

13.- Pérdidas y Fricciones

13.1.- Definiciones

El trabajo intercambiado entre el fluido y el pistón en las cámaras de combustión y los cilindros en general, no es transferido en su totalidad al cigüeñal.

La diferencia entre la potencia indicada W_i (entregada por el fluido en la cabeza del pistón) y la potencia al freno W_b (útil en el eje del motor) se conoce con el nombre de pérdidas por fricción W_{ff} .

Pérdidas por fricción totales:

$$W_i = W_b + W_{ff}$$

Pasando a presiones medias efectivas:

$$imep = bmep + fmep$$

Se le llama en general pérdidas por fricción o trabajo de fricción porque todo este trabajo es disipado en forma de calor y como consecuencia el término genérico fricción es adecuado.

Estas pérdidas varían, en términos de % de la potencia indicada, entre un 10% a plena carga y el 100% en marcha moderada.

El trabajo de fricción está formado por:

- 1) Trabajo de bombeo (W_p): Es el realizado por el pistón durante la admisión de mezcla (o aire) y el escape de gases de combustión a través de las válvulas. Se define solamente para motores 4T.
- 2) Trabajo de fricción por rozamiento (W_{rf}): Es la energía disipada en las piezas del motor que tienen un movimiento relativo una respecto a la otra.
- 3) Trabajo de auxiliares (W_a): Es el trabajo realizado para el movimiento de ventiladores, bombas, alternador, etc.

Trabajo de fricción total:

$$W_{ff} = W_p + W_{rf} + W_a$$

Pasando a presiones medias efectivas:

$$fmep = pmep + rfmep + amep$$

13.2.- Fundamentos básicos de la Fricción

La fricción es la resistencia al movimiento tanto de deslizamiento como de rodadura.

1) Fricción estática: Es la que se produce cuando la velocidad relativa entre las dos superficies es nula.

Ejemplos:

- contacto entre eje y cojinetes en el arranque del motor
- contacto entre aros y camisa de cilindro en PMS y PMI
- rodadura de engranajes o neumáticos

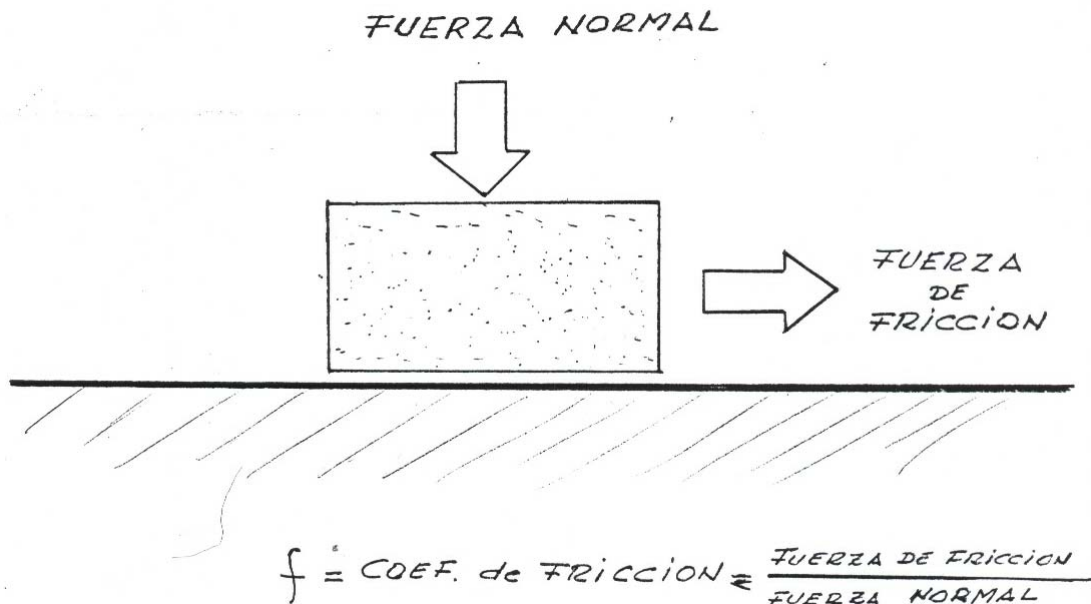
2) Fricción dinámica: Es la que se produce cuando la velocidad relativa entre las dos superficies en contacto es no nula.

Ejemplos:

- contacto entre eje y cojinetes en plena marcha
- contacto entre aros y camisa de cilindro en la mitad de la carrera
- contacto entre pollera del pistón y camisa del cilindro

Según la ley de Coulomb, la relación entre la fuerza de fricción tangencial al movimiento y la fuerza normal está dada por el coeficiente de fricción f que **depende solamente de las características de los materiales en contacto**.

Existe un coeficiente de fricción estático (f_s) y uno dinámico (f_D).

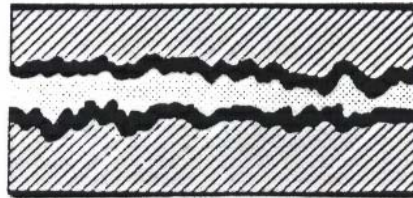


13.2.1.- Mecanismos y causas de la fricción

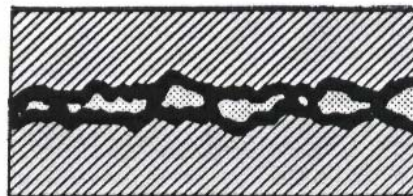
- 1) Fricción mecánica: Se presenta en el corte de las uniones soldadas entre superficies y en el labrado de asperezas por partículas metálicas.
- 2) Fricción fluida: Se debe a la fuerza de resistencia viscosa producida por esfuerzos de corte dentro del fluido lubricante.

13.2.2.- Regímenes de lubricación

- 1) Hidrodinámica: La carga es soportada por el film de aceite
- 2) Elasto hidrodinámica: La carga es soportada por el film viscoso con deformación elástica en la zona de contacto (ej: engranajes)
- 3) Mezcla (cuasi.hidrodinámica): La carga es soportada por el film y por el contacto de las asperezas.
- 4) Lubricación límite: La carga es soportada por el contacto de las asperezas.
(ej: arranques)



LUBRICACION POR PELICULA FLUIDA. LAS SUPERFICIES ESTAN SEPARADAS POR LA PELICULA DE LUBRICANTE.



LUBRICACION MIXTA. TANTO EL LUBRICANTE COMO LA PELICULA DE CAPA LIMITE DESEMPEÑAN UN ROL.



LUBRICACION DE CAPA LIMITE. LA LUBRICACION DEPENDE ESENCIALMENTE DE LA PELICULA DE CAPA LIMITE.

Los diferentes regímenes de lubricación pueden ser ilustrados por medio del diagrama de Stribeck que da el coeficiente de fricción f en función del parámetro adimensionado $\frac{\mu \cdot N}{p}$ (para cojinetes) o $\frac{\mu \cdot V}{p \cdot b}$ (para placas planas)

donde: μ = viscosidad dinámica del lubricante
 p = presión de carga o fuerza normal por unidad de superficie
 N = velocidad de giro del eje en el cojinete
 V = velocidad relativa entre placas
 b = longitud de contacto entre placas

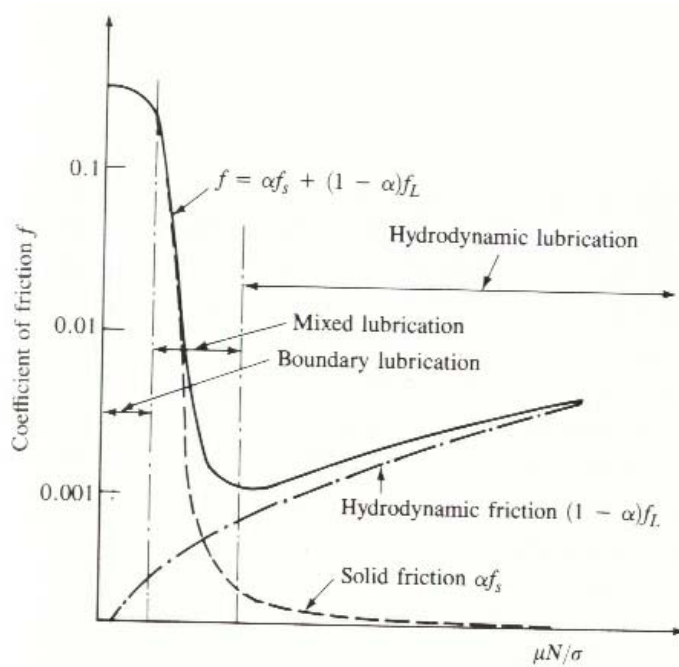
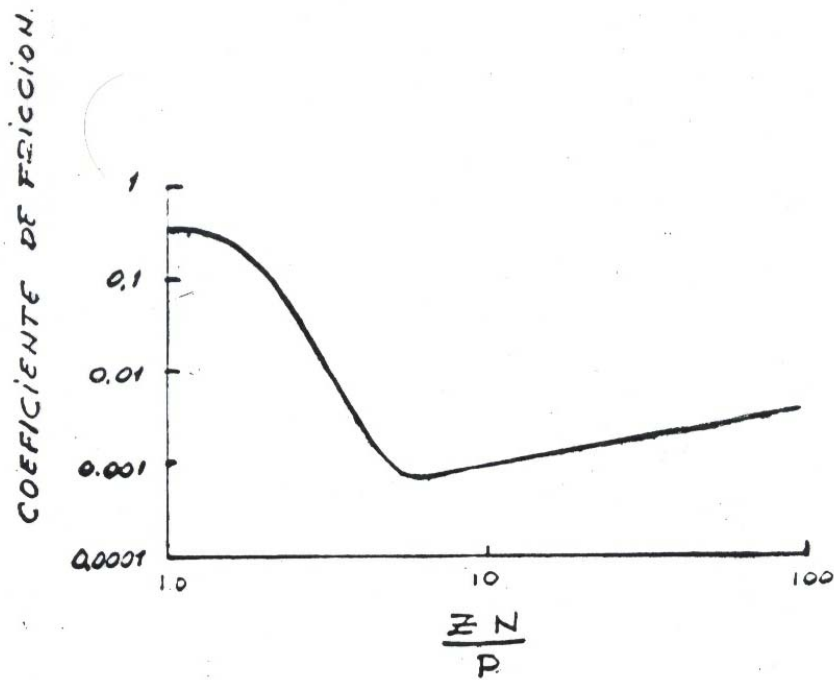


FIGURE 13-3

Stribeck diagram for journal bearing: coefficient of friction f versus dimensionless duty parameter $\mu N/\sigma$, where μ is the lubricant dynamic viscosity, N is rotational speed of shaft, σ is the loading force per unit area.

13.2.3.- Formación de la cuña lubricante en superficies planas y en cojinetes rotativos

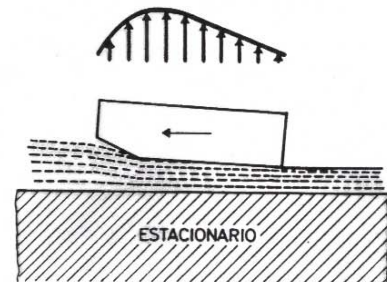
- LUBRICACION DE SUPERFICIES PLANAS

MOVIMIENTOS DESLIZANTES (cojinete de empuje p.ej)

- CUÑA DE LUBRICACION : INCLINACION + MOVIMIENTO

- PRESION HIDROSTATICA ES FUNCION DE :

- VELOCIDAD
- VISCOSIDAD
- FUERZA NORMAL (carga)
- CONFIGURACION GEOMETRICA



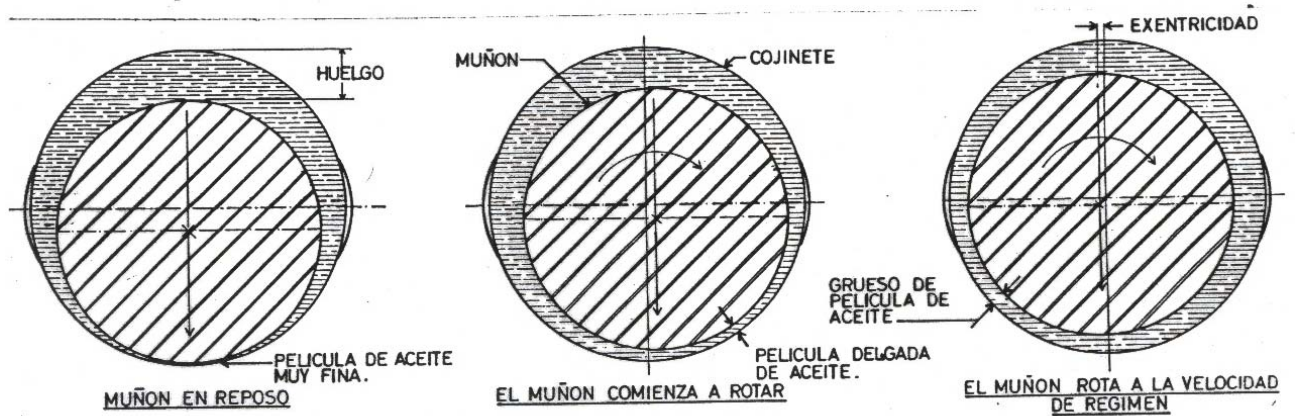
- ESTO ES LUBRICACION FLUIDA

↑ PRESION HIDROSTATICA EN CADA PUNTO.
— CURVA PRESION PELICULA DE ACEITE.

