

## DINÂMICA DE SISTEMAS DE MANCAIS DESALINHADOS INCLUINDO CONTATO SÓLIDO E DESGASTE

**Hilbert J. Wisbeck** – Hilbert\_J\_Wisbeck@embraco.com.br

**Adilson L. Manke** – Adilson\_L\_Manke@embraco.com.br

EMBRACO, Empresa Brasileira de Compressores, Joinville, SC, Brasil

**Alvaro T. Prata** – prata@nrva.ufsc.br

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC, Brasil.

***Resumo.** Um modelo para a lubrificação de mancais radiais em um compressor hermético alternativo é apresentado neste trabalho. São considerados dois mancais de um mesmo eixo com acoplamento dinâmico entre eles, o eixo é admitido estar desalinhado durante o ciclo de carga. É incluído o efeito de atrito sólido nos casos extremos em que a lubrificação torna-se deficiente e ocorre o contato das partes metálicas. Os esforços hidrodinâmicos são obtidos pela integração do campo de pressão fornecido pela equação de Reynolds, que é resolvida pelo método dos volumes finitos; a possibilidade de cavitação é incluída na formulação. A trajetória do eixo é determinada pela solução de equações de equilíbrio para força e momento. O atrito sólido é contemplado utilizando-se a Lei de Coulomb, com as forças de contato incluídas nos balanços dinâmicos. O desgaste é modelado pela Lei de Archard e um esquema automático é desenvolvido para determinar a função que altera a geometria durante a progressão do desgaste. É apresentada uma investigação sobre o valor do coeficiente de atrito sólido nos parâmetros operacionais dos mancais.*

***Palavras-chave:** Lubrificação, Mancais, Compressor, Atrito, Desgaste*

### 1. INTRODUÇÃO

A literatura apresenta vários trabalhos que tratam de carregamento dinâmico de mancais, dentre os quais pode-se citar o de Campbell *et al.*(1967), que faz uma extensa revisão de estudos sobre mancais em carregamento dinâmico, apresentando resultados experimentais e teóricos. Ainda, o trabalho de Jones (1982) apresenta uma metodologia de solução de mancais sob carga dinâmica, incluindo furos e ranhuras de alimentação de óleo e efeitos de subalimentação. Todavia, os trabalhos exploram formulações e resultados para um único mancal perfeitamente alinhado. A primeira abordagem do presente trabalho é a simulação de um sistema de mancais que considera dois mancais acoplados sob carregamento dinâmico, sendo utilizada a situação típica de carregamento de um compressor hermético alternativo empregado em refrigeração doméstica.

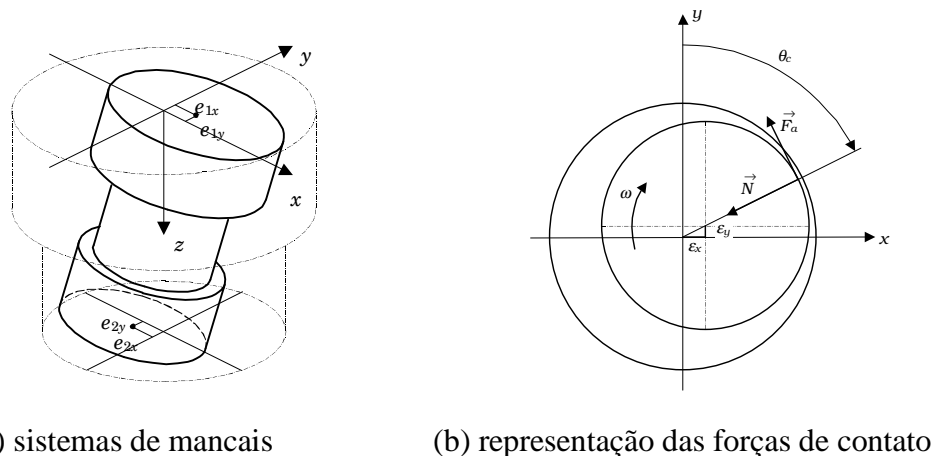


Figura 1 Geometria do problema.

O presente artigo também inclui a possibilidade do eixo desalinhar durante o ciclo de carga. De fato, esta é uma premissa importante, pois a simulação de dois mancais sem desalinhamento do eixo tenderia a confundir o comportamento dos mancais, sendo impossível, então, verificar o comportamento de cada mancal separadamente. Tratando-se de desalinhamento, trabalhos como os de Pinkus e Bupara (1979) e de Vijayaraghavan *et al.* (1990) apresentam estudos sobre o efeito do desalinhamento do eixo sobre os parâmetros operacionais dos mancais, sendo que tratam-se de estudos com carregamento estático.

