

Características de funcionamiento de cojinetes de empuje, sectorial y plano, régimen laminar y máxima carga

Oscar Naveda
Escuela de Ingeniería Mecánica,
Universidad del Zulia
Maracaibo, Venezuela

RESUMEN

El presente trabajo analiza el comportamiento y determina numéricamente las características de funcionamiento, de cojinetes de empuje de patines planos con geometría de sector circular, lubricados con fluidos incompresibles en régimen laminar, pivoteado para máxima carga y considerando el clásico balance térmico aproximado. Las características de funcionamiento: capacidad de carga, pérdidas de potencia, ubicación del centro de presión, flujo de lubricante y elevación de temperatura son presentadas como curvas de proyecto para un patín con ángulo central subtendido de 60° y relaciones L/R_2 de 0.3, 0.5 y 0.7. Estas curvas con también útiles para patines fijos. Los resultados obtenidos concuerdan bien con resultados, teóricos y parciales, previamente publicados.

ABSTRACT

Performance characteristics prediction of hydrodynamic bearings is fundamental for their analysis and design in Machinery. A flat sector-shaped geometry for an incompressible fluid thrust bearing, under laminar regime, is analyzed considering the pads pivoted for maximum load capacity and an approximate energy balance. Performance characteristics such as load capacity, friction losses, center of pressure location, minimum film thickness, temperature rise, lubricant flow were determined numerically and are presented as dimensionless design charts for 60° pads and geometric relations L/R_2 of 0.3, 0.5, 0.7. The calculated parameters were compared with some partial results previously reported and they showed to have a good correlation.

INTRODUCCION

El cojinete hidrodinámico de empuje de patines y de geometría de sector circular, es un elemento de máquinas de uso común y está destinado a absorber la carga axial en la máquina. Ellos consisten de un número de patines pivoteados o fijos, planos o con alguna convexidad, siendo más comunes los primeros por facilidad de producción. Los pati-

nes pivoteados o auto-inclinantes pueden estar soportados sobre un punto o sobre una línea, y en algunos casos montados sobre resortes u otros elementos elásticos.

La actividad en busca de una solución para el patín de geometría de sector circular, ha sido extensa en las últimas tres décadas y ha estado dirigida hacia dos grandes direcciones: (a) generar herramientas de análisis y (b) generar curvas de proyecto.

Un patin sectorial pivoteado, real, asume la existencia de ciertas inclinaciones con respecto a las líneas radial y tangencial que pasan por el punto de pivote. Es decir, la distribución de la película de lubricante varía tanto en la dirección radial como en la dirección circunferencial. Desde el punto de vista del análisis es necesario satisfacer los requerimientos de equilibrio de momentos, es decir, que la resultante de las presiones hidrodinámicas debe pasar a través del pivote (Centro de presión). En la generación de curvas de proyecto esta última consideración queda solapada durante el proceso de reducción de la data. En el caso de los patines fijos, el centro de presión cambia al variar las condiciones de operación.

En el proceso evolutivo del estudio de los cojinetes de empuje, de patines sectoriales y ante la relativa complejidad de un perfil bidimensional de la película de lubricante, los trabajos iniciales suponían un perfil unidimensional en la dirección circunferencial (lineal³, exponencial⁴).

En algunos trabajos se supuso un dominio rectangular, lo cual es, evidentemente, una distorsión de la geometría; y la aplicación de los resultados se realizaba a través de un concepto de equivalencia geométrica^{2,5-8}.

Trabajos posteriores⁹⁻¹¹ presentan soluciones que están limitados a puntos específicos de proyecto. Esto es, para valores dados de carga, velocidad y mínimo espesor de película corresponde una posición única para el pivote. Esto significa que el proceso de proyecto para patines pivoteados era iterativo y tedioso.

Etsion^{12,13} presentó una solución completa pa-

ra cojinetes de empuje de patines pivoteados que cubre todas las posibles inclinaciones con respecto a las líneas radiales y tangenciales que pasan por el punto de pivote para posibles ubicaciones del mismo dentro del área del patín. Los resultados son presentados como cartas de diseño para la capacidad de carga y pérdidas por fricción para diferentes ubicaciones del pivote e inclinaciones del patín, para algunos ángulos de patín y relaciones geométricas del mismo. Estos trabajos son parte de reportes para la NASA^{14,15}.

El logro básico del trabajo de Etsion¹² está en haber demostrado que cualesquiera inclinaciones con respecto a las líneas radial y tangencial que pasan por el pivote pueden ser transformadas, equivalentemente, a una inclinación pura con respecto a una cierta línea radial. Además, demostró que para obtener la máxima capacidad de carga, el patín debería estar inclinado de manera que el espesor mínimo de película, a lo largo del borde de salida del patín, sea uniforme. Esto significa que la ubicación de la cierta línea radial con respecto a la cual existe una inclinación pura coincide con el borde de salida del patín.

Una importante limitación u omisión en las últimas referencias^{12,13} es que las tablas presuponen el conocimiento de la viscosidad efectiva o promedio del lubricante. No hay mayores consideraciones sobre el delicado problema térmico. Tampoco se presentan los requerimientos de flujo de lubricante.