- LUBRICACION LIMITE: INSUFICIENTE

{ INCLINACION y/o
MOVIMIENTO y/o
VISCOSIDAD

- COJINETES ROTATIVOS

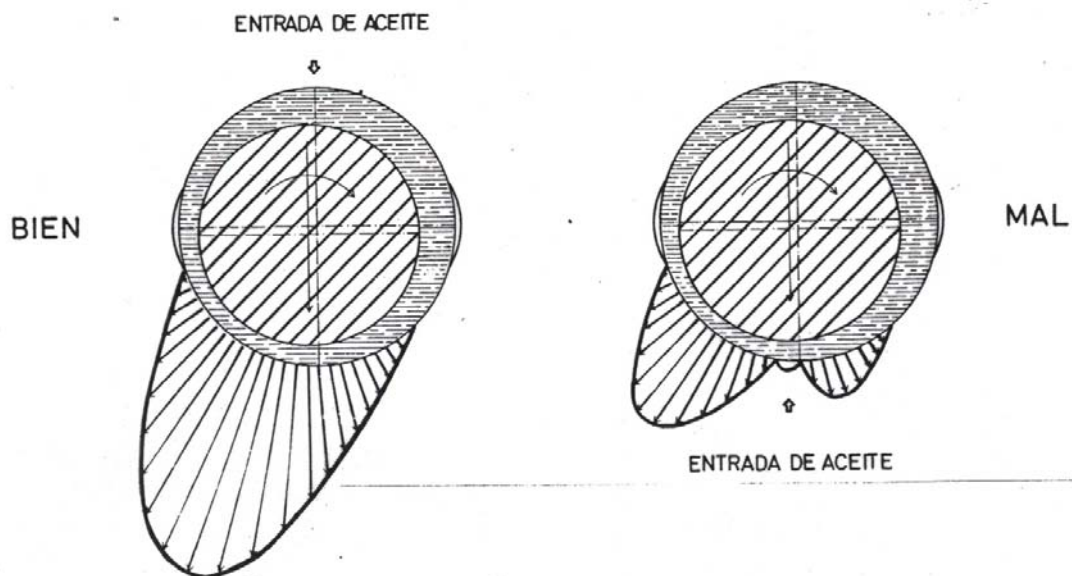


PELICULA DE ACEITE A DISTINTAS VELOCIDADES DEL MUÑÓN

Observaciones:

- La luz entre el cojinete y el eje es del orden de 1 centésima de mm por cada 1cm de diámetro.
- Para una carga normal, el espesor mínimo de lubricante se da en la línea de centros..
- En régimen, la inclinación de la línea de centros está entre 25° y 35° .

- MUÑÓN GIRANDO EN COJINETE = BOMBA
- BOLSAS AL COSTADO. NO PATAS DE ARAÑA.



- COJINETES OSCILANTES (PIE DE BIELA)

Las pérdidas por fricción se pueden clasificar en dos grupos: las debidas a la fricción entre metales con velocidad relativa, y las debidas a disipación turbulenta.

13.3.- Disipación turbulenta

Vimos que parte del trabajo de fricción se utiliza en la aspiración y escape de gases (bombeo).

El agua de enfriamiento bombeada a través del motor y el aire impulsado por el ventilador a través del radiador, disipan energía en fenómenos turbulentos.

El trabajo de bombeo es proporcional a ρv^2 (donde v es una velocidad representativa) y la constante de proporcionalidad depende de la geometría.

==> Las fuerzas de fricción asociadas al bombeo de fluidos son proporcionales a N^2 o S^2 si el pistón es el que fuerza el movimiento.

13.4.- Dependencia de las pérdidas por fricción totales con la velocidad

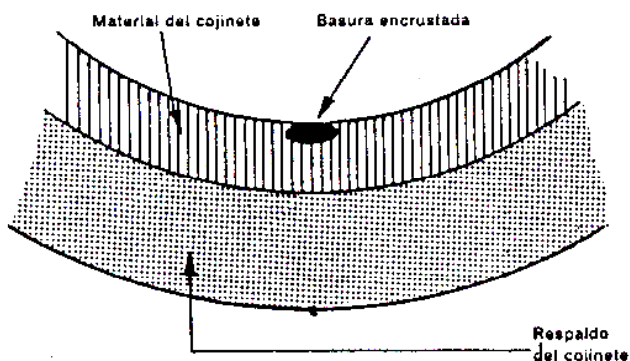
Existen fuerzas de fricción que son independientes a la velocidad (condiciones de lubricación límite), proporcionales a la velocidad (condiciones de fricción hidrodinámica) y proporcionales al cuadrado de la velocidad (fenómenos turbulentos).

Para una geometría dada:
$$W_{ff} = C_1 + C_2 N + C_3 N^2$$
 (ídem para $f_{mep} = \frac{W_{ff}}{V_D}$)

13.5.- Propiedades de los Cojinetes

Además de la compatibilidad entre los materiales del cojinete y el muñón, las propiedades más importantes de los cojinetes a considerarse son: incrustabilidad, conformabilidad, alto punto de fusión, resistencia a la corrosión y resistencia a la fatiga.

- 1) **Incrustabilidad.-** Es la propiedad de un material para cojinetes de permitir que una partícula abrasiva de basura quede completamente incrustada en el mismo de manera que el árbol no sufra ni rayaduras ni desgaste. Como es difícil mantener completamente limpio el aceite del motor, aún con mantenimiento meticuloso, y como se requiere funcionamiento del motor en ambientes cargados de polvo, esta propiedad es importante y tiene influencia sobre la duración del cojinete.



INCRUSTABILIDAD

Fig. 1 Incrustabilidad. Un material de cojinete con buena incrustabilidad es capaz de absorber una pequeña partícula de basura en su superficie, de modo que no raye al muñón.

- 2) **Conformabilidad.-** De igual importancia es la propiedad del cojinete de conformarse a pequeños desalineamientos entre cojinetes y árbol o a un árbol que está ligeramente deformado. Si el árbol no está paralelo con el cojinete y el material del cojinete no puede amoldarse a la carga resultante en el borde del cojinete, fallará rápidamente en la pequeña área de contacto. Un buen material moderno para cojinetes debe conformarse a la clase de desalineamiento representado por una divergencia de alrededor de $0,001''$ ($0,0254$ mm) en una anchura de cojinete $1 \frac{1}{2}''$ (38 mm).

CONFORMABILIDAD

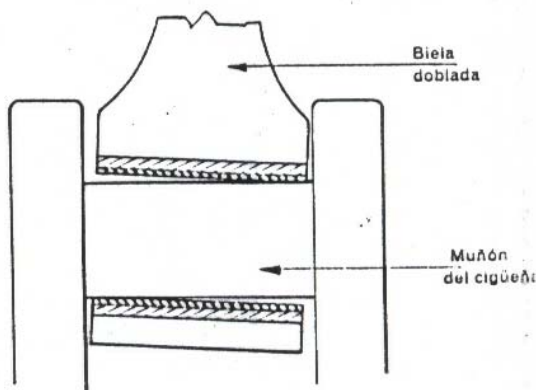


Fig. 2 Conformabilidad — desalineación. Conformabilidad es la característica del material de cojinete de contender con pequeñas desalineaciones entre el cojinete y el muñón

Asimismo, un buen material para cojinetes debe conformarse a un árbol de forma o cóncava o convexa con los diámetros del centro y del borde que difieren tanto como 0,0002" (0,005 mm). Un árbol deformado se debe a un maquinado incorrecto por lo general.

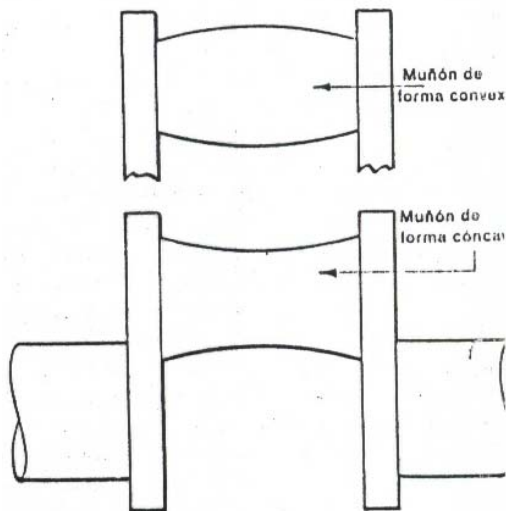


Fig. 3 Conformabilidad — muñón inexacto.
Los muñones a veces tienen una forma ligeramente convexa pero un buen material de cojinete puede conformarse a tales desviaciones de la forma puramente cilíndrica.

- 3) **Alto punto de fusión.-** A medida que las carreteras en todo el mundo se van mejorando, cada vez más vehículos circulan con más velocidad por largos períodos, muchas veces en tiempo de calor. El aceite del motor puede entonces llegar a tener temperaturas elevadas con la película de aceite en el cojinete estando tanto como 40°C más caliente que la temperatura de entrada en la galería principal, y el material del cojinete por lo tanto debe resistir cargas pesadas sin fundirse a temperaturas de hasta 200°C.
- 4) **Resistencia a la corrosión.-** Las altas temperaturas tienden a oxigenar el aceite lubricante, produciendo sustancias corrosivas, y el aceite puede contaminarse más con gases de fuga (blowby). Los materiales para cojinetes deben tener, por lo tanto, buena resistencia a la corrosión, y el metal blanco es excelente en ese sentido, como lo es también la aleación de aluminio al estaño reticular Glacier. El cobre al plomo, por otra parte, tiene una resistencia a la corrosión relativamente inferior, pero la capa superpuesta, de plomo y estaño con la cual está provisto muchas veces imparte protección efectiva contra la corrosión mientras queda intacta la capa superpuesta.
- 5) **Resistencia a la fatiga.-** La propiedad más importante de un cojinete es probablemente la de resistencia a la fatiga, que es la característica de resistir cargas repetidas, cambiándose continuamente, o invirtiéndose continuamente. Considérese una biela, que puede cargarse una sola vez hasta el punto de su máxima resistencia, quebrándose entonces. Una carga ligeramente más liviana puede aplicarse tres o cuatro veces antes de quebrarse la biela, y cargas aún más livianas pueden aplicarse aún más veces antes de llegarse al punto de quiebra. Para la mayoría de materiales se llega eventualmente a un punto en el cual la carga aplicada es suficientemente liviana para no causar falla aún cuando se aplica un número infinito de veces.

RESISTENCIA A LA FATIGA

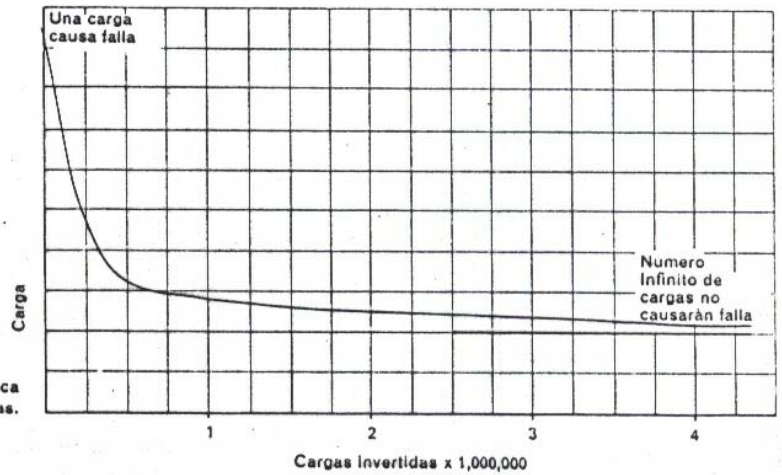


Fig. 4 Resistencia a la fatiga. La característica de soportar cargas repetidas.

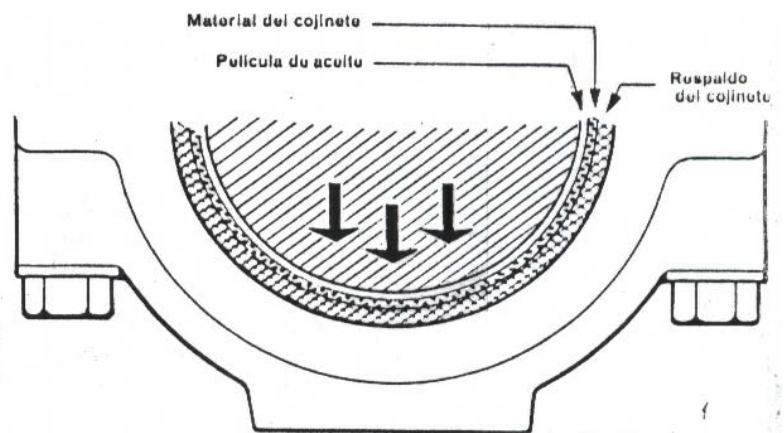
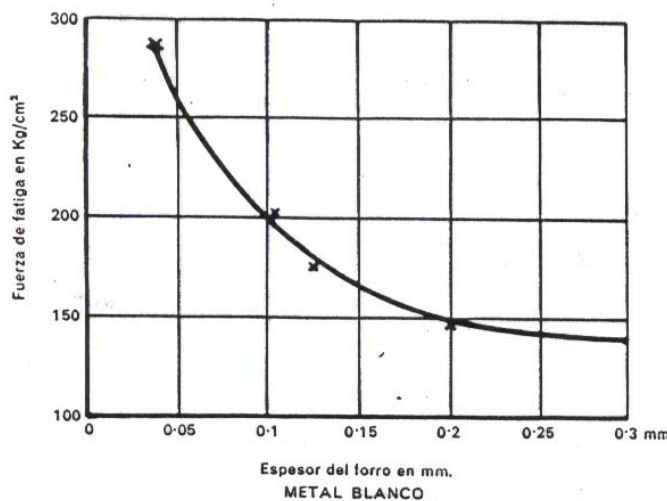


Fig. 5 Soportando cargas radiales. En un motor de combustion interna, muchos de los cojinetes deben soportar cargas pesadas repetidas.

Para materiales más blandos se ha encontrado que una mejora apreciable, y por consiguiente una duración más prolongada, puede obtenerse mediante la reducción de espesor del metal del cojinete sobre la tira de acero que forma el respaldo.



RESISTENCIA A LA FATIGA Y ESPESOR DEL REVESTIMIENTO

Fig. 6 Resistencia a la fatiga y espesor del revestimiento. La resistencia a la fatiga de un cojinete aumenta mientras se reduce su espesor.

Para metal blanco la duración del cojinete empieza a prolongarse notablemente cuando el espesor del revestimiento se reduce de 0,008" (0,203 mm) a 0,006" (0,152 mm). Se mejora aún más con un espesor de 0,004" (0,102 mm). Por esta razón Glacier hace cojinetes "delgados" o "Micro" de metal blanco con espesor de 0,005" (0,127 mm).

Estos son adicionales a los cojinetes “gruesos” normales que tienen revestimientos standard de 0,010” (0,254 mm) de espesor, aumentando progresivamente con cada bajomedida de manera que el cojinete e siempre rectificable a standard.