O contato sólido é contemplado no modelo utilizando-se a clássica Lei de Coulomb, que relaciona a força de sustentação normal entre duas superfícies com a força de atrito através de um coeficiente de atrito. Zhou e Rogers (1997) utilizaram a mesma relação clássica em um trabalho que tratava dos efeitos de filme espremido e contato sólido na interação entre o tubo e seu suporte em um trocador de calor, do mesmo modo como fizeram Sun e Jing Xu (1995) na análise das características de partida de um mancal considerando apenas atrito sólido, sem lubrificação.

Apesar do intenso estudo sobre o comportamento de mancais radiais, ainda são recentes os trabalhos que tratam de considerar os efeitos do desgaste. Del Din e Kassfeldt (1999) mostram vários resultados sobre o atrito e o desgaste em mancais radiais. Seus estudos experimentais verificam a influência do tipo e de óleo, contaminação de óleo por partículas sólidas, temperatura e rotação sobre os valores de atrito e índices de desgaste do mancal.

## 2. FORMULAÇÃO

A trajetória do eixo, descrita a cada instante de tempo pelas excentricidades  $e_{1x}$ ,  $e_{1y}$ ,  $e_{2x}$  e  $e_{2y}$  apresentadas na Fig. 1a, é governada por balanços de forças e de momentos sobre o eixo. Assim, desprezando-se a massa, pois as forças externas são extremamente elevadas quando comparadas às forças inerciais do próprio eixo, pode-se representar o equilíbrio de forças e de momentos como:

$$\sum F_x = F_{hx} + \sum_i W_{ix} = 0 \quad \sum F_y = F_{hy} + \sum_i W_{iy} = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_x^0 = M_{hx}^0 + \sum_i W_{iy} z_i = 0 \quad \sum M_y^0 = M_{hy}^0 + \sum_i W_{ix} z_i = 0 \quad (2)$$

onde  $F$  e  $M$  são força e momento; o índice  $h$  representa esforços hidrodinâmicos;  $W$  é carga externa e  $z$  é o ponto de aplicação desta carga. Ainda, os índices  $x$  e  $y$  representam as

componentes nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente. Embora as equações de equilíbrio tomem a forma estática, deve-se lembrar que, em cada equação, os termos inerciais são muito pequenos e que a dinâmica do eixo é governada exclusivamente pelas forças externas.

As forças e momentos hidrodinâmicos são obtidos pela integração do campo de pressão fornecido pela equação de Reynolds, e a carga externa é conhecida do compressor alternativo e é apresentada na Fig. 2 para uma situação típica. No caso de ocorrer o contato metálico, as equações 1 e 2 são corrigidas inserindo-se as forças de contato, sendo que podem ocorrer contatos no primeiro e no segundo mancal, simultaneamente ou não. A força de contato é a soma das forças normal e de atrito, ou seja:

$$F_{c_x} = F_{a_x} + N_x \qquad F_{c_y} = F_{a_y} + N_y \qquad (3)$$

onde  $F_c$  é a força de contato;  $F_a$  é a força de atrito e  $N$  é a força normal atuando na superfície.

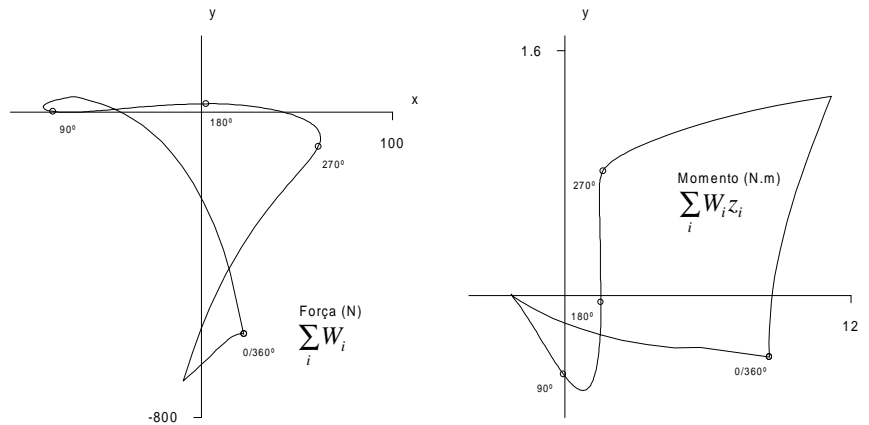


Figura 2 Carregamento típico sobre os mancais de um compressor hermético alternativo.

Conforme pode-se verificar na Fig. 1b, considerações geométricas levam a:

$$F_{c_x} = -F_a \cos \theta_c - N \sin \theta_c \qquad F_{c_y} = +F_a \sin \theta_c - N \cos \theta_c \qquad (4)$$

onde  $\theta_c$  é o ângulo de ocorrência do contato entre o eixo e o mancal.

