

9 LUBRICACIÓN Y COJINETES

Generalidades

Cuando un elemento de máquina está soportado por un segundo elemento, y hay un movimiento relativo entre ellos, de tal forma que las superficies en contacto deslizan una sobre la otra, el conjunto constituye un cojinete. Pero comúnmente se ha dado en llamar cojinete al elemento que soporta o sobre el cual se mueve el otro elemento, el cual puede ser un gorrón, un collar de empuje, zapatas, etc.

Tipos de cojinetes

Los cojinetes se clasifican por lo general, según el tipo de rozamiento que experimentan y por el tipo de carga que soportan.

Según el tipo de rozamiento se distinguen los *cojinetes de fricción* o *de deslizamiento*, y los *cojinetes de antifricción* o *de rodadura*. Entre los primeros se cuentan los cojinetes de *casquillo completo* o *buje* y los de *casquillo partido*. Entre los segundos los de *bolas* o *rodillos*. Para

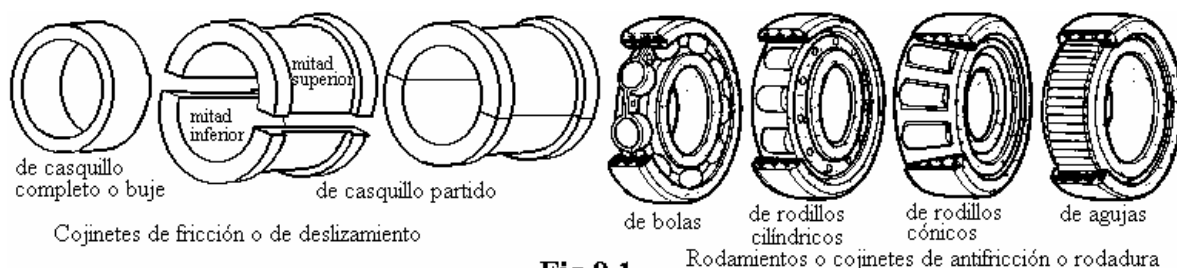


Fig.9.1

mayor ilustración, en la figura (Fig.9.1) se muestran estos dos tipos de cojinetes.

Según la carga que soportan, se tiene: 1- *Cojinetes radiales*, que soportan cargas radiales transmitidas por ejes horizontales rotantes o gorriones; 2- *Cojinetes axiales* o *de empuje*, que soportan cargas axiales transmitidas por ejes verticales rotantes o *pivotes*; 3- *Cojinetes de guías*, que soportan cargas de distintos tipos, guiando los elementos móviles con trayectoria rectilínea, como son los *patines de deslizamiento*, *colizas*, etc. En la figura (Fig.9.2) se muestran los distintos tipos mencionados

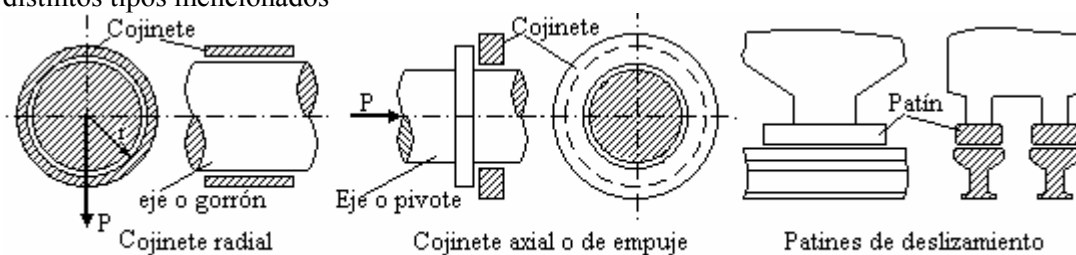


Fig.9.2

Lubricación de cojinetes

Desde el momento que existe un movimiento relativo entre las superficies de contacto, una cierta cantidad de energía será utilizado en vencer la fuerza debido al rozamiento, y si las superficies se tocan entre sí, existirá elevación de temperatura y un desgaste rápido y pronunciado de éstas, con peligro de deformación, arrastre de material, avería, etc.

A fin de reducir el rozamiento, disminuir el desgaste y evitar averías, se coloca entre ambas superficies una substancia formando un *colchón* o *película* que las mantenga separadas, y que al mismo tiempo tenga muy bajo índice de rozamiento. Esta substancia recibe el nombre de *lubricante*, siendo por lo general líquido o pastoso. De esta manera se reemplaza el rozamiento

entre sólido-sólido por otro entre sólido-líquido o pastoso. En estas condiciones, se dice que los cojinetes trabajan lubricados.

Tipos de lubricantes

Lubricante es toda substancia que forma una película entre las superficies rozantes de sólidos, impidiendo en cierto grado el contacto directo de éstas entre sí.

Los lubricantes pueden ser líquidos, sólidos y gaseosos. Entre los líquidos se cuenta el agua, los aceites lubricantes, etc. Como lubricantes sólidos se tiene la grasa (pastoso), el grafito, disulfuro de molibdeno, etc. Los lubricantes gaseosos como el aire, trabajan a presión y en muchos casos en compartimentos estancos.

Viscosidad

Es una de las propiedades más importantes de un fluido, siendo la resistencia que presenta el mismo a fluir. Un fluido de baja viscosidad, en la mismas condiciones de presión y temperatura, fluirá más fácilmente que otro de mayor viscosidad. Se la define como el frotamiento interno entre las moléculas del fluido cuando deslizan una sobre otras. Cuanto mayor es este movimiento relativo, tanto mayor es la resistencia interna que ofrece el lubricante. Por causa de la viscosidad es necesario ejercer una fuerza para obligar a una capa líquida, en un movimiento laminar, a deslizar sobre otra, o para obligar a una superficie a deslizar sobre otra cuando hay una o capa líquida entre ambas. La fuerza necesaria para deslizar una superficie o capa líquida sobre otra, es una medida del frotamiento interno del fluido o de su resistencia al cizallamiento.

Determinación de la viscosidad. Viscosidad dinámica o absoluta

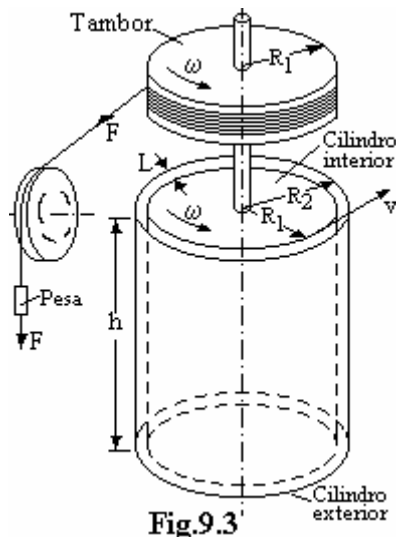


Fig.9.3

Isaac Newton estudió el comportamiento de un fluido lubricante contenido entre dos cilindros concéntricos, según muestra la figura (Fig.9.3), cuyos radios R_1 y R_2 tenían una diferencia L muy pequeña entre sí, es decir:

$$L = R_2 - R_1 \quad (9.1)$$

Siendo L el espesor de la película lubricante.

El área A de la superficie del cilindro interior es:

$$A = 2.\pi.R_1.h \quad (9.2)$$

Donde es h la altura del cilindro y R_1 su radio.

Si por efecto de la fuerza F , correspondiente al peso de la pesa indicada en la figura (Fig.9.3), el cilindro interior gira a una velocidad angular ω , su velocidad tangencial v es:

$$v = \omega.R_1 \quad (9.3)$$

Además, como la fuerza es aplicada tangencialmente al tambor, cuyo radio es R_1 , igual al del cilindro interior, según se indica, aparecerá un momento, dado por la expresión:

$$M = F.R_1 \quad (9.4)$$

Al comienzo el movimiento es acelerado, luego se equilibran los momentos originados por la fuerza F y la fuerza resistente del lubricante, haciéndose ω constante.

Analizando un pequeño arco entre los dos cilindros, de tal forma que se puede considerar como recto el tramo de arco considerado, según muestra la figura (Fig.9.4), manteniéndose inmóvil el cilindro exterior y el interior con un movimiento uniforme, por ser ω constante, se observa lo siguiente:

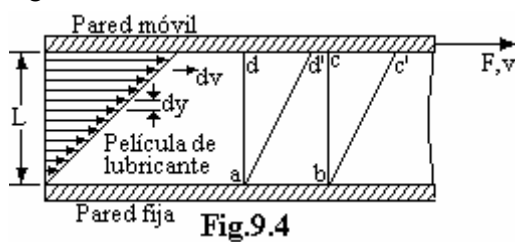


Fig.9.4

- 1- El líquido en contacto con la pared del cilindro móvil tiene igual velocidad tangencial v que ésta.
- 2- El líquido en contacto con la pared fija está en reposo, es decir, $v = 0$.
- 3- En las capas intermedias el líquido aumenta su velocidad uniformemente, siendo por lo tanto el flujo laminar.

4- Si es A el área de la placa móvil y es F la fuerza que actúa sobre la misma, el esfuerzo de corte unitario entre las partículas del fluido es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

(9.5)

En un instante dado, una porción del fluido ocupa la posición $abcd$ indicada en la figura (9.4); un instante posterior ocupará la posición $abc'd'$, y así sucesivamente, es decir que la deformación unitaria por cizalladura del líquido aumenta constantemente.

Newton determinó que el esfuerzo cortante τ_f es directamente proporcional a la derivada respecto al tiempo de la deformación unitaria por cizalladura, o sea a la velocidad v de la placa, e inversamente proporcional al espesor L de la película fluida, o sea:

$$\frac{F}{A} \propto \frac{v}{L}$$

(9.6)

La proporcionalidad dada por la (9.6) se transforma en igualdad introduciendo una constante de proporcionalidad μ , a la que se denominó coeficiente de viscosidad dinámica o absoluta, o directamente viscosidad, o sea:

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{v}{L} \quad \Rightarrow \quad b) \quad F = \mu \cdot A \frac{v}{L} \quad \Rightarrow \quad c) \quad \mu = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot L}{v \cdot A}$$

(9.7)

Si se considera la variación diferencial de la velocidad entre dos capas de fluido separadas un dy , se tiene:

$$F = \mu \cdot A \frac{dv}{dy}$$

(9.8)

Siendo dy perpendicular al flujo.

Si en la expresión (9.7c) está dado A en cm^2 , v en cm/s , F en dina y L en cm , la dimensión de μ resulta:

$$|\mu| = \frac{\text{dina} \cdot \text{cm}}{\frac{\text{cm}}{\text{s}} \cdot \text{cm}^2} = \frac{\text{dina} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2}$$

(9.9)

A la expresión dada por la (9.9) se la denomina *poise*. Por lo tanto se tiene que es:

$$a) \quad 1 \text{ poise} = \frac{\text{dina} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2} \quad \text{y} \quad b) \quad 1 \text{ centipoise (cp)} = 10^{-2} \text{ poise}$$

(9.10)

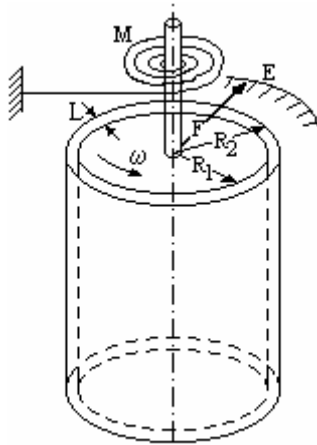
Viscosímetro de Mac Michel:

Fig.9.5

La viscosidad absoluta o dinámica μ se la puede obtener con el viscosímetro de MacMichel, cuyo esquema se representa en la figura (Fig.9.5), el cual se basa en los cilindros concéntricos utilizados por Newton. El mismo consta de dos cilindros, uno interior y otro exterior, introduciéndose en el espacio existente entre ambos el líquido cuya viscosidad se desea obtener. El cilindro interno de radio R_1 se encuentra frenado por un muelle o resorte M calibrado, en tanto que el cilindro externo de radio R_2 gira. La aguja I indica en una escala graduada un valor proporcional a la viscosidad del líquido.

También se puede obtener mediante una expresión, la cual se obtiene de la manera siguiente: Si se multiplican ambos miembros de la expresión (9.8) por R_1 , y teniendo en cuenta la (9.4) que da el momento M se obtiene:

$$F.R_1 = M = \mu.A \frac{v}{L} R_1$$

(9.11) La expresión (9.11) es válida solo para $L \ll R_1$, lo que ocurre cuando es $L \leq 0,01R_1$.

Si en la (9.11) se reemplaza L , A y ω por sus valores dados por la (9.1), (9.2) y (9.3) respectivamente, se obtiene:

$$M = \mu.2\pi.R_1.h \frac{\omega.R_1}{R_2 - R_1} R_1$$

(9.12)

Despejando μ de la (9.12), finalmente se obtiene:

$$\mu = \frac{M.(R_2 - R_1)}{2\pi.\omega.h.R_1^3}$$

(9.13)

La expresión (9.13) se utiliza en el viscosímetro de MacMichel para obtener la viscosidad absoluta o dinámica.

Ya que obtener las condiciones exigidas con este instrumento para lograr medidas precisas de la viscosidad, por variación de la velocidad, vibraciones, etc., es muy dificultoso, y debido a la necesidad de contar con los valores de la viscosidad de los fluidos con rapidez y precisión, se han estudiado la aplicación de las leyes de la mecánica de los fluidos, para lograr construir instrumentos que permitan en algunos casos, y dentro de ciertos límites, obtenerla.

Ley de Stokes

Cuando un fluido viscoso se mueve alrededor de un cuerpo con movimiento estacionario, o cuando ésta se desplaza en el interior de un fluido viscoso en reposo, se ejerce sobre el cuerpo debido a la viscosidad, una fuerza resistente F_s . Para analizar las fuerzas que actúan y facilitar el cálculo se adopta un cuerpo de forma esférica, pero los resultados son aplicables a un cuerpo de cualquier forma. Stokes encontró que esta fuerza resistente F_s está dada por la expresión:

$$F_s = 6\pi.\mu.v$$

(9.14)

La expresión (9.14) constituye la ley de Stokes.

