

TEORIA DE LA LUBRICACIÓN.

1. ROZAMIENTO, ENGRASE, LUBRICANTES.
2. TIPOS DE LUBRICACIÓN
3. LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA.
4. MEDIDA DE LA VISCOSIDAD
5. GRADUACIÓN DE LA SAE.
6. ECUACIÓN DE PETROFF PARA LA LUBRICACIÓN DE COJINETES.
7. LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA
8. RELACIONES GEOMÉTRICAS
9. TEORÍA HIDRODINÁMICA
10. GRÁFICAS PARA EL DISEÑO
11. INTERPOLACIÓN
12. MÉTODOS DE LUBRICACIÓN

1. ROZAMIENTO, ENGRASE, LUBRICANTES:

Los ejes se apoyan en cojinetes de fricción o en rodamientos. Los apoyos se lubrican para disminuir las pérdidas por rozamiento y con ello evitar el calentamiento.

El rozamiento se define como el obstáculo que se presenta entre las superficies de contacto de dos cuerpos, entorpeciendo el movimiento mutuo.

Tipos de rozamiento. De deslizamiento, de rodadura y de envoltura (*). En estos tipos de apoyos (cojinetes) el rozamiento importante es el de movimiento, que incluye, además de los anteriores, el rozamiento de puesta en marcha y el de ~~de~~ parada.

Condiciones de rozamiento.

Rozamiento de sólidos: Cuando entran en contacto directamente dos sólidos. Entre sus superficies exteriores pueden presentarse lubricantes sólidos.

Rozamiento seco: Cuando no existe lubricante entre las superficies en contacto.

Rozamiento de fluidos: Cuando una capa líquida mantiene separadas las rugosidades de las superficies que se ponen en contacto.

Rozamiento mixto: Cuando en las superficies en contacto se produce, en parte, rozamiento de sólidos y , en parte, rozamiento de fluidos. Se produce este rozamiento en el caso de movimiento lento, en los momentos de parada y arranque, o cuando la aportación de lubricante es insuficiente.

Lubricantes. Se utilizan para facilitar el deslizamiento entre las superficies en contacto y disminuir el desgaste.

Características que debe tener:

- Mojar bien las zonas en deslizamiento.
- Adherir bien los materiales.
- Poder de separación de las superficies.
- Tener pequeño rozamiento interno.
- No ser corrosivos.
- Poder de refrigeración.
- etc.

Tipos.

Líquidos: Aceites, grasas. Masas pastosas. Sólidos. Plásticos, etc. El más importante para los cojinetes es el aceite mineral.

(*) Rozamiento de deslizamiento, se presenta cuando la superficie de contacto desliza sobre la otra; por ejemplo, cojinetes de fricción, carros de máquinas herramientas.

Rozamiento de rodadura, cuando ruedan dos cuerpos elásticos uno sobre otro, por ejemplo, acero contra acero. Debido a la deformación elástica, se produce contacto superficial lo que origina una parte de rozamiento, como ocurre en el movimiento de dos rodillos girando libremente.

Rozamiento de envoltura, cuando dos superficies se envuelven al rodar, como ocurre con los dientes de los engranajes; en este caso hay rozamiento de deslizamiento y de rodadura, la proporción en que cada uno de ellos interviene, lo marca determinadas leyes.

2. TIPOS DE LUBRICACIÓN.

La lubricación se clasifica según el grado de influencia que tenga el lubricante para mantener separadas las superficies en contacto. En la fig. se indican los cuatro tipos fundamentales.

Lubricación hidrodinámica. Se da este tipo de lubricación cuando por la película de lubricante se separan completamente las superficies que se ponen en contacto. La carga que tiende a unir las superficies está soportada por la presión del fluido generado por propia rotación del muñón. En este caso no hay desgaste superficial y las pérdidas se deben sólo al rozamiento interno del lubricante que se interpone. Los coeficientes de rozamiento varían entre 0.002 a 0.010, fig.1a.

Lubricación mixta. Se da cuando existe contacto intermitente entre los picos de las superficies que se ponen en contacto. Los coeficientes de rozamiento varían desde $f = 0.004$ a 0.10, fig 1b.

Lubricación al límite. Se da este tipo cuando el lubricante existe de una manera continua, pero la película que se interpone entre las superficies es tan fina que se puede dar un contacto parcial metal metal. Los coeficientes de rozamiento varían de 0.05 a 0.2, fig. 1c.

Lubricación hidrostática. Este tipo de lubricación es como en el caso 1a, y se obtiene cuando se introduce en la zona de carga el lubricante a una presión suficientemente alta para que mantenga separadas las superficies. En este caso no es necesario que exista movimiento relativo entre las superficies en contacto, fig 1d.

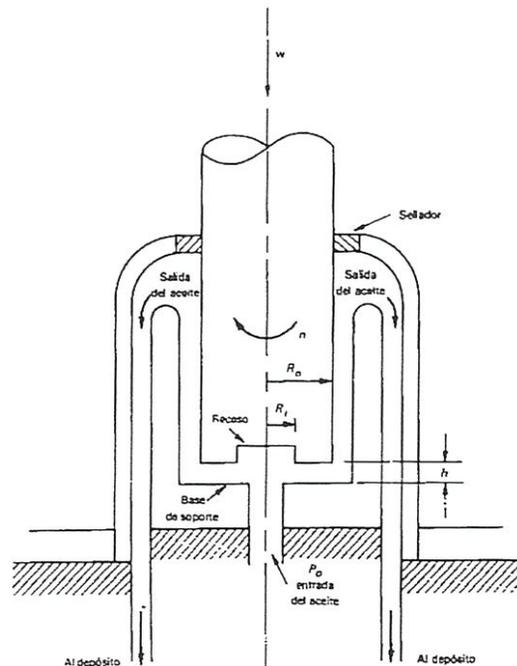
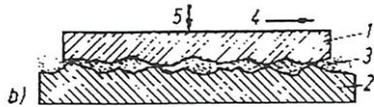
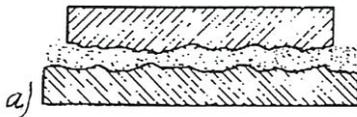


Fig. 1.

3. LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA.

Cuando dos superficies deslizan una sobre otra estando engrasadas, se desplazan entre sí las capas lubricantes, produciéndose entre ellas un rozamiento, cuanto mayor es este rozamiento más tenaz es el líquido. A esta tenacidad se le llama también viscosidad. Así pues, la viscosidad se define como el rozamiento interno de las sustancias que fluyen, y se mide en la hipótesis de flujo laminar, que considera al líquido como formado por delgadas capas que deslizan unas sobre otras a velocidades distintas, cuando la capa superior es empujada con una fuerza F a velocidad constante. La resistencia que ofrece el flujo a esta fuerza se conoce como esfuerzo de corte y es el que causa la fricción interna en el fluido, fig.2.

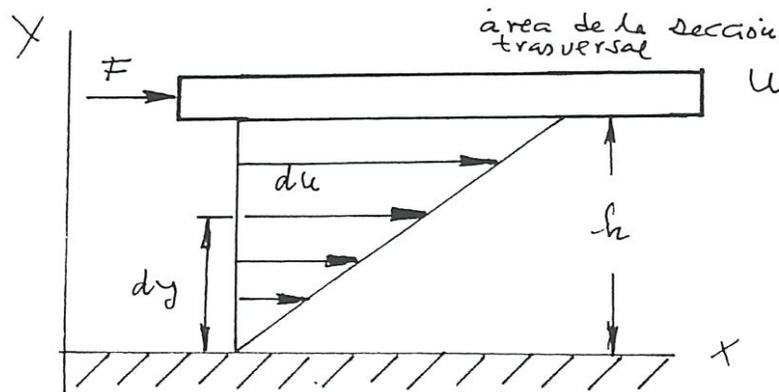


fig. 2

La ley de Newton para el flujo viscoso establece que para cualquier punto del elemento de la fig., el esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad, o lo que lo mismo:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

donde:

μ = coef. de viscosidad absoluta o viscosidad dinámica.

du = cambio de velocidad

dy = cambio de espesor de la película.