El aumento de la resistencia a la fatiga obtenido por la reducción de espesor del revestimiento se debe al mejor apoyo dado al material del cojinete relativamente blando y débil por el material de respaldo relativamente duro y resistente. Se puede obtener mejoras aún más amplias en la duración de cojinetes mediante la reducción de espesor del revestimiento a 0,003” (0,076 mm), pero son difíciles de realizar en la práctica por dificultades de fabricación, y la tendencia de tales cojinetes de fallar repentinamente una vez penetrado el revestimiento. En todos los casos un aumento de la resistencia a la fatiga mediante la reducción de espesor del revestimiento es acompañado por una pequeña pérdida de tolerancia a la basura y desalineamiento.

Tabla de diagnóstico de fallas de cojinetes

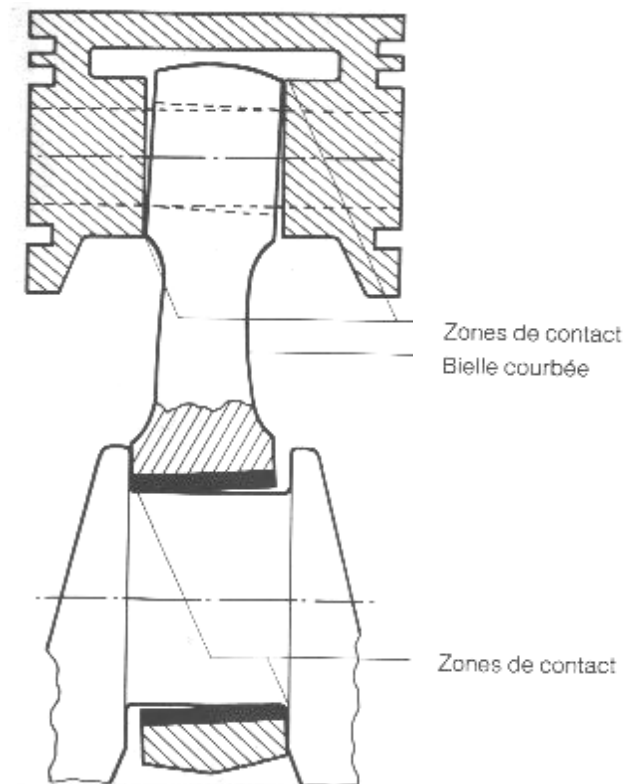
1) Biela deformada

Aspecto de cojinetes: Desgaste localizado, normalmente en posición diametralmente opuesta en ambas mitades de los cojinetes.

Causa: biela torcida o curvada.

Medidas de corrección:

- Reemplazar la biela y los cojinetes.
- Controlar el estado del muñón, si ha sufrido averías.
- Controlar las partes superiores del cilindro.



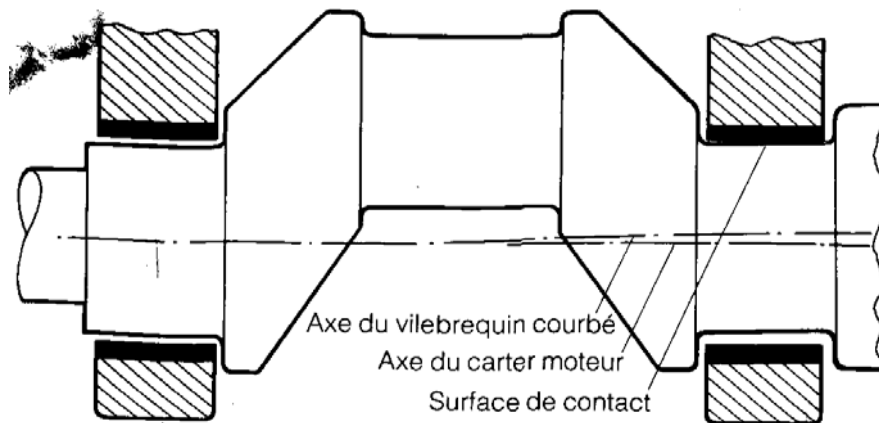
2) Cigüeñal o cárter del motor deformado

Aspecto de cojinetes: Desgaste localizado en los cojinetes principales mostrando cierta secuencia a lo largo del cigüeñal (por ejemplo: más pronunciado en el centro).

Causa: Cigüeñal o cárter deformados. El último puede deformarse por aplicar un par de apriete no adecuado para los pernos, incluyendo los espárragos de la culata.

Medidas de corrección:

- Reemplazar el cigüeñal si es necesario.
- Verificar el estado de los muñones si el cigüeñal es reutilizado.
- Apretar los bulones con el par y según el método correcto.
- Reemplazar los cojinetes.



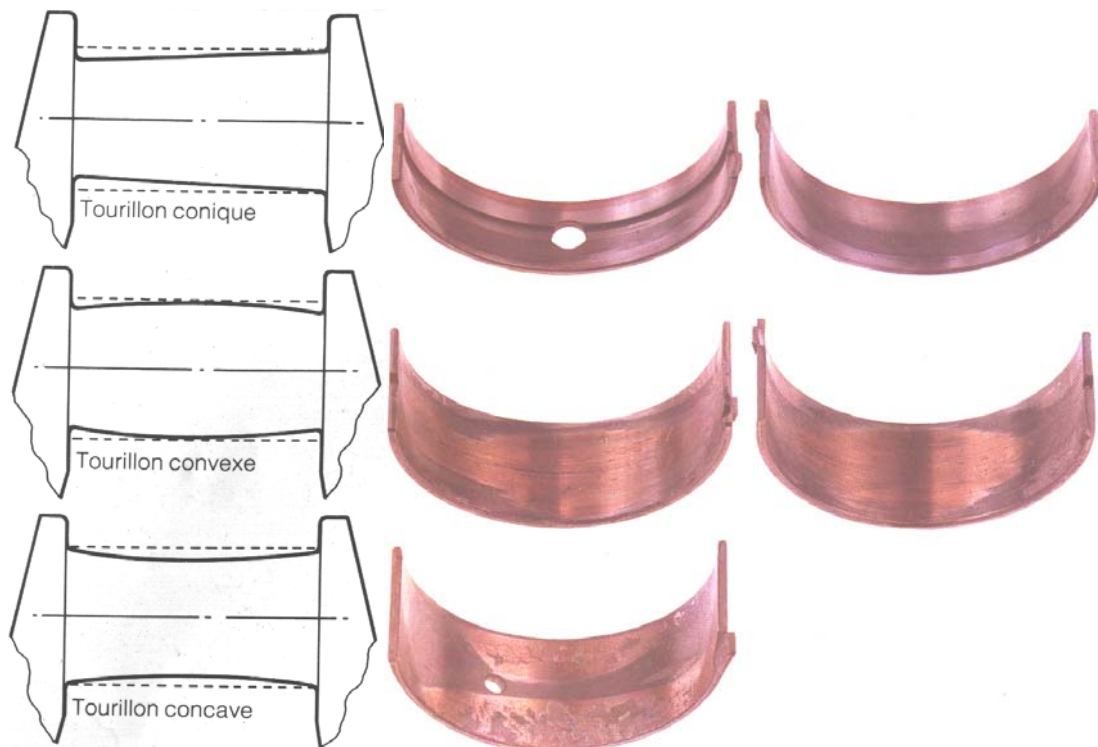
3) Forma incorrecta de muñones

Aspecto de cojinetes: Desgaste localizado simétricamente alrededor del eje del cigüeñal.

Causa: Mecanizado incorrecto, por ejemplo convexa, cónica o cóncava.

Medidas de corrección:

- Rectificar a la medida que sea necesario los muñones del cigüeñal para eliminar la falta de geometría.
- Reemplazar los cojinetes.



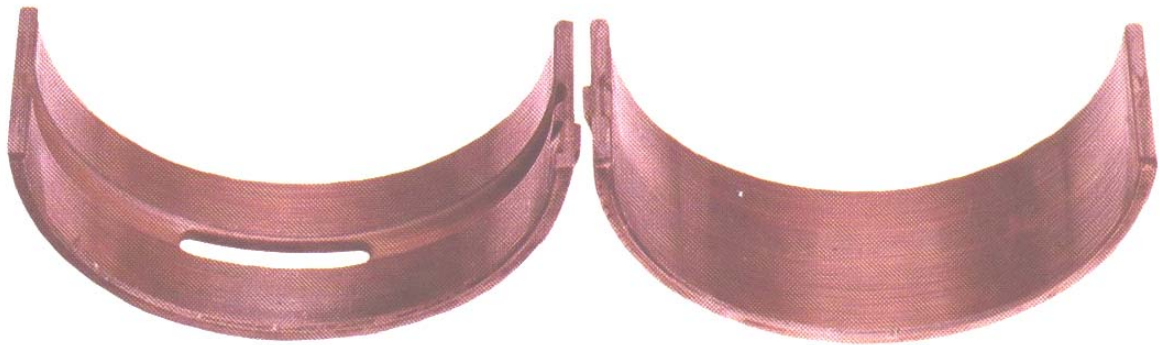
4) Acabado deficiente del muñón

Aspecto de cojinetes: Rayado muy pronunciado de la superficie de los cojinetes. El rayado discurre circunferencialmente en casi todo el cojinete.

Causa: El acabado imperfecto raya la superficie de los cojinetes, atravesando la finísima capa de aceite.

Medidas de corrección:

- Rectificar el cigüeñal, cerciorándose que el bruñido se realiza con el cigüeñal girando en el mismo sentido que en el motor. Un buen acabado de superficie es de 0.25 micras.
- Reemplazar los cojinetes.



5) Recalcamiento de los acordamientos

Aspecto de cojinetes: Desgaste y deformación en borde de cojinetes.

Causa: Contacto entre acordamientos del muñón y bordes del cojinete, que puede ser causado por una longitud incorrecta del muñón, un radio incorrecto del acordamiento o un mal posicionamiento del cojinete.

Medidas de corrección:

- Asegurarse que el perfil de los acordamientos y la longitud del muñón son correctos.
- Reemplazar los cojinetes y controlar su posicionamiento.



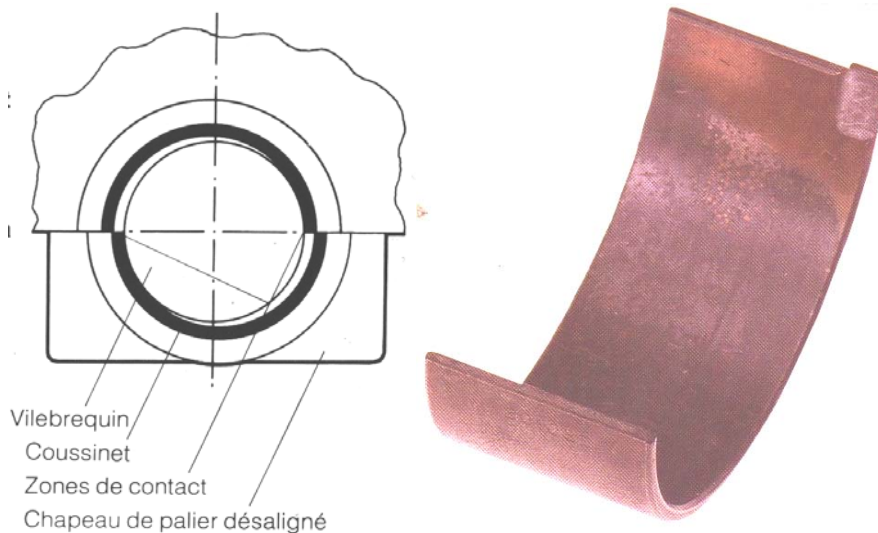
6) Tapa de cojinete desplazada

Aspecto de cojinetes: Desgaste localizado cerca del borde recto del cojinete.

Causa: Mal posicionamiento de la tapa debido a un apriete incorrecto, a la inversión de la posición de montaje de la tapa o al aumento del orificio de los bulones.

Medidas de corrección:

- Controlar estado del muñón.
- Reemplazar la biela si es necesario.
- Reemplazar los cojinetes.



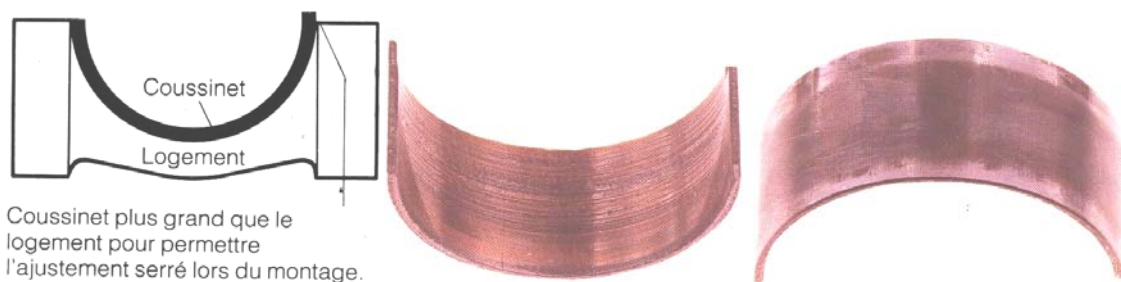
7) Apriete insuficiente – Cojinete de sobremedida con respecto al alojamiento para brindar un anclaje a presión en el montaje

Aspecto de cojinetes: Zonas brillantes localizadas en la parte superior del acero (roce); probablemente mayor desgaste u otras averías en la superficie del cojinete.

Causa: Los cojinetes deben montarse a presión en su alojamiento. Su anclaje insuficiente puede ser consecuencia de suciedad que mantiene abierta la tapa, de insuficiente aplicación del par de apriete a los pernos o de acortamiento del cojinete por limado.

Medidas de corrección:

- Controlar estado del muñón (averías).
- Controlar estado del alojamiento (averías).
- Controlar la medida del alojamiento.
- Reemplazar los cojinetes, aplicando el par de apriete correcto.



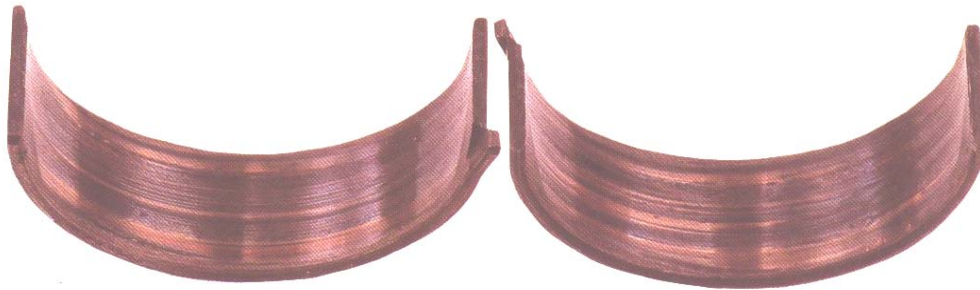
8) Insuficiencia de aceite

Aspecto de cojinetes: Evidente pérdida de color y eliminación de metal. Origina agarrotamiento con frecuencia.