Inserindo-se a Lei de Coulomb nas equações 4, ou seja,  $F_a = \mu_f N$ , sendo  $\mu_f$  o coeficiente de atrito, tem-se:

$$F_{c_x} = (-\mu_f \cos \theta_c - \sin \theta_c) N \qquad F_{c_y} = (+\mu_f \sin \theta_c - \cos \theta_c) N \qquad (5)$$

Durante o contato, surge a força normal como incógnita, o que exige uma equação adicional. Esta equação é aquela que fixa a espessura de filme em um determinado valor, como  $h(\theta_c, z_c) = f(R_a)$ , onde  $z_c$  é a posição axial de contato e  $R_a$  é a rugosidade do eixo e do mancal – nula para superfícies perfeitamente lisas. Neste trabalho, considerar-se-á que  $f(R_a)$  é uma constante não nula independente da carga aplicada. Na realidade, para mancais de geometria perfeita, como o contato ocorre sempre na direção da linha de centros e em alguma extremidade, poder-se-ia utilizar uma condição que fixasse o valor da excentricidade em alguma extremidade do mancal. Entretanto, devido ao desgaste, usa-se a restrição sobre a espessura do filme, posto que com o desgaste das superfícies o contato pode ocorrer em qualquer ponto dos mancais.

Dois fatores adimensionais são agora introduzidos. A excentricidade adimensional  $\varepsilon = \varepsilon/c$ , onde  $c$  é a folga radial, e a posição axial adimensional  $\xi = z/R$ , onde  $R$  é o raio dos mancais.

A espessura local do filme de óleo  $h$  que contempla o desalinhamento e o desgaste é apresentada como:

$$h = c(I - \varepsilon_x \sin \theta - \varepsilon_y \cos \theta) + dh_e + dh_m \quad (6)$$

onde  $dh_e$  e  $dh_m$  são funções da posição no mancal e no eixo que definem a profundidade desgastada naquele ponto. Visto que a linha média do eixo é uma reta, pois a deflexão do eixo não é considerada, o desalinhamento é admitido fazendo-se com que as excentricidades sejam interpolações lineares das excentricidades nos extremos dos mancais, conforme:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_{1x}(1 - \eta) + \varepsilon_{2x}\eta \quad \varepsilon_y = \varepsilon_{1y}(1 - \eta) + \varepsilon_{2y}\eta \quad (7)$$

onde  $\eta$  é o fator de interpolação definido por  $\eta = (\xi - \xi_1) / (\xi_2 - \xi_1)$ , e  $\xi_1$  e  $\xi_2$  são as posições axiais nas extremidades dos mancais principal e secundário, respectivamente. Isso torna  $h$  função linear das excentricidades dos extremos.

Utilizando-se a aproximação

$$\varepsilon^{\tau + \Delta\tau} = \varepsilon^\tau + \dot{\varepsilon}^{\tau + \Delta\tau} \Delta\tau \quad (8)$$

onde  $\Delta\tau$  é o incremento no ângulo de manivela do mecanismo do compressor, pode-se então rescrever a equação de restrição da espessura de filme,  $h(\theta_c, z_c) = f(R_d)$ , em função das velocidades nos extremos dos mancais na forma:

$$A\dot{\varepsilon}_{1x} + B\dot{\varepsilon}_{2x} + C\dot{\varepsilon}_{1y} + D\dot{\varepsilon}_{2y} = E \quad (9)$$

onde  $A, B, C, D$  e  $E$  são coeficientes conhecidos.

Inserindo-se as expressões para  $h$  e suas derivadas na equação de Reynolds para mancais radiais, esta equação passa a relacionar a geração do campo de pressão com a velocidade nas extremidades dos mancais, na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( f(\varepsilon) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left( f(\varepsilon) \frac{\partial p}{\partial \xi} \right) + F\dot{\varepsilon}_{1x} + G\dot{\varepsilon}_{2x} + H\dot{\varepsilon}_{1y} + I\dot{\varepsilon}_{2y} = g(\varepsilon) \quad (10)$$

onde  $F, G, H, I$  e  $g(\varepsilon)$  são conhecidos.