Como la velocidad varía en forma lineal, se debe cumplir:

$$\frac{du}{dy} = \frac{U}{h} \quad (2)$$

También el esfuerzo cortante se puede poner como:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Donde:

A= Sección transversal de corte

Sustituyendo las ec (2) y (3) en (1), obtenemos

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{h} \quad (4)$$

O que

$$F = \mu \frac{AU}{h} \quad (5)$$

y de aquí

$$\mu = \frac{F h}{A U} \quad (7)$$

Ecuación que determina el coeficiente de viscosidad absoluta o dinámica.

4. MEDIDA DE LA VISCOSIDAD

Con un viscosímetro se mide el tiempo que tarda en salir por gravedad a través una abertura de precisión practicada en un tubo, una cantidad determinada de líquido. El aparato más utilizado es el viscosímetro universal Saybolt. Las mediciones se dan en segundos Saybolt.

Se definen dos tipos de viscosidad: Cinemática y dinámica o absoluta.

Viscosidad cinemática.

La viscosidad medida con este viscosímetro se conoce como viscosidad cinemática, y es la utilizada comúnmente por los fabricantes de lubricantes.

Unidades:

La unidad más utilizada es el centistoke (cSt). El agua a 20° tiene una viscosidad cinemática de 1 cSt.

En el S.I. la unidad es m²/s.

$$1 \text{ cSt} = \text{mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Viscosidad absoluta o dinámica.

Es la que se utiliza normalmente en los cálculos para el diseño y es igual al producto de la viscosidad cinemática del lubricante por su densidad a la misma temperatura; es decir:

$$\text{Viscosidad absoluta} = \text{Viscosidad cinemática} \times \text{densidad de masa}$$

Unidades:

Sistemas métrico y S.I.

En el sistema métrico la unidad más empleada es el poise (P) o el centipoise (cP). En el S.I. es el (N.s/m²) o (Pa.s)

$$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ N.s/m}^2 = 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

En el sistema inglés

Unidad de viscosidad = lib-s/pulg cuadrada (Reyn)

Factor de conversión:

$$1 \text{ reyn} = 6890 \text{ Pa.s}$$

Como son unidades muy grandes, se utilizan submúltiplos.

$$\text{micro reyn} = \mu \text{ reyn}$$

$$\text{milipascal} = \text{m Pa.s}$$

Unidades antiguas.

Métrico: Poise y centipoise

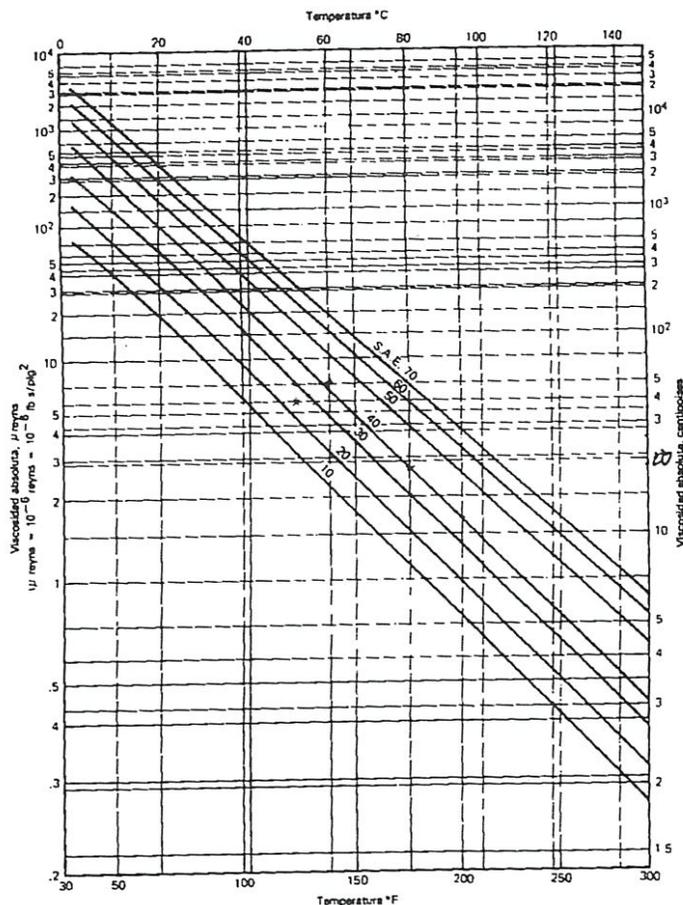
Por conveniencia un centipoise = mili pascal

$$1 \text{ cP} = 1 \text{ mPa.s}$$

5. GRADUACIÓN DE LA SAE.

Una de las graduaciones dada por los aceites es la propuesta por la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices). En esta clasificación se consideran dos tipos de lubricantes con dos condiciones de temperatura, la de verano ($t = 100^{\circ}\text{C}$) y la de invierno (-18°C). En la siguiente tabla se da la clasificación.

Como se puede observar en el gráfico, la temperatura tiene una elevada influencia en la viscosidad del aceite, a mayor temperatura la viscosidad se hace menor, por este motivo es por lo que la clasificación de la viscosidad se da siempre asociada a la temperatura. Así pues, en el gráfico cada banda para los distintos tipos de aceite SAE 20, 30, 40 y 50 especifica la viscosidad a 100°C (212°F). Existen otras tablas con la notación SAE 5w, 10w y 20w (w=winter), en la que se especifica la viscosidad a -18° (0°F), temperatura de invierno. Los aceites multigrado se ajustan a una especificación de viscosidad a ambas temperaturas; por ejemplo, un SAE 10w-40.



Otros datos importantes son:

Punto de solidificación. Temperatura a la que un aceite comienza a solidificarse.

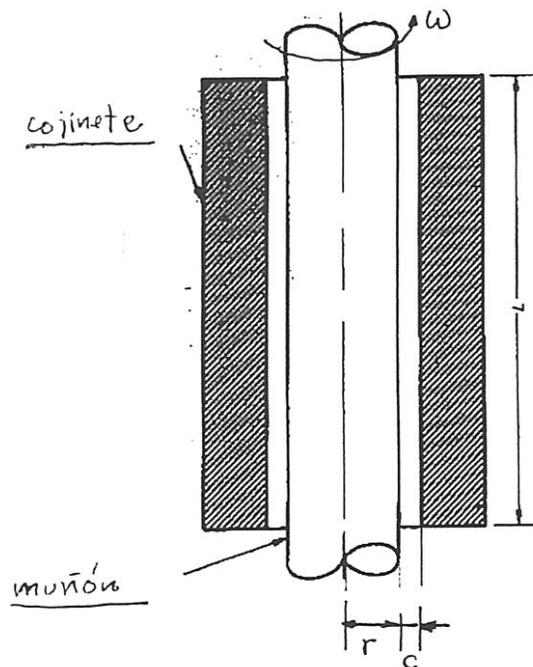
Punto de inflamación. Temperatura a la que se inflama el vapor de aceite, no el aceite.

