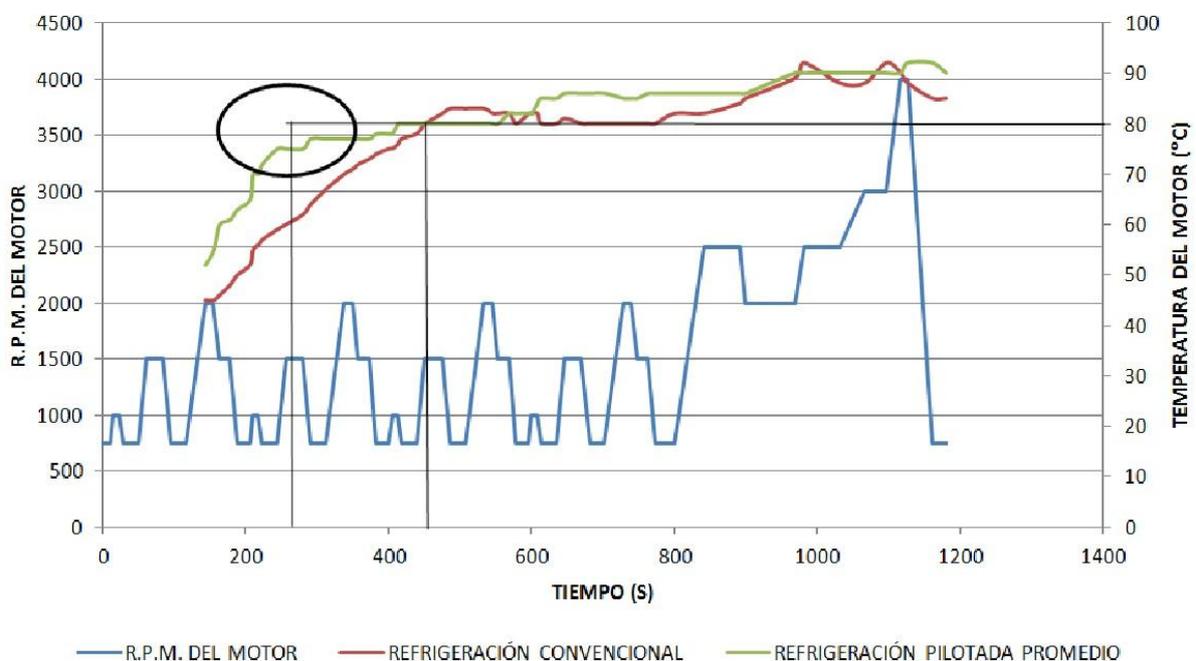


Fig. 4.4 Comparación calentamiento del motor según dos modos de funcionamiento

La siguiente prueba realizada es sustituyendo el accionamiento de la bomba de agua por un motor eléctrico a 12 voltios de tensión nominal. El motor eléctrico elegido para proporcionar movimiento a la bomba es el de un ventilador de un vehículo con sistema de climatización y cuya potencia eléctrica es de 450 W, haciendo las modificaciones oportunas para poder acoplar la polea que accione la bomba de agua.

Otra de las actuaciones que se han realizado sobre el motor, es el cambiar el termostato convencional de cera, por una electroválvula, de manera que cuando llegue un determinado momento esta reciba una señal para que la abra, con lo que el líquido refrigerante puede pasar hacia el radiador para disipar el calor extraído al motor.

Tanto la bomba de agua como la electroválvula están conectadas según el esquema eléctrico indicado en la figura 4.4, donde se pueden apreciar los relés y los termostatos electrónicos acoplados en el entorno de la sonda de temperatura del termómetro graduado, para que cuando se llegue a la temperatura de **80°C la electroválvula abra** y permita el paso del líquido hacia el radiador. El otro termostato electrónico instalado está tarado igualmente a 80°C, es la que gobierna el momento de poner en funcionamiento la bomba de agua, ya que para que fluya el agua a través de la electroválvula es necesario que exista una cierta presión en el circuito.

En la grafica de la figura 4.5 se puede apreciar lo que está rodeado con la forma circular que no ha seguido la tendencia que debería y es que se hubiesen alcanzado los **80°C** de referencia aproximadamente a los **256 segundos**. Esto es debido a que los termostatos instalados aunque la temperatura que tienen marcado son los 80°C, el cierre se ha realizado aproximadamente a los 70°C, por eso la línea va tomando una tendencia horizontal en lugar de ligeramente vertical con habría sido si estos termostatos fuesen más exactos. El que en este caso se hayan alcanzado los 80°C más tarde es porque ha empezado a funcionar la bomba de agua con lo que el agua caliente se desplaza, baja ligeramente la temperatura, se desactivan los termostatos, volviendo a subir nuevamente, activándose otra vez los termostatos. Esto se repite hasta que el calor que se produce es lo bastante alto como para no bajar de temperatura y permanecer activados los termostatos de forma permanente.

Las fotos realizadas al motor con las modificaciones introducidas se pueden ver los anexos 7.6.

Otro dato que se puede tener en cuenta a la hora de comparar los modos de funcionamiento, es el tiempo transcurrido hasta la puesta en marcha del ventilador, en la forma convencional, ha saltado a los 980 seg. aproximadamente, mientras que en la forma pilotada comienza a funcionar en los 662 segundos.

En la tabla 4.1 siguiente que corresponde a la lectura de la temperatura que va alcanzando el motor de las configuraciones de las figuras 4.2 y 4.3, se puede ver la evolución de aquella en función del tiempo transcurrido y siguiendo un ciclo de régimen del motor que se asemeja a la forma del ciclo NEDC.

También se puede deducir que el motor puede trabajar a una temperatura ligeramente mayor, con lo que el proceso de combustión de la mezcla aire-combustible se realiza mejor y por tanto se sabe que a mayor temperatura de funcionamiento, la emisión de contaminantes es menor, aunque la emisión de NOx aumenta. Luego se consigue su disminución no solo por tardar menos tiempo en el periodo de calentamiento (fig. 2.32), sino durante todo el funcionamiento del motor.

Como se puede observar en la gráfica de la figura 4.5, **se pasa de un tiempo de 451 segundos a 256**, es aproximadamente algo más de la mitad, es decir, se consigue alcanzar la temperatura de referencia, **80°C en poco más de 4 minutos**, lo que se puede decir, conlleva a que si el motor está montado en un vehículo, prácticamente al salir del garaje la ha alcanzado y por tanto se disminuirá la emisión de contaminantes y el consumo de combustible. Mirando lo que se puede ganar en un motor solo o mejor dicho en un vehículo, el ahorro puede ser muy pequeño y hasta insignificante, pero cuando se habla en los medio de comunicación, a nivel institucional, o incluso de un país, etc., el **ahorro se dice que puede llegar a toneladas de CO, HC, etc.**, o de ahorro en el consumo total de combustible en un país, puede llegar a varios miles de millones de euros al año.

H. H. Pang y C. J. Brace [50], establecen que una **reducción** importante en el **tiempo de calentamiento** del motor es fundamental para conseguir una **reducción** en el **consumo de combustible** y en las **emisiones de contaminantes** a la atmósfera, aparte de otra consecuencia, es que en tiempo frío el calor solicitado para calentar en habitáculo de los pasajeros se consigue también

mucho antes. También ya en el año 2004 preveían que si se empleaba una bomba de refrigeración eléctrica, el tiempo de calentamiento se vería reducido a aproximadamente **200 segundos**.

En esta realización práctica el tiempo de reducción del calentamiento del motor es del **orden del 40%**, luego, se conseguirá una reducción importante en todo lo indicado anteriormente, tanto en el consumo de combustible, como en las emisiones de contaminantes, pero además si el motor trabaja en su punto óptimo de funcionamiento, temperatura de régimen, estará sometido a ciertos esfuerzos durante mucho menos tiempo y de esta manera, la **duración del motor podrá ser mayor**, aunque hay que tener en cuenta que este aspecto dependerá de la forma de utilización de ese motor.

Al poderse variar el régimen de giro, el dimensionado de los elementos de la refrigeración se puede ajustar mejor a las necesidades reales, como hasta ahora que se diseñaban para el peor de los casos.

Tabla 4.1 Lectura de las temperaturas del motor del Twingo original y modificado

TIEMPO (S)	VELOCIDAD Km/h	R.P.M. DEL MOTOR	REFRIGERACIÓN CONVENCIONAL	OBSERVACIONES	REFR..PILOTADA PROMEDIO	OBSERVACIONES
0	0	750				
11	0	750				
15	15	1000				
23	15	1000				
28	0	750				
50	0	750				
61	32	1500				
85	32	1500				
96	0	750				
117	0	750				
143	50	2000	45		52	
155	50	2000	45		55	
163	35	1500	46		60	
178	35	1500	48		61	
188	0	750	50		63	
206	0	750	52		65	
210	15	1000	55		70	209-INIC-BOMBA;-AP. TERMOSTAT
218	15	1000	56		70	217-PAR-BOMBA;CIER-TERMOSTAT
223	0	750	57		72	
244	0	750	59		75	
256	32	1500	60		75	
280	32	1500	62		75	
291	0	750	64		77	298- INIC- BOMBA;-AP. TERMOSTAT
312	0	750	67		77	306- PAR-BOMBA;CIER-TERMOSTAT
338	50	2000	70		77	
350	50	2000	71		77	
358	35	1500	72		77	363- INIC- BOMBA;-AP. TERMOSTAT
373	35	1500	73		77	371- PAR-BOMBA;CIER-TERMOSTAT
383	0	750	74		78	
401	0	750	75		78	
405	15	1000	75		78	408- INIC- BOMBA;-AP. TERMOSTAT
413	15	1000	76		80	422- PAR-BOMBA;CIER-TERMOSTAT
418	0	750	77		80	
439	0	750	78		80	
451	32	1500	80	TEMP. REFERENCIA	80	449- INIC- BOMBA;-AP. TERMOSTAT
475	32	1500	82		80	463- PAR-BOMBA;CIER-TERMOSTAT
486	0	750	83	480-APERT. TERMOST	80	476- INIC- BOMBA;-AP. TERMOSTAT
507	0	750	83		80	
533	50	2000	83		80	
545	50	2000	82		80	
553	35	1500	82		80	
568	35	1500	82		82	
578	0	750	80		82	
596	0	750	82		82	
600	15	1000	82		82	
608	15	1000	82		84	
613	0	750	80		85	
635	0	750	80		85	
646	32	1500	81		86	
670	32	1500	80		86	662 INICIO VENTILADOR
681	0	750	80		86	
702	0	750	80		86	
728	50	2000	80		85	
740	50	2000	80		85	
748	35	1500	80		85	
763	35	1500	80		86	
773	0	750	80		86	
800	0	750	82		86	
841	70	2500	82		86	
891	70	2500	84		86	
899	50	2000	85		86	
968	50	2000	89		90	
981	70	2500	92	INICIO VENTILADOR	90	
1031	70	2500	88		90	
1066	100	3000	88		90	
1096	100	3000	92		90	
1116	120	4000	90		90	
1126	120	4000	88		92	
1160	0	750	85		92	
1180	0	750	85		90	

5 CONCLUSIONES

5.1 Resumen de resultados

A lo largo del desarrollo de este Trabajo Fin de Máster, se ha realizado lo siguiente:

- **Una recopilación teórica de las pérdidas mecánicas de un motor.**
- **Una recopilación teórica de la transmisión de calor en un motor.**
- **Síntesis de información de pérdidas mecánicas.**
- **Recopilación de curvas empíricas de cálculo de pérdidas mecánicas.**
- **Una recopilación de información del impacto de la temperatura del refrigerante motor en el consumo y emisión de contaminantes.**
- **Propuesta de accionamiento eléctrico de la bomba de agua, bomba de aceite y aplicación de la termogestión.**
- **Realización de un ensayo experimental sobre un motor aplicando la termogestión.**
- **Aplicación de las ecuaciones de cálculo al motor del ensayo.**

Con lo que queda reflejado que la viabilidad de la gestión tanto térmica como del sistema de engrase mediante la electrónica, es decir, lo que se planteó al inicio, que sea la **UCE quien realmente gobierne y controle los parámetros correspondientes a estos dos sistemas del motor para obtener unos resultados satisfactorios en cualquier condición de funcionamiento del motor, tanto de carga, régimen de giro, temperatura tanto del líquido de la refrigeración como de la temperatura del aceite, etc.**

Por otra parte, el que el líquido de la refrigeración se encuentre inmóvil, hace que el tiempo de calentamiento del motor se vea reducido, con lo que antes se encontrará funcionando a su temperatura de régimen, 85-90°C, o incluso hay modelos cuya temperatura normal es de hasta 105°C. **Al alcanzarse este estado de funcionamiento se consiguen varios objetivos:**

- **Cumplir el de la refrigeración, que debe consumir la mínima potencia posible, no debe penalizar ni prestaciones, ni consumo.**
- **Hacer que el tiempo de calentamiento se reduzca, reduciendo por tanto contaminantes que se emiten al ambiente mientras se está calentando.**
- **Reducción del consumo de combustible.**
- **Duración en tiempo del motor mayor.**
- **En invierno la calefacción del habitáculo mejora.**

Si bien es cierto que el ciclo de conducción NEDC, es con un vehículo y las pruebas realizadas para este TFM es un motor haciéndole girar en vacío, se podría justificar que no daría resultados válidos, pero lo recogido y desarrollado es la comparación de unas condiciones de funcionamiento que serían idénticas para las dos realizadas, luego la prueba de funcionamiento con refrigeración convencional y la pilotada puede servir para la comparación del mismo o similar orden de un vehículo con refrigeración convencional y otro lógicamente idéntico pero con gestión térmica electrónica.

También hay que hablar de los resultados que se pueden conseguir con el accionamiento eléctrico de la bomba de lubricación. Se pueden hacer las mismas consideraciones que lo indicado al principio de este punto, pero el resultado final que también hay que tener presente, es que durante el arranque o puesta en funcionamiento del motor, todos los elementos que tienen movimiento giratorio, tendrán entre las piezas en contacto la suficiente carga de lubricante para que no exista el riesgo de una lubricación ni seca, ni mixta y empiece desde la lubricación hidrodinámica para que no exista el riesgo de desgastes prematuros de las piezas del motor.

5.2 Principales aportaciones del autor

Puede observarse de todo lo indicado en este TFM, que la eliminación del accionamiento de ciertos elementos auxiliares sigue adelante, es decir, se empezó en su día con el ventilador de la refrigeración, se continuó con la bomba de alimentación de combustible. Durante bastante tiempo se han mantenido los **accionamientos de otros elementos auxiliares**, como bombas de agua, aceite, de la dirección asistida, etc., pero **paulatinamente se han ido eliminando**, acoplado nuevos sistemas de accionamiento, eléctrico, al sistema de dirección asistida, compresor de climatizador, etc. como se indica en el punto 3.3.

En este TFM, se ha **propuesto el accionamiento eléctrico a la bomba de la refrigeración**, y a la vez se ha **sustituido el termostato** convencional de cera **por uno llamado pilotado**, que en la realización práctica lo que se ha empleado por la facilidad de acoplamiento al sistema es un simple electroválvula de 1" a 9 voltios, con lo que ha habido que conectar en serie una resistencia que produzca una caída de tensión de 3 voltios para no deteriorarla.

Una vez realizado todo el montaje, tanto mecánico como eléctrico se ha realizado la prueba, que al compararla con la realizada con sistema convencional, el tiempo que se reduce durante el calentamiento en del orden del 40%. Esta realización práctica se ha llevado a cabo únicamente con dos elementos termostatos electrónicos y dos relés. Cada pareja de termostato y relé va asociado a cada uno de los elementos mencionado anteriormente, una con la bomba de agua y la otra con el termostato pilotado.

Los sistemas electrónicos pueden controlar mejor los inicios del movimiento de la bomba de agua, el termostato, y también los ventiladores de una forma más coordinada y optimizada. La bomba de agua gira a velocidad fija, constante en todo momento, pero con el control electrónico, la rotación de la bomba se puede hacer variable en función del estado de carga de funcionamiento del motor, con lo que todavía **más se puede justificar la eliminación del accionamiento por parte del motor a la bomba de agua**. Al poderse variar el régimen de giro, el dimensionado de los elementos de la refrigeración se puede ajustar mejor a las necesidades reales, como hasta ahora que se diseñaban para el peor de los casos.

También se ha propuesto el accionamiento de la bomba de engrase por medio de un motor eléctrico, este ya tiene que tener una potencia mayor que para poder mover la bomba de agua, pero en la red comercial, los fabricante de este tipo de elementos sirven infinidad de combinaciones, que seguro que hay más de uno que se adapta a las necesidades de cada motor.

5.3 Propuestas para el futuro

Con lo desarrollado en este TFM, queda claro que con la eliminación del accionamiento de ciertos elementos auxiliares, en este caso de las bombas de agua y de aceite, por accionamientos eléctricos se benefician varias partes, pero la más principal, es la formada por el propio motor y todo lo que le rodea.

Como propuestas de futuro para desarrollos posteriores se pueden expresar las siguientes:

- Adaptación de un UCE para el mejor control de la gestión de la bomba de agua y del termostato.
- Adaptación práctica del acoplamiento de un motor eléctrico a la bomba de aceite.
- Para la alimentación eléctrica de todos los elementos cuyo accionamiento es de esta forma, determinar la capacidad necesaria que deben tener tanto el generador-alternador como la batería que debe almacenar la energía eléctrica.

Como orientación, la bomba podrá estar en el interior del cárter o anexo a él, pero el motor eléctrico deberá estar colocado en el exterior por su tamaño. Se podría formar un bloque al que se acoplarían

por un aparte el conducto de aspiración del aceite, la bomba de lubricación, el motor eléctrico, el enfriador de aceite y finalmente el filtro. De este bloque saldría el aceite hacia la canalización principal para seguir un circuito general de la forma convencional.