Si se introduce una esfera dentro del fluido, la cual se indica en la figura (Fig.9.6), y se la deja caer partiendo del reposo, es decir con velocidad inicial nula:

$$v = 0$$

(9.15)

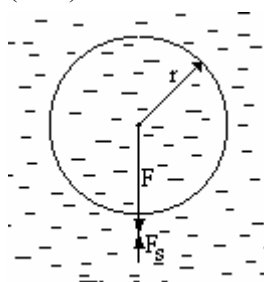


Fig.9.6

La resistencia debida a la fuerza de la viscosidad es nula al principio. Además sobre la esfera actúan la fuerza del peso propio P hacia abajo, y el empuje E que recibe la esfera, de abajo hacia arriba, igual al peso del volumen desalojado. Si es ρ_e la densidad del material de la esfera y ρ_f la densidad del fluido, se tiene:

$$P = m_e \cdot g = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_e \cdot g$$

Peso de la esfera:
(9.16)

$$E = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_f \cdot g \quad (9.17)$$

Empuje:

La resultante de estas dos fuerzas opuestas es F_R , la que resulta de restar a la (9.16) la (9.17):

$$F_R = P - E = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot g (\rho_e - \rho_f)$$

(9.18)

Del segundo principio de Newton se obtiene la aceleración a_e de la esfera:

$$\text{a) } F_R = m_e \cdot a_e \quad \Rightarrow \quad \text{b) } a_e = \frac{F_R}{m_e}$$

(9.19)

Como la masa de la esfera es:

$$m_e = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_e$$

(9.20)

Dividiendo la (9.18) por la (9.20) se obtiene, según la (9.19b):

$$a_e = \frac{\rho_e - \rho_f}{\rho_e} g$$

(9.21)

Como resultado de esta aceleración, la esfera adquiere una velocidad v_e dirigida hacia abajo, existiendo una resistencia F_s del fluido sobre la esfera que se opone a su caída. A medida que aumenta la velocidad de la esfera, aumenta también la resistencia en proporción directa, por lo que se alcanzará al cabo de un tiempo una velocidad tal, que la fuerza F_R dirigida hacia abajo, dada por la (9.18), y la resistencia F_s , dada por la (9.14), serán iguales, moviéndose la esfera a partir de ese instante con velocidad constante, llamada velocidad límite. Por lo tanto, se puede escribir:

$$\text{a) } F_R = F_s \quad \Rightarrow \quad \text{b) } \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot g (\rho_e - \rho_f) = 6\pi \cdot \mu \cdot r \cdot v_e$$

(9.22)

La relación (9.22b) se cumple siempre que la velocidad no sea tan grande que se origine un régimen turbulento en el fluido. Si esto ocurre, la resistencia que opone el fluido es mucho mayor que la dada por la ley de Stokes.

De la expresión (9.22b) se obtiene, por pasajes de términos, el valor de μ :

$$\mu = \frac{2 r^2 \cdot g}{9 v_e} (\rho_e - \rho_f)$$

(9.23)

La velocidad v de la esfera se la puede obtener dividiendo el camino l recorrido por la esfera por el tiempo empleado en hacerlo, es decir:

$$v_e = \frac{l}{t}$$

(9.24)

Por lo tanto, reemplazando el valor de v_e dado por la (9.24) en la (9.23) se obtiene:

$$\mu = \frac{2 r^2 \cdot g}{9 \frac{l}{t}} (\rho_e - \rho_f) \quad \Rightarrow \quad \mu = \frac{2 r^2 \cdot g}{9 l} (\rho_e - \rho_f) t$$

(9.25)

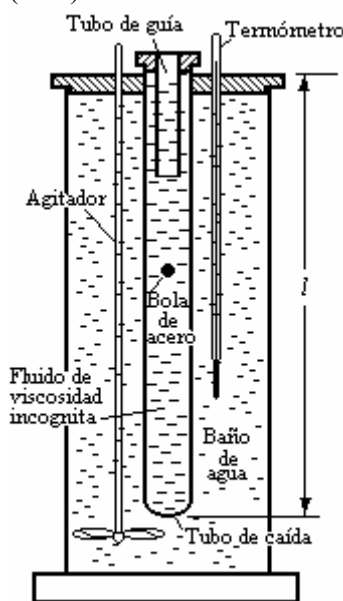


Fig.9.7

En la (9.25) se toma como constante k a:

$$k = \frac{2 r^2 \cdot g}{9 l}$$

(9.26)

Por lo tanto, la (9.25) resulta, reemplazando k dado por la (9.26):

$$\mu = k (\rho_e - \rho_f) \cdot t$$

(9.27)

Viscosímetro de caída de bola: La expresión (9.27) es la utilizada en el viscosímetro de *caída de bola*, el cual se muestra en la figura (Fig.9.7), consistente en un tubo que contiene el líquido cuya viscosidad se quiere medir, inmerso en *baño maría* de temperatura constante, donde conociendo r , ρ_e , ρ_f , l y g , dejando caer la esfera o bola dentro del líquido incognita y midiendo el tiempo t de caída, se puede determinar la viscosidad absoluta en centipoises. Pero la (9.27) solo es aplicable a un fluido contenido en un tubo de dimensiones infinitas, de tal

forma que la bola al caer no esté expuesta a las condiciones de borde causadas por las paredes del tubo, que introducen errores apreciables. Para evitar este inconveniente y obtener un instrumento de utilidad práctica, se calibra el instrumento mediante un fluido de viscosidad conocida, obteniéndose la constante total K del aparato, resultando:

$$\mu = K (\rho_e - \rho_f) \cdot t$$

(9.28)

Se utiliza una esfera de pequeño diámetro en relación al diámetro del tubo de caída. Solo se recomienda el uso de este instrumento para viscosidades iguales o mayores a 1000 centipoises, ya que para valores menores el tiempo de caída es muy corto, con lo que se introducirían errores apreciables.

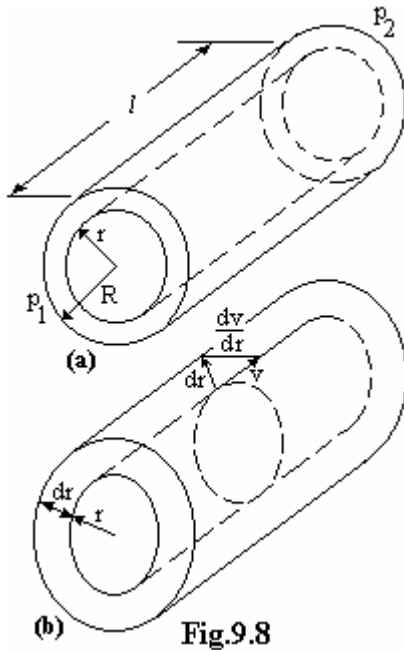
Ley de Hagen - Poiseuille

En el estudio de la lubricación, es importante conocer como se comporta el flujo de un líquido viscoso a través de un tubo capilar. La ley de Hagen - Poiseuille es el resultado del estudio realizado sobre el flujo de un líquido viscoso a través de un tubo capilar, y permite medir en forma sencilla la viscosidad absoluta y acceder al concepto de la *viscosidad cinemática*.

También permite calcular la pérdida de presión en los conductos hidráulicos y de alimentación para una velocidad determinada.

Tomando un tubo capilar de longitud l y radio R , el cual se muestra en la figura (Fig.9.8), siendo l mucho mayor que R , por lo que se pueden despreciar las pérdidas provocadas por el líquido a la entrada y a la salida del tubo. Además el peso del líquido dentro del capilar es muy pequeño, de tal manera que no influye sobre las fuerzas de cizallamiento que se oponen al movimiento. Es decir que el movimiento del líquido solo lo produce la diferencia de presión entre los dos extremos del tubo. Además, la velocidad de desplazamiento del líquido es constante, no existiendo ninguna aceleración.

Si se considera un elemento cilíndrico de lubricante de radio r que se mueve debido a la diferencia de presiones:



$$\Delta p = p_1 - p_2 \tag{9.29}$$

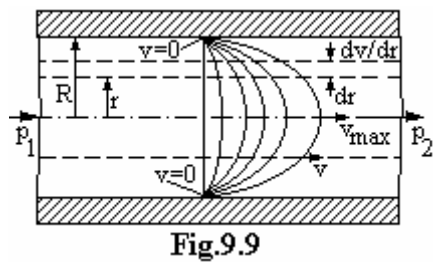
Para la capa de líquido, que se encuentra a la distancia r , la velocidad es v . El gradiente de velocidad entre dos capas de lubricante que se encuentran a la distancia dr una de otra, según se muestra en la figura (Fig.9.8b), es:

$$\text{Grad} = \frac{dv}{dr} \tag{9.30}$$

En el centro del tubo, según se observa en la figura (Fig.9.9), la velocidad del líquido viscoso es máxima, siendo nula en la pared debido a la resistencia por rozamiento que opone la rugosidad de la misma. Es decir, que a medida que aumenta r disminuye v , resultando por lo tanto el gradiente negativo:

$$\frac{dv}{dr} < 0 \tag{9.31}$$

El área A_n de la superficie normal al eje del elemento cilíndrico de fluido, de radio r , sobre el cual actúan las presiones p_1 y p_2 está dado por la expresión:



$$A_n = \pi r^2 \tag{9.32}$$

La fuerza F_e resultante de las presiones que se ejercen sobre el área dada por la (9.32) es:

$$F_e = \Delta p \cdot A_n = (p_1 - p_2) \cdot \pi r^2 \tag{9.33}$$

Por otra parte, el área A_c de la superficie cilíndrica de longitud l y radio r , del elemento de fluido es:

$$A_c = 2\pi r \cdot l \tag{9.34}$$

La fuerza que ejerce la viscosidad sobre el área de la superficie cilíndrica dada por la (9.34), estará dada por la expresión (9.8), pero teniendo en cuenta, según la (9.30), que por ser negativo, el gradiente será $- dv/dr$. Por lo tanto se tendrá:

$$\text{a) } F_{\mu} = \mu.A.\left(-\frac{dv}{dr}\right) \quad \Rightarrow \quad \text{b) } F_{\mu} = -\mu.A.\frac{dv}{dr}$$

(9.35)

Por la (9.34), la (9.35b) resulta:

$$F_{\mu} = -\mu.2\pi.r.l.\frac{dv}{dr}$$

(9.36)

Por no existir aceleración, el sistema de fuerzas que actúan, debidas a las presiones y a la viscosidad del líquido, está en equilibrio, es decir:

$$F_e = F_{\mu}$$

(9.37)

Por lo tanto, se pueden igualar el tercer miembro de la (9.33) con el segundo miembro de la expresión (9.36), obteniendo:

$$(p_1 - p_2).\pi.r^2 = -\mu.2\pi.r.l.\frac{dv}{dr}$$

(9.38)

Despejando dv de la (9.38), se obtiene:

$$-dv = \frac{p_1 - p_2}{2\mu.l} r.dr$$

(9.39)

Integrando la (9.39) para obtener v :

$$\text{a) } \int -dv = \int \frac{p_1 - p_2}{2\mu.l} r.dr = \frac{p_1 - p_2}{2\mu.l} \int r.dr \quad \Rightarrow \quad \text{b) } -v = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .r^2 + C$$

(9.40)

C es la constante de integración, la cual es posible conocer aplicando las condiciones conocidas del flujo, ya que se sabe que para $r = R$ es $v = 0$; luego, aplicándolo en la (9.40b):

$$\text{a) } 0 = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .R^2 + C \quad \Rightarrow \quad \text{b) } C = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .R^2$$

(9.41)

Reemplazando en la (9.40) el valor de C dado por la (9.41b), se obtiene:

$$\text{a) } -v = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .r^2 + \left(-\frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .R^2\right) \quad \Rightarrow \quad \text{b) } v = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} (R^2 - r^2)$$

(9.42)

La expresión (9.42b) es una función parabólica. Para $r = 0$ es $v =$ máximo, resultando la (9.42b), aplicando esta condición:

$$v_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} .R^2$$

(9.43)

El caudal Q de líquido que circula se lo puede obtener sabiendo que el mismo es igual a la velocidad del fluido por el área de la sección que atraviesa, es decir:

$$dQ = v.dA$$

(9.44)

El diferencial de área dA , el cual se muestra en la figura (Fig.9.10), está dado por la expresión:

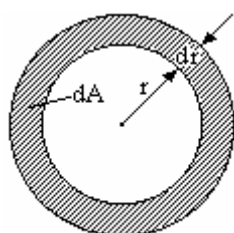


Fig.9.10

(9.45)

$$dA = 2\pi.r.dr$$

Reemplazando en la (9.44) el valor de v dado por la (9.42b) y el valor de dA dado por la (9.45), se obtiene:

$$dQ = \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} (R^2 - r^2) 2\pi.r.dr$$

(9.46)

Integrando al (9.46), el primer miembro entre Q y 0, y el segundo miembro entre 0 y R :

$$\int_0^Q dQ = \int_0^R \frac{p_1 - p_2}{4\mu.l} (R^2 - r^2) 2\pi.r.dr = \frac{2\pi (p_1 - p_2)}{4\mu.l} \int_0^R (R^2 - r^2) r.dr$$

(9.47)

Resolviendo la (9.47), se obtiene:

$$Q = \frac{\pi.R^4}{8\mu.l} (p_1 - p_2)$$

(9.48)

O también, despejando de la (9.48) el coeficiente de viscosidad μ , su valor será:

$$\mu = \frac{\pi.R^4 (p_1 - p_2)}{8.Q.l}$$

(9.49)

La expresión (9.49) es la ley de Hagen – Poiseuille para el flujo de un líquido viscoso en un tubo capilar, y permite conocer la viscosidad absoluta o dinámica cuando se conoce la diferencia constante de presiones a la entrada y salida del tubo, su radio y longitud y el caudal que circula.

