



OTIMIZAÇÃO E SIMULAÇÃO DE MANCAIS DE ESCORA CIRCULARES COM SAPATAS PLANAS

Claudio J. C. Blanco

GTDEM – Grupo de Turbomáquinas do Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade federal do Pará
66075 – 900 - Belém, PA, Brasil, e-mail: gtdem@amazon.com.br

Alvaro T. Prata

NRVA – Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade federal de Santa Catarina
88040 – 900 – Florianópolis, SC, Brasil, e-mail: prata@nrva.ufsc.br

RESUMO. *Mancais de escora circulares são explorados através de uma versão modificada da equação de Reynolds, que inclui os termos inerciais. Esta equação é resolvida via o método dos volumes finitos fornecendo o campo de pressão no filme de lubrificante e, conseqüentemente, a carga suportada e a potência consumida. Estes parâmetros dependem da geometria do mancal que é otimizada via método dos multiplicadores de Lagrange, para suportar uma carga determinada consumindo a menor potência. As geometrias otimizadas são: a sapata de Rayleigh com 4, 8 e 16 ressalto, e uma sapata fresada com 4 ressalto. Uma comparação entre a sapata de Rayleigh com 4, 8 e 16 ressalto, e a sapata fresada com 4 ressalto é feita, e mostra que a sapata fresada possui desempenho satisfatório, considerando-se sua facilidade de fabricação em relação a sapata de Rayleigh.*

Palavras-chave: Mancais de escora, sapatas de Rayleigh e fresada

1. INTRODUÇÃO

O principal problema encontrado em projetos de mancais de escora é obter uma configuração geométrica que suporte uma carga determinada consumindo a menor potência possível. Isto é determinado pela otimização dos parâmetros geométricos que definem a forma da sapata do mancal de escora.

O estudo da otimização de mancais de escora de sapatas setoriais iniciou-se com Lorde Rayleigh em 1918 e desde então surgiram vários trabalhos que objetivaram a criação de técnicas analíticas e numéricas para a determinação da geometria que fornecesse parâmetros operacionais ótimos tais como: carga suportada, potência dissipada, vazão de lubrificante, etc.

Gross (1962) comparou para fluidos incompressíveis a sapata de Rayleigh a uma sapata híbrida, formada por um plano inclinado e a própria sapata de Rayleigh e concluiu que a primeira é a que possui maior capacidade de suportar carga. Wylie et al. (1970) compararam os resultados da otimização de um mancal de escora aerodinâmico de largura infinita com sapata inclinada e sapata de Rayleigh e concluíram que somente para valores altos de número do mancal Λ a sapata inclinada suporta mais carga que a sapata de Rayleigh.

Rohde (1972) através de uma formulação variacional não local determinou o perfil do filme fluido que minimiza a força de atrito para uma dada carga em um mancal de escora de largura infinita com sapata inclinada e sapata de Rayleigh, e concluiu que a sapata de Rayleigh possui melhor desempenho.

Sato et al. (1988) propuseram uma bomba viscosa com sapata de Rayleigh, e para isso resolveram a equação de Reynolds na forma bidimensional em coordenadas polares. A geometria da bomba foi otimizada numericamente através da formulação divergente para obter a máxima vazão de fluido. O desempenho foi comparado com bombas viscosas de sapatas em espirais, cujas dimensões são aproximadamente iguais, e a bomba com sapata de Rayleigh possuiu maior vazão e maior gradiente de pressão.

Sato et al. (1992) mostraram que a vazão de fluido de uma bomba viscosa de sapata em espiral otimizada é entre 5% a 10% maior que a bomba de sapata de Rayleigh otimizada; porém, para se obter esta diferença, um número elevado de espirais é necessário e a fabricação torna-se cara, o que faz a bomba de sapata de Rayleigh possuir desempenho comparável à bomba com sapata em espiral.