Un proyecto, frecuentemente construido, de cojinetes de empuje es el de patines centralmente pivoteados. Ellos aseguran la reversibilidad en la operación. Trabajos previos indicaban que este proyecto teóricamente es incapaz de soportar cargas. El trabajo de Etsion establece que es posible cierta capacidad de carga, pero que es todavía bastante reducida en comparación con aquellos patines, no centrados, que permiten la máxima capacidad de carga. Además, la ubicación radial del pivote no es central.

No obstante, la experiencia indica que el funcionamiento de patines centralmente pivoteados, tanto en la dirección radial como tangencial, es razonablemente exitosa. Esto se debe principalmente a las distorsiones elásticas y térmicas del cojinete. La viscosidad del lubricante no es uniforme, y así, ella puede alterar la distribución de presión, moviendo el centro de presión de la misma. Además, el gradiente térmico junto con la presión pueden deformar la superficie del cojinete produciendo una convexidad o "coronamiento", la cual podría hacer que patines centralmente pivoteados pudieran soportar cargas comparables a las posibles de predecir considerando patines planos de máxima capacidad de carga, o sea, con pivotes óptimamente ubicados. Estas aseveraciones están basadas en trabajos sobre el particular¹⁶⁻¹⁹. Esto es particularmente importante al considerar cojinetes de empuje de patines pivoteados que operan bajo condiciones de alta carga y/o altas pérdidas de potencia, porque en ellos se producirá un coronamiento substancial de los pa-

tines que tendrán un correspondiente efecto principal en la distribución del espesor de película y las pérdidas por corte. Para aplicaciones realmente críticas, carga elevada y/o altas velocidades, lo cual representa una tendencia en las exigencias técnicas de la maquinaria moderna, el funcionamiento de los cojinetes de empuje debería ser calculado de un análisis simultáneo de las ecuaciones de Energía, Elasticidad y Reynolds. Esto último cae fuera del alcance del presente trabajo, aunque el mismo puede ser considerado como una primera etapa en aquel camino.

En consecuencia, este trabajo estará dirigido a obtener las características de funcionamiento de cojinetes de empuje de patines planos de forma de sector circular, para máxima carga, pivoteados o fijos, que operan con fluido incompresible en operación estable y régimen laminar y teniendo en consideración la aproximación clásica del problema térmico en el cojinete.

FORMULACION DEL PROBLEMA

La base de la lubricación hidrodinámica fue establecida por O. Reynolds¹, en 1886, y para un sistema, en coordenadas cilíndricas, que trabaja con fluidos incompresibles, en régimen laminar y bajo carga constante es:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3 r}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\omega r \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (1)$$

La ec. (1) es básicamente una ecuación de continuidad que relaciona las propiedades del fluido, las distribuciones de la película de lubricante y la presión hidrodinámica generada, y las velocidades relativas entre el disco de empuje (elemento móvil) y las superficies de los patines (elementos fijos). El análisis del funcionamiento de un patín es indicativo de la operación del cojinete, desde que, normalmente se trata de garantizar que la carga axial esté distribuida igualmente entre los diferentes patines del cojinete.

La figura 1 muestra la geometría de un patín de forma de sector circular e indica las diferentes cantidades que lo identifican y el sistema cilíndrico de referencia a utilizar. La coordenada z es perpendicular al plano ($r - \theta$). Para obtener la máxima capacidad de carga para un patín dado, pivote especificado, éste debería estar inclinado de tal forma que el espesor de la película de lubricante se mantenga constante a todo lo largo del borde de salida ($\theta = \beta$). La expresión para la distribución de la película de lubricante es¹³:

$$h(r, \theta) = h_0 + \gamma r \sin(\beta - \theta) \quad (2)$$

donde γ es la inclinación con respecto a la línea radial que coincide con el borde de salida del patín, donde el espesor de película es igual al h_0 . Nótese la variación sinusoidal de la película en una dirección circunferencial y la variación lineal en una dirección radial.

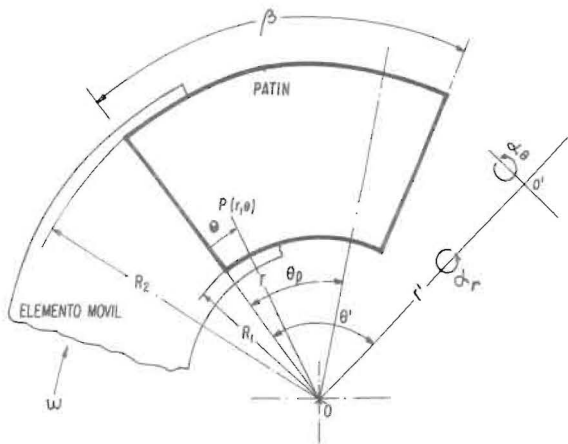


Figura. 1. Geometría del Patín de Forma de Sector de Círculo.

