

ESCOAMENTO BIFÁSICO DA MISTURA ÓLEO-REFRIGERANTE ATRAVÉS DA FOLGA RADIAL EM COMPRESSORES ROTATIVOS DE PISTÃO ROLANTE: UM MODELO HOMOGÊNEO COMPLETO

José L. Gasche* - gasche@dem.feis.unesp.br
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista -UNESP
15385-000 Ilha Solteira, SP - Brasil

Rogério T. S. Ferreira – rogerio@emc.ufsc.br
Álvaro T. Prata – prata@nrva.ufsc.br
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900 Florianópolis, SC – Brasil

Resumo. *O vazamento de gás refrigerante através da folga radial é uma importante causa da perda de eficiência volumétrica de um compressor de pistão rolante. Um bom entendimento de seu mecanismo é essencial em qualquer tentativa de aumentar a eficiência volumétrica do compressor. O vazamento de gás é causado pelo escoamento de uma mistura composta por óleo e gás refrigerante dissolvido e é modelado como um escoamento bifásico homogêneo em regime estacionário, usando as equações completas de Navier-Stokes, escritas no sistema de coordenadas bicilíndricas. A metodologia de volumes finitos é utilizada para solucionar o sistema de equações resultante. Os resultados obtidos são comparados àqueles obtidos por Gasche et al. (2000), que usaram um modelo bifásico homogêneo simplificado, e mostram que a discrepância entre os valores de vazão de refrigerante pode atingir 30% para os escoamentos em baixas temperaturas através das maiores folgas.*

Palavras-chave: Escoamento bifásico, Homogêneo, Mistura óleo-refrigerante, Folga radial

1. INTRODUÇÃO

A eficiência volumétrica do compressor de pistão rolante está associada ao vazamento de gás refrigerante, volume morto, aquecimento do gás de sucção, retorno do gás pela válvula de descarga e escoamento de óleo lubrificante. Entre eles, o vazamento de gás refrigerante é a principal causa da perda de eficiência volumétrica. O maior vazamento ocorre na folga existente entre a superfície interna do cilindro e a superfície externa do pistão rolante, conhecida como folga radial. A Fig. 1 mostra uma posição típica da folga radial e os

*autor para correspondência

principais componentes da bomba do compressor de pistão rolante. Krueger (1988) estimou que por volta de 30 % da perda total de gás refrigerante são devidas a este vazamento. Portanto, um bom entendimento de seu mecanismo torna-se importante tanto para calcular como para melhorar a eficiência volumétrica do compressor.

Uma revisão dos principais trabalhos publicados nos últimos 20 anos envolvendo a modelagem do vazamento por pequenas folgas, entre as quais a folga radial, mostra que, para muitas investigações, modelos simplificados foram considerados. Vários autores trataram este problema assumindo escoamento compressível de refrigerante puro. Pandeya e Soedel (1978), Yanagisawa e Shimizu (1985a), Xiuling *et al.* (1992), Zhen and Zhiming (1994) e Huang (1994) são alguns trabalhos representativos deste assunto. Outros autores consideraram a presença do óleo mas não incluíram a influência do refrigerante dissolvido no lubrificante, exemplos são Lee e Min (1988) e Leyderman e Lisle (1995). Gasche *et al.* (1997) apresentaram uma ampla discussão sobre vários fenômenos associados com o escoamento através da folga radial e propuseram vários modelos para calcular este escoamento, Gasche *et al.* (1998a), Gasche *et al.* (1998b) e Gasche *et al.* (1999). Em todos estes modelos Gasche *et al.* assumiram que o vazamento de gás pela folga radial era causado por óleo puro ou pelo escoamento monofásico de uma mistura formada por óleo e refrigerante.

