

INFLUENCIA DE LA VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE EN LOS COEFICIENTES DINÁMICOS DE LOS COJINETES DE FRICCIÓN PRINCIPALES EMPLEADOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

J. C. Sánchez ¹, J. Muñoz ², A. Melgar ³

¹Dpto. de Tecnología Industrial, E.P.S., Universidad Alfonso X El Sabio, España

²Dpto. De Ingeniería Mecánica y de Fabricación, E.T.S.I.I., U.P.M., España

³Dpto. Ingeniería Energética y Fluidodinámica, E.T.S.I.I., Universidad de Valladolid, España

RESUMEN

En este trabajo se desarrolla un procedimiento analítico que permite evaluar los coeficientes de rigidez y amortiguamiento dinámicos de la película fluida en los cojinetes de fricción principales de un motor de combustión según el ciclo termodinámico del mismo. La influencia que ejerce la viscosidad del lubricante en el diagrama de excentricidad del gorrón y en el valor de dichos coeficientes dinámicos es analizada mediante el empleo de tres aceites multigrado de uso común entre los fabricantes de vehículos.

1. INTRODUCCIÓN

En los motores de automóviles es habitual el uso de aceites multigrado ya que proporcionan un comportamiento adecuado en el rango de temperaturas de trabajo; en frío son suficientemente fluidos y a la temperatura de régimen lo suficientemente viscosos como para asegurar una adecuada lubricación. En este trabajo se analiza la influencia de varios aceites multigrado, de uso común entre los fabricantes de vehículos, en los coeficientes dinámicos de los cojinetes de fricción empleados en los apoyos principales del cigüeñal de un motor.

La caracterización dinámica de cojinetes de fricción es un problema que algunos autores han analizado por vía analítica [1,2] o experimental [3]. En este trabajo se presenta un procedimiento analítico que combina el Método de la movilidad desarrollado por Booker, J.F. en 1965 [4] con el Método de la Perturbación lineal descrito por Lund, J.W. en 1987 [1] capaz de obtener los coeficientes dinámicos que caracterizan la película fluida en los

cojinetes principales del cigüeñal conforme al ciclo termodinámico del motor, según se representa en la Fig. 1 [5].

La influencia de la viscosidad del lubricante en los coeficientes anteriormente citados es analizada para tres de los aceites multigrado más comúnmente empleados entre los fabricantes de vehículos con el fin de valorar cómo afecta este parámetro a las velocidades críticas del cigüeñal, y, consecuentemente a la estabilidad del mismo en condiciones operativas.

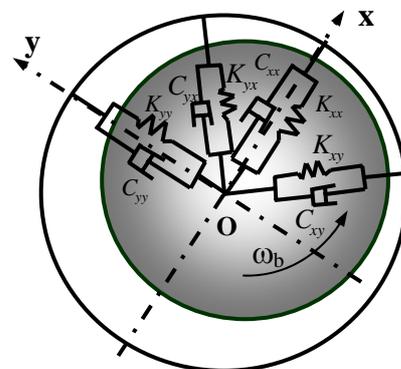


Fig. 1: Caracterización dinámica de cojinetes de fricción: coeficientes de rigidez y amortiguamiento

2. COEFICIENTES DINÁMICOS EN COJINETES DE FRICCIÓN LUBRICADOS HIDRODINÁMICAMENTE

En este epígrafe se desarrolla un procedimiento analítico capaz de obtener los coeficientes de rigidez y amortiguamiento dinámicos en cojinetes de fricción lubricados hidrodinámicamente y sometidos a carga dinámica. El modelo matemático se realiza en dos etapas; primero se obtiene el diagrama de excentricidad del gorrón para, posteriormente determinar dichos coeficientes en un sistema de referencia asociado a la carga dinámica, Oxy (ver Fig. 1).

2.1. Obtención del diagrama de excentricidad en cojinetes de fricción sometidos a carga dinámica

En la Fig. 2 se representa un gorrón de centro el punto B y radio r_b que gira en el interior de un cojinete de fricción cilíndrico de centro el punto O, diámetro $D = 2 \cdot r_a$ y ancho L . El juego u holgura radial existente, c , viene dada por la diferencia de radios entre el cojinete y el gorrón.

Para el desarrollo y presentación de resultados se definen tres sistemas de referencia ortogonales:

- $Ox_c y_c$: sistema de referencia estacionario asociado al cojinete de fricción.
- Oxy : sistema de referencia giratorio asociado a la carga dinámica que actúa sobre el apoyo. El sentido positivo del eje x coincide con el sentido de la fuerza.
- $Oe\phi$: sistema de referencia giratorio asociado a la excentricidad del apoyo. El sentido positivo del eje e va dirigido hacia el espesor mínimo de película.

En la posición cuasiestática que toma el apoyo en el instante t_0 , la velocidad angular del mismo es ω_{b0} (respecto al sistema de referencia Oxy), la carga dinámica vale F_0 y se desplaza la excentricidad dada por e_0 existiendo un desfase angular entre ambas de valor Φ_0 . El ángulo que forma F_0 con el eje x_c se denota por θ_F .