Causa: Falta de aceite que conduce a una producción excesiva de calor. Puede surgir como consecuencia de falta de lubricación o de holgura no adecuada de trabajo del cojinete.

Medidas de corrección:

- Rectificar el muñón.
- Comprobar la bomba de aceite y la válvula de alivio.
- Verificar si están libres las ranuras de lubricación.
- Verificar el filtro de aceite y la válvula de derivación.
- Controlar el nivel de aceite.
- Verificar las medidas del muñón y del alojamiento del cojinete.
- Reemplazar los cojinetes.



9) Averías debidas al apriete – Avería general por suciedad

Aspecto de cojinetes: Los cojinetes presentan rayaduras a menudo con aspecto de picaduras.

Causa: Suciedad del motor, por ej.: atascamiento de los filtros, por limpieza incompleta después del montaje, por residuos de desgaste o avería de otros componentes del motor (nota: es la causa más frecuente de falla de cojinetes).

Medidas de corrección:

- Rectificar el muñón si está rayado.
- Asegurar la limpieza durante el montaje.
- Examinar las otras partes del motor para asegurarse que no presentan desgaste excesivo o averías.
- Reemplazar todos los filtros.
- Reemplazar los cojinetes.



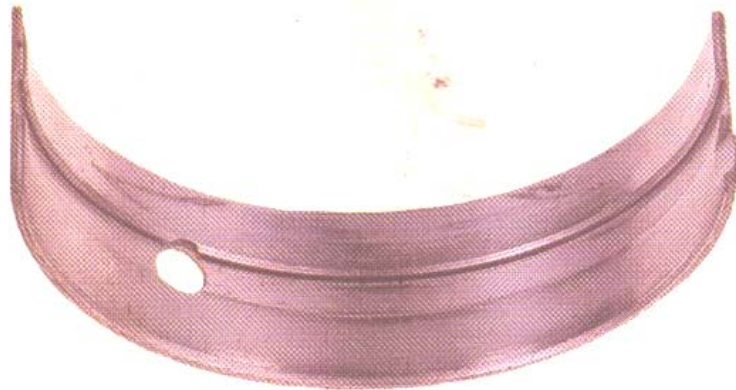
10) Averías por desperdicio de nitruro

Aspecto de cojinetes: Desperdicios brillantes incrustados en los cojinetes a menudo en forma de V.

Causa: La tapa superior del cigüeñal se descompone. Sólo ocurre con cigüeñales nitrurados bruñidos incorrectamente.

Medidas de corrección:

- Cambiar o rehabilitar el cigüeñal siguiendo instrucciones del fabricante.
- Reemplazar los cojinetes.



11) Impurezas sobre el dorso de los cojinetes / Alojamiento dañado

Aspecto de cojinetes: Zona de desgaste localizada sobre la superficie del cojinete, correspondiente a una avería sobre el dorso del cojinete.

Causa: Impurezas entre cojinete y alojamiento que pueden causar una falla, un desgaste localizado y, en los casos extremos, una fatiga localizada.

Medidas de corrección:

- Verificar estado del muñón (averías).
- Asegurarse que no hay fallas en el alojamiento, reemplazarlo si es necesario.
- Reemplazar los cojinetes.



12) Fatiga

Aspecto de cojinetes: Resquebrajadura dentro de los cojinetes, normalmente con levantamiento de fragmentos de metal del cojinete.

Causa: Normalmente debido a otro defecto, por ej.: la forma del muñón, aumento de la potencia del motor, o ser resultado de corrosión.

Medidas de corrección:

- Verificar estado del muñón (averías).
- Verificar si hay defectos de alineamiento y corregirlos.
- Verificar el juego de los cojinetes; si no es posible controlar diámetro de alojamiento y muñón.
- Reemplazar los cojinetes; seleccionarlos para un tipo de servicio más severo si la potencia del motor es aumentada y si la vida útil de los cojinetes es insuficiente.



13) Corrosión

Aspecto de cojinetes: Picaduras oscuras en la superficie, generando a menudo fatiga.

Causa: Contaminación de aceite, por ej.: por líquido refrigerante, por degradación del aceite (por sobrecalentamiento o por insuficiente frecuencia de recambio), etc.

Medidas de corrección:

- Verificar estado de muñones (averías).
- Verificar que no haya penetración de líquido refrigerante en el aceite.
- Verificar que no haya pasaje de gas de combustión entre segmentos y camisas.
- Cambio de aceite.
- Reemplazar los cojinetes.



14) Desgaste previsible

Aspecto de cojinetes: Desgaste de cojinetes normalmente al centro de los cojinetes de cabeza de biela y cigüeñal.

Causa: Fundamentalmente, depende del diseño del motor, y sin peligro.

Medidas de corrección:

- Las 2 mitades del cojinete pueden ser reutilizadas, pero es aconsejable reemplazarlas.



15) Cavitación

Aspecto de cojinetes: Picaduras de la superficie, pueden alcanzar el soporte de acero sobre los cojinetes comunes o de aluminio; con los cojinetes de plomo-indio, normalmente sólo la capa superficial es afectada.

Causa: Burbujas de vapor en el aceite. A menudo debidas a juegos excesivos. Sin peligro para los cojinetes de plomo-indio.

Medidas de corrección:

- Verificar el juego de los cojinetes; si no es posible, controlar diámetro de alojamiento y muñón.
- Los cojinetes de plomo-indio pueden ser reutilizados, pero es aconsejable reemplazarlos.
- Los otros tipos de cojinetes, por ej.: aluminio-estaño, deben ser reemplazados.



13.6.- Datos de Fricción

(según Heywood – Internal Combustion Engines Fundamentals)

1) SI Engines

Se han hecho estudios con muchos motores de ciclo Otto, con cilindradas entre 845 y 2000 cm³, clapeta totalmente abierta, en función de la velocidad del motor N. Los datos obtenidos, se relacionan muy bien con la fórmula:

$$tfmep = 0,97 + 0,15(N/1000) + 0,05(N/1000)^2 \quad (N = \text{rpm} , tfmep = \text{atm})$$

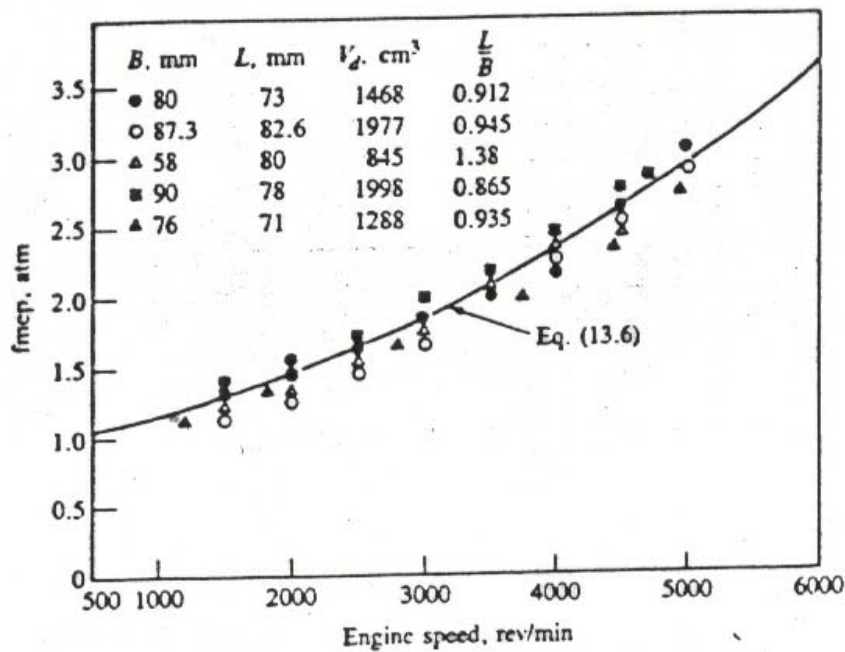


FIGURE 13-8

Friction mean effective pressure under motored conditions at wide-open throttle for several four-cylinder spark-ignition engines.*

2) CI Engines

Para motores Diesel, se hicieron determinaciones de Motoring Test para ambos sistemas (inyección directa e indirecta en cámara de turbulencia) en motores de 4 y 6 cilindros, con un rango de 10 a 14 cm de diámetro de pistón.

$$tfmep = C_1 + 48(N/1000) + 0,4S^2$$

(N = rpm, S = m/s, tfmep = kPa)

Motores Naturalmente Aspirados

Para DI ==> C₁ = 75 kPa

(fig.13-11 Heywood)

Para IDI de cámara grande ==> C₁ = 110 kPa

(fig. 13-11 Heywood)

Para IDI de cámara pequeña ==> C₁ = 144 kPa

(fig.13-12 Heywood)

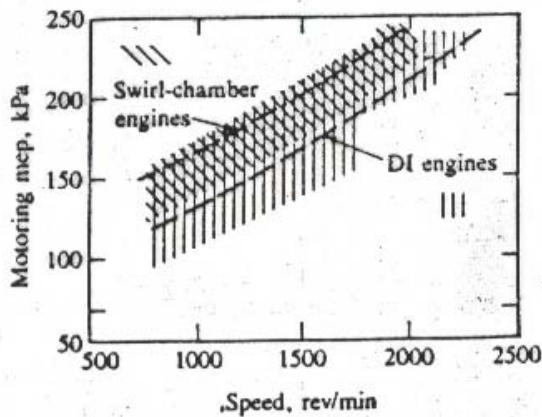


FIGURE 13-11

Motored total friction mean effective pressure as a function of speed for several DI diesels (bores in range 100 to 137 mm) and IDI swirl-chamber diesels (bores in range 100 to 121 mm). Correlations for $r_c = 15$ and $L = 142$ mm (DI engine) and $r_c = 16$ and $L = 142$ mm (IDI engine).⁵

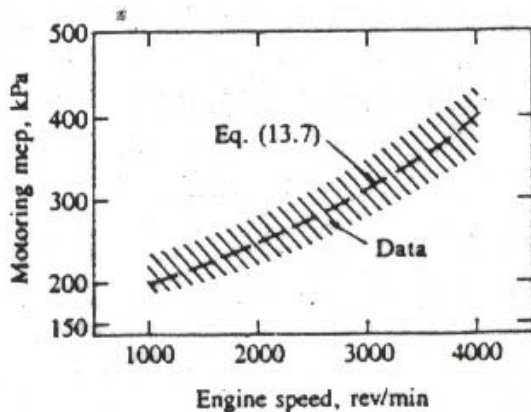
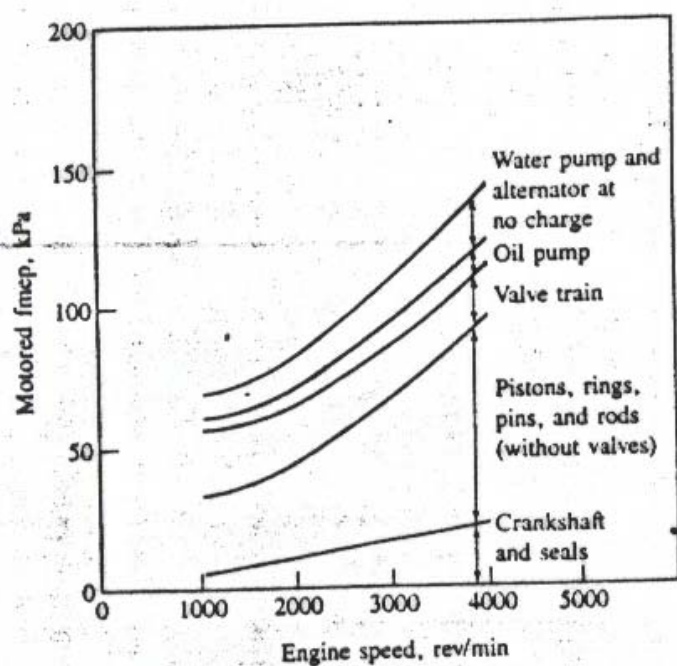


FIGURE 13-12

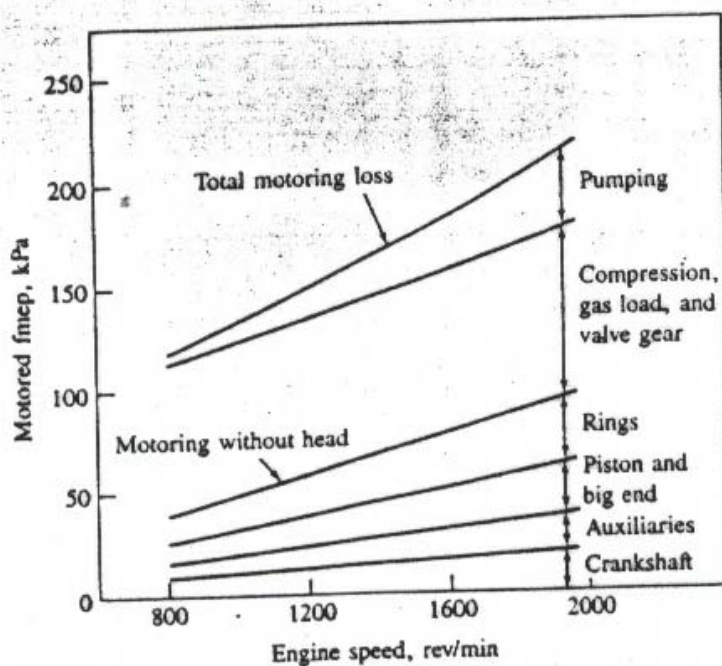
Motored total friction mean effective pressure as a function of speed for smaller IDI swirl-chamber diesel engines (bores in range 73 to 93 mm). Correlation for $r_c = 21$ and $L = 95.3$ mm.⁵

13.7.- Componentes de la fricción

Ensayos de Motoring Test, hechos desarmando el motor en diferentes partes o etapas (ensayo con desarmes parciales), pueden ser usados para evaluar la fricción asociada a cada una de ellas.