Viscosidad cinemática

Según lo visto anteriormente, un tubo capilar permite obtener la viscosidad absoluta de un líquido. Debido a que es difícil obtener un aparato que realmente cumpla con todos los requisitos mecánicos, para lograr que un fluido adquiera velocidad y desplazamiento uniforme, la obtención de medidas con precisión de la viscosidad absoluta en forma directa es difícil. Por tal motivo, y por el hecho de poder obtener un flujo laminar dentro de un tubo capilar, por el cual circula un fluido con velocidad moderada, ha hecho posible el diseño de instrumentos más baratos y más fáciles de operar, con los que se pueden obtener la viscosidad absoluta en forma indirecta, midiendo el tiempo que emplea una cierta cantidad de fluido en atravesar por un conducto cilíndrico calibrado.

Utilizando la caída libre de un líquido a través de un tubo capilar, se obtiene las condiciones de la diferencia de presiones constantes a la entrada y salida del mismo, siendo de aplicación al mismo la expresión (9.49). Además, la altura del líquido para obtener la fuerza necesaria para que se produzca su movimiento, depende de su densidad.

La diferencia de presiones $\Delta p = p_1 - p_2$ puede ser sustituida por la altura media efectiva h de caída del líquido, conociendo su densidad ρ y la aceleración g de la gravedad, por lo que se puede escribir:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho.g.h$$

(9.50)

Reemplazando en la (9.49) el valor de Δp dado por la (9.50), se obtiene:

$$(9.51) \quad \text{a) } \mu = \frac{\pi \cdot R^4 \cdot \rho \cdot g \cdot h}{8 \cdot Q \cdot l} \quad \Rightarrow \quad \text{b) } \frac{\mu}{\rho} = \frac{\pi \cdot R^4 \cdot g \cdot h}{8 \cdot Q \cdot l}$$

El segundo miembro de la (9.51b) se denomina *viscosidad cinemática*, y se la designa con el símbolo ν , siendo por lo tanto, la viscosidad cinemática de un fluido igual a su viscosidad absoluta μ dividida su densidad ρ . Por lo tanto, se puede escribir:

$$(9.52) \quad \text{a) } \nu = \frac{\pi \cdot R^4 \cdot g \cdot h}{8 \cdot Q \cdot l} \quad \Rightarrow \quad \text{b) } \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \Rightarrow \quad \text{c) } \mu = \nu \cdot \rho$$

La viscosidad cinemática ν se mide en *stokes*, utilizándose generalmente el *centistokes*, es decir su centésima parte, por resultar la primera una unidad muy grande. De la expresión (9.52b) se puede obtener como está compuesta esta unidad, reemplazando en la misma las unidades de la viscosidad μ absoluta y de la densidad ρ por las unidades básicas que las componen, por lo que se obtiene:

$$(9.53) \quad |\nu| = \left| \frac{\mu}{\rho} \right| = \frac{\frac{gr \cdot cm}{s^2} \frac{s}{cm^2}}{\frac{gr}{cm^3}} = \frac{cm^2}{s}$$

Se tiene entonces que es:

$$(9.54) \quad \text{a) } 1 \text{ stokes} = 1 \frac{cm^2}{s} \quad \text{y} \quad \text{b) } 1 \text{ centistokes} = 10^{-2} \text{ stokes}$$

La viscosidad cinemática es la más utilizada, existiendo distintos aparatos que dan su medida, denominándose generalmente la viscosidad, según el aparato con la cual se la obtiene.

Viscosidad Saybolt

El viscosímetro *Saybolt*, cuyo esquema se muestra en la figura (Fig.9.11), es uno de los aparatos más utilizados, principalmente en los Estados Unidos de Norteamérica, para obtener la viscosidad de un líquido, la cual se obtiene midiendo el tiempo en segundos que tarda en escurrir, a través de un orificio calibrado, 60 cm³ del mismo, a una temperatura determinada, que por lo general está entre 100 °F (37,8°C) y 210°F (98,9°C). El equipo se completa con la resistencia de calentamiento, los termómetros y el agitador.

Existen dos tipos de viscosidades Saybolt, la *Universal* (seg. SU) y la *Furol* (seg.SF), utilizándose la primera para líquidos livianos, y la segunda para líquidos pesados, donde los tiempos de caída sean superiores a 250 segundos Saybolt Universal. Los equipos utilizados para ambos casos, difieren únicamente en los diámetros de los orificios calibrados de escurrimiento, siendo para Saybolt Universal $\varnothing 1,765 \text{ mm} \pm 0,01524 \text{ mm}$ y para Saybolt Furol $\varnothing 3,15 \text{ mm} \pm 0,02719 \text{ mm}$. La longitud l del tubo

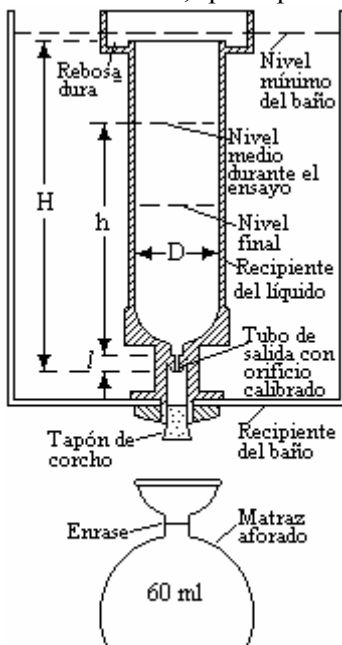


Fig.9.11

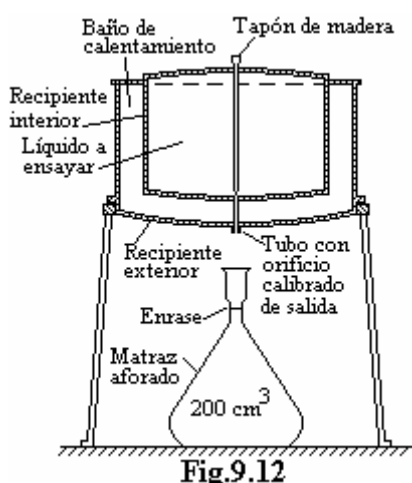
de salida con el orificio calibrado es de $12,2682 \text{ mm} \pm 0,1016 \text{ mm}$. El ensayo se realiza, previa colocación del tapón de corcho para impedir que caiga el líquido, introduciendo este último en el recipiente del líquido, hasta que rebose el mismo. Se calienta el baño a la temperatura de medición y retirando el tapón, se lo deja caer en el matraz aforado, tomándose el tiempo con un cronómetro, hasta que el líquido llegue al enrase. El tiempo así obtenido es la viscosidad en segundos Saybolt del líquido ensayado.

Las viscosidades Saybolt en segundos, por debajo de los 200 segundos comienza a presentar una gran diferencia con la viscosidad cinemática, no debiéndose utilizar el aparato para obtener las viscosidades cinemáticas cuando el tiempo en segundos Saybolt es igual o menor a 40 segundos.

Viscosidad Redwood

En Inglaterra se utiliza la *viscosidad Redwood*, que se obtiene de la misma manera que la Saybolt, difiriendo en el volumen que escurre, el cual es de 50 cm^3 , diferenciándose también dos tipos, según el diámetro del orificio de escurrimiento, el Redwood N°1, con orificio de salida de $\varnothing 1,62 \text{ mm}$ y Redwood N°2, con orificio de salida de $\varnothing 3,80 \text{ mm}$, obteniéndose la viscosidad en segundos Redwood.

Viscosidad Engler



La *viscosidad Engler* se utiliza en el continente europeo, y consiste en el cociente entre el tiempo en segundos que tarda en derramarse 200 cm^3 del líquido cuya viscosidad se desea conocer, y el tiempo en segundos que tarda en derramarse 200 cm^3 de agua, todo, por lo general, a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura, pudiendo en los caso de líquidos muy viscosos utilizar temperaturas de $50 \text{ }^\circ\text{C}$ y hasta $100 \text{ }^\circ\text{C}$. El aparato, el cual se denomina viscosímetro Engler, consta, según muestra la figura (Fig.9.12), de dos recipientes, entre los que se vierte el aceite o el agua que constituirá el baño de calentamiento, y en el recipiente interior el líquido cuya viscosidad se desea medir; un tubo de salida de longitud l de 20 mm con orificios calibrados a la entrada de $\varnothing 2,4 \text{ mm}$ y a la salida de $\varnothing 2,8 \text{ mm}$, y un tapón de madera para impedir la caída del líquido hasta que no se

obtengan las condiciones del ensayo; un matraz aforado para 200 cm^3 . El equipo se completa con los termómetros, agitador y sistema de calentamiento. Una vez obtenidas las condiciones de ensayo, se retira el tapón y se toma con un cronómetro el tiempo de caída del líquido, dividiéndose por el tiempo de caída del agua, cuyo valor constituye la constante del aparato, variando entre 51 y 52 segundos a $20 \text{ }^\circ\text{C}$, obteniéndose un número que da la viscosidad en *grados Engler* ($^\circ\text{E}$).

Conversión a los distintos sistemas

Herschel ha demostrado que la viscosidad cinemática puede representarse por la ecuación:

$$\nu = At - \frac{B}{t}$$

(9.55)

Donde A y B son constantes obtenidas experimentalmente y t el tiempo en segundos. Las constantes A y B para las viscosidades Saybolt, Redwood y Engler, se dan en la siguiente tabla:

Viscosidad	A	B
------------	---	---

Saybolt Universal	0,22	180
Redwood	0,26	171
Engler	0,147	374

. La ecuación dada por la (9.55) es lo bastante precisa para trabajos en la práctica. Una vez obtenida la viscosidad cinemática, conociendo la densidad del líquido se puede conocer la viscosidad absoluta aplicando la (9.52).

Viscosímetro Ostwald modificado

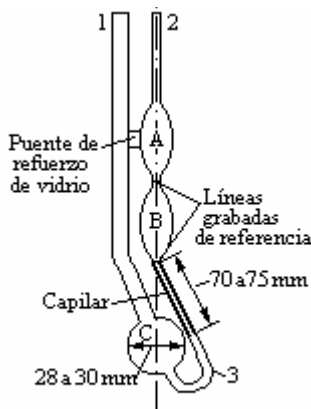


Fig.9.13

En la actualidad, el viscosímetro que utiliza el principio del tubo capilar, más empleado para obtener la viscosidad cinemática, por su gran exactitud, es el viscosímetro de Ostwald modificado, empleado universalmente como patrón de medida. En la figura (Fig.9.13) se muestra en forma esquemática este viscosímetro, funcionando de la siguiente forma: Se carga el líquido por el tubo 1, se lleva a la temperatura constante el aparato mediante un baño líquido, se aspira el líquido cargado hasta el tubo 2 hasta que el bulbo B se encuentre totalmente lleno y se lo deja caer, siendo el valor de la viscosidad el tiempo empleado en segundos por el menisco para descender entre las dos líneas grabadas de referencia en ambos extremos, superior e inferior, del bulbo B. El aparato debe ser previamente calibrado con un fluido normalizado.

Otro viscosímetro que utiliza el principio de tubo capilar es el de *nivel suspendido*, ideado por Ubelohde y modificado por Fitz Simons, el cual, en caso de ser de interés, el estudiante puede consultar la bibliografía especializada que se menciona al final del capítulo.

Clasificación de los aceites lubricantes

Debido a la importancia de obtener una buena lubricación, principalmente en los automotores, los aceites lubricantes, en un principio se clasificaron según el uso, en *ligeros*, *medios*, *pesados* y *muy pesados*. Pero esta clasificación causaba confusión, lo que traía aparejado la inadecuada lubricación del equipo o motor. Por tal motivo, la Asociación de Ingenieros de Automotores de los Estados Unidos, adoptó un sistema mediante el cual los aceites se clasificaban de acuerdo a sus viscosidades, asignándoles un número SAE. Esta clasificación fue adoptada mundialmente, siendo actualizada continuamente, transcribiéndose a continuación una tabla que muestra algunos valores de viscosidades.

Lubricante Número SAE	Viscosidad cinemática a 18°C		Viscosidad cinemática a 100°C	
	Min cSt	Max cSt	Min cSt	Max cSt
Aceite para motor				
5 W (winter)	-----	1300	3,8	
10 W	1300	1600	4,1	
20 W	2600	10500	5,6	
20			5,6	9,3
30			9,3	12,5
40			12,5	16,3
50			16,3	22,0
Aceites para transmisión				
75		3250		
80	3250	21700		

90		14,24	25
140		25	43
250		43	-----

Influencia de la temperatura en la viscosidad

La viscosidad de un fluido disminuye con el aumento de la temperatura, como por ejemplo los lubricantes elaborados a partir de los hidrocarburos, presentan un brusca disminución de la viscosidad al aumentar la temperatura. Es importante que el lubricante conserve su viscosidad dentro de ciertos límites, ya que si la misma disminuye demasiado se pueden producir desgastes prematuros y excesivos, incluso el deterioro de la pieza lubricada.