No presente trabalho dar-se-á ênfase aos mancais de escora utilizados em compressores utilizados em refrigeradores domésticos, propondo-se novas geometrias para a sapata, objetivando um melhor desempenho dos mesmos quanto à capacidade de suportar carga e à potência consumida.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Na obtenção da equação de Reynolds utilizada em problemas que envolvem mancais de escora, os termos inerciais são geralmente desprezados (Pinkus e Sternlicht, 1961). No presente trabalho os termos centrífugos foram mantidos e por isso a equação de trabalho será chamada de equação de Reynolds com termos centrífugos, e é dada por

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ r h^3 \frac{\partial P}{\partial r} + \rho \left[\frac{\omega h^5}{10\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{3h^7}{280(\mu r)^2} \left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 - \frac{3}{10} (\omega r)^2 h^3 \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

onde P é a pressão no filme de lubrificante, μ é a viscosidade absoluta do lubrificante, ω é a velocidade angular da parte móvel do mancal, r , θ e z são, respectivamente, as coordenadas nas direções radial, circunferencial e axial, h é a espessura do filme de lubrificante, r_1 é o raio interno, r_2 é o raio externo, θ_1 é o ângulo do rebaixo, θ_2 é o ângulo do ressalto; h é igual a h_1 para $0 \leq \theta \leq \theta_1$ e igual a h_2 para $\theta_1 < \theta \leq \theta_2$. Na interface entre o rebaixo e o ressalto, h é a média harmônica entre h_1 e h_2 . Esta média harmônica é utilizada para contornar a indeterminação de h em $\theta = \theta_1$ ou θ_2 e surge de um tratamento fisicamente consistente da vazão de óleo lubrificante nesta posição (Patankar, 1980). A Fig. 1 mostra os parâmetros geométricos do mancal.

A equação de Reynolds com termos centrífugos é uma equação elíptica em r e θ e portanto precisa de no mínimo duas condições de contorno em r e duas em θ para que possa ser integrada. As condições de contorno adotadas no presente trabalho são:

$$P = P_{\text{int}} = 0 \text{ para } r = r_1 \text{ e } 0 \leq \theta \leq 2\pi$$

e

$$P = P_{\text{ext}} = 0 \text{ para } r = r_2 \text{ e } 0 \leq \theta \leq 2\pi$$

Para θ a condição de contorno é periódica sendo dada por, $P(r, \theta) = P(r, \theta + 2\pi)$.

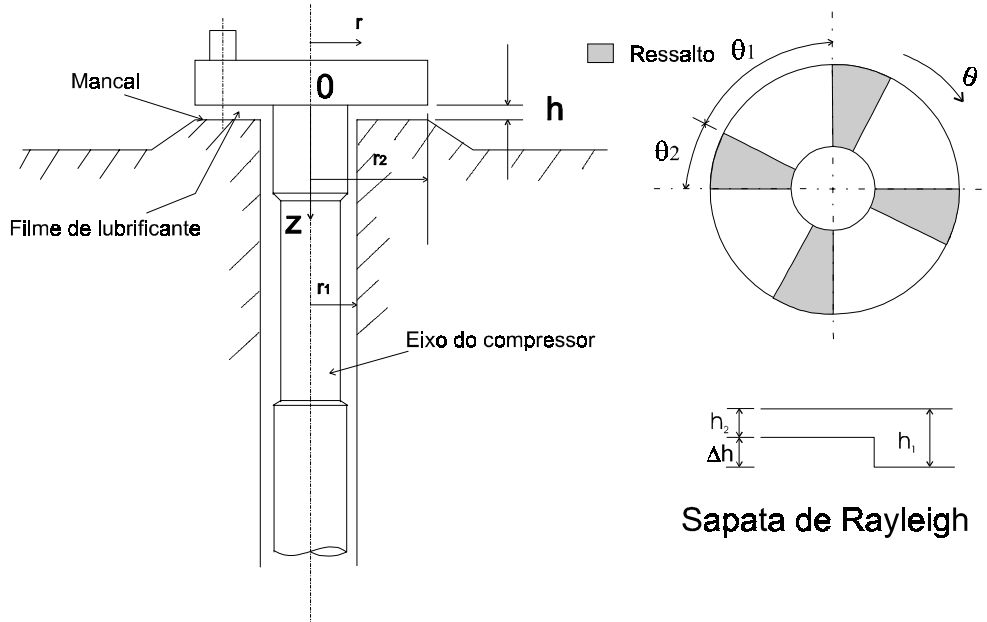


Figura 1 - Geometria para um mancal de escora típico de compressores herméticos de refrigeradores domésticos e sistema de coordenada.