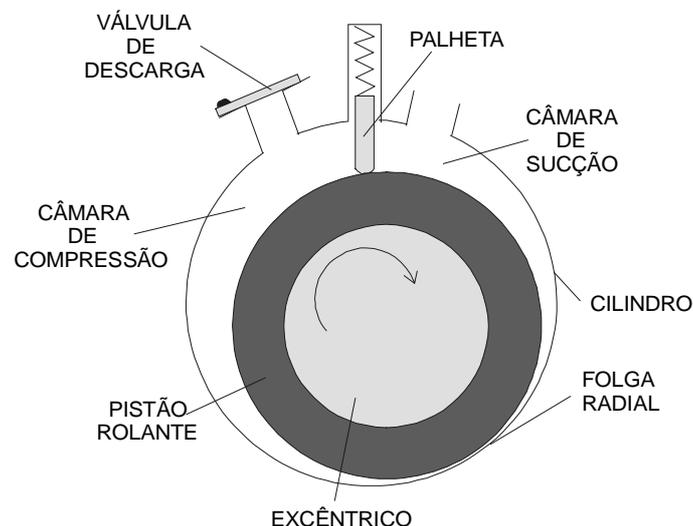


Figura 1. Representação esquemática da bomba do compressor de pistão rolante

Costa *et al.* (1990) realizou um experimento de visualização para verificar o padrão de escoamento através da folga radial durante a operação normal do compressor. Os resultados deste trabalho mostraram duas características importantes do escoamento. Os autores observaram inicialmente que parte da folga radial estava sempre preenchida com um fluido líquido. Além disso, eles notaram a presença de um grande número de bolhas no líquido, a maioria delas concentrada logo após o valor mínimo da folga. Na realidade, o gás refrigerante está dissolvido no óleo lubrificante, resultando em uma mistura homogênea. A quantidade de gás refrigerante dissolvido no óleo depende da temperatura do óleo e da pressão do gás. Quando a mistura óleo-refrigerante escoar pela folga radial, ocorre uma queda de pressão acentuada e a solubilidade do refrigerante no óleo diminui resultando, instantaneamente, em uma mistura supersaturada. Para alcançar uma nova condição de equilíbrio, parte do refrigerante dissolvido no óleo se transforma em bolhas que se separam da mistura líquida na câmara de sucção. Esta quantidade de gás consiste em uma perda de massa pois deve ser recomprimada. Pelo que foi descrito, um modelo mais realista para calcular o vazamento de gás através da folga radial deveria considerar o escoamento bifásico da mistura óleo-refrigerante.

Gasche *et al.* (2000) desenvolveram um modelo de escoamento bifásico homogêneo para estudar este vazamento. Neste modelo os autores simplificaram a equação da conservação da quantidade de movimento, considerando apenas o equilíbrio entre as forças de pressão e as forças viscosas, como usualmente é feito em um problema de lubrificação. Os resultados obtidos por intermédio deste modelo mostraram que a fração de vazio do escoamento atinge valores elevados, em torno de 0,8, o que significa uma grande formação de gás no escoamento. Conseqüentemente, a aceleração do escoamento pode se tornar significativa. O modelo proposto por Gasche *et al.* (2000), por não conter os termos convectivos, não consegue captar o efeito desta aceleração na distribuição de pressão.

Neste trabalho é realizada uma investigação do vazamento de gás através da folga radial onde o escoamento da mistura óleo-refrigerante também é modelado como um escoamento bifásico usando um modelo homogêneo, mas as equações de movimento são escritas em suas formas completas.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria da folga radial do compressor de pistão rolante pode ser bem descrita pelo sistema de coordenadas bicilíndricas, como mostrado na Fig. 2, onde estão indicados o raio do cilindro, R_c , o raio do pistão, R_p , e as coordenadas ψ e η ; em R_c , $\eta=\eta_2$, em R_p , $\eta=\eta_1$. O escoamento é considerado bidimensional, uma vez que a largura do pistão rolante, H_p , é muito maior do que a dimensão da folga radial, δ . De um lado, a região de alta pressão é separada da região de baixa pressão pela palheta e, do outro, pela folga radial. O óleo escoar pela folga radial em sentido anti-horário, do lado de alta pressão para o lado de baixa pressão.