Por tal motivo es importante conocer la variación de la viscosidad con la temperatura. La Sociedad Norteamericana de Ensayos de Materiales (ASTM), desarrolló un método empírico para obtener la variación de la viscosidad de los aceites lubricantes hidrocarbonados con la temperatura, relacionándolas mediante gráficos o cartas, construidos con una ecuación logarítmica, como la que se muestra a continuación:

$$(9.56) \quad \log_{10} \log (\nu + 0,8) = n \log_{10} T + C$$

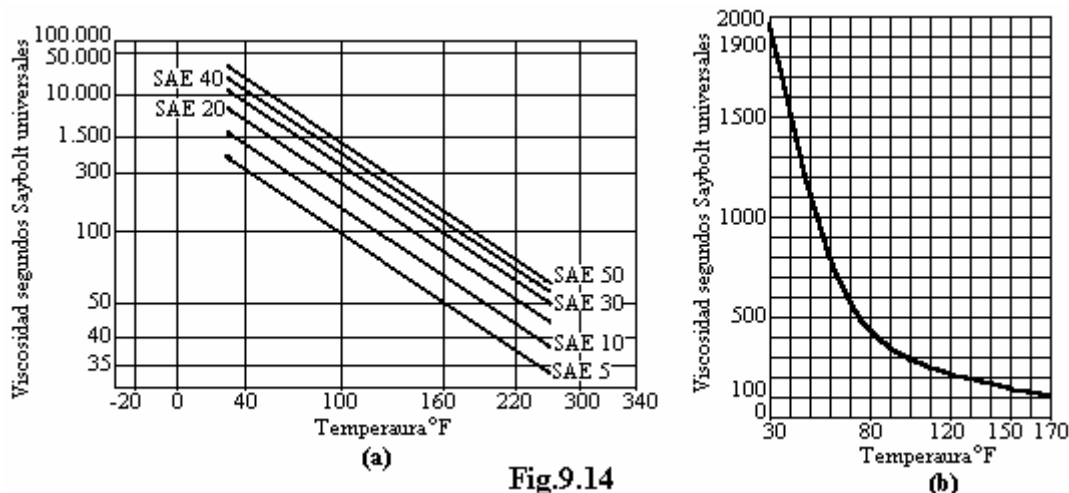


Fig.9.14

Esta ecuación da una línea recta y concuerda muy bien con los resultados de ensayos. En la (9.56) es ν la viscosidad cinemática en centistokes, T la temperatura absoluta en grados Rankine, n y C constantes para el aceite en cuestión. En la figura (Fig.9.14a) se muestra, solo en forma ilustrativa, una de las cartas de la ASTM para la viscosidad en segundos Saybolt Universal, en tanto que la figura (Fig.9.14b) correspondería a un gráfico de la misma relación viscosidad-temperatura con los mismos datos, pero en coordenadas cartesianas.

Con las cartas de la ASTM indicada en la figura (Fig.9.14a) se puede conocer como varía la viscosidad para distintas temperaturas, permitiendo conocer la viscosidad de un aceite a cualquier temperatura si se conoce sus viscosidades a dos temperaturas determinadas.

Índice de viscosidad: Una manera muy usada para conocer la variación de la viscosidad con la temperatura de un aceite lubricante, es utilizando el *Índice de Viscosidad VI*. El índice de viscosidad VI, establecido por Dean y Davis, da la aptitud de un lubricante para mantener su fluidez o viscosidad dentro de un intervalo de temperatura. El mismo surgió de haber asignado a un lubricante que tenía muy poca disminución de su viscosidad con el aumento de la temperatura el índice cien, es decir $VI = 100$, y a otro lubricante que presentaba una gran disminución de su viscosidad con el aumento de la temperatura, el índice cero, o sea $VI = 0$. Este índice de viscosidad VI está dado por la expresión:

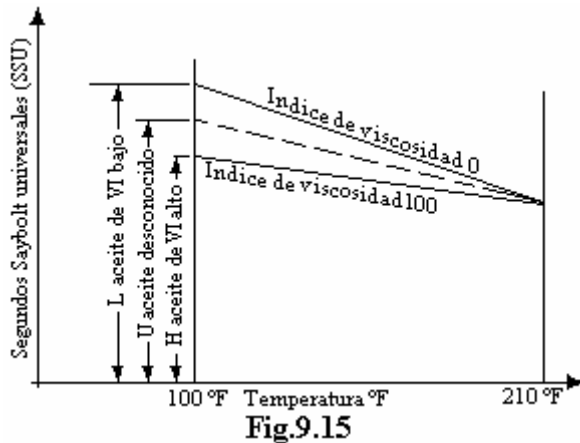
$$VI\% = \frac{L - U}{L - H} \times 100$$

(9.57)

En la (9.57) se tiene que es:

- U : viscosidad de la muestra de lubricante a 40 °C
- L viscosidad a 40 °C de un aceite con $VI = 0$, y de la misma viscosidad que la muestra a 100 °C
- H es la viscosidad a 40 °C de un aceite con $VI = 100$ y de la misma viscosidad que la muestra a 100 °C.

La ecuación (9.57) está representada gráficamente en la figura (Fig.9.15), donde la línea superior representa un aceite de $VI = 0$, y la inferior un aceite de $VI = 100$. El aceite cuyo VI se desea conocer está representado por la línea de trazos. Es decir, que el índice de viscosidad da una medida de la aproximación del aceite incógnita al de índice de viscosidad 100. Dean y Davis encontraron dos series de aceites, una de índice de viscosidad 100 y la otra de índice de viscosidad 0, y ambas de la misma viscosidad a 210 °F, los que aparecen en la Tablas de índices de viscosidad ASTM (D567).



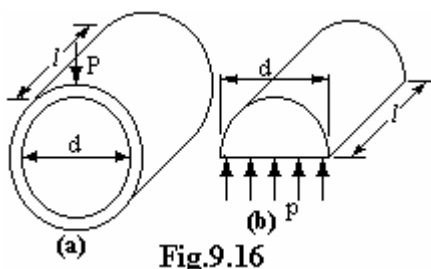
Actualmente, con el agregado de aditivos a los aceites lubricantes hidrocarbonados, y con la aparición de los lubricantes sintéticos, se obtienen VI superiores a 100.

Para la elección de un lubricante, es necesario conocer, además de la temperatura, a que velocidades y presiones estará expuesto, utilizándose los que presenten resistencia adecuadas a estos factores. Se debe tratar de utilizar sistemas sencillos y efectivos de lubricación. Se debe, sobre todo, seguir los consejos del fabricante, consultando los casos especiales cuando sea necesario.

Determinación del coeficiente de rozamiento en cojinetes de deslizamiento lubricados

Se analizará la lubricación hidrodinámica de los cojinetes, teniendo en cuenta que la película lubricante formada por el movimiento de las superficies puede ser, o totalmente fluida, si la película es lo suficientemente gruesa para mantener totalmente separadas las superficies en movimiento, o semifluida o de película delgada, cuando ésta última no tiene el espesor suficiente para mantener completamente separadas las superficies en movimiento, existiendo en este caso, algún contacto entre las superficies. Cuando el lubricante es introducido a presión entre las superficies, la lubricación se denomina hidrostática, obteniéndose en este caso siempre una película gruesa.

Para el caso de película fluida, puede emplearse cualquier lubricante ya que el mismo solo se utiliza para separar las superficies. En cambio, en el de película delgada, el lubricante debe tener la propiedad de reducir el desgaste y la fricción del metal de las superficies en contacto y cuando se encuentran en movimiento.



Según lo visto anteriormente, en el flujo de un fluido, debido a su viscosidad existe un rozamiento interno entre las capas del mismo, siendo F la fuerza necesaria para provocar su desplazamiento. Si en la expresión (9.8) se considera que la distancia de separación entre dos capas

es de , siendo dv la diferencia de velocidad entre ellas, para una superficie S , se puede escribir:

$$F = \mu.S.\frac{dv}{de} \quad (9.58)$$

Siendo la superficie S igual a:

$$S = \pi.d.l \quad (9.59)$$

Si se analiza el cojinete de fricción de la figura (Fig.9.16), la fuerza normal P que soporta la película de lubricante, debido al rozamiento existente entre capa y capa de fluido al deslizar unas sobre otras, produce la fuerza de rozamiento R . Si se denomina f al coeficiente de rozamiento, la expresión que da R , es:

$$R = f.P \quad (9.60)$$

De la figura (Fig.9b), la superficie S' sobre la que actúa la fuerza P es:

$$S' = l.d \quad (9.61)$$

La presión p producida en la superficie S' por P , es:

$$a) \quad p = \frac{P}{S'} = \frac{P}{l.d} \quad \Rightarrow \quad b) \quad P = p.l.d \quad (9.62)$$

Por lo tanto, de la (9.60) y de la (9.62b), resulta:

$$R = f.p.l.d \quad (9.63)$$

De la (9.59) se obtiene:

$$\frac{S}{\pi} = d.l \quad (9.64)$$

Por la (9.64), la (9.63) se puede escribir:

$$R = f.p.\frac{S}{\pi} \quad (9.65)$$

La fuerza R obtenida a partir del rozamiento es la misma que la obtenida a partir de la viscosidad, por lo que se tiene:

$$a) \quad F = R \quad \Rightarrow \quad b) \quad \mu.S.\frac{dv}{de} = f.p.\frac{S}{\pi} \quad \Rightarrow \quad c) \quad f.de = \frac{\mu\pi}{p} dv \quad (9.66)$$

Integrando al (9.66c):

$$a) \quad f \int_0^e de = \frac{\mu\pi}{p} \int_0^v dv \quad \Rightarrow \quad b) \quad f.e = \frac{\mu\pi}{p} v \quad \Rightarrow \quad c) \quad f = \frac{\mu\pi}{p} v \frac{1}{e} \quad (9.67)$$

Como es:

$$v = \omega.r = \frac{2\pi.n.r}{60} = \frac{\pi.n.d}{60} \quad (9.68)$$

Reemplazando en la (9.67c) el valor de v dado por la (9.68), se tiene:

$$f = \frac{\mu \pi}{p} \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60} \frac{1}{e} = \frac{\pi^2 \cdot d}{60 e} \frac{\mu n}{p}$$

(9.69)

Haciendo en la (9.69):

$$K_1 = \frac{\pi^2 \cdot d}{60 e}$$

(9.70)

Se obtiene:

$$f = K_1 \frac{\mu n}{p}$$

(9.71)

En la (9.71) es f el coeficiente de rozamiento en cojinetes lubricados y K_1 una constante característica de cada cojinete.

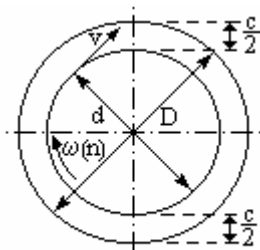


Fig.9.17

Si ahora se considera un gorrón, figura (Fig.9.17), girando centrado dentro de un cojinete de deslizamiento, siendo D el diámetro interno del cojinete y d el diámetro del gorrón, el juego existente entre ambos es:

$$c = D - d \quad (9.72)$$

Si además, por estar centrado el gorrón, la película de aceite de la lubricación es:

$$e = \frac{c}{2} \quad (9.73)$$

Reemplazando el valor de e dado por la (9.73) en la (9.69), se tiene:

$$f = \frac{2\pi^2}{60} \frac{\mu n}{p} \frac{d}{c} = \frac{2\pi^2}{60} \frac{1}{\frac{c}{d}} \frac{\mu n}{p}$$

(9.74)

Siendo en la (9.74) p la presión media sobre el área proyectada $l \cdot d$, y c/d la luz o juego relativo del cojinete, dado en cm por cm del diámetro.

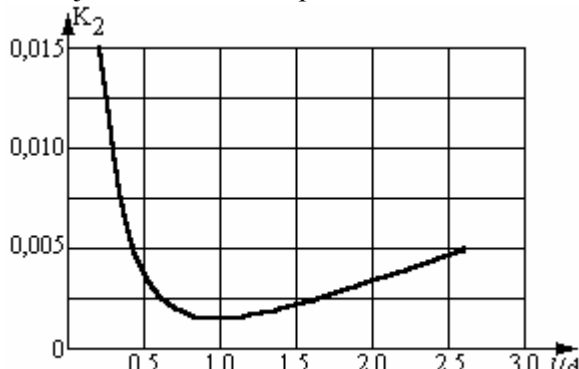


Fig.9.18

Ensayos realizados en pequeños gorrnes, determinaron que el coeficiente de rozamiento puede hallarse mediante la ecuación empírica:

$$f = \frac{332,5}{10^{11}} \frac{\mu n}{p} \frac{d}{c} + K_2 \quad (9.75)$$

Siendo K_2 una constante o factor de corrección que está dado en función del

cociente del largo l del gorrón sobre el diámetro d del gorrón:

$$K_2 = \phi \left(\frac{l}{d} \right) \quad (9.76)$$

El valor de K_2 puede ser obtenido de gráficos, como el de la figura (Fig.9.18), que fueron construidos experimentalmente.

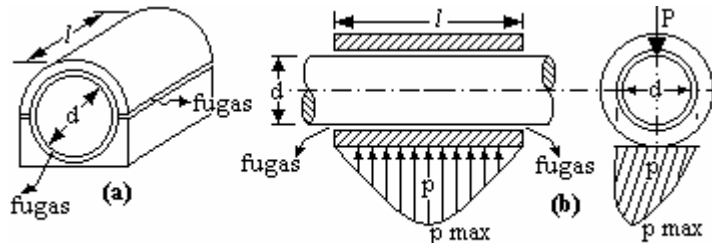


Fig.9.19 Diagrama de presiones axiales

Debido a la carga P que soporta el gorrón, la presión p que se ejerce sobre la película del aceite lubricante hace que éste escape por los borde del cojinete, según se indica en la figura (Fig.9.19), obteniéndose un diagrama de presiones como el indicado en la figura (Fig.9.19b), es decir, máxima en el centro y mínima en

los extremos.