6 REFERENCIAS

6.1 Textos

- [1] Motores de Combustión Interna Alternativos. F. Payri – J. M. Desantes. Edit. Reverte-UPV. 2011. ISBN 987-84-291-4802-2.
- [2] Motores de Combustión Interna Alternativos. M. Muñoz – F. Payri. Edit. UPV. 1983. ISBN 84-600-3339-2.
- [3] Motores Alternativos. F. Payri – J. Martin. Edit. UPV. 2009. ISBN 978-84-8363-381-6
- [4] Procesos y Tecnología de Las Máquinas y Motores Térmicos. J. Arrègle y otros. Edit. UPV. 2002. ISBN 84-9705-273-0.
- [5] Manual de la Técnica del Automóvil. 4ª Edición. Bosch. ISBN 3-934584-82-9
- [6] The internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 1 Thermodynamics, Fluid Flow, Performance, Charles Fayette Taylor. ISBN 0-262-70015-8
- [7] The internal Combustion Engine in Theory and Practice. 2, Combustion, Fuels, Materials, Design. Charles Fayette Taylor. ISBN 0-262-70016-6
- [8] Manual del Automóvil-Reparación y Mantenimiento. Aneto-Etai 2000. 2004 ISBN 84-8055-758-3.
- [9] Internal Combustion Engine Fundamentals. John B. Heywood. Edit McGraw-Hill. 1988. ISBN 0-07-028637-X
- [10] Apuntes De Varias Asignaturas Máster De Automoción (Motores Térmicos, Ingeniería De Fluidos Y Equipos Térmicos, Sistemas Propulsión Y Combustibles Alternativos Medio Ambiente Y Reglamentación)
- [11] Diseño En Ingeniería Mecánica. Shigley – Mitchell. Edit. McGraw-Hill 1986. ISBN 968-451-607-X
- [12] Introduction to Internal Combustion Engines. Richard Stone. SAE Internacional. 3Th Edition. ISBN 0-7680-0495-0
- [13] Theory of Ground Vehicles. J. Y. Wong. Edit. Wiley. 2008. ISBN 978-0-470-17038-0
- [14] Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences. Colin R. Ferguson. Edit. Wiley. 1986. ISBN 0-471-88129-5
- [15] Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences. 2ª Edition. Colin R. Ferguson – Allan T. Kirkpatrick. Edit. Wiley. 2001. ISBN 0-471-35617-4
- [16] Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. W. W. Pulkrabek. Edit. Pearson 2004. ISBN 978-0135708545.
- [17] Problemas de Motores Térmicos. I. Requejo y otros. Universidad Politécnica de Valencia. ISBN 600-4670-2. 1986.
- [18] Problemas de Motores Térmicos. F. Payri. Universidad Politécnica de Madrid. ISBN 84-600-0897-5. 1977.
- [19] Motores Diesel y de Gas de Alta Compresión. E. J. Kates y otro. Edit. Reverté. ISBN 84-291-4837-X. 1982
- [20] Motores Endotérmicos 3ª Edición. D. Giacosa. Edit. Dossat. ISBN 84-237-0382-7. 1979.
- [21] Internal Combustion Engine. Handbook: Basic, Components, Systems and Perspectives. R. van Bausshuysen y otro. Sae International Siemens VDO. ISBN 0-7680-1139-6. 2004
- [22] Science et Technique du Moteur Diesel Industriel et de Transport, Tome 3. R. Brun. Course de L'École Nationale Supérieur du Pétrole et des Moteurs. ISBN 2.7108-0322-4. 1979
- [23] Máquina Hidráulicas. Vol. 2. Nicolás García Tapia. Universidad de Valladolid-Departamento de Mecánica Aplicada e Ingeniería Térmica. ISBN 84-87079-04-0. 1988
- [24] Técnicas del Automóvil. Motores. Jose Manuel Alonso Perez. Edit. Paraninfo. ISBN 978-84-9732-752-7. 2009

6.2 Tesis/Proyectos Fin de Carrera

- [31] Contribución al Estudio Experimental de la Fricción Pistón-Camisa en un MCI. Viviana Aguirre Montoya. Dep. Ingeniería Energética y Fluidomecánica Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid. 2008.

- [32] Contribución al Conocimiento del Comportamiento Térmico y la Gestión Térmica de los MCIA. Carlos Romero Piedrahita. Dep. de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. 2009.
- [33] Montaje de Accesorios Mediante Correa Poli-Ven Motores de Combustión Interna. Gonzalo Sánchez Rodríguez. Universidad de Valladolid. Dpto. de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Julio 2006.
- [34] Caracterización Fluidodinámica de una Bomba Oleohidráulica de Engranajes Internos Generados por Perfiles Trocoidales. Pedro Javier Gómez-Montero. Laboratori de Sistemes Oleohidràulics i Pneumàtics – Departament de Mecànica de Fluis – Campus Terrassa. UPC. 2004
- [35] Diseño y Método Experimental para Validación de Sistemas de Refrigeración Motor. Aurélien Tizio. Departament de Màquines i Motors Tèrmics. UPC. 2009
- [36] Estudio de las Pérdidas Mecánicas en Motores de Combustión Interna Alternativos. F. Villanueva. Universidad de Valladolid. Dpto. de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. 2007.

6.3 Publicaciones

- [41] Modelado del Calentamiento de los Motores de Combustión. Carlos Alberto Romero Piedrahita y otros. Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. (84903742). 2007
- [42] Elementos de Diseño de Sistemas de Enfriamiento de Motores de Combustión Interna. Carlos Alberto Romero Piedrahita y otros. Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. 2007
- [43] Evaluación de la Capacidad Térmica de un Radiador de Calor. Carlos Alberto Romero Piedrahita y otros. Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. 2007
- [44] A review of internal combustion engine losses.Part 1: studies for global evaluations. E. Ciulli. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 206. 1992.
- [45] A review of internal combustion engine losses.Part 2: studies for global evaluations. E. Ciulli. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 207. 1993.
- [46] An Empirical approach to predicting heat transfer within single-and twin-skin automotive exhaust systems. C.D. Bannister, y otros. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 225. JULIO 2011
- [47] The effect of a low ambient temperature on the cold-start emissions and fuel consumption of passenger cars. P. Bielaczyc y otros. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 225. SEPTIEMBRE 2011
- [48] A study of combustion, instantaneous heat transfer, and emissions in a spark ignition engine during warm-up. X. Wang. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 222. ABRIL 2008
- [49] Cooling system improvements – assessing the effects on emissions and fuel economy. C. J. Brace y otros. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 222. ABRIL 2008
- [50] Review of engine cooling technologies for modern engines. H. H. Pang y otro. . Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 218. NOVIEMBRE 2004.
- [51] Computational fluid dynamics integrated development of gerotor pump inlet components for engine lubrication. M Suresh Kumar y otro. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 224. DICIEMBRE 2010.
- [52] Intercambiadores de calor. O. A. Jaramillo. Universidad Nacional Autónoma de México. 2007.
- [53] Tipos de Bombas – D. GOROSITO y otros. Universidad Tecnológica Nacional. Facultad Regional San Nicolás, Argentina. 2004
- [54] Universidad de A Coruña. Máster en Ingeniería del agua. Curso de bombas.
- [55] A model for the Investigation of Temperature, Heat Flow and Friction Characteristis During Engine Warm-Up. Vehicle Thermal Management Systems. SAE P-263. 931153. 1993

- [56] A Computer Model for Thermofluid Analysis of Engine Warm-Up Process. Vehicle Thermal Management Systems. SAE P-263. 931157. 1993
- [57] Power-based control of an electric oil pump for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle. Yeonho Kim y otros. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D - Journal of Automobile Engineering 226. ABRIL 2012.

6.4 Catálogos

- [61] Refrigeración del Motor, Información Técnica para Talleres. Hella S.A.

6.5 Páginas Web

- [71] <http://www.aficionadosalamecanica.com>
- [72] <http://hella-online.code-x.de/highlights.php?meld=8&slid=5&spid=5>
- [73] http://hella-online.code-x.de/uploads/anhaenge/182_1/Kl_KaeltemittelKompressor_EN.pdf
- [74] <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/problemas/lubricacion.pdf>

6.6 Normas

- [81] UNE 10-059-84: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR
- [82] SAE J1349 ENGINE POWWE TEST CODE - SPARK IGNITION AND COMPRESSION IGNITION - NET POWER RATING
- [83] SAE J1995 JUN90. ENGINE POWWE TEST CODE - SPARK IGNITION AND COMPRESSION IGNITION - GROSS POWER RATING
- [84] DIN 70020-3 (1986-04)

6.7 Referencia

- [91] Identificación Rolls-Royce. Museo de la Historia del Automóvil de Salamanca. Fundación Gómez Planche

7 ANEXOS

7.1 Relación de figuras

Fig. 1.1 Esquema de la distribución aproximada de la energía del combustible en un vehículo	1
Fig. 1.2 Correa de accesorios y elementos que mueve	2
Fig. 1.3 Accionamiento bomba engrase por cadena	2
Fig. 2.1 Ciclo indicado de un motor de cuatro tiempos	7
Fig. 2.2 Ciclo indicado y representación de la presión media indicada	8
Fig. 2.3 Pérdidas mecánicas en un motor térmico	10
Fig. 2.4 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC a diferentes grados de carga y r.p.m	11
Fig. 2.5 Pérdidas mecánicas en un motor térmico según E. Ciulli	12
Fig. 2.6 Curvas de plena carga de un motor MEP	14
Fig. 2.7 Curvas de isoconsumo de un motor MEP sobrealimentado	14
Fig. 2.8 Comparación de las diferentes normas para la potencia	16
Fig. 2.9 Rendimiento indicado y mecánico en función de la velocidad lineal media del pistón en un MEP	17
Fig. 2.10 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según BISHOP y PATTON	19
FIG. 2.11 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según BISHOP y PATTON en función del grado de carga	19
Fig. 2.12 Comparación de las pérdidas mecánicas en MEP y MEC según BISHOP y PATTON en función de la pm_e	20
Fig. 2.13 Potencia requerida para el accionamiento de elementos auxiliares en un vehículo	20
Fig. 2.14 Accionamiento del ventilador solidario a la bomba	21
Fig. 2.15 Pérdidas mecánicas en un ventilador con accionamiento convencional comparado con otro de accionamiento por embrague hidráulico	21
Fig. 2.16 Sistema de refrigeración de un vehículo	24
Fig. 2.17 Ubicación y funcionamiento de una bomba de agua	26
Fig. 2.18 Curvas características de una bomba centrífuga	26
Fig. 2.19 Izquierda: Termostato convencional. Derecha Termostato con caja para circuitos auxiliares	26
Fig. 2.20 Acc. ventilador solidario con bomba de refrigeración	27
Fig. 2.21 Acc. ventilador por embrague electromagnético	27
Fig. 2.22 Acc. ventilador por acoplamiento viscoso	27
Fig. 2.23 Electroventiladores	27
Fig. 2.24 Nomenclatura cálculo de una bomba centrífuga	29
Fig. 2.25 Tendencia de reducción de CO ₂ por km en Europa	29
Fig. 2.26 Evolución de las normas de contaminación en vehículo	29
Fig. 2.27 Composición de los gases expulsados en un motor de gasolina	30
Fig. 2.28 Composición de los gases expulsados en un motor Diesel	30
Fig. 2.29 Influencia del dosado en un MEP	30
Fig. 2.30 Influencia del dosado en un MEC	30
Fig. 2.31 Influencia de la temperatura del motor sobre la potencia y el consumo	31
Fig. 2.32 Niveles de temperatura en función de la carga del motor	31
Fig. 2.33 Temperatura del refrigerante y consumo de combustible medido como función de las revoluciones del motor y del perfil del ciclo de conducción NEDC del vehículo.	33
Fig. 2.34 Curvas de temperatura del refrigerante, aceite, mezcla y gases de escape durante el calentamiento del motor	34

Fig. 2.35 Comparación consumo de combustible con temperatura de funcionamiento de 85°C y 115°C	34
Fig. 2.36 Esquema de dos superficies con movimiento relativo bajo condiciones de lubricación límite	35
Fig. 2.37 Curva de STRIBECK	36
Fig. 2.38 Fases en el movimiento de un apoyo sobre su cojinete	36
Fig. 2.39 Nomenclatura de un cojinete y su muñón	37
Fig. 2.40 Circuito de lubricación	38
Fig. 2.41 Tipos de bomba de lubricación empleadas	39
Fig. 2.42 Distribución de caudales de aceite en un motor	40
Fig. 2.43 Caudal de una bomba de aceite en función del régimen de giro y la temperatura a la que se encuentra	40
Fig. 2.44 Comportamiento del circuito de engrase	41
Fig. 2.45 Diagrama polar del cojinete	42
Fig. 2.46 Compresor de aire acondicionado	43
Fig. 2.47 Accionamiento de un compresor de sobrealimentación y los elementos que lo componen	43
Fig. 2.48 Bomba dirección asistida	43
Fig. 2.49 Esquema de un alternador compacto	44
Fig. 2.50 Curva Potencia absorbida por un alternador	44
Fig. 2.51 Bomba de alta presión en un MEC de inyección directa	44
Fig. 3.1 Elementos que componen la gestión térmica del motor	49
Fig. 3.2 Esquema de la gestión térmica de la refrigeración	50
Fig. 3.3 Electrobomba del líquido refrigerante	51
Fig. 3.4 Transmisión de movimiento de la polea del cigüeñal (1) a la polea de bomba de agua (6) a través del rodillo de accionamiento (7). Derecha polea con revestimiento para el arrastre	51
Fig. 3.5 Bomba de agua desconectable	52
Fig. 3.6 caja de distribución del líquido refrigerante	52
Fig. 3.7 Termostato eléctrico	52
Fig. 3.8 Circuito completo de refrigeración	53
Fig. 3.9 Válvula anti-retorno en circuito de engrase	54
Fig. 3.10 circuito de engrase gestionado electrónicamente por UCE	55
Fig. 3.11 Bomba de lóbulos regulada	55
Fig. 3.12 Bomba de engranajes regulada	56
Fig. 3.13 Diversa vistas de un compresor de climatización de un vehículo híbrido	57
Fig. 3.14 Sistemas de dirección asistida de accionamiento eléctrico	57
Fig. 3.15 Turbocompresor de geometría variable	57
Fig. 3.16 Alternador pilotado y su esquema	58
Fig. 4.1 Ciclos de funcionamiento NEDC y ciclo realizado	63
Fig. 4.2 Montaje para el control de la temperatura en motor Twingo original	63
Fig. 4.3 Montaje para el control de la temperatura en motor Twingo modificado	64
Fig. 4.4 Comparación calentamiento del motor según dos modos de funcionamiento	64
Fig. 7.1 Método de deceleración libre	76
Fig. 7.2 Método de Willans	76
Fig. 7.3 Distribución de las pérdidas mecánicas en un MEC	77
Fig. 7.4 Distribución de temperaturas y flujo de calor en un MCIA	78
Fig. 7.5 Comparativa entre diferentes correlaciones para el coef. de película	78
Fig. 7.6 Trampillas delante del radiador	81
Fig. 7.7 Disposición del radiador	81
Fig. 7.8 Flujo del líquido de refrigeración en el radiador	81
Fig 7.9 Motor Twingo original	82

Fig 7.10 Motor Twingo modificado	82
Fig. 7.11 Diferentes fotografías del vehículo Rols-Royce con persiana delante del radiador	84

7.2 Relación de tablas

Tabla 2.1. Valores orientativos de presión media efectiva máxima de distintos tipos de motores	10
Tabla 2.2 Comparación de Potencias obtenidas para un motor de 100 C.V. en las mismas condiciones	16
Tabla 2.3 Límites de emisiones para vehículos ligeros	32
Tabla 2.4 Resultados reducción tiempo de calentamiento	33
Tabla 2.5 Distribución de los esfuerzos de fricción en un motor según varios autores	37
Tabla 2.6 Caudales de suministro de aceite	42
Tabla 4.1 Lectura de las temperaturas del motor Twingo original y modificado	67

7.3 Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas

7.3.1. Método de deceleración libre

Este método consiste en medir la deceleración angular instantánea del motor al eliminar el suministro de combustible o interrumpir el encendido. Determinando la evolución de la velocidad de rotación y conocido el momento de inercia del conjunto, el par resistente se puede calcular por la expresión:

$$M_{pm} = I \alpha$$

siendo I el momento de inercia del conjunto y α la deceleración angular obtenida.

Cuando no se conoce el momento de inercia del conjunto se añade un volante de momento de inercia conocido I_c y se repite el ensayo, obteniéndose el par y el momento de inercia:

$$\left. \begin{array}{l} M_{pm} = I \alpha \\ M_{pm} = (I + I_c) \alpha \end{array} \right\} \Rightarrow I, M_{pm}$$

Una vez obtenido los resultados se pueden representar en una gráfica que será de forma similar a la indicada en la figura 2.17, en la que se muestra la evolución de la potencia efectiva en aceleración libre y la evolución de la potencia de pérdidas mecánicas en deceleración libre.

7.3.2. Método de Willans

El método está basado en la relación existente entre el consumo horario de combustible y la presión media efectiva cuando el régimen de giro permanece constante.

Para aplicar este procedimiento es necesario medir el par, el régimen de giro y el consumo horario de combustible durante el experimento.

En la Figura 2.18 se muestran los resultados obtenidos donde se observa que la relación entre la masa de combustible y la presión media efectiva es aproximadamente lineal. Si se prolongan las rectas representadas hasta que cortan con el eje de las abscisas se obtiene el valor de la presión media con signo negativo, que es precisamente la presión media de pérdidas mecánicas.

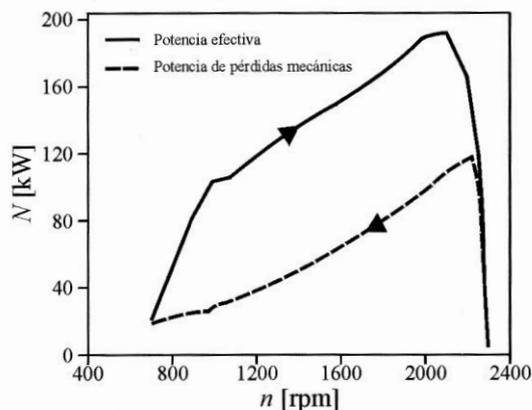


Fig. 7.1 Método de deceleración libre

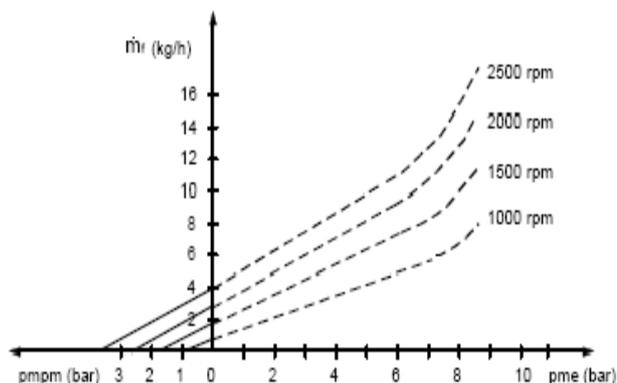


Fig. 7.2 Método de Willans

La utilización de este método implica realizar un gran número de ejecuciones y los resultados obtenidos no siempre justifican su laboriosidad. Este método sólo permite conocer las pérdidas mecánicas globales, lo cual constituye una limitación si se compara con otros métodos que permiten diferenciar cada uno de los términos de las pérdidas mecánicas, así como los elementos que las originan. Por lo tanto este es un método muy laboriosa y la hipótesis de mantenimiento del rendimiento indicado a régimen fijo no es buena, ya que en los MEP las variaciones de la pérdidas de bombeo con el grado de carga es importante, luego poco preciso, y en los MEC la hipótesis solo deja de cumplirse a altos grados de carga por el aumento del dosado.

