



EFEITO DO AJUSTE DA BOMBA NO VAZAMENTO DE REFRIGERANTE PELA FOLGA RADIAL EM COMPRESSORES ROTATIVOS DE PISTÃO ROLANTE

José L. Gasche

Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira/UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica
Cx.P. 31 – 15385-000 – Ilha Solteira, SP – Brasil

Rogério T. S. Ferreira

Álvaro T. Prata

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
Cx.P. 476 – 88040-900 – Florianópolis, SC – Brasil

***Resumo.** Neste trabalho, o vazamento de gás refrigerante pela folga radial em compressores rotativos de pistão rolante é estimado através da modelagem do escoamento de uma mistura composta de óleo e gás refrigerante. O aspecto transiente do escoamento é levado em consideração introduzindo-se a variação temporal da diferença entre as pressões de compressão e de sucção, da velocidade tangencial do pistão rolante e da variação da dimensão da folga radial devido ao ajuste da bomba durante a montagem do compressor. Estes parâmetros são obtidos através da modelagem do processo de compressão do gás, da dinâmica do pistão rolante e através de relações geométricas dos componentes da bomba. Os resultados mostram que a quantidade de gás refrigerante R22 que vaza pela folga radial é reduzida de 26 a 81% em relação aquela prevista pelo modelo que não considera o efeito do ajuste da bomba.*

Palavras-chave: Compressor, Pistão Rolante, Folga Radial, Mistura Óleo-refrigerante

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 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. Estima-se 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 para calcular a eficiência volumétrica do compressor.

Durante a operação de compressão a folga radial é preenchida com óleo que serve tanto como lubrificante quanto como selante, para prevenir o vazamento de gás refrigerante da câmara de compressão para a câmara de sucção, ver Figura 1. Gasche (1997) apresenta uma ampla discussão sobre os vários aspectos associados ao vazamento de gás refrigerante pela

folga radial e propõe um primeiro modelo para calcular este vazamento, usando o escoamento estacionário de óleo puro por esta folga.

O escoamento do óleo lubrificante pela folga radial é essencialmente produzido pela diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de sucção e pela velocidade tangencial do pistão rolante, que é causada pela sua rotação. No compressor real estes parâmetros não são constantes durante o processo de compressão. Gasche *et al.* (1994) apresenta resultados mostrando a importância da velocidade tangencial na modelagem deste escoamento. Um segundo modelo para o escoamento de óleo puro pela folga radial é apresentado por Gasche *et al.* (1998a), no qual estes parâmetros são introduzidos no modelo do escoamento pela folga radial, tornando o modelo mais realista. Gasche *et al.* (1998b) apresenta um outro modelo para este escoamento, no qual considera o escoamento de uma mistura composta de óleo e refrigerante, uma vez que, na realidade, existe gás refrigerante dissolvido no óleo lubrificante. Neste modelo, Gasche *et al.* (1998b) também considera os aspectos transientes do escoamento ao introduzir as variações temporais da pressão de compressão e da velocidade tangencial do pistão rolante. Entretanto, ainda não leva em conta um outro aspecto transiente do escoamento, isto é, a variação da dimensão da folga radial durante o processo de compressão do gás. Este efeito é consequência do desalinhamento entre as linhas de centro do cilindro e do eixo de acionamento durante a montagem da bomba.

Neste trabalho, o modelo do escoamento da mistura óleo-refrigerante pela folga radial inclui todos os aspectos considerados por Gasche *et al.* (1998b), ou seja, um modelo de escoamento monofásico, homogêneo e transiente, que leva em conta os valores instantâneos da diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de sucção e da velocidade tangencial do pistão rolante. Além disso, o presente trabalho incorpora a variação da folga radial devido ao ajuste da bomba, um outro aspecto transiente que se mostrou relevante na modelagem. Estes parâmetros transientes são obtidos aqui através das modelagens do processo de compressão do gás e da dinâmica do pistão rolante e através de relações geométricas entre as partes componentes da bomba.

O vazamento de gás refrigerante pode ser computado usando-se a vazão da mistura calculada pelo modelo e a diferença de solubilidade do gás refrigerante no óleo existente nas condições das câmaras de compressão e de sucção. Quando todos os outros componentes de perda de massa forem conhecidos, a eficiência volumétrica do compressor poderá ser enfim calculada.

