



ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DO DESEMPENHO DE MANCAIS RADIAIS CILÍNDRICOS LUBRIFICADOS A GÁS

Alison G. Silva

Instituto SENAI de Inovação em Engenharia de Superfícies
Centro de Inovação e Tecnologia SENAI FIEMG – Campus CETEC
Av. José Cândido da Silveira, 2000, 31035-536, Belo Horizonte – MG – Brasil
alison.silva@fiemg.com.br

Marco Túlio C. Faria

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Minas Gerais
Av. Antônio Carlos, 6627, 31270-901, Belo Horizonte – MG – Brasil
mtfaria@demec.ufmg.br

Resumo. *Esse trabalho apresenta o desenvolvimento de um procedimento computacional de elementos finitos para solução das equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem em mancais radiais cilíndricos hidrodinâmicos lubrificados a gás, que são obtidas a partir da equação de Reynolds para fluidos compressíveis. São utilizados elementos quadriláteros de quatro nós para modelar o domínio do fluxo da película de lubrificante. A obtenção dos coeficientes dinâmicos desses mancais é baseada num procedimento fundamentado no método da perturbação aplicado sobre a equação de Reynolds. A validação do procedimento desenvolvido é efetuada por meio de comparação com resultados disponíveis na literatura. Esse procedimento permite estimar a capacidade de carga, os coeficientes de rigidez e de amortecimento para mancais radiais cilíndricos em diversas condições de operação. As características estáticas e dinâmicas de desempenho podem ser úteis no processo de seleção e de dimensionamento do mancal mais apropriado para uma determinada aplicação.*

Palavras-chave: *Mancais Cilíndricos, Mancais a Gás, Elementos Finitos*

1 INTRODUÇÃO

Economizar energia e reduzir a quantidade de poluentes liberada para o meio ambiente são requisitos relevantes no projeto de máquinas (Wang et al., 2003). Os mancais permitem suportar o carregamento sobre o eixo e provêem meios de operação estável e de confiança para as máquinas rotativas empregadas em diversos setores da indústria, tais como as petrolíferas, petroquímicas, químicas e de processos industriais em geral.

Os mancais a gás têm encontrado um grande aumento em aplicações de máquinas que exigem baixo consumo de energia e um ambiente livre de óleo (Hamrock, 1994; Pan, 1990). Nos últimos anos, mancais lubrificados a gás vêm sendo muito utilizados em aparelhos odontológicos, sistema de gravação de discos rígidos de microcomputadores, mecanismos para posicionar máquinas ferramentas e máquinas rotativas leves, devido aos grandes avanços dessa tecnologia (Zeidan, 1992).

As características que favorecem a crescente utilização dos mancais a gás são o baixo consumo de energia, o lubrificante de baixo custo e de grande disponibilidade e a pequena variação na viscosidade em função da temperatura. Porém, os mancais a gás são geralmente submetidos a cargas muito baixas e, assim, tendem a funcionar na posição centrada. Com base nesta condição, esses mancais têm grande potencial para apresentar instabilidades hidrodinâmicas, o que pode gerar grandes vibrações no eixo e até mesmo provocar o contato sólido entre o mancal e a superfície do eixo (Zeidan, 1992). A predição do comportamento estático e dinâmico desses mancais em diversas condições de operação consiste na principal etapa de análise e no projeto de sistemas de suporte para grande parte das turbomáquinas industriais de pequeno porte.

Procedimentos computacionais desenvolvidos tanto pelo método de diferenças finitas quanto pelo método de elementos finitos têm sido desenvolvidos para analisar mancais hidrodinâmicos de geometria fixa e variável (Childs, 1993; Szeri, 1980). Após o trabalho pioneiro de Reddi (1969), o método de elementos finitos (MEF) vem sendo utilizado com elevada frequência no desenvolvimento de procedimentos eficientes e precisos para análise de vários tipos de mancais hidrodinâmicos (Booker&Huebner, 1972; Allaire et al., 1977). Porém, na literatura técnica de projeto mecânico, mesmo com a grande utilização dos procedimentos computacionais baseados no método de elementos finitos (MEF), ainda se apresentam as características de desempenho de mancais hidrodinâmicos radiais cilíndricos com base em soluções simplificadas da equação de Reynolds (Juvinall&Marshek, 1991) e as informações acerca das características dinâmicas de desempenho de mancais hidrodinâmicos, tais como os coeficientes de rigidez e de amortecimento, para variadas condições de operação, são raras na literatura técnica.

Assim, esse trabalho apresenta o desenvolvimento de um procedimento de elementos finitos, com base no método de Galerkin, especialmente implementado para analisar o problema de lubrificação em mancais radiais cilíndricos a gás. Um método linearizado de análise da perturbação é aplicado sobre a equação de Reynolds para fluidos compressíveis de modo a se obterem as equações de lubrificação hidrodinâmica de ordem zero e de primeira ordem, que permitem o cálculo da capacidade de carga e dos coeficientes dinâmicos de força de mancais (Lund, 1987). Esse procedimento desenvolvido pode ser utilizado para prever o comportamento dinâmico de mancais cilíndricos radiais lubrificados a gás, em inúmeras condições de operação, além de fornecer importantes subsídios técnicos para a seleção adequada do sistema de suporte para uma máquina rotativa.

2 DESCRIÇÃO DO MODELO

A Figura 1 mostra uma vista esquemática de um mancal radial cilíndrico a gás e seus parâmetros geométricos e operacionais. A geometria do mancal é descrita pelo seu comprimento L e pelo diâmetro D . A velocidade de rotação do eixo, ou munhão, é representada por Ω . O sistema de eixos (X,Y,Z) representa um referencial inercial. O sistema rotativo de coordenadas (x,y,z) representa o sistema solidário ao eixo. A cinemática do movimento do mancal é descrita através de coordenadas cilíndricas, onde $x = R \cdot \theta$, onde R representa o raio do mancal. A excentricidade do mancal, que é determinada pela distância entre o centro do mancal e o centro do eixo, é dada por e . As coordenadas e_x e e_y são as projeções na vertical e horizontal, respectivamente, da excentricidade. A razão da excentricidade, um parâmetro adimensional, é definida como $\varepsilon = e/c$, sendo que c representa a folga radial do mancal, que é determinada pela diferença entre o raio do mancal e o raio do eixo. O ângulo de posição do mancal, ϕ , é estimado por meio de $\phi = \tan^{-1}(-F_Y/F_X)$, sendo que F_X e F_Y são as componentes vertical e horizontal, respectivamente, da força de reação F do mancal, que é gerada pela ação hidrodinâmica do filme fluido.