Resistencia al envejecimiento. La cantidad de residuos de coque en el aceite después de un tiempo de utilización determinado.

6. ECUACIÓN DE PETROFF PARA LA LUBRICACIÓN DE COJINETES.

Se utiliza para determinar las pérdidas por fricción en un eje trabajando sin carga y centrado en su apoyo. Evidentemente esta situación no responde al caso real; sin embargo, si la velocidad es elevada y los esfuerzos no son muy elevados, se pueden obtener resultados válidos en una primera aproximación a fin de evaluar las pérdidas por fricción para después hacerlos con mayor exactitud por medio de la teoría hidrodinámica.

Así pues supondremos el eje de la fig. girando, sin excentricidad entre el cojinete y el muñón, sin pérdida de aceite en la dirección axial y sometido a una ligera carga en dirección radial.



En estas condiciones la presión superficial nos viene dada por:

$$p = \frac{W}{l d} \quad (8)$$

$$W = p \cdot l \cdot d = p \cdot l \cdot 2r \quad (9)$$

El momento de las fuerzas de rozamiento será:

$$T_r = f \cdot W \cdot r = f \cdot p \cdot l \cdot 2 \cdot r^2 \quad (10)$$

Por otro lado, de la ecuación de Newton sabemos que:

$$F = \mu \frac{AU}{h} \quad (11)$$

En la que:

$$A = 2 \pi \cdot r \cdot l$$

$$U = V_t = 2 \pi \cdot r \cdot n' \quad \text{en la que } n' \text{ (r.p.s)}$$

$$h = c$$

μ = viscosidad

Sustituyendo estos valores en la ec. (11); y teniendo en cuenta que el momento producido por la fuerza F con respecto al centro del muñón debe ser $T_r = F \cdot r$, tenemos que:

$$T_r = F \cdot r = \mu \frac{2 \pi \cdot r \cdot l \cdot 2 \pi \cdot r \cdot n' \cdot r}{c} = \mu \frac{4 \pi^2 \cdot r^3 \cdot l \cdot n'}{c} \quad (12)$$

Igualando (10) y (12), obtenemos para el coeficiente de rozamiento:

$$f = 2 \pi^2 \frac{\mu n' r}{p c} \quad (13)$$

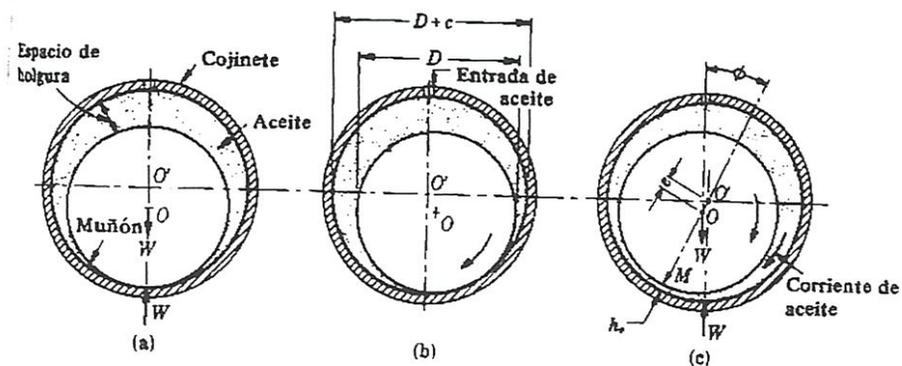
En la que: n' (r.p.s); μ (Pa.s); c y r en (mm) y p (N/mm²)

El valor de $(\mu n'/p)$ se encuentra tabulado y el de r/c oscila entre 500 y 1000

APLICACIÓN.

7. LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA.

En la fig. se indica un muñón sometido a una carga W en las posiciones de reposo, arranque y marcha. Como puede verse en las posiciones de reposo y arranque hay contacto metal metal y a medida que el muñón aumenta su velocidad el eje se separa del cojinete. Esto es debido a que el aceite existente entre las dos superficies se adhiere a la superficie del muñón y es arrastrado



por la velocidad del muñón entre las dos superficies, lo que produce una presión que desplaza el gorrón hacia la izquierda del centro del cojinete o' . El espesor mínimo de la película de aceite en el punto de mínima separación se designa con h_0

Cuanto mayor es la velocidad del eje, la cantidad de aceite que pasa entre las superficies es mayor y h_0 se ve aumentado, lo mismo ocurre si se ve aumentada la viscosidad del aceite; sin embargo, cuanto mayor es el valor de p menor es el valor de h_0 .

8. RELACIONES GEOMÉTRICAS.

En el diseño de se tendrán en cuenta las siguientes valores, que aparecen en la fig.

h_{max} , h_0 , espesores máximo y mínimo de la película.

e , excentricidad, la distancia $OO' = e$

c , juego ~~radial~~ radial, c

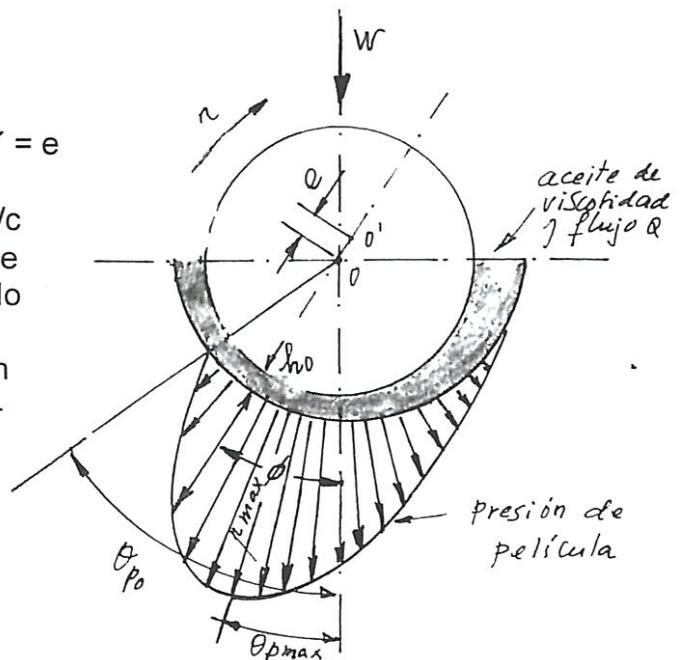
ϵ , relación de excentricidad $\epsilon = e/c$

h , espesor de la película de aceite en cualquier ángulo medido en el sentido de la rotación

θ , ángulo que determina la posición del espesor de la película de aceite medido desde la parte negativa del eje de ordenadas.