1.1 Ajuste da Bomba

O mecanismo de compressão do compressor de pistão rolante, denominado de bomba, cujas partes principais são mostradas na Fig. 2, é montado procurando-se manter uma folga radial mínima na região de máxima pressão de compressão durante a sua operação. Este procedimento tem como objetivo reduzir o vazamento de gás refrigerante pela folga. Fundamentalmente, a magnitude da folga é decidida pelo projeto e, na prática, mantida dentro da tolerância pelo “casamento” seletivo das partes elementares da bomba, quando o compressor é montado. Desta forma, a folga radial mínima é determinada pela escolha adequada das diversas peças da bomba. Para que isto ocorra, é necessária a escolha de um conjunto cilindro-pistão-eixo de acionamento tal que exista um desalinhamento entre as linhas de centro do cilindro, ponto A, e do eixo, ponto B, ambos mostrados no esquema da Fig. 1, onde este desalinhamento é caracterizado pela distância f e pelo ângulo ϕ , em relação à linha de centro do cilindro, A. Segundo Leyderman e Lisle (1995), este procedimento de desalinhamento é denominado de ajuste da bomba (*pump setting*), enquanto que o ponto de mínima folga radial é chamado de ponto de ajuste (*set point*).

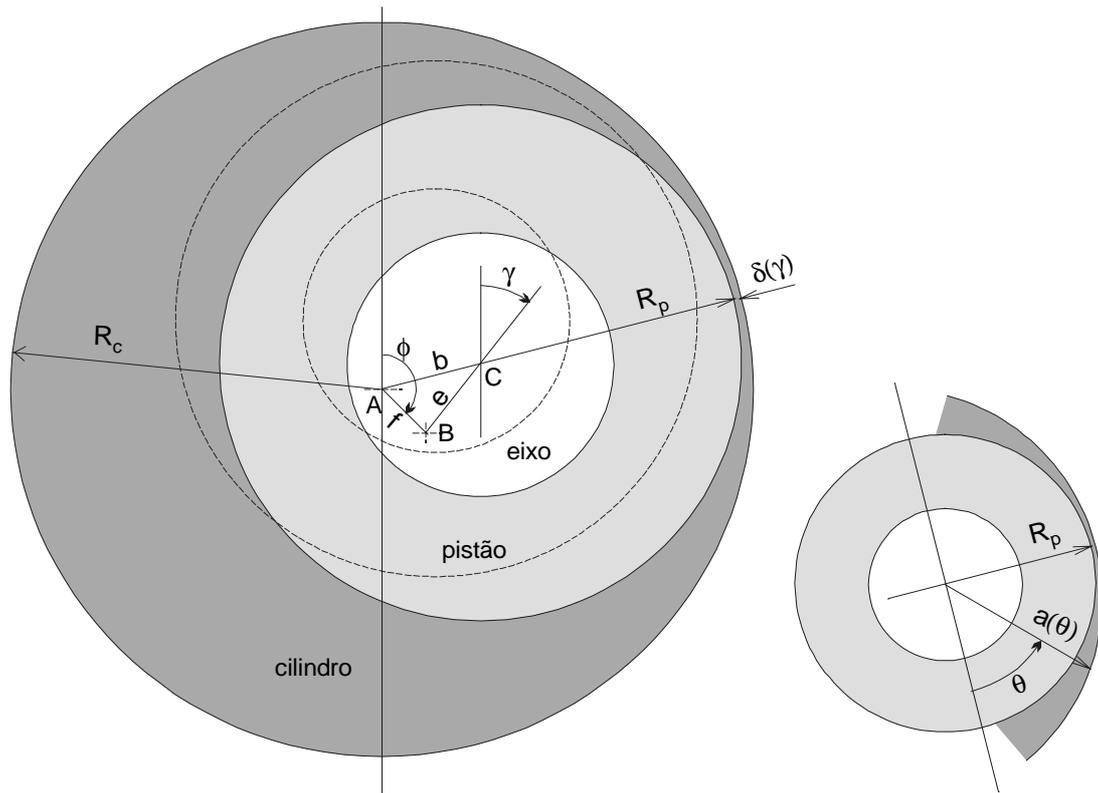


Figura 1 - Ajuste da bomba (*pump setting*)

Portanto, a folga radial, δ , torna-se função da posição angular do pistão rolante, γ , que é o ângulo formado pela linha de passa pelos pontos B e C e uma linha paralela à linha de referência do cilindro ($0 \leq \gamma \leq 360^\circ$), ou seja:

$$\delta(\gamma) = R_c - R_p - \sqrt{f^2 + e^2 + 2ef \cos(\phi - \gamma)} \quad (1)$$

O ângulo θ define a posição de uma variável dentro da região da folga radial e pode variar de 0 a 180° .