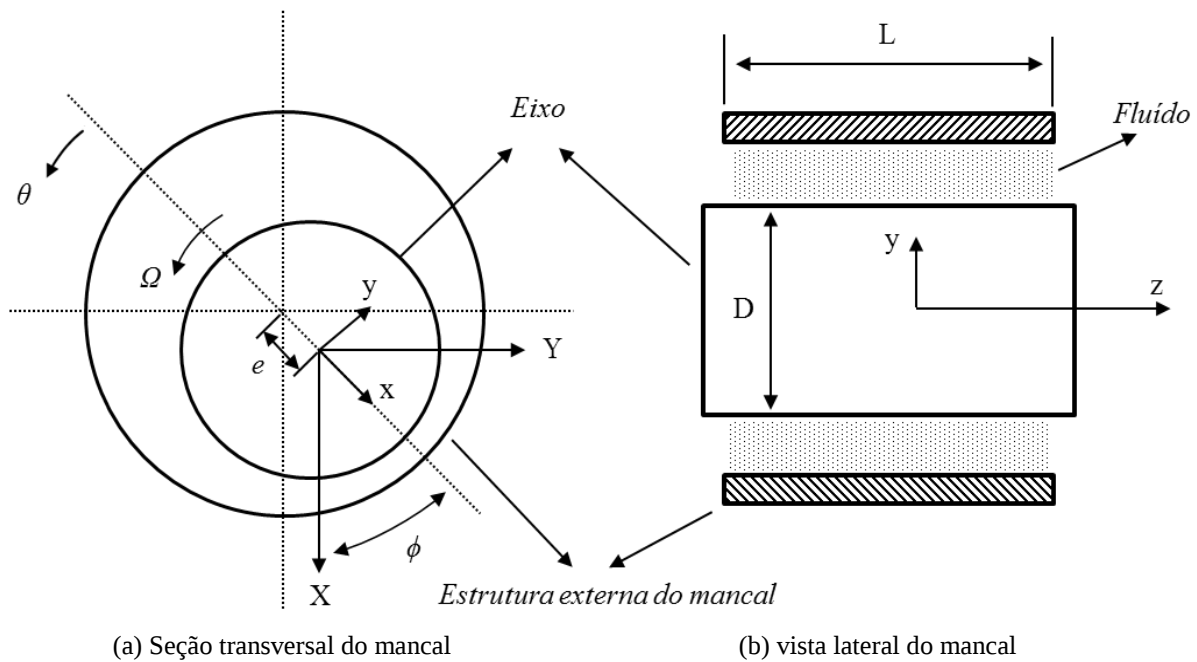


Figura 1. Seção transversal de um mancal radial cilíndrico.

O escoamento de filme fluido no interior do mancal é descrito pela equação clássica de Reynolds. Para um escoamento isotérmico de gases isoviscosos e ideais, a equação de Reynolds em coordenadas cilíndricas (θ, y, z) é descrita conforme a Eq. 1 (Hamrock, 1994), onde R é o raio do mancal, p é o campo de pressão hidrodinâmica, h é a espessura do filme fluido, U representa a velocidade tangencial do eixo do mancal ($U = \Omega \cdot R$), μ é a viscosidade do fluido e t é o tempo. O domínio de escoamento é descrito por $0 \leq \theta \leq 2\pi$ na direção circunferencial e $-L/2 \leq z \leq L/2$ na direção axial. A distribuição de pressão hidrodinâmica é periódica ao longo da direção circunferencial, $p(\theta, z, t) = p(\theta + 2\pi, z, t)$ e as laterais do mancal encontram-se em pressão atmosférica p_a , $p(\theta, L/2, t) = p(\theta, -L/2, t) = p_a$:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \frac{\partial (ph)}{\partial \theta} + \frac{\partial (ph)}{\partial t} \quad (1)$$

A expressão para a espessura do filme h é dada pela Eq. 2, onde as componentes vertical e horizontal da excentricidade do mancal são expressas por e_x e e_y , respectivamente.

$$h = c + e_x(t) \cos(\theta) + e_y(t) \sin(\theta) \quad (2)$$

3 EQUAÇÕES DA LUBRIFICAÇÃO PARA MANCAIS A GÁS

As equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem permitem obter as características de desempenho estático e dinâmico de mancais radiais cilíndricos lubrificados a gás. Essas equações de lubrificação são obtidas através da aplicação de uma perturbação $(\Delta e_x, \Delta e_y)$, de pequena ordem de magnitude, aplicada há uma frequência de excitação (ω) sobre uma posição de equilíbrio estacionário do munhão (e_{x0}, e_{y0}) (Lund, 1987). O método de análise de perturbação linear é capaz de prever os coeficientes de força de mancais para as razões de excentricidade com precisão até 0,4 (Lund, 1987). Dessa forma, a espessura do filme pode ser escrita conforme a Eq. 3, a abaixo:

$$h = h_0 + (\Delta e_x h_x + \Delta e_y h_y) e^{i\omega t} = h_0 + \Delta e_\sigma h_\sigma e^{i\omega t} \quad (\sigma = X, Y; \quad i = \sqrt{-1}) \quad (3)$$

onde $h_0 = c + e_x(t) \cos(\theta) + e_y(t) \sin(\theta)$, sendo h_0 a espessura do filme em posição de equilíbrio estacionário ou de ordem zero e $h_x = \cos(\theta)$, $h_y = \sin(\theta)$. Da mesma forma, as pequenas perturbações causam variações no campo de pressão. Assim, uma expressão similar à Eq.3 pode ser escrita para o campo de pressão, conforme Eq. 4:

$$p(\theta, t) = p_0(\theta, t) + (\Delta e_x p_x + \Delta e_y p_y) e^{i\omega t} = p_0 + \Delta e_\sigma p_\sigma e^{i\omega t} \quad (4)$$

onde p_0 e (p_x, p_y) representam os campos de pressão de ordem zero e de primeira ordem, respectivamente. Substituindo as Eq.3 e 4 na Eq. 1, obtêm-se as equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem, que são representadas pelas Eq. 5 e 6, respectivamente.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \frac{\partial (p_0 h_0)}{\partial \theta} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3p_0 h_0^2 h_\sigma}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} + \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial (p_\sigma p_0)}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{3p_0 h_0^2 h_\sigma}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} + \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial (p_\sigma p_0)}{\partial z} \right) \\ = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \left[\frac{\partial (h_0 p_\sigma)}{\partial \theta} + \frac{\partial (p_0 h_\sigma)}{\partial \theta} \right] + i\omega (h_0 p_\sigma + p_0 h_\sigma) \end{aligned} \quad (6)$$

A equação de ordem zero, Eq. 5 é uma equação do tipo difusiva-convectiva não linear, sendo a forma estacionária da equação de Reynolds para fluidos compressíveis. A equação de primeira ordem, Eq. 6, é uma equação linear que permite a determinação do campo de pressão perturbado de primeira ordem.