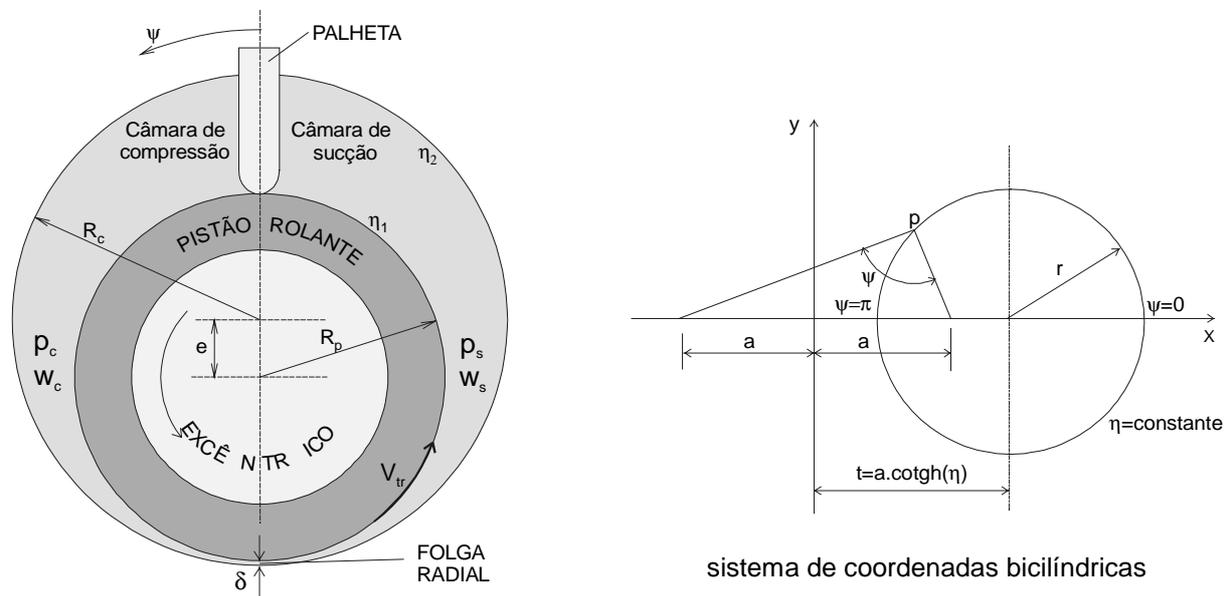


Figura 2. Folga radial representada pelo sistema de coordenadas bicilíndricas

As equações da continuidade e Navier-Stokes escritas em coordenadas bicilíndricas, para condições de escoamento incompressível, isotérmico e em regime permanente são dadas por:

$$\frac{1}{h^2} \left[\frac{\partial(\rho hu)}{\partial \psi} + \frac{\partial(\rho hv)}{\partial \eta} \right] = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{h^2} \left[\frac{\partial(\rho hu)}{\partial \psi} + \frac{\partial(\rho hv)}{\partial \eta} \right] = & -\frac{1}{h} \frac{\partial p}{\partial \psi} + \frac{\mu}{h^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial \psi^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial \eta^2} \right) + \\ & + \frac{\mu}{h^2} \left[\frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial \eta} \frac{\partial v}{\partial \psi} - \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial \psi} \frac{\partial v}{\partial \eta} - \frac{u}{h} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial \psi^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial \eta^2} \right) \right] - \frac{\rho}{h^2} \left(uv \frac{\partial h}{\partial \eta} - v^2 \frac{\partial h}{\partial \psi} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{h^2} \left[\frac{\partial(\rho huv)}{\partial \psi} + \frac{\partial(\rho hvv)}{\partial \eta} \right] = & -\frac{1}{h} \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{\mu}{h^2} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial \psi^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial \eta^2} \right) + \\ & + \frac{\mu}{h^2} \left[\frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial \psi} \frac{\partial u}{\partial \eta} - \frac{2}{h} \frac{\partial h}{\partial \eta} \frac{\partial u}{\partial \psi} - \frac{v}{h} \left(\frac{\partial^2 h}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 h}{\partial \psi^2} \right) \right] - \frac{\rho}{h^2} \left(uv \frac{\partial h}{\partial \psi} - u^2 \frac{\partial h}{\partial \eta} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

Nestas equações, u e v são, respectivamente, as componentes da velocidade nas direções ψ e η , p é a pressão, ρ é a massa específica do óleo, μ sua viscosidade absoluta e h é a raiz quadrada da métrica (coeficiente de Lamé), dado por,

$$h = a / (\cosh \eta - \cos \psi) \quad (4)$$

A grandeza a é um parâmetro geométrico do sistema de coordenadas, obtido da seguinte equação,

$$R_c^2 + R_p^2 - e^2 + 2a^2 = 4\sqrt{(a^2 + R_c^2)(a^2 + R_p^2)} \quad (5)$$

As condições de contorno associadas às Equações (1) a (3) são de velocidade zero em todas as paredes sólidas, exceto na superfície do pistão rolante, onde prescreve-se uma velocidade tangencial, determinada pela solução da dinâmica do pistão, ou seja, em $\eta = \eta_1$, $u = V_{tr}$. Uma condição de contorno fictícia é aplicada à palheta ($\psi = \beta$ e $2\pi - \beta$, $\beta \cong \pi/36$ é a metade da espessura da palheta) para explorar diferentes vazões pela folga radial. Portanto, em $\psi = \beta$ e $2\pi - \beta$,

$$v = 0 \quad \text{e} \quad \int_A u dA = \dot{m}_{mix} / \rho \quad (6)$$

onde A é a área da secção transversal do escoamento e \dot{m}_{mix} é a vazão prescrita. Deve ser notado que, na realidade, orifícios de sucção e descarga estão localizados em cada lado da palheta. Porém, desde que o objetivo principal do presente estudo é investigar o escoamento na folga radial, a condição de contorno fictícia acima mencionada fornece uma maneira conveniente para explorar o vazamento.