7.3.3. Método Morse

El método consiste en desconectar el encendido o interrumpir el suministro de combustible en uno de los cilindros y medir la potencia efectiva del motor en esa condición en un banco de pruebas, dicha operación se repite con cada cilindro. Previamente es necesario hacer funcionar el motor con todos los cilindros hasta estabilizar la temperatura del aceite y del líquido refrigerante. Al eliminar la combustión en un cilindro la potencia efectiva medida corresponde a la suma entre la potencia entregada por los cilindros activos y la potencia de pérdidas originada por el cilindro arrastrado:

- Sin combustión en el cilindro 1: $N_e^{(I)} = N_{e2} + N_{e3} + N_{e4} - N_{pm1}$
 - Sin combustión en el cilindro 2: $N_e^{(II)} = N_{e1} + \quad + N_{e3} + N_{e4} - N_{pm2}$
 - Sin combustión en el cilindro 3: $N_e^{(III)} = N_{e1} + N_{e2} + \quad + N_{e4} - N_{pm3}$
 - Sin combustión en el cilindro 4: $N_e^{(IV)} = N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} + \quad - N_{pm4}$
- Sumando cada miembro de las cuatro ecuaciones:

$$\sum_{i=1}^{IV} N_e^{(i)} = 3(N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} + N_{e4}) - (N_{pm1} + N_{pm2} + N_{pm3} + N_{pm4})$$

$$\sum_{i=1}^{IV} N_e^{(i)} = 3 (N_e) - N_{pm}$$

Es un método sencillo para la determinación de las pérdidas mecánicas en un motor, pero tiene la limitación que al desactivar un cilindro cambian algunas de las condiciones operativas, como la presión de los gases en los cilindros.

7.3.4. Método de arrastre

Tras hacer funcionar el motor como en los otros métodos hasta estabilizar las temperaturas del aceite y del líquido de la refrigeración, este procedimiento consiste en determinar la potencia necesaria para arrastrar el motor con el suministro de combustible interrumpido o el encendido desconectado, es decir, sin proceso de combustión. El arrastre se realiza generalmente con la ayuda de un dinamómetro eléctrico reversible, que puede trabajar como motor o como freno, el par que este dinamómetro proporciona al motor es el par de pérdidas mecánicas.

La objeción más importante que se le puede hacer a este procedimiento es que al no existir combustión, la presión y temperatura en los cilindros y por tanto las cargas a las que está sometido el motor no coinciden con las que se tendría en su funcionamiento real.

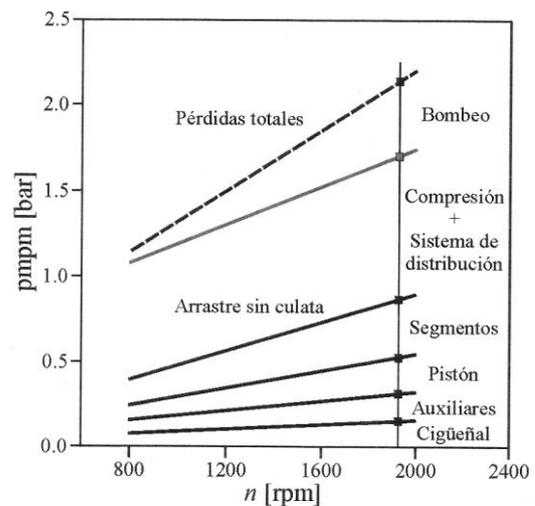


Fig. 7.3 Distribución de las pérdidas mecánicas en un MEC

Este método, además de determinar las pérdidas mecánicas totales, permite medir las pérdidas por cada uno de los elementos, determinando la diferencia en la potencia de arrastre al ir desmontando o desconectando sucesivamente los componentes del motor asociados a cada tipo pérdida (fig. 7.3).

7.3.5. Método del diagrama indicador

Este procedimiento consiste en obtener de forma simultánea el diagrama de indicador (diagrama presión-volumen) del que podemos obtener la pm_i , y el par efectivo del motor para determinar la pm_e . La diferencia entre ambos parámetros constituye la pm_{pm} . Durante la prueba es necesario controlar el grado de carga, régimen de giro y la temperatura del aceite y del refrigerante.

La potencia absorbida por los elementos auxiliares puede determinarse o bien ensayando cada uno por separado, o bien desactivando cada uno y midiendo la potencia efectiva del motor con lo que pueden determinarse por diferencia. Finalmente las pérdidas por fricción se calculan a partir de la ecuación siguiente:

$$pm_R = pm_i - pm_e - pm_b - pm_a$$

Este método permite medir las pérdidas con el motor en funcionamiento, siendo probablemente **el más exacto**, cuando se utiliza la instrumentación apropiada. Las señales de salida de los captadores se acondicionan convenientemente para poder registrarlas con sistemas de adquisición de datos, y posteriormente se procesan por ordenador para transformar el diagrama presión-ángulo ($p - \alpha$) en presión volumen ($p - V$). ya que facilita el cálculo de la presión media indicada y la de bombeo.

7.4 Transmisión de calor

La transferencia de calor en el cilindro es uno de los fenómenos más complejos que tienen lugar en el motor, al existir cambios rápidos de temperatura y presión, y grandes variaciones en la distribución local de temperatura y velocidad. En un motor están presentes los tres modos de transmisión de calor: **CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN y RADIACIÓN.**

La figura 7.4 representa la transmisión de calor y la distribución de temperaturas en un motor. Aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor, suponiendo flujo unidimensional y estacionario, es posible obtener las expresiones siguientes:

- Flujo convectivo gas-pared: $\dot{Q} = h_g A (T_g - T_{pg})$
- Flujo radiativo gas-pared: $\dot{Q} = \Phi_{gp} (T_g^4 - T_{pg}^4)$
- Flujo conductivo a través de la pared: $\dot{Q} = \kappa A (T_{pg} - T_{pr}) / e$
- Flujo convectivo pared-refrigerante: $\dot{Q} = h_r A_r (T_{pr} - T_r)$

donde los subíndices **g, r y p** hacen referencia al gas, refrigerante y pared respectivamente, y **e** es el espesor equivalente de la pared.

El calor total que entra en juego en la transmisión será la suma de las cuatro expresiones anteriores, a lo que se llega:

$$\dot{Q} = \frac{A (T_g - T_r)}{\frac{1}{h_g + \frac{\Phi_{gp}}{A} (T_g + T_{pg}) (T_g^2 + T_{pg}^2)} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r}}$$

Debido a la presencia de la radiación, esta ecuación es no lineal, por lo que suele emplearse simplificada, además también existe la dificultad para medir las temperaturas de la pared, con lo que se acostumbra a expresarla en función de las temperaturas del gas y del líquido refrigerante:

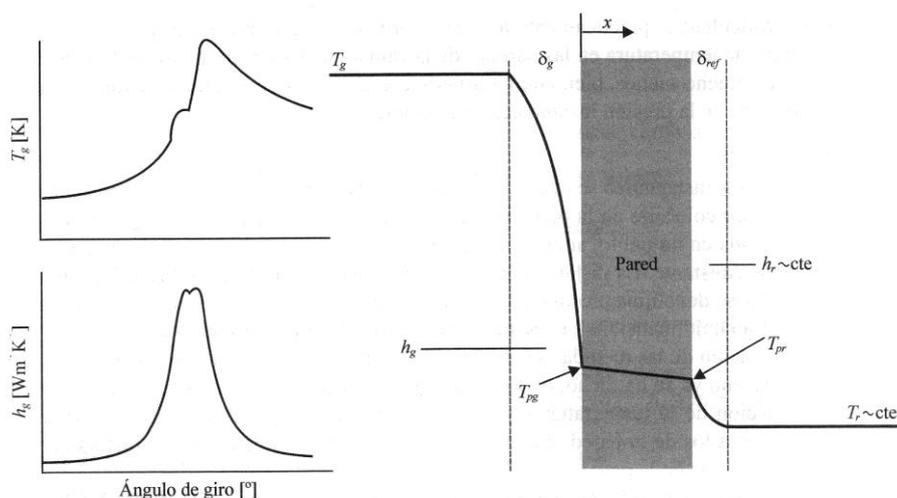


Fig. 7.4 Distribución de temperaturas y flujo de calor en un MCIA

$$\dot{Q} = \frac{A (T_g - T_r)}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r}}$$

La estimación o medida de los parámetros de la ecuación anterior se suele realizar de la siguiente manera:

- Los parámetros geométricos de las paredes (A , A_r , e) y el coeficiente K de los materiales son conocidos.
- La temperatura media del refrigerante (T_r) se puede medir fácilmente.
- La temperatura del gas (T_g) se determina a partir de la medida de la presión instantánea y de la masa admitida, suponiendo comportamiento de gas perfecto.
- Los coeficientes convectivos se estiman mediante diferentes tipos de correlaciones.

dando como resultado unas ecuaciones más sencillas de emplear, son las llamadas **ECUACIONES SEMIEMPÍRICAS** propuestas por diferentes autores.

7.4.1 Ecuaciones semiempíricas

Son muchos los autores que han propuesto ecuaciones de mayor o menor complejidad para la determinación de las pérdidas de calor en un motor, empezando por Nusselt ($Nu_{\beta\ell}$), de quien se sirvió Eichelberg para publicar sus resultados y su ecuación. Otros autores que establecieron sus correspondientes correlaciones son Woschni por un lado y Taylor y Toong por otro:

- **Correlación de Nusselt:**

$$h = 5,41 \cdot 10^{-3} (1 + 1,24 c_m) (p^2 T_g)^{1/3} + \frac{4,21 \cdot 10^{-12}}{(\varepsilon_g^{-1} + \varepsilon_p^{-1} - 1)} \frac{T_g^4 - T_p^4}{T_g - T_p}$$

El primer sumando corresponde al flujo convectiva y el segundo al radiativo, c_m es la velocidad media del pistón y p y T_g son la presión y la temperatura instantáneas del gas respectivamente.

- **Correlación de Eichelberg:**

$$h_g = 2,43 c_m^{1/3} (p T_g)^{1/2}$$

- **Correlación de Woschni:**

$$h_g = 1,3 \cdot 10^{-2} D^{-0,2} p^{0,8} T_g^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{CA}}{p_{CA} V_{CA}} (p - p_m) \right]^{0,8}$$

El término entre corchetes es una velocidad característica, cuyo primer sumando hace referencia a la velocidad del gas generada por el movimiento del pistón, mientras que el segundo sumando es una expresión empírica que considera la evolución instantánea del gas debida a la combustión. Las constantes C_1 y C_2 dependen del proceso considerado, siendo u_u la componente tangencial de la velocidad para la combustión y la expansión:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 u_u / c_m$$

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$$

- **Correlación de Taylor y Toong:**

$$\bar{h} = 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}} \dot{m}'^{0,75} D^{-0,25}$$

donde κ_g es la conductividad térmica del gas, μ_g es la viscosidad del gas, \dot{m}' es el gasto másico del gas por unidad de área del pistón y D es el diámetro del pistón.

Las tres primeras correlaciones expresadas, permiten determinar la cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo, o por ciclo si es necesario, y son necesarias para realizar cálculos

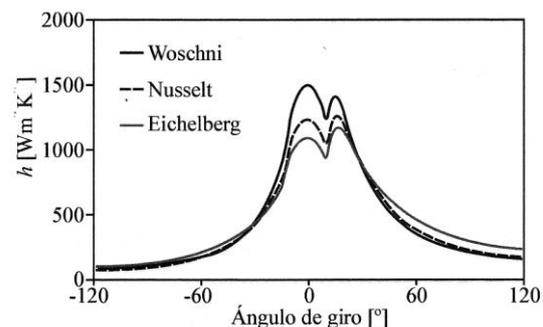


Fig. 7.5 Comparativa entre diferentes correlaciones para el coef. de película

paso a paso de la evaluación del fluido en el motor, modelización del proceso de combustión, etc., en cambio la correlación de Taylor y Toong sirve para calcular directamente la cantidad media de calor transmitido por unidad de tiempo al medio refrigerante en función del coeficiente global de película \bar{h} y tomando como sección de transmisión la sección del pistón, obteniéndose por lo tanto la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_r = \bar{h} A_p (\bar{T}_g - T_r)$$

en la que \bar{T}_g es la temperatura media del gas a lo largo de un ciclo, T_r es la temperatura del refrigerante y A_p la sección del pistón. La ecuación de Taylor y Toong tiene un considerable interés para poder cuantificar las pérdidas totales de calor, **diseño de sistemas de refrigeración**, etc.

Sustituyendo la expresión de la expresión \bar{h} en \dot{Q}_r , se puede calcular la cantidad de calor cedida al refrigerante por:

$$\dot{Q}_r = K D^{1,75} \dot{m}'_g^{0,75} (\bar{T}_g - T_r)$$

donde:

$$K = \frac{\pi}{4} 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}}$$

Otros investigadores también han desarrollado expresiones empíricas para determinar la cantidad de calor cedida al refrigerante, uno de ellos es **T. R. Lahvic**:

$$\dot{Q}_r = \frac{8,66 \cdot V_d \cdot n + 108,93 \cdot M_T + 1119,74 \cdot N_e - 1010 \cdot V_d + 2890}{3412,2}$$

donde V_d , está expresado en litros (l) es la cilindrada, n , en rpm, corresponde al régimen; M_T , en Nm, es el par del motor; y N_e , en kW es la potencia efectiva del motor.

Otra forma de determinar la cantidad de calor disipada a través del sistema de refrigeración durante el trabajo del motor en el régimen de máxima potencia es la siguiente:

$$\dot{Q}_r = \frac{q_r H_c G_c}{3600}$$

donde q_r es la entrega relativa de calor al sistema de enfriamiento, H_c es el poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg) y G_c es el gasto específico de combustible (kg/h).

7.5 Regulación de la temperatura del motor

Antiguamente, en ciertos vehículos de la post-guerra europea, había otro sistema, consistía en unas láminas a modo de trampillas que cerraban el paso de aire por el radiador, con lo que por el compartimento motor no entraba aire que en mayor o menor medida refrigeraba o enfriaba el motor, de esta manera se conseguía aunque de forma manual, era el conductor el que las cerraba o abría, que la temperatura del motor se elevase más rápidamente. La figura 7.6 [31] corresponde a un vehículo expuesto en el



Fig. 7.6 Trampillas delante del radiador

Museo de la Historia del Automóvil de Salamanca, y que es un Rolls-Royce, donde se pueden apreciar que las láminas o trampillas se encuentran cerradas.

7.5.1 Radiador

El motor debe mantenerse a una temperatura media adecuada y por ello es necesario evacuar parte del calor generado en las combustiones y que no es aprovechado en trabajo, que como ya se ha indicado anteriormente, la refrigeración de los motores térmicos no viene impuesta por razones termodinámicas, sino que viene determinada por exigencias de tipo mecánico. Aunque tengamos el sistema de refrigeración por líquido, es este cuando se encuentra en el radiador el que emite al ambiente ese calor sobrante.

El radiador está compuesto por dos depósitos unidos por el elemento de refrigeración y su ubicación es generalmente delante del motor (fig. 2.24) para que pueda recibir de forma directa la corriente de aire que arrastre ese calor y lo disipe. La disposición es ya por lo general de flujo transversal (fig. 2.25)

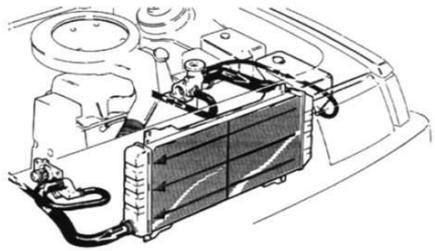


Fig. 7.7 Disposición del radiador

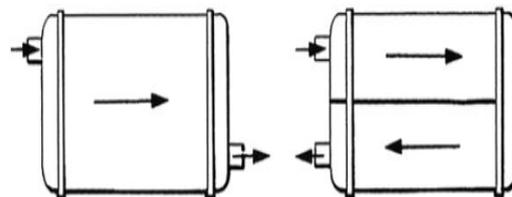


Fig. 7.8 Flujo del líquido de refrigeración en el radiador

El modelo de radiador, la superficie del elemento refrigerante, el número de tubos y su disposición, determinan la eficacia refrigerante del radiador, determinándose por la relación entre la **variación de temperatura real** (ΔT_{real}) y la **variación de temperatura máxima** que pudiera llegar a experimentar ($\Delta T_{máx}$), mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{real}}{\Delta T_{máx}} = \frac{T_{ent.agua} - T_{sal.agua}}{T_{ent.agua} - T_{ent.aire}}$$

La temperatura que suele ceder el líquido a su paso por el radiador oscila entre **5° y 10°C**, siendo más **deseable** que esta disminución se acerque a los **5°C**. Por el contrario, el aire que atraviesa el radiador experimenta un incremento de su temperatura que varía entre **15° y 20°C**.

7.6 Motor Twingo

7.6.1 Motor original

En la figura 7.9 se pueden ver diferentes figuras del estado original del motor Twingo con las aportaciones realizadas.

7.6.2 Motor modificado

En la figura 7.10 se pueden ver diferentes fotos de cómo ha quedado el motor Twingo una vez se han realizado las modificaciones.