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria usada para estudar o escoamento da mistura pela folga radial é mostrada na Fig. 3. Em seu trabalho, Gasche. (1996) apresenta uma análise do efeito da forças inerciais no escoamento de óleo pela folga radial e mostra que estas forças não são importantes para a modelagem do escoamento de óleo pela folga radial. Portanto, usando o sistema de coordenadas cilíndricas, a equação da conservação da quantidade de movimento na direção θ para escoamento incompressível, considerando o equilíbrio somente entre as forças de pressão e viscosas, pode ser escrita como:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{d}{dr} \left(\mu r \frac{du}{dr} \right) \quad (2)$$

na qual μ é a viscosidade absoluta da mistura, p é a pressão e u é a componente da velocidade na direção θ .

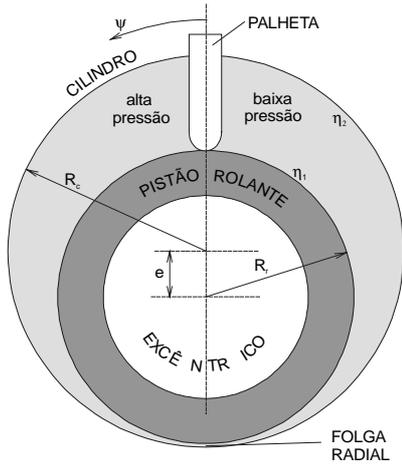
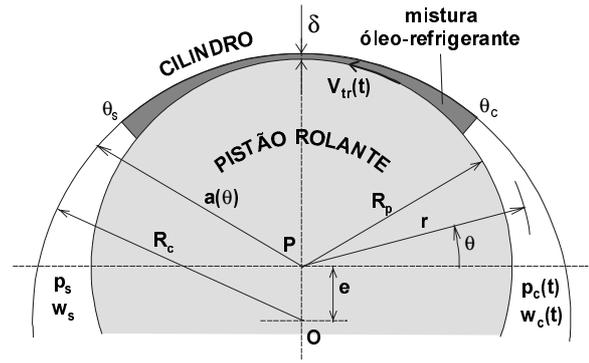


Figura 2 - Mecanismo de compressão



$$a(\theta) = \sqrt{b^2 \sin^2 \theta + R_c^2 - b^2} - b \sin \theta$$

$$b = \sqrt{f^2 + e^2 + 2 f e \cos(\phi - \gamma)}$$

Figura 3 - Geometria do problema

A Eq. 2 pode ser localmente integrada duas vezes na direção r , de R_p , onde $u=V_{tr}(t)$, a $a(\theta)$, variável que inclui a variação da folga radial com a posição do pistão rolante, onde $u=0$, resultando na seguinte equação:

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{d\theta} \left[r - a(\theta) - (R_p - a) \frac{\ln(r/a)}{\ln(R_p/a)} \right] + \frac{V_{tr}(t)}{\ln(R_p/a)} \ln(r/a) \quad (3)$$

onde $V_{tr}(t)$ é a velocidade tangencial do pistão rolante. Por outro lado, a equação da continuidade pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho u) = 0 \quad (4)$$

na qual ρ é a densidade da mistura e v a componente da velocidade na direção r . Integrando esta equação na direção r , de R_p a $a(\theta)$, usando o perfil de velocidade dado pela Eq. 3, a equação da continuidade reduz-se a:

$$\left(\frac{a^2 - R_p^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{d}{d\theta} \left[-\frac{\rho}{\mu} \frac{dp}{d\theta} f_1(\theta) + \rho V_{tr}(t) f_2(\theta) \right] = 0 \quad (5)$$

onde $f_1(\theta)$ e $f_2(\theta)$ são parâmetros geométricos dados por:

$$f_1(\theta) = (a - R_p) \left[\frac{a - R_p}{2} - \left(\frac{R_p - a}{\ln(R_p/a)} - R_p \right) \right] \quad (6)$$

$$f_2(\theta) = \left[\frac{R_p - a}{\ln(R_p/a)} - R_p \right] \quad (7)$$

A equação diferencial ordinária de segunda ordem para a pressão, Eq. 5, pode ser resolvida especificando-se ambas as pressões, de compressão e de sucção, $p_c(t)$ e p_s , e a velocidade tangencial do pistão rolante, $V_{tr}(t)$. A pressão de compressão é obtida através da modelagem do processo de compressão do gás refrigerante e a velocidade tangencial resulta do modelo da dinâmica do pistão rolante. A pressão de sucção é considerada constante neste trabalho e representa bem as condições reais de operação do compressor. A pressão de compressão e a velocidade tangencial são obtidas considerando-se a compressão de R22 e os resultados são mostrados nas Figs. 4 e 5. A Fig. 6 mostra a forma de variação da folga radial com o ângulo de rotação γ , cuja representação temporal equivalente foi determinada por intermédio da velocidade angular do pistão, para condições características da bomba. Maiores detalhes desta formulação podem ser encontrados em Gasche (1996).