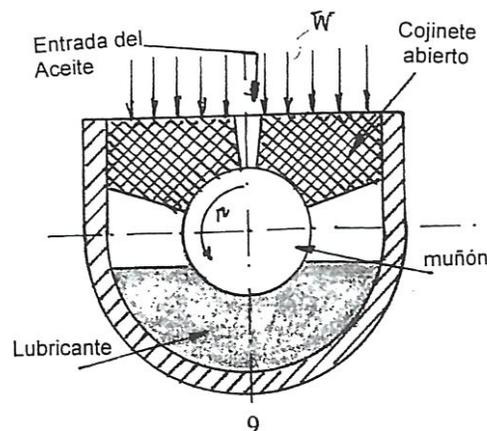
l , longitud del gorrón

d , diámetro del gorrón



9. TEORÍA HIDRODINÁMICA.

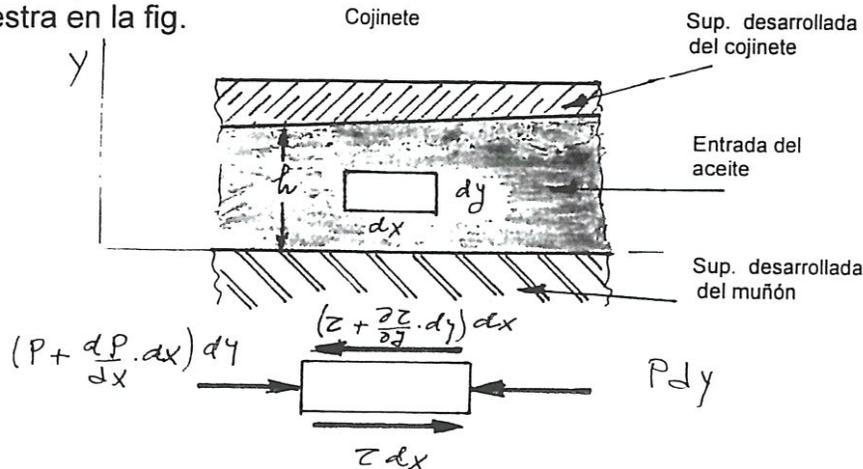
Experimento de Tower(1880). Lo realizó en los cojinetes de ferrocarril. Para ello perforó un agujero en un punto de un cojinete al objeto de probar los efectos que se producían al agregar una aceitera en ese punto. Cuando el dispositivo de prueba se accionaba sin la aceitera, el aceite salía por el agujero. Trató de bloquear el agujero poniendo tapones de corcho, pero los expulsaba la presión hidrodinámica. En este punto Tower puso un manómetro y después realizó mediciones de las presiones de la película de aceite en diferentes puntos. Descubrió que la suma de la presión hidrodinámica en un punto multiplicada por la diferencial del área proyectada de apoyo era igual a la carga soportada por el cojinete.



Los resultados de Tower fueron estudiados por Reynolds, quien a través de una ley relacionó el rozamiento, la presión y la velocidad. La ec. diferencial desarrollada por Reynolds se utilizó para explicar los resultados de Tower.

Reynolds representó el lubricante como adherido a ambas superficies y empujado por la superficie móvil hasta formar un espacio que se iba estrechando en forma de cuña como se indica en la fig., de forma que se creaba una presión de fluido o de película de suficiente intensidad para resistir las cargas del cojinete. Reynolds obtuvo una hipótesis simplificada suponiendo que las películas fluidas eran tan delgadas, en comparación con el radio del cojinete, que se podría despreciar la curvatura, lo que le permitió reemplazar el cojinete curvo por uno plano, llamado cojinete plano de deslizamiento.

Considerando ahora la situación representada en la fig., la superficie móvil soporta una carga W , y tiene una velocidad U en la dirección del eje x . Para los cálculos es necesario dibujar el diagrama del sólido libre de las fuerzas que actúan sobre el elemento diferencial de lados dx , dy , como se muestra en la fig.



Así pues, haciendo la suma de las fuerzas según la dirección del eje x , obtenemos:

$$\left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy - p dy + \tau dx - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx = 0$$

Una vez simplificada la ecuación queda

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$

y como antes se obtuvo que

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \tag{15}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (16)$$

Integrando la ecuación, teniendo en cuenta las condiciones de contorno, se llega a la expresión:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -6u \frac{dh}{dx} \quad (17)$$

que es la ec. de Reynolds para el flujo unidimensional. En esta ecuación se desprecian las pérdidas laterales.

Si no se desprecian estas pérdidas, se obtiene

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (18)$$

que es la ec. de Reynolds bidimensional.

Según Fuller, no hay solución general para esta ecuación, habiéndose obtenido soluciones aproximadas. Una de éstas, de las más importantes, se debe a Sommerfeld, y se expresa en la forma:

$$\frac{r}{c} f = \varphi \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{p} \right] \quad (19)$$

En donde φ indica una relación funcional. Sommerfeld halló las funciones para medios cojinetes y cojinetes completos, suponiendo que no habían pérdidas laterales.

10. GRÁFICAS PARA EL DISEÑO.

A. A. Raimondi y John Boyd prepararon curvas de diseño corregidas por el efecto de las pérdidas laterales para diferentes razones de (l / d) , en las que se dan las diferentes variables de funcionamiento a partir del número de Sommerfeld. Los resultados lo obtuvieron por computación.

Los gráficos que se incluyen a continuación, son sólo para cojinetes completos, es decir, cuando $\beta = 360^\circ$. Para otros ángulos deben utilizarse otros gráficos.

El número característico del cojinete o número de Sommerfeld se define por la ecuación:

$$s = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu n'}{p} \quad (20)$$

En la que:

S , número característico adimensional, número de Sommerfeld

n' , número de revoluciones por segundo.

r , radio del muñón en (m)

c , huelgo radial (m)

μ , viscosidad absoluta, dinámica en MPa.s.

$p = W/l_d$ (N/m^2)

Este número es adimensional y se utiliza, como se ha dicho, en todos los gráficos en el eje de abcisas.

Nota: Los gráficos que se dan a continuación, se han obtenido del libro "El Proyecto en Ingeniería Mecánica", cuyo autor es Joseph E. Shigley. Edit. McGraw Hill.

Espesor mínimo de la película h y relación de excentricidad ϵ .

El espesor mínimo de la película se determina en el eje de ordenadas, en la parte izquierda de la fig., partiendo del número de Sommerfeld; en este mismo gráfico, en la parte derecha, se obtiene el coeficiente de la excentricidad ϵ .