3. PARÂMETROS DE OPERAÇÃO E DESEMPENHO

A carga suportada pelo mancal é o resultado da integração do campo de pressão advindo da solução da equação de Reynolds com termos centrífugos ao longo de todo domínio de solução,

$$W = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} P(r, \theta) r dr d\theta \quad (2)$$

A potência consumida pelo atrito é dada por,

$$\text{Pot} = \frac{\omega}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} h \frac{\partial P}{\partial \theta} r dr d\theta + \mu \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h} dr d\theta \quad (3)$$

As duas parcelas que compõem a expressão da potência são provenientes da equação do movimento na direção θ , onde a primeira é referente a dissipação de energia devido ao escoamento associado ao gradiente de pressão, e a segunda é referente a dissipação devido ao escoamento de Couette.

4. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

A solução da Eq. (1) é obtida numericamente via método dos volumes finitos, conforme apresentado por Patankar (1980). Para tal o domínio de solução é discretizado em um número finito de pequenos volumes de controle e a equação (1) é integrada ao longo de cada volume de controle, resultando, para cada um destes, uma equação algébrica para a pressão do tipo,

$$a_P P_P = a_E P_E + a_W P_W + a_S P_S + a_N P_N + S \quad (4)$$

As faces dos volumes de controle coincidem com linhas de r e θ constantes, os pontos nodais são associados aos centros de cada volume. Assim, a equação algébrica (4) relaciona a pressão em um dado volume com seus quatro vizinhos adjacentes. O índice subscrito P indica o ponto nodal no centro do volume de controle onde a pressão é calculada e os índices subscritos E, W, N, S indicam os quatros volumes de controle vizinhos a P. A resolução das equações algébricas na direção radial será feita através do Algoritmo da Matriz Tri-Diagonal, TDMA, Patankar (1980) e na direção circunferencial será usado a versão periódica do TDMA, comumente denominada de CTDMA, Patankar (1977). As equações são resolvidas para um domínio de solução que varia de acordo com o número de ressaltos do mancal. No presente trabalho serão investigados mancais com, 4, 8 e 16 e os domínios são respectivamente $\theta = 0$ a $\pi/2$, $\pi/4$, $\pi/8$ e $r = r_2 - r_1$. Observa-se que é feito uso da simetria circunferencial do problema.

Além do mancal com sapatas setoriais ilustrados na Fig. 1, no presente trabalho explorar-se-á também mancais com sapatas fresadas, conforme ilustrado na Fig. 2. Nestes mancais percebe-se que as faces dos volumes de controle não coincidem com as linhas de r constante e adota-se um procedimento diferente para a definição das alturas respectivas aos ressaltos e rebaixos, que envolve o diâmetro da fresa.

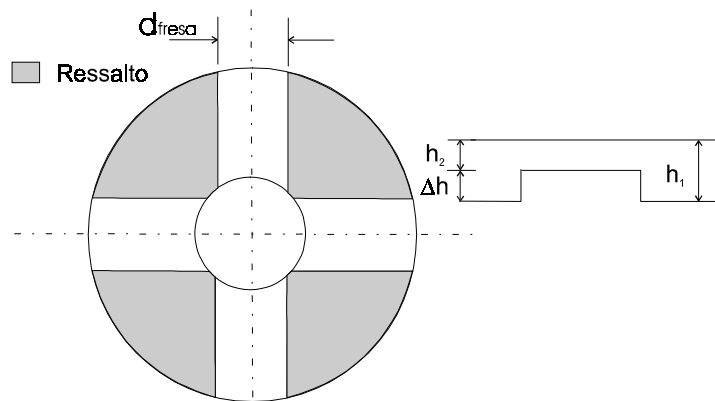


Figura 2 - Mancal com sapata fresada.

5. METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

A otimização dos parâmetros geométricos da sapata de Rayleigh mostrada na Fig. 1 e da sapata fresada, mostrada na Fig. 2, onde d_{fresa} é o diâmetro da fresa, é feita através do método dos multiplicadores de Lagrange (Stoecker, 1989) onde a função - objetivo a qual se deseja minimizar é a potência consumida. Adicionalmente as seguintes restrições são impostas ao problema.

- (i) A carga suportada pelo mancal deve ser igual a 12 N.
- (II) $\theta_1 + \theta_2 = 2\pi / nr$,

A partir da aplicação dos multiplicadores de Lagrange com as restrições citadas acima, otimizou-se os seguintes parâmetros geométricos do mancal: ângulo do rebaixo, θ_1 , ângulo do ressalto, θ_2 , altura do ressalto, Δh , maior espessura do filme lubrificante, h_1 , e raio externo do mancal r_2 . Na presente investigação $r_1=10,50$ mm. Estes parâmetros são geralmente encontrados em mancais de escora utilizados em compressores de refrigeradores domésticos.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos através da simulação de cada mancal são apresentados através de gráficos que mostram o campo de pressão nos mancais com 4, 8 e 16 ressaltos. Após a simulação os mesmos foram otimizados e os resultados são apresentados na Tabela 1 em função do número de ressaltos do mancal.