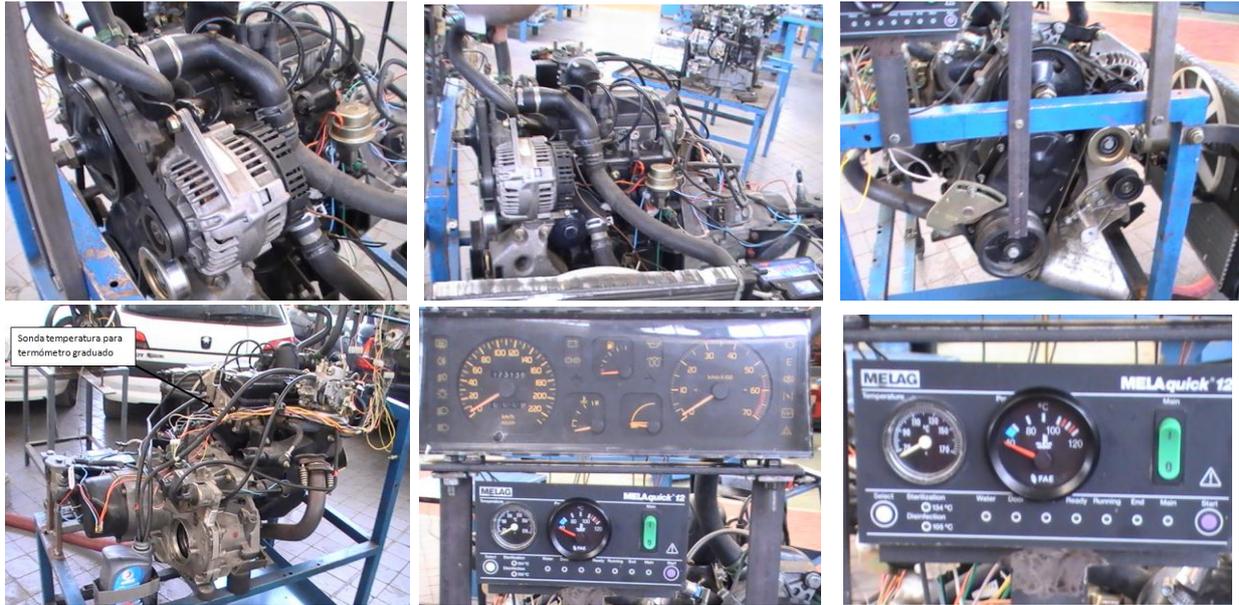


Fig 7.9 Motor Twingo original

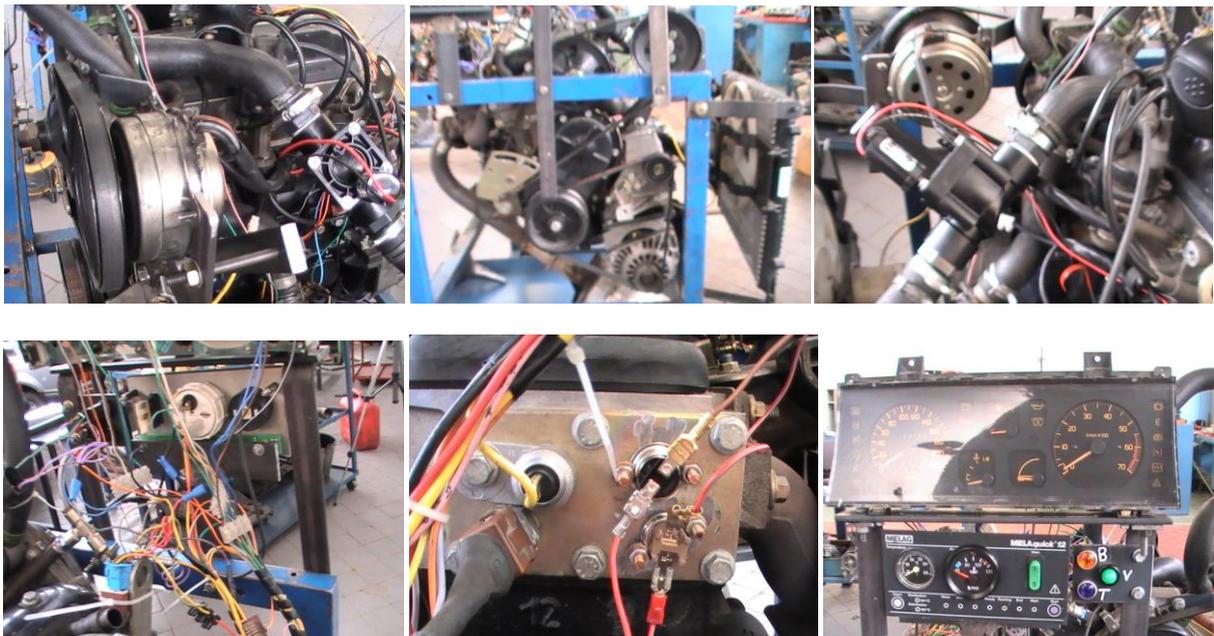


Fig 7.10 Motor Twingo modificado

7.7 Normas

7.7.1 UNE 10-059-84: DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR

**7.7.2 SAE J1349 ENGINE POWWE TEST CODE - SPARK IGNITION AND COMPRESSION
INGNITION - NET POWER RATING**

**7.7.3 SAE J1995 JUN90. ENGINE POWWE TEST CODE - SPARK IGNITION AND
COMPRESSION INGNITION - GROSS POWER RATING**

7.7.4 DIN 70020-3 (1986-04)

4 PRECISION DE LAS MEDICIONES DE POTENCIA A PLENA CARGA

4.1 Par

4.1.1 Con sujeción al punto 4.1.2, el dinamómetro deberá tener tal capacidad que la primera cuarta parte de su escala no sea utilizada. El sistema de medición deberá tener una precisión dentro de un margen de $\pm 0,5$ % del valor máximo de la escala (excluyendo la primera cuarta parte).

4.1.2 Sin embargo, el margen de escala, situada entre una sexta y una cuarta parte de la escala máxima podrá utilizarse si la precisión del dinamómetro, en la primera sexta parte de la escala, está dentro de $\pm 0,25$ % del valor máximo

4.2 Velocidad de rotación del motor

La precisión de la medida deberá estar dentro del $\pm 0,5$ % . La velocidad del motor deberá medirse con preferencia con un cuentarrevoluciones y cronómetro sincronizados automáticamente.

4.3 Consumo combustible

± 1 en total para el conjunto de los aparatos utilizados.

4.4 Temperatura de admisión de aire del motor ± 2 K

4.5 Presión barométrica ± 200 Pa

4.6 Presión en banco de pruebas conducto extracción escape (véase nota 1 tabla 1).

4.7 Presión en el colector de admisión: ± 50 Pa

4.8 Presión en el tubo de escape del vehículo: ± 200 Pa

5 POTENCIA NETA DEL MOTOR

5.1 Ensayos

5.1.1 Equipo auxiliar. Durante la prueba, el equipo auxiliar que se vaya a montar, según se especifica más adelante, deberá instalarse sobre el motor, en la medida de lo posible con la misma posición en que estaría para su aplicación concreta.

5.1.1.1 Equipo auxiliar a instalar. El equipo auxiliar a instalar durante las pruebas, para determinar la potencia neta del motor, se relaciona en en la tabla 1.

5.1.1.2 Equipo auxiliar a desmontar. Cierta equipo auxiliar que solamente es necesario para el funcionamiento del vehículo, y que puede ir montado sobre el motor, deberá desmontarse para efectuar la prueba. La siguiente lista, no exhaustiva, se ofrece a modo de ejemplo:

- compresor de aire para los frenos
- compresor servodirección
- compresor suspensión
- sistema aire acondicionado
- equipo refrigeración para transmisión hidráulica y/o aceite de la caja de cambio.

Cuando no puedan desmontarse los accesorios, la potencia absorbida por los mismos en condiciones sin carga, podrá determinarse y añadirse a la potencia del motor obtenida.

Núm.	Equipo auxiliar	Si se monta para las pruebas de potencia neta
7	Equipo refrigeración por líquido Capó del motor Salida aire capó Radiador Ventilador (6) Carenado del ventilador Bomba de agua Termostato (7)	No De serie sí (5)
8	Refrigeración por aire Carenado Soplante (5) (6) Dispositivo regulador de temperatura	De serie sí
9	Equipo eléctrico	De serie sí
10	Equipo sobrealimentación: Compresor accionado bien directa o indirectamente por el motor, y/o por los gases de escape Postrefrigerador (9) Bomba o ventilador de refrigeración (accionado por motor) Dispositivo control caudal refrigerante	De serie sí
11	Dispositivo anticontaminación	De serie sí

NOTAS

- 1 Los sistemas de serie de escape y admisión completos suministrados para el vehículo deberán utilizarse en los casos en que puedan tener un efecto considerable sobre la potencia del motor (motor de 2 tiempos, motor de encendido por chispa, etc.) o cuando el fabricante así lo solicite. En otros casos, deberá hacerse una comprobación durante la prueba únicamente para verificar que la contrapresión en la salida del colector de escape no difiere en más de 10 mbar de la contrapresión máxima indicada por el fabricante y que la presión en el colector de admisión no difiere en más de 1 mbar del límite especificado por el fabricante para un filtro de aire puro. Estas condiciones también pueden crearse con el equipo de banco de pruebas.

Quando se utilice el sistema de escape completo en el laboratorio de pruebas, el sistema de extracción de escape, con el motor en marcha, en el punto en que se conecta con el sistema de escape del vehículo, no debe crearse una presión que difiera de la presión atmosférica en más de 10 mbar, a menos que el fabricante haya aceptado una contrapresión más alta antes de realizar la prueba.

- 2 Si se incorpora en el motor un freno de escape, la válvula de mariposa deberá situarse en posición totalmente abierta.
- 3 La presión de alimentación de combustible podrá ajustarse, si es necesario, para que reproduzca las presiones existentes en la aplicación particular del motor (sobre todo cuando se utiliza un sistema de "retorno de combustible").
- 4 La válvula de admisión de aire es la válvula de mando del regulador neumático de la bomba de inyección. El regulador del equipo de inyección de combustible podrá incluir otros dispositivos que pueden afectar la cantidad de combustible inyectado.
- 5 El radiador, el ventilador, el carenado del ventilador, la bomba de agua y el termostato deberán ir situados en las mismas posiciones relativas que en el vehículo. La circulación del líquido refrigerante deberá ir accionada por la bomba de agua exclusivamente. La refrigeración del líquido puede producirse bien por el radiador del motor o por un circuito externo, siempre que la pérdida de presión de este circuito y la presión a la entrada de la bomba sea sustancialmente las mismas que las del sistema de refrigeración del motor. La persiana del radiador, si va incorporada, deberá estar en posición abierta.

Cuando el conjunto del ventilador, radiador y carenado no pueda quedar convenientemente montado sobre el motor, la potencia absorbida por el ventilador cuando se monta por separado en su posición correcta con respecto al radiador y al carenado (si existe), deberá determinarse a las velocidades correspondientes a las del motor, que se han utilizado en la medición de la potencia de éste, bien mediante el cálculo a partir de las características standard o por pruebas prácticas. Esta potencia, ajustada a las condiciones atmosféricas normales que se definen en el punto 5.2.2, deberá deducirse de la potencia corregida.

- 6 Cuando se incorpora un ventilador o soplantes desconectables, la prueba deberá llevarse a cabo con el ventilador (o soplante) embragado.
- 7 El termostato puede situarse en posición totalmente abierta.
- 8 Carga del generador mínima: El generador deberá suministrar la corriente estrictamente necesaria para activar los accesorios que son indispensables para el funcionamiento del motor (incluyendo el ventilador de refrigeración accionado eléctricamente). Si fuese necesario la conexión de una batería, deberá utilizarse una batería en buen estado, perfectamente cargada.
- 9 La temperatura del aire en el colector de admisión no deberá exceder de la recomendada por el fabricante del motor, si se especificara.
Refrigerador del aire de sobrealimentación: La refrigeración del aire de sobrealimentación deberá asegurarse bien por la refrigeración de admisión del motor o bien por un sistema de refrigeración externo, siempre que la presión y temperatura del aire en la salida del enfriador de aire de alimentación sean las mismas que cuando se utiliza el sistema original especificado por el fabricante.

5.1.1.3 Equipo auxiliar para poner en marcha los motores diesel. Con relación al equipo auxiliar utilizado para la puesta en marcha de los motores diesel, deberán considerarse los casos siguientes:

5.1.1.3.1 Arranque eléctrico. El generador estará montado y alimentando, cuando sea necesario, al equipo auxiliar que es fundamental para el funcionamiento del motor.

5.1.1.3.2 Arranque no eléctrico. Si existen accesorios accionados eléctricamente que sean fundamentales para el funcionamiento del motor, se montará el generador para que alimente estos accesorios. De lo contrario, se procederá a su desmontaje. En cualquier caso, se instalará el sistema para producir y acumular la energía necesaria para el arranque, que actuará en condiciones de descarga.

5.1.2 Condiciones de ajuste. Las condiciones de ajuste de la prueba para determinar la potencia neta, se indican en la Tabla 2.

Tabla 2
Condiciones de reglaje

1 Reglaje del carburador (es)	Reglaje de acuerdo con las especificaciones de serie del fabricante y utilizado sin modificaciones posteriores para su aplicación concreta.
2 Reglaje del caudal de alimentación de la bomba de inyección	Reglaje de acuerdo con las especificaciones de serie del fabricante y utilizado sin modificaciones posteriores para su aplicación concreta.
3 Calado del distribuidor o de la inyección	Curva de avances de serie especificada por el fabricante y utilizado sin modificaciones posteriores para su aplicación concreta
4 Reglaje del regulador	Reglaje de acuerdo con las especificaciones de producción del fabricante y utilizado sin modificaciones posteriores para su aplicación concreta

5.2 Factores de corrección

5.2.1 Definición. El factor corrector es el coeficiente K por el cual deberá multiplicarse la potencia medida con el fin de determinar la potencia del motor bajo las condiciones atmosféricas de referencia especificadas en el apartado 5.2.2.

5.2.2 Condiciones atmosféricas de referencia.

5.2.2.1 Temperatura: 298 K.

5.2.2.2 Presión en seco (ps): 99 kPa.

5.2.3 Condiciones que deberán ser cumplidas en el laboratorio. Para que la prueba sea válida, el factor corrector K debe ser tal que $0,96 > K < 1,06$.

5.2.4 Determinación de los factores de corrección

5.2.4.1 Motores de encendido por chispa (carburador o inyección) – factor Ka. El factor corrector se obtiene aplicando la siguiente fórmula:

$$K_a = \left(\frac{99}{ps} \right) \left(\frac{T}{298} \right)^{0,5}$$

donde:

T es la temperatura absoluta en K a la entrada de aire al motor.

ps es la presión atmosférica en seco en kPa, en otras palabras, la presión barométrica total menos la presión del vapor de agua.

5.2.4.2 Motores diesel – factor Kd.

5.2.4.2.1 Motores diesel normalmente de aspiración natural de cuatro tiempos y motores diesel de dos tiempos. El factor corrector se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$K_d = \left(\frac{99}{ps} \right) \left(\frac{T}{298} \right)^{0,7}$$

donde:

T es la temperatura absoluta en K a la entrada de aire al motor.

ps es la presión atmosférica en seco en kPa.

5.2.4.2.2 Carga de presión motores diesel de cuatro tiempos.

5.2.4.2.2.1 Motores turboalimentados accionados por gases de escape. No se efectúa ninguna corrección a la potencia. Sin embargo, cuando la densidad del aire ambiental varía en más del 5 % de la densidad de aire en las condiciones de referencia (298 K y 100 kPa), las condiciones de la prueba deberán anotarse en el informe correspondiente.

5.2.4.2.2.2 Motores sobrealimentados mecánicamente.

5.2.4.2.2.2.1 La relación r se define mediante la siguiente fórmula:

$$r = \frac{D}{V \frac{(P_2)}{(P_1)} \frac{(T_1)}{(T_2)}}$$

donde:

D es la cantidad de combustible suministrado en mm^3 para cada ciclo del motor.

V es la cilindrada del motor en litros.

P_1 es la presión ambiental.

P_2 es la presión en el colector de admisión del motor.

T_1 es la temperatura ambiental en K (según se define en 5.3.3.3).

T_2 es la temperatura en el colector de admisión del motor en K.

5.2.4.2.2.2.2 El factor corrector para los motores sobrealimentados mecánicamente es el mismo que para los motores normalmente aspirados si r es igual o mayor a $50 \text{ mm}^3/\text{litro}$, y es igual a 1 si r es inferior a $50 \text{ mm}^3/\text{litro}$.

5.3 Informe del ensayo

El informe de la prueba deberá incluir los resultados y todos los cálculos necesarios para obtener la potencia neta, según se relacionan en el anexo A y B de la presente norma, junto con las características del motor relacionadas en el Anexo C de la presente norma.

5.3.1 Ensayo de potencia neta.

5.3.3.1 La prueba de potencia neta deberá consistir en un rodaje a plena admisión en los motores de encendido directo y a un reglaje fijo de bomba de inyección a plena carga en los motores diesel. El motor irá equipado de acuerdo con lo que se especifica en la tabla 1.

5.3.3.2 Los datos de rendimiento deberán obtenerse en condiciones de funcionamiento estables, con una adecuada alimentación de aire fresco al motor. El motor deberá haber funcionado de acuerdo con las recomendaciones del fabricante. Las cámaras de combustión pueden contener sedimentos, pero en cantidad limitada.

Las condiciones de la prueba tales como la temperatura del aire de entrada deberán seleccionarse para que sean lo más próximas posible a las condiciones de referencia (véase 5.2) con el fin de reducir al máximo la magnitud del factor corrector.

5.3.3.3 La temperatura del aire de entrada al motor deberá tomarse a 0,15 m en contracorriente desde el punto de entrada al depurador de aire o, en caso de que no se utilice depurador de aire, a 0,15 m del conducto de entrada de aire. El termómetro o termopar será protegido del calor irradiado y situado directamente en la corriente de aire. También deberá protegerse un número suficiente de posiciones para obtener una temperatura media de entrada representativa. La entrada de aire no deberá ser perturbada por el dispositivo de medida.

5.3.3.4 No se tomará ningún dato hasta que el par, la velocidad y la temperatura hayan permanecido sensiblemente constantes por lo menos durante un minuto.

5.3.3.5 La velocidad del motor durante una operación de medición no deberá desviarse de la velocidad seleccionada cuando se obtengan los datos en más de $\pm 1\%$ o ± 10 r/min, cualquiera que sea el mayor.

5.3.3.6 La lectura de la fuerza de frenado, consumo de combustible y temperatura de aire de entrada deberá hacerse simultáneamente, la lectura tomada a efectos de medición deberá ser el promedio de los dos valores estabilizados que no varíen por debajo del 25 % por lo que respecta a la fuerza de frenado y al consumo de combustible.

5.3.3.7 Deberá utilizarse un tiempo de medición que no sea inferior a 60 s cuando se calcule la velocidad o el consumo de combustible mediante un dispositivo de accionamiento manual.

5.3.3.8 Combustible.

5.3.3.8.1 En el caso de los motores diesel, el combustible empleado deberá ajustarse al que se especifica en la tabla 3 de la presente norma, con la adición, si es necesario, de un líquido o combustible gaseoso comercializados que hayan sido recomendados por el fabricante. El combustible no deberá contener ningún aditivo de supresión de humos.

Tabla 3
Características del combustible de referencia para los ensayos de un motor diesel

	Unidades y tolerancias	Método
Densidad a 288/277 K	0,830 \pm 0,05	
Destilación		
50 %	518 K min	
90 %	603 \pm 10 K	
Punto final	643 K max	
Indice de cetano	54 \pm 3	
Viscosidad cinemática a 100 F	3 \pm 0,5 cst	
Contenido en azufre	0,4 \pm 0,1 % en peso	
Punto de inflamación	328 K	
Punto de turbidez	266 K max	
Carbono Conradson sobre el residuo 10 %	0,2 % max en peso	
Contenido en cenizas	0,01 % max en peso	
Contenido en agua	0,05 % max en peso	
Corrosión lámina de cobre a 373 K	1 max	
Potencia calorífica inferior	10250 \pm 100 Kcal/kg	
Indice de acidez fuerte	Negativo mg KOH/h	

5.3.3.9 Refrigeración del motor.

5.3.3.9.1 Motores refrigerados por líquido. La temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor deberá mantenerse entre ± 5 K con respecto a la temperatura superior controlada por termostato que no especifique ninguna temperatura, ésta deberá ser de 353 ± 5 K.

5.3.3.9.2 Motores refrigerados por aire. Para los motores refrigerados por aire, la temperatura en el punto indicado por el fabricante deberá mantenerse entre el máximo valor T_M especificado por el fabricante y $T_M - 293$ K.

5.3.3.10 La temperatura del combustible a la entrada de la bomba de inyección o del carburador deberá mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante.

5.3.3.11 La temperatura del aceite lubricante tomada en el cárter de aceite o a la salida del refrigerador de aceite, si existe, deberá estar dentro de los límites establecidos por el fabricante.

5.3.3.12 La temperatura del (los) gas (es) de escape deberá (n) tomarse en el punto del (los) tubos (s) de escape adyacente (s) a la brida de salida del colector de escape. No deberá exceder del valor especificado por el fabricante.

5.3.3.13 Sistema auxiliar de refrigeración. Podrá utilizarse cuando sea necesario un sistema auxiliar de refrigeración para mantener las temperaturas dentro de los límites especificados en los puntos 5.3.3.9 a 5.3.3.12.

5.3.4 Método de prueba. Tomar las medidas a un número suficiente de velocidades del motor para determinar la curva completa de potencia a plena carga, entre la velocidad más baja y la más alta del motor, establecidas por el fabricante. Esta gama de velocidades deberá incluir la velocidad de rotación a la que el motor produce su máxima potencia. Para cada velocidad, se tomará el promedio de dos medidas estabilizadas.