Formación de la película lubricante con el movimiento

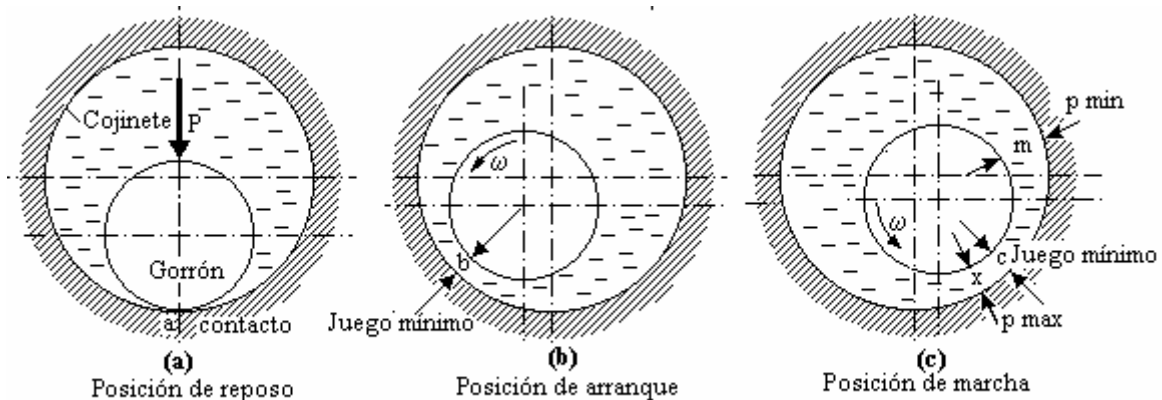
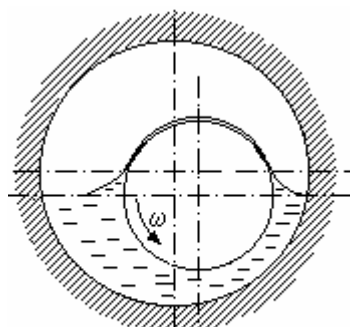


Fig.9.20

Se debe tratar de mantener entre gorrón y cojinete una película de separación completa de aceite. Suponiendo un gorrón y su cojinete como el que se muestra en la figura (Fig.9.20), donde el juego entre ambos está exagerado para mejor interpretación. Se mantiene todo el espacio entre gorrón y cojinete lleno de aceite, existiendo una carga vertical P que aprieta el gorrón contra el cojinete. Si el gorrón está detenido, se asienta abajo y hace contacto con el cojinete en a , como se indica en la figura (Fig.9.20a). Cuando comienza a girar, rueda hacia la parte izquierda del cojinete, trasladando el punto de contacto y estableciendo un juego mínimo en b con el aceite que es arrastrado e introducido entre el gorrón y el cojinete, según muestra la figura (Fig.9.20b); existe entonces, una delgada película de aceite en forma de cuña, que comienza a formarse al girar el eje que eleva al gorrón y tiende a autocentrarlo, separando las superficies en contacto, sustituyendo el rozamiento fluido al de metal con metal. El gorrón se desliza y comienza a girar, arrastrando más aceite entre las superficies, aumentando el grosor de la película que lo levanta aún más. A medida que la velocidad de rotación aumenta, el aceite arrastrado bajo el gorrón genera una presión que lo fuerza hacia arriba y a la derecha, hasta que se alcanza la posición de equilibrio. En esta situación, se logra la posición de mínimo juego de funcionamiento en el punto c indicado en la figura (Fig.9.20c), dependiendo su posición exacta del juego real c , de la velocidad de rotación ω , de la viscosidad μ del aceite y de la carga P sobre el gorrón. El aumento de la carga hará que el gorrón se asiente más sobre el cojinete. Una disminución de la velocidad o viscosidad produce el mismo efecto. Después que el gorrón



Posición de marcha

Fig.9.21

alcanzó la posición de equilibrio, el aceite que se mueve en la parte izquierda, genera una presión que alcanza un máximo en x , a cierta distancia a la izquierda del punto del mínimo juego c , y luego decrece a lo largo de la parte derecha del cojinete, alcanzando un mínimo en la zona m .

Cuando el suministro de aceite es insuficiente para llenar el juego entre el gorrón y el cojinete totalmente, el lubricante es transportado hacia la parte superior por adherencia, produciéndose el estado indicado en la figura (Fig.9.21). Si el suministro de aceite no alcanza el valor mínimo necesario, deja de formarse la cuña de aceite debajo del gorrón y la película de aceite se rompe, con lo cual no es posible que tenga una lubricación fluida, siendo el gorrón y el cojinete lubricados por una película parcial. En esta situación se producen contactos entre las superficies del gorrón y del cojinete, con la elevación de la temperatura y desgastes, lo que puede ocasionar la avería de las piezas.

Módulo del cojinete

La presión máxima en un cojinete de carga radial alcanza un valor doble al de la presión media sobre el área proyectada del cojinete, o sea el diámetro por su longitud, pudiendo obtenerse la misma por aplicación de la teoría hidrodinámica de la lubricación, desarrollada por Reynolds a partir de los resultados obtenidos por Tower en sus experiencias de lubricación de cojinetes. Se partirá de la ecuación que da esta presión en función de la velocidad tangencial v del gorrón, de la viscosidad μ del lubricante, del diámetro d del cojinete y del juego c entre gorrón y cojinete. El estudiante, si fuera de su interés conocer el desarrollo para la deducción de la misma, deberá recurrir a la bibliografía especializada que se indica al final del capítulo.

$$p = \frac{6\mu v d}{2c^2} k'$$

(9.77)

En la (9.77) k' es un factor que depende de la característica constructiva del cojinete y de la relación entre el largo y el diámetro del gorrón.

Si el gorrón gira a n vueltas por minuto, se puede sustituir v por su valor en función de n :

$$v = \pi n d$$

(9.78)

Reemplazando en la (9.77) el valor de v dado por la (9.78) resulta:

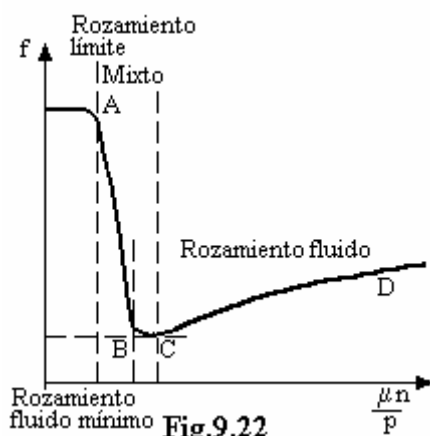
$$a) \quad p = \frac{6\mu\pi d^2 n}{2c^2} k' \quad \Rightarrow \quad b) \quad \frac{1}{k'} = \left(\frac{\mu n}{p}\right) 3\pi \frac{d^2}{c^2}$$

(9.79)

Siendo en la (9.79):

$$k_3 = \left(\frac{d}{c}\right)^2 \frac{\mu n}{p}$$

(9.80)



La (9.80) es el Número de Sommerfeld, denominándose a $\mu n/p$, en el punto de rotura, módulo del cojinete.

Curva del coeficiente de rozamiento en función del módulo

El factor $\mu n/p$ aparece ya en el análisis del coeficiente de rozamiento f de cojinetes lubricados, interviniendo en

la expresión (9.74), donde se observa la dependencia, en un modo general, del coeficiente f del factor $\mu n/p$, cuyo empleo resulta conveniente como medida aproximada de las condiciones de lubricación que existen en el cojinete. La representación gráfica de f en función de $\mu n/p$, indicada en la figura (Fig.9.22), permite obtener las condiciones de rozamiento en las cuales trabaja un cojinete lubricado, en la que se observa en la zona hasta A se tiene una película muy delgada, trabajando los cojinetes casi con rozamiento seco, dependiendo el coeficiente de rozamiento de las condiciones de las superficies y de las características del lubricante utilizado. Esta condición también se da en el arranque de los motores que no cuentan con presión de lubricación previa al mismo. Desde A hasta C la película aún es delgada, teniéndose una lubricación mixta o semifluida, pudiendo ocurrir el rozamiento seco en zonas localizadas donde no alcanza la acción de la película, existiendo una capa protectora de pocas moléculas que si bien pueden evitar que las superficies se averíen, no evitan su pronunciado y prematuro desgaste. La lubricación mixta se produce en los casos que las condiciones de trabajo causan la rotura parcial de la película de aceite, como por ejemplo cuando la carga que debe soportar es elevada, cuando la velocidad de rotación es baja, la viscosidad es muy baja o cuando hay insuficiencia en el suministro de lubricante. A partir del punto B la película de aceite se hace más gruesa, siendo el punto C donde comienza la lubricación total o fluida, indicando este punto el espesor mínimo de película para obtener un rozamiento fluido. De C a D la película lubricante es gruesa y el rozamiento es totalmente fluido. Para evitar peligros de averías, ya que en puntos cercanos al C , por disminución en la velocidad de rotación o por incremento de la carga, pueden producirse rozamientos secos con calentamientos y desgastes perjudiciales, debe trabajarse con valores de $\mu n/p$ de por lo menos tres veces el valor de C , y en aquellos casos que la carga está sujeta a grandes fluctuaciones y fuertes impactos, pueden ser necesarios valores de hasta $15C$.

Espesor mínimo de la película de aceite

Si la lubricación es fluida, el espesor mínimo de la película de aceite es suficiente para que no se produzca el contacto entre las crestas de las superficies del gorrón y del cojinete. Existen diferentes factores en un cojinete, de los que depende el espesor mínimo de la película lubricante, como son el diámetro del gorrón y cojinete, rugosidad de las superficies en contacto, fuerza soportada por el eje, velocidad de rotación del eje.

Es muy importante el acabado de la superficie, tanto del gorrón como del cojinete, ya que ello determina el espesor de la película de aceite. Cuanto más rugosa es la superficie, más gruesa debe ser la película, lo que trae implicado aumento en los coeficientes de rozamiento fluidos, pérdidas de potencia y calentamientos más elevados.

A fin de evitar o disminuir en la medida de lo posible calentamientos o deterioros de las superficies de los gorriones, que son endurecidos superficialmente para que no sufran un rápido desgaste, las superficies de los cojinetes son construyen de material especial, llamados de *antifricción*, denominados *metal blanco*, *metal rosado*, *bronces*, y otras denominaciones acordes con la composición de la aleación utilizada. Para estos cojinetes, y de acuerdo a la experiencia, puede indicarse los siguientes espesores para la película de aceite:

Metal antifricción	Cojinetes usados en	Espesor de la película lubricante
Metal blanco	Motores de baja revoluciones	$\geq 0,019$ mm
Bronce, acabado fino	Aviones y automóviles	$\geq 0,0025$ mm
Metal rosado (Babbitt)	Turbogeneradores	De 0,075 mm a 0,125 mm

Obtención de la película mínima de aceite a gorrón cargado

La figura (Fig.9.23) indica las condiciones de funcionamiento de un cojinete de diámetro D con centro en O , y gorrón de diámetro d con centro en G , que gira a n vueltas por minuto, habiendo partido este último de la posición de reposo con centro en G' , estando además solicitado por una

fuerza radial P . Como el gorrón no se encuentra perfectamente centrado con el cojinete, la excentricidad entre ambos ejes es e . El espesor mínimo h de la película de aceite dependerá de la posición del centro G del eje, el que a su vez depende de la presión p sobre la superficie proyectada del gorrón, de la relación del juego radial o luz $c/2$ entre gorrón y cojinete, de la viscosidad μ del aceite lubricante, de la velocidad de rotación n y del ángulo β formado entre el eje de la carga y el comienzo de la cuña de aceite, el cual corresponde a la posición donde la presión de aceite es máxima. El ángulo β , si no existiera ninguna ranura de lubricación antes, puede tomarse igual a 60° a partir del eje de carga, cuando el cojinete es de 360° .

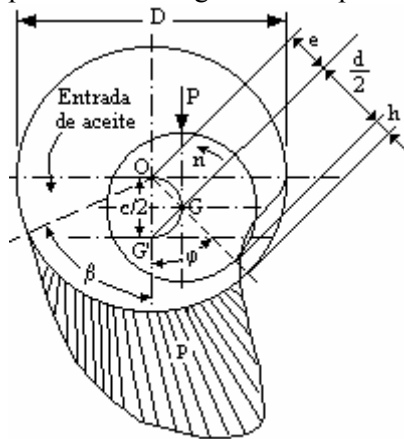


Fig.9.23

De acuerdo a la teoría hidrodinámica de la lubricación pelicular, el centro del eje se mueve siguiendo un arco semicircular de diámetro $c/2$. La relación existente entre la excentricidad e del eje del gorrón y el juego radial $c/2$ entre el gorrón y el cojinete se denomina relación de excentricidad y se la designa C_e , o sea:

$$C_e = \frac{e}{c/2} = \cos \varphi \quad \Rightarrow \quad e = \frac{c \cdot C_e}{2} \quad (9.81)$$

Por otra parte, el espesor h de la película lubricante, según la figura (Fig.9.23), es:

$$h = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} - e = \frac{D-d}{2} - e \quad (9.82)$$

Pero como es:

$$\frac{D-d}{2} = \frac{c}{2} \quad (9.83)$$

Reemplazando en la (9.82) el valor de $c/2$ dado por la (9.83), y teniendo en cuenta la (9.81b), se obtiene:

$$h = \frac{c}{2} - e = \frac{c}{2} (1 - C_e) \quad \Rightarrow \quad C_e = 1 - \frac{2h}{c} \quad (9.84)$$

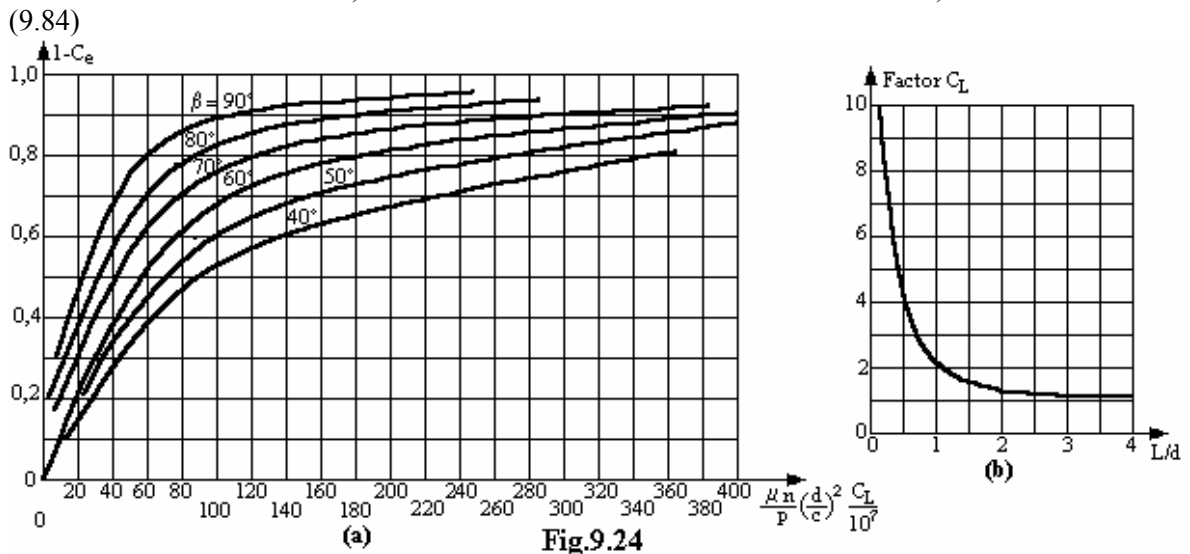


Fig.9.24

Para resolver la expresión (9.84a) que da el espesor h de la película de aceite, se debe recurrir a datos experimentales que den los valores de C_e . Existen diagramas obtenidos de experiencias, que dan este valor, para distintos valores del ángulo β como el se muestra en la figura (9.24a), los que están en función de parámetros que tienen en cuenta las fugas laterales de aceite que

reducen la presión media entre las superficies del cojinete y del gorrón; la relación l/d entre la longitud del cojinete y el diámetro del gorrón; del número de Sommerfeld $(\mu n/p)(d/c)^2$, y de factores como el coeficiente de carga de fugas laterales C_L , el cual se obtiene en función de l/d de diagramas confeccionadas experimentalmente.