Analisando as Figs. 3 e 4, percebe-se a presença de picos de pressão nas regiões de interface entre o ressalto e o rebaixo do mancal, pois nestas regiões há uma restrição ao escoamento do óleo. Nota-se que a carga suportada pelo mancal deve-se exclusivamente à existência dos ressaltos do mancal, pois a pressão em qualquer outra região do mancal é igual a 0(zero).

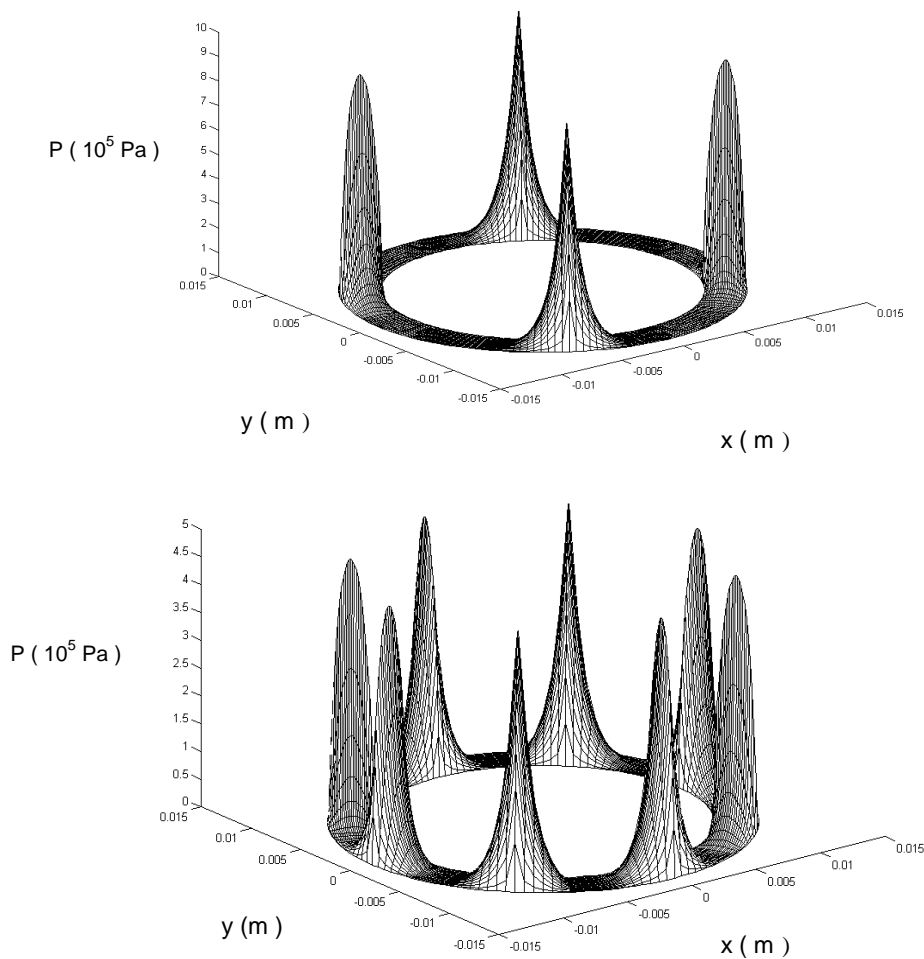


Figura 3 – Campos de Pressão para mancais com 4 e 8 ressaltos.