Aplicando la teoría de la lubricación hidrodinámica, entre el eje y el cojinete se

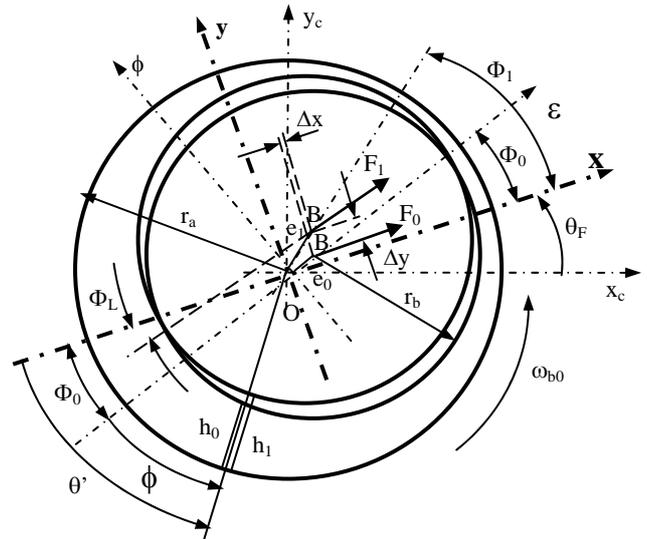


Fig. 2: Cojinetes de fricción: nomenclatura

interpone un lubricante de viscosidad dinámica o absoluta μ , de forma que la distribución de presiones que se genera contrarresta la carga aplicada evitando que se produzca el contacto entre ambas superficies.

Para cualquier sección de la película fluida dada por el ángulo ϕ medido a partir de la línea de centros entre eje y cojinete puede obtenerse el espesor de película $h_0 = h_0(\phi)$, considerando movimiento plano del eje, y la distribución de presiones $p_0 = p_0(\phi, z)$.

El Método de la movilidad desarrollado por Booker, J.F. a mediados de los años 60 [4], permite calcular la velocidad lineal del centro del apoyo en la dirección ϵ para el instante t_0 si se conoce la fuerza que actúa sobre el eje, F_0 y la excentricidad del mismo, \vec{e}_0 :

$$\vec{e}_0 = \frac{F_0 \cdot \left(\frac{c}{r_a}\right)^2}{\mu \cdot D \cdot L} \cdot c \cdot \vec{M}_0 + \vec{\omega}_{b0} \times \vec{e}_0 \quad [1]$$

La ec. vectorial 1 puede expresarse según sus componentes en el sistema de referencia estacionario $Ox_c y_c$:

$$\begin{cases} \frac{de_{xc_0}}{dt} = \frac{F_0 \cdot \left(\frac{c}{r_a}\right)^2}{\mu \cdot D \cdot L} \cdot c \cdot M_{xc_0} - \omega_{b0} \cdot e_{yc_0} \\ \frac{de_{yc_0}}{dt} = \frac{F_0 \cdot \left(\frac{c}{r_a}\right)^2}{\mu \cdot D \cdot L} \cdot c \cdot M_{yc_0} + \omega_{b0} \cdot e_{xc_0} \end{cases} \quad [2]$$

A la velocidad angular promedio del gorrón respecto al sistema de referencia Oxy en el instante t_0 se la denota por $\underline{\omega}_{b0}$, esto es:

$$\underline{\omega}_{b0} = \frac{\omega_{b0}}{2}.$$

De forma similar, \vec{M}_0 , es el vector movilidad del gorrón para el instante t_0 ; expresa la velocidad de traslación adimensional con la que un apoyo (con velocidad de rotación, ω_{b0} , nula) se desplaza al soportar una determinada carga F_0 . Goenka, P.K. evalúa en 1984 mediante expresiones algebraicas las componentes del vector movilidad en el sistema de referencia Oxy, M_{x_0} y M_{y_0} ; dichas expresiones sólo dependen de la excentricidad adimensionalizada del apoyo en el instante t_0 (ε_{x0} y ε_{y0}) y de la relación de aspecto del cojinete (L/D) [6].

Conocida la velocidad lineal del gorrón en la dirección ε en el instante t_0 mediante la ec. 1 o bien expresada según sus componentes por la ec. 2, es posible determinar la excentricidad del eje en el instante t_1 ($t_1 = t_0 + \Delta t$) a partir del método numérico de integración de Euler:

$$\begin{cases} e_{xc_1} = e_{xc_0} + \frac{de_{xc_0}}{dt} \cdot \Delta t \\ e_{yc_1} = e_{yc_0} + \frac{de_{yc_0}}{dt} \cdot \Delta t \end{cases} \quad [3]$$

2.2. Obtención de los coeficientes dinámicos en cojinetes de fricción sometidos a carga dinámica

En este subapartado se aplica el Método de la perturbación lineal de Lund, J. W. [1] para obtener los coeficientes de rigidez y amortiguamiento dinámicos que caracterizan la película fluida interpuesta entre gorrón y cojinete en la posición cuasiestática del eje en el instante t_0 descrita en la Fig. 2 (en el sistema de referencia Oxy asociado a la carga dinámica).

