

ANÁLISE DO VAZAMENTO INTERNO DE GÁS SOBRE O DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE

Alberto R. Gomes

Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
alberto@polo.ufsc.br

César J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
deschamps@polo.ufsc.br

Resumo. *Compressores de pistão rolante possuem grande aplicação em condicionadores de ar e refrigeradores. Um dos fatores mais importantes sobre a eficiência desse tipo de compressor é o vazamento interno de fluido refrigerante através das folgas de seus diversos componentes, bem como entre as câmaras de sucção e de compressão. A partir de um modelo termodinâmico, uma análise do efeito de vazamentos sobre o desempenho do compressor é realizada para dois compressores (volumes deslocados) e considerando a presença ou não de óleo lubrificante.*

Palavras chave: compressor de pistão rolante, eficiência energética de compressores, vazamentos em compressores.

1. Introdução

Até meados da década de 70, os compressores alternativos dominavam o mercado de refrigeração e condicionamento de ar. A confiabilidade era o fator de maior interesse e parâmetros como eficiência, peso e tamanho não tinham a mesma importância. Porém, com o aumento do preço dos combustíveis e a necessidade crescente de conservação dos recursos energéticos, estes parâmetros começaram a ser requisitos cruciais para a indústria de refrigeração e condicionamento de ar. Com isso o compressor alternativo sofreu inúmeras modificações de projeto a fim de atender as novas necessidades. Neste mesmo período houve um grande desenvolvimento e aprimoramento das técnicas de fabricação, possibilitando que outros compressores, tais como o de pistão rolante e o de espiras, limitados até então por problemas de selagem e tolerâncias de montagem, pudessem ser produzidos em grande escala. Atualmente estes compressores dominam o mercado de condicionamento de ar, com destaque aos compressores rotativos de pistão rolante que predominam as aplicações residenciais com capacidades de refrigeração desde 5.000 até 30.000 Btu/h. Além disto, o surgimento de novas necessidades em refrigeração e condicionamento de ar vêm possibilitando a utilização desses compressores em outras aplicações, o que tem aumentado ainda mais o interesse em pesquisas nesta tecnologia de compressão.

Conforme pode ser visto na Figura 1, no compressor de pistão rolante a câmara de compressão é composta por dois cilindros: um fixo e outro móvel. O cilindro móvel, também denominado de pistão rolante, é montado ao excêntrico do eixo de acionamento e gira dentro do cilindro fixo. Uma palheta, pressionada por uma mola, é empurrada contra o pistão rolante formando as câmaras de sucção e de descarga. Diferentemente do compressor alternativo, não há a necessidade de válvulas de sucção, sendo que os processos de sucção e descarga são realizados simultaneamente.

Na Figura 2 pode-se observar a evolução do ciclo de operação de um compressor de pistão rolante. À medida que o pistão rolante gira o volume da câmara de sucção aumenta, reduzindo a pressão interna e succionando o vapor para o interior da câmara. É necessária então, uma revolução completa do pistão rolante para que preencha completamente a câmara de sucção. Após o enchimento, o pistão rolante começa a segunda revolução, comprimindo o vapor succionado no ciclo anterior. O processo de descarga ocorre quando a pressão dentro da câmara de compressão estabelece uma diferença de pressão com a linha de descarga, suficiente para abrir a válvula de descarga, usualmente de funcionamento automático.

Deve ser observado que, em uma mesma revolução, os processos de sucção e compressão ocorrem simultaneamente. Assim, enquanto a câmara de sucção está succionando vapor, a câmara de compressão comprime o vapor succionado no ciclo anterior. Em função disto, o processo apresenta um padrão mais contínuo, com menos pulsação, comparado aos compressores alternativos, nos quais em um mesmo ciclo ocorrem os processos de sucção e de descarga.

Devido as suas características geométricas, um aspecto fundamental para a eficiência do compressor de pistão rolante é o vazamento de fluido refrigerante. Além de afetar diretamente a eficiência volumétrica, os vazamentos comprometem também a eficiência isentrópica, pois grande parte do vazamento se refere a um fluido que já havia sido comprimido. Deste modo, o conhecimento dos fenômenos físicos e dos principais aspectos que atuam sobre o vazamento é de extrema importância para o projeto de um compressor de elevada eficiência energética.

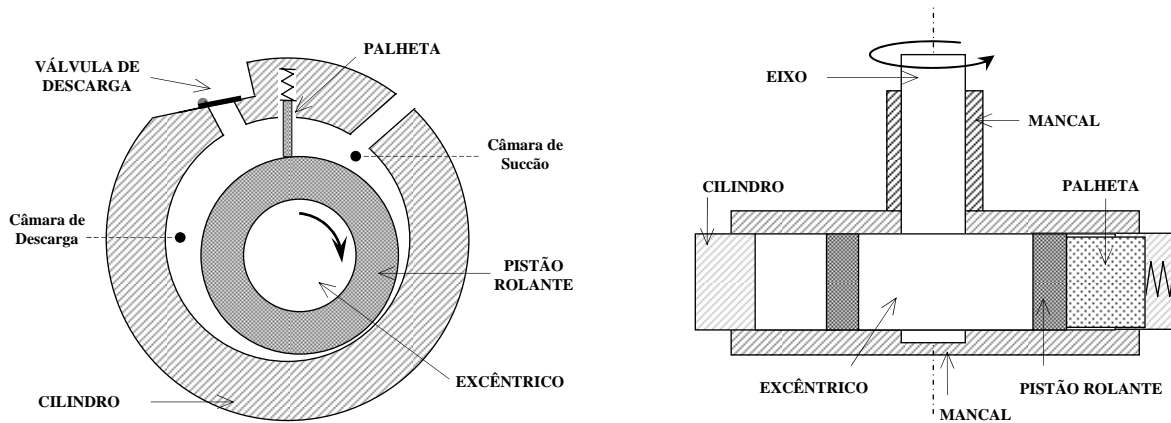


Figura 1 - Esquema típico de um compressor rotativo de pistão rolante.