Para a solução do sistema de equações descrito é necessário, ainda, especificar as propriedades físicas do fluido, μ e ρ , que serão calculadas aqui considerando um modelo de escoamento bifásico.

O escoamento da mistura através da folga radial é tomado como sendo um escoamento bifásico, onde a formação de bolhas é devida à redução da solubilidade do refrigerante no óleo, w . De acordo com o experimento de visualização realizado por Costa *et al.* (1990), o modelo homogêneo parece ser uma boa aproximação para representar este escoamento. No modelo homogêneo, o escoamento bifásico se comporta como um escoamento monofásico de

um pseudofluido possuindo propriedades cujos valores são, de alguma forma, valores médios para o escoamento. Usando a definição do título, pode-se determinar a densidade média deste pseudofluido em função das densidades do gás e do líquido, o que resulta na Eq. (7). Yanagisawa e Shimizu (1985b) propuseram a Eq. (8) para o cálculo da viscosidade média do fluido em função das viscosidades do gás e do líquido,

$$\rho = \alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_l \quad (7)$$

$$\mu = \alpha\mu_g + (1 - \alpha)\mu_l \quad (8)$$

onde ρ_g é a densidade do gás e ρ_l é a densidade da mistura líquida; μ_g é a viscosidade do gás e μ_l é a viscosidade da mistura líquida. A fração de vazio α é a razão da área ocupada pelo gás em relação à área ocupada pela mistura líquida em cada ponto do escoamento. A fração de vazio é obtida através do título, x , usando a seguinte equação,

$$\alpha = \frac{1}{\left[1 + (1/x - 1)\rho_g / \rho_l\right]} \quad (9)$$

Para determinar o título, x , considera-se que a mistura líquida permanece sempre saturada com refrigerante. Portanto, a quantidade de refrigerante na fase gasosa em qualquer ponto do escoamento é determinada pela diferença entre a solubilidade do refrigerante na entrada do escoamento, w_c , e a solubilidade do refrigerante no ponto considerado, w , que depende da pressão e temperatura locais, $w=w(p,T)$. Um balanço de massa de refrigerante aplicado em um volume discreto genérico fornece a seguinte equação para o título em função da solubilidade local de refrigerante no óleo,

$$x_{ij} = \frac{w_c - w_{ij}}{1 - w_{ij}} \quad (10)$$

onde w_{ij} é a solubilidade local do refrigerante no óleo, w_c é a solubilidade do refrigerante no óleo nas condições da câmara de compressão, isto é, na temperatura da mistura, T_{mix} , e na pressão de compressão, p_c . A temperatura da mistura é considerada constante neste trabalho e especificada com base em dados experimentais.

A solubilidade do refrigerante no óleo, w_{ij} , requerida na Equação (10) é calculada usando o valor local da pressão, obtida da solução do escoamento, e o valor da temperatura da mistura, através de uma equação proposta por Sakurai e Hamilton (1984). Equações também propostas pelos mesmos autores foram usadas para os cálculos da densidade e da viscosidade da mistura líquida, ρ_l e μ_l , respectivamente.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações diferenciais (1) a (3) e as condições de contorno associadas são discretizadas usando-se a metodologia de volumes finitos. Malhas desencontradas com respeito à pressão foram empregadas para cada componente da velocidade. A integração numérica dos termos convectivo-difusivos adota o esquema de interpolação da lei de potência, de acordo com Patankar (1980); todos os demais termos são discretizados usando o esquema de diferença central. O acoplamento entre pressão e velocidade é realizado pelo algoritmo SIMPLE de

Patankar e as equações algébricas são resolvidas através de uma combinação entre o TDMA – *Tri-Diagonal Matrix Algorithm* e a metodologia Gauss-Seidel. Uma estratégia de correção em bloco acelera a convergência da solução numérica. Mais detalhes da discretização, bem como de outros aspectos da metodologia de solução numérica podem ser encontrados em Gasche (1992).

A malha final usada para gerar os resultados apresentados possui 1000 pontos nodais, sendo 50 pontos na direção ψ e 20 pontos na direção η . Malhas mais refinadas foram testadas sem causar grandes melhorias nos resultados.