Si el eje representado en la Fig. 2 en el instante t_0 recibe una perturbación en el instante t_1 al actuar sobre él una fuerza F_1 (que forma el ángulo Φ_L con el eje x), se desplaza la excentricidad dada por e_1 (que

forma el ángulo Φ_1 con el eje x). Los desplazamientos del apoyo según los ejes x e y a partir de la posición que mantenía en el instante t_0 se denotan por Δx e Δy respectivamente. Si dichos desplazamientos son suficientemente pequeños entonces el espesor de película h_1 y la distribución de presiones p_1 para la sección del lubricante dada por el ángulo ϕ diferirán de las anteriores por Δh e Δp respectivamente:

$$\begin{cases} h_1 = h_0 + \Delta h \\ p_1 = p_0 + \Delta p \end{cases} \quad [4]$$

Si W_{x_1} y W_{y_1} representan las componentes de la reacción del cojinete según los ejes x e y en el instante t_1 , pueden linealizarse en torno a la posición cuasiestática del apoyo definida en el instante t_0 :

$$\begin{aligned} W_{x_1} = W_{x_0} + \left(\frac{\partial W_x}{\partial x} \right)_0 \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial W_x}{\partial y} \right)_0 \cdot \Delta y \\ + \left(\frac{\partial W_x}{\partial \dot{x}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial W_x}{\partial \dot{y}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{y} \end{aligned} \quad [5]$$

$$\begin{aligned} W_{y_1} = \left(\frac{\partial W_y}{\partial x} \right)_0 \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial W_y}{\partial y} \right)_0 \cdot \Delta y \\ + \left(\frac{\partial W_y}{\partial \dot{x}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial W_y}{\partial \dot{y}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{y} \end{aligned} \quad [6]$$

Los coeficientes lineales de las expresiones 5 y 6 pueden denotarse por:

$$\begin{aligned} K_{xx} = \left(\frac{\partial W_x}{\partial x} \right)_0, \quad K_{xy} = \left(\frac{\partial W_x}{\partial y} \right)_0, \\ K_{yx} = \left(\frac{\partial W_y}{\partial x} \right)_0, \quad K_{yy} = \left(\frac{\partial W_y}{\partial y} \right)_0 \end{aligned} \quad [7]$$

$$\begin{aligned} C_{xx} = \left(\frac{\partial W_x}{\partial \dot{x}} \right)_0, \quad C_{xy} = \left(\frac{\partial W_x}{\partial \dot{y}} \right)_0, \\ C_{yx} = \left(\frac{\partial W_y}{\partial \dot{x}} \right)_0, \quad C_{yy} = \left(\frac{\partial W_y}{\partial \dot{y}} \right)_0 \end{aligned} \quad [8]$$

A partir de las expresiones 7 y 8, se deduce que K_{ij} y C_{ij} ($i, j = x, y$) son los coeficientes de rigidez y amortiguamiento dinámicos de la película de lubricante en el instante t_0 en el sistema de referencia Oxy.

Las ecuaciones 5 y 6 pueden expresarse en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} Wx_1 \\ Wy_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Wx_0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad [9]$$

Por otra parte, teniendo en cuenta que la reacción en el cojinete es debida a la distribución de presiones generada en la película fluida por acción hidrodinámica, debe cumplirse:

$$Wx_1 = \int_{\theta'z} p_1 \cdot \cos \theta' \cdot r_a \cdot d\theta' dz \quad [10]$$

$$Wy_1 = \int_{\theta'z} p_1 \cdot \sen \theta' \cdot r_a \cdot d\theta' dz \quad [11]$$

La distribución de presiones del lubricante en el instante t_1 , p_1 , puede linealizarse igualmente en torno a la que presenta en el instante t_0 :

$$p_1 = p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)_0 \cdot \Delta y + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{y} \quad [12]$$

Los términos lineales de p_1 se denotan, por simplicidad:

$$p_x = \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0, \quad p_y = \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)_0$$

$$p_{\dot{x}} = \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0, \quad p_{\dot{y}} = \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right)_0 \quad [13]$$

Si en las ecs. 10 y 11 se sustituye p_1 por su expresión linealizada descrita en la ec. 12, se obtiene la siguiente ecuación matricial:

$$\begin{bmatrix} Wx_1 \\ Wy_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{\theta'z} p_0 \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz \\ \int_{\theta'z} p_0 \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \int_{\theta'z} p_x \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_y \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz \\ \int_{\theta'z} p_x \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_y \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \int_{\theta'z} p_{\dot{x}} \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_{\dot{y}} \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz \\ \int_{\theta'z} p_{\dot{x}} \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_{\dot{y}} \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} \quad [14]$$

Comparando las ecs. 9 y 14, se deduce que:

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{\theta'z} p_x \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_y \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz \\ \int_{\theta'z} p_x \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_y \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz \end{bmatrix} \quad [15]$$

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{\theta'z} p_{\dot{x}} \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_{\dot{y}} \cdot \cos \theta' \cdot r_a d\theta' dz \\ \int_{\theta'z} p_{\dot{x}} \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz & \int_{\theta'z} p_{\dot{y}} \cdot \sen \theta' \cdot r_a d\theta' dz \end{bmatrix} \quad [16]$$