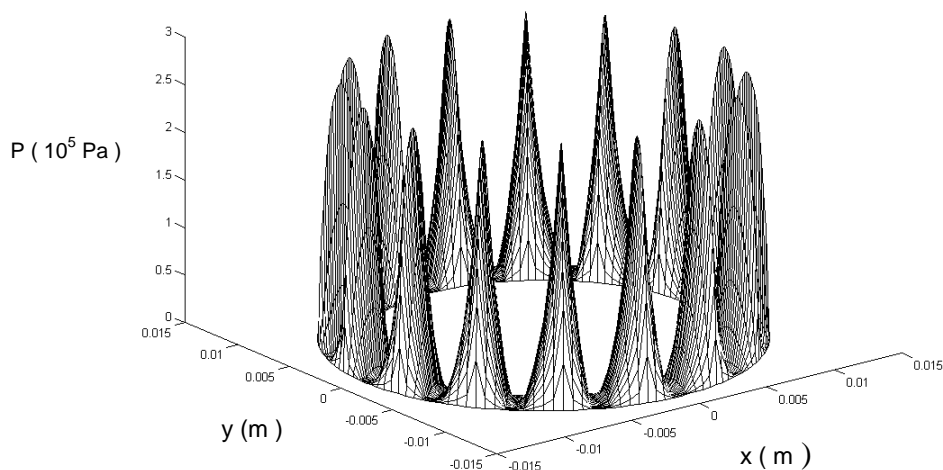


Figura 4 – Campo de Pressão para mancal com 16 ressaltos.

Tabela 1. Parâmetros geométricos ótimos

Parâmetros ótimos	nr		
	4	8	16
θ_1 (°)	81,5	41,5	21
θ_2 (°)	8,5	3,5	1,5
Δh (μm)	15,00	10,00	13,00
h_1 (μm)	15,03	10,02	13,02
r_2 (mm)	10,58	10,55	10,54
Potência (W)	0,852	0,697	0,425

Para o mancal fresado os parâmetros ótimos são os seguintes: $\Delta h = 14,60 \mu\text{m}$, $h_1 = 14,63 \mu\text{m}$, $r_2 = 10,59 \text{ mm}$ e $D_{\text{fresa}} = 13,92 \text{ mm}$ e a Potência mínima consumida pelo mancal é de $0,705 \text{ W}$. A malha computacional utilizada no mancal fresado é a mesma utilizada para um mancal com 4 ressaltos e sapata de Rayleigh, ou seja 180×25 , (θ_{xr}).

A partir dos resultados listados na Tabela 1 foram construídos gráficos com a finalidade de se explorar a dependência da potência consumida por atrito com os diferentes parâmetros do mancal. Dois tipos de gráficos serão apresentados para cada mancal com 4, 8 e 16 ressaltos.

O primeiro tipo de gráfico foi construído em relação a Δh e h_2 para r_2 , θ_1 e θ_2 ótimos. Estes gráficos foram construídos fixando Δh , e calculando h_2 por Newton-Raphson com a restrição de que o mancal suporte 12 N . Os gráficos resultantes são apresentados na Fig. 4 com $nr = 4, 8$ e 16 respectivamente.

Na Fig. 4 observa-se a diminuição da potência consumida com o aumento do número de ressaltos. Este fenômeno ocorre, porque o aumento do número de ressaltos, aumenta o gradiente de pressão no filme de lubrificante e, conseqüentemente, a capacidade de suportar carga do mancal, tornando com isso h_2 maior, e por conseguinte, diminuindo a potência consumida pelo atrito.