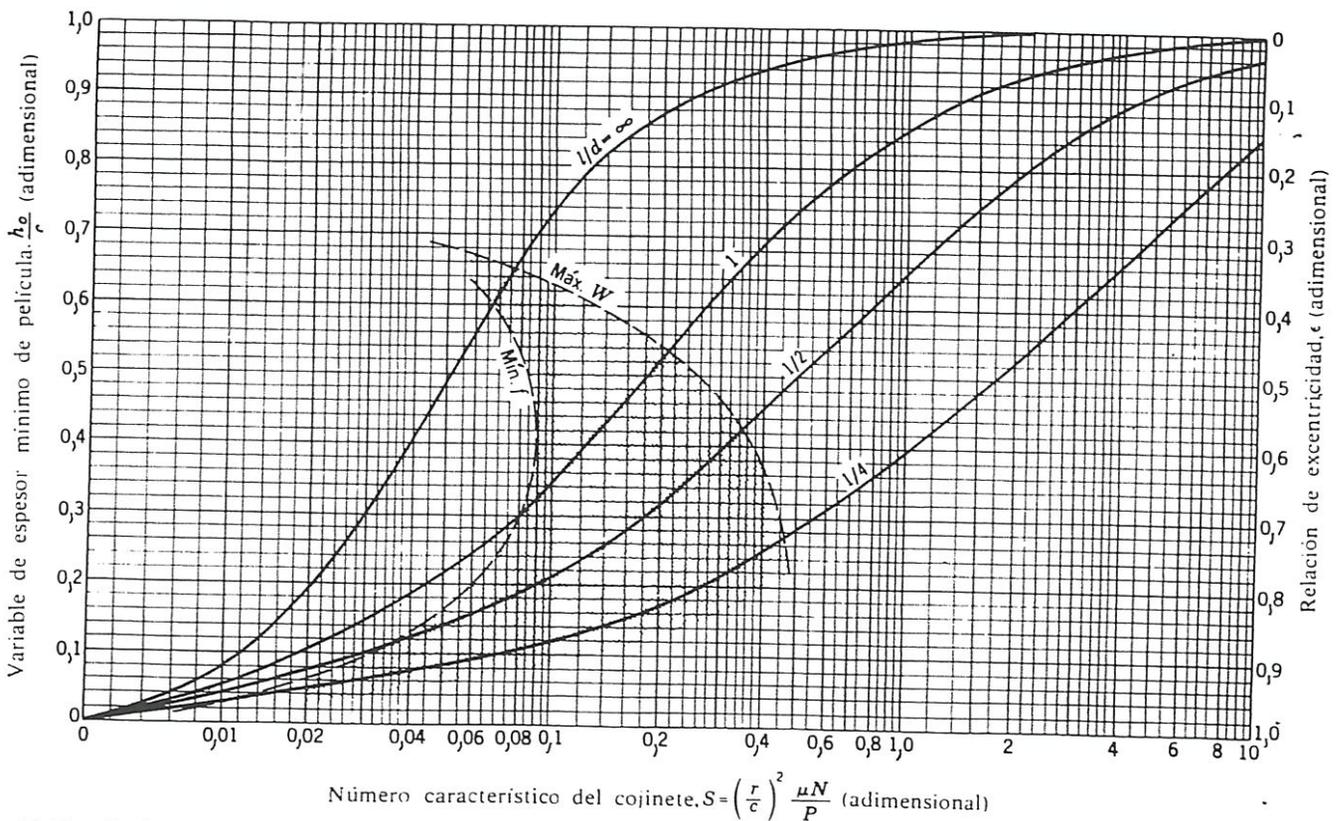


Fig. 10-13. Gráfico de la variable de espesor mínimo de película y de la relación de excentricidad. El límite izquierdo de la zona sombreada define el h_0 óptimo para rozamiento mínimo; el límite derecho es el que define el h_0 óptimo para carga máxima. (Raimondi y Boyd.)

El espesor mínimo de la película de aceite depende del tamaño y del acabado superficial; cuanto menos fino es el acabado, mayor debe ser el espesor. A título orientativo, para cojinetes ordinarios, el espesor mínimo debe ser 0.02 mm; para potencias elevadas, h_0 debe estar comprendido entre 0.026 y 0.12. También se puede tomar con carácter general $0.00635d$. Juvinal, R.C. recomienda utilizar $h_0 = 0.005 + 0.00004d$, afectado de un coeficiente de seguridad. Las superficies en contacto deben tener un acabado con rugosidad < 0.8 micras.

Situación del espesor mínimo, ϕ .

Para situar el punto en donde se localiza el espesor mínimo, nos valemos del gráfico que se indica

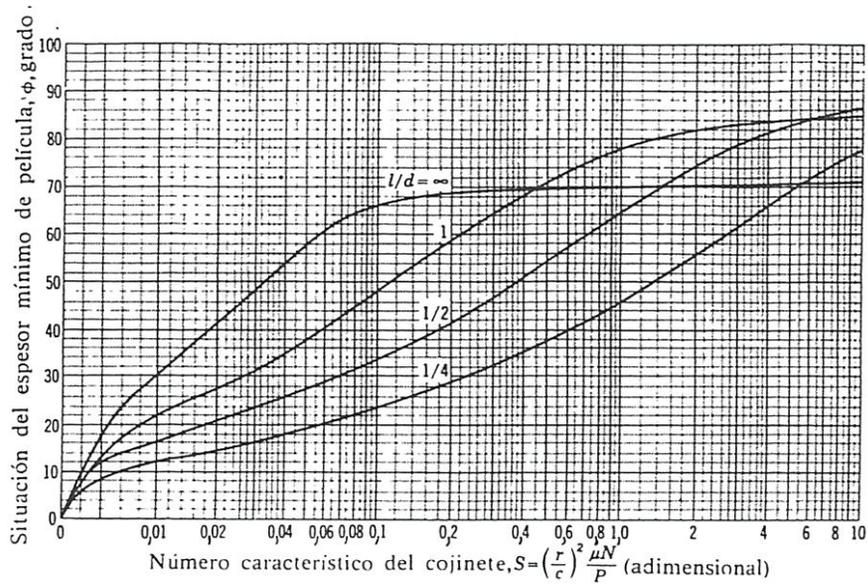


Fig. 10-14. Gráfico para la determinación de la situación del espesor mínimo de película h_0 . Para situar el origen, ver figura 10-20. (Raimondi y Boyd.)

Coefficiente de rozamiento, f .

En la fig se determina el coeficiente de rozamiento a partir del coeficiente de Sommerfeld.

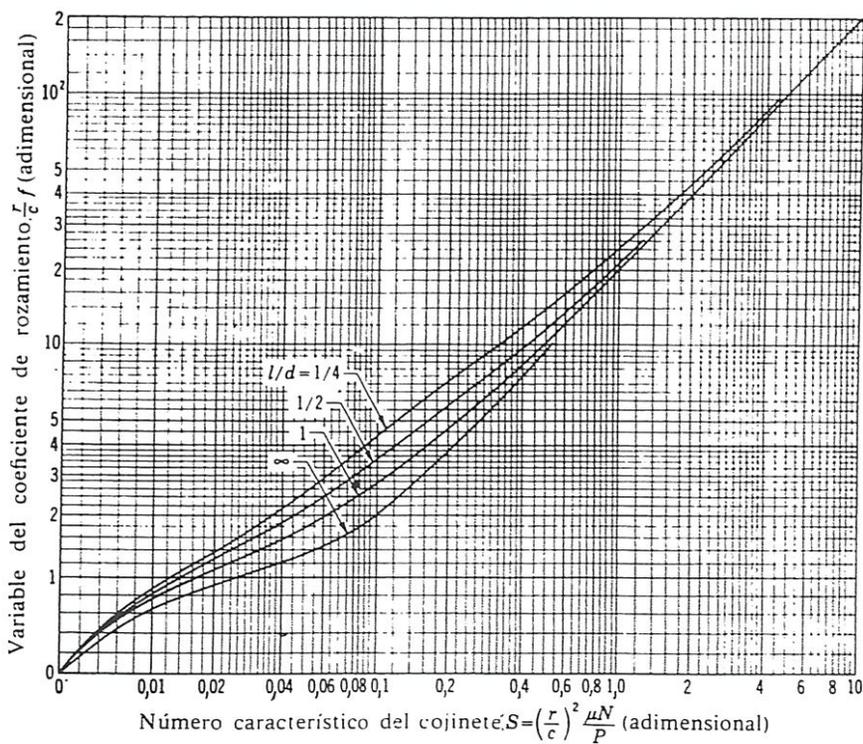


Fig. 10-15. Gráfico para la variable del coeficiente de rozamiento. (Raimondi y Boyd.)

Flujo de aceite (Q).

Indica la cantidad de aceite que pasa por el cojinete debido a la acción de bombeo del eje. Este valor se obtiene del gráfico indicado.