A objeto de obtener soluciones aplicables a cualquier geometría, es decir, cartas de proyecto, es conveniente adimensionalizar la Ec. (1) y para ello definimos los siguientes parámetros adimensionales:

$$r = \bar{r}L ; \theta = \bar{\theta}\beta ; h = \bar{h} \cdot h_0$$

$$p = \bar{p} \frac{6 \mu \omega R_2^2}{h_0^2} ; \mu = \bar{\mu} \mu_0$$

transformando la Ec. (1) en:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \beta^2 \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) = \dots$$

$$\dots \left(\frac{L}{R_2} \right)^2 \beta \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (3)$$

Las condiciones de borde para la Ec. (3) son que las presiones en los bordes físicos del patín deben ser iguales a la presión de suministro del lubricante al patín, o si se trabaja con presiones relativas, que la presión en los bordes sea cero. Así,

$$\bar{p}(0, \bar{r}) = \bar{p}(1, \bar{r}) = \bar{p}(\bar{\theta}, R_1/L) = \bar{p}(\bar{\theta}, R_2/L) = 0$$

La solución de la ecuación de Reynolds es la distribución de la presión hidrodinámica sobre el dominio de forma de sector de círculo del patín de empuje. A partir de esta distribución de presión se determinan las características de funcionamiento más importantes, junto con el espesor mínimo de película lubricante. A saber: la capacidad de carga, las pérdidas de potencia, el flujo de lubricante, la ubicación del centro de presión del cojinete, la elevación promedio de la temperatura del lubricante en el patín.

Al adimensionalizar la Ec(2) resulta.

$$h(\bar{r}, \bar{\theta}) = 1 + \epsilon_2 \bar{r} \cdot \text{sen } \beta(1 - \bar{\theta}) \quad (4)$$

donde $\epsilon_2 = \gamma L/h_0$ será denominado parámetro de inclinación del cojinete.

Si definimos $\delta = h_1(r, 0) - h_0$; entonces una expresión para la variable del espesor mínimo de película será:

$$\frac{h_0}{\delta(r, 0)} = \frac{h_c}{\gamma r \text{ sen } \beta}$$

Ahora, desde que ella depende de la variable r es necesario, para hacerla verdaderamente representativa, que se especifique $\delta(r, \theta)$. Por lo tanto, se escogerá $r = R_2$ y la variable del espesor mínimo de película puede expresarse como:

$$\frac{h_0}{\delta_{r=R_2}} = \frac{(L/R_2)}{\epsilon_2 \text{ sen } \beta} \quad (5)$$

La capacidad de carga es la integral de la

distribución de presión sobre el dominio del patín.
Adimensionalmente

$$W = \frac{W h_0^2}{6 \mu \omega \beta R^2 L^2} = \int_0^1 \int_{r_1}^{\bar{r}_2} \bar{p}(\bar{r}, \bar{\theta}) \bar{r} \, d\bar{r} \, d\bar{\theta} \quad (6)$$

Para el análisis y proyecto de cojinetes de patines fijos es conveniente expresar la capacidad de carga en una forma alterna. En este caso se define un número característico del cojinete como :

$$K_c = \frac{\mu N}{P} \left(\frac{L}{\delta_{r=R_2}} \right)^2 \quad (7)$$

donde P es la presión específica o carga unitaria e igual a

$$P = \frac{W}{LR_m \beta} = \frac{W}{L^2 \beta \left[\frac{R_2}{L} - \frac{1}{2} \right]}$$

Rearreglando puede demostrarse que

$$K_c = \frac{1}{12\pi} \frac{1}{W} \left(\frac{L}{R_2} \right)^2 \left[\frac{R_2}{L} - \frac{1}{2} \right] \left(\frac{h_0}{\delta_{r=R_2}} \right)^2$$

Las coordenadas del centro de presión, radial y angular, están dadas por :

$$\bar{r}_{cp} = \frac{r_{cp}}{L} = \frac{\int_0^1 \int_{r_1}^{\bar{r}_2} \bar{p} \bar{r}^2 \, d\bar{r} \, d\bar{\theta}}{\bar{W}} \quad (8)$$

y

$$\text{Sen} \theta_{cp} = \frac{\int_0^{\beta} \int_{r_1}^{\bar{r}_2} \bar{p} \bar{r}^2 \, \text{sen} \theta \, d\bar{r} \, d\bar{\theta}}{\bar{W} \cdot \bar{r}_{cp}} \quad (9)$$

El flujo lineal de lubricante en las direcciones tangencial y radial viene dado por :

$$q_{\theta} = \frac{\omega r h}{2} - \frac{h^3}{12 \mu r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (10)$$

$$q_r = - \frac{h^3}{12 \mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r}$$

Los flujos totales de lubricante en la dirección circunferencial a la entrada y salida del patín pueden calcularse de :

$$\bar{Q}_{\theta_{1,2}} = \frac{2Q_{\theta_{1,2}}}{\omega L^2 h_0} = \int_{\bar{\theta}=0,1}^{\bar{r}_2} \left[\bar{r} \bar{h} - \frac{1}{\beta} \left(\frac{R_2}{L} \right) \frac{\bar{h}^3}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] d\bar{r} \quad (11)$$

El flujo que se fuga lateralmente del patín puede evaluarse fácilmente reconociendo que es la diferencia de flujo de lubricante entre los bordes de entrada y de salida del patín.