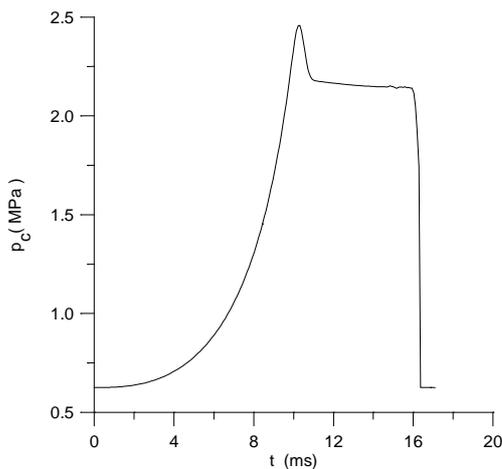


Figura 4 - Pressão de compressão durante uma revolução completa do pistão rolante

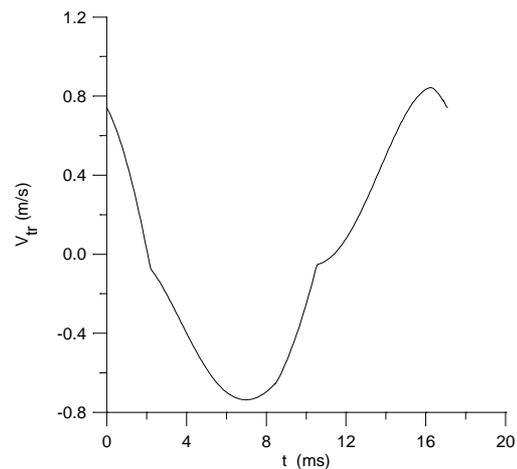


Figura 5 - Velocidade tangencial durante uma revolução completa do pistão rolante

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste modelo, o escoamento transiente da mistura é considerado monofásico, ou seja, sem a formação de bolhas de gás refrigerante, e homogêneo, no qual as propriedades físicas da mistura são supostas uniformes ao longo do escoamento. A formulação do problema é idêntica àquela apresentada por Gasche *et al.* (1998) para o escoamento transiente de óleo puro. A única diferença reside no cálculo das propriedades físicas, que é efetuado em função da concentração de gás refrigerante no óleo e da temperatura e pressão da mistura. As propriedades físicas da mistura são calculadas usando-se uma concentração média de gás refrigerante dissolvido no óleo ao longo de uma revolução completa do pistão. Para isto, determina-se a concentração em uma temperatura de mistura na bomba constante e a pressão de compressão durante uma revolução completa (t_{ciclo}) do pistão rolante, $w_c = w_c(p_c, T_{mist})$, e calcula-se uma concentração média no tempo, dada pela Eq. 8.

$$\bar{w} = \frac{1}{t_{ciclo}} \int_0^{t_{ciclo}} w_c [p_c(t), T_{mist}] dt \quad (8)$$

A equação diferencial para a pressão, Eq. 5, e as condições de contorno associadas são discretizadas usando-se uma metodologia de volumes finitos. Malhas desconstruídas com respeito à pressão são usadas para a velocidade u . A integração numérica do termo de gradiente de pressão é efetuada usando um esquema de diferença central. As equações

algébricas são resolvidas através do Algoritmo da Matriz Tri-Diagonal (TDMA). Maiores detalhes sobre a discretização, bem como sobre outros aspectos da metodologia numérica de solução podem ser encontradas em Gasche (1996). A malha final utilizada para gerar os resultados a serem apresentados aqui possui 120 pontos nodais na direção θ e 500 intervalos de tempo. Um comprimento de canal equivalente a um ângulo de $\pi/3$ rad foi usado para representar o espaço da folga radial preenchida com a mistura óleo-refrigerante, considerando $\theta_c=\pi/3$ e $\theta_s=2\pi/3$, ver Fig. 3. Outros comprimentos de canal também foram usados sem afetar significativamente os resultados mostrados aqui. Óleo lubrificante SUNISO 4GSD, com propriedades físicas (μ e ρ) dadas por Sakurai e Hamilton (1984), foi usado para gerar os resultados apresentados. As dimensões do compressor utilizado também são apresentados por Gasche (1996).