Deformación del gorrón y juego

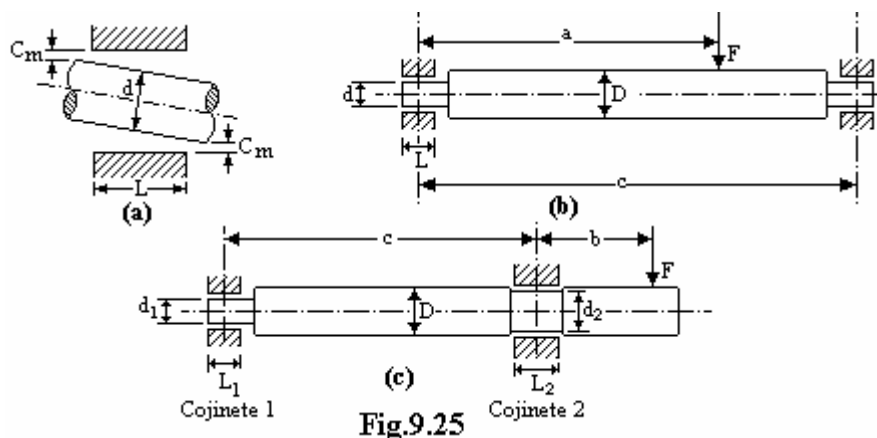


Fig.9.25

Cuando el eje de una máquina recibe una carga, éste flexiona de tal forma que los extremos del gorrón, debido a la deformación, pueden rozar con la superficie del cojinete. Para evitar esto se debe dejar el juego necesario entre gorrón y cojinete. En la figura (Fig.9.25a) se indica con C_m el juego necesario para evitar este rozamiento. En la figura (Fig.9.25b) se muestra un eje apoyado como una viga simple, de diámetro D , siendo d el diámetro de su gorrón, c la distancia entre los apoyos y L longitud del cojinete, con un módulo de elasticidad E del material del mismo. Si sobre el eje actúa una fuerza F a una distancia a de uno de sus apoyos, y la presión sobre el área proyectada es p , para el cálculo del juego necesario C_m , teniendo en cuenta la deformación del eje y del gorrón, se utiliza la expresión semiempírica:

$$C_m = 2,55 \frac{p \cdot L}{E} \left(\frac{L}{d} \right)^3 + 3,4 \frac{p \cdot d \cdot L^2}{E \cdot D^4} (2c - a)a \quad (9.85)$$

En el segundo miembro de la (9.85), el primer término corresponde a la deformación del gorrón en tanto que el segundo término corresponde a la deformación del eje.

Si ahora el eje presenta dos apoyos, uno en el extremo, *cojinete 1*, con diámetro d_1 del gorrón y longitud L_1 del cojinete, y otro apoyo intermedio, *cojinete 2*, con diámetro d_2 del gorrón y longitud L_2 del cojinete, como indica la figura (Fig.9.25c), estando la fuerza F aplicada en la parte en voladizo, a una distancia b del cojinete 2, se tendrá que el juego necesario es posible calcularlo con la expresión:

$$C_{1m} = 2,55 \frac{p_1 \cdot L_1}{E} \left(\frac{L_1}{d_1} \right)^3 + 3,4 \frac{p_1 \cdot d_1 \cdot L_1^2}{E \cdot D^4} c^2$$

Cojinete 1:
(9.86)

$$C_{2m} = 2,55 \frac{p_2 \cdot L_2}{E} \left(\frac{L_2}{d_2} \right)^3 + 6,8 \frac{p_2 \cdot d_2 \cdot L_2^2}{E \cdot D^4} \left(\frac{c^2 \cdot b}{c + b} \right)$$

Cojinete 2:
(9.87)

En las expresiones (9.86) y (9.87) C_m está en centímetros para p y E en kg/cm^2 y los demás parámetros en centímetros.

Para los cálculos que resultan engorrosos, como regla práctica para determinar C_m se puede tomar, por cada milímetro del diámetro del gorrón, 0,001 mm como valor de deformación, valor que puede disminuirse a la mitad para cojinetes antifricción de metales blandos y aumentarse al doble para bronces.

Presión crítica de funcionamiento

Se denomina *presión crítica* de funcionamiento a aquella a la cual rompe la película de aceite, presentándose entonces una lubricación imperfecta y rozando entonces las superficies metálicas del gorrón y cojinete. La presión crítica dependerá en cada caso de los materiales usados en los cojinetes, y sobre todo del grado de pulimento de las superficies en contacto. No se cuenta con ninguna expresión que de valores confiables para la presión crítica. Para la lubricación pelicular, Tatarinoff da, para la carga de funcionamiento seguro, la expresión empírica:

$$F = \frac{\mu.n.d^4}{1805.10^6 h.c} \left(\frac{L/d}{1 + \frac{L}{d}} \right)^2$$

(9.88)

Si el espesor h de la película es $c/4$ y el área A proyectada del cojinete es $L.d$, la presión permisible se la puede obtener dividiendo la carga F dada por la (9.88) por el área proyectada A , resultando:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{\mu.n}{45,2.10^7} \left(\frac{d}{c} \right)^2 \frac{L}{L+d}$$

(9.89)

La presión unitaria permitida con lubricación imperfecta depende de la intensidad del uso, del efecto del desgaste sobre el buen funcionamiento de la máquina y del costo de las reparaciones.

Calor de rozamiento en los cojinetes

Debido al rozamiento existe una potencia necesaria para vencer las fuerzas resistentes que aparecen por esta causa. Esta potencia se transforma en calor, el cual debe ser disipado a los efectos de evitar el calentamiento excesivo del cojinete, el cual haría disminuir la viscosidad del

aceite lubricante, aumentando su fluidez y por lo tanto su escurrimiento del cojinete, por lo que disminuirían los efectos de la lubricación con los peligros de la avería de las superficies en movimiento. Por otra parte, se vería afectado además, el material del cojinete, ya que por su bajo punto de fusión, se ablandaría y deformaría, si bien la temperatura del cojinete es menor que la del aceite.

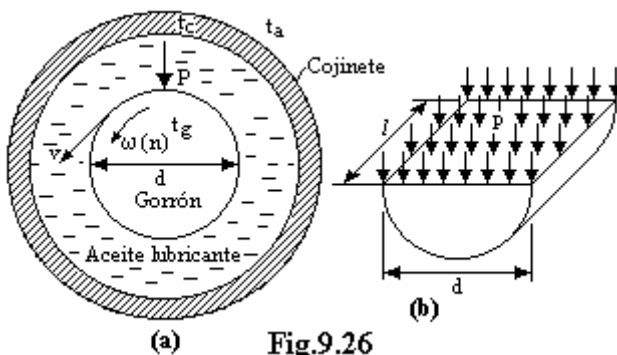


Fig.9.26

Las temperaturas de trabajo por lo general no deben superar los 80 °C, aunque actualmente, debido a la mejora de las propiedades lubricantes y de los materiales, se llegan a mayores temperaturas.

Por lo tanto, el calor excesivo debe ser eliminado de los cojinetes, para lo cual, para su diseño y dimensionamiento debe conocerse la temperatura que tomará el mismo. Analizando la figura (Fig.9.26), para el gorrón girando a n vueltas por minuto, el calor H generado en la unidad de

tiempo por la fuerza resistente R de rozamiento para una velocidad tangencial v del gorrón, será:

$$(9.90) \quad H = R \cdot v$$

Para el coeficiente de rozamiento f del cojinete y la carga P que actúa sobre el gorrón, R resulta:

$$(9.91) \quad R = f \cdot P$$

Como P es igual a la presión media p que actúa sobre el área proyectada $l \cdot d$ del gorrón, es:

$$(9.92) \quad P = p \cdot l \cdot d$$

Por lo tanto, reemplazando en la (9.90) el valor de R dado por la (9.91), y en el valor que resulte, el valor de P dada por la (9.92), se obtiene:

$$(9.93) \quad \text{a) } H = f \cdot P \cdot v \quad \Rightarrow \quad \text{b) } H = f \cdot p \cdot l \cdot d \cdot v$$

Como v se puede conocer midiendo la velocidad de rotación n , estando esta última dada por la (9.68), por lo que reemplazando en la (9.93a) el valor de v en función de n :

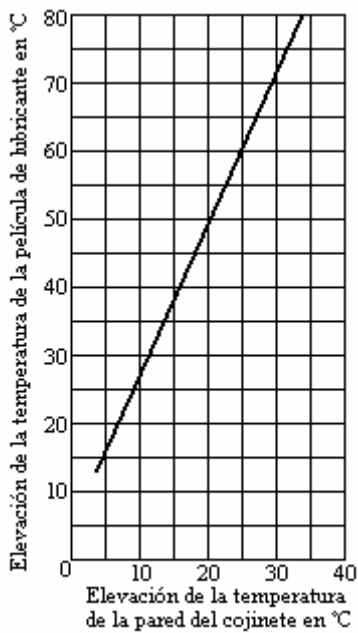


Fig.9.27

a el medio circundante t_a , de la de la superficie de disipación, masa de los elementos adyacentes y del flujo de aire alrededor del cojinete. Existen gráficas, como la de la figura (Fig.9.27), que dan la temperatura de la película lubricante en función de la temperatura del cojinete. Según teoría de transferencia de calor,

$$(9.94) \quad H = f \cdot P \frac{\pi n \cdot d}{60}$$

(9.94)

H resulta en vatios para P en Newton y v en m/s.

Como se dijo, se debe evacuar el exceso de calor perjudicial para el funcionamiento del cojinete, por lo que su diseño deberá contemplar esta situación. La capacidad de evacuación del calor del cojinete depende de la diferencia de

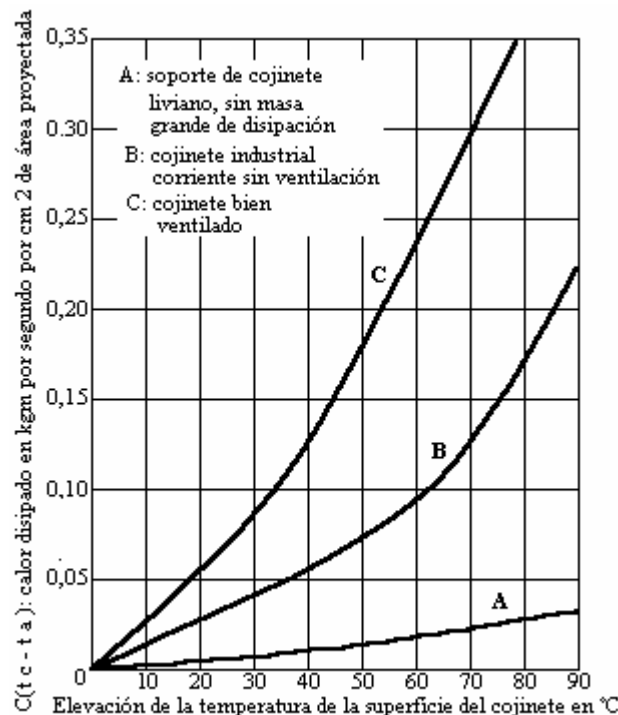


Fig.9.28

temperaturas, entre la que alcanza el cojinete, t_c y la que alcanza forma de la

la el calor

H disipado en la unidad de tiempo, puede obtenerse de la expresión:

$$H = C.A.(t_c - t_a) \quad (9.95)$$

Siendo en la (9.95), C el coeficiente de la capacidad de disipación de calor en la unidad de tiempo, por unidad de área y por °C de diferencia de temperatura, A es el área de la superficie disipante o de la caja del cojinete incluido su pedestal y parte del tanque de aceite, t_c temperatura del cojinete y t_a temperatura del aire circundante.

H resulta en Watts para C en Joule/m²s.°K, A en m² y t_c y t_a en °K.

El coeficiente C , según ensayos realizados por G.B. Karelitz en cojinetes aceitados por anillos, vale 11,6 Joule/m²°K.s, o 0,0001184 kgm/cm²°C.s para cojinetes situados en aire calmo; para cojinetes con velocidad de aire de 2,5m/s, C vale 32,5 Joule/m²°K.s, o 0,000332 kgm/cm²°C.s.