$$\frac{Q_s}{Q_{\theta_1}} = 1 - \frac{\bar{Q}_{\theta_2}}{Q_{\theta_1}} \quad (12)$$

El esfuerzo cortante en el fluido alcanza su mayor valor en la interfase sólido móvil-líquido, y viene dado por :

$$(\tau_{\theta z})_{\max} = - \frac{\mu \omega r}{h} - \frac{h}{2r} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (13)$$

Desde que la geometría del sistema está adecuadamente representada en coordenadas polares, el concepto más útil para evaluar la resistencia a la fricción es definiendo el momento de la fuerza de fricción viscosa con respecto al origen de coordenadas :

$$M_f = \int_0^{\beta} \int_{R_1}^{R_2} r \cdot (-\tau_{\theta z})_{\max} \cdot r \, dr \, d\theta \quad (14)$$

donde el signo negativo indica que es una resistencia al movimiento. Adimensionalizando obtenemos que

$$\bar{M}_f = \frac{M_f \cdot h_o}{6\mu\omega L^4 \beta} = \int_0^1 \int_{r_1}^{r_2} \left[\frac{r^3}{6h} + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{R_2}{L} \right)^2 \frac{1}{h} r \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] dr d\theta \quad (15)$$

Las pérdidas de potencia en el patín pueden calcularse de $H = M_f \cdot \omega$. Una expresión adimensional para tal variable es

$$H = \frac{H}{PL^2 N \beta h_o} = 2\pi \left(\frac{L}{R} \right)^2 \left[\frac{R_2}{L} - \frac{1}{2} \right] \frac{M_f}{W} \quad (16)$$

Para estimar la elevación promedio de la temperatura del lubricante en el patín se supone que todo el calor producido por la fricción en el sistema se traduce en una elevación de la energía interna del lubricante y es, en consecuencia, eliminado por convección a través del aquél. Este análisis aproximado supone, además, que el lubricante de fuga lo hace a una temperatura promedio entre las temperaturas del lubricante a la entrada y a la salida del patín. Luego, haciendo un balance entre el calor generado por la fricción viscosa y el calor eliminado por el lubricante, se obtiene:

$$H = J \left[\rho C_p Q_s \frac{\Delta T}{2} + (Q - Q_s) \rho C_p \Delta T \right] \quad (17)$$

donde J es el equivalente mecánico calórico; C_p es el calor específico; ΔT es la elevación de la temperatura en el lubricante, $T_{en} - T_{sal}$, los otros parámetros ya han sido definidos. Despejando ΔT de la expresión anterior resulta

$$\Delta T = \frac{H}{J_p C_p (Q - \frac{Q_s}{2})} \quad (18)$$

la cual puede ser adimensionalizada como

$$\frac{J_p C_p \Delta T}{\beta P} = \frac{\bar{H}}{Q_{\theta_1} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{Q_s}{Q_{\theta_1}} \right) \right]} \quad (19)$$

Si se desea evaluar el coeficiente de fricción, $f = F_f/W$, se puede estimar una fuerza promedio de fricción viscosa en el radio medio, a partir del

conocimiento del momento de la fuerza de fricción viscosa, como $F_f = M_f/R_m$. Al reorganizar se obtiene la variable del coeficiente de fricción la cual viene dada por

$$f \left(\frac{L}{h_o} \right) = \frac{(L/R_2)^2}{\left[\frac{R_2}{L} - \frac{1}{2} \right]} \frac{\bar{M}_f}{W} \quad (20)$$

METODO DE SOLUCION

La Ec. (3) es expresada en diferencias finitas centrales de cinco puntos y resuelta usando el método de Gauss Seidel Modificado, con un criterio de convergencia relativo. En los procesos de integración se usó la regla de Simpson. Mayores detalles pueden hallarse en Ref. 20.

Los resultados obtenidos fueron convalidados con otros publicados en la literatura^{9,13} y mostraron buena correlación. Los resultados proveen un ligero factor de seguridad en relación a la capacidad de carga, mientras que los otros parámetros están en el mismo orden de exactitud.

RESULTADOS

Los resultados obtenidos para un patín con ángulos subtendidos de 60° son presentados en las Figs. 2-6 para diferentes relaciones geométricas de L/R_2 .

Las figuras muestran la capacidad de carga, las pérdidas de potencia, la ubicación del centro de presión (o posición del pivote para patines inclinantes), la elevación promedio de temperatura, el flujo de lubricante versus el parámetro de inclinación del patín. Se presenta, igualmente, una curva derivada de algunas de las anteriores, Fig. 7, cuya utilidad será explicada posteriormente. Ellas dan el espesor mínimo de la película vs el número de cojinete o número de capacidad de carga.

Los resultados obtenidos pueden usarse en el análisis y proyecto de cojinetes de empuje de patines sectoriales planos pivoteados o fijos.