Neste trabalho, a vazão instantânea de gás refrigerante ao longo de uma revolução completa do pistão rolante é calculada por:

$$\dot{m}_{R22} = \dot{m}_{mista}(t) \frac{w_c(t) - w_s}{1 - w_s} \quad (9)$$

onde $w_c(t)$ e w_s são as solubilidades do gás refrigerante na temperatura da mistura e nas pressões de compressão e de sucção, respectivamente. A vazão instantânea da mistura é representada por $\dot{m}_{mista}(t)$. A solubilidade do R22 no óleo lubrificante SUNISO 4GSD também é dada por Sakurai e Hamilton (1984).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seguir são apresentados os resultados obtidos com este modelo para uma bomba com as seguintes dimensões: $R_c=23,00$ mm, $R_p=20,11$ mm e largura, $H_p=27,00$ mm. A Fig. 6 mostra o comportamento da vazão instantânea do escoamento da mistura óleo-refrigerante para uma temperatura da mistura de 100 °C, $e=2,87$ mm, $f=15$ μ m e $\phi=3\pi/2$ rad.

Observe-se que a magnitude da vazão instantânea da mistura resulta da combinação de três componentes: diferença de pressão, p_c-p_s , velocidade tangencial, V_{tr} , e dimensão da folga radial, δ . Note-se que a vazão da mistura no início do ciclo é controlada pela velocidade tangencial; mesmo com o aumento da folga radial e pressão de compressão, o que causaria um crescimento da vazão, a vazão é reduzida devido à queda da velocidade tangencial. Em seguida, os efeitos da pressão de compressão e da folga radial tornam-se preponderantes e a vazão começa a aumentar. Posteriormente, apesar da pressão de compressão e da velocidade tangencial aumentarem, existe uma redução da vazão devido à diminuição da magnitude da folga radial. Ocorre, então, um outro ponto de vazão mínima, próximo à região de folga mínima. A partir deste ponto, a vazão retoma seu crescimento devido ao aumento simultâneo da folga e da velocidade tangencial, visto que a pressão de compressão permanece praticamente constante. Finalmente, a vazão cai ao valor inicial do ciclo, em função da queda da pressão de compressão, e o ciclo se repete.

A Fig. 7, por outro lado, apresenta a massa total de vazamento, obtida a partir da integração da vazão instantânea ao longo do ciclo de compressão, de ambos, refrigerante e mistura, em função do ângulo ϕ . Desta forma, pode-se determinar o valor de ϕ em que a massa total de vazamento de refrigerante é mínima. Este ângulo é denominado aqui de ϕ_{min} . Ao contrário, ϕ_{max} é o ângulo para o qual obtém-se o máximo vazamento de gás refrigerante. Nota-se que o ângulo em que ocorre a vazão mínima da mistura é um pouco menor do que ϕ_{min} .