As dimensões do compressor usado são: $R_p=20,11$ mm, $R_c=23,00$ mm e $H_p=27,00$ mm, e referem-se a um pequeno compressor de refrigeração. Todos os cálculos foram realizados para uma mistura composta de refrigerante R22 e óleo mineral ISO VG 46.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O principal objetivo deste trabalho é determinar a vazão de gás refrigerante que vaza da câmara de compressão para a câmara de sucção, o que constitui em uma perda de massa para o compressor, usando um modelo de escoamento bifásico homogêneo no qual as equações de Navier-Stokes são escritas em sua forma completa. Os resultados obtidos por este modelo são comparados àqueles fornecidos pelo modelo de escoamento bifásico homogêneo desenvolvido por Gasche *et al.* (2000), no qual as equações de Navier-Stokes são simplificadas, contendo apenas as forças de pressão e as forças viscosas.

Para aplicar o modelo de escoamento bifásico descrito, valores médios para a pressão na câmara de compressão, p_c , e para a velocidade tangencial do pistão rolante, V_{tr} , são usados. Estes valores médios são obtidos através da integração de seus valores instantâneos durante um ciclo completo de compressão. Gasche (1996) determinou os valores instantâneos da pressão de compressão e da velocidade tangencial, modelando o processo de compressão e a dinâmica do pistão rolante, respectivamente. Esta integração resultou em $p_c=1,41$ MPa e $V_{tr}=-0,0266$ m/s; o sinal negativo significa que a velocidade está no sentido da câmara de sucção para a câmara de compressão. A solubilidade do refrigerante no óleo na entrada do escoamento, w_c , foi determinada usando o valor médio da pressão de compressão e a temperatura da mistura, T_{mix} .

A Fig. 3a mostra os perfis longitudinais de pressão e fração de vazio para um caso típico em que $\delta=10$ μ m e $T_{mix}=100$ $^{\circ}$ C. Desta figura pode-se verificar que quando a mistura se aproxima do valor mínimo da folga ($\theta=\pi/2$) –note-se que a coordenada bicilíndrica ψ foi transformada para a coordenada cilíndrica θ para facilitar a compreensão- a pressão diminui abruptamente, o que produz uma redução da solubilidade de refrigerante no óleo. Desta forma, o gás refrigerante em excesso se separa da mistura na forma de bolhas, aumentando a fração de vazio.

A Tabela 1 apresenta as vazões da mistura e do refrigerante na fase gasosa para diferentes folgas radiais e três temperaturas de mistura. A vazão de refrigerante na fase gasosa representa o vazamento de refrigerante pela folga e é calculada por meio de um balanço de massa entre a entrada e a saída do escoamento, resultando em,

$$\dot{m}_{gás} = \dot{m}_{mix} \frac{w_c - w_s}{1 - w_s} \quad (11)$$

onde w_s é a solubilidade do refrigerante na saída do escoamento, calculada usando-se a pressão na saída do escoamento, p_s (resultado da solução do escoamento), e a temperatura da mistura, T_{mix} . A vazão da mistura, \dot{m}_{mix} , é calculada através da integração do perfil de

velocidade na direção η , em qualquer posição do escoamento na direção ψ , uma vez que a vazão do escoamento é constante.

Tabela 1. Vazão da mistura e do refrigerante para várias configurações

$T_{\text{mix}}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$		$w_c=0,1482\text{ kg-R22/kg-mix}$		
$\delta\text{ (}\mu\text{m)}$	$\dot{m}_{\text{mix}}\text{ (g/s)}$	$\dot{m}_{\text{R22}}\text{ (g/s)}$		
		Modelo 1	Modelo 2	$\Delta\dot{m}\text{ (\%)}$
10	0,183	0,0178	0,0178	0
20	1,042	0,1014	0,1025	1,1
30	2,871	0,2795	0,2966	6,1
40	5,890	0,5733	0,7325	27,8
$T_{\text{mix}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$		$w_c=0,0936\text{ kg-R22/kg-mix}$		
10	0,219	0,0129	0,0129	0
20	1,247	0,0733	0,0739	0,8
30	3,437	0,2021	0,2122	5,0
40	7,050	0,4145	0,4968	20,4
$T_{\text{mix}}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$		$w_c=0,0470\text{ kg-R22/kg-mix}$		
10	0,2603	0,00747	0,00747	0
20	1,480	0,0425	0,0427	0,5
30	4,079	0,1171	0,1209	3,2
40	8,367	0,2403	0,2675	11,3

Modelo 1: Modelo homogêneo simplificado, Gasche *et al.* (2000)