O volume desgastado  $V_d$  associado ao contato entre o eixo e o mancal é calculado pela Lei de Archard, apresentada por Rabinowicz (1995), conforme:

$$V_d = kNR\Delta\tau / H_{em} \quad (11)$$

onde  $H_{em}$  é a dureza dos materiais do eixo e dos mancais. Este volume desgastado é repartido igualmente entre eixo e mancal, assumindo-se que as propriedades das superfícies do eixo e do mancal sejam idênticas. Desta forma, metade do volume é atribuído ao eixo e a outra metade ao mancal. Constatado o contato e tendo-se o valor da força normal,  $V_d$  é calculado. A geometria desgastada é determinada interpondo-se eixo e mancal, fazendo-se com que a interseção das regiões tenha volume igual àquele calculado pela relação de Archard, conforme:

$$\int (\Delta dh) dA = V_d \quad (12)$$

onde  $\Delta dh$  corresponde à profundidade que deve ser desgastada na periferia do ponto de contato, sendo que metade deste valor é somado ao eixo e a outra metade ao mancal.

### 3. METODOLOGIA

Aplicando-se o métodos dos volumes finitos à equação de Reynolds, conforme Patankar (1980), obtém-se um conjunto de equações, tantas quantos forem os pontos da malha discretizada, relacionando linearmente pressão e as quatro velocidades das extremidades do eixo,

$$-A_p p_p + \sum A_{nb} p_{NB} + F\dot{\epsilon}_{1x} + G\dot{\epsilon}_{2x} + H\dot{\epsilon}_{1y} + I\dot{\epsilon}_{2y} = g(\epsilon) \quad (13)$$

onde  $A_p$  e  $A_{nb}$  são os coeficientes do método de volumes finitos.

Da mesma forma, as equações de balanço de força e de momento (equações 1 e 2) também podem ser discretizadas. Se for  $n$  o número de pontos nodais na malha discretizada então a Eq. 13 representa um conjunto de  $n$  equações algébricas. Reunindo-se tais equações com as equações de força e momento tem-se um sistema linear de  $n+4$  equações, onde as incógnitas são as  $n$  pressões dos pontos nodais mais as quatro velocidades das extremidades dos mancais.

Com a ocorrência do contato é necessário incluir as forças de contato dadas pelas equações 5 nas equações discretizadas de balanço de força e momento, o que insere como incógnita a força normal. Em conjunto, adiciona-se ao sistema linear a Eq. 9 de restrição da espessura de filme, que não acrescenta incógnitas mas apenas restringe os valores possíveis de resposta para as velocidades. No caso de se verificar o contato simultâneo nos dois mancais, então o procedimento é feito em duplicata, ou seja, são inseridas duas forças de contato nos balanços, o que acrescenta duas forças normais como incógnitas, e também adiciona-se duas equações de restrição da espessura de filme.

Como discutido anteriormente, para estender a presente formulação para geometrias diversas, o contato é monitorado pela espessura de filme em qualquer ponto do mancal. Para tanto, cria-se uma malha muito refinada na qual são armazenados os valores de espessura de filme, dada a posição do eixo naquele instante. Como é uma acumulação discretizada, este procedimento permite que a função espessura seja uma função qualquer. Agora, para verificar o contato, toda vez que se calcula uma nova posição do eixo, recalcula-se a função espessura na malha e realiza-se uma varredura na busca de um valor de espessura inferior àquele especificado por  $f(R_a)$ . Se for encontrado um ou mais valores de espessura inferiores a  $f(R_a)$ , então admite-se que ocorreu o contato no ponto de menor espessura de filme, determinando-se  $\theta_c$  e  $\xi_c$  e inserindo-se as forças de contato e a restrição de espessura de filme. Por outro lado, para se verificar o instante em que cessa o contato, deve-se monitorar o valor da força normal: se o valor calculado de  $N$  for negativo, significa que os efeitos hidrodinâmicos já são capazes de sustentar a carga por si só e que uma força de atração entre as superfícies está sendo necessária para mantê-las próximas no valor de  $f(R_a)$ . Neste momento, deve-se remover a equação de restrição de espessura de filme e as forças de contato das equações de equilíbrio.

O sistema linear é resolvido utilizando-se o algoritmo de eliminação de Gauss. Como o sistema é esparso e sua estrutura é bem definida, pode-se otimizar o algoritmo de Gauss, fazendo com que as eliminações ocorram somente onde forem necessárias.

A cavitação é tratada utilizando-se a condição de Reynolds na fronteira da cavitação. Para tal resolve-se o sistema linear para todo o domínio dos mancais. Quando uma pressão calculada é menor que a pressão de cavitação, então, perante seus vizinhos de malha, ela é feita igual à pressão de cavitação, enquanto que ela própria será recalculada pela sua equação algébrica. Isto garante a condição de pressão e gradiente nulos de Reynolds. Como as

excentricidades aparecem nos coeficientes das equações lineares, é necessário iterar algumas vezes o sistema linear para que sejam atualizadas essas não-linearidades.