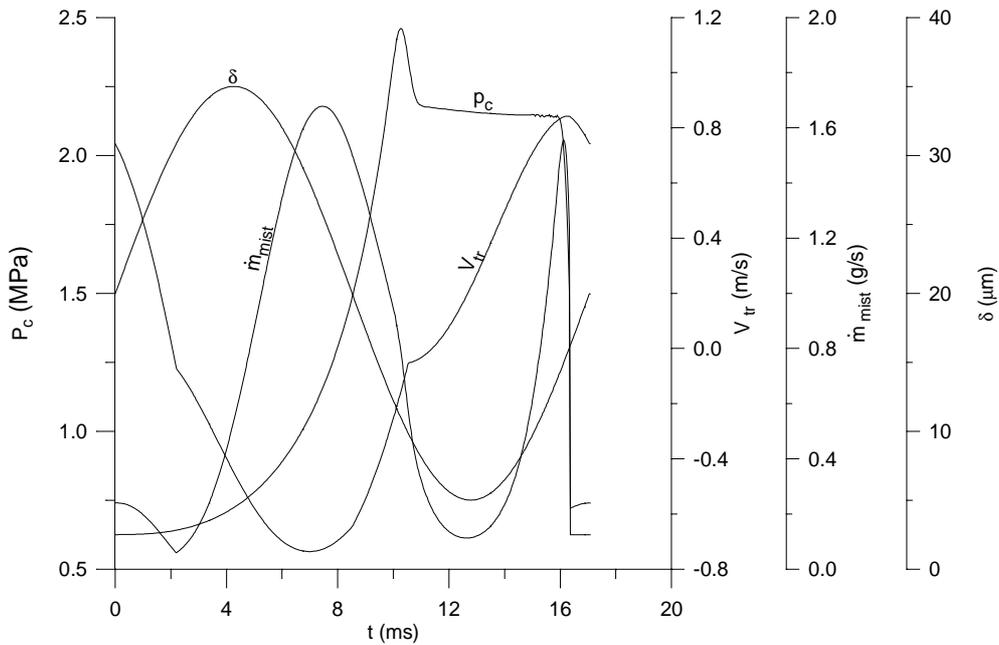


Figura 6 - Vazão instantânea do escoamento da mistura a 100 °C, considerando δ variável

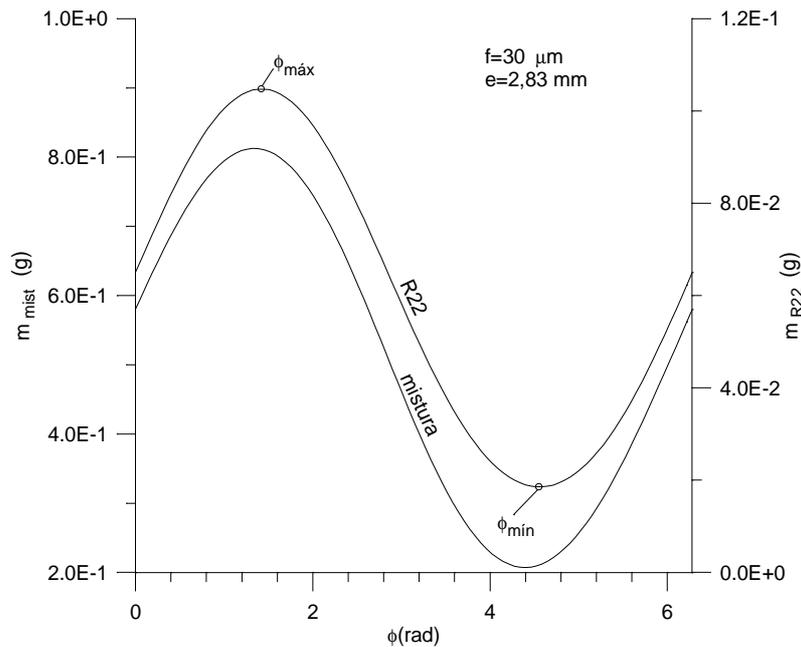


Figura 7 - Massa total de vazamento em função do ângulo ϕ

A Tab.1 apresenta as massas totais de vazamento da mistura e de R22 para o valor de ϕ_{\min} , denominadas $m_{\text{mist},\min}$ e $m_{\text{R22},\min}$, respectivamente, considerando várias excentricidades, vários f 's e três temperaturas distintas: 80, 100 e 120 °C. Note-se que $\phi_{\min}=4,6$ rad é bastante representativo quando se analisa todos os casos. Para temperatura e excentricidade constantes, um aumento de f reduz o vazamento de refrigerante. Isto ocorre devido à maior redução da folga radial na região de alta pressão de compressão quando f aumenta; a Fig. 8 comprova esta argumentação. Observa-se que o crescimento de f reduz a vazão instantânea de refrigerante, principalmente na região de alta pressão de compressão.

Tabela 1 - Massas totais de vazamento da mistura e de R22 para o valor de ϕ_{\min}

T=80 °C $\bar{w} = 0,1661 \text{ kgR22 / kgmist}$				
e (mm)	f (μm)	ϕ_{\min} (rad)	$m_{\text{mist,min}}$ (g)	$m_{\text{R22,min}}$ (g)
2,83	10	4,59	0,3210	0,0634
	30	4,59	0,2099	0,0322
	50	4,59	0,1684	0,0163
2,85	10	4,59	0,1037	0,0197
	20	4,59	0,0759	0,0117
	30	4,59	0,0624	0,0070
2,87	5	4,59	0,0181	0,0035
	10	4,59	0,0131	0,0021
	15	4,59	0,0106	0,0012
T=100 °C $\bar{w} = 0,1007 \text{ kgR22 / kgmist}$				
2,83	10	4,59	0,3246	0,0362
	30	4,59	0,2123	0,0185
	50	4,52	0,1647	0,0095
2,85	10	4,59	0,1048	0,0113
	20	4,59	0,0768	0,0068
	30	4,52	0,0615	0,0041
2,87	5	4,59	0,0183	0,0020
	10	4,59	0,0132	0,0012
	15	4,59	0,0107	0,0007
T=120 °C $\bar{w} = 0,04996 \text{ kgR22 / kgmist}$				
2,83	10	4,59	0,3406	0,0182
	30	4,59	0,2229	0,0093
	50	4,59	0,1789	0,0048
2,85	10	4,59	0,1100	0,0056
	20	4,59	0,0806	0,0034
	30	4,59	0,0664	0,0021
2,87	5	4,59	0,0193	0,0010
	10	4,59	0,0139	0,0006
	15	4,59	0,0113	0,0004