5.3.5 Medición del índice de humos. En el caso de los motores diesel, deberán analizarse los gases de escape durante la prueba, en cumplimiento de las condiciones establecidas en la Tabla 5 de la presente norma.

Tabla 5
Valores límites aplicables a los ensayos en régimen estabilizado

Flujo nominal G l/s	Coefficiente de absorción K m^{-1}
42	2,26
45	2,19
50	2,08
55	1,985
60	1,90
65	1,84
70	1,775
75	1,72
80	1,665
85	1,62

A N E X O A

Este anexo no forma parte de la norma

**MODELO DE BOLETIN DE ENSAYO
(Motores Diesel)**

- A.1 DESCRIPCION DEL MOTOR ENSAYADO ⁽¹⁾**
- A.1.1** Marca
- A.1.2** Tipo
- A.1.3** Ciclo: 4 tiempos/ 2 tiempos ⁽²⁾
- A.1.4** Diámetro mm
- A.1.5** Carrera mm
- A.1.6** Número y disposición de cilindros y orden de encendido
- A.1.7** Cilindrada cm³
- A.1.8** Relación de compresión ⁽³⁾
- A.1.9** Dibujos de cámara de combustión y corona del pistón
- A.1.10** Mínima área sección transversal de las válvulas de admisión y escape
- A.1.11** Sistema de refrigeración
- A.1.11.1** Por líquido:
 - Naturaleza del líquido
 - Bombas de circulación: sí/no ⁽²⁾
 - Características o marca (s) y tipo (s)
 - Relación de transmisión
 - Termostato: regulación
 - Radiador: Dibujo (s) o marca (s) y tipo (s)
 - Válvula de descarga: regulación presión.....
 - Ventilador: características o marca (s) y tipo (s)
 - Sistema accionamiento ventilador:
 - Relación de transmisión
 - Cubierta ventilador
- A.1.11.2** Por aire:
 - Ventilador: características o marca (s) y tipo (s).....
 - Relación de transmisión.....
 - Conductos de aire (producción estandar)
 - Sistema regulación temperatura: sí/no ⁽²⁾. Breve descripción

(1) En caso de motores y sistemas no convencionales, el fabricante debe indicar pormenores relativos a los aquí mencionados.

(2) Táchese lo que no sea aplicable.

(3) Especifíquese la tolerancia.

A.3.2.2.1.3 Medida del caudal:.....mm³ por carrera ar/min de la bomba en régimen completo de inyección o diagrama de características ^{(1) (2)}

Indíquese el método utilizado: en el motor/en la bomba de prueba ⁽²⁾

A.3.2.2.1.4 Avance de la inyección:..... ⁽³⁾

A.3.2.2.1.4.1 Curva de avance de la inyección:

A.3.2.2.1.4.2 Regulación:

A.3.2.2.2 Tuberías del sistema de inyección

A.3.2.2.2.1 Longitud.....mm

A.3.2.2.2.2 Diámetro interior..... mm

A.3.2.2.3 Inyector (es)

A.3.2.2.3.1 Marca (s).....

A.3.2.2.3.2 Tipo (s).....

A.3.2.2.3.3 Presión de apertura.....kPa ^{(1) (2)}
o diagrama de características

A.3.2.2.4 Regulador

A.3.2.2.4.1 Marca (s).....

A.3.2.2.4.2 Tipo (s).....

A.3.2.2.4.3 Velocidad al comienzo del cierre en carga completa..... r/min

A.3.2.2.4.4 Máx. Velocidad en vacíor/min

A.3.3.3.4.5 Velocidad en ralentí.....r/min

A.3.3 **Dispositivo arranque en frío**

A.3.3.1 Marca (s).....

A.3.3.2 Tipo (s).....

A.3.3.3 Descripción:

A.4 **AJUSTE DEL DISTRIBUIDOR O DATOS EQUIVALENTES**

A.4.1 **Levantamiento máximo de la válvula, ángulos de abertura y cierre o detalles de los sistemas alternativos de distribución, en relación con el punto muerto superior**

(2) Táchese lo que no sea aplicable.

(3) Especifíquese la tolerancia.

ANEXO B

Este anexo no forma parte de la norma

MODELO DE BOLETIN DE ENSAYO
(Motores de encendido directo)

- B.1 DESCRIPCION DEL MOTOR ENSAYADO ⁽¹⁾**
- B.1.1** Marca.....
- B.1.2** Tipo
- B.1.3** Ciclo: 4 tiempos/ 2 tiempos ⁽²⁾
- B.1.4** Diámetro mm
- B.1.5** Carrera mm
- B.1.6** Número y disposición de los cilindros y orden de encendido
- B.1.7** Cilindrada cm³
- B.1.8** Relación de compresión⁽³⁾
- B.1.9** Dibujos de la cámara de combustión y corona del pistón
- B.1.10** Mínima área sección transversal de las válvulas de admisión y escape..... mm²
- B.1.11** Sistema de refrigeración
- B.1.11.1** Por líquido:
- Naturaleza del líquido
- Bomba de circulación: sí/no ⁽²⁾
- Características o marca (s) y tipo (s)
- Relación de transmisión
- Termostato: regulación
- Radiador: Dibujo (s) o marca (s) y tipo (s)
- Válvula de escape: ajuste presiónkPa
- Ventilador: características o marca (s) y tipo (s)
- Sistema accionamiento ventilador:
- Relación de transmisión.....
- Cubierta ventilador
- B.1.11.2** Por aire:
- Ventilador: características o marca (s) y tipo (s)
- Relación de transmisión.....

(1) En caso de motores y sistemas no convencionales, el fabricante deberá hacer constar aquellos pormenores relativos a los motores y sistemas aquí aludidos.

(2) Táchese lo que no sea aplicable.

(3) Especifíquense las tolerancias.

- B.3.2.1.3.1** Toberas Curva de sañida del combustible trazada contra el caudal de aire, y ajustes necesarios para seguir la curva ⁽²⁾
- B.3.2.1.3.2** Tubos Venturi
- B.3.2.1.3.3** Nivel cámara flotador
- B.3.2.1.3.4** Peso del flotador
- B.3.2.1.3.5** Aguja del flotador
- B.3.2.1.4** Estrangulación manual/automática..... ⁽²⁾
Regulación cierre..... ⁽³⁾
- B.3.2.1.5** Bomba de alimentación
Presión.....kPa ⁽³⁾ ⁽³⁾ o diagrama de características
- B.3.2.2** Sistema de inyección
- B.3.2.2.1** Marca (s).....
- B.3.2.2.2** Tipo (s)
- B.3.2.2.3** Descripción (general)
- B.3.2.2.4** Calibración kPa ⁽²⁾ ⁽³⁾
o diagrama de características
- B.4** **REGLAJE DE VALVULAS O DATOS EQUIVALENTES**
- B.4.1** **Levantamiento máximo de la válvula, ángulos de abertura y cierre, o detalles de los sistemas alternativos de distribución, en relación con el punto muerto superior**
- B.4.2** **Escalas de referencias y/o ajustes ⁽²⁾**
- B.5** **ENCENDIDO**
- B.5.1** **Tipo sistema encendido**
- B.5.1.1** Marca
- B.5.1.2** Tipo
- B.5.1.3** Curva avance encendido ⁽³⁾
- B.5.1.4** Reglaje encendido..... ⁽³⁾
- B.5.1.5** Distancia punto contacto ⁽²⁾ ⁽³⁾ y ángulo intervalo..... ⁽²⁾

(2) Táchese lo que no sea de aplicación.

(3) Especifíquense las tolerancias.

B.10.3 Condensador encendido

B.10.3.1 Marca

B.10.3.2 Tipo

B.10.4 Equipo supresión de radiointerferencias

B.10.4.1 Marca

B.10.4.2 Tipo.....

- C.5.2.5.2 en el dispositivo de mediación del consumo de combustible K
- C.5.2.6 del escape medido en el punto contiguo a la brida (s) de salida del colector (es) del escape K
- C.5.3 **Velocidad del motor en punto muerto..... r/min**
- C.5.4 **Características del dinamómetro**
 - C.5.4.1 Marca
 - C.5.4.2 Tipo
- C.5.5 **Características del opacímetro**
 - C.5.5.1 Marca
 - C.5.5.2 Tipo
- 5.6 **Combustible**
 - C.5.6.1 Para motores de encendido directo que funcionan con combustible líquido
 - C.5.6.1.1 Marca
 - C.5.6.1.2 Especificación
 - C.5.6.1.3 Aditivos antidetonante (plomo, etc.)
 - C.5.6.1.3.1 Tipo
 - C.5.6.1.3.2 Contenido mg/l
 - C.5.6.1.4 Número de octano
 - C.5.6.1.4.1 RON número
 - C.5.6.1.4.2 MON número
 - C.5.6.1.5 Densidad relativa a 288 K a 277 K
 - C.5.6.1.6 Valor calorífico..... kJ/kg
 - C.5.6.2 Para motores de encendido directo que funcionan con combustible gaseoso
 - C.5.6.2.1 Marca
 - C.5.6.2.2 Especificación
 - C.5.6.2.3 Presión almacenamiento
 - C.5.6.2.4 Presión utilización kPa
 - C.5.6.3 Para motores diesel que funcionan con combustibles gaseosos
 - C.5.6.3.1 Sistema de alimentación: gas

Velocidad motor (r/min)	
Resultados prueba motor	Consumo específico de combustible g/kwh kj/kwh ⁽²⁾
	Par Nm
	Potencia kW
Factor de corrección	
Potencia de frenado corregida kW	
Consumo corregido de combustible ⁽⁴⁾	
Par corregido Nm	
Potencia adicional para equipo auxiliar montado en el motor no incluido en la tabla 1 (ver cuerpo de norma, capítulo 3 y Anexo A, capítulo 9A. Se deducirá esta potencia cuando no se monte el ventilador (ver tabla 1, punto 5.	Número 1
	Número 2
	Número 3
Potencia neta kW	
Par neto Nm	

(2) Táchese si no es aplicable

(4) Sólo es de aplicación a motores diesel

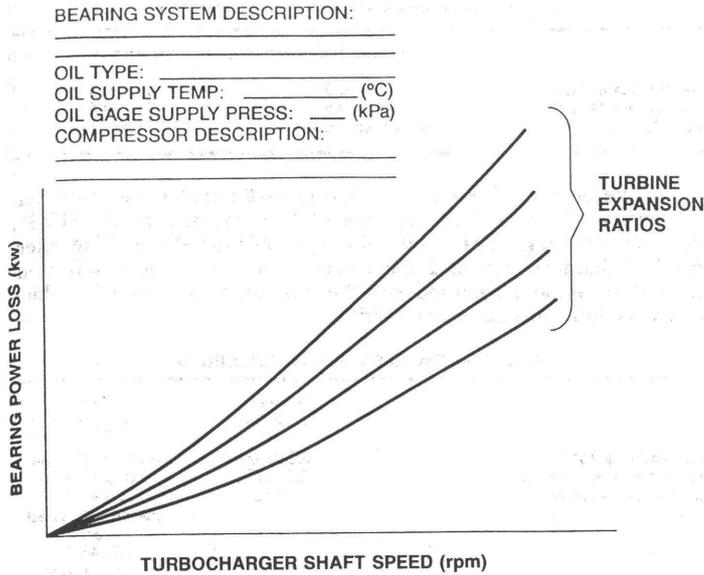


FIG. 3 — BEARING POWER LOSS GRAPH

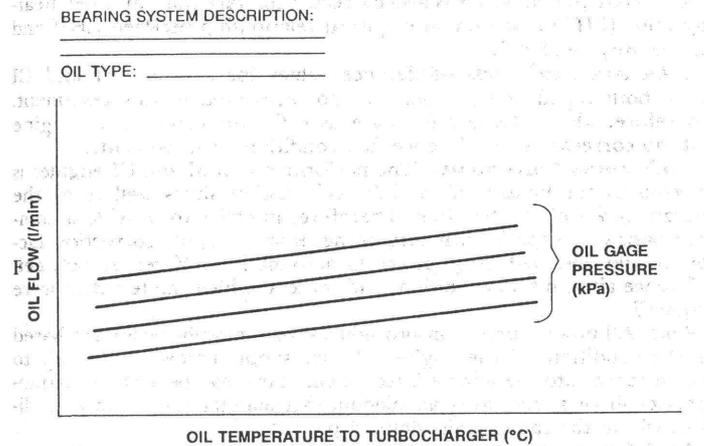


FIG. 4 — TURBOCHARGER OIL FLOW GRAPH

less otherwise agreed to by the user and the turbocharger manufacturer, three graphs should typically be supplied as follows:

- a) Optimized for minimum surge.
 - b) Optimized for peak efficiency.
 - c) Optimized for maximum flow.
- 4.3 Fixed Geometry Turbine (See FIG. 2)

4.4 Variable Geometry Turbine—The performance graph format would be the same as for the fixed geometry turbine. The number of graphs to be supplied to the user to adequately describe the performance range should be agreed to with the turbocharger manufacturer. Three graphs should typically be supplied as follows:

- a) Optimized for minimum flow.
- b) Optimized for mid-point flow.
- c) Optimized for maximum flow.

4.5 Wastegate—If users require the use of wastegate data (for example, flow versus lift and lift versus pressure), the user and the manufacturer should agree on a format. (See FIG. 3)

4.6 Oil Flow (See FIG. 4)

4.7 Liquid Flow—If users require the use of liquid flow data (for example, pressure drop, temperature rise, surface temperature, etc.) for cooled bearing or turbine housings, the user and the manufacturer should agree upon a format.

5. References—

SAE J916 JUN82.

SAE J1349 JUN83.

"Principles of Turbomachinery," D. G. Shepherd, Macmillan, 1956

"Thermodynamics of Turbomachinery," S. L. Dixon, Pergamon, 1978

R) ENGINE POWER TEST CODE—SPARK IGNITION AND COMPRESSION IGNITION—GROSS POWER RATING—SAE J1995 JUN90

SAE Standard

Report of the Power Test Code Standards Committee approved January 1990. Completely revised by the Power Test Code Standards Committee June 1990.

Table of Contents

- 1. SCOPE AND FIELD OF APPLICATION
- 2. REFERENCES
- 3. TERMS AND DEFINITIONS
- 4. REFERENCE TEST CONDITIONS AND CORRECTIONS
- 5. LABORATORY AND ENGINE EQUIPMENT
- 6. TEST PROCEDURES
- 7. PRESENTATION OF RESULTS
- 8. CORRECTION FORMULAS
- TABLE 1 Reference Atmospheric Conditions
- TABLE 2 Reference SI Gasoline Specifications
- TABLE 3 Reference CI Fuel Specifications
- TABLE 4 Engine Equipment
- TABLE 5 Atmospheric Correction Factor Exponents

1. Scope and Field of Application

1.1 Scope—This document has been adopted by SAE to specify:

- a. A basis for gross engine power rating.
- b. Reference inlet air and fuel supply test conditions.
- c. A method for correcting observed power to reference conditions.
- d. A method for determining gross full load engine power with a dynamometer.

1.2 Field of Application—This test code document is applicable to both four stroke and two stroke spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engines, naturally aspirated and pressure charged, with and without charge air cooling. This document does not apply to aircraft or marine engines.

2. References

2.1 This test code supersedes those portions of SAE J1349 dealing with gross power rating.

2.2 Standard CI diesel fuel specifications are range mean values

for Type 2-D EPA test fuel per Title 40, Code of Federal Regulations, Part 86.1313-87.

2.3 The corresponding test code for net power rating is SAE J1349.

2.4 The document for mapping engine performance is SAE J1312.

2.5 Relationship to ISO 2534-ISO 2534 (1972) differs from SAE J1995 in several areas, among which the most important are:

- This document is not limited to road vehicles.
- This document requires inlet fuel temperature be controlled to 40°C on CI engines.
- This document includes a reference fuel specification and requires that engine power be corrected to that specification on all CI and certain SI engines.
- This document includes a different procedure for testing engines with a laboratory charge air cooler (ISO method optional).
- This document includes a different procedure for correcting power to reference atmospheric conditions on turbocharged CI engines.

2.6 Complete correlation has not been established with ISO 3046. It is expected that this power test code will eventually align with ISO 1585 and ISO 2534.

3. Terms and Definitions—This section contains the definitions of key terms used to describe the gross power test.

3.1 Gross Brake Power—The power of an engine when configured as a "basic" engine as defined in 3.4 and 5.2, and tested and corrected in accordance with this document.

3.2 Rated Gross Power—Engine gross power as declared by the manufacturer at "rated speed".

3.3 Rated Speed—The speed determined by the manufacturer at which the engine power is rated.

3.4 Basic Engine—A "basic" engine is an engine configured with only the built in equipment required for self-sustained operation. A basic engine does not include accessories that are necessary only to perform its intended service or that power auxiliary systems. If these accessories are integral with the engine or for any reason are included on the test engine, the power absorbed may be determined and added to the gross brake power. Common "basic" engine accessory examples are listed in Table 4.

3.5 Reference Test Conditions—The standard or reference engine inlet air supply (atmospheric) and inlet fuel conditions to which all power corrections are made.

3.6 Friction Power—The power required to drive the engine alone as equipped for the power test. Friction power may be established by one of the following methods (the value is needed for power correction of spark ignition engines):

- Assume 85% mechanical efficiency.
- Hot Motoring Friction—Record friction torque at wide open throttle at each test speed run on the power test. All readings are to be taken at the same coolant and oil temperature as observed on the power test points $\pm 3^\circ\text{C}$.

3.7 Indicated Power—The power developed in the cylinders. It is defined as the sum of the brake power and friction power for the purpose of this document.

4. Reference Test Conditions and Corrections—This section contains reference air and fuel supply test conditions and specifications, recommended test ranges, and applicability of the correction procedures.

4.1 Reference Atmospheric Conditions—Table 1 is reference atmospheric conditions and test ranges for which the correction procedures are valid.

TABLE 1—REFERENCE ATMOSPHERIC CONDITIONS

	Standard Condition	Test Range Limits
Inlet Air Supply Pressure (absolute)	100 kPa	—
Dry Air Pressure (absolute)	99 kPa	90-105 kPa
Inlet Air Supply Temperature	25°C	15-40°C

4.2 Reference SI Gasoline Specifications—Reference gasoline research and motor octane numbers in Table 2 have been determined corresponding to "regular" and "premium" test fuels. Reference gasoline is required for all SI engines equipped with knock sensors or other devices that control spark advance as a function of spark knock. Other SI engines may use any gasoline with an octane number sufficient to prevent knock.