4 EQUAÇÕES DA LUBRIFICAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

Por meio da discretização por elementos finitos, o domínio do fluxo do lubrificante é dividido em subdomínios usando elementos quadriláteros de quatro nós. O termo de ordem

zero do campo de pressão p_0 e o termo de primeira ordem p_σ são interpolados usando as funções de forma bilineares $\{\psi_i^e\}_{i=1,2,3,4}$ (Bathe, 1982), conforme Eq. 7, a seguir:

$$P_0^e = \sum_{i=1}^4 \psi_i^e P_{0i}^e \text{ e } P_\sigma^e = \sum_{i=1}^4 \psi_i^e P_{\sigma i}^e \quad (7)$$

onde P_{0i}^e e $P_{\sigma i}^e$ são valores nodais do campo de pressão de ordem zero, e de primeira ordem no interior de um elemento (e), respectivamente. O método de Galerkin (Faria&San Andrés, 2000) é utilizado para a obtenção das equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem. O sistema de equações de elementos finitos, obtido a partir da Eq. 5, pode ser escrito para um elemento finito e , conforme Eq. 8, abaixo:

$$k_{ji}^e p_{oi}^e = f_j^e + q_j^e \quad (i, j = 1, 2, 3, 4) \quad (8)$$

sendo que:

$$k_{ji}^e = \iint_{\Omega_e} \left(\frac{p_o h_o^3}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi_i^e}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial \psi_i^e}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) - \frac{U}{2} h_o \frac{\partial \psi_j^e}{R \partial \theta} \psi_i^e \right) d\Omega_e$$

$$f_j^e = - \iint_{\Omega_e} p_o \Omega (-e_{xo} \sin(\theta + \Omega \cdot t) + e_{yo} \cos(\theta + \Omega \cdot t)) \cdot \psi_j^e d\Omega_e$$

$$q_j^e = - \oint_{\Gamma_e} \psi_j^e \dot{m}_n^e d\Gamma_e$$

O termo k_{ji}^e representa os coeficientes da matriz de fluidez; f_j^e representa o fluxo de massa nodal num elemento (e); q_j^e é o fluxo nodal no contorno do elemento Γ_e . A vazão mássica normal ao contorno do elemento é dada por $\dot{m}_n^e$.

Tomando como base o procedimento utilizando para obter a equação de ordem zero, o sistema de equações algébricas, obtido a partir da Eq. 6, pode ser escrito conforme Eq. 9, a seguir:

$$k_{\sigma ji}^e p_{\sigma i}^e = f_{\sigma j}^e + q_{\sigma j}^e \quad (9)$$

sendo que:

$$k_{\sigma ji}^e = \iint_{\Omega_e} \left\{ \frac{h_o^3}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial p_o}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) \cdot \psi_i^e + \frac{h_o^3 p_o}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi_i^e}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial \psi_i^e}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) - \frac{U h_o}{2 R} \psi_i^e \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \Omega (-e_{xo} \sin(\theta) + e_{yo} \cos(\theta)) \cdot \psi_i^e \psi_j^e + i\omega h_o \psi_i^e \psi_j^e \right\} d\Omega_e$$

$$f_{\sigma j}^e = \iint_{\Omega_e} \left\{ \frac{-3p_o h_o^2 h_\sigma}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_o}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial p_o}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) + \frac{U}{2} p_o \frac{h_\sigma}{R} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} - p_o \Omega \frac{\partial}{\partial \theta} (h_\sigma) \cdot \psi_j^e - i\omega p_o h_\sigma \psi_j^e \right\} d\Omega_e$$

$$q_{\sigma j}^e = - \oint_{\Gamma_e} \psi_j^e \dot{m}_{\sigma n}^e d\Gamma_e$$

4.1 Coeficientes de força e da película lubrificante

As Equações 8 e 9 são superpostas para todo o domínio do mancal. É utilizado um procedimento iterativo com base no método de substituição sucessiva (Stewart, 1996) para calcular a solução para a equação de Reynolds não linear. Os campos de pressão de ordem zero e de primeira ordem são integrados ao longo do domínio do mancal para gerar as forças de reação da película $F_{\sigma o}$ e os valores complexos de impedância $Z_{\alpha\beta o}$. As forças de reação do filme lubrificante sobre o eixo podem ser estimadas conforme a Eq. 10, onde p_a representa a pressão atmosférica:

$$F_{\sigma o} = \int_0^L \int_0^{2\pi} (p_o - p_a) h_\sigma R. d\theta. dz \quad (\sigma = X, Y) \quad (10)$$

Os coeficientes linearizados de rigidez, $\{K_{\sigma\beta}\}_{\beta, \sigma=X,Y}$ e amortecimento $\{C_{\sigma\beta}\}_{\beta, \sigma=X,Y}$ obtidos através das impedâncias complexas podem ser calculados conforme Eq. 11 e 12, abaixo:

$$Z_{\sigma\beta} = K_{\sigma\beta} + i\omega C_{\sigma\beta} = - \int_0^L \int_0^{2\pi} p_\beta h_\sigma R. d\theta. dz \quad (\beta, \sigma = X, Y) \quad (11)$$

ou:

$$\begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} + i. \omega. \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} = - \int_0^L \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} p_X h_X & p_Y h_X \\ p_X h_Y & p_Y h_Y \end{bmatrix} \cdot R. d\theta. dz \quad (12)$$

5 RESULTADOS NÚMERICOS E DISCUSSÃO

Para validação e avaliação do procedimento desenvolvido, inicialmente vão ser apresentados os resultados de algumas simulações. Por conveniência, essa seção encontra-se dividida em duas subseções: 5.1. Validação do procedimento de elementos finitos; 5.2. Análise dos coeficientes de rigidez e amortecimento.

5.1 Validação do procedimento de elementos finitos

A validação do procedimento de elementos finitos desenvolvido é realizada para um mancal cilíndrico lubrificado a ar. Predições da capacidade de carga adimensional ($F = f/\mu * \omega * L * D * \left(\frac{R}{c}\right)^2$) em função da razão da excentricidade e da razão da excentricidade perpendicular à carga em função da razão da excentricidade na direção da carga para um mancal cilíndrico são comparadas com os resultados experimentais apresentados por Hirs (1965). O domínio do mancal é modelado com 40 elementos finitos, sendo 20 elementos na direção circunferencial e 2 elementos na direção axial. A Tabela 1 mostra os parâmetros utilizados como linha de base para o processo de validação.