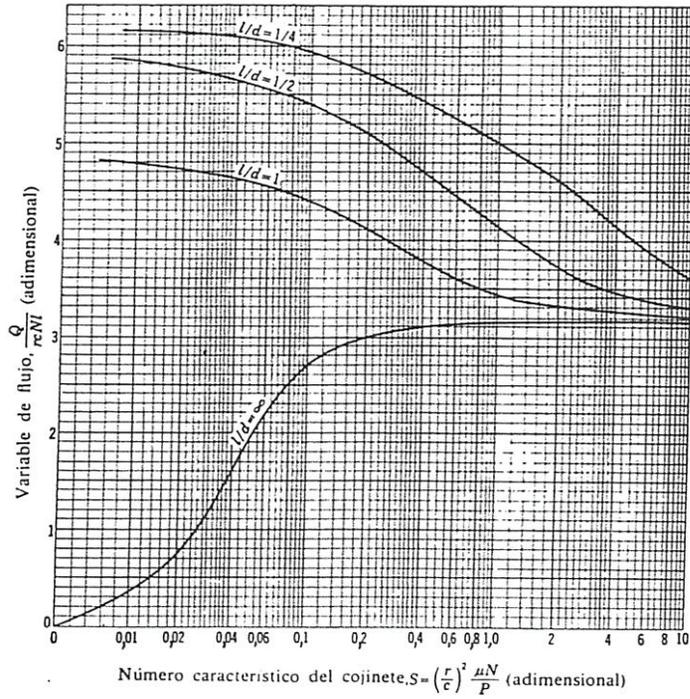


Fig. 10-16. Gráfico para la variable de flujo. (Raimondi y Boyd.)

Pérdidas laterales. (Qs)

Son las que se pierden por el extremo del cojinete debido a la holgura que debe existir. En este gráfico se da la razón Q_s/Q a partir del número de Sommerfeld.

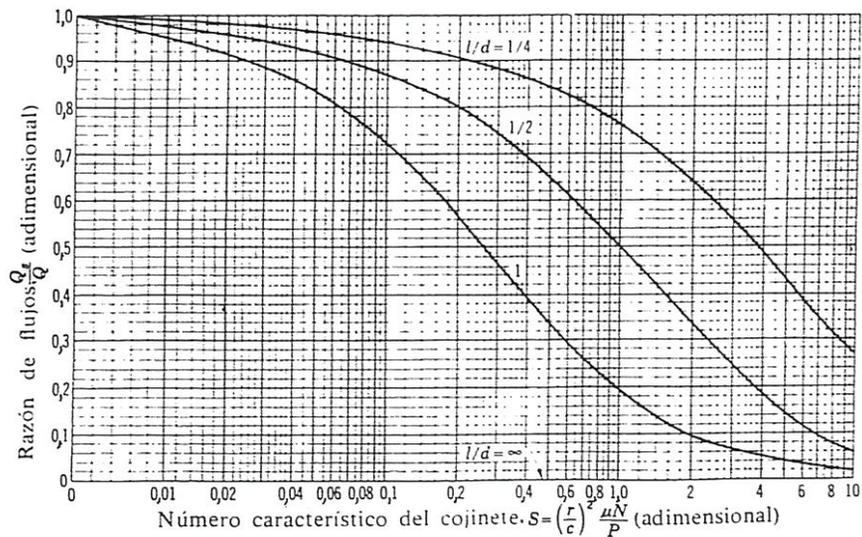


Fig. 10-17. Gráfico para la determinación de la razón del flujo lateral al total. (Raimondi y Boyd.)

Determinación de la presión máxima, p_{max} .

La relación P/P_{max} , se obtiene del siguiente gráfico

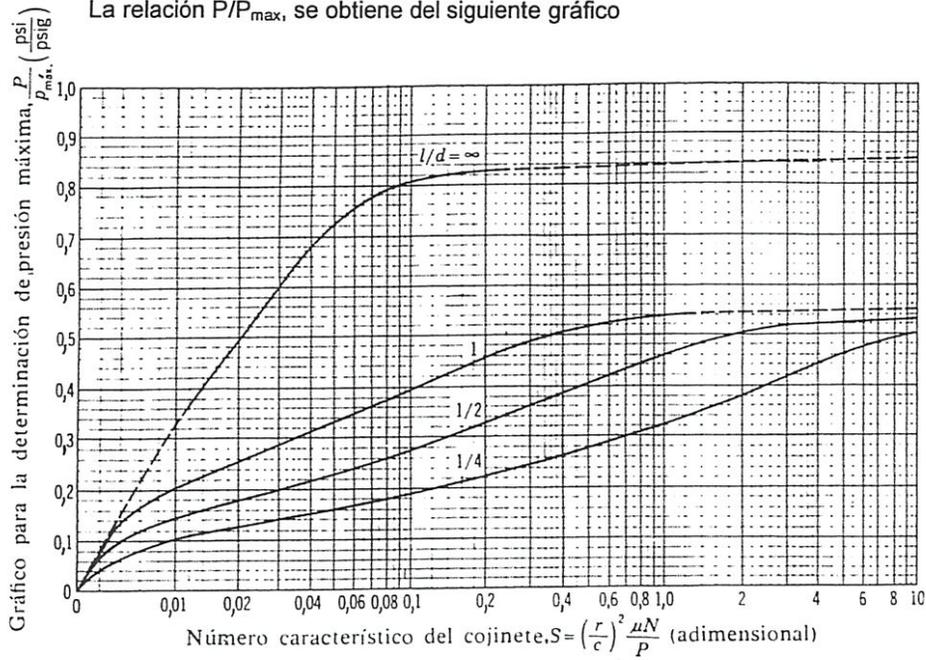


Fig. 10-18. Gráfico para la determinación de la presión máxima en la película. (Raimondi y Boyd.)

Situación de la presión máxima θ_{pmax} y situación final de la película

θ_{p0} .

Se obtienen estos valores en el gráfico indicado. En el eje de ordenadas, en la parte izquierda, θ_{pmax} , y la parte derecha θ_{p0} , respectivamente