Los términos lineales de la distribución de presiones p_1 se obtienen al aplicar la ecuación diferencial de Reynolds a la sección de película de lubricante dada por el ángulo θ' en el instante t_1 [7]

$$p_0 = -\frac{3 \cdot \omega_{b0} \cdot \mu}{c^2} \cdot \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \frac{\varepsilon_0 \cdot \sen(\theta' - \Phi_0)}{[1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)]^3}$$

$$p_x = \frac{3 \cdot \omega_{b0} \cdot \mu}{c^3} \cdot \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \frac{\left[\frac{3 \cdot \cos \theta' \cdot \varepsilon_0 \cdot \sen(\theta' - \Phi_0)}{1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)} - \sen \theta' \right]}{[1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)]^3}$$

$$p_y = \frac{3 \cdot \omega_{b0} \cdot \mu}{c^3} \cdot \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \frac{\left[\frac{3 \cdot \sen \theta' \cdot \varepsilon_0 \cdot \sen(\theta' - \Phi_0)}{1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)} + \cos \theta' \right]}{[1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)]^3}$$

$$p_{\dot{x}} = \frac{6 \cdot \mu}{c^3} \cdot \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \frac{\cos \theta'}{[1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)]^3}$$

$$p_{\dot{y}} = \frac{6 \cdot \mu}{c^3} \cdot \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \cdot \frac{\sen \theta'}{[1 + \varepsilon_0 \cdot \cos(\theta' - \Phi_0)]^3} \quad [17]$$

Sustituyendo las expresiones dadas en 17 en las ecs. 15 y 16, se aplica la condición de contorno de cavitación de Half-Sommerfeld por la cual la región del cojinete con presiones positivas se extiende a la mitad

del mismo en la zona de convergencia de la película fluida. Con esto, los coeficientes dinámicos del lubricante en el instante t_0 pueden evaluarse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$K_{xx} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega_{b0} \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{\varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 + \frac{3 \cdot \pi \cdot \varepsilon_0^2}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 + \frac{2 \cdot \varepsilon_0 \cdot (1+\varepsilon_0^2)}{(1-\varepsilon_0^2)^3} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [18]$$

$$K_{xy} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega_{b0} \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{\pi \cdot (1+2 \cdot \varepsilon_0^2)}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 + \frac{\varepsilon_0 \cdot (1+3 \cdot \varepsilon_0^2)}{(1-\varepsilon_0^2)^3} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 + \frac{\pi}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{3/2}} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [19]$$

$$K_{yx} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega_{b0} \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[-\frac{\pi}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{3/2}} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 + \frac{\varepsilon_0 \cdot (1+3 \cdot \varepsilon_0^2)}{(1-\varepsilon_0^2)^3} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 - \frac{\pi \cdot (1+2 \cdot \varepsilon_0^2)}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [20]$$

$$K_{yy} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega_{b0} \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{2 \cdot \varepsilon_0 \cdot (1+\varepsilon_0^2)}{(1-\varepsilon_0^2)^3} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 - \frac{3 \cdot \pi \cdot \varepsilon_0^2}{4 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 + \frac{\varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [21]$$

$$C_{xx} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{\pi}{2 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{3/2}} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 + \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 + \frac{\pi \cdot (1+2 \cdot \varepsilon_0^2)}{2 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [22]$$

$$C_{xy} = C_{yx} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{2 \cdot \varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 + \frac{3 \cdot \pi \cdot \varepsilon_0^2}{2 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 - \frac{2 \cdot \varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [23]$$

$$C_{yy} = \frac{4}{\lambda^2} \cdot \frac{\mu \cdot r_a^3 \cdot L}{c^3} \cdot \left[\frac{\pi \cdot (1+2 \cdot \varepsilon_0^2)}{2 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{5/2}} \cdot \text{sen}^2 \Phi_0 - \frac{4 \cdot \varepsilon_0}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \cdot \text{sen} \Phi_0 \cdot \cos \Phi_0 + \frac{\pi}{2 \cdot (1-\varepsilon_0^2)^{3/2}} \cdot \cos^2 \Phi_0 \right] \quad [24]$$

3. APLICACIÓN: COJINETES PRINCIPALES DEL CIGÜEÑAL DE UN MOTOR DE GASOLINA DE 1.6 L. Y 4 CIL. EN LÍNEA

En este apartado se aplica el Método de la movilidad y el Método de la perturbación lineal descritos en el epígrafe 2 al cojinete principal nº 4 de un motor de gasolina de 1.6 l. y cuatro cilindros en línea (dispone de cinco apoyos; el nº 1 corresponde al más cercano al volante de inercia y el nº 5, por tanto, al más alejado).

Para tres aceites multigrado de uso común, el diagrama de excentricidad para dicho apoyo y los coeficientes dinámicos se obtienen según varía el ciclo termodinámico del motor.

3.1. Diagrama de excentricidad en cojinete principal según el ciclo termodinámico del motor

A partir de los datos que se exponen a continuación, se obtiene el diagrama de excentricidad del apoyo de bancada nº 4 para el motor de gasolina de 1.6 l y 4 cilindros en línea objeto de análisis en el presente trabajo.

a) Geometría del cojinete:

$D = 48 \text{ mm}$, $L = 25,5 \text{ mm}$, $c = 0,0205 \text{ mm}$

b) Lubricante: se utiliza un aceite multigrado a una temperatura media de suministro de $120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabla 1- Viscosidad dinámica de aceites multigrado ($T^a = 120 \text{ }^\circ\text{C}$)

| <i>Aceite multigrado</i> | <i>SAE 5W-30</i> | <i>SAE 20W-40</i> | <i>SAE 20W-50</i> |
|--------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| μ (Pa. s) | $5,581 \cdot 10^{-3}$ | $7,717 \cdot 10^{-3}$ | $9,301 \cdot 10^{-3}$ |

c) Condiciones operativas:

$\omega = 1800$ r.p.m. (sentido horario s/vista frontal del motor)
 grado de carga: 22%.