TABLE 2—REFERENCE SI GASOLINE SPECIFICATIONS

	Regular Fuel	Premium Fuel
Research Octane No.:	92 \pm 0.5	97 \pm 0.5
Motor Octane No.:	83 \pm 0.5	87 \pm 0.5
Lower Heating Value:	43.3 MJ/kg \pm 0.1	43.1 MJ/kg \pm 0.1

4.3 Reference CI Fuel Specifications—Reference fuel specifications are per Title 40, Code of Federal Regulations, Part 86.1313-87, and represent range mean values for Type 2-D diesel fuel. The reference fuel characteristics in Table 3 have been determined to affect engine test power, and are listed with the applicable test ranges for which the correction procedures are valid:

TABLE 3—REFERENCE CI FUEL SPECIFICATIONS

	Standard Condition	Test Range Limits
Fuel Density @ 15°C	0.850 kg/l	0.840-0.860 kg/l
Fuel Kinematic Viscosity @ 40°C	2.6 mm ² /s	2.0-3.2 mm ² /s
Fuel Inlet Temperature	40°C	39-41°C (pump/line/nozzles) or 37-43°C (unit injectors)

Observed engine power is also corrected for variations in lower heating value (LHV) based on an empirical relationship between LHV and fuel density per 8.4.2.

4.4 Alternate Fuels—Reference values for alternate SI and CI fuels, both liquid and gaseous, are not presented in this document. Therefore, when alternate fuels are used for the gross power engine test, no corrections to reference fuel conditions shall be made.

4.5 Power Corrections—The performance of SI and CI engines is affected by the density of the inlet combustion air as well as by the characteristics of the test fuel. Therefore, in order to provide a common basis of comparison, it may be necessary to apply correction factors to the observed gross power to account for differences between reference air and fuel conditions and those at which the test data were acquired.

4.5.1 All power correction procedures for atmospheric air are based on the conditions of the engine inlet air supply immediately prior to the entrance into the engine inlet system. This may be ambient (atmospheric) air or a laboratory air plenum that maintains air supply conditions within the range limits defined per 4.1.

4.5.2 On any engine where the power output is automatically controlled to compensate for changes in one or more of the listed inlet air and fuel supply test conditions, no correction for that test parameter shall be made.

4.5.3 The magnitude of the power correction should not exceed 5% for inlet air or 3% for inlet fuel corrections. If the correction factor exceeds these values, it shall be noted in accordance with 7.1.

4.6 Correction Formulas—The applicable correction formulas for spark ignition and compression ignition engines are listed in Section 8. These correction formulas are designed for correction of gross brake power at full throttle operation; however, for CI engines the formulas may also be used to correct partial load power for the purpose of determining specific fuel consumption. These correction formulas are not intended for altitude derating.

5. Laboratory and Engine Equipment—This section contains a list of laboratory and engine equipment used in the gross power test.

5.1 Laboratory Equipment—The following standard laboratory test equipment is required for the gross power test.

5.1.1 INLET SYSTEM—Any laboratory system that provides a supply of air to the basic engine. The inlet system begins at the point where air enters from the supply source (atmosphere or lab plenum) and ends at the entrance to the throttle body, inlet manifold, or turbocharger inlet, on engines as appropriate. Restriction induced by the inlet system may be at minimum levels.

5.1.2 EXHAUST SYSTEM—Any laboratory system that vents exhaust gas from the outlet of the basic engine. The exhaust system begins at the exhaust manifold outlet or at the turbine outlet on engines so equipped. Restriction induced by the exhaust system may be at minimum levels.

5.1.3 FUEL SUPPLY SYSTEM—Any laboratory system that provides a supply of fuel to the fuel inlet of the basic engine. The fuel supply sys-

tem must be capable of controlling fuel supply temperature to within the ranges specified in 4.3 for CI engines. The fuel supply system shall not exceed the manufacturer's maximum permissible restriction requirements, if applicable.

5.1.4 CHARGE AIR COOLER—For charge cooled engines a laboratory auxiliary cooler may be employed for test purposes. If used, one of the following test methods is required and the appropriate correction procedure is applied per Section 8:

- a. Standard Method: This is the preferred test method. The laboratory unit is set to simulate intended in-service charge air cooler restriction and inlet manifold temperatures as if the ambient and inlet supply air temperatures were 25°C.

b. Optional Method: The laboratory unit is set to duplicate the charge air cooler restriction and inlet manifold temperatures that would be obtained during intended service operation at the observed inlet air test conditions.

5.1.5 AUXILIARY POWER SUPPLY—Electrically driven engine components determined to be part of the basic engine may be operated via an external power supply. In such cases, the power required must be determined and subtracted from the corrected gross brake power.

5.2 Engine Equipment—A basic engine, as defined in 3.4, is used for the gross power test. Table 4 lists basic engine accessories and control settings required for the gross power test.

6. Test Procedures—This section contains the required test proce-

TABLE 4—ENGINE EQUIPMENT

System	Required	Comments
1. Inlet Air System	Optional	See 5.1.1.
Air Ducting	Optional	
Air Cleaner	Optional	
Air Preheat	No	
2. Pressure Charging System	Yes	For all engines equipped with variable boost as a function of other engine parameters (speed/load/fuel octane, etc.), the boost pressure controls must be set to reflect intended in-service operation.
Boost Control Settings	Manufacturer's Specification	
3. Charge Air Cooling System	Yes	If applicable.
Charge Air Cooler	Yes	See 5.1.4 for auxiliary cooler options.
Cooling Pump or Fan	Conditional	Not required if it can be shown to be functioning less than 20% of running time during intended in-service operation at reference test conditions.
4. Electrical System	Yes	See 5.1.5.
Ignition System	Yes	
Starter	No	
Generator/Alternator	Conditional	Required only if needed to operate the basic engine in a self sustained continuous manner and an external power supply is not used. In this case, the generator shall operate at a load level only sufficient to power the required components (i.e., fuel injectors, electric fuel pump).
Ignition and Timing Control Settings	Manufacturer's Specification	For any engine equipped with electronic controls and/or knock sensors, the spark or timing advance must be adjusted to reflect intended in-service operation.
5. Emissions Control System	Optional	If used, all control settings or adjustments must be set to reflect intended in-service operation.
6. RFI/EMI Controls (radio frequency or electromagnetic interference)	Manufacturer's Specification	Control settings must reflect intended in-service operation.

TABLE 4 (CONTINUED)

System	Required	Comments
7. Fuel Supply System	Yes	
Fuel Filters/Prefilters	Optional	See 5.1.3.
Fuel Supply Pump	Yes	Or equivalent electrical load if applicable.
Injection Pump/Carburetor or Fuel Metering Control Settings	Manufacturer's Specification	Control settings must reflect intended in-service operation.
8. Engine Cooling System (liquid)	Yes	
Cooling Pump	Yes	
Radiator	Optional	Functionally equivalent laboratory system recommended.
Thermostat	Optional	If not used, then coolant temperature and flow shall be regulated to intended in-service levels.
Cooling Fan	No	If used, power absorbed should be calculated and added to the gross brake power.
Engine Cooling System (Air) Blower	Yes Conditional	Required if not disconnectable. On variable speed units the fan can be disconnected if it can be shown to be functioning less than 20% of engine running time during intended in-service operation at reference test conditions.
9. Lubrication System	Yes	The basic engine closed loop lubrication system is used. Oil fill shall be at manufacturer's full level. Oil temperatures shall reflect in-service levels at reference test conditions.
10. Exhaust System	Optional	See 5.1.2.
11. Auxiliary Drives		
Power Steering Pump	No	
Freon Compressor	No	
Vacuum Pumps	Conditional	Required only if needed to drive other required systems listed and it functions in that capacity more than 20% of engine running time during intended in-service operation.
Air Compressors	Conditional	See above comments - same as vacuum pumps.

dures for determining gross engine power.

6.1 Instrumentation Accuracy—The following minimum test instrumentation accuracy is required:

- Torque: $\pm 0.5\%$ of measured value
- Speed: $\pm 0.2\%$ of measured value
- Fuel Flow: $\pm 1\%$ of measured value
- Temperatures: $\pm 2^\circ\text{C}$
- Air Supply Pressure: $\pm 0.1\text{ kPa}$
- Other Gas Pressures: $\pm 0.5\text{ kPa}$

6.2 Adjustments and Run-in

6.2.1 Adjustments shall be made before the test in accordance with the manufacturer's instructions. No changes or adjustments shall be made during the test.

6.2.2 The engine shall be run-in according to the manufacturer's recommendation. If no such recommendation is available, the engine shall be run-in until corrected brake power is repeatable within 1% over an 8 h period.

6.3 Pressure and Temperature Measurement

6.3.1 Pressure and temperature of the inlet air supply, used for the purpose of engine power corrections, shall be measured in a manner to obtain the total (stagnation) condition at the entrance to the engine inlet system. On those tests where the engine air supply is ambient air, this pressure is the barometric pressure; on those tests where the air supply is test cell ambient air, this pressure is the cell barometric pressure.

6.3.2 Inlet manifold pressure and temperature shall be measured as static values with probes located in a section common to several cylinders. In such installations dynamic pressure is assumed zero.

6.3.3 On charge air cooled engines in which a laboratory cooler is employed for testing, precooler charge air pressure must also be measured for the purpose of setting in-service restrictions per 5.1.4. Precooler pressure must be measured upstream of the auxiliary unit in a manner to obtain the total (stagnation) value. Auxiliary cooler restriction is the difference between the precooler and inlet manifold pressures.

6.3.4 Coolant temperatures in liquid cooled engines shall be measured at the inlet and outlet of the engine, in air cooled engines at points specified by the manufacturer.

6.3.5 Oil pressure and temperature shall be measured at the entrance to the main oil gallery.

6.3.6 Fuel temperature shall be measured at the inlet to the carburetor or fuel injector rail for SI engines, and at the inlet to the high pressure injection pump or unit injector rail for CI engines, and at the outlet of the volumetric flow meter for gaseous fueled engines.

6.4 Test Operating Conditions

6.4.1 The engine must be started and warmed up in accordance with manufacturer's specifications. No data shall be taken until torque and speed have been maintained within 1% and temperatures have been maintained within $\pm 2^\circ\text{C}$ for at least 1 min.

6.4.2 Engine speed shall not deviate from the nominal speed by more than $\pm 1\%$ or $\pm 10\text{ min}^{-1}$, whichever is greater.

6.4.3 Coolant outlet temperature for a liquid cooled engine shall be controlled to within $\pm 3^\circ\text{C}$ of the nominal thermostat value specified by the manufacturer. Coolant inlet air temperature for an air cooled engine is regulated to $35^\circ\text{C} \pm 5$.

6.4.4 Fuel inlet temperature for diesel fuel injection shall be controlled to $40^\circ\text{C} \pm 3$ for unit injector systems, and $40^\circ\text{C} \pm 1$ for pump/line/nozzle systems. Test fuel temperature control is not required on SI engine power tests.

6.4.5 The exhaust gas must be vented to a reservoir having a total pressure within 0.75 kPa of the inlet air supply pressure.

6.5 Test Points—Record full throttle data for at least 5 approximately evenly spaced operating points to define the power curve between 600 rpm (or the lowest stable speed) and the maximum engine speed recommended by the manufacturer. One of the operating speeds shall be the rated speed, one shall be the peak torque speed.

7. Presentation of Results—This section contains a listing of test data to be recorded and procedures for presenting results.

7.1 Reporting Requirements—All reported engine test data shall carry the notation: "Performance obtained and corrected in accordance with SAE J1995". Any deviation from this document, its procedures, or limits, shall be noted. All reported or advertised test data bearing the SAE J1995 notation shall include a minimum of the following information at each test point:

- Engine speed
- Corrected gross brake power (or torque)

7.2 Recorded Test Conditions—Record the following ambient air, fuel, and lubricating oil test conditions and specifications.

7.2.1 INLET AIR SUPPLY CONDITIONS:

- Air supply pressure
- Air supply vapor pressure
- Air supply temperature

7.2.2 SPARK IGNITION ENGINE FUEL—LIQUID:

- Fuel type and/or blend
- Research and motor octane numbers
- Lower heating value

7.2.3 SPARK IGNITION ENGINE FUEL—GASEOUS:

- Fuel type or grade
- Composition
- Density @ 15°C and 101 kPa
- Lower heating value

7.2.4 DIESEL FUELS:

- ASTM or other fuel grade
- Density @ 15°
- Viscosity @ 40°
- Lower heating value (optional)

7.2.5 LUBRICATING OIL:

- API engine service classification
- SAE—Viscosity grade
- Manufacturer and brand name

7.3 Recorded Test Data—Record the following minimum information at each data test point:

- Brake torque
- Friction torque (if measured)
- Engine speed
- Fuel flow rate
- Fuel supply pressure and temperature
- Ignition and/or injection timing
- Oil pressure and temperature
- Coolant temperature
- Inlet manifold air temperature and pressure
- Total pressure drop across the auxiliary cooler (if applicable)
- Smoke (optional—CI engines only)

7.4 Engine Equipment—Record all engine equipment listed per 5.2. Additionally, record engine manufacturer, displacement, bore and stroke, number and configuration of cylinders, carburetion or injection system type, plus type of pressure charging system, if applicable. If a laboratory charge air cooler is used, record the test method per 5.1.4.

For SI engines equipped with knock sensors, the engine should be designated as a "regular" or "premium" fuel engine. For those SI engines without knock sensors, the minimum octane number for which knock does not occur shall be recorded as stated by the engine manufacturer.

7.5 Additional Recorded Information—Record any other pertinent test data as determined by the manufacturer. This may include, but is not limited to: test date, engine serial number, test number, test location, etc.

8. Correction Formulas—This section includes all formulas necessary to correct observed engine power performance for deviations in inlet air and fuel supply conditions.

8.1 Symbols and Units

SYMBOLS	TERM	UNITS
CA	Air correction factor	
CF	Fuel correction factor	
fa	Atmospheric factor	
fm	Engine factor	
fd	Fuel density factor	
fv	Fuel viscosity factor	
α	Pressure sensitivity exponent	
β	Temperature sensitivity exponent	
S	Viscosity sensitivity coefficient	
D	Engine displacement	l
B	Inlet air supply total pressure	kPa
t	Inlet air supply temperature	$^\circ\text{C}$
P	Inlet manifold total pressure	kPa
r	Pressure ratio	
q	Fuel delivery	mg/L cycle
bp	Brake power	kW
fp	Friction power	kW
ip	Indicated power	kW
n	Engine speed	min^{-1}
F	Fuel flow	g/s
SG	Fuel density @ 15°C	kg/l
V	Fuel viscosity @ 40°C	mm^2/s

8.2 Subscripts

- c = Refers to data corrected to reference inlet air and fuel supply conditions.
- o = Refers to data observed at the actual test conditions.
- d = Refers to the dry air portion of the total inlet air supply pressure.
- r = Refers to the reference test conditions per Section 4.

8.3 Spark Ignition Correction Formulas—These spark ignition engine correction formulas are only applicable at full (WOT) throttle positions.

$$bp_c = CA \times bp_o \quad (\text{Eq.1})$$

Calculation of atmospheric correction factor, CA. If 85% mechanical efficiency is assumed:

$$CA = 1.18 \left[\left(\frac{99}{B_{do}} \right) \left(\frac{t_o + 273}{298} \right) \right]^{.5} - 0.18 \quad (\text{Eq.2})$$

If friction power is measured:

$$bp_c = ip_c fp_o \quad (\text{Eq.3})$$

where:

$$ip_c = ip_o \left(\frac{99}{B_{do}} \right) \left(\frac{t + 273}{298} \right) \quad .5$$

and:

$$ip_o = fp_o + bp_o$$

NOTE: If a lab auxiliary charge air cooler is used in conjunction with the standard test method per 5.1.4, no inlet air temperature corrections shall be made. In this case, the temperature correction exponent becomes zero. Otherwise use the above formula.

8.4 Compression Ignition Engine Correction Formulas—These CI engine correction formulas are applicable at all speed and load levels.

$$bp_c = (CA \times CF) bp_o \quad (\text{Eq.4})$$

8.4.1 CALCULATION OF ATMOSPHERIC CORRECTION FACTOR, CA:

$$CA = (fa)^{fm} \quad (\text{Eq.5})$$

where:

$$fa = \left(\frac{B_{dr}}{B_{do}} \right)^\alpha \left(\frac{t_o + 273}{t_r + 273} \right)^\beta = \left(\frac{99}{B_{do}} \right)^\alpha \left(\frac{t_o + 273}{298} \right)^\beta$$

and values for α and β , are summarized in Table 5:

TABLE 5—ATMOSPHERIC CORRECTION FACTOR EXPONENTS

Pressure Charging System	Charge Air Cooling System	α	β
Naturally Aspirated	None	1.0	0.7
Mechanically Supercharged	All	1.0	0.7
Turbocharged	None	0.7	1.2
Turbocharged	Air-to-Air	0.7	1.2
Turbocharged	Jacket Water	0.7	0.7
Turbocharged	Lab Auxiliary (Standard)	0.7	0.4
Turbocharged	Lab Auxiliary (Optional)	0.7	1.2

Where "standard" and "optional", refer to the lab auxiliary cool test method described in 5.1.4.

The value of fm is given as:

q/r	fm	(Eq.
Less than 37.2	0.2	
Between 37.2 and 65	$(0.036 \times q/r) - 1.14$	
More than 65	1.2	

where:

- $q = 120\,000 \text{ F/Dn}$ for four stroke engines
- $q = 60\,000 \text{ F/Dn}$ for two stroke engines
- $r = P_o/B_o$ for all engines ($r = 1$ if naturally aspirated)

8.4.2 CALCULATION OF FUEL CORRECTION FACTOR, CF:

$$CF = fd \times fv$$

where:

$$fd = 1 + 0.70 \left(\frac{SG_r - SG_o}{SG_o} \right) = 1 + 0.70 \left(\frac{0.850 - SG_o}{SG_o} \right) \quad (\text{Eq.})$$

and:

$$fv = \frac{1 + S/V_o}{1 + S/V_r} = \frac{1 + S/V_o}{1 + S/2.6}$$

NOTE: The above formulas correct observed power to reference fuel density and viscosity levels. A correction coefficient of 0.70 in the above density factor equation is added to account for typical changes in lower heating value at differing density levels, based on an empirical LHV-SG relationship.

Values of S shall be determined by the engine manufacturer. If no values are available, the following shall be used:

- Pump/Line/Nozzle Systems 0.15
- Unit Injectors 0.0

NOTE: If used for the purpose of determining specific fuel consumption the corrected fuel flow is given by the following:

$$F_c = (SG_r/SG_o \times fv) F_o \quad (\text{Eq.8})$$

(R) ENGINE POWER TEST CODE—SPARK IGNITION AND COMPRESSION IGNITION—NET POWER RATING—SAE J1349 JUN90

SAE Standard

Report of the Engine Committee approved December 1980, completely revised June 1985. Completely revised by the Power Test Code Standards Committee January 1990 and again in June 1990.

Table of Contents

<ul style="list-style-type: none"> 1. SCOPE AND FIELD OF APPLICATION 2. REFERENCES 3. TERMS AND DEFINITIONS 4. REFERENCE TEST CONDITIONS AND CORRECTIONS 5. LABORATORY AND ENGINE EQUIPMENT 6. TEST PROCEDURES 7. PRESENTATION OF RESULTS 8. CORRECTION FORMULAS 	<ul style="list-style-type: none"> TABLE 1 Reference Atmospheric Conditions TABLE 2 Reference SI Gasoline Specifications TABLE 3 Reference CI Fuel Specifications TABLE 4 Engine Equipment TABLE 5 Atmospheric Correction Factor Exponents <p>1. Scope and Field of Application</p> <p>1.1 Scope—This document has been adopted by SAE to specify</p> <ul style="list-style-type: none"> a. A basis for net engine power rating. b. Reference inlet air and fuel supply test conditions.
--	---

- c. A method for correcting observed power to reference conditions.
- d. A method for determining net full load engine power with a dynamometer.