Modelo 2: Modelo homogêneo completo, presente trabalho

A análise da Tabela 1 mostra que a vazão de refrigerante calculada pelo modelo desenvolvido neste trabalho, modelo 2, que considera todos os termos nas equações do movimento, é sempre maior ou igual à vazão fornecida pelo modelo simplificado de Gasche *et al.* (2000), modelo 1. Para uma mesma temperatura de mistura, nota-se que a discrepância entre estas vazões aumenta à medida que a vazão da mistura aumenta, o que ocorre para valores crescentes da folga radial, δ , principalmente para as misturas escoando em temperatura menores. À medida que a temperatura aumenta, a discrepância entre os modelos diminui em função da menor concentração de refrigerante na entrada do escoamento, w_c . Quanto menor a quantidade de refrigerante dissolvida no óleo na entrada, menor é a sua variação ao longo do escoamento e, conseqüentemente, maior é a concentração de refrigerante no óleo na saída do escoamento, o que significa uma menor fração de vazio. Para $\delta=40\text{ }\mu\text{m}$ e $T_{\text{mix}}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$, por exemplo, a fração de vazio atinge $\alpha=0,93$ na saída do escoamento, enquanto que para $\delta=40\text{ }\mu\text{m}$ e $T_{\text{mix}}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, a fração de vazio alcança apenas $\alpha=0,67$. Quanto menor é a fração de vazio, menor é a aceleração do fluido e, conseqüentemente, menor é a influência dos termos convectivos na modelagem do problema, aproximando os dois modelos em questão.

Observa-se que para $\delta=10\text{ }\mu\text{m}$ os dois modelos fornecem valores coincidentes para as três temperaturas analisadas. A Fig. 3a apresenta uma comparação entre os perfis de pressão e de fração de vazio ao longo do escoamento obtidos pelos dois modelos, mostrando a coincidência existente entre eles. A Fig. 3b apresenta estes mesmos perfis para $\delta=40\text{ }\mu\text{m}$ e $T_{\text{mix}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que significa uma maior vazão da mistura, onde observa-se uma discrepância entre os resultados. Nota-se que a queda de pressão neste caso é maior, devido à contribuição do termo convectivo, o que produz uma maior redução da solubilidade do refrigerante no óleo e, conseqüentemente, uma maior formação de bolhas, aumentando a fração de vazio do

escoamento. Portanto, o escoamento alcança a saída com uma maior quantidade de gás para ser liberada na câmara de sucção, o que representa um maior vazamento de gás.

A Fig. 4 apresenta uma comparação entre as velocidades médias do escoamento obtidas pelos dois modelos para os casos de $\delta=10\ \mu\text{m}$ e $\delta=40\ \mu\text{m}$ e $T_{\text{mix}}=100\ ^\circ\text{C}$. Para $\delta=10\ \mu\text{m}$, o que significa uma baixa vazão de mistura, os resultados são coincidentes, ao passo que para $\delta=40\ \mu\text{m}$, ou seja, para maiores vazões de mistura, a aceleração do fluido é mais acentuada quando se utiliza o modelo completo, pois a influência dos termos convectivos passa a ser significativa.