ω : velocidad angular del apoyo en el sistema de referencia estacionario, $Ox_c y_c$; se relaciona con ω_b a partir de la siguiente ecuación vectorial:

$$\vec{\omega} = \frac{d\theta_F}{dt} + \vec{\omega}_b \quad [25]$$

d) Carga dinámica

La fuerza dinámica que actúa en el apoyo principal nº 4 según varía el ciclo del motor en las condiciones operativas descritas se calcula de forma experimental a partir de los esfuerzos detectados por dos células de carga anulares piezoresistivas a compresión pura fijadas en la tapa de bancada nº 4 del motor. Dichas células de carga se calibran previamente empleando regresión múltiple en términos cuadráticos y cúbicos [8].

Con los datos indicados, y tomando para la posición del centro del apoyo (B) en el instante inicial el centro del cojinete (O), se aplican conjuntamente el Método de la movilidad y el Método de integración de Euler (se escoge como paso de integración, Δt , el correspondiente a un ángulo girado por el apoyo, $\Delta\alpha$, de $0,45^\circ$) comprobándose que se produce la convergencia para la posición inicial del centro del apoyo al cabo de dos iteraciones.

Con los datos indicados, y tomando para la posición del centro del apoyo (B) en el instante inicial el centro del cojinete (O), se aplican conjuntamente el Método de la movilidad y el Método de integración de Euler (se escoge como paso de integración, Δt , el correspondiente a un ángulo girado por el apoyo, $\Delta\alpha$, de $0,45^\circ$) comprobándose que se produce la convergencia para la posición inicial del centro del apoyo al cabo de dos iteraciones.

En la Fig. 4 se representan los resultados obtenidos para el diagrama de excentricidad del apoyo principal nº 4 según el ciclo termodinámico del motor en el sistema de

referencia estacionario $Ox_c y_c$ para diferentes aceites multigrado empleados como lubricantes. El espesor mínimo de película, h_{min} , para dichos diagramas así como el ángulo, según el ciclo del motor, para el que tiene lugar se muestra en la Tabla 2; como era de esperar, a medida que aumenta la viscosidad del lubricante utilizado también lo hace el espesor mínimo de película.

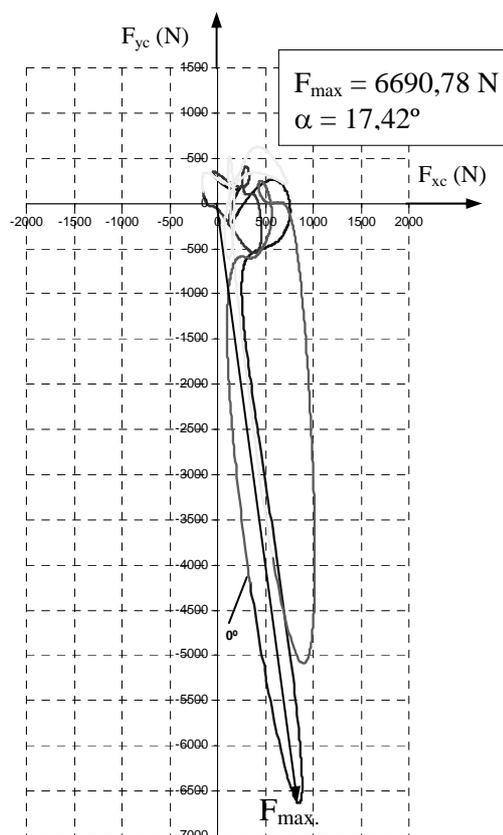
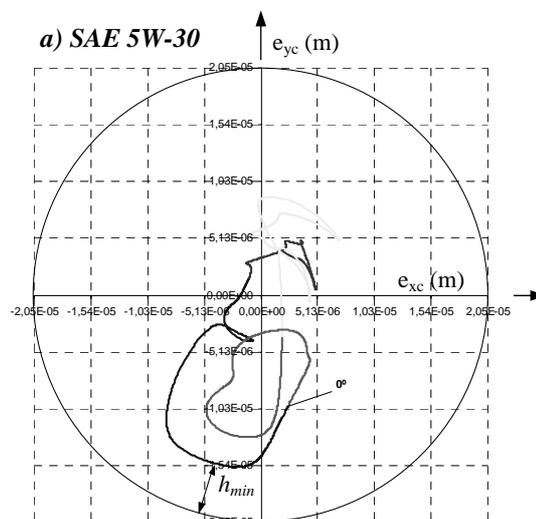


Fig. 3 Diagrama polar de esfuerzos en el apoyo principal nº 4 según el ciclo del motor ($Ox_c y_c$)