O procedimento descrito anteriormente deve ser realizado a cada instante de tempo, com acréscimos finitos, até que a trajetória do eixo não apresente alterações significativas de um ciclo de carga para outro. Assim sendo pode-se calcular a trajetória do eixo e, se ocorrer o contato metálico, automaticamente calcular as forças de contato. Para calcular as funções de desgaste cria-se um mapa de desgaste, ou seja, uma malha discretizada que receberá os valores das funções de desgaste. Desta forma penetra-se o eixo sobre o mancal até que o somatório das profundidades no mapa multiplicadas pelo elemento de área seja igual ao volume calculado pela relação de Archard. Note-se que o volume dado pelo somatório é função do grau de interposição entre eixo e mancal, que pode ser relacionado com a excentricidade do eixo. Assim a excentricidade do eixo é exagerada até que se iguale os somatórios com o volume desgastado, sendo que a raiz é determinada pelo método da bisseção.

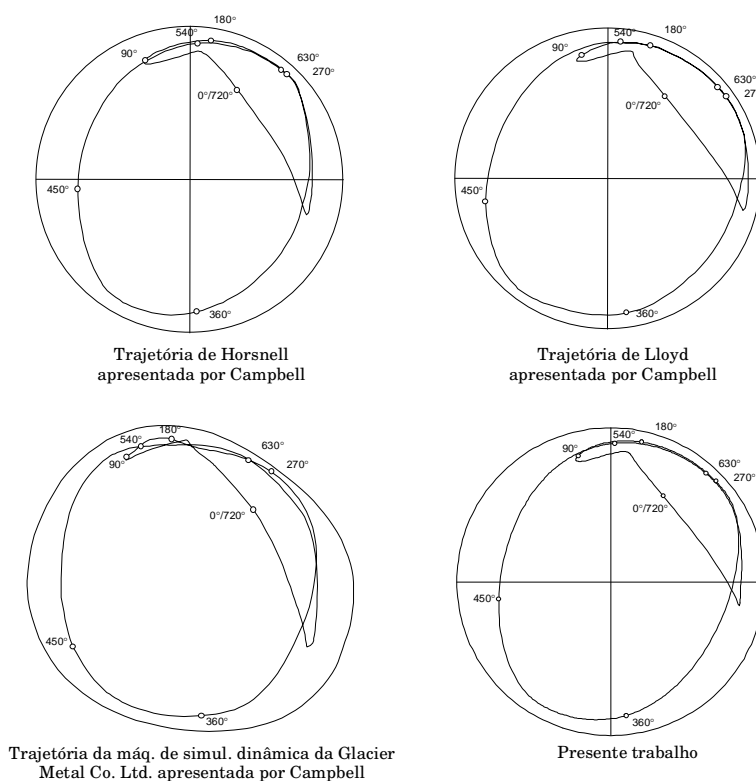


Figura 3 Comparação de resultados para a trajetória do mancal da biela de um motor diesel Ruston e Hornsby 6 VEB-X Mk III.

#### 4. RESULTADOS

Primeiramente, para se verificar a consistência da formulação, realiza-se algumas comparações com dados fornecidos na literatura. As comparações são realizadas em exemplos onde não existe o contato sólido. No artigo de Campbell *et al.* (1967) são apresentados resultados experimentais e de simulações numéricas da dinâmica do mancal da biela de um motor diesel Ruston e Hornsby 6 VEB-X Mk III. Os dados de carregamento e dimensões do mancal podem ser obtidos no referido artigo, sendo que estes foram utilizados para se proceder simulações de comparação de resultados. Na Fig. 3 é apresentada a comparação da trajetória calculada pela presente formulação com dados experimentais e teóricos

apresentados por Campbell. Note-se a boa concordância com os trabalhos dos outros autores e com os dados experimentais, mostrando a consistência da teoria hidrodinâmica empregada neste trabalho.

Para apresentar alguns resultados envolvendo o atrito sólido, utiliza-se agora um carregamento típico do compressor alternativo, na forma daquele apresentado na Fig. 2. Entretanto, para garantir que ocorra o contato sólido nos casos simulados, o carregamento utilizado foi intensificado, ou seja, a pressão de descarga na câmara de compressão utilizada nos cálculos do carregamento foi aumentada além dos valores de funcionamento normal do compressor. Três valores de coeficiente de atrito são utilizados: 0 (zero), 0.1 e 0.4. Na Tabela 1 são apresentados os dados dos mancais utilizados nas simulações.

Tabela 1 Dados dos mancais para o compressor alternativo investigado.