(a)



(b)

FIGURE 13-14 Motored friction mean effective pressure versus engine speed for engine breakdown tests. (a) Four-cylinder spark-ignition engine.¹⁰ (b) Average results for several four- and six-cylinder DI diesel engines.⁵

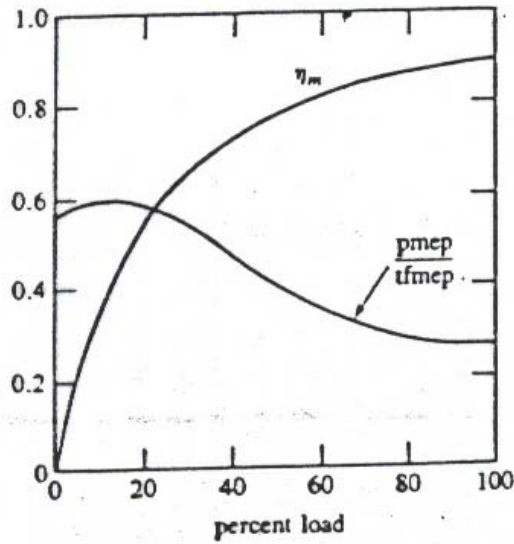


FIGURE 13-9

Mechanical efficiency η_m and ratio of pumping mep to total friction mep as a function of load for a typical spark-ignition engine at fixed speed.³

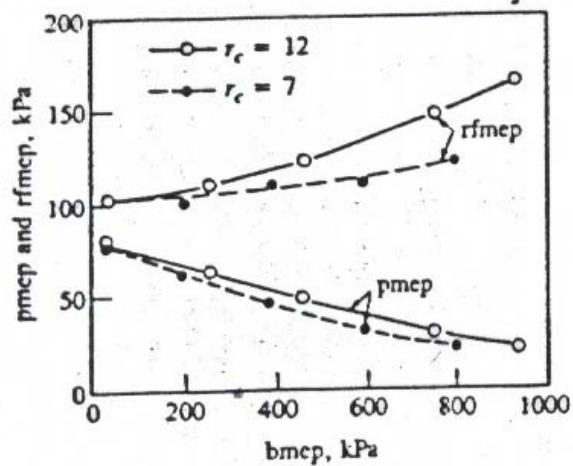


FIGURE 13-10

Pumping mep (p_{mep}) and rubbing friction mep ($r_{f_{mep}}$) as a function of load for $r_c = 12$ and 7 , four-cylinder SI engine with $B = 95.3$ mm and $L = 114$ mm, 1600 rev/min.⁸

13.7.1.- Pérdidas por Bombeo

Las pérdidas por bombeo para motores OTTO y DIESEL son una función de la carga y la velocidad.

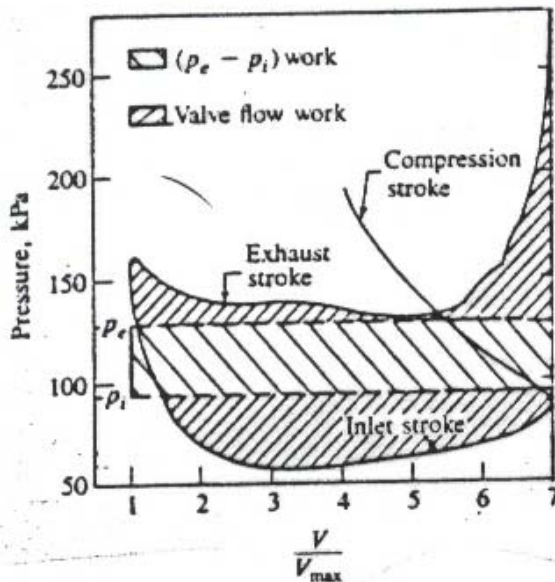


FIGURE 13-15
Pumping loop diagram for spark-ignition engine under firing conditions, showing throttling work $V_D(p_e - p_i)$ and valve flow work.¹¹

$V_D(p_i - p_e)$ mide el efecto de las restricciones fuera del cilindro.

Admisión: filtro de aire, carburador, mariposa, múltiple, etc

Escape: múltiple, silenciador, otros.

Resto del área: corresponde fundamentalmente a pérdidas en las válvulas.

Para motores de aspiración natural, BISHOP desarrolló las siguientes ecuaciones:

1) En admisión y escape:

$$imep = 12.9 \cdot p_a \left(\frac{p_{i,a}}{p_a} - 0.1 \right) \quad (\text{kPa})$$

$p_{i,a}$ = presión absoluta en el múltiple de admisión

p_a = presión atmosférica

Para motores Otto: $p_{i,g} = p_a - (imep/12.9) - 10$

$$p_{e,g} = p'_{e,g} \left[(imep/3904) \cdot (N/1000) \right]^2$$

Para motores Diesel (de aspiración natural): $p_{i,g} = 0$ y $imep = 972 \text{ kPa}$

$p_{i,g}$ = presión manométrica del múltiple de admisión (kPa)

$p_{e,g}$ = presión manométrica del múltiple de escape (kPa)

p_a = presión atmosférica (kPa)

$p'_{e,g}$ = presión manométrica de escape a 4000 rpm y plena carga (kPa)

Las pérdidas de admisión y escape son: $f_1 mep = p_{i,g} + p_{e,g}$

2) En las válvulas:

Las pérdidas en las válvulas fueron relacionadas con:

$$f_2 mep = 8.96(imep/1124)^{0.5} (N/1000)^{1.7} (2.98/F)^{1.28}$$

$$F = \frac{n_{iv} n_c D_{iv}^2}{V_D} \quad (\text{m}^{-1})$$

n_{iv} = Número de válvulas por cilindro

n_c = Número de cilindros

V_D = Volumen desplazado

D_{iv} = Diámetro de cabeza de válvula de admisión

Nota: Para motores Diesel, $imep = 1124 \text{ kPa}$

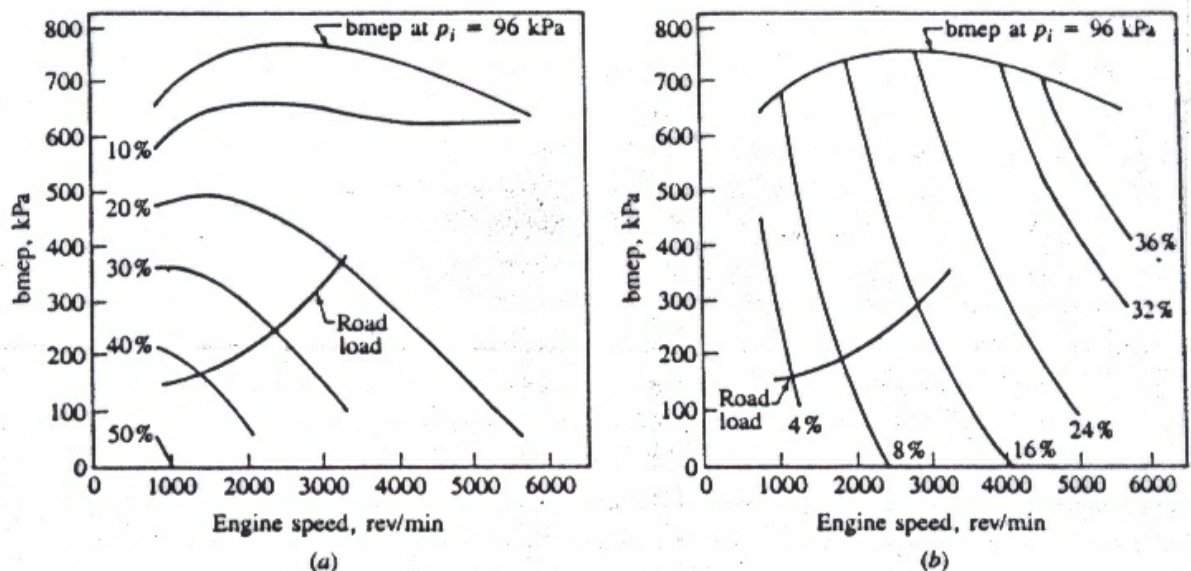


FIGURE 13-16

Relative importance of (a) throttling friction mep and (b) valve pumping friction mep, for spark-ignition engine, as percent of total friction mep on engine load versus speed map.¹²

La figura 13-16 de Heywood muestra la importancia relativa de las pérdidas de admisión y escape y pérdidas en las válvulas como un porcentaje de la fricción total en los rangos de velocidad y cargas de un motor Otto típico. Las curvas fueron obtenidas con las ecuaciones dadas, para un motor de 6 cilindros con 9/1 de relación de compresión y 3.3 litros de cilindrada.

13.7.2.- Pérdidas en Cojinetes

Bishop desarrolló una fórmula empírica, suponiendo lubricación hidrodinámica.

$$f_{mep}(\text{cojinetes}) = 41.4(\phi / L)(N / 1000)K$$

$$\text{donde } K = \frac{D_{mb}^2 \cdot L_{mb} + D_{rb}^2 \cdot L_{rb} / m + D_{as}^2 \cdot L_{as}}{\phi^3}$$

D_{mb} = Diámetro de cojinete de bancada (mm)

L_{mb} = Largo de cojinete de bancada / N° de cilindros (mm)

D_{rb} = Diámetro de cojinete de biela (mm)

L_{rb} = Largo de cojinete de biela (mm)

m = Número de pistones por cojinete de biela (mm)

D_{as} = Diámetro de cojinetes del eje de accesorios (mm)

L_{as} = Largo total de todos los cojinetes de accesorios / N° de cilindros (mm)

La similitud entre motores es tal que

$K \cong 0,14$ para S.I.

$K \cong 0,29$ para C.I.

13.7.3.- Pérdidas en el tren de Válvulas

Bishop demostró experimentalmente que:

$$f_{mep}(\text{tren de válvulas}) = \frac{C[1 - 0.133(N / 1000)] \cdot n_{iv} D_{iv}^{1,75}}{\phi^2 L}$$

n_{iv} = Número de válvulas de admisión por cilindro

D_{iv} = Diámetro de cabeza de válvula de admisión (mm)

ϕ = Diámetro de cilindros (mm)

L = Carrera de pistón (mm)

$C = 1.2 \times 10^4$

N = rpm

f_{mep} = kPa

13.7.4.- Pérdidas en Pistón y Aros

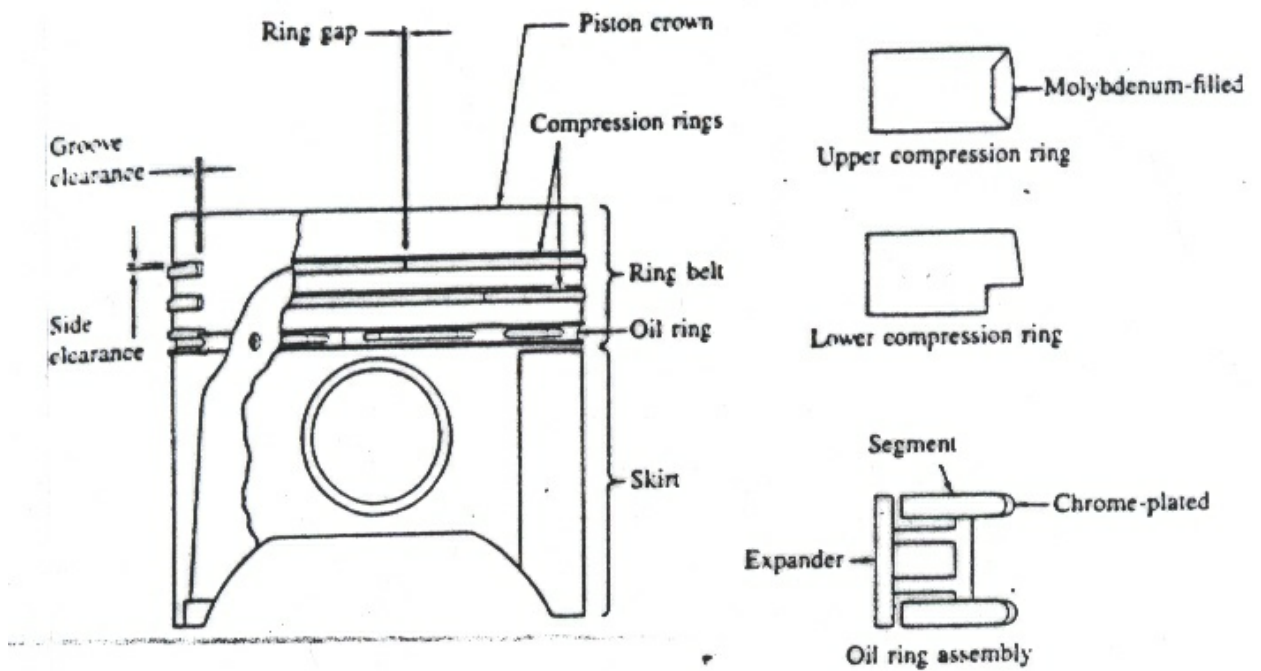


FIGURE 13-17
Construction and nomenclature of typical piston and ring assembly.¹⁰

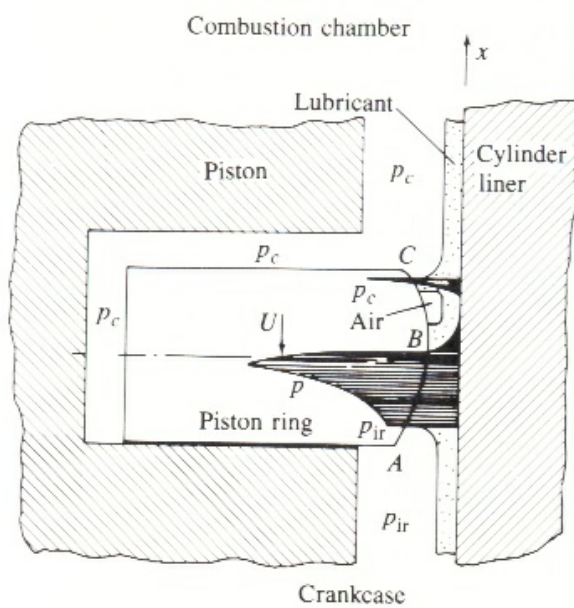


FIGURE 13-18
Schematic of pressure distribution in the lubricating oil film and around a compression ring during expansion stroke. Pressure profile in the oil film indicated by horizontal shading.³

Tabla de diagnóstico de fallas de pistones

Falla N° 1

Efecto: Erosión de la parte plana entre ranuras de anillos.