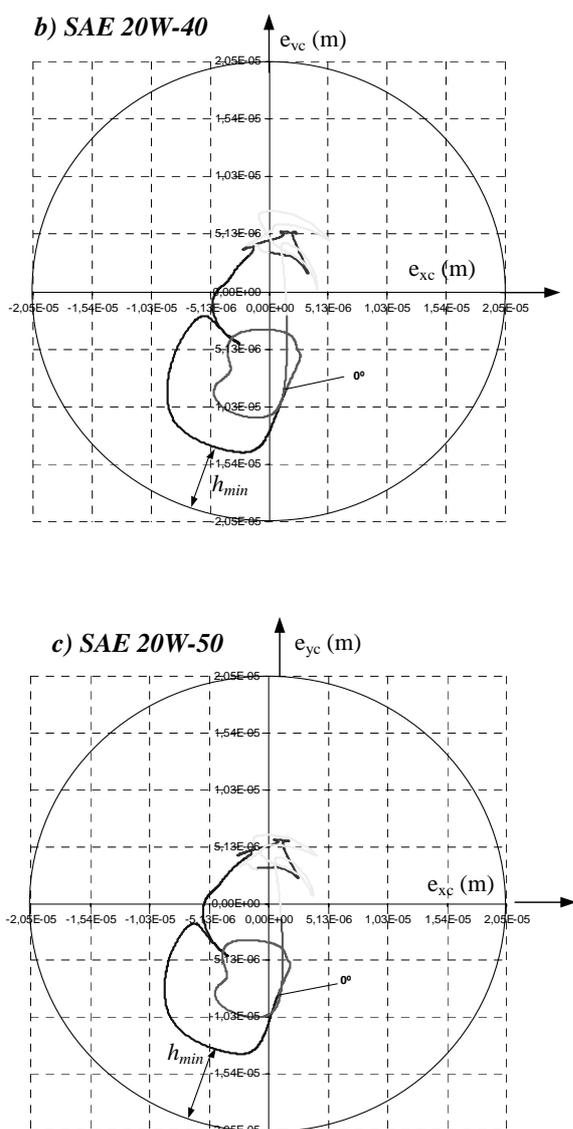


Fig. 4 Diagrama de excentricidad del apoyo principal nº 4 según el ciclo del motor (O_{x_c}, y_c)

Tabla 2- Espesor mínimo de película del diagrama de excentricidad según el aceite multigrado utilizado

| <i>Aceite multigrado</i> | <i>SAE 5W-30</i> | <i>SAE 20W-40</i> | <i>SAE 20W-50</i> |
|--------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| h_{min} (m) | $4,75 \cdot 10^{-6}$ | $5,87 \cdot 10^{-6}$ | $6,58 \cdot 10^{-6}$ |
| α (°) | 57,24 | 58,10 | 58,53 |

3.2. Coeficientes dinámicos en cojinete principal según el ciclo termodinámico del motor

Con los datos indicados en el epígrafe anterior, las ecs. 18, 19, 20, 21, 22, 23, y 24 son evaluadas de forma instantánea para el apoyo principal nº 4 del motor de gasolina analizado; se considera como intervalo temporal, Δt , el correspondiente a un incremento angular del apoyo, $\Delta \alpha$, de $0,45^\circ$, igual al escogido para obtener el diagrama de excentricidad del gorrón.

En las Figs. 5 y 6 se representan los resultados obtenidos para los coeficientes de rigidez y amortiguamiento dinámicos de la película fluida del cojinete de bancada nº 4 durante el ciclo termodinámico del motor en el sistema de referencia giratorio Oxy para los tres aceites multigrado empleados como lubricantes.

En la Tabla 3 se exponen los valores promedios de los coeficientes de rigidez dinámicos representados anteriormente

En la Tabla 4 se muestra el valor promedio de los coeficientes de amortiguamiento dinámicos representados anteriormente:

Tabla 3- Coeficientes de rigidez dinámicos del cojinete principal nº 4 (Oxy): valores promedios

| <i>Valor promedio</i> | $\overline{K_{xx}} (N/m)$ | $\overline{K_{xy}} (N/m)$ | $\overline{K_{yx}} (N/m)$ | $\overline{K_{yy}} (N/m)$ |
|-----------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| <i>SAE 5W-30</i> | 2,64E+08 | 2,78E+08 | -9,87E+07 | 3,33E+08 |
| <i>SAE 20W-40</i> | 2,34E+08 | 2,90E+08 | -1,39E+08 | 2,99E+08 |
| <i>SAE 20W-50</i> | 2,28E+08 | 3,09E+08 | -1,66E+08 | 2,88E+08 |

Tabla 4- Coeficientes de amortiguamiento dinámicos del cojinete principal nº 4 (Oxy): valores promedio

| <i>Valor promedio</i> | $\overline{C_{xx}} (\frac{N \cdot s}{m})$ | $\overline{C_{xy}} = \overline{C_{yx}} (\frac{N \cdot s}{m})$ | $\overline{C_{yy}} (\frac{N \cdot s}{m})$ |
|-----------------------|---|---|---|
| <i>SAE 5W-30</i> | 1,20E+06 | 8,09E+04 | 5,81E+05 |
| <i>SAE 20W-40</i> | 1,30E+06 | 7,59E+04 | 7,04E+05 |
| <i>SAE 20W-50</i> | 1,41E+06 | 8,08E+04 | 8,01E+05 |