Rotação $\omega$	3520 rpm / 368,6 rad/s
Raio dos mancais $R$	9,5 mm
Largura do primeiro mancal $W_1$	14 mm
Largura do segundo mancal $W_2$	7,5 mm
Distância entre os mancais $g$	32,3 mm
Folga radial $c$	10 $\mu\text{m}$
Fator de contato sólido $f(R_a)$	$0,02c = 0,2 \mu\text{m}$
Viscosidade $\mu$	2,2825 mPa·s
Coeficiente de atrito sólido $\mu_f$	0, 0,1, 0,4

A Fig. 4 apresenta a trajetória do eixo no interior dos mancais para os valores de atrito citados, sendo representada pelas excentricidades nas extremidades externas dos mancais. Embora a formulação apresentada considere a possibilidade de contato no segundo mancal, para os casos apresentados isto não ocorreu, havendo o contato apenas no primeiro mancal. Pode-se notar que, embora utilizando um coeficiente de atrito de até 0.4, não ocorreram grandes distorções na trajetória. Na região de contato, devido ao atrito, o eixo é arrastado para a direita, o que está de acordo com o esperado, visto que o eixo gira no sentido horário.

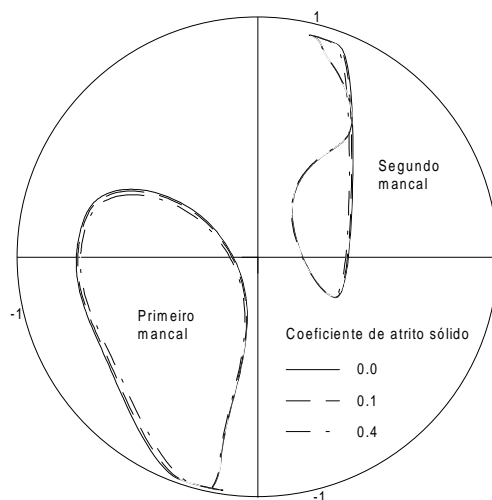


Figura 4 Influência do coeficiente de atrito na trajetória do eixo do compressor alternativo.

Devido a pouca distorção da trajetória, mesmo perante uma larga faixa de valores de coeficiente de atrito, a vazão lateral de óleo praticamente não é alterada. Este resultado sugere o pequeno impacto do coeficiente de atrito sobre a vazão de óleo.

Resultados de potência média consumida podem ser acompanhados na Tabela 2 para diferentes valores do coeficiente de atrito. Os valores de potência consumida estão adimensionalizados, sendo que os valores de potência foram divididos pelo valor máximo de potência obtido no primeiro mancal com coeficiente de atrito igual a zero. Conforme observado na tabela a potência consumida sofre um impacto direto do valor do coeficiente de atrito, mostrando a importância de se prescrever um correto valor deste coeficiente.

Tabela 2 Potência consumida por atrito.

Potência consum. adimensional	Coeficiente de atrito sólido		
	0,0	0,1	0,4
Primeiro mancal	0,746	3,085	7,476
Segundo mancal	0,384	0,384	0,384
Sistema de mancais	1,130	3,469	7,860

Utilizando-se um coeficiente de atrito igual a 0,1 são apresentados a seguir alguns resultados para o desgaste. Primeiramente, na Fig. 7, apresenta-se a progressão do volume desgastado ao longo do tempo de operação dos mancais. Para obter-se tal resultado, é necessário empreender um estratégia de quando se remover o volume. Desta forma, em alguns ciclos iniciais (não apresentados), o desgaste não é realizado e espera-se a estabilização da trajetória do eixo. Depois, aciona-se as rotinas de desgaste em ciclos alternados, um sim, outro não. Isto é necessário para que a dinâmica do sistema se defronte suavemente com a alteração da geometria dos mancais. Os ciclos alternados em que a rotina de desgaste não atua também não são apresentados.

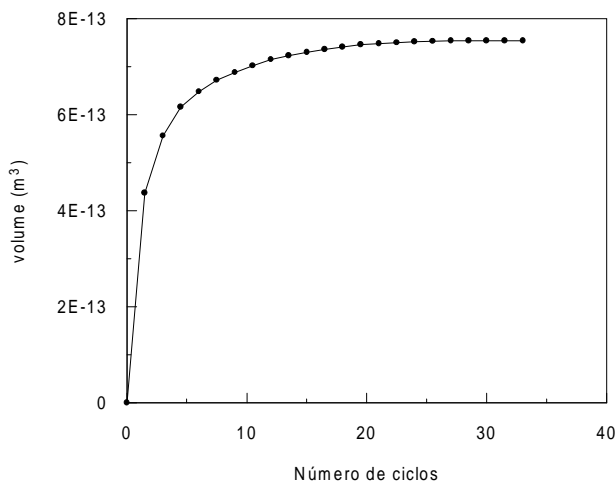


Figura 7 Progressão do volume desgastado.

Note-se que uma evidente tendência de estabilização do desgaste se verifica, visto que com o avanço dos ciclos a geometria não é mais alterada. De fato, nas simulações realizadas, o volume passa a não se alterar mais e o contato sólido deixa de existir.