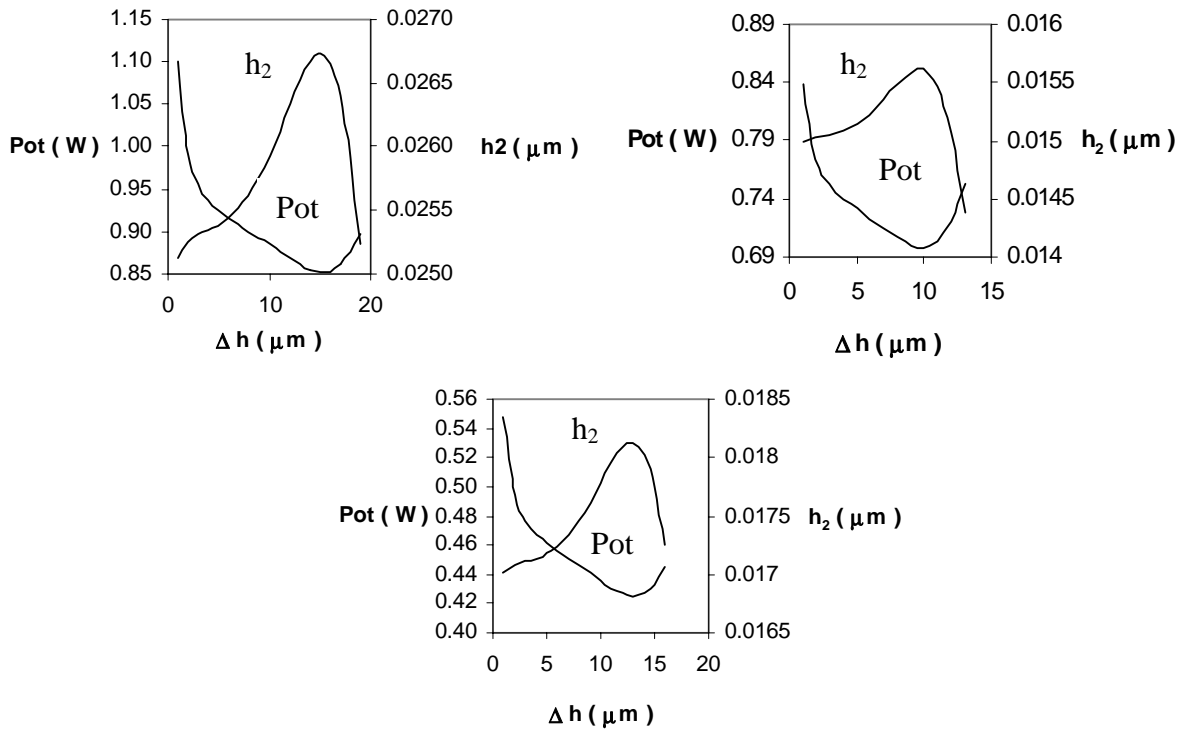


Figura 4 - Variações da Potência e da espessura h_2 em função de Δh para mancais com 4, 8 e 16 ressalto, respectivamente.

O segundo tipo de gráfico foi construído em relação a r_2 e h_2 para θ_1 , θ_2 e Δh ótimos. Estes gráficos foram construídos fixando r_2 , e calculando h_2 por Newton-Raphson com a restrição de que o mancal suporte 12 N. Os gráficos resultantes são apresentados na Fig. 5 com $n_r = 4, 8$ e 16.

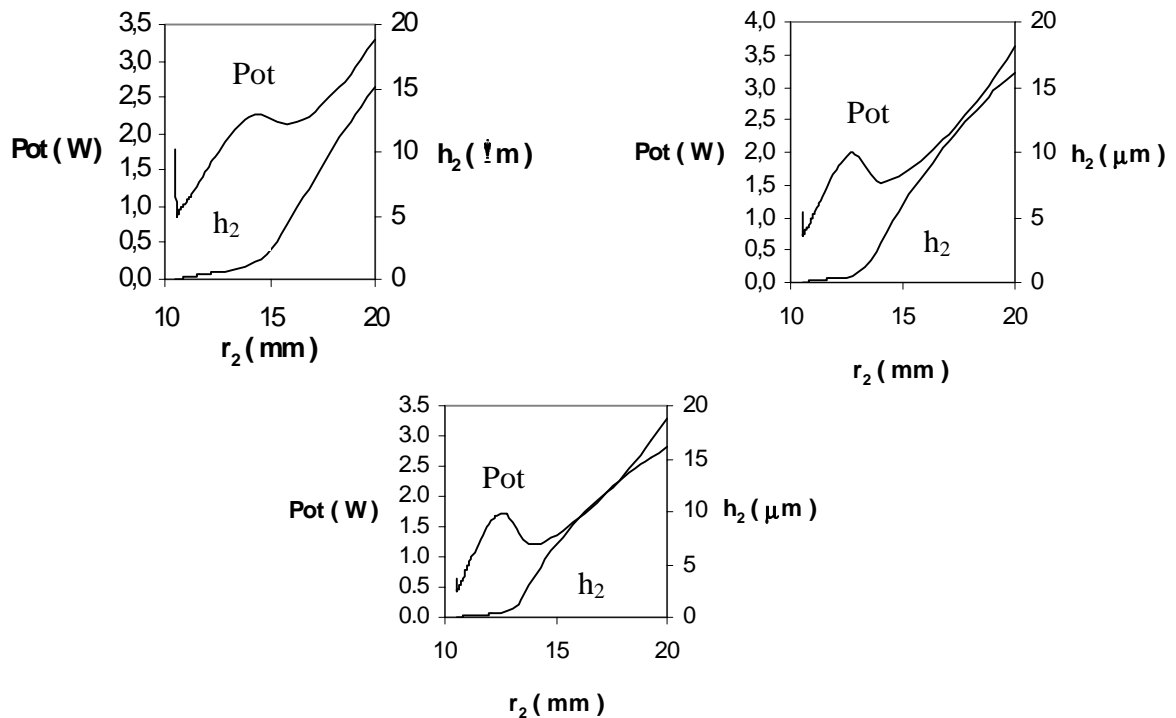


Figura 5 - Variações da Potência e da espessura h_2 em função de r_2 para mancais com 4, 8 e 16 ressalto respectivamente.