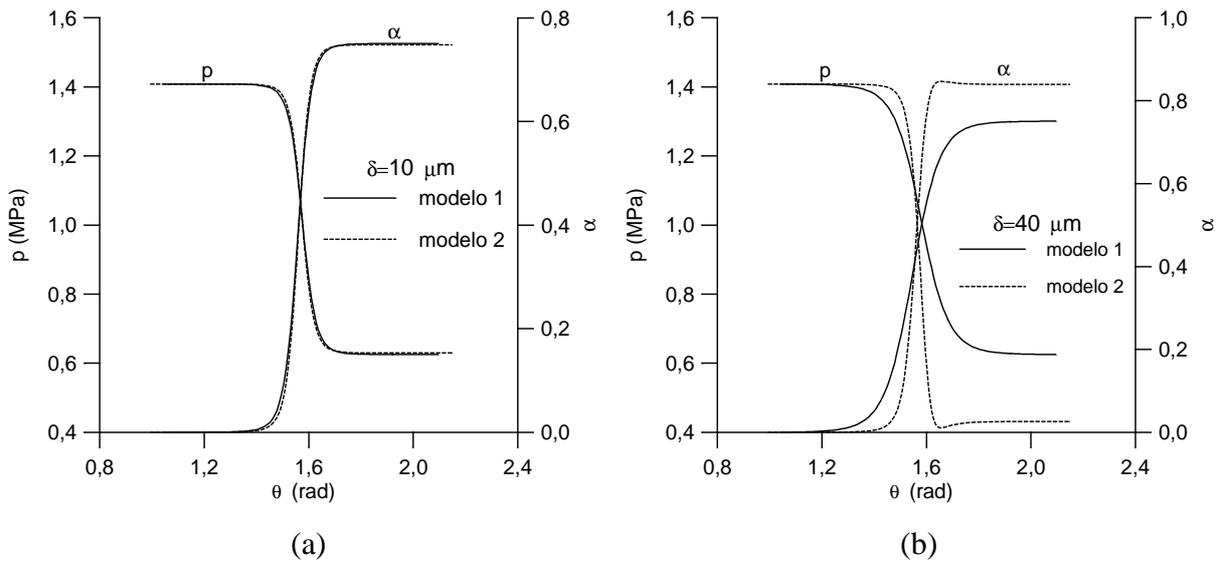


Figura 3. Perfis longitudinais de p e α $T_{\text{mix}}=100\ ^\circ\text{C}$

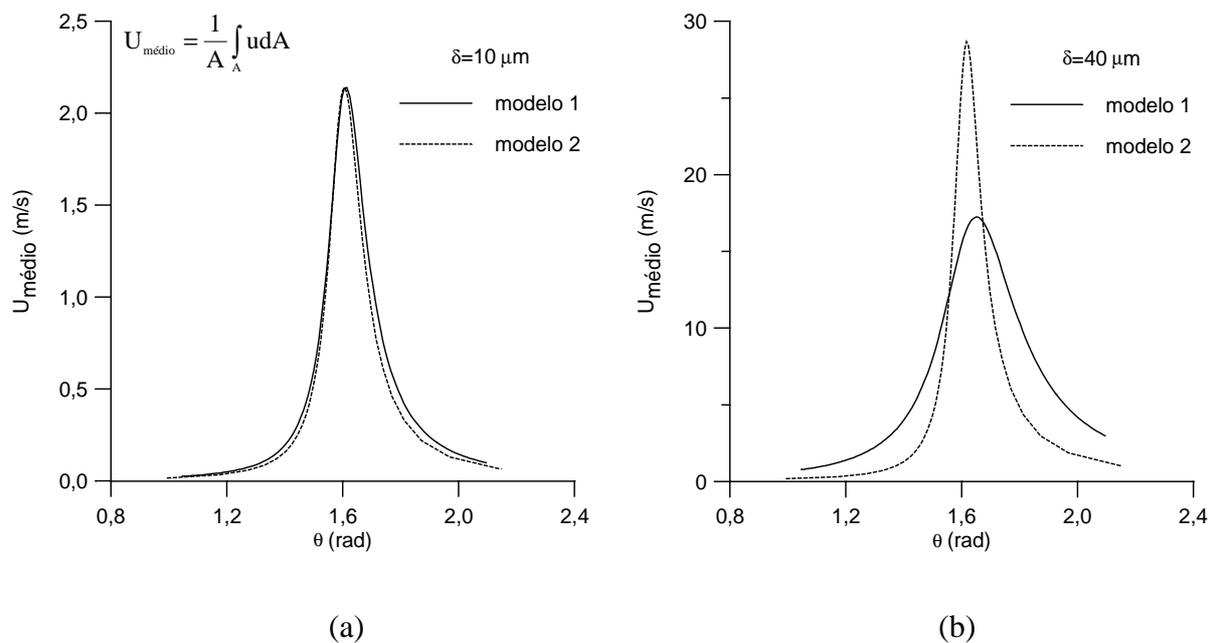


Figura 4. Distribuição longitudinal das velocidades médias para $T_{\text{mix}}=100\ ^\circ\text{C}$

5. CONCLUSÕES

O escoamento bifásico da mistura óleo-refrigerante através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante foi modelado com o objetivo de se estimar o vazamento de gás pela folga. Um modelo homogêneo, onde a influência da fase gasosa é incluída na densidade e viscosidade do fluido através de propriedades físicas aparentes, foi aplicado às equações completas de Navier-Stokes escritas em coordenadas bicilíndricas. Os resultados obtidos por este modelo foram comparados àqueles resultantes de um modelo de escoamento bifásico homogêneo simplificado, onde apenas as forças de pressão e viscosas foram consideradas na equação de conservação da quantidade de movimento. O modelo apresentado neste trabalho resultou sempre em maiores vazamentos de gás, atingindo discrepância em torno de 30% em relação ao modelo simplificado, resultado da maior aceleração da mistura. Portanto, o modelo de escoamento bifásico, para melhor prever o vazamento de gás refrigerante pela folga radial, deve incluir os termos convectivos nas equações de Navier-Stokes, principalmente para os casos das maiores folgas radiais e menores temperaturas de escoamento da mistura.