Tabela 1. Parâmetros para validação de um mancal radial cilíndrico lubrificado a gás

$L = 0,04 \text{ m}$	$c = 33 \text{ }\mu\text{m}$	$p_a = 0,101 \text{ MPa}$
$D = 0,04 \text{ m}$	$\mu = 1,9 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$	$\rho = 1,32 \text{ kg/m}^3$
$\Omega = 3024 \text{ RPM}$		

A Figura 2 mostra os resultados comparados da capacidade de carga (F) em forma adimensional em função da razão da excentricidade, para um valor da razão do comprimento pelo diâmetro (L/D) do mancal. A linha pontilhada representa os valores fornecidos pela literatura (Hirs, 1965) e a linha contínua representa os valores estimados pelo procedimento de elementos finitos (MEF). A comparação com o procedimento linearizado de perturbação é efetuada apenas para razões de excentricidade até 0,4, onde o erro relativo encontrado foi de 9,9%, acima disso, a comparação não faz sentido, pois o procedimento não produz resultados precisos.

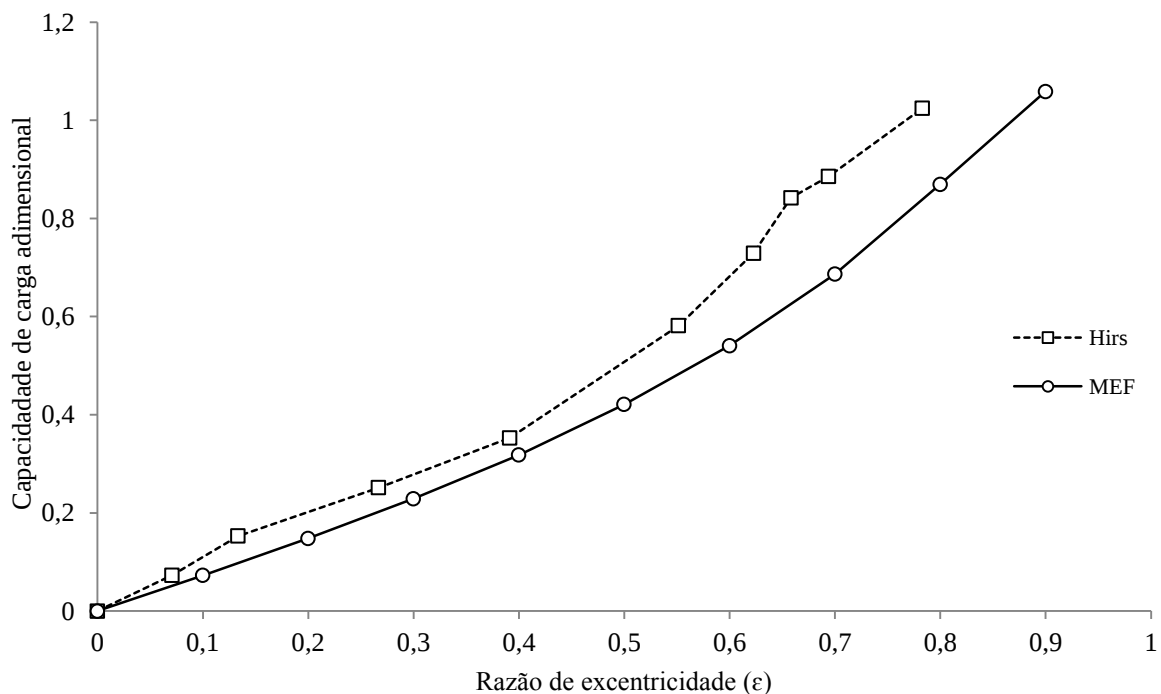


Figura 2. Resultados comparativos da capacidade de carga (adimensional) em função da razão da excentricidade.

A curva comparativa da razão da excentricidade perpendicular à carga em função da razão da excentricidade na direção da carga para um mancal é representado na Fig. 3. As predições do MEF são representadas pela linha contínua e os resultados disponíveis na literatura por linhas pontilhadas. Da mesma forma, a concordância entre os valores está aceitável, apesar de se observar um desvio entre as posições dos pontos, o desvio relativo não ultrapassa 12,8 % para valores de excentricidade até 0,4, fornecidos por Hirs (1965).

As Figuras 2 e 3 mostram que as estimativas MEF de capacidade de carga e da razão da excentricidade perpendicular à carga em função da razão da excentricidade na direção da carga seguem a mesma tendência apresentada pelos valores experimentais apresentados por Hirs (1965).

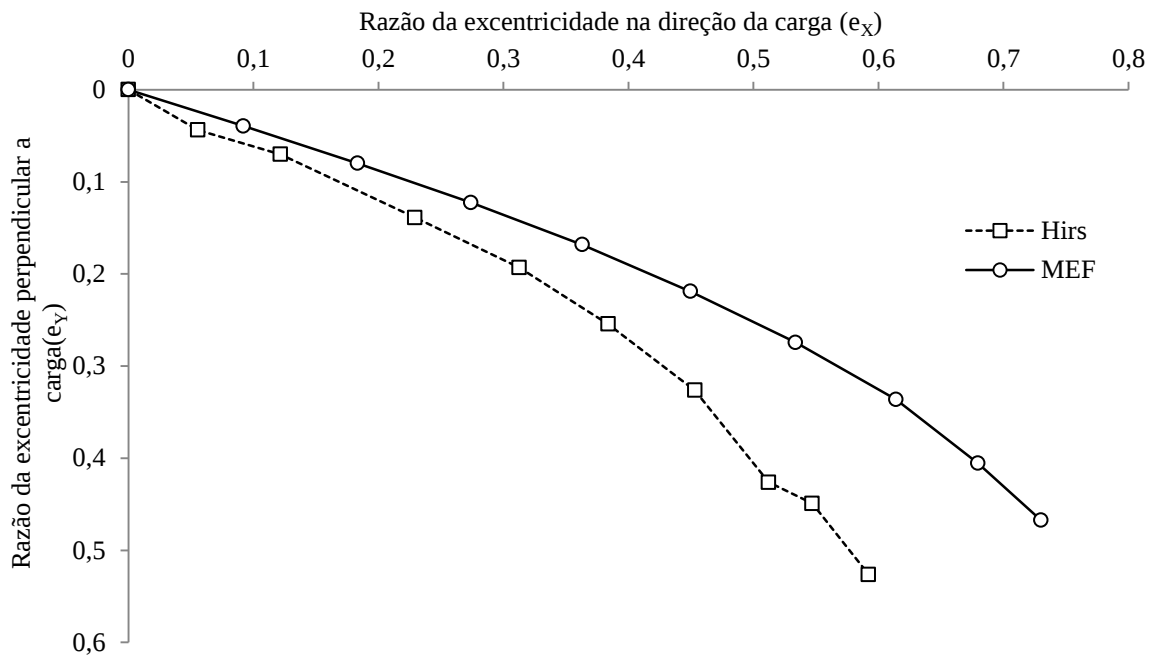


Figura 3. Resultados comparativos da razão da excentricidade e da razão da excentricidade perpendicular à carga em função da razão da excentricidade na direção da carga.