O primeiro aspecto a ser observado na Fig. 5 é a forma não monotônica com que a potência varia com r_2 . Nos três gráficos observa-se a existência de mínimos locais. Outro aspecto interessante a ser observado é que esses mínimos locais associados a pontos de vale se tornam mais acentuados à medida em que o número de ressaltos aumenta. O segundo aspecto é a diminuição da potência consumida com o número de ressaltos, conforme observado na figura 4.

Os valores ótimos para r_2 encontrados nos mancais com 4, 8 e 16 ressaltos e o mancal fresado estão muito próximos de $r_1 = 10,50$ mm conforme, observado na Tabela 1. Estes resultados estão associados à grande dependência da potência dissipada pelo mancal com a área da superfície do ressalto, que por sua vez varia com o quadrado de r_2 . Assim, era esperado que os valores ótimos para r_2 tenderiam a ser muito próximos a r_1 . Para compensar a pequena área disponível para suportar a carga, os valores de h_2 são bastante baixos. Certamente que valores tão baixos de h_2 implicam em dificuldades adicionais associadas a fabricação e operação dos mancais. A abordagem de tais aspectos foge ao escopo do presente trabalho mas, poderiam ser incluídas na formulação do problema como restrições adicionais, em adição as restrições (i) e (ii). Por exemplo, os valores de h_2 não poderiam ser menores do que um determinado valor mínimo, imposto por tolerâncias de fabricação e operação.

A figura 6 apresenta, de forma comparativa, o desempenho dos três mancais investigados em relação a r_2 e do número de ressaltos do mancal.

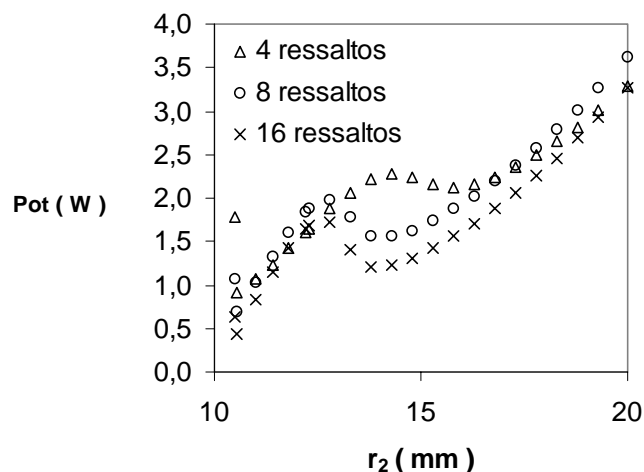


Figura 6 - Variações da Potência consumida em função de r_2 e do número de ressaltos do mancal.

Na figura 7 mostra-se uma comparação entre o desempenho de mancais com 4, 8 e 16 ressaltos, com sapata de Rayleigh, e um mancal fresado com 4 ressaltos. A discussão associada às figuras de 4 e 5 também é válida para esta. O mais importante porém, ao se comparar estes dois tipos de mancais, é notar que o desempenho do mancal fresado é superior ao do mancal com 4 ressaltos e comparável ao do mancal com 8 ressaltos, isto ocorre porque a geometria da sapata fresada dificulta a fuga radial de lubrificante devido à ação da força centrífuga. Como o ressalto do mancal fresado está inclinado em relação a linha radial, o lubrificante que tenderia a escoar na direção radial pela ação da força centrífuga experimenta uma ação adicional do efeito cunha. Isto resulta em níveis de pressão mais elevados e, por conseguinte, em afastamentos maiores entre a parte móvel e a fixa do mancal reduzindo a potência dissipada por atrito. No mancal com setores circulares, os ressaltos estão alinhados radialmente e desta forma não há efeito cunha associado ao escoamento de óleo devido à força centrífuga. Além disso o mancal fresado é de fabricação mais fácil.