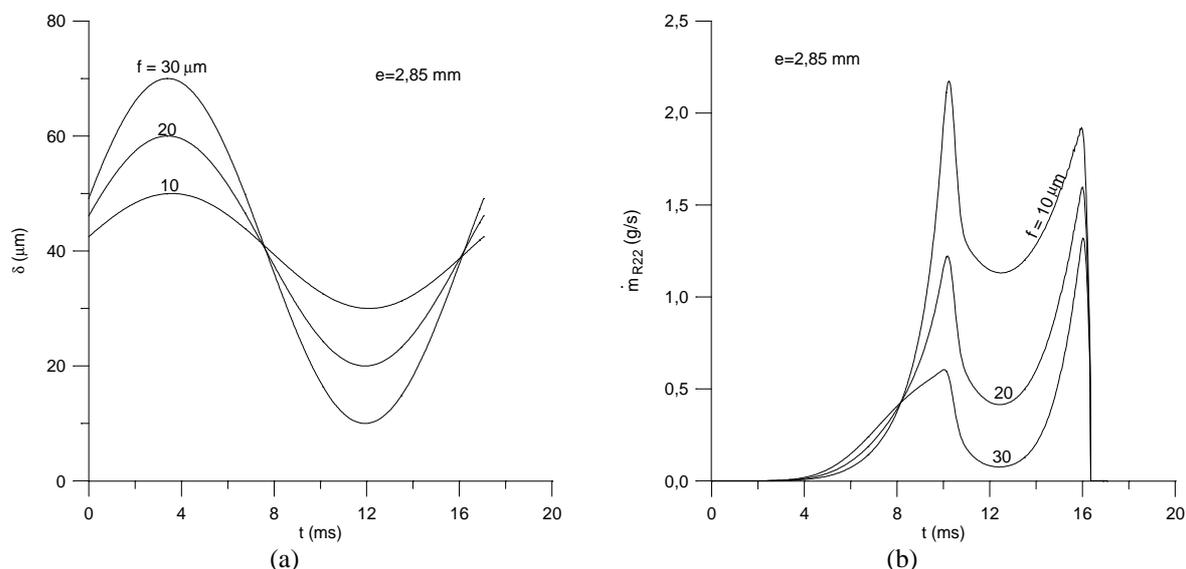


Figura 8 - Variação da folga radial e vazão instantânea de R22 em função de f

O mesmo efeito é obtido quando se mantém f constante e se aumenta a excentricidade, e. A vazão de refrigerante diminui devido à mesma razão, isto é, ao aumento da variação da folga radial, o que conduz a uma folga cada vez menor, exatamente na região de maior pressão de compressão, região onde a vazão da mistura é mais elevada.

A introdução da folga radial variável no modelo do escoamento da mistura reduz sensivelmente a massa de vazamento de refrigerante calculada. A Tab. 2 apresenta uma comparação entre os modelos que usam folgas constante, Gasche *et al.* (1998b), e variável, do presente trabalho. No modelo de folga variável, usa-se um valor médio para δ em função da excentricidade. Independentemente do valor de f , tem-se: para $e=2,87$ mm, $\delta_{\text{médio}}=20$ μm ; para $e=2,85$ mm, $\delta_{\text{médio}}=40$ μm ; e para $e=2,83$ mm, $\delta_{\text{médio}}=60$ μm .

Conforme apresentado na Tab. 2, o uso da folga radial, δ , variável no presente modelo, reduz de 26 a 81% a massa de vazamento de refrigerante durante o ciclo de compressão, $\%_1$. Com isto, a porcentagem em relação à massa total de refrigerante comprimida, $\%_2$, também fica substancialmente reduzida. Estes resultados mostram, portanto, a importância da inclusão da variação da folga radial no modelo do escoamento da mistura.