COJINETES DE PATINES PIVOTEADOS

Las gráficas 2-6 pueden aplicarse tanto a patines pivoteados sobre una línea o sobre un punto. Así, ellas se pueden usar:

a) En el análisis de los cojinetes, es decir, para determinar el espesor mínimo de película cuando se conocen la geometría de aquel y sus condiciones de operación: carga, velocidad, ubicación del pivote

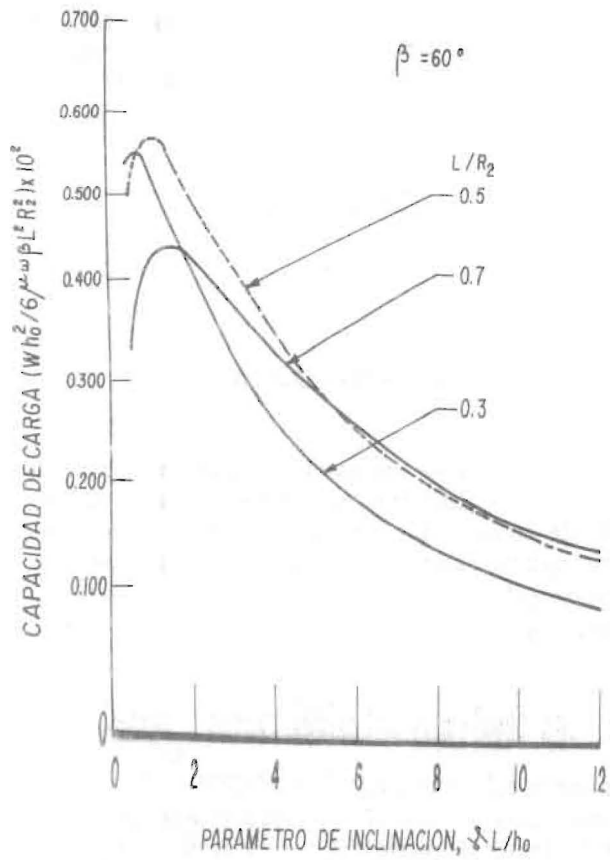


Figura 2. Capacidad de Carga. Patín de 60°.

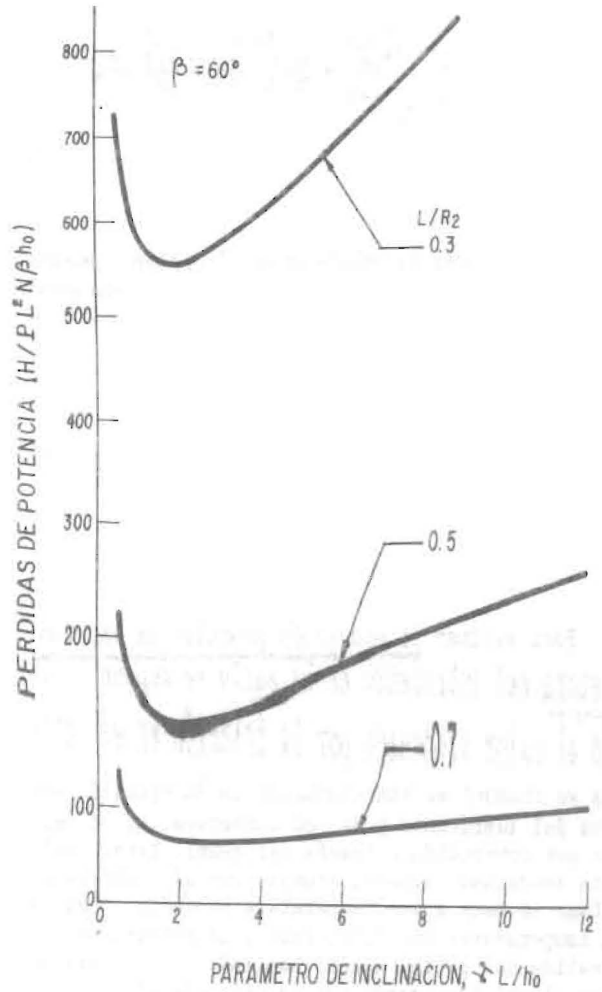


Figura 3. Pérdidas de Potencia. Patín de 60°.

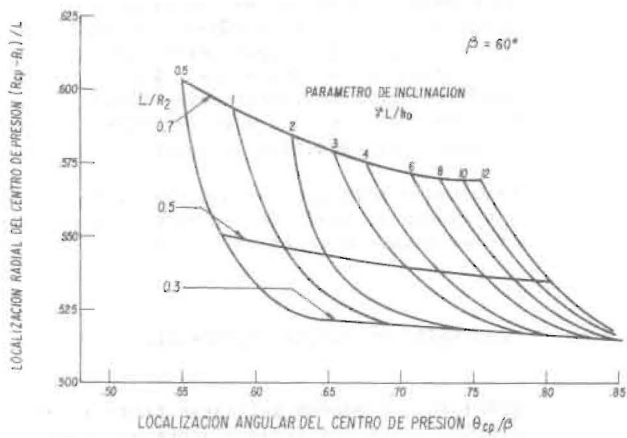


Figura 4. Ubicación del Centro de Presión. Patín de 60°.