Na Fig. 8 são apresentadas as geometrias desgastadas do eixo e do mancal ( $dh_e$  e  $dh_m$ ). A geometria corresponde ao desgaste na extremidade anterior do mancal principal, e indica que ocorreu um contato inclinado entre eixo e mancal. Note-se que tais resultados representam com boa precisão o polimento característico das peças resultante do desgaste, conforme observado experimentalmente.



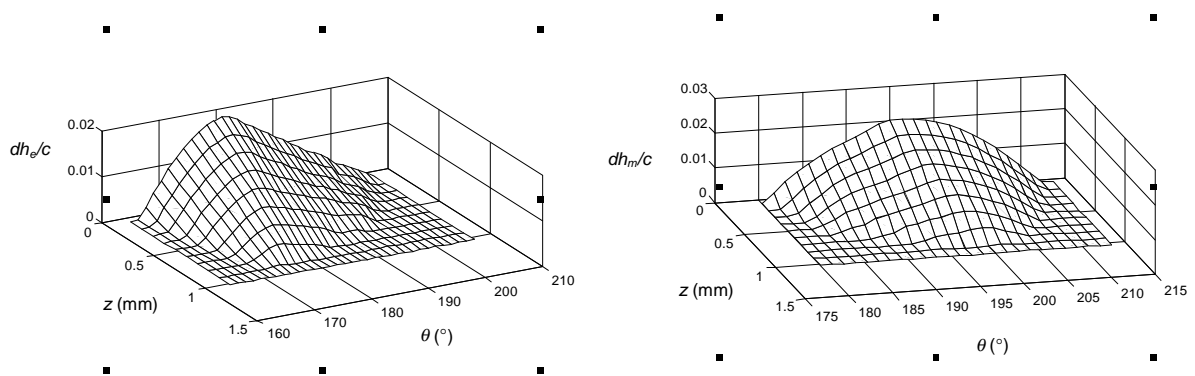


Figura 8 Geometria da região desgastada.

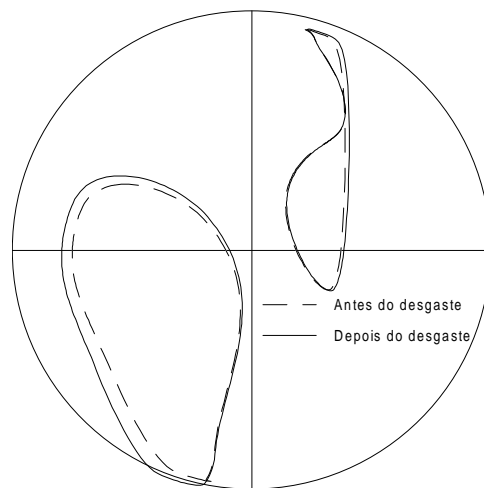


Figura 9 Comparação entre trajetórias: antes e depois do desgaste.

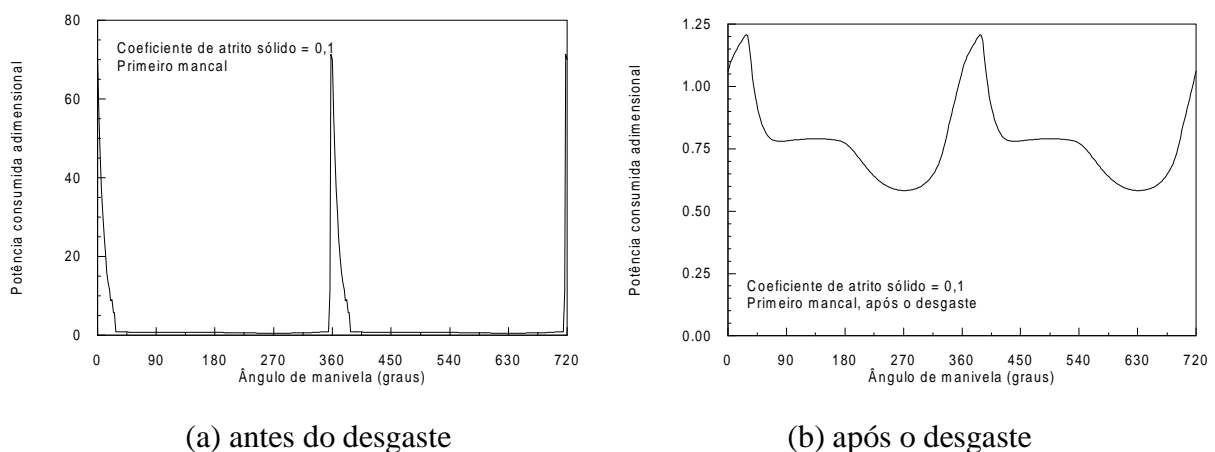


Figura 10 Perdas por fricção no primeiro mancal.