5.2 Análise dos coeficientes de rigidez e amortecimento

A análise do desempenho de mancais radiais cilíndricos lubrificados a gás (CGJB) é realizada para o eixo na posição centrada. O número de compressibilidade é um parâmetro usado para indicar a capacidade de compressibilidade do fluido em função da velocidade de rotação em diferentes geometrias. A Tabela 2 apresenta os dados operacionais e geométricos utilizados para análise do mancal proposto nesse trabalho. Os coeficientes adimensionais associados à rigidez e ao amortecimento do filme fluido do mancal são estimados para diversos valores de compressibilidade. As características de desempenho adimensionais para o mancal são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 2. Parâmetros para análise de uma excentricidade para um mancal a gás CGJB

$L = 0,02; 0,04; 0,08 \text{ m}$	$c = 0,00001 \text{ m}$	$p_a = 0,101 \text{ MPa}$
$D = 0,04 \text{ m}$	Lubrificante = ar	$\Omega = \text{várias}$
$\varepsilon = 0,4$		

Tabela 3. Parâmetros adimensionais para um mancal a gás CGJB

Características de desempenho	Parâmetro adimensional
Capacidade de carga	$f = \frac{F}{p_a \cdot L \cdot D}$
Coeficiente de rigidez	$\bar{K}_{ij} = \frac{K_{ij} \cdot c}{p_a \cdot L \cdot D}$
Coeficiente de amortecimento	$\bar{C}_{ij} = \frac{C_{ij} \cdot c}{p_a \cdot L \cdot D \cdot \Omega}$

A Figura 4 representa as curvas de capacidade de carga adimensional para um CGJB excêntrico para três valores de razão do comprimento pelo diâmetro (L/D) em função do número de compressibilidade. Nesta figura, a linha a pontilhada está associada para $L/D=0,5$, a linha a tracejada para $L/D=1$, e a linha a contínua para $L/D=2$.

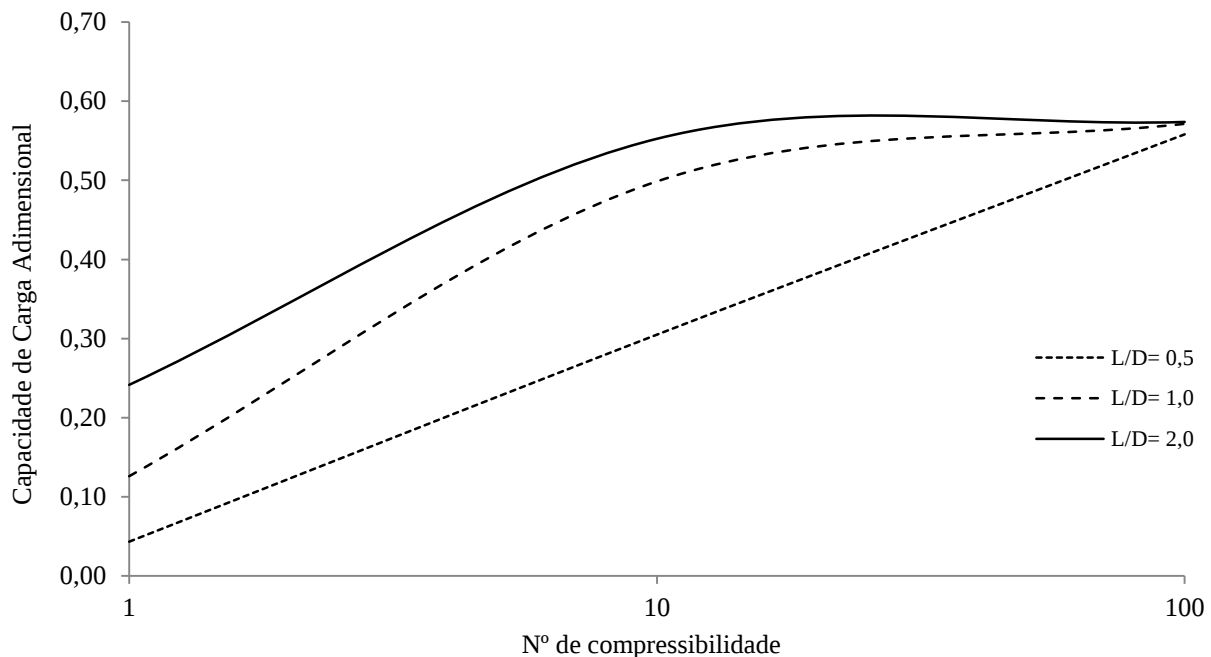


Figura 4. Capacidade de carga adimensional em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

Conforme pode ser verificado, à medida que o número de compressibilidade aumenta, as características de desempenho do mancal analisado tendem a valores assintóticos. Mancais com maiores comprimentos apresentam maior capacidade de carga, conforme verificado na Fig. 4, devido à maior área para a geração de pressão.

As curvas dos coeficientes de rigidez vertical adimensional $\bar{K}_{XX}$, coeficientes de rigidez horizontal adimensional $\bar{K}_{YY}$, e dos coeficientes de rigidez cruzado adimensional $\bar{K}_{XY}$, em função do número de compressibilidade, para um CGJB excêntrico para três valores de razão do comprimento pelo diâmetro diferente, são mostradas na Fig. 5, Fig. 6 e na Fig. 7, respectivamente. A Fig. 5 evidencia que os mancais mais longos ($L/D=2$) são mais

susceptíveis a movimentos laterais para um número de compressibilidade baixo (baixa velocidade), à medida que este parâmetro aumenta o mancal se torna mais flexível.