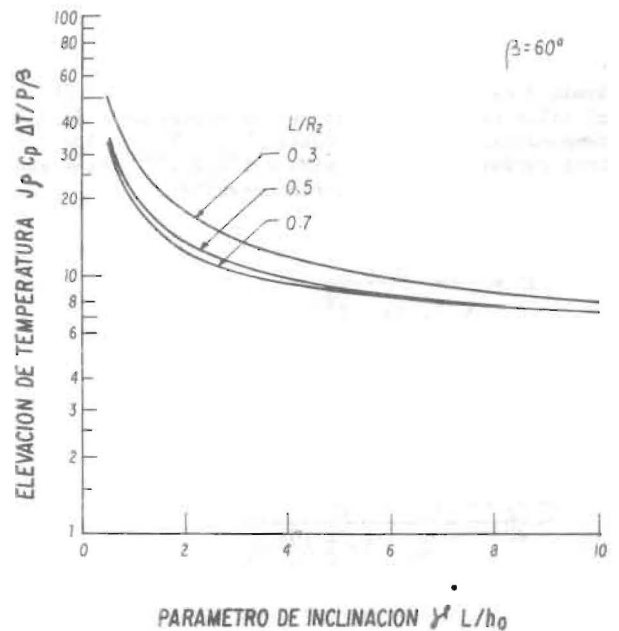


Fig. 5. Elevación Promedio de la Temperatura del Lubricante. Patín de 60°.

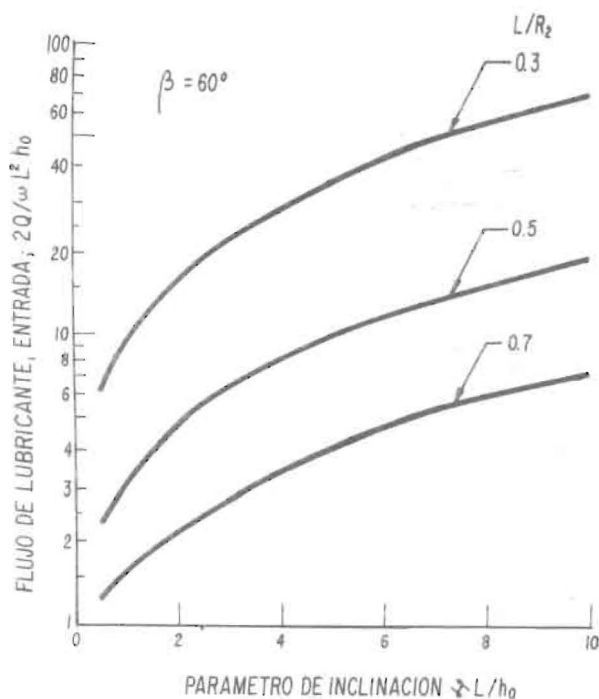


Figura 6. Requerimiento de Lubricante a la Entrada del Patín. Patín de 60° .

y el lubricante y su temperatura de entrada. Permiten además verificar los requerimientos de flujo y estimar las pérdidas de potencia.

Para el caso especial de patines centralmente pivoteados, para asegurar reversibilidad, ellos no podrían ser considerados a menos que se recuerde y considere que existen efectos reales no contemplados en el análisis que hacen éstos comparables a los patines con pivote optimamente ubicado, es decir, con pivote que proporcione la mayor de las máximas capacidades de carga. De esta manera se pueden estimar las características de funcionamiento de tan comunes cojinetes.

En algunos casos las condiciones de operación pueden variar una vez ubicado el pivote. En consecuencia, es útil y necesario conocer como habrán de variar los otros parámetros y muy en especial, el espesor mínimo de película quien es realmente el principal criterio para decidir si hay lubricación hidrodinámica^{21,22}.

b) En el proyecto de los cojinetes; es decir, cuando se requiere hallar la ubicación del pivote para una carga, velocidad y espesor mínimo de película conocidos; para una geometría y un lubricante en consideración.

Por lo general, el proyectista busca optimizar el funcionamiento: máxima carga, mínima pérdidas de potencia o un compromiso entre ellos. Una vez decidido determinará el parámetro de inclinación y posteriormente la ubicación del pivote. No debe ol-

vidarse que la viscosidad debe ser la efectiva, lo cual obliga a un proceso iterativo previo para la estimación de la temperatura efectiva, la cual se ha considerado como la temperatura de entrada del lubricante más la mitad de la elevación de temperatura entre los bordes de entrada y salida del cojinete.

Cuando los patines están pivoteados en un punto el proyecto es directo; una vez que el punto de pivote está fijado, el patín se inclinará así mismo con respecto a las líneas radial y tangencial que pasan por el pivote para obtener la inclinación necesaria y con respecto a la línea radial que coincide con el borde de salida del patín. Sin embargo, cuando los patines son proyectados para estar pivoteados sobre una línea, la línea de pivote debe pasar a través del centro de presión y ser paralelo a la línea del borde de salida. Esto asegura un funcionamiento similar de los patines pivoteados en un punto o sobre una línea.

Una línea de pivote radial es impráctico en general. Cuando se persigue maximizar la capacidad de carga o minimizar las pérdidas de potencia, se requeriría que el centro de presión estuviese ubicado en el borde de salida del cojinete. Bajo otras circunstancias pudiera ser posible¹³ pero en todo caso un patín pivoteado lineal y radialmente sería inferior al patín pivoteado en un punto o sobre una línea no radial.