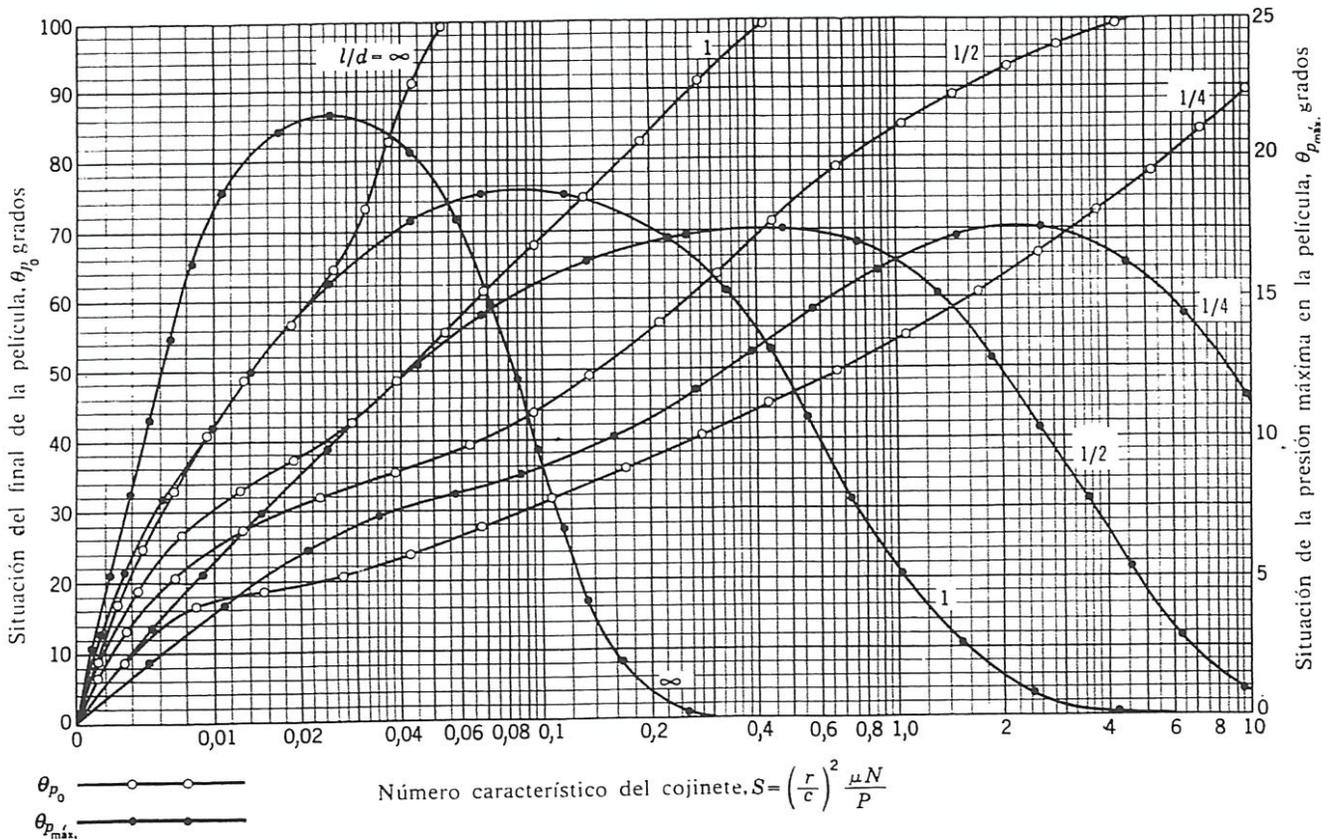


Fig. 10-19. Gráfico para hallar la situación del final de la película de aceite y la situación de la presión máxima en la película. (Raimondi y Boyd.)

Diagrama polar.

Con los anteriores valores se puede construir el diagrama polar que se indica en la fig. de la p.9.

Elevación de la temperatura:

Se obtiene a partir de la ecuación dada por Shigley:

$$\Delta t = \frac{8.14p}{1 - 0.5(Q_s/Q)} \cdot \frac{r \cdot f / c}{Q / r \cdot c \cdot n \cdot l}$$

En la que p, (MPa), $\Delta t = ^\circ \text{C}$ es el incremento de temperatura entrada salida del lubricante, el resto de los valores son los que aparecen en cada una de las tablas correspondientes.

La temperatura se obtiene a partir de la ecuación

$$T_m = T_{en} + \Delta t / 2$$

En donde T_{en} temperatura de entrada del aceite,

APLICACION

11. INTERPOLACIÓN.

Otros valores para relaciones l/d mayores se pueden determinar por interpolación usando la siguiente ecuación dada por Boyd y Raimondi

$$y = \frac{1}{(l/d)^3} \left[-\frac{1}{8} \left(1 - \frac{1}{d}\right) \left(1 - \frac{2l}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_\infty + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{2l}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_1 - \frac{1}{4} \left(1 - \frac{1}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_{1/2} \right. \\ \left. + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{1}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_{1/4} \right] \quad (21)$$

Donde y es la variable que se desea para la relación $l/d > 1/4$; y_∞ , y_1 , $y_{1/2}$ e $y_{1/4}$ son los valores de esa variable para cojinetes con relaciones $l/d = \infty$, 1, $1/2$ y $1/4$.

V. M. Faires, "Diseño de Elementos de Máquinas", p.398, edit. Limusa, indica que para un cojinete con $l/d = 2$, se pueden interpolar las curvas a mitad de distancia entre los valores $l/d = 1$ y $l/d = \infty$. Para $l/d = 1.5$, se puede hacer una primera aproximación interpolando entre la cuarta parte de la diferencia entre $l/d = 1$ y $l/d = \infty$. Para $l/d > 1$, pero no exactamente 1.5 o 2, se utiliza $l/d = 1$, y, con error relativamente pequeño, la interpolación para 1.5 o 2 que más se aproxime.

APLICACIÓN

12. MÉTODOS DE LUBRICACIÓN

El aceite se envía a los distintos puntos que hay que engrasar por medio de dispositivos que permiten medir la cantidad que debe llegar a cada punto. El

El aceite usado fluye a un depósito donde se limpia para reciclarlo de nuevo. A continuación se describen algunos de los procedimientos utilizados.

Lubricación manual. Este método no es deseable, porque suele suministrar un caudal de aceite excesivo. Este tipo solo debe seguirse si no se tiene otra alternativa, o en los casos en que la lubricación no tenga una importancia excesiva.

Lubricación con mecha. Se suministra el aceite por medio de un mecha que está en contacto con el aceite contenido en un depósito y su otro extremo con el cojinete correspondiente. El aceite se extrae por capilaridad, la velocidad de lubricación depende de la naturaleza de la mecha. Este procedimiento de lubricación es mejor que el anterior.

Lubricación por goteo. El aceite entrar en el cojinete por goteo a través de una válvula de aguja, lo que permite controlar la aportación de aceite.

Lubricación por anillo. Se utiliza un anillo o una cadena situado cerca del cojinete. Cuando el anillo se sumerge en el depósito de aceite, éste traslada el aceite al apoyo. Se utiliza para velocidades altas.

Lubricación a presión. El aceite se mantiene en el apoyo mediante una bomba que lo suministra de forma continua. Posteriormente el aceite se recupera y de nuevo se bombea. Este método tiene la ventaja de que el aceite libera gran parte del calor producido por rozamiento.

Aplicaciones prácticas de los cojinetes

Máquina	Cojinete	ρ_{\max} (MPa)	Viscosidad (μ) ($cP=10^{-3}$ Pa.s)	$\mu n'/p$ $\times 10^{-9}$
Automóvil y aviación	Bancada	4.8 a 7	7	36
	Muñón	3.6 a 23.4	8	24.2
	Manivela	13.7 a 34.5	8	
Motores de gas y aceite	Bancada	3.4 a 8.2	20	48.3
	Muñón	6.9 a 12.4	40	24.1
	Manivela	8.2 a 13.8	65	
Motores marinos	Bancada	3.4	30	48.3
	Muñón	4.1	40	36
	Manivela	10.3	50	
Motores de vapor estacionarios	Bancada	1.4 a 2.7	15 a 60	48.3
	Muñón	4.1 a 10.3	30 a 80	14.5
	Manivela	12.4	25 a 60	
Bombas y motores recíprocos	Bancada	4.7	30	72.5
	Muñón	4.1	50	48.3
	Manivela	6.9	80	
Turbinas de vapor	Principial	0.7 a 2.0	2 a 16	241
Motores y bombas rotativas	Eje	0.7 a 1.4	25	482

Fuente: Diseño de máquinas A.S. Hall, A.R. Holowenko y Loghlin. Edit McGraw Hil.

Relación I/d.

G. Niemann. (Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas), recomienda utilizar los siguientes valores:

Transmisiones funcionamiento continuo: 1 a 2
Aparatos de elevación: 0.8 a 1.8
Máquinas herramientas: 1.2 a 2
Trituradoras, quebrantadoras, molinos: 1 a 2
Trenes de laminación: 0.5 a 1.2
Motores eléctrico e hidráulicos: 0.8 a 1.5 para $n < 1500$ r.p.m. y un tiempo de marcha libre < 8 m.
Turbomáquinas: 0.8 a 1.25
Motores de automóvil y de aviación 0.5 a 0.6
Generadores y motores: 1.2 a 2.0.

BIBLIOGRAFIA.