Causa: Anillos del pistón averiados durante su montaje.

Síntomas: Pérdida de potencia. Consumo de aceite. Emisión de vapores del respiradero del motor.

Remedio: Montar pistones y anillos nuevos con cuidado.



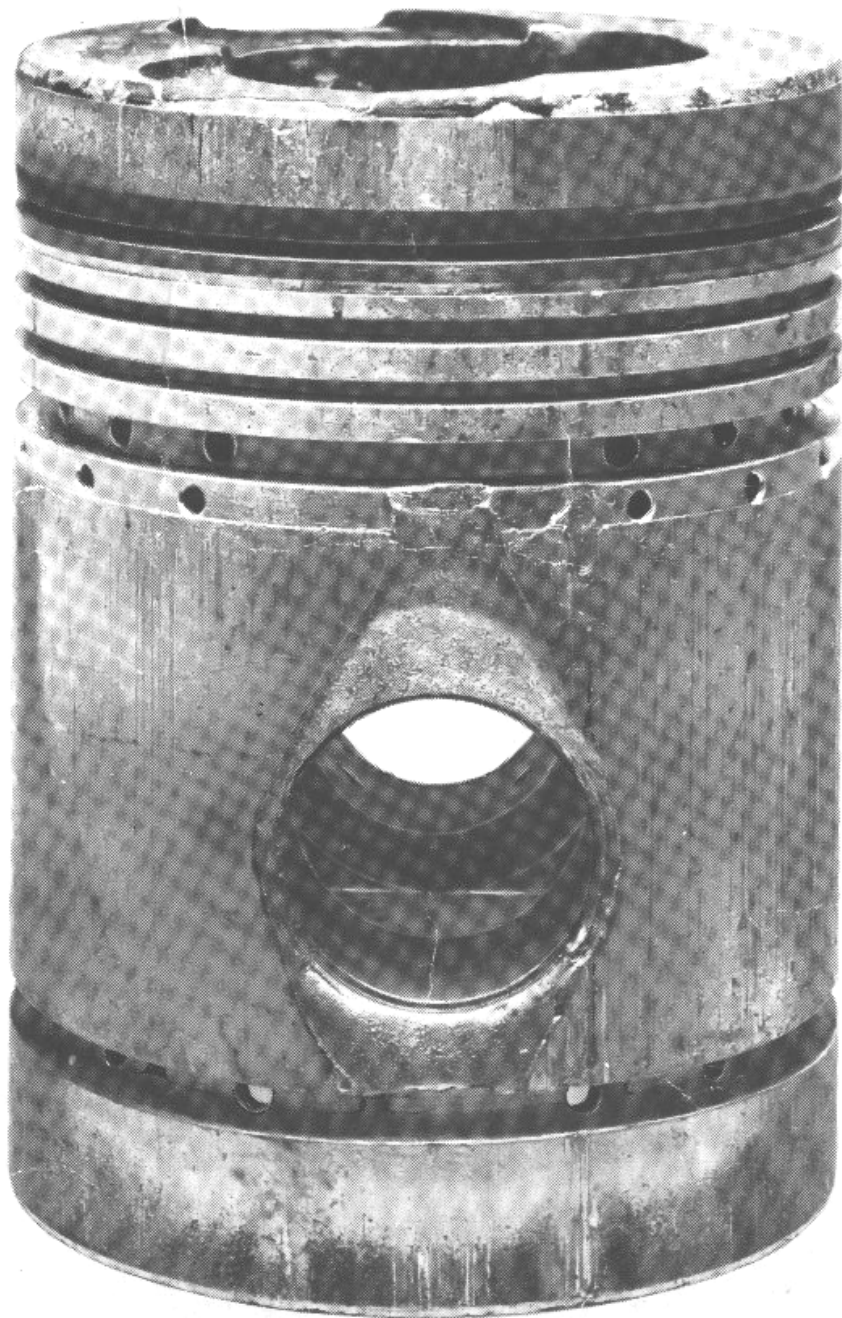
Falla N° 2

Efecto: Erosión de la falda del pistón, adyacente a los agujeros del perno. Daño en el diámetro interior del cilindro.

Causas: Fiadores del perno mal colocados. Montaje de fiadores usados. Empujes longitudinales transmitidos por el perno del pistón. Materia extraña en el diámetro interior del perno adquirida durante el montaje.

Síntomas: Ruido de motor. Golpeteo del perno de pistón. Consumo de aceite.

Remedios: Comprobar alineamiento de la biela y pie de la biela. Comprobar el juego axial del cigüeñal. Al colocar pistón nuevo, asegurar que fiadores nuevos están puestos correctamente en sus ranuras.



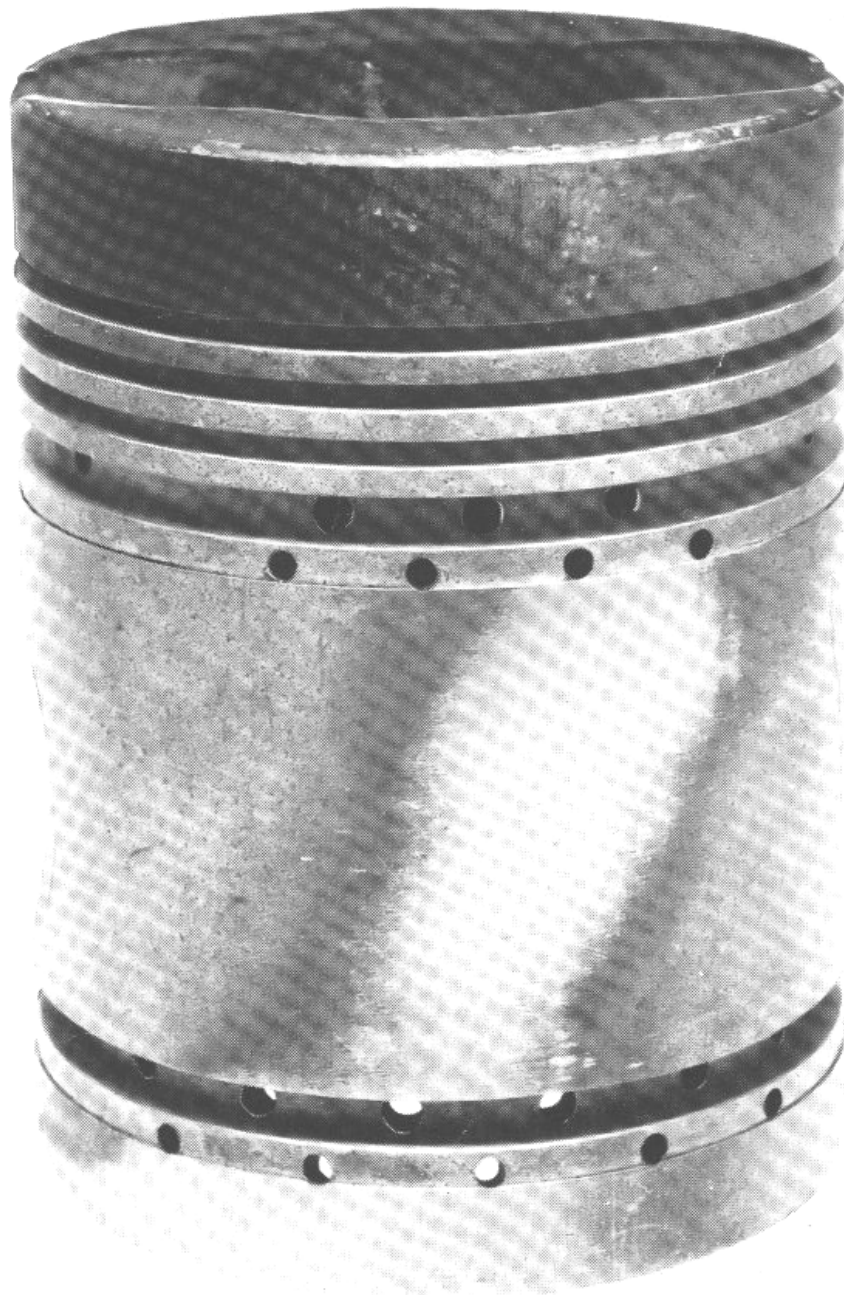
Falla N° 3

Efectos: Contacto (diagonal) incorrecto de la falda del pistón. Desgaste desigual de anillos. Daño como se muestra en la ilustración (a la izquierda) también puede ser un efecto.

Causas: Biela o diámetro interior del pie de biela fuera de línea. Juego axial excesivo del cigüeñal.

Síntomas: Consumo de aceite, ruido de motor.

Remedios: Comprobar alineamiento de la biela y pie de biela. Comprobar juego axial del cigüeñal. Se deben montar anillos de pistón nuevos.



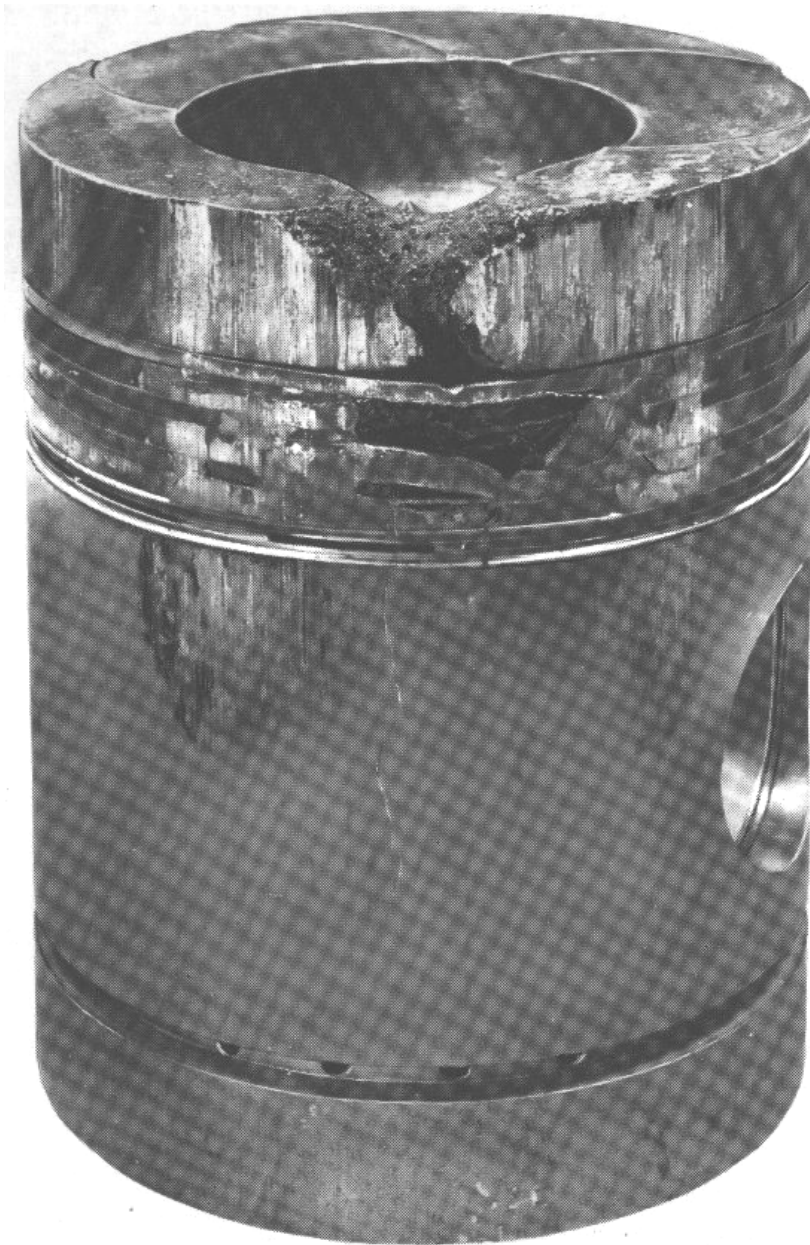
Falla N° 4

Efectos: Erosión de combustible y quemadura de llama en la cabeza de pistón.

Causas: Inyección de combustible o regulación de inyección incorrectos.

Síntomas: Pérdida de potencia. Emisión de vapores del respiradero del motor.

Remedio: Inspeccionar y corregir la inyección de combustible. Comprobar y corregir cualquier daño que haya sufrido el diámetro interior del cilindro. Cambiar el pistón.



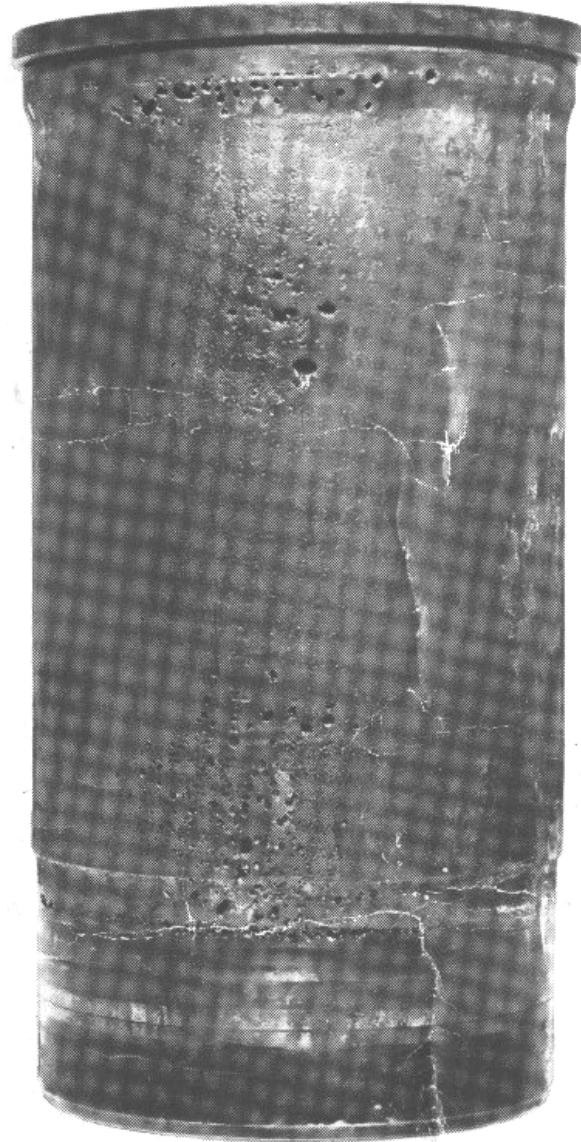
Falla N° 5

Efecto: Superficie picada en el exterior de la camisa de cilindro en contacto con agua.