Depois da geometria não sofrer mais alterações devido ao desgaste, o eixo assume uma trajetória estável que é comparada na Fig. 9 com a trajetória antes de se iniciar o processo de desgaste. Como o eixo deixa de tocar o mancal, o consumo de potência passa a ser somente por atrito viscoso como se verifica na Fig. 10 para o mancal principal. Note-se o contraste entre os resultados de potência consumida para a situação antes e após o desgaste.

## 5. CONCLUSÕES

Um modelo dinâmico da lubrificação de sistemas de mancais incluindo atrito sólido e desgaste foi apresentado neste trabalho. Resolver este tipo de problema por método direto de solução parece ser a forma mais conveniente, pois problemas de acoplamento entre as equações não existem e possibilita incluir mais equações ao modelo, como as do atrito sólido, sem a preocupação de como acoplá-las. Dentre as diversas observações realizadas, verificou-se que a trajetória do eixo sofre poucas alterações perante variações no valor do coeficiente de atrito sólido; este resultado sugere que não devam existir problemas de estabilidade do eixo devido à ação do contato sólido. Os valores de vazão são praticamente insensíveis à variação do coeficiente de atrito sólido, devido à pouca distorção da trajetória diante da alteração do coeficiente de atrito. O valor do coeficiente de atrito sólido utilizado tem reflexo imediato sobre os valores de potência consumida; para uma diferença de quatro vezes no coeficiente de atrito (0.4/0.1) a diferença dos valores de pico de potência são em torno de 2.8 vezes (200/70). O mesmo se verifica no valor médio da potência, que apresenta uma diferença de 2.4 vezes (7.476/3.085). Desta forma observa-se que o valor do coeficiente de atrito sólido atua diretamente na qualidade dos resultados de potência. No segundo mancal, onde não ocorreu contato sólido, os valores tanto de potência consumida como de vazão lateral não sofrem alterações significativas com modificações no coeficiente de atrito.

Os resultados de desgaste indicam uma geometria final que se assemelha a um polimento das peças na extremidade do mancal principal. Ainda, para as simulações realizadas, verifica-se uma tendência de estabilização do desgaste.

## 6. REFERÊNCIAS

- Campbell, J., Love, P. P., Martin, F. A., Rafique, S. O., 1967, Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge, Proc. Inst. of Mech. Engrs., vol. 182 Pt 3A, pp. 51-74.
- Del Din, M., Kassfeldt, E., 1999, Wear Characteristics with Mixed Lubrication Conditions in a Full Scale Journal Bearing, Wear 232, pp. 192-198.
- Jones, G. J., Crankshaft Bearing: Oil Film History, 1982, Proceedings 9<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium of Tribology, pp.83-88.
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp., New York.
- Pinkus, O., Bupara S. S., 1979, Analysis of Misaligned Grooved Journal Bearings, Transactions ASME, Journal of Lubrication Technology, vol. 101, pp. 503-509.
- Rabinowicz, E., 1995, Friction and Wear of Materials, 2.ed, John Wiley & Sons Inc., New York.
- Sun, D. C., Jing Xu, 1995, A Study of the Starting Characteristics of an Unlubricated Journal Bearing, Transactions ASME, Journal of Tribology, vol. 117, pp. 216-223.
- Vijayaraghavan, D., Keith Jr., T. G., 1990, Analysis of a Finite Grooved Misaligned Journal Bearing Considering Cavitation and Starvation Effects, Transactions ASME, Journal of Tribology, vol. 112, pp. 60-67.
- Zhou, T., Rogers, R. J., 1997, Simulation of Two-Dimensional Squeeze Film and Solid Contact Forces Acting on a Heat Exchanger Tube, Journal of Sound and Vibration, vol. 203(4), pp. 621-639.

## **BEARING SYSTEM IN DYNAMIC LOADING INCLUDING SOLID CONTACT AND WEARING**

***Abstract.** In small reciprocating compressors for household applications the compressor shaft is placed vertically and supports a dynamic load associated to the transversal piston movement. Usually, for design purposes, the bearings are treated separately which precludes a precise description of the shaft orbit. In the present investigation both the main and the secondary journal bearings are modeled coupled and simultaneously, allowing for the shaft misalignment within the bearings. A new computational methodology is introduced and tested to determine the pressure distribution in both bearings via a direct procedure. Solid contact and wearing are both allowed to occur causing a significant impact on the frictional power and a minor effect on the shaft orbit.*

***Keywords:** Lubrication, Bearing, Compressor, Friction, Wear.*