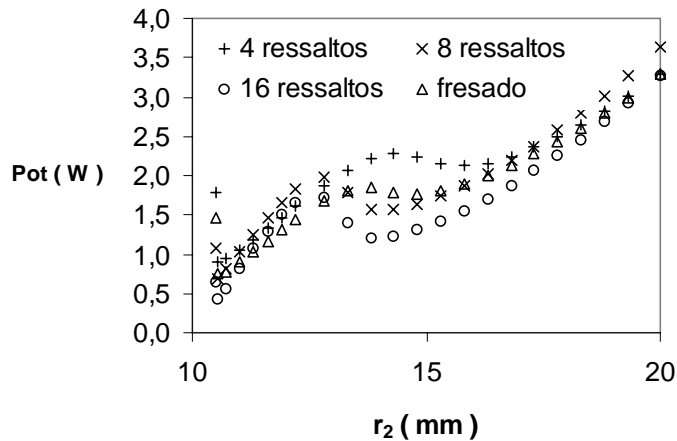


Figura 7 - Comparação entre o mancal com sapata de Rayleigh e o mancal fresado

7. CONCLUSÕES

O presente artigo trata da solução numérica do problema da lubrificação em mancais de escora. O principal objetivo a ser perseguido é a otimização geométrica de tais mancais. Para tal a equação da lubrificação, incorporando termos inerciais, é resolvida pelo método de volumes finitos e o problema de otimização é tratado através do método de multiplicadores de Lagrange.

O modelo proposto é aplicado para dois tipos de sapatas, a já consagrada sapata de Rayleigh e a sapata fresada de recente concepção. Para as sapatas de Rayleigh o número de ressaltos foi variado e observa-se a diminuição da potência consumida com o aumento do número de ressaltos. A fabricação de sapatas com um número elevado de ressaltos torna-se complicada, e então propõe-se uma sapata fresada de mais fácil fabricação e com 4 ressaltos, cujo desempenho mostrou-se comparável à sapata de Rayleigh com 8 ressaltos. O emprego de sapatas fresadas é uma inovação tecnológica merecedora de uma investigação mais completa.

8. REFERÊNCIAS

- Pinkus, O & Sternlichy, B., 1962, Theory of Hidrodynamic Lubrication, John Wiley and Sons, Inc., New York.
- Gross, W. A., 1962, Gas Filme Lubrication, John Wiley and Sons, Inc., New York.
- Wylie, G., M.; Maday, C., J, The Optimum One-Dimensional Hidrodynamic Gas Rayleigh Step Bearing, Journal of Lubrication Technology, July 1970, pp. 504-508,.
- Rohde, S. ,M., The Optimum Slider Bearing in Terms of Friction. Journal of Lubrication Technology, vol. 94, July 1972, pp. 275-279.
- Patankar, S. V.; Liu, C., H.; Sparrow, E., M., Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area, Journal of Heat Transfer, v. 99, May 1977, pp. 180-186.

Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp., New York.

Sato, Y.; Ono, K.; Moriguchi, N., Analysis of Viscous Pumps with Shrouded Rayleigh-Steps Using Compressible Fluid, Journal of Tribology, v. 110, October 1988, pp. 597-601.

Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, McGraw-Hill Book Company, 3rd edition.

Sato, Y.; Knight, J.D, Performance Characteristics of Shrouded Rayleigh-Step and Spiral Groove Viscous Pumps, Journal of Tribology, v. 114, July, 1992, pp. 499-506.

OPTIMIZATION AND SIMULATION OF THRUST CIRCULAR BEARINGS WITH PLANES SECTOR-SHAPED

ABSTRACT: *Thrust circular bearing are analyzed through a modified version Reynolds's equation, which includes the inertial terms. This equation is solved through a finite volume methodology and both the resultant load and the viscous power consumption are obtained. These parameters are dependent bearing's geometry, which were optimized using the Lagrange Multipliers Method to yield the maximum load with minimum power consumption. The geometry optimized were: Rayleigh sector-shaped with 4, 8, and 16 pads, and a milled geometry with 4 pads. A comparison between the Rayleigh sector-shaped with 4, 8 and 16 pads, and the milled with 4 pads is made, and show which the milled geometry has a good performance, consider its facility of manufacture in relation Rayleigh sector-shaped.*

Key – words: *Thrust bearing, Rayleigh sector-shaped and milled.*