Una consideración adicional está relacionada con la resistencia mecánica en el pivote. Un pivote puntual (el cual no es realmente un punto geométrico) debido a su menor área de contacto tendría un mayor nivel de esfuerzos que un pivote lineal (el cual no es exactamente una línea geométrica) y por lo tanto, bajo algunas circunstancias un patín pivoteado puntualmente podría operar por debajo de su máxima capacidad de carga hidrodinámica. Si éste fuere el caso el patín pudiera ser pivoteado linealmente para resolver el problema, con la línea de pivote pasando a través del centro de presión y paralela al borde de salida.

COJINETES DE PATINES FIJOS

A diferencia del patín pivoteado, la inclinación y del patín fijo está determinada, mientras que el centro de presión está libre para cambiar al variar las condiciones de operación. En consecuencia, la determinación del espesor mínimo de película no es directa como en el caso de los patines pivoteados. La Fig. 7 es de utilidad en estas circunstancias. Así, ella se puede usar:

a) En el análisis de los cojinetes: es decir, conocida la geometría del patín: ángulo β , relación L/R_2 , longitud L e inclinación γ ; y las condiciones de operación: carga, velocidad y lubricante y su temperatura de entrada, es posible determinar el espesor mínimo de película. Luego, con las otras curvas determinar los requerimientos de flujo, las pérdidas de potencia y la ubicación del centro de presión.

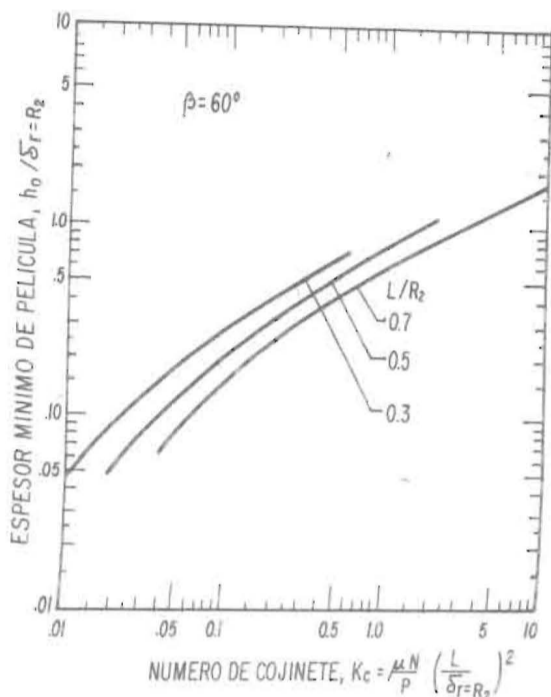


Figura 7. Espesor Míximo de Película versus el Número del Cojinete. Util para patines Fijos. Patín de 60°.

b) En el proyecto de los cojinetes; es decir, conocida la carga, velocidad, espesor mínimo de película, geometría y lubricante se determinaría la inclinación necesaria para satisfacer los requerimientos impuestos, así como los otros parámetros. Esto requiere un proceso iterativo.

Debe siempre recordarse que la viscosidad del lubricante es una viscosidad efectiva a promedio evaluada a la temperatura promedio o efectiva.

CONCLUSIONES

El presente trabajo analiza el funcionamiento de cojinetes hidrodinámicos de empuje, con patines planos de geometría de sector de círculo y fluido incompresible en régimen laminar y pivoteados para máxima carga, teniendo en consideración la aproximación clásica al problema térmico en los cojinetes.

El análisis considera una distribución bidimensional de la película de lubricante, la cual varía en la dirección circunferencial en forma sinusoidal en vez de linealmente.

El análisis, si bien dirigido hacia patines pivoteados, es también válido para patines fijos.

Resultados del análisis son presentados en

forma de curvas para un patín de 60° de ángulo subtendido y relaciones L/R_2 de 0.3, 0.5 y 0.7.