Para el área A proyectada del gorrón, O. Lasche realizó ensayos de elevación de la temperatura con el factor $C.(t_c - t_a)$, cuyos resultados fueron graficados, obteniendo curvas similares a la de la figura (Fig.9.28), las que relacionan la elevación de la temperatura en la superficie del cojinete con el calor disipado en kgm por segundo y por cm² de área proyectada.

Rodamientos o cojinetes antifricción

Los rodamientos o cojinetes antifricción, son cojinetes que utilizan bolas o rodillos que giran, moviéndose dentro de un compartimento formado por dos cilindros o *pistas*, de tal forma que se sustituye el rozamiento de fricción entre dos superficies planas, por el rozamiento de rodadura entre una superficie plana y una cilíndrica o esférica. Se puede hacer un análisis comparativo entre ventajas y desventajas entre los cojinetes de fricción y los rodamientos, pudiéndose mencionar las siguientes: a) un rodamiento presenta escasa resistencia al *arranque* o comienzo del movimiento, no aumentando significativamente en su estado de funcionamiento, en tanto que en los de fricción el par de arranque es mucho mayor que el de operación, b) los rodamientos son fáciles de lubricar, con grasa en los cojinetes sellados o sistemas simples de lubricación, c) los rodamientos ocupan menor espacio axial, para un determinado diámetro del eje, pero ocupan mayor espacio radial que un cojinete de fricción, d) los rodamientos pueden soportar cargas radiales y axiales combinadas, en tanto que los cojinetes de fricción solo pueden soportar cargas radiales o axiales, debiéndose usar uno para cada caso, e) se detecta por el ruido el comienzo de una falla en un rodamiento, en tanto que un cojinete de fricción falla repentinamente y sin aviso previo, f) un rodamiento puede usarse en cualquier posición en el espacio y se intercambian más fácilmente que uno de fricción, g) un rodamiento es mucho más ruidoso que un cojinete de fricción, h) las partículas extrañas perjudican menos a un cojinete de fricción que a un rodamiento, i) los cojinetes de fricción tienen mayor capacidad para soportar sobrecargas e impactos, j) los rodamientos son afectados muy poco por las pequeñas desviaciones transversales del eje, no así los cojinetes de fricción, k) los rodamientos debido a la fatiga tienen vida limitada, en tanto que los cojinetes de fricción, si están bien lubricados pueden durar indefinidamente, l) los rodamientos son de costo inicial más alto que los cojinetes de fricción.

Los anillos y bolas o rodillos de los rodamientos se construyen de acero al cromo endurecido hasta el grado Rockwell C58-65, mejorado con aleaciones que le dan características particulares, según la firma fabricante. Los separadores, tapas y sellos se fabrican de acero, bronce o de latones especiales. Para altas temperaturas, por ejemplo 800 °C, se utilizan materiales cerámicos como la alúmina, óxido de zirconio, carburo de titanio, etc. en lugar del acero para las bolas, rodillos y anillos.

Clasificación

Según el tipo de carga que soportan se tienen rodamientos radiales y rodamientos axiales; por el tipo de elementos rodantes utilizados: rodamientos de bolas, de rodillos cilíndricos, de agujas, de rodillos cónicos, a rótula u oscilantes; por la cantidad de hileras de bolas o rodillos: de simple

hilera, de doble hilera, de triple hilera. Además, si son rodamientos autoalineantes, blindados, si tienen separadores, etc.

En la figura (Fig.9.29) se muestran una serie de rodamientos, los cuales son únicamente indicativos, ya que no se agota la clases de cojinetes antifricción que existen en el mercado, cada uno atendiendo a las exigencias y condiciones específicas de cada servicio para los que son requeridos.

Los cojinetes de bolas pueden soportar cargas combinadas y pequeñas desalineaciones del eje , los de doble hilera de bolas soportan mayor carga axial o radial, pudiéndose utilizar dos de una hilera con el mismo efecto, los de bola axial o de empuje solo soportan cargas axiales pero en combinación con otros pueden soportar grandes cargas radiales y axiales. Los cojinetes de rodillos cilíndricos o rectos pueden soportar mayor carga radial que los de bola del mismo tamaño, debido a su mayor superficie de contacto, no pudiendo soportar cargas axiales. Los cojinetes de rodillos cónicos combinan la ventaja de los cojinetes de bolas y de rodillos rectos, pudiendo soportar cargas radiales y axiales combinadas.

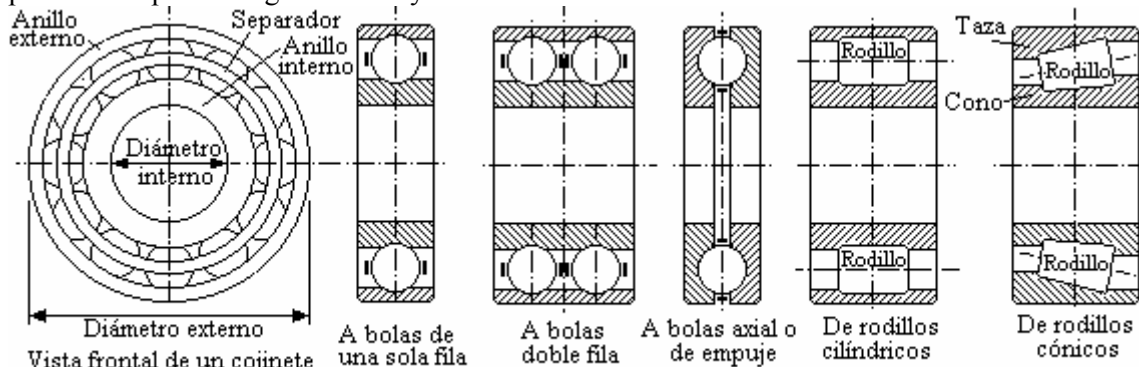


Fig.9.29

En la figura (Fig.9.30), se puede observar un rodamiento a bolas con la designación de sus partes componentes. En el agujero (diámetro interior) del anillo interior se introduce a presión el eje del mecanismo, girando el conjunto de anillo interior y eje sobre las bolas o esferas, las que a su vez lo hacen sobre la pista del anillo exterior, estando este último fijado a presión en la caja de alojamiento o encastre del cojinete.

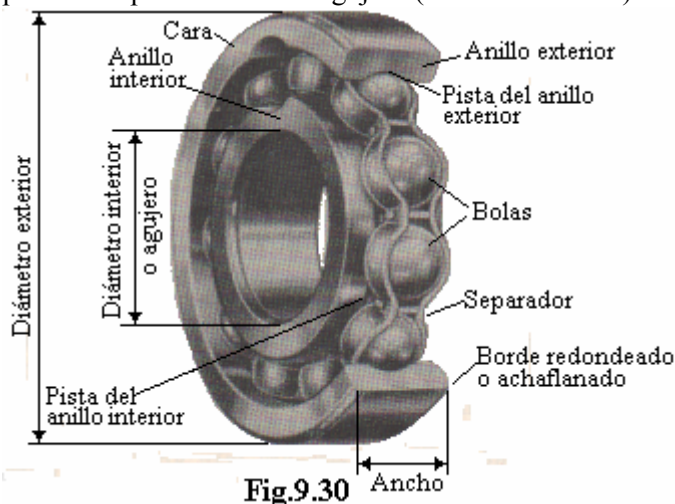


Fig.9.30

Los separadores se utilizan para impedir el contacto de las bolas y absorción de sacudidas producidas por los cambios de velocidades de las mismas. También puede girar el anillo exterior sobre las bolas, permaneciendo fijo el anillo interior, según el diseño y elemento giratorio del mecanismo.

del mecanismo.

Rozamiento de rodadura

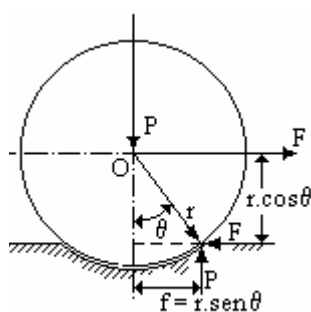


Fig.9.31

Recordando lo visto en el capítulo 2, cuando se tenía una esfera o rodillo sobre un plano, los cuales se encontraban sometidos a una carga P y a una fuerza F , según se muestra en la figura (Fig.9.31), se tenía sobre el sistema las reacciones F de la fuerza horizontal y P reacción de la fuerza vertical. Si para el momento inminente del movimiento, es decir para el equilibrio, se toman momentos respecto del centro O , se tiene:

$$F.r.\cos\theta = P.r.\sen\theta \tag{9.96}$$

Pero es: $f = r.\sen\theta \tag{9.97}$

Reemplazando en la (9.96) el valor de $r.\sen\theta$ dado por la (9.97), y haciendo pasajes de términos, se obtiene:

$$f = \frac{F}{P} \cos\theta \tag{9.98}$$

En la (9.98) P es la carga que soporta el rodillo o bola de radio r , y f es el coeficiente de rozamiento de rodadura.

Esfuerzo debido al contacto entre bolas o rodillos y pistas

De acuerdo a la teoría de *contacto de sólidos elásticos*, donde se supone que no se exceda el límite de proporcionalidad de elasticidad del material, y las superficies de los cuerpos son perfectamente lisas, según datos de ensayos estáticos realizados por Stribeck, la fuerza normal entre bolas y planos y rodillos y planos, pueden tomarse de las siguientes expresiones:

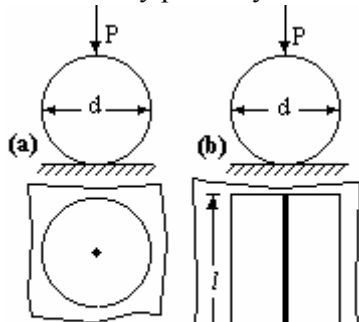


Fig.9.32

Para bola y plano, figura (Fig.9.32a):

$$F_c = k.d^2 \tag{9.99}$$

Para rodillo y plano, figura (Fig.9.32b):

$$F_c = k.l.d \tag{9.100}$$

Siendo F_c la resistencia de la bola o rodillo, d diámetro de la bola o rodillo, l el largo del rodillo y k la resistencia unitaria admisible a la compresión del material del elemento rodante.

Si es P la carga radial en kg sobre el rodamiento, según indica la figura (Fig.9.33), el esfuerzo F_c sobre la bola o rodillo más cargado, para k en kg/cm² y un número z de bolas o rodillos del rodamiento, es:

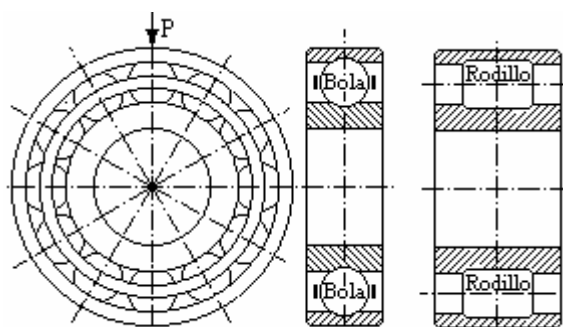


Fig.9.33

$$F_c = \frac{4,37}{z} P \Rightarrow P = \frac{F_c \cdot z}{4,37} \tag{9.101}$$

Tomando en la (9.101b) $4,37 \cong 5$, se puede escribir:

Para bolas, según la (9.99):

$$P = \frac{k.z.d^2}{5} \tag{9.102}$$

Para rodillos, según la (9.100):

$$P = \frac{k \cdot z \cdot l \cdot d}{5}$$

(9.103)

Para bolas de acero al cromo con carga de rotura de 3500 a 3700 , produciéndose grietas desde los 550 a 700 kg/cm², se adopta $k = 100 \text{ kg/cm}^2$ para rodamientos de trabajo intermitente, y $k = 200 \text{ kg/cm}^2$ para rodamientos de trabajo continuo.

Distribución de la carga en rodamientos radiales

Debido a la amplitud de utilización de los cojinetes de antifricción o rodamientos, se han establecido una serie de fórmulas prácticas que consideran distintas sollicitaciones de los rodamientos, teniendo en cuenta la distribución de las cargas tanto en cojinetes radiales como axiales, o combinados. Se darán algunas de estas expresiones como ejemplo de lo mencionado.

a) Para rodamientos de bolas o rodillos con contacto radial y carga radial P actuando sobre el rodamiento, como el de la figura (Fig.9.33), para conocer la carga máxima $F_{c \text{ max}}$ que soporta cada bola o rodillo, se puede aplicar la fórmula práctica dada por Stribeck:

$$F_{c \text{ max}} = 5 \frac{P}{z}$$

(9.104)

b) Rodamientos con contactos formando un ángulo α y cargado con una fuerza F inclinada un ángulo β respecto del plano vertical, según muestra la figura (9.34):

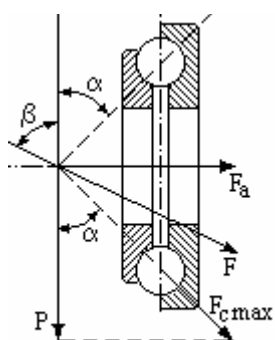


Fig.9.34

Si es: $F_a = P \cdot \text{tg} \alpha$
(9.105)

Se carga un solo elemento con la fuerza máxima $F_{c \text{ max}}$:

$$F_{c \text{ max}} = \frac{P}{\cos \alpha}$$

(9.106)

Cuando es: $F_a = 1,25P \cdot \text{tg} \alpha$
(9.107)

La bola o rodillo más expuesto debe resistir una carga:

$$F_c = 4,37 \frac{P}{z \cdot \cos \alpha}$$

(9.108)

Si β aumenta hasta 90°, la carga se reparte cada vez más uniformemente entre todos los elementos rodantes, y para $\beta = 90^\circ$, es para cada bola o rodillo:

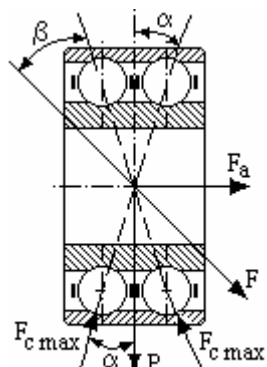


Fig.9.35

$$F_c = \frac{F_a}{z \cdot \text{sen} \alpha}$$

(9.109)

c) Si el rodamiento es de doble hilera como se indica en la figura (Fig.9.35), la carga del elemento rodante más comprometido es:

$$F_{c\max} = 4,37 \frac{P}{2.z.\cos\alpha} \tag{9.108}$$

Distribución de la carga en rodamientos axiales

Cuando un rodamiento axial de bolas, como el que se muestra en la figura (Fig.9.36), está soportando una carga F_a , se tiene:

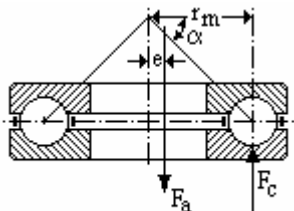


Fig.9.36

a) Para carga centrada:

$$F_c = \frac{F_a}{z.\sen\alpha}$$

(9.109)

Si fuera además $\alpha = 90^\circ$, es:

$$F_c = \frac{F_a}{z}$$

(9.110)

b) Para carga descentrada, pero $\alpha = 90^\circ$:

Para $e = 0,6.r_m$ la carga máxima $F_{c\max}$ la soporta una sola bola:

$$F_{c\max} = 2,36 \frac{F_a}{z}$$

(9.111)

Para $e = 0,8.r_m$ es:

$$F_{c\max} = 3,6 \frac{F_a}{z}$$

(9.112)

Si es $e = r_m$ una sola bola soporta toda la carga, siendo:

$$F_c = F_a$$

(9.113)

c) **Rodamiento de doble efecto:** para este tipo de rodamiento, el cual se muestra en la figura (Fig.9.37), se tiene que para $e > 0,6.r_m$, se carga la hilera de bolas opuestas. Si es $e = 2r_m$, en una hilera carga el 80% de las bolas con una carga máxima:

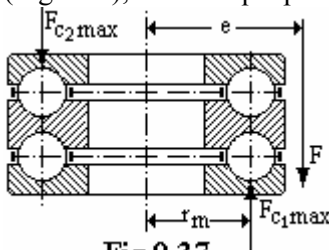


Fig.9.37

(9.114)

En la otra hilera, el 20% de las bolas soporta:

$$F_{c1\max} = 4,8 \frac{F_a}{z}$$

$$F_{c2\max} = 0,6 \frac{F_a}{z}$$

(9.115)

Si fuera $e = \infty$, el rodamiento soporta solo un momento puro en un plano axial, la mitad de las bolas en cada hilera están cargadas con la fuerza máxima:

$$F_{c \max} = 4,37 \frac{M}{r_m} \frac{1}{2z}$$

(9.116)

Siendo, en la (9.116), M el momento estático y z e número de bolas en una hilera.

Capacidad de carga y vida de un rodamiento

Los esfuerzos a los que se ven sometidos los rodamientos al funcionar a altas velocidades, soportando cargas combinadas en forma cíclica, rozamientos, impactos, temperaturas, etc., hacen que se generen fallas por fatiga superficial de los elementos en contacto.

Por tal motivo, a los efectos de establecer parámetros que permitan conocer el comportamiento que tendrá un rodamiento, su velocidad, duración y resistencia dentro de los límites impuestos por la tecnología aplicada, se han definido, basados sobre todo en resultados experimentales, distintos conceptos estadísticos que hay que tener en cuenta cuando se elija un cojinete de este tipo.

Así, para establecer la resistencia del mismo se han definido los conceptos de cargas soportadas por el rodamiento, como la *capacidad de carga estática*, la *capacidad de carga dinámica* y la *carga equivalente*, en tanto que para determinar su duración se define el concepto de *vida* del rodamiento.

Capacidad de carga estática

La capacidad de carga estática es la carga radial que soporta el rodamiento cuando está en reposo. Esta carga, si bien pequeña en muchos casos, puede traducirse en deformaciones permanentes de sus elementos. Está dada por la expresión:

Para cojinetes de bolas:
$$C_0 = f_0 \cdot i \cdot z \cdot d^2 \cos \alpha$$
 (9.117)

Para cojinetes de rodillos:
$$C_0 = f_0 \cdot i \cdot z \cdot d \cdot l \cos \alpha$$
 (9.118)

Siendo en la (9.117) y (9.118), C_0 : la capacidad de carga estática, que puede estar dada en N o kg; f_0 : factor que depende del cojinete, de su resistencia a la deformación, en N/m^2 o kg/mm^2 ; i : número de hileras de bolas o rodillos; α : ángulo de contacto comprendido entre la línea de acción de la carga sobre la bola y un plano perpendicular al eje del cojinete; z : número de bolas o rodillos por hilera; d : diámetro de las bolas o rodillos; l : longitud del rodillo. El factor f_0 se encuentra en tablas como la que se muestra a continuación:

Tipo de cojinete	f_0	
	Kg, mm	Libra, pulgada
Cojinete de bolas autoalineantes	0,34	484
Cojinetes de bolas con surcos de contacto radial y angular	1,25	1780

Carga estática equivalente

Para cojinetes sometidos a cargas estáticas radiales F_r y axiales F_a combinadas, la carga estática equivalente P_0 está dada por la expresión:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

(9.119)

Y

$$(9.120) \quad P_0 = F_r$$

Se toma como carga estática equivalente P_0 la que resulta mayor de aplicar la (9.119) y (9.120). X_0 e Y_0 son factores de cargas radial y axial respectivamente, dependiendo sus valores del ángulo α , estando también tabulados, según se indica a continuación en un extracto de una tabla:

Tipo de cojinete	α	Cojinete de una hilera		Cojinete de dos hileras	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Cojinete de bolas de contacto radial		0,6	0,5	0,6	0,5
Cojinete de bolas de contacto angular	20°	0,5	0,42	1	0,84
“	25°	0,5	0,38	1	0,76
“	30°	0,5	0,33	1	0,66

Capacidad de carga dinámica

La capacidad de carga dinámica C es la carga radial, o axial, constante que puede soportar un cojinete radial, o axial o de empuje, durante 1.000.000 (un millón) de vueltas o revoluciones, antes de que aparezcan los primeros indicios de fatiga. En estos casos la carga estática no tiene mayor influencia, pues se reparte uniformemente en todos los elementos (bolas o rodillos) al estar el rodamiento girando. La capacidad de carga dinámica C para cojinetes de bolas para un millón de vueltas, está dado por la expresión:

$$(9.121) \quad C = 0,082 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} d^{1,8}$$

En la (9.121) f_c es un factor que depende principalmente del material empleado, estando en N/m^2 o en kg/mm^2 , d el diámetro en mm de las bolas, i el número de hileras de bolas y z el número de bolas, resultando C en N o kg.

Para bolas que no superen los 25,4 mm de diámetro. Para bolas de diámetros mayores a 25 mm, el exponente de d es 1,4.

Carga dinámica equivalente

La carga dinámica equivalente P_d , para cojinetes de bolas de contacto radial y angular, tiene en cuenta cuando el cojinete está sometido a cargas radial F_r y axial F_a combinadas, considerando los factores de carga radial X y axial Y , los cuales dependen del ángulo α , y un factor V de rotación de pista, igual a 1 para la rotación del anillo interior y el exterior fijo con relación a la carga, e igual a 1,2 para la rotación del anillo exterior, siendo el interior estacionario con relación a la carga. Para rodamientos autoalineantes es $V=1$ para ambos casos. Por lo tanto P_d resulta el mayor valor de las siguientes expresiones:

$$(9.122) \quad P_d = XVF_r + YF_a$$

$$(9.123) \quad P_d = VF_r$$

A los efectos de tener en cuenta los choques y fuerzas de impacto a los que estará sometido el rodamiento se tiene en cuenta un factor de servicio K_s , por lo que la (9.122) y (9.123) resultan:

$$(9.124) \quad \text{a) } P_d = K_s (XVF_r + YF_a) \quad \text{y} \quad \text{b) } P_d = K_s VF_r$$

Los valores de X , Y y K_s están tabulados, dándose a continuación, a modo de ejemplo, un extracto de las mismas:

Tipo de cojinete	α	X_1	Y_1	X_2	Y_2
Cojinetes de bolas de contacto radial		1	0	0,5	1,4
Cojinetes de bolas de contacto angular, ángulo pequeño	$<15^\circ$	1	1,25	0,45	1,2
Cojinetes de bolas de contacto angular, ángulo grande	$>15^\circ$	1	0,75	0,4	0,75
Cojinetes de doble hilera y duplex		1	0,75	0,63	1,25

Tipos de servicio	Factores de servicio K_s	
	Rodamiento de bolas	Rodamiento de rodillos
Carga estática y uniforme	1	1
Carga con choques ligeros	1,5	1
Carga con choques moderados	2	1,3
Carga con choques fuertes	2,5	1,7
Carga con choques muy fuertes	3	2

Vida de un rodamiento

Se llama vida de un rodamiento, designado con L , al periodo de servicio del cojinete, limitado por la fatiga. Se mide en número de vueltas o por el número de horas de servicio. Según los resultados obtenidos de la experiencia, L es inversamente proporcional a la carga F que soporta el rodamiento, siendo:

$$a) \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{L_2^{\frac{1}{3}}}{L_1^{\frac{1}{3}}} \quad \Rightarrow \quad b) \quad F_1 \cdot L_1^{\frac{1}{3}} = F_2 \cdot L_2^{\frac{1}{3}} = F \cdot L^{\frac{1}{3}} = \text{constante}$$

(9.125)

Estos resultados permitieron establecer experimentalmente la siguiente relación entre la vida L_n del rodamiento, la carga dinámica C que soportaba y la carga dinámica equivalente P_d :

$$L_n = \left(\frac{C}{P_d} \right)^b$$

(9.126)

Donde L_n está en millones de vueltas (M_r), siendo $b = 3$ para rodamiento a bolas radiales y axiales, y $b = 10/3$ para rodamientos radiales y axiales a rodillos.

Es común expresar la vida de un rodamiento en horas L_h , por lo que la (9.126) se la puede escribir:

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60.n} = \left(\frac{C}{P_d} \right)^b \frac{10^6}{60.n}$$

(9.127)

Factor de vida

Si en la expresión (9.126) se hace $b = 3$ se tiene:

$$(9.128) \quad a) \quad L_n = \left(\frac{C}{P_d} \right)^3 \Rightarrow \quad b) \quad \frac{C}{P_d} = \sqrt[3]{L_n} \Rightarrow \quad c) \quad C = P_d \sqrt[3]{L_n}$$

Al factor $\sqrt[3]{L_n}$ de la expresión (9.128c) se denomina factor de vida f_n , es decir:

$$(9.129) \quad f_n = \sqrt[3]{L_n}$$

La (9.129) es aplicable en rodamientos con velocidades variables. Para velocidades constantes, el factor de vida f_n se puede tomar en horas de trabajo, resultando:

$$(9.130) \quad f_h = \sqrt[3]{L_h}$$

Estos valores se encuentran tabulados, dependiendo del fabricante.

Factor de seguridad

Generalmente, cuando no son conocidas las condiciones de carga o de trabajo del rodamiento, se utiliza un factor de seguridad a fin de cubrir los imponderables. Si se denomina S_0 al factor de seguridad, siendo C_0 la capacidad de carga estática, P_0 la carga estática equivalente se puede escribir:

$$(9.131) \quad C_0 = S_0 \cdot P_0$$

La capacidad de carga estática y dinámica pueden combinarse, obteniéndose:

$$(9.132) \quad a) \quad \frac{C}{C_0} = \frac{f_n P_d}{S_0 P_0} \Rightarrow \quad b) \quad S_0 = \frac{f_n P_d}{P_0} \frac{C_0}{C} \Rightarrow \quad c) \quad f_n = S_0 \frac{C}{C_0} \frac{P_0}{P_d}$$

Estos valores están tabulados y se adoptan de acuerdo a la experiencia.

Es importante la lubricación de los rodamientos, ya que existe rozamiento entre los elementos rodantes, pistas y separadores, la fricción de estos elementos con el lubricante durante el movimiento y la deformación de los elementos en contacto. Un lubricante apropiado debe formar una película entre las superficies en contacto, proteger el elemento de la corrosión, evacuar el calor generado y proteger la entrada de elementos extraños. Pueden emplearse aceites y grasas para lubricar, usándose estas últimas para temperaturas inferiores a 90 °C y velocidades bajas, caso contrario se debe usar un aceite acorde a las exigencias del trabajo.

La construcción de los rodamientos se han estandarizado a los efectos de facilitar la intercambiabilidad de los mismos, estableciéndose series para los diámetros exteriores y el ancho, dejando a criterio del fabricante los parámetros restantes.

-----()-----

Apuntes de clases extractados de la siguiente bibliografía

TÍTULO	AUTOR	EDITORIAL
- Manual del Constructor de Máquinas	H. Dubbel	Labor
- Elementos de Máquinas	Dr. Ing. O. Fratschner	Gustavo Gili
- Proyecto de Elementos de Máquinas	M. F. Spotts	Reverté

- Manual del Ingeniero Hütte II A	Academia Hütte	Gustavo Gili
- Cálculo de Elementos de Máquinas	Vallance-Doughtie	Alsina
- Diseño de Máquinas	Hall-Holowenco-Lau	McGraw-Hill
- Manual del Ingeniero Mecánico de Marks	Baumeister y Marks	Uteha
- Diseño en Ingeniería Mecánica	J. Shigley	McGraw-Hill
- Fundamentals of Mechanical Design	M. Phelan	McGraw-Hill
- Teoría y Práctica de la Lubricación	Dudley D. Fuller	Interciencias
- Diseño de elementos de Máquinas	Aguirre Esponda	Trillas
- Catalogo técnico de Rodamientos SNR		
- Manual de Rodamientos SKF		
- Manual de Mantenimiento Industrial	Morrow	C.E.C.S.A.