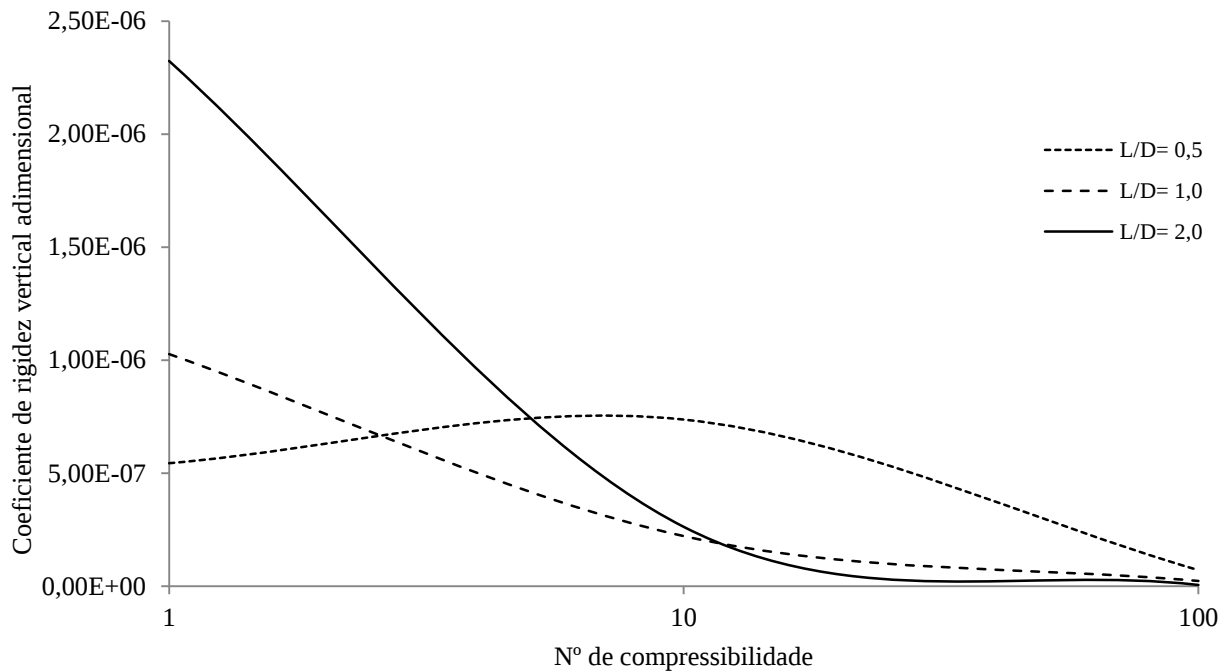


Figura 5. Coeficiente de rigidez vertical adimensional $\bar{K}_{xx}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

A Figura 6 evidencia que os mancais curtos ($L/D=0,5$) são mais susceptíveis a movimentos horizontais para uma baixa velocidade.

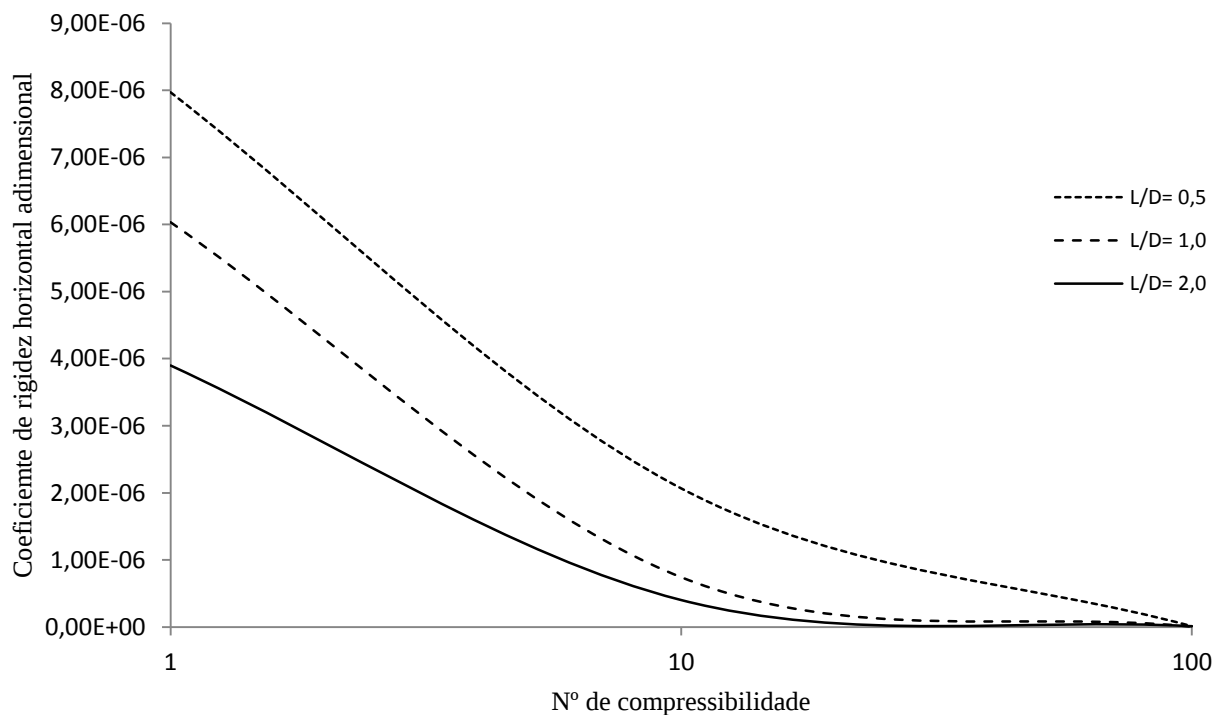


Figura 6. Coeficiente de rigidez horizontal adimensional $\bar{K}_{yy}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

A Figura 7 mostra que mancais mais curtos são mais susceptíveis a movimentos na direção vertical e horizontal (rigidez cruzada) para uma velocidade intermediária e alta, enquanto os mancais mais longos obtêm melhor desempenho em baixas velocidades.

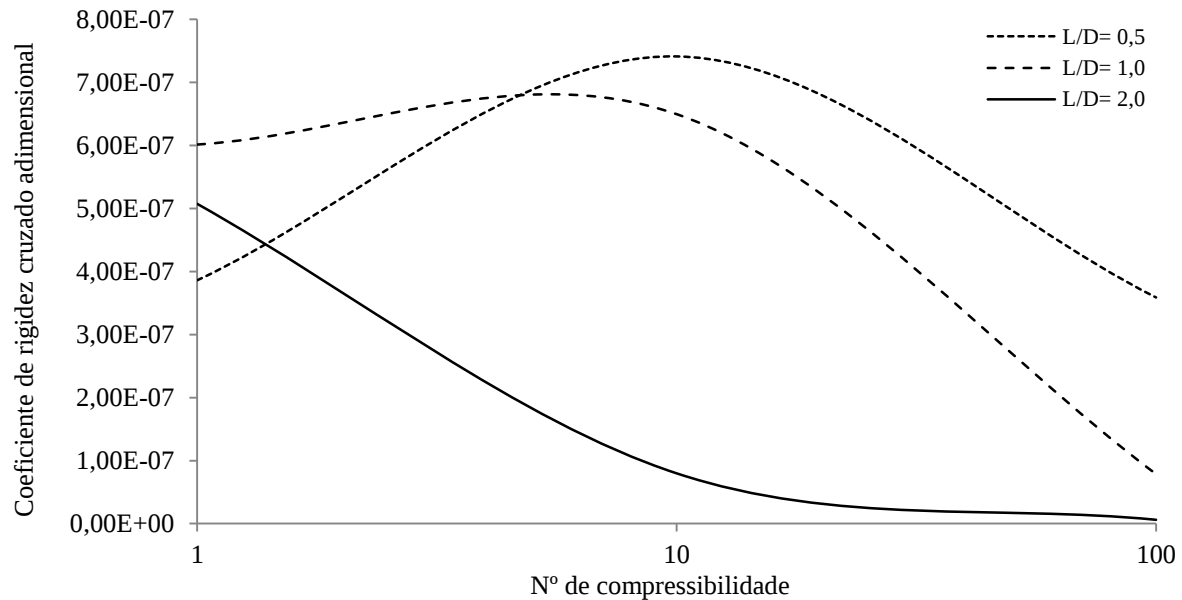


Figura 7. Coeficiente de rigidez cruzada adimensional $\bar{K}_{xy}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