Tabela 2 - Vazamentos totais de R22 calculados pelos modelos de folga constante e variável

T (°C)	δ (μm)	$m_{\delta=\text{cte}}$ (g)	f (μm)	$m_{\delta=\text{var}}$ (g)	$\%_1$	$\%_2$
80	20	0,0056	5	0,0035	37	1,5
			10	0,0021	63	0,9
			15	0,0012	78	0,5
	40	0,0314	10	0,0197	37	8,6
			20	0,0117	63	5,1
			30	0,0070	78	3,0
	60	0,0861	10	0,0634	26	27,6
			30	0,0322	63	14,0
			50	0,0163	81	7,1
100	20	0,0032	5	0,0020	37	0,9
			10	0,0012	62	0,5
			15	0,0007	78	0,3
	40	0,0179	10	0,0113	37	4,9
			20	0,0068	62	2,9
			30	0,0041	77	1,8
	60	0,0491	10	0,0362	26	15,7
			30	0,0185	62	8,1
			50	0,0095	81	4,1
120	20	0,0016	5	0,0010	37	0,4
			10	0,0006	62	0,3
			15	0,0004	78	0,2
	40	0,0090	10	0,0056	37	2,4
			20	0,0034	62	1,5
			30	0,0021	77	0,9
	60	0,0246	10	0,0182	26	7,9
			30	0,0093	62	4,1
			50	0,0048	80	2,1

$\%_1$ redução em relação ao modelo de folga constante

$\%_2$ razão para a massa total de refrigerante comprimida (0,23 g de R22)

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um modelo para o vazamento de gás refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante, baseando-se no escoamento de uma mistura composta de óleo e gás refrigerante dissolvido. O escoamento transiente é considerado como monofásico e homogêneo, onde as propriedades físicas da mistura são assumidas uniformes ao longo do escoamento e calculadas com base numa concentração média de gás refrigerante dissolvido no óleo. Aspectos transientes são incorporados nas variações temporais da diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de sucção e da velocidade tangencial do pistão rolante, que são as duas forças motrizes do escoamento. A novidade do modelo

reside na inclusão de mais um efeito no escoamento transiente, isto é, a variação da dimensão da folga radial ao longo do processo de compressão, causada pelo ajuste da bomba (*pump setting*) durante a montagem do compressor. Os resultados obtidos mostram que a introdução desta variação reduz em até 81% a massa total de vazamento de gás refrigerante, em relação aos resultados obtidos com o modelo de folga radial constante, o que mostra a importância da inclusão do ajuste da bomba na modelagem do vazamento. Assim, a massa total de vazamento pode representar cerca de 30% da massa total de refrigerante comprimida, o que constitui uma parcela significativa das perdas internas de refrigerante.

REFERÊNCIAS

- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1994, Influence of the Roller Velocity on the Flow of Lubricating Oil in a Rolling Piston Compressor, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, V. I p. 347-352.
- Gasche, J. L., 1996, Escoamento de Óleo e Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brazil.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1997, Escoamento de Óleo e Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante, *XIV COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Bauru-SP, proceedings in CD ROM.
- 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, aceite para publicação.
- Gasche, J. L., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1998b, Escoamento Homogêneo e Transiente da Mistura Óleo-Refrigerante pela Folga Radial em Compressores de Pistão Rolante, *VII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas – ENCIT98*, Vol. I, pp. 419-424, Rio de Janeiro-RJ, 1998.
- 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 - V. 34*, p. 99-106.
- Sakurai, E., Hamilton, J. F., 1984 “The Prediction of Frictional Losses in Variable-Speed Rotary Compressors”, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, p. 331-338.

EFFECT OF PUMP SETTING ON THE LEAKAGE OF REFRIGERANT GAS THROUGH THE RADIAL CLEARANCE IN ROLLING PISTON COMPRESSORS

Abstract: *In this work, the refrigerant gas leakage through the radial clearance in Rolling Piston Compressors is estimated by modeling the oil-refrigerant gas mixture flow. Transient aspects of the flow are considered by introducing time-varying pressure difference between the compression and the suction chambers, time-varying tangential velocity of the rolling piston and time-varying radial clearance (this occurs when setting the pump during the compressor assembly). These parameters are obtained by modeling the compression process of the gas and the rolling piston dynamics and by using geometric relations of the pump components. The results show that the refrigerant leakage through the radial clearance predicted with the present model is 26 to 81% lower than that obtained with constant radial clearance.*

Keywords: Compressor, Rolling Piston, Radial Clearance, Oil-refrigerant Mixture