Causa: Erosión causada por vibración de alta frecuencia. Ella puede ser promovida por desgaste general del motor o por uso repetido durante largos períodos a cargas y revoluciones más altas de lo normal.

Síntoma: Fuga de agua refrigerante al cárter de motores con camisas húmedas.

Remedios: Cambiar camisa de cilindro, limpiar y revisar las ranuras de anillos de selladura y áreas de contacto.



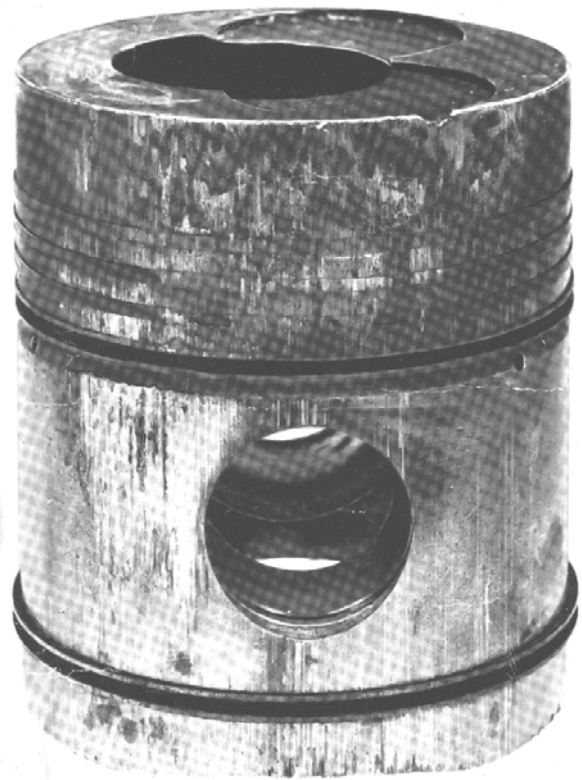
Falla N° 6

Efectos: Agarrotamiento del pistón en la línea d central del perno de pistón. El perno también puede estar dañado.

Causas: Falta de lubricación. Falta de refrigerante. Pie de biela apretado. Temperatura del motor excesiva.

Síntomas: Pérdida de potencia. Ruido de motor. Vapores del respiradero del motor.

Remedios: Comprobar la causa y corregir la falla. Rectificar cualquier daño al interior del cilindro. Montar un conjunto de pistón nuevo, asegurando amplia lubricación.



Falla N° 7

Efecto: Distorsión del diámetro interior de la camisa del cilindro, desgaste por rozamiento o agarrotamiento del pistón.

Causas: Distorsión del bloque de cilindros, distorsión de la culata, junta de culata dañada o mal colocada.

Síntomas: Pérdida de potencia. Descargas (blow-by). Vapores saliendo del respiradero del motor.

Remedios: Comprobar y corregir la distorsión, remover a todo el carbón del cilindro. Si se encuentra distorsión en los diámetros interiores de los cilindros, ellos deben ser rectificados y provistos de camisas especiales de sobremedida en el diámetro exterior.



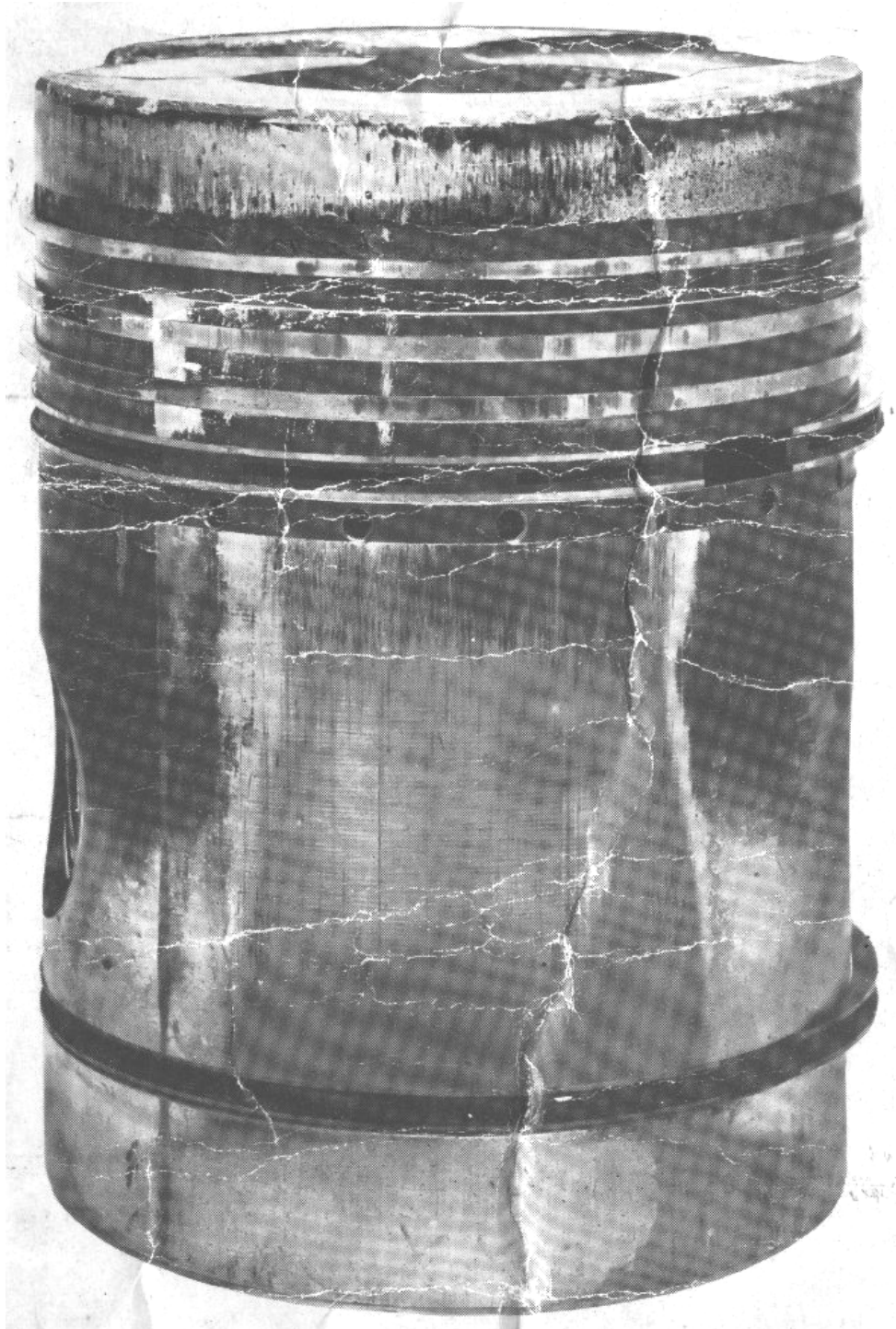
Falla N° 8

Efecto: Desgaste de anillos de pistón por rozamiento.

Causas: Distorsión del diámetro interior del cilindro. Falta de lubricación. Temperatura de combustión excesiva.

Síntoma: Consumo de aceite.

Remedio: Comprobar causa y rectificar.



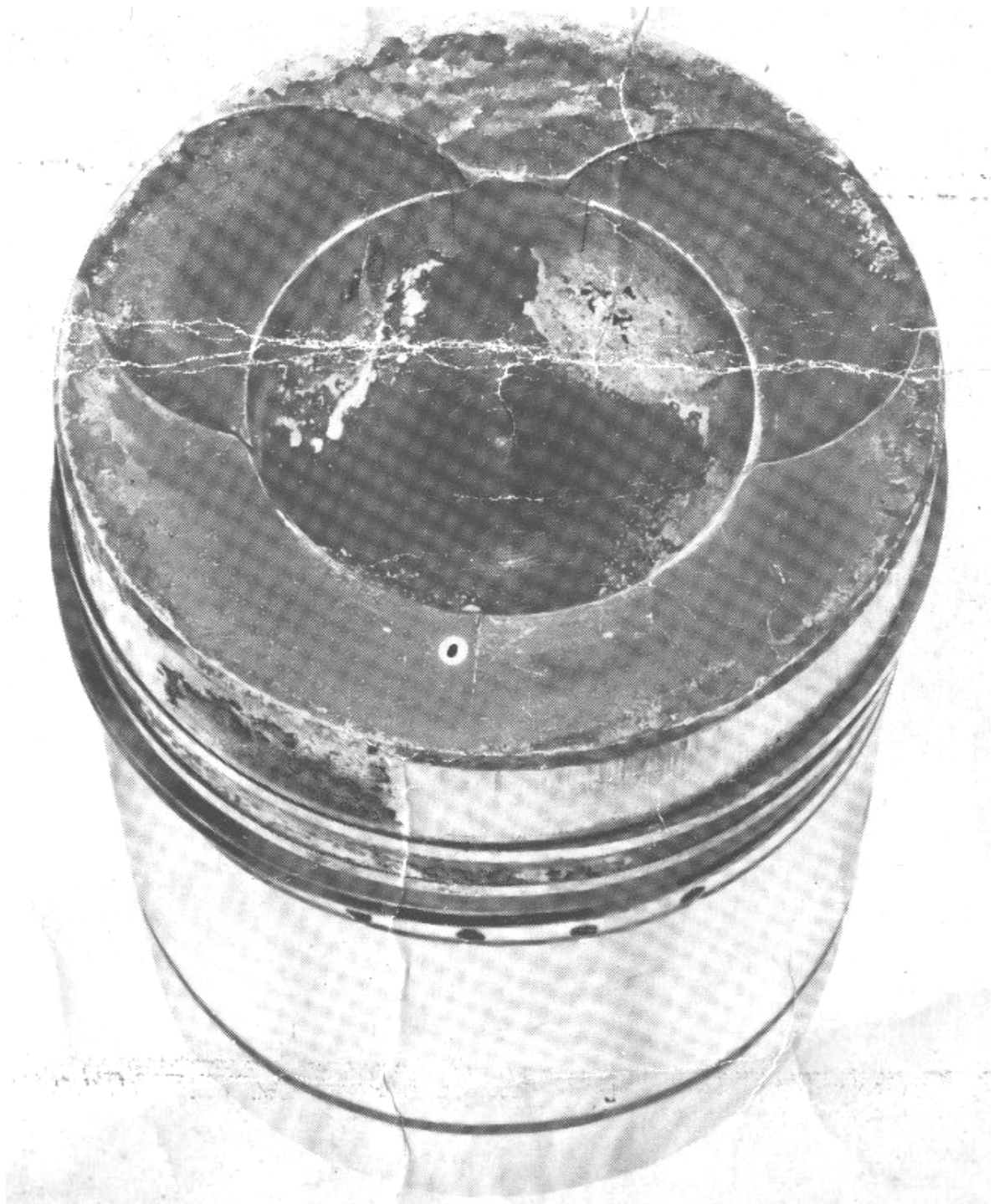
Falla N° 9

Efecto: Grietas radiando del hueco de combustión.

Causas: Extremos de temperatura aplicados a la cabeza del pistón. Por ejemplo: el motor usado a toda potencia, seguido inmediatamente por altas revoluciones en vacío en condiciones de muy baja temperatura de aire.

Síntomas: No pueden ser descubiertas estando armado el motor.

Remedio: Cambiar los componentes dañados.



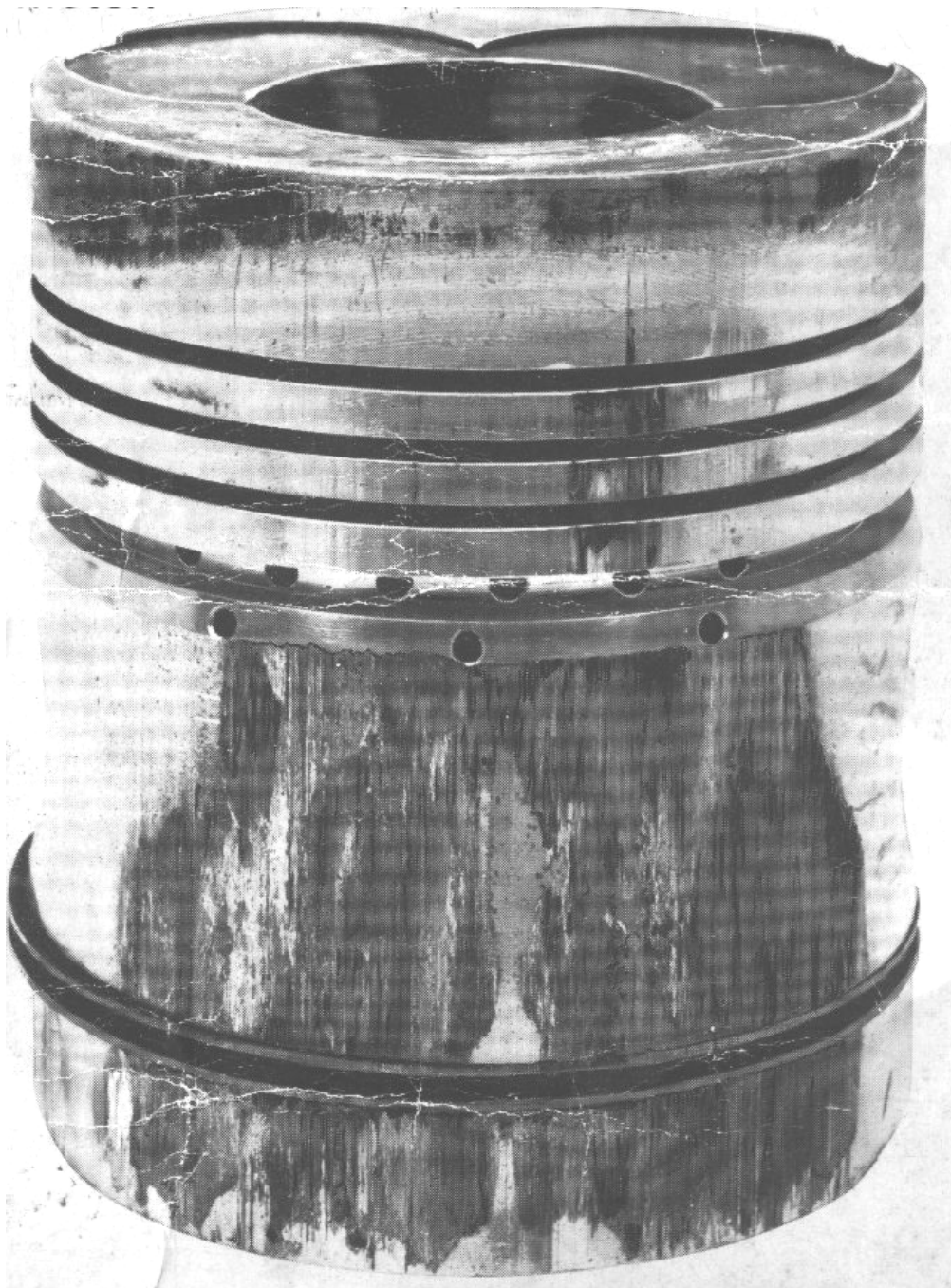
Falla N° 10

Efecto: Agarrotamiento de pistón en el eje mayor de empuje.