As curvas dos coeficientes de amortecimento vertical adimensional $\bar{C}_{xx}$, coeficientes de amortecimento horizontal adimensional $\bar{C}_{yy}$, e dos coeficientes de amortecimento cruzado adimensional $\bar{C}_{xy}$, em função do número de compressibilidade, para um CGJB excêntrico para três valores de razão do comprimento pelo diâmetro diferente, são mostradas na Fig. 8, Fig. 9 e na Fig. 10, respectivamente.

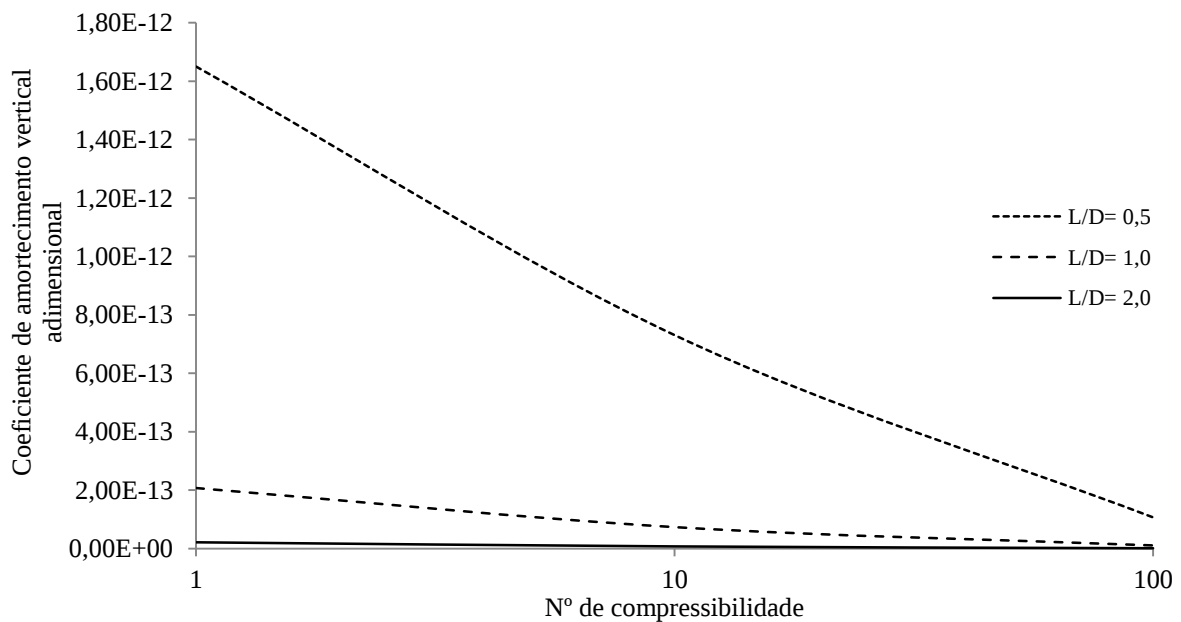


Figura 8. Coeficiente de amortecimento vertical adimensional $\bar{C}_{xx}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

Como pode ser verificado nas Fig. 8 e 10, os mancais mais longos ($L/D=2$ e $L/D=1$), para os coeficientes de amortecimentos $\bar{C}_{XX}$ e $\bar{C}_{XY}$, se comportam de maneira semelhante, e para um alto número de compressibilidade os mancais têm baixa capacidade de amortecimento, sendo próximo à zero, enquanto os mancais mais curtos obtêm melhor desempenho em baixas velocidades.

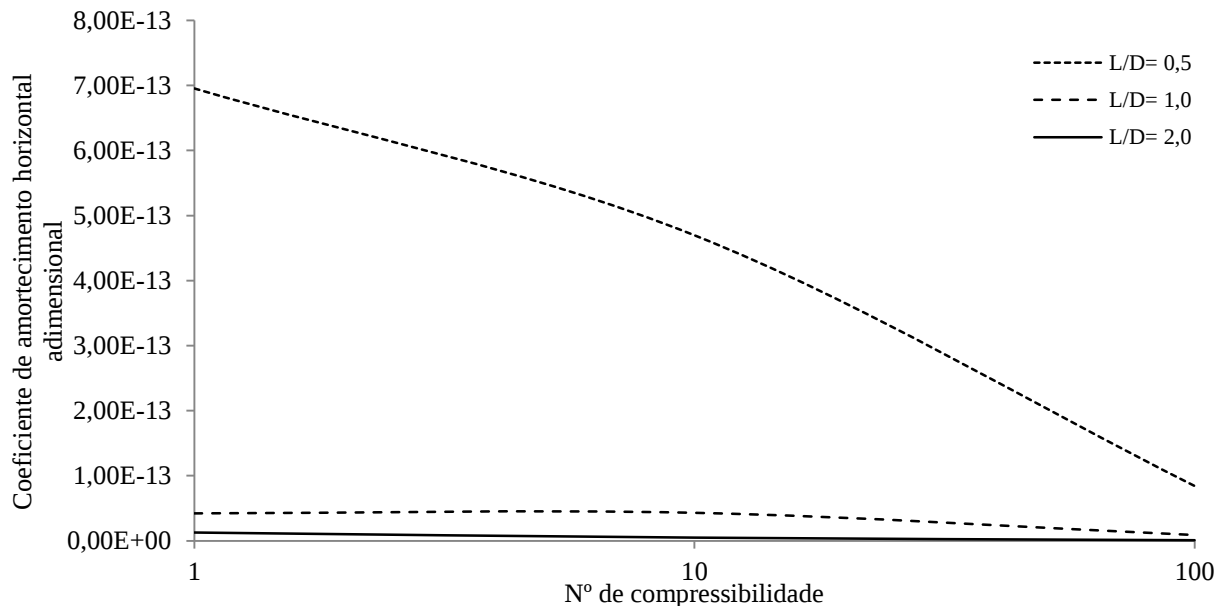


Figura 9. Coeficiente de amortecimento vertical adimensional $\bar{C}_{YY}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico para três valores de L/D .