REFERÊNCIAS

- Costa, C. M. F. N., Ferreira, R. T. S. and Prata, A. T., 1990, Considerations About the Leakage Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, Vol. II, p. 853-863.
- Gasche, J. L., 1992, Escoamento Laminar Através de Válvulas Excêntricas de Compressores de Refrigeração, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil, 149p.
- Gasche, J. L., 1996, Escoamento de Óleo e Refrigerante Através da Folga Radial em Compressores Rotativos de Pistão Rolante, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil, 238p.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1997, Escoamento de Óleo e Refrigerante Através da Folga Radial em Compressores Rotativos de Pistão Rolante, XIV COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica,, Bauru-SP, Brasil, anais em CD ROM, COB313.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1998a, Transient Flow of the oil Through the Radial Clearance in Rolling Piston Compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, Vol. I, p. 25-30.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1998b, Escoamento Homogêneo e Transiente da Mistura Óleo-Refrigerante Através da Folga Radial em Compressores Rotativos de Pistão Rolante, VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas – ENCIT98, Rio de Janeiro-RJ, Brasil, Vol. I, p. 419-424.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1999, Transient Flow of the Oil-refrigerant Mixture Through the Radial Clearance in Rolling Piston Compressors, Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division, AES-Vol. 39, p. 119-127.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 2000, Two-Phase Flow of Oil-refrigerant Mixture Through the Radial Clearance in Rolling Piston Compressors, Paper submitted to the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, July 25-28.
- Huang, Y., 1994, Leakage Calculation Through Clearances, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, Vol. I p. 35-40.

- Krueger, M., 1988, Theoretical Simulation and Experimental Evaluation of an Hermetic Rolling Piston Rotary Compressor, Master Thesis in Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, EUA.
- Lee, J., Min, T. S., 1988, Performance Analysis of Rolling Piston Type Rotary Compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, p. 154-162.
- Leyderman, A. D., Lisle, H. H., 1995, Modeling of Leakage Through Small Clearances in a Hermetic Rotary Compressor. Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications - ASME. AES - Vol. 34, p. 99-106.
- Pandeya, P., Soedel, W., 1978, Rolling Piston Type Rotary Compressors with Special Attention to Friction and Leakage, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, p. 209-218.
- Patankar, S. V., (1980), Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publ. Corp., Washington, D.C.
- Sakurai, E., Hamilton, J. F., 1984, The Prediction of Frictional Losses in Variable-Speed Rotary Compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, p. 331-338.
- Xiuling, Y.; Zhiming, C.; Zhen, F., 1992, Calculating Model and Experimental Investigation of Gas Leakage,. International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, Vol. IV p. 1249-1255.
- Yanagisawa, T., Shimisu, T., 1985a, Leakage Losses with a Rolling Piston Type Rotary Compressor I. Radial Clearance on the Rolling Piston, International Journal of Refrigeration, Vol. 8 n2 , p. 75-84.
- Yanagisawa, T., Shimisu, T., 1985b, Leakage Losses with a Rolling Piston Type Rotary Compressor II. Leakage Losses Through Clearances on Rolling Piston Faces, International Journal of Refrigeration, Vol. 8 n3, p. 152-158.
- Zhen, F., Zhiming, C., 1994, A Calculating Method for Gas Leakage in Compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, EUA, Vol. I p. 47-53.

TWO-PHASE FLOW OF OIL-REFRIGERANT MIXTURE THROUGH THE RADIAL CLEARANCE IN ROLLING PISTON COMPRESSORS: A COMPLETE HOMOGENEOUS MODEL

Abstract. *Gas leakage through the radial clearance is an important cause of volumetric efficiency loss in rolling piston compressors. A good understanding of its mechanism is essential in any attempt to increase the volumetric efficiency of the compressor. In this work the gas leakage is considered to be caused by a mixture composed by oil and refrigerant dissolved in it. The mixture flow is modeled as a stationary homogeneous two-phase flow using complete momentum equations written in bicylindrical coordinate system. The finite volume methodology is used to solve the resultant equations system. The results obtained are compared to those obtained by Gasche et al. (2000), who used a simplified two-phase homogeneous model and they show that the discrepancy in the calculation of refrigerant mass flow rate resulting from both models can reach 30% for flows in lower temperatures through greater clearances.*

Keywords: Two-phase flow, Homogeneous, Oil-refrigerant mixture, Radial Clearance