Estos gráficos son útiles en el análisis y proyecto de este tipo de cojinetes.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1) REYNOLDS, O. : "On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments. Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil". Phil. Trans. Royal Society 177; 1886, p. 157.
- 2) MICHELL, A.G.M. : "The lubrication of Plane Surfaces". Z. Math. Phys. 52, 1905, p. 123.
- 3) PINKUS, O. : "Solution of the Tapered-Land Sector Thrust Bearing". Trans. ASME; Oct. 1958, p. 1510-1516.
- 4) CHARNES, A., SAIBEL, E., YINH, A.S.C. : "On The Solution of The Reynolds Equation for Slider Bearing Lubrication. V- The Sector Thrust Bearing". Trans. ASME, Vol. 75, 1953. p. 1125-1132.
- 5) BRAND, R.S. : "The Hydrodynamic Lubrication of Sector-Shaped Pads". Trans. ASME, Vol. 73, 1951, p. 1061-1063.
- 6) RAIMONDI, A.A., BOYD, J. : "Applying Bearing Theory To The Analysis and Design of Pad-Tipe Bearing". Trans. ASME; April, 1953, p. 287-309.
- 7) FLOBERG, L., JAKOBSEN, B. : "The Rectangular Plane Pad-Bearing". Trans. Charlmers Univ. Technol. 203, 1958.
- 8) HAYS, D.F. : "Plane Sliders of Finite Width", Trans, ASLE 1, 1958.
- 9) FLOBERG, L. : "On the Optimum Design of Sector Shaped Tilting Pad Thrust Bearings". Acta Politechnica Scandinavica. Mech. Eng. Series, No.45, 1969.
- 10) STERNLICHT, B., REID, J.C., ARWAS, E.B. ; "Performance of Elastic, Centrally Pivoted Sector, Thrust Bearing Pads-Part 1", Jour of Basic Eng; Trans. ASME, June 1961, p. 169-178.
- 11) STERNLICHT, B., CARTER, G.K., ARWAS, E.B. : "Adiabatic Analysis of Elastic, Centrally Pivoted, Sector, Thrust Bearing Pads", Jour of Applied Mech., Trans. ASME, June 1961, p. 179-187.
- 12) ETSION, I., FLEMING, D.P. : "An Accurate Solution of the Gas Lubricated, Flat Sector Pad Thrust Bearing". Jour. of Lubr. Tech., Trans. ASME, Series F, Vol. 99 No. 1 Jan 1977, p. 82-88.
- 13) ETSION, I. : "Design Charts for Arbitrarily

Pivoted liquid-lubricated, Flat-Sector-Pad-Thrust Bearing". Jour. of lubr. Tech. Series, F; Vol. 100; No. 2; April 1978 p. 279-286.

- 14) ETSION, I. : "Analysis of the Gas Lubricated Flat Sector Pad Thrust Bearing", NASA TN D-8220, 1976.
- 15) ETSION, I. : "Design Charts for Arbitrarily Pivoted, Liquid Lubricated, Flat Sector Pad Thrust Bearing". NASA TN D-8344.
- 16) RAIMONDI, A.A. : "The Influence of Longitudinal and Transverse Profile on the Load Capacity of Pivoted Pad Bearing". TRANS ASME. Vol. 7, 1955, p. 321-328.
- 17) RAIMONDI, A.A.; BOYD, J. : "The influence of Surface Profile on the Load Capacity of Thrust Bearing with Centrally Pivoted Pads". Trans. ASME, April 1955, p. 321-330.
- 18) RAIMONDI, A.A. : "An Adiabatic Solution for the Finite Slider Bearing ($L/B = 1$)". Trans. ASME. Vol. 9, 1966 p. 283-298.
- 19) DUARTE, R., VELAZCO, L., NAVEDA, O. : "Efectos Elásticos y Térmicos en el Cojinete Deslizador Lineal". XXX Convención Nacional ASOVAC, Mérida, Venezuela.
- 20) NAVEDA, Oscar : "Características de Funcionamiento de Cojinetes de Empuje, Régimen Laminar". Trabajo Especial de Ascenso. Universidad del Zulia. Maracaibo, Septiembre 1983.
- 21) NEALE, M.J. (Ed) : "Tribology Handbook", Butterworths 1973.
- 22) DOUGHTIE, V.L., VALLANCE, A. : "Design of Machine Members". Ins. Student Ed; 4ta. Ed. Mc Graw-Hill-Kogakusha, 1964.

NOMENCLATURA

- h : es la distribución o forma de la película de lubricante.
- h_0 : es el espesor mínimo de película.
- H : es la pérdida de potencia.
- J : es el equivalente mecánico-calórico o de Joule.
- K_c : es el número característico del cojinete.
- L : es la longitud del cojinete en la dirección radial ($R_2 - R_1$).

- N : es la frecuencia o velocidad de rotación del eje.
- P : es la presión específica o carga unitaria.
- p : es la presión hidrodinámica.
- r : es la coordenada en la dirección radial o transversal del cojinete.
- R_1 : es el radio interior del patín.
- R_2 : es el radio exterior del patín.
- r_{cp} : es la coordenada radial del centro de presión.
- ΔT : es la variación o elevación de la temperatura.
- W : capacidad de carga.
- α_r : es la inclinación del patín con respecto a una línea radial que pasa por el punto de pivote O' .
- α_θ : es la inclinación del patín con respecto a una línea tangencial que pasa por el punto de pivote O' .
- β : es el ángulo subtendido por el patín.
- γ : es la inclinación pura con respecto a una línea radial de pivote.
- ϵ_2 : es el parámetro de inclinación del cojinete, $\gamma L/h_0$.
- δ : es la relación aritmética del espesor de película a la entrada y a la salida, $h_1(r, \theta) - h_0$.
- θ : es la coordenada en la dirección tangencial o del movimiento.
- θ' : es la posición angular del punto de pivote.
- θ_p : es la posición angular de la línea radial de pivote. Para carga máxima $\theta_p = \beta$.
- θ_{cp} : es la coordenada angular del centro de presión.
- ρ : es la densidad del fluido lubricante.
- μ : es la viscosidad absoluta o dinámica del fluido lubricante.
- μ_o : es la viscosidad del lubricante a una temperatura de referencia.
- ω : es la frecuencia circular del movimiento del eje.

Recibido el 14 de marzo de 1984