A Figura 9 mostra que os mancais mais curtos pode atingir um desempenho melhor de amortecimento na direção horizontal para uma velocidade intermediária e alta, também é verificado que mancais mais longos têm alta capacidade de amortecimento para velocidades baixas.

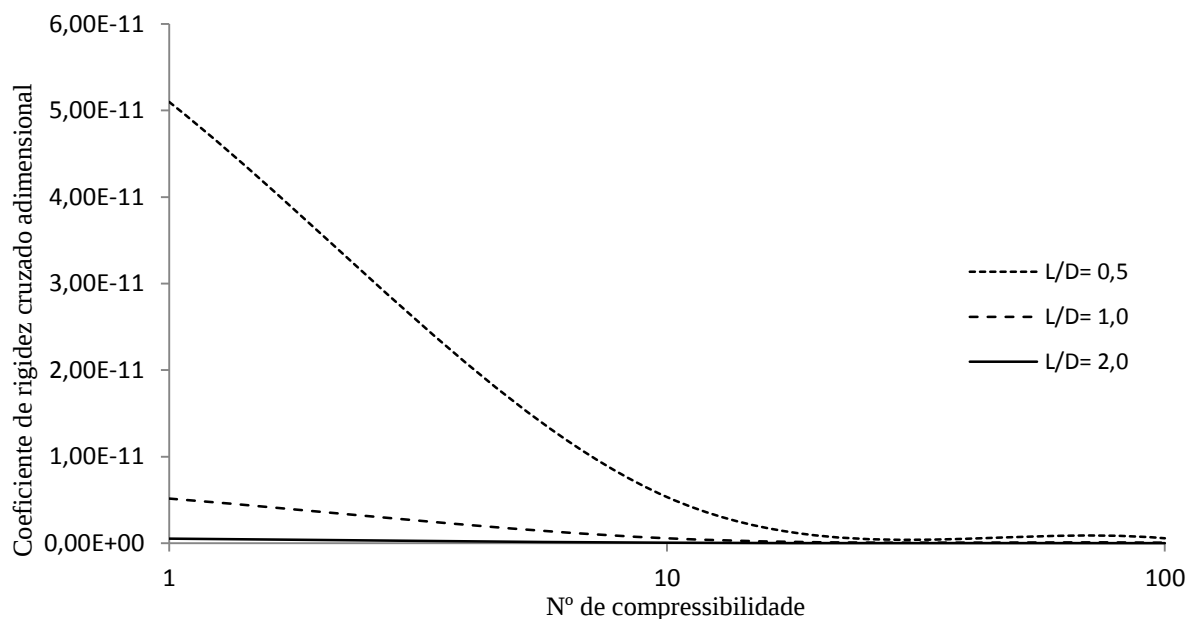


Figura 10. Coeficiente de amortecimento cruzado adimensional $\bar{C}_{XY}$ em função do número de compressibilidade para CGJB excêntrico com três valores de L/D .

6 CONCLUSÃO

O procedimento numérico desenvolvido neste trabalho pode ser usado para estimar algumas características estáticas e dinâmicas de mancais cilíndricos radiais lubrificados a gás, que são de grande importância nas fases preliminares de projeto. Os resultados obtidos pelo método desenvolvido comparado com a literatura obteve uma boa concordância para valores de razões de excentricidade até 0,4. Esses resultados mostram alguns aspectos do comportamento da capacidade de carga e dos coeficientes dinâmicos de força para alguns casos de mancais em diferentes condições de operação. É perceptível que esses resultados também trazem importantes subsídios para a análise do comportamento das características estáticas e dinâmicas de desempenho relevantes de diferentes condições de mancais.

Através das análises feitas é observado que uma melhor compreensão do comportamento do sistema eixo mancal depende do profundo conhecimento da influência dos parâmetros utilizados. O efeito do aumento do parâmetro geométrico (L/D) permite uma melhoria das características de desempenho do mancal (capacidade de carga e rigidez), embora adicione um custo ao projeto do mancal.

O projetista de mancal deve efetuar uma análise criteriosa da aplicabilidade e limitações dos resultados obtidos. Vale ressaltar a importância de se investir no desenvolvimento de procedimentos computacionais mais precisos para a análise e projeto de mancais. Assim, o procedimento apresentado nesse trabalho consiste em uma grande contribuição para o estudo de viabilidade de aplicações industriais de mancais cilíndricos radiais com lubrificação a gás.

REFERÊNCIAS

- Allaire, P., Nicholas, J. & Gunter, E., 1977, Systems of Finite Elements for Finite Bearings, *ASME Journal of Lubrication Technology*, pp.187-197.
- Bathe, K. J., 1982, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, EUA.
- Booker, J.F. & Huebner, K.H., 1972, Application of Finite Element Methods to Lubrication: An Engineering Approach, *ASME Journal of Lubrication Technology*, pp.313-323.
- Childs, D., 1993, *Turbomachinery Rotordynamics*, John Wiley & Sons, New York, EUA.
- Faria, M.T.C. & San Andrés, L., 2000, On the Numerical Modeling of High-Speed Hydrodynamic Gas Bearings, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 122, pp. 124-130.
- Hamrock, B. J., 1994, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, New York, EUA.
- Hirs, G. G., 1965, The Load Capacity and Stability Characteristics of Hydrodynamic Grooved Journal Bearings, *ASLE Transactions*, Vol. 8, pp. 296-305.
- Juvinall, R.C. & Marshek, K.M., 1991, *Fundamentals of Machine Component Design*, John Wiley & Sons, 2nd Ed., New York, EUA.
- Lund, J.W., 1987, Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings, *ASME Journal of Tribology*, vol. 109, n. 1, pp. 37-41.
- Pan, C.H.T., 1990, Gas Lubrication (1915-1990), Achievements in Tribology, *ASME Publications*, pp. 31-55).
- Reddi, M.M., 1969, Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem, *ASME Journal of Lubrication Technology*, n. 3, pp. 524-533.
- Stewart, G. W., 1996, *Afternotes on Numerical Analysis*, SIAM books, Philadelphia.
- Szeri, A.Z., 1980, *Tribology: Friction, Lubrication and Wear*, McGraw-Hill, New York, EUA.
- Wang X., Koji K., Koshi A. & Kohj A., 2003, Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water, *Tribology International*, vol.36, pp. 189-97.
- Zeidan, F.Y., 1996, Development in Fluid Film Bearing Technology, *Turbomachinery International*, pp. 1-8.