1.2 Field of Application—This test code document is applicable to both four stroke and two stroke spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engines, naturally aspirated and pressure charged, with and without charge air cooling. This document does not apply to aircraft or marine engines.

2. References

2.1 This test code supersedes those portions of SAE J1349 JUN85 dealing with net power rating.

2.2 Standard CI diesel fuel specifications are range mean values for Type 2-D EPA test fuel per Title 40, Code of Federal Regulations, Part 86.1313-87.

2.3 The corresponding test code for gross power rating is SAE 1995 JAN90.

2.4 The document for mapping engine performance is SAE J1312.

2.5 Relationship to ISO 1585—ISO 1585 (DIS in 1989) differs from SAE J1349 in several areas, among which the most important are:

- a. This document is not limited to road vehicles.
- b. This document requires inlet fuel temperature be controlled to 40°C on CI engines.
- c. This document includes a reference fuel specification and requires that engine power be corrected to that specification on all CI and certain SI engines.
- d. This document includes a different procedure for testing engines with a laboratory charge air cooler (ISO method optional).
- e. This document stipulates a 20% duty cycle limit on variable speed cooling fans in order to qualify for testing at the minimum power loss settings.

2.6 Complete correlation has not been established with ISO 3046, ISO 2288, ISO 9249, or with ISO 4106. It is expected that these power test codes will eventually align with ISO 1585.

3. Terms and Definitions—This section contains the definitions of key terms used to describe the net power test.

3.1 Net Brake Power—The power of an engine when configured as a "fully equipped" engine as defined in 3.4 and 5.2, and tested and corrected in accordance with this document.

3.2 Rated Net Power—Engine net power as declared by the manufacturer at "rated speed".

3.3 Rated Speed—The speed determined by the manufacturer at which the engine power is rated.

3.4 Fully Equipped Engine—A "fully equipped" engine is an engine equipped with only those accessories necessary to perform its intended service. A fully equipped engine does not include components that are used to power auxiliary systems. If these components are integral with the engine or for any reason are included on the test engine, the power absorbed may be determined and added to the net brake power. Common "fully equipped" engine accessory examples are listed in Table 4.

3.5 Reference Test Conditions—The standard or reference engine inlet air supply (atmospheric) and inlet fuel conditions to which all power corrections are made.

3.6 Friction Power—The power required to drive the engine alone as equipped for the power test. Friction power may be established by one of the following methods (the value is needed for power correction of spark ignition engines):

- a. Assume 85% mechanical efficiency.
- b. Hot Motoring Friction—Record friction torque at wide open throttle at each test speed run on the power test. All readings are to be taken at the same coolant and oil temperature as observed on the power test points $\pm 3^\circ\text{C}$.

3.7 Indicated Power—The power developed in the cylinders. It is defined as the sum of the brake power and friction power for the purpose of this document.

4. Reference Test Conditions and Corrections—This section contains reference air and fuel supply test conditions and specifications, recommended test ranges, and applicability of the correction procedures.

4.1 Reference Atmospheric Conditions—Table 1 is reference atmospheric conditions and test ranges for which the correction procedures are valid.

TABLE 1—REFERENCE ATMOSPHERIC CONDITIONS

	Standard Condition	Recommended Test Range Limits
Inlet Air Supply Pressure (absolute)	100 kPa	—
Dry Air Pressure (absolute)	99 kPa	90-105 kPa
Inlet Air Supply Temperature	25°C	15-40°C

4.2 Reference SI Gasoline Specifications—Reference gasoline research and motor octane numbers in Table 2 have been determined corresponding to "regular" and "premium" test fuels. Reference gasoline is required for all SI engines equipped with knock sensors or other devices that control spark advance as a function of spark knock. Other SI engines may use any gasoline with an octane number sufficient to prevent knock.

TABLE 2—REFERENCE SI GASOLINE SPECIFICATIONS

	Regular Fuel	Premium Fuel
Research Octane No.:	92 \pm 0.5	97 \pm 0.5
Motor Octane No.:	83 \pm 0.5	87 \pm 0.5
Lower Heating Value:	43.3 MJ/kg \pm 0.1	43.1 MJ/kg \pm 0.1

4.3 Reference CI Fuel Specifications—Reference fuel specifications are per Title 40, Code of Federal Regulations, Part 86.1313-87, and represent range mean values for Type 2-D diesel fuel. The reference fuel characteristics in Table 3 have been determined to affect engine test power, and are listed with the applicable test ranges for which the correction procedures are valid.

TABLE 3—REFERENCE CI FUEL SPECIFICATIONS

	Standard Condition	Test Range Limits
Fuel Density at 15°C	0.850 kg/l	0.840-0.860 kg/l
Fuel Kinematic Viscosity at 40°C	2.6 mm ² /s	2.0-3.2 mm ² /s
Fuel Inlet Temperature	40°C	39-41°C (pump/line/nozzles) or 37-43°C (unit injectors)

Observed engine power is also corrected for variations in lower heating value (LHV) based on an empirical relationship between LHV and fuel density per 8.4.2.

4.4 Alternate Fuels—Reference values for alternate SI and CI fuels, both liquid and gaseous, are not presented in this document. Therefore, when alternate fuels are used for the net power engine test, no corrections to reference fuel conditions shall be made.

4.5 Power Corrections—The performance of SI and CI engines is affected by the density of the inlet combustion air as well as by the characteristics of the test fuel. Therefore, in order to provide a common basis of comparison, it may be necessary to apply correction factors to the observed net power to account for differences between reference air and fuel conditions and those at which the test data were acquired.

4.5.1 All power correction procedures for atmospheric air are based on the conditions of the engine inlet air supply immediately prior to the entrance into the engine inlet system. This may be ambient (atmospheric) air or a laboratory air plenum that maintains air supply conditions within the range limits defined per 4.1.

4.5.2 On any engine where the power output is automatically controlled to compensate for changes in one or more of the listed inlet air and fuel supply test conditions, no correction for that test parameter shall be made.

4.5.3 The magnitude of the power correction should not exceed 5% for inlet air or 3% for inlet fuel corrections. If the correction factor exceeds these values, it shall be noted in accordance with 7.1.

4.6 Correction Formulas—The applicable correction formulas for spark ignition and compression ignition engines are listed in Section 8. These correction formulas are designed for correction of net brake

power at full throttle operation; however, for CI engines the formulas may also be used to correct partial load power for the purpose of determining specific fuel consumption. These correction formulas are not intended for altitude derating.

5. Laboratory and Engine Equipment—This section contains a list of laboratory and engine equipment used in the net power test.

5.1 Laboratory Equipment—The following standard laboratory test equipment is required for the net power test.

5.1.1 INLET SYSTEM—The intended service inlet system or any laboratory system that provides equivalent restriction at all speeds and loads. The inlet system begins at the point where air enters from the supply source (atmosphere or lab plenum) and ends at the entrance to

the throttle body, inlet manifold, or turbocharger inlet, on engines as appropriate.

5.1.2 EXHAUST SYSTEM—A complete intended service exhaust system (including mufflers, catalytic converters, resonators, etc.) or any laboratory system that provides equivalent restriction at all speeds and loads. The exhaust system begins at the exhaust manifold outlet or at the turbine outlet on engines so equipped.

5.1.3 FUEL SUPPLY SYSTEM—Any laboratory system that provides a supply of fuel to the fuel inlet of the fully equipped engine. The fuel supply system must be capable of controlling fuel supply temperature to within the ranges specified in 4.3 for CI engines. The fuel supply system shall not exceed the manufacturer's maximum permissible restric-

TABLE 4—ENGINE EQUIPMENT

System	Required	Comments
1. Inlet Air System	Yes	See 5.1.1.
Air Ducting	Yes	
Air Cleaner	Yes	
Air Preheat	No	
2. Pressure Charging System	Yes	For all engines equipped with variable boost as a function of other engine parameters (speed/load/fuel octane, etc.), the boost pressure controls must be set to reflect intended in-service operation.
Boost Control Settings	Manufacturer's Specification	
3. Charge Air Cooling System	Yes	If applicable.
Charge Air Cooler	Yes	See 5.1.4 for auxiliary cooler options.
Cooling Pump or Fan	Conditional	Not required if it can be shown to be functioning less than 20% of running time during intended in-service operation at reference test conditions.
4. Electrical System	Yes	See 5.1.5.
Ignition System	Yes	
Starter	No	
Generator/Alternator	Conditional	Required only if needed to operate the fully equipped engine in a self sustained manner and an external power supply is not used. In this case, the generator shall operate at a load level only sufficient to power the required components (i.e., fuel injectors, electric fuel pump).
Ignition and Timing Control Settings	Manufacturer's Specification	For any engine equipped with electronic controls and/or knock sensors, the spark or timing advance must be adjusted to reflect intended in-service operation.
5. Emissions Control System	Yes	All control settings or adjustments must be set to reflect intended in-service operation.
6. RFI/EMI Controls (radio frequency or electromagnetic interference)	Manufacturer's Specification	Control settings must reflect intended in-service operation.

TABLE 4 (CONTINUED)

System	Required	Comments
7. Fuel Supply System	Yes	
Fuel Filters/Prefilters	Optional	See 5.1.3.
Fuel Supply Pump	Yes	Or equivalent electrical load if applicable.
Injection Pump/Carburetor or Fuel Metering Control Settings	Manufacturer's Specification	Control settings must reflect intended in-service operation.
8. Engine Cooling System (liquid)	Yes	
Cooling Pump	Yes	
Radiator	Optional	Functionally equivalent laboratory system recommended.
Thermostat	Optional	If not used, then coolant temperature and flow shall be regulated to intended in-service levels.
Cooling Fan	Yes	On variable speed units the fan may be run at minimum power consumption levels if it can be shown to be functioning less than 20% of engine running time during intended in-service operation at reference test conditions. NOTE: If for any reason the fan is omitted, the minimum allowable fan power should be determined and subtracted from the net brake power. If run at full output, the fan power absorbed should be calculated and the difference between it and the minimum allowable fan power shall be added to the net brake power.
Engine Cooling System (Air) Blower	Yes Yes	See above comments - same as liquid cooling fan.
9. Lubrication System	Yes	The fully equipped engine closed loop lubrication system is used. Oil fill shall be at manufac- turer's full level. Oil temperatures shall reflect in-service levels at reference test conditions.
10. Exhaust System	Yes	See 5.1.2.
11. Auxiliary Drives		
Power Steering Pump	No	
Freon Compressor	No	
Vacuum Pumps	Conditional	Required only if needed to drive other required systems listed, and it functions in that capacity more than 20% of engine running time during intended in-service operation.
Air Compressors	Conditional	See above comments - same as vacuum pumps.

tion requirements, if applicable.

5.1.4 CHARGE AIR COOLER—For charge cooled engines a laboratory auxiliary cooler may be employed for test purposes. If used, one of the following test methods is required and the appropriate correction procedure is applied per Section 8:

- a. **Standard Method:** This is the preferred test method. The laboratory unit is set to simulate intended in-service charge air cooler restriction and inlet manifold temperatures as if the ambient and inlet supply air temperatures were 25°C.
- b. **Optional Method:** The laboratory unit is set to duplicate the charge air cooler restriction and inlet manifold temperatures that would be obtained during intended service operation at the observed inlet air test conditions.

5.1.5 AUXILIARY POWER SUPPLY—Electrically driven engine components determined to be part of the basic engine may be operated via an external power supply. In such cases, the power required must be determined and subtracted from the corrected net brake power.

5.2 Engine Equipment—A fully equipped engine, as defined in 3.4, is used for the net power test. Table 4 lists fully equipped engine accessories and control settings required for the net power test.

6. Test Procedures—This section contains the required test procedures for determining net engine power.

6.1 Instrumentation Accuracy—The following minimum test instrumentation accuracy is required:

- a. Torque: $\pm 0.5\%$ of measured value
- b. Speed: $\pm 0.2\%$ of measured value
- c. Fuel Flow: $\pm 1\%$ of measured value
- d. Temperatures: $\pm 2^\circ\text{C}$
- e. Air Supply, Inlet and Exhaust Pressures: $\pm 0.1\text{ kPa}$
- f. Other Gas Pressures: $\pm 0.5\text{ kPa}$

6.2 Adjustments and Run-in

6.2.1 Adjustments shall be made before the test in accordance with the manufacturer's instructions. No changes or adjustments shall be made during the test.

6.2.2 The engine shall be run-in according to the manufacturer's recommendation. If no such recommendation is available, the engine shall be run-in until corrected brake power is repeatable within 1% over an 8 h period.

6.3 Pressure and Temperature Measurement

6.3.1 Pressure and temperature of the inlet air supply, used for the purpose of engine power corrections, shall be measured in a manner to obtain the total (stagnation) condition at the entrance to the engine inlet system. On those tests where the engine air supply is ambient air, this pressure is the barometric pressure; on those tests where the air supply is test cell ambient air, this pressure is the cell barometric pressure.

6.3.2 Inlet air pressure, used for the purpose of determining inlet system restriction, shall be measured in a manner to obtain the total (stagnation) pressure immediately prior to the end of the inlet system as defined in 5.1.1.

6.3.3 Inlet manifold pressure and temperature shall be measured as static values with probes located in a section common to several cylinders. In such installations dynamic pressure is assumed zero.

6.3.4 On charge air cooled engines in which a laboratory cooler is employed for testing, precooler charge air pressure must also be measured for the purpose of setting in-service restrictions per 5.1.4. Pre-cooler pressure must be measured upstream of the auxiliary unit in a manner to obtain the total (stagnation) value. Auxiliary cooler restriction is the difference between the precooler and inlet manifold pressures.

6.3.5 Coolant temperatures in liquid cooled engines shall be measured at the inlet and outlet of the engine, in air cooled engines at points specified by the manufacturer.

6.3.6 Oil pressure and temperature shall be measured at the entrance to the main oil gallery.

6.3.7 Fuel temperature shall be measured at the inlet to the carburetor or fuel injector rail for SI engines, and at the inlet to the high pressure injection pump or unit injector rail for CI engines, and at the outlet of the volumetric flow meter for gaseous fueled engines.

6.3.8 Exhaust pressure shall be measured in a manner to obtain the total (stagnation) pressure in a straight section of piping not less than three nor more than six diameters downstream of the entrance to the exhaust system as defined in 5.1.2.

6.4 Test Operating Conditions

6.4.1 The engine must be started and warmed up in accordance with manufacturer's specifications. No data shall be taken until torque and speed have been maintained within 1% and temperatures have been

maintained within $\pm 2^\circ\text{C}$ for at least 1 min.

6.4.2 Engine speed shall not deviate from the nominal speed by more than $\pm 1\%$ or $\pm 10\text{ min}^{-1}$, whichever is greater.

6.4.3 Coolant outlet temperature for a liquid cooled engine shall be controlled to within $\pm 3^\circ\text{C}$ of the nominal thermostat value specified by the manufacturer. Coolant inlet air temperature for an air cooled engine is regulated to $35^\circ\text{C} \pm 5$.

6.4.4 Fuel inlet temperature for diesel fuel injection shall be controlled to $40^\circ\text{C} \pm 3$ for unit injector systems, and $40^\circ\text{C} \pm 1$ for pump/line/nozzle systems. Test fuel temperature control is not required on SI engine power tests.

6.4.5 The exhaust gas must be vented to a reservoir having a total pressure within 0.75 kPa of the inlet air supply pressure.

6.5 Test Points—Record full throttle data for at least five approximately evenly spaced operating points to define the power curve between 600 rpm (or the lowest stable speed) and the maximum engine speed recommended by the manufacturer. One of the operating speeds shall be the rated speed, one shall be the peak torque speed.

7. Presentation of Results—This section contains a listing of test data to be recorded and procedures for presenting results.

7.1 Reporting Requirements—All reported engine test data shall carry the notation: "Performance obtained and corrected in accordance with SAE J1349". Any deviation from this document, its procedures, or limits shall be noted. All reported or advertised test data bearing the SAE J1349 notation shall include a minimum of the following information at each test point:

- a. Engine speed
- b. Corrected net brake power (or torque)

7.2 Recorded Test Conditions—Record the following ambient air, fuel, and lubricating oil test conditions and specifications.

7.2.1 INLET AIR SUPPLY CONDITIONS:

- a. Air supply pressure
- b. Air supply vapor pressure
- c. Air supply temperature

7.2.2 SPARK IGNITION ENGINE FUEL—LIQUID:

- a. Fuel type and/or blend
- b. Research and motor octane numbers
- c. Lower heating value

7.2.3 SPARK IGNITION ENGINE FUEL—GASEOUS:

- a. Fuel type or grade
- b. Composition
- c. Density at 15°C and 101 kPa
- d. Lower heating value

7.2.4 DIESEL FUELS:

- a. ASTM or other fuel grade
- b. Density at 15°C
- c. Viscosity at 40°C
- d. Lower heating value (optional)

7.2.5 LUBRICATING OIL:

- a. API engine service classification
- b. SAE-viscosity grade
- c. Manufacturer and brand name

7.3 Recorded Test Data—Record the following minimum information at each data test point:

- a. Brake torque
- b. Friction torque (if measured)
- c. Engine speed
- d. Fuel flow rate
- e. Fuel supply pressure and temperature
- f. Ignition and/or injection timing
- g. Oil pressure and temperature
- h. Coolant temperature
- i. Inlet manifold air temperature and pressure
- j. Total pressure drop across the inlet air system
- k. Total pressure drop across the auxiliary cooler (if applicable)
- l. Total pressure drop across the exhaust system
- m. Smoke (optional—CI engines only)

7.4 Engine Equipment—Record all engine equipment listed per 5.2. Additionally, record engine manufacturer, displacement, bore and stroke, number and configuration of cylinders, carburetion or injector system type, plus type of pressure charging system, if applicable. If a laboratory charge air cooler is used, record the test method per 5.1.4. For SI engines equipped with knock sensors, the engine should be designated as a "regular" or "premium" fuel engine. For those SI engines without knock sensors, the minimum octane number for which knock does not occur shall be recorded as stated by the engine manufacturer.

7.5 Additional Recorded Information—Record any other pertinent test data as determined by the manufacturer. This may include, but is not limited to: test date, engine serial number, test number, test location, etc.

8. Correction Formulas—This section includes all formulas necessary to correct observed engine power performance for deviations in inlet air and fuel supply conditions.

8.1 Symbols and Units

SYMBOLS	TERM	UNITS
CA	Air correction factor	
CF	Fuel correction factor	
fa	Atmospheric factor	
fm	Engine factor	
fd	Fuel density factor	
fv	Fuel viscosity factor	
α	Pressure sensitivity exponent	
β	Temperature sensitivity exponent	
S	Viscosity sensitivity coefficient	
D	Engine displacement	l
B	Inlet air supply total pressure	kPa
t	Inlet air supply temperature	°C
P	Inlet manifold total pressure	kPa
r	Pressure ratio	
q	Fuel delivery	mg/L, cycle
bp	Brake power	kW
fp	Friction power	kW
ip	Indicated power	kW
n	Engine speed	min ⁻¹
F	Fuel flow	g/s
SG	Fuel density at 15°C	kg/l
V	Fuel viscosity at 40°C	mm ² /s

8.2 Subscripts:

- c = Refers to data corrected to reference inlet air and fuel supply conditions.
- o = Refers to data observed at the actual test conditions.
- d = Refers to the dry air portion of the total inlet air supply pressure.
- r = Refers to the reference test conditions per Section 4.