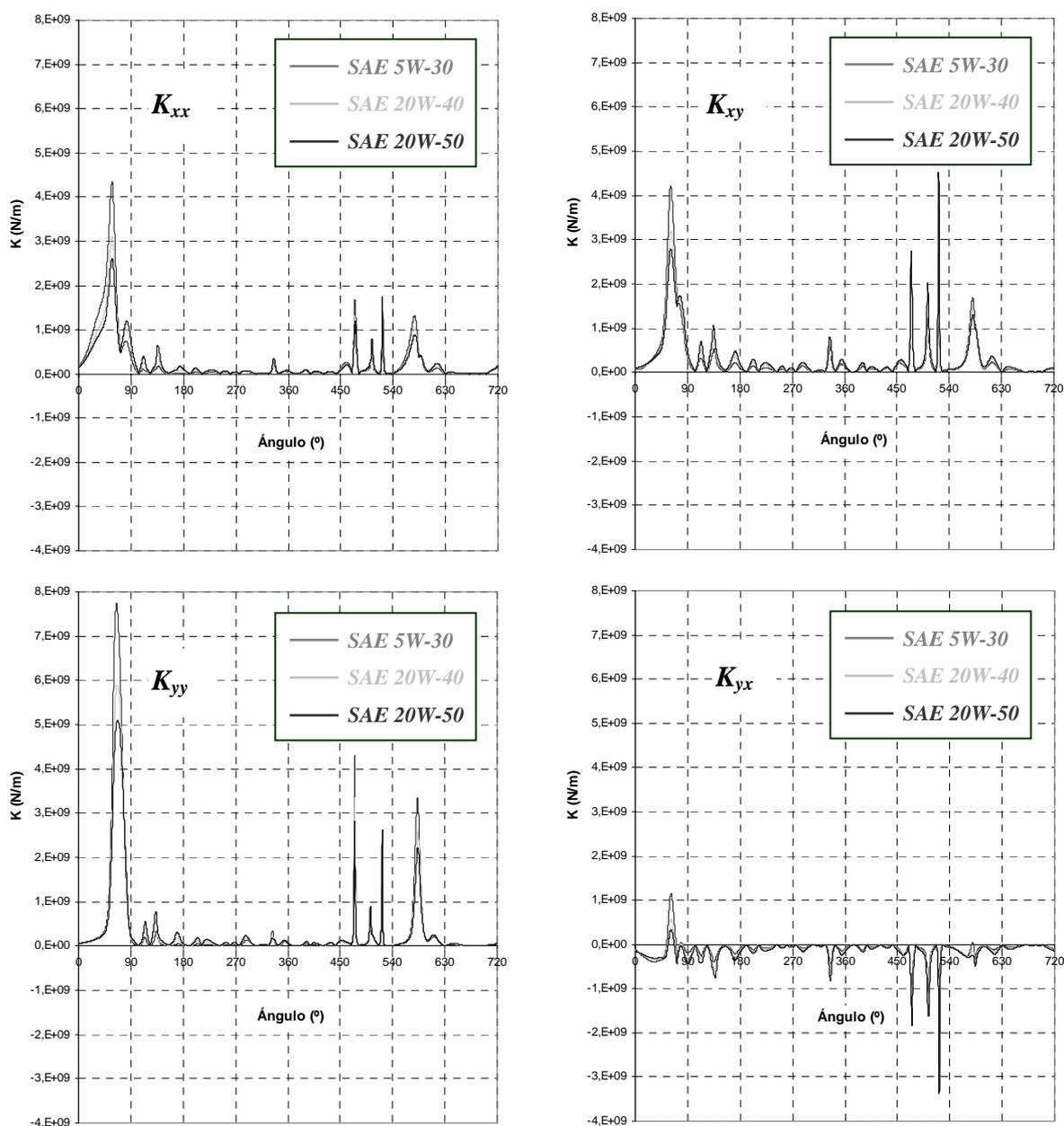


Fig. 5 Coeficientes de rigidez dinámicos del cojinete principal nº 4 (sistema de referencia Oxy)

4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

A partir de las Figuras 5 y 6 y de las Tablas 3 y 4, se sigue que:

a) Coeficientes de rigidez dinámicos:

Para cada lubricante empleado, el valor promedio de dichos coeficientes con el ciclo del motor es similar con la única excepción de $\overline{K_{yx}}$, cuyo valor es negativo (ver Tabla 3).

- Independientemente del aceite multigrado utilizado, puede observarse un comportamiento simétrico de K_{xy} y K_{yx} durante la mayor parte del ciclo del motor.

- Para cualquiera de los lubricantes analizados, los coeficientes de rigidez dinámicos presentan dos picos significativos situados en torno a $\alpha = 60^\circ$ y $\alpha = 580^\circ$, coincidiendo con las posiciones del apoyo para las cuales presenta las mayores excentricidades según puede verse en la Fig. 4.

b) Coeficientes de amortiguamiento dinámicos:

- C_{xy} es de un orden de magnitud mucho menor que C_{xx} o C_{yy} para cualquiera de los lubricantes analizados con lo que su efecto puede despreciarse frente a los otros dos; sus valores promedios