El Proyecto en Ingeniería Mecánica. Joseph E. Shigley. Edit. McGraw Hill.
Diseño de Máquinas. Teoría y Práctica. Deutsman. Edit. CECSA.
Diseño de Elementos de Máquinas. Aguirre Esponda. Edit. Trillas
Diseño de Máquinas. Hall, Holowenko, Laughlin. Edit McGraw Hill.
Elementos de Máquinas. S.H. Decker. Edit. URMO
Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica. Robert C. Juvinal. Edit. Limusa
Diseño de Elementos de Máquinas, V.M. Faires. Edit Limusa.
Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas. G. Niemann.

APLICACIÓN

Un eje de diámetro 100 mm está apoyado en un cojinete de $l = 80$ mm, y tiene un claro diametral de 0.10 mm. Está lubricado con aceite que tiene una viscosidad a la temperatura de funcionamiento de 50 mPa.s El eje gira a 600 r.p.m. y soporta una carga radial de 5000 N. Determinar:

- A) El coeficiente de fricción.
- B) La pérdida de potencia.

A) Coeficiente de fricción.

Aplicando la ec (14), el valor de f es

$$f = 2 \pi^2 \frac{\mu n'}{p} \frac{r}{c}$$

En la que:

$$n' = 600/60 = 10 \text{ r.p.s}$$

$$c = \frac{D_c - D_e}{2} = \frac{s}{2} = \frac{0.10}{2} = 0.05 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{c} = \frac{50}{0.05}$$

$$p = \frac{w}{ld} = \frac{5000}{50 \cdot 1000} = 0.625 \text{ N/mm}^2 = 0.625 \text{ Mpa}$$

$$f = \frac{2\pi^2 (0.05 \text{ Pa.s}) (10 \text{ rps}) \cdot (50 \text{ mm})}{0.625 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \cdot (0.05 \text{ mm})} = 0.0158$$

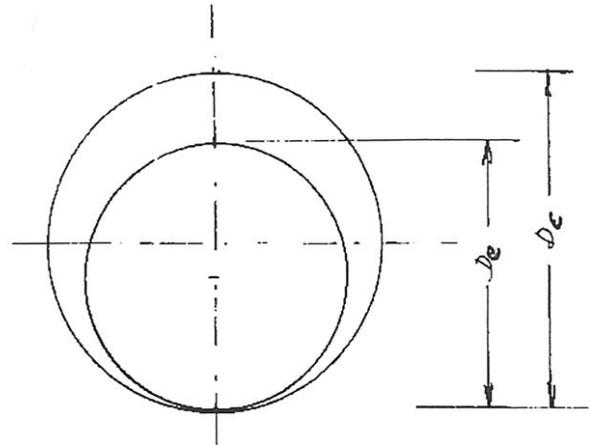
B) Potencia perdida

Momento de rozamiento:

$$T_f = f \cdot W \cdot r = 0,0158 \cdot 5000 \frac{50}{10^3} = 3,95 \text{ N.m}$$

La potencia perdida será:

$$N = T_f \cdot \omega = 3.95 \cdot 2\pi \cdot 10 = 248 \text{ W.}$$



APLICACIÓN.

El cojinete de un eje trabaja bajo las siguientes condiciones: $n = 3600$ r.p.m ; $n' = 60$ r.p.s. $W = 7120$ N, $\mu = 1,378$ cP, $c = 0.05$ mm, $r = 51$ mm, $l = 102$ mm. Temperatura de funcionamiento $t = 40^\circ$

Carga unitaria, p.

$$p = \frac{w}{ld} = \frac{7120}{102 \cdot 102} = 0.684 \text{MPa}$$

Número de Sommerfeld, s.

$$s = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu n'}{p} = \left(\frac{51}{0.05}\right)^2 \frac{1,378 \cdot 10^3 \cdot 60}{684000} = 0.12$$

Determinación del espesor mínimo, h_o .

Para determinar el espesor mínimo utilizamos la fig. 10.13, entrando con s y l/d

Para $s = 0.12$

$$\Rightarrow h_o/c = 0.39 \quad \text{y} \quad \varepsilon = 0.6$$

$l/d = 1$

Por tanto:

Espesor de la película, $h_o = 0.39 \cdot 0.05 = 0.0195$

Excentricidad, $\varepsilon = 0.6$

¿En qué posición (ángulo) se encuentra h_o en el diagrama polar?

De la fig. 10-14 obtenemos para $s = 0.12$ y $l/d = 1$, $\Phi = 53^\circ$

Si el valor del espesor h_o fuese menor que el escogido, debe cambiar el diseño.

Otra forma de proceder: Con el espesor mínimo de película deseado, leer el número de Sommerfeld en el gráfico. Las dimensiones del muñón o de la viscosidad pueden ajustarse conforme a este número de Sommerfeld.

Potencia perdida por fricción.

La potencia perdida por rozamiento se obtiene en la fig. 10.15 de la relación $r.f/c$.

Así pues, para $s = 0.12$ y $l/d = 1$, obtenemos $r.f/c = 3.2$

Y de aquí: $f = 3,2 c/r = 3.2 \cdot 0.05/51 = 0.0031$

Par de rozamiento:

$$T_f = f \cdot W \cdot r = 0.0031 \cdot 7120.51 / 1000 = 1,125 \text{ N.m}$$

Potencia perdida:

$$N = M_t \omega = 1,125 \cdot \frac{2 \pi \cdot 3600}{60} = 424.3 \text{ W.}$$

Necesidades de flujo Q.

Si del apoyo se suministra aceite por una fuente externa (depósito) de la fig. 10.16 se obtiene la velocidad a la que debe suministrarse, para lo que entramos en el gráfico con los valores de $s = 0.12$ y $l/d = 1$.

$$\frac{Q}{r \cdot c \cdot n' \cdot l} = 4.3$$

Con lo que Q será

$$Q = 4,3 \cdot R \cdot c \cdot n' \cdot l = 4,3 \cdot 51 \cdot 0,05 \cdot 60 \cdot 102 = 67106 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Este diagrama está obtenido a presión atmosférica en ausencia de ranuras en el cojinete; pero hay que tener en cuenta que de esta cantidad, Q, una pequeña parte, Qs, se escapa y se llama fuga lateral. Esta fuga se determina a partir de la relación de flujo Qs/Q de la forma que se indica a continuación.

Determinación de Qs.

La fuga por el extremo del gorrón, Qs, debida a la holgura dada, produce una disminución de la presión, ésta se puede determinar de la fig 10-17, entrando igualmente con s y l/d,

$$Q_s/Q = 0.12$$

Y de aquí,

$$Q_s = 67106 \cdot 0.12 = 8052.72 \text{ mm}^3/\text{s}.$$

Obtención de la presión máxima.

De las fig 10-18 y 10-19, entrando con los valores correspondientes de s y l/d,

$$\frac{P}{P_{\max}} = 0.405 \text{ y de aquí } P_{\max} = 0.684 / 0.405 = 1.68 \text{ MPa}$$

Para saber su posición entramos con los mismos valores en el gráfico 10-19, obteniendo:

En la parte izquierda, $\theta_{po} = 72^\circ$

En la parte derecha, $\theta_{pmax} = 16^\circ$.

Estos valores sitúan en el diagrama polar las posiciones de las presiones mínimas y máximas en la película de aceite.

Aumento de temperatura.

$$\Delta t = \frac{8.14p}{1 - 0.5(Q_s/Q)} \cdot \frac{r \cdot f / c}{Q/r \cdot c \cdot n' \cdot l} = \frac{8.14 \cdot 0.84 \cdot 3.2}{1 - 0.50.69 \cdot 4.3} = 8^\circ$$

La temperatura final será

$$t = t_{in} + \Delta t/2 = 40 + 4 = 44^\circ$$

Diagrama polar.