8.3 Spark Ignition Correction Formulas—These spark ignition engine correction formulas are only applicable at full (WOT) throttle positions.

$$bp_c = CA \times bp_o \quad (\text{Eq.1})$$

Calculation of atmospheric correction factor, CA. If 85% mechanical efficiency is assumed:

$$CA = 1.18 \left[\left(\frac{99}{B_{do}} \right) \left(\frac{t_o + 273}{298} \right) \right]^{.5} - 0.18 \quad (\text{Eq.2})$$

If friction power is measured:

$$bp_c = ip_c - fp_o \quad (\text{Eq.3})$$

$$\text{where: } ip_c = ip_o \left(\frac{99}{B_{do}} \right) \left(\frac{t + 273}{298} \right) \text{.5}$$

and:

$$ip_o = fp_o + bp_o$$

NOTE: If a lab auxiliary charge air cooler is used in conjunction with the standard test method per 5.1.4, no inlet air temperature corrections shall be made. In this case, the temperature correction exponent becomes zero. Otherwise use the above formula.

8.4 Compression Ignition Engine Correction Formulas—These CI engine correction formulas are applicable at all speed and load levels.

$$bp_c = (CA \times CF) bp_o \quad (\text{Eq.4})$$

8.4.1 CALCULATION OF ATMOSPHERIC CORRECTION FACTOR, CA:

$$CA = (fa)^{fm} \quad (\text{Eq.5})$$

where:

$$fa = \left(\frac{B_{dr}}{B_{do}} \right)^\alpha \left(\frac{t_o + 273}{t_r + 273} \right)^\beta = \left(\frac{99}{B_{do}} \right)^\alpha \left(\frac{t_o + 273}{298} \right)^\beta$$

and values for α and β , are summarized in Table 5:

TABLE 5—ATMOSPHERIC CORRECTION FACTOR EXPONENTS

Pressure Charging System	Charge Air Cooling System	α	β
Naturally Aspirated	None	1.0	0.7
Mechanically Supercharged	All	1.0	0.7
Turbocharged	None	0.7	1.2
Turbocharged	Air-to-Air	0.7	1.2
Turbocharged	Jacket Water	0.7	0.7
Turbocharged	Lab Auxiliary (Standard)	0.7	0.4
Turbocharged	Lab Auxiliary (Optional)	0.7	1.2

Where "standard" and "optional", refer to the lab auxiliary cooler test method described in 5.1.4.

The value of fm is given as:

$$\begin{array}{ll} q/r & fm \\ \text{Less than 37.2} & 0.2 \\ \text{Between 37.2 and 65} & (0.036 \times q/r) - 1.14 \\ \text{More than 65} & 1.2 \end{array} \quad (\text{Eq.6})$$

where:

- q = 120 000 F/Dn for four stroke engines
- q = 60 000 F/Dn for two stroke engines
- r = P_o/B_o for all engines (r = 1 if naturally aspirated)

8.4.2 CALCULATION OF FUEL CORRECTION FACTOR, CF:

$$CF = fd \times fv$$

where:

$$fd = 1 + 0.70 \left(\frac{SG_r - SG_o}{SG_o} \right) = 1 + 0.70 \left(\frac{0.850 - SG_o}{SG_o} \right) \quad (\text{Eq.7})$$

and:

$$fv = \frac{1 + S/V_o}{1 + S/V_r} = \frac{1 + S/V_o}{1 + S/2.6}$$

NOTE: The above formulas correct observed power to reference fuel density and viscosity levels. A correction coefficient of 0.70 in the above density factor equation is added to account for typical changes in lower heating value at differing density levels, based on an empirical LHV-SG relationship.

Values of S shall be determined by the engine manufacturer. If no values are available, the following shall be used:

- a. Pump/Line/Nozzle Systems 0.15
- b. Unit Injectors 0.0

NOTE: If used for the purpose of determining specific fuel consumption, the corrected fuel flow is given by the following:

$$F_c = (SG_r/SG_o \times fv) F_o \quad (\text{Eq.8})$$

DIN 70020-3

DIN

ICS 43.020

Ersatz für
DIN 70020-3:1986-04

**Straßenfahrzeuge –
Kraftfahrzeugbau –
Teil 3: Prüfbedingungen, Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung und
Elastizität, Masse, Begriffe, Verschiedenes**

Road vehicles –
Automotive engineering –
Part 3: Testing conditions, maximum speed, acceleration and elasticity, mass, terms,
miscellaneous

Véhicules routiers –
Technique automobile –
Partie 3: Condition d'essai, vitesse maximale, accélération et élasticité, masse, concept,
diverse

Gesamtumfang 7 Seiten

Normenausschuss Automobiltechnik (NAAutomobil) im DIN



Inhalt

	Seite
Vorwort	3
1 Anwendungsbereich	4
2 Normative Verweisungen	4
3 Allgemeine Prüfbedingungen	4
4 Höchstgeschwindigkeit in km/h	5
4.1 Allgemeines.....	5
4.2 Ermittlung der Höchstgeschwindigkeit.....	5
5 Beschleunigung und Elastizität	5
5.1 Allgemeines.....	5
5.2 Ermittlung der Beschleunigung und Elastizität.....	5
5.3 Beschleunigungszeit 0 km/h bis 100 km/h.....	5
5.4 Elastizität.....	6
6 Übersetzung	6
7 Messung der Geschwindigkeit und Wegstrecke	6
7.1 Wegdrehzahl und Impulszahl.....	6
7.2 Konstante des Messgerätes.....	6
7.3 Durchführung der Messung.....	6
8 Fahrbereich	7
9 Fahrzeugseite	7
10 Masse des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand (Richtlinie 70/156/EWG)	7

Licensed by Technicke normy to : JOSE LUIS MUÑOZ PINTO; Order: 101368; date: 24.04.2012
Single-user licence only, copying and networking prohibited

Vorwort

Diese Norm wurde im Arbeitsausschuss AA-I6 „Maße und Gewichte“ im Normenausschuss Kraftfahrzeuge FAKRA erarbeitet.

DIN 70020 *Straßenfahrzeuge — Kraftfahrzeugbau* besteht aus:

- *Teil 1: Personenkraftwagen; Begriffe, Grundlagen, Bestimmungen, Maßkurzzeichen*
- *Teil 3: Prüfbedingungen, Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung und Elastizität, Masse, Begriffe, Verschiedenes*
- *Teil 5: Reifen und Räder; Begriffe und Messbedingungen*
- *Teil 7: Motormasse*

Änderungen

Gegenüber DIN 70020-3:1986-04 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Definition von Kraftfahrzeugen auf EG-Richtlinie 70/156 EWG umgestellt;
- b) neuer Abschnitt für allgemeine Prüfbedingungen aufgenommen;
- c) „Verbraucher“ sind bei der Ermittlung der Höchstgeschwindigkeit abzuschalten;
- d) die Höchstgeschwindigkeit darf auf einer Kreisbahn ermittelt werden;
- e) Elastizität der Beschleunigung aufgenommen;
- f) Beschleunigungszeit von 0 km/h auf 50 km/h gestrichen;
- g) Abschnitt „Zugkraft“ gestrichen;
- h) Wegdrehzahl kann als Impuls/km ermittelt werden;
- i) neuer Abschnitt „Masse des Fahrzeuges“ aufgenommen.

Frühere Ausgaben

DIN 70020: 1940-08, 1942-09, 1950-12, 1954-08

DIN 70020-3: 1957-02, 1975-01, 1981-02, 1986-04

1 Anwendungsbereich

Diese Norm legt Verfahren zur Bestimmung der Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung und Elastizität von Kraftfahrzeugen der Klasse M1 (nach Richtlinie 70/156 EWG) fest. Sie enthält weiterhin Angaben zur Ermittlung von Geschwindigkeit und Wegstrecke, sie definiert die Übersetzung, den Fahrbereich, die Fahrzeugseiten und die Fahrzeugmassen.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

DIN 70010, *Systematik der Straßenfahrzeuge — Begriffe für Kraftfahrzeuge — Fahrzeugkombinationen und Anhängfahrzeuge*

DIN 70020-5, *Kraftfahrzeugbau — Reifen und Räder — Teil 5: Begriffe und Messbedingungen*

70/156/EWG, *Richtlinie des Rates vom 6. Februar 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Betriebserlaubnis für Kraftfahrzeuge und Kraftfahrzeuganhänger*

80/1268/EG, *Richtlinie des Rates vom 16. Dezember 1980 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über den Kraftstoffverbrauch von Kraftfahrzeugen¹⁾, geändert durch 04/3/EG vom 2004-02-11*

ECE 68, *Regelung Nr. 68; Einheitliche Vorschriften für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge hinsichtlich der Messung der Höchstgeschwindigkeit¹⁾*

3 Allgemeine Prüfbedingungen

Alle Messungen nach Abschnitt 4 und 5 sind mit einer Prüfmasse des Fahrzeuges durchzuführen. Die Prüfmasse des Fahrzeuges basiert auf der „Masse des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand“ (Definition siehe EG-Richtlinie 70/156/EWG, Anhang I Ziffer 2.6).

Prüfmasse = Masse des Fahrzeuges in fahrbereitem Zustand – 75 kg + ½ Zuladung (jedoch maximal 200 kg).

Alle Messungen nach Abschnitt 4 und 5 sind auf einer Messstrecke durchzuführen, deren Fahrbahn eben, trocken und griffig sein muss. Steigungen und Gefälle von höchstens 1 % sind zulässig.

Grenzen der Zulässigkeit: Der atmosphärische Luftdruck sollte zwischen 910 hPa und 1 050 hPa, die Außenluft-Temperatur zwischen 0 °C und 30 °C und die höchste Windgeschwindigkeit 0,7 m über dem Boden 3 m/s betragen. Die Fehlergrenze bei der Messung der Geschwindigkeit darf 1 % nicht überschreiten.

ANMERKUNG Um die Vergleichbarkeit der Messungen zu erreichen, empfiehlt es sich, die Messungen auf 1 000 hPa und 20 °C umzurechnen. Im Fall einer Umrechnung wird das Umrechnungsverfahren bei Nachfrage angegeben.

Der Reifen-Luftdruck muss den Angaben des Fahrzeugherstellers entsprechen, die Reifenprofiltiefe muss größer sein als die in Deutschland gültige Mindestprofiltiefe.

Ein handelsüblicher, in der Betriebsanleitung für das betreffende Fahrzeug vorgeschriebenen Kraftstoff ist zu verwenden. Die für den normalen Fahrbetrieb auftretende Kühl- und Schmiermitteltemperatur ist einzuhalten. Die für die Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigung und Elastizität relevanten Teile des Fahrzeuges müssen dem Serienstand entsprechen.

1) Nachgewiesen in der Datenbank der DIN-Software GmbH, zu beziehen bei: Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin (Hausanschrift: Burggrafenstraße 6, 10787 Berlin)

4 Höchstgeschwindigkeit in km/h

4.1 Allgemeines

Die Höchstgeschwindigkeit ist die größte Geschwindigkeit, die ein Fahrzeug über eine Messstrecke von 1 km Länge in der Ebene nach Stabilisierung in einem bestimmten Gang fahren kann. Nach dem Betrieb mit Höchstgeschwindigkeit muss das Fahrzeug weiter betrieben werden können, ohne dass ein unzulässiger Betriebszustand eintritt. Die Geschwindigkeit ist auf ganze Zahlen gerundet anzugeben (siehe auch Abschnitt 5). Die Festlegungen nach Abschnitt 3 und 4.2 sind dabei einzuhalten. Der Gang, in dem die Höchstgeschwindigkeit erreicht wird, ist beim Ergebnis anzugeben (z. B. 200 km/h — 4. Gang).

Alle abschaltbaren Verbraucher sind während der Messung auszuschalten, Fenster und Schiebedach sind geschlossen.

4.2 Ermittlung der Höchstgeschwindigkeit

Bei gerader Fahrbahn ist die Messstrecke nach 4.1 hin und zurück zu durchfahren; Hin- und Rückfahrt müssen unmittelbar aufeinander folgen. Aus den Ergebnissen beider Fahrten ist der Mittelwert zu bilden. Bei einer Kreisbahn erfolgt die Messung in einer Fahrtrichtung analog der ECE 68, Regelung Nr 68.

5 Beschleunigung und Elastizität

5.1 Allgemeines

Das Beschleunigungsvermögen eines Kraftfahrzeuges wird durch die Beschleunigungszeit charakterisiert. Dieses ist die kürzeste Zeit, die ein Kraftfahrzeug für die festgestellte Geschwindigkeitsänderung benötigt. Die Festlegungen nach Abschnitt 3 und 5.2 sind dabei einzuhalten.

Die Elastizität ist die Beschleunigung ohne Gangwechsel, wobei die Anfangsgeschwindigkeit > 0 km/h ist.

Die Elastizität bei Fahrzeugen mit manuellen Getrieben charakterisiert Fahrbarkeit und Beschleunigungsvermögen. Bei anderen Getriebearten (z. B. automatisches Getriebe, CVT) müssen gesonderte Festlegungen getroffen und angegeben werden.

5.2 Ermittlung der Beschleunigung und Elastizität

Die Beschleunigungszeit ist bei gerader Messstrecke je zweimal hin und zurück zu messen. Die Fahrten müssen unmittelbar aufeinander folgen. Aus den Ergebnissen der 4 Fahrten ist der Mittelwert zu bilden. Bei einer Kreisbahn werden die Messungen in einer Fahrtrichtung durchgeführt. Zur Kompensation äußerer Einflüsse werden über eine Runde verteilt max. 6 Fahrten mit versetzten Startpunkten gefahren und der Mittelwert gebildet.

Die so ermittelten Werte sind auf 0,1 s zu runden. Bei handgeschalteten Getrieben darf die für die einzelnen Schaltstufen zulässige Drehzahl nicht überschritten werden. Bei vollautomatischen Getrieben wird mit Festbremsdrehzahl (Stall-speed) angefahren. Die Aufschaltung erfolgt mit Kick-down.

5.3 Beschleunigungszeit 0 km/h bis 100 km/h

Die Beschleunigungszeit ist die kürzeste Zeit in Sekunden (s), die ein Fahrzeug benötigt, um aus dem Stand die Geschwindigkeit von 100 km/h zu erreichen.

5.4 Elastizität

Die Elastizität 80 km/h bis 120 km/h ist, soweit das Erreichen der 120 km/h im betreffenden Gang möglich ist, in den drei oberen Gängen zu ermitteln, um Fahrleistungen und damit Getriebeabstufungen beurteilen zu können. Die Angaben sind aus einem gemessenen Beschleunigungsverlauf zu entnehmen. Einer der ermittelten Werte ist zusammen mit dem verwendeten Gang anzugeben.

6 Übersetzung

Die Übersetzung ist das Verhältnis der Wellendrehzahlen. Wenn nicht anders angegeben, wird das Drehzahlverhältnis in Richtung des Kraftflusses berechnet. So ist:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Dabei ist

- i die Übersetzung;
- n_1 die Drehzahl der treibenden Welle, in min^{-1} ;
- n_2 die Drehzahl der getriebenen Welle, in min^{-1} .

7 Messung der Geschwindigkeit und Wegstrecke²⁾

7.1 Wegdrehzahl und Impulszahl

Kenngroße des Ausgangssignals des Anschlussstutzens für das Messgerät (Kontrollgerät) am Kraftfahrzeug (z. B. Getriebestutzen oder Radachsen) bei einer zurückgelegten Wegstrecke von einem Kilometer.

Die Wegdrehzahl wird als W_u in Umdrehungen je Kilometer (1/km) oder als W_i in Impulsen (Impulszahl) je Kilometer (1/km) ausgedrückt. Dabei sind die Festlegungen nach 7.3 einzuhalten.

7.2 Konstante des Messgerätes

Kenngroße, die den Wert des Eingangssignals angibt, das für das Anzeigen oder Aufzeichnen einer zurückgelegten Wegstrecke von einem Kilometer erforderlich ist.

Diese Konstante wird als k_u in Umdrehungen je Kilometer (1/km) oder als k_i in Impulsen je Kilometer (1/km) ausgedrückt. Dabei sind die Festlegungen nach Abschnitt 3 einzuhalten.

7.3 Durchführung der Messung

Es gelten die Prüfbedingungen nach Abschnitt 3, die Beladung wird wie folgt vorgenommen: Das unbeladene Fahrzeug in fahrbereitem Zustand ist nur mit dem Fahrzeugführer und der Messausrüstung zu besetzen. Das Fahrzeug muss sich mit eigener Motorkraft geradlinig auf ebenem Gelände und mit einer Geschwindigkeit von mindestens (50 ± 5) km/h fortbewegen können. Die Kontrolle kann auch auf einem Prüfstand mit geeigneter Rollvorrichtung durchgeführt werden

2) Nach der Verordnung des Rates über das Kontrollgerät im Straßenverkehr (RG 3821/85) und über die Einführung eines Kontrollgerätes im Straßenverkehr werden die entsprechenden Kontrollgeräte mit U/km oder Imp/km gekennzeichnet.

8 Fahrbereich

Der Fahrbereich ist die Fahrstrecke in Kilometer (km), die ein Fahrzeug mit einer Füllung der fest eingebauten Kraftstoffbehälter oder der Speichergasflaschen oder einmaliger Ladung der Traktionsbatterien zurücklegen kann.

Der Fahrbereich³⁾ in km errechnet sich nach folgender Gleichung z. B. bei flüssigem Kraftstoff:

$$s_{F1} = \frac{V \cdot 100}{k_1}$$

Dabei ist

s_{F1} der Fahrbereich, in km;

V der Inhalt der Kraftstoffbehälter, in l;

k_1 der Kraftstoffverbrauch, in l je 100 km (Gesamtverbrauch) gemäß EG-Richtlinie 80/1268/EWG.

9 Fahrzeugseite

Die linke Fahrzeugseite ist die Seite des Fahrzeugs, die in Fahrtrichtung gesehen links liegt.

Die rechte Fahrzeugseite ist die Seite des Fahrzeugs, die in Fahrtrichtung gesehen rechts liegt.

10 Masse des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand (Richtlinie 70/156/EWG)

Masse des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand = Leermasse + Fahreranteil (75 kg)

Leermasse = Masse des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand – Fahreranteil.

Nicht berücksichtigt werden Betriebsanleitung, Erste-Hilfe-Kasten und Warndreieck.

3) Der Fahrbereich ist als theoretische Angabe zu betrachten, die im praktischen Betrieb wegen der Verkehrssituation abweichen kann.

7.8 Referencia

7.8.1 Identificación Rolls-Royce. Museo de la Historia del Automóvil de Salamanca. Fundación Gómez Planche



Fig. 7.11 Diferentes fotografías del vehículo Rolls-Royce con persiana delante del radiador