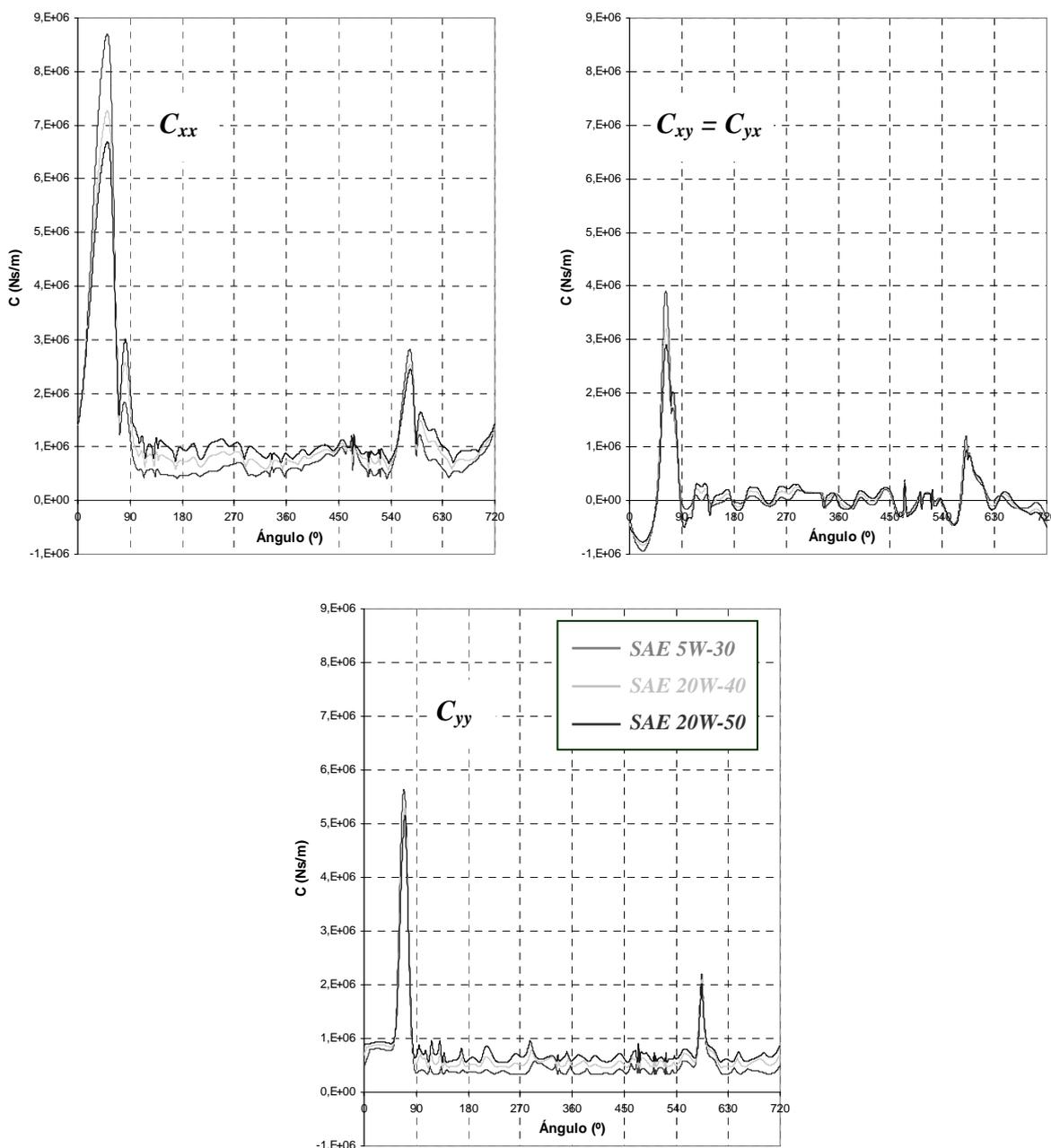


Fig. 6 Coeficientes de amortiguamiento dinámicos del cojinete principal nº 4 (sistema de referencia Oxy)

5. CONCLUSIONES

- Si se analizan los coeficientes de rigidez dinámicos en función del aceite multigrado, cada coeficiente presenta una tendencia similar con el ciclo del motor verificándose, como era de esperar, que al aumentar la viscosidad del lubricante aumenta el espesor mínimo de película (ver Tabla 2) con lo que disminuye el valor de dichos coeficientes en los picos anteriormente señalados.
- La evolución de los coeficientes de amortiguamiento dinámicos con el ciclo del motor es similar para los tres lubricantes analizados comprobándose que si bien el valor en los picos es menor cuanto mayor es la viscosidad del aceite multigrado empleado (al igual que sucede con los coeficientes de rigidez dinámicos), durante el resto del ciclo del motor sucede al revés, esto es, el valor de los mismos aumenta con la viscosidad y prueba de ello es el valor promedio que alcanzan durante el ciclo del motor (ver Tabla 4).

REFERENCIAS

1. Lund, J.W., "Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings". ASME Journal of Tribology, Vol. 109, nº 1, 1987.
2. Morita, T., Okamura, H., "Simple modeling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations, Part 2: Application to an operating engine crankshaft. ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117, 1995.
3. Goodwin, M.J., Ogrodnik, P.J., Roach, M.P., Fang, Y., "Calculation and measurement of the stiffness and damping coefficients for a low impedance hydrodynamic bearing". ASME Journal of Tribology, Vol. 119, 1997.
4. Booker, J. F., "Dynamically loaded journal bearings: Mobility method of solution", ASME Journal of Basic Engineering, 1965.
5. Sánchez, J.C., Muñoz, J., Melgar, A., "Obtención de los coeficientes dinámicos en cojinetes de fricción de motores de combustión interna". Anales de Ingeniería Mecánica, Año 15, Vol. 4, 2004.
6. Goenka, P. K., "Analytical curve fits for solution parameters of dynamically loaded journal bearings". ASME Journal of Tribology, Vol. 106, 1984.
7. Hamrock, B.J., *Fundamentals of fluid film lubrication*, McGraw-Hill.-Series in Mechanical Engineering, 1994.
8. Tinaut, F.V., Melgar, A., "A Method to Determine the Two Components of the Crankshaft Load on a Bearing Cap in Firing Engines". SAE paper 2000-01-1340, 2000.