Causas: Temperatura de motor excesiva. Diámetro interior de los cilindros de bajomedida. Procedimiento del asentado del motor incorrecto.

Síntomas: Pérdidas de potencia, ruido de motor.

Remedio: Comprobar causa y rectificar falla. Asegurar exactitud del maquinado. Seguir correctamente los procedimientos de asentado del motor.



13.8.- Métodos de medición de fricciones

13.8.1.- Medida de la fmep a través de imep

Es el único método exacto:

$$fHp = iHp - bHp$$

La potencia al freno es medible. La potencia indicada no es medible fácilmente.

La dificultad aparece en motores multicilindros donde hay que tomar una iHp media, pues medir en todos los cilindros no es práctico.

Con el diagrama se obtiene imep; luego se mide bmep y por diferencia se obtiene fmep.

13.8.2.- Motoring Test

Se mueve el motor en las condiciones más cercanas a las de funcionamiento y se mide la potencia que se necesita. Se puede hacer este ensayo haciendo desarmes parciales de elementos para medir la contribución de cada uno de ellos.

Taylor realizó muchos ensayos, obteniendo resultados aplicables a un gran número de casos. Tomó como presión de referencia 100 psi.
(ver figuras 12-20, 12-16 y 12-17 de Taylor & Taylor)

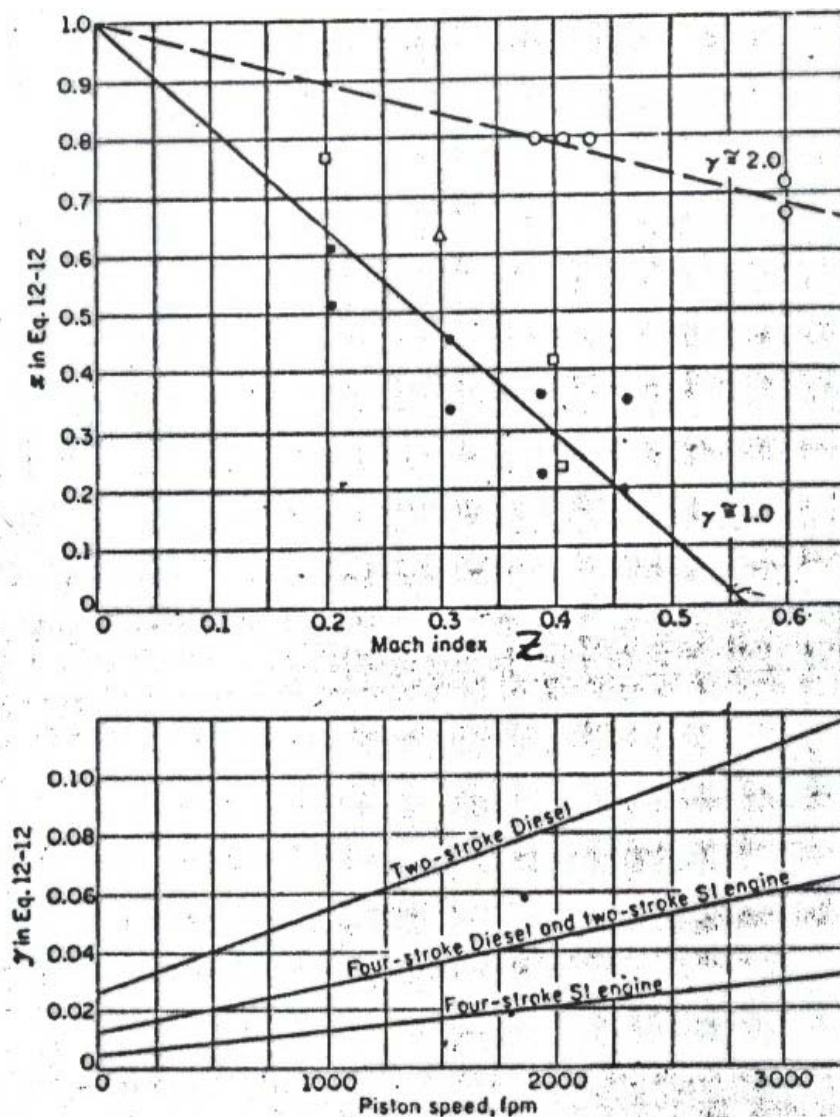


FIG. 12-20. Motoring-test correction factors.

$\text{imep} = \text{imep}_s + x(p_s - p_i) + y(\text{imep} - 100)$ (Eq. 12-12)
 Values for y taken from Fig. 12-S; x from motoring tests as follows

- Plymouth 1941 six, throttled, Ref. 12.714
- CFR engine, supercharged, Ref. 10.44
- △ 12-cyl aircraft engine, private sources
- Grisdale and French, Ref. 12.61

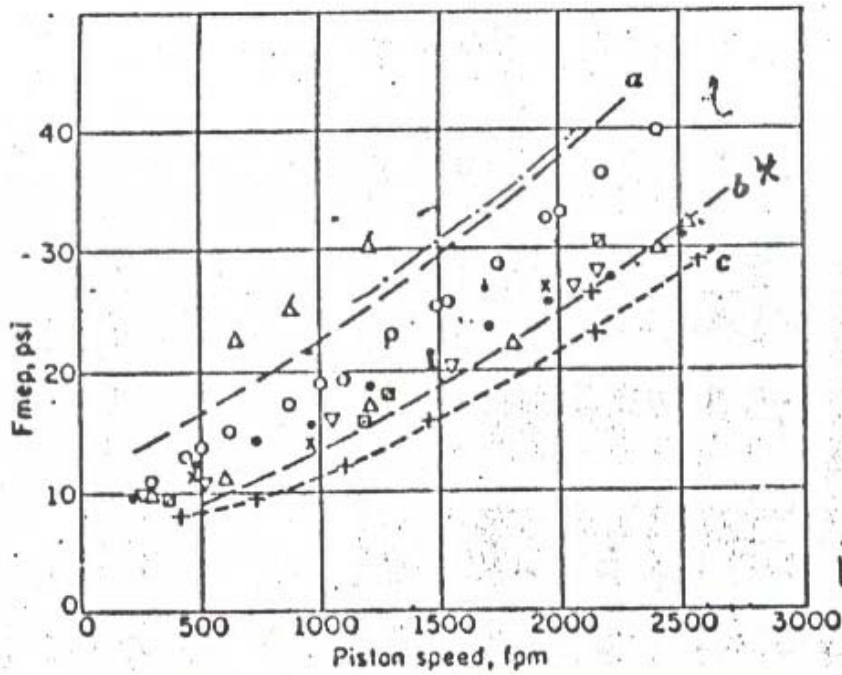
$$\text{Mach index } Z = \frac{u}{a}$$

u = velocidad de un fluido incompresible a través del área $C_i A_i$ en un cilindro con un pistón de área A_p .

$$\frac{u}{a} = Z = \left(\frac{b}{D_i} \right)^2 \frac{S}{a C_i} \quad C_i \text{ coeficiente de flujo (admisión)}$$

a velocidad sónica a la entrada

$$\gamma = \left(\frac{D_e}{D_i} \right)^2 \cdot \left(\frac{C_e}{C_i} \right) \quad \text{Para motores de 4T: } \gamma \approx 1.2 \quad x = 0$$



Symbol	Engine	Year	Bore	Stroke	Reference
△	Off-highway Diesel	1942	4.5	5.5	12.73
e	U.S. pass. cars (max)	1939	1.10
b	U.S. pass. cars (min)	1938	1.10
c	Aircraft engine, V-12	1943	5.5	6	12.703
•	U.S. pass. car, V-8	1949	3.81	3.38	12.57
x	U.S. pass. car, V-8	1952	3.81	3.38	12.710
△	U.S. pass. car, 6	1952	3.56	3.60	12.711
▽	U.S. pass. car, V-8	1951	3.50	3.10	12.712
○	U.S. pass. car, V-8	1952	3.38	3.25	12.713
□	Marine Diesel†	1952	11.8	17.7	12.731
♂	Automotive Diesel	1940	3.75	5.0	12.732
+	U.S. pass. car	1946	3.25	4.38	12.57
⊠	U.S. pass. car	1946	3.19	3.75	12.57
---	1.25" x 1.25" over-head-valve test engine				

†From indicator cards—all others motoring.

FIG. 12-16. Friction mean effective pressure of four-stroke engines; all tests with p_s/p_i near 1.0 and with normal coolant temperatures.

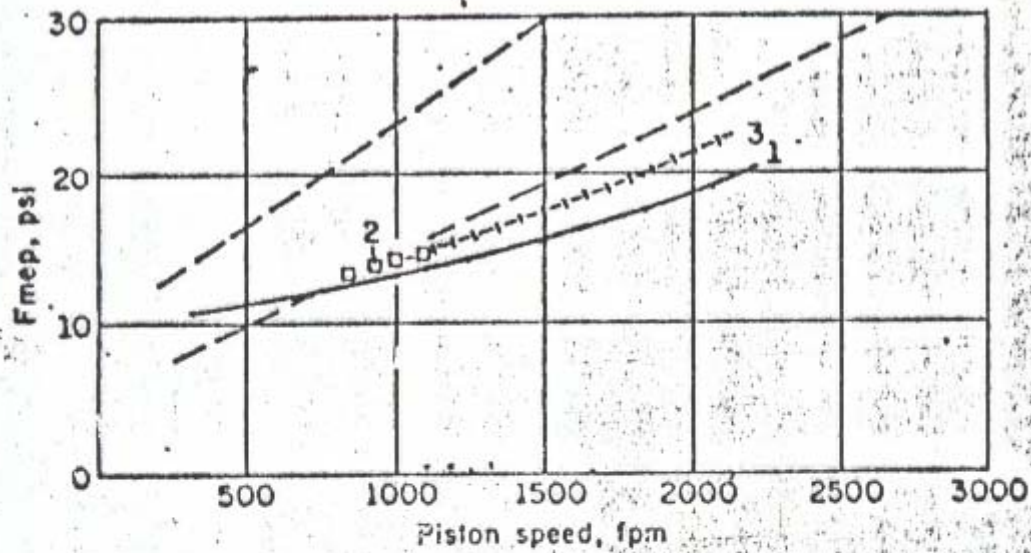


FIG. 12-17. Friction mep of two-cycle engines.

- 1 ——— GM 6-71 4.25" x 5.0" without scavenging pump, motoring, Ref. 11.32
- 2 □ □ □ □ Sulzer 28.4" x 47.3" without scavenging pump, indicator cards, Ref. 11.30.
- 3 - - - - Miniature 1.01" x 0.75" with crankcase pump, motoring, Ref. 12.74
- - - - Range of four-stroke automotive, Fig. 12-16

13.8.3.- Línea de Willans

Se usa en motores Diesel, haciendo una curva donde se grafica el gasto de combustible vs. bmep a rotaciones constantes ($N = \text{cte}$)

Se extrapola a cero y se ve a escala fmep.

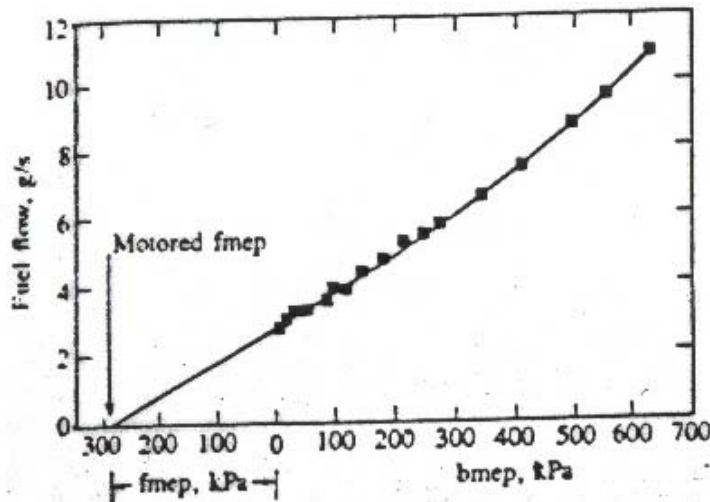


FIGURE 13-5

Willans line method for determining friction mean effective pressure.³

13.8.4.- Morse Test

Se realizan medidas de bHp en banco, anulando los cilindros de a uno.

$$iHp - iHp_1 = bHp_1 + fHp$$

$$\vdots \quad \quad \quad \vdots \quad \quad \quad \vdots$$

$$iHp - iHp_n = bHp_n + fHp$$

$$n \cdot iHp - \sum_{j=1}^n iHp_j = \sum_{j=1}^n bHp_j + n \cdot fHp$$

$$\rightarrow (n-1) \cdot iHp = \sum_{j=1}^n bHp_j + n \cdot fHp \quad \rightarrow \quad (n-1)(bHp + fHp) = \sum_{j=1}^n bHp_j + n \cdot fHp$$

$$\rightarrow \boxed{fHp = (n-1) \cdot bHp - \sum_{j=1}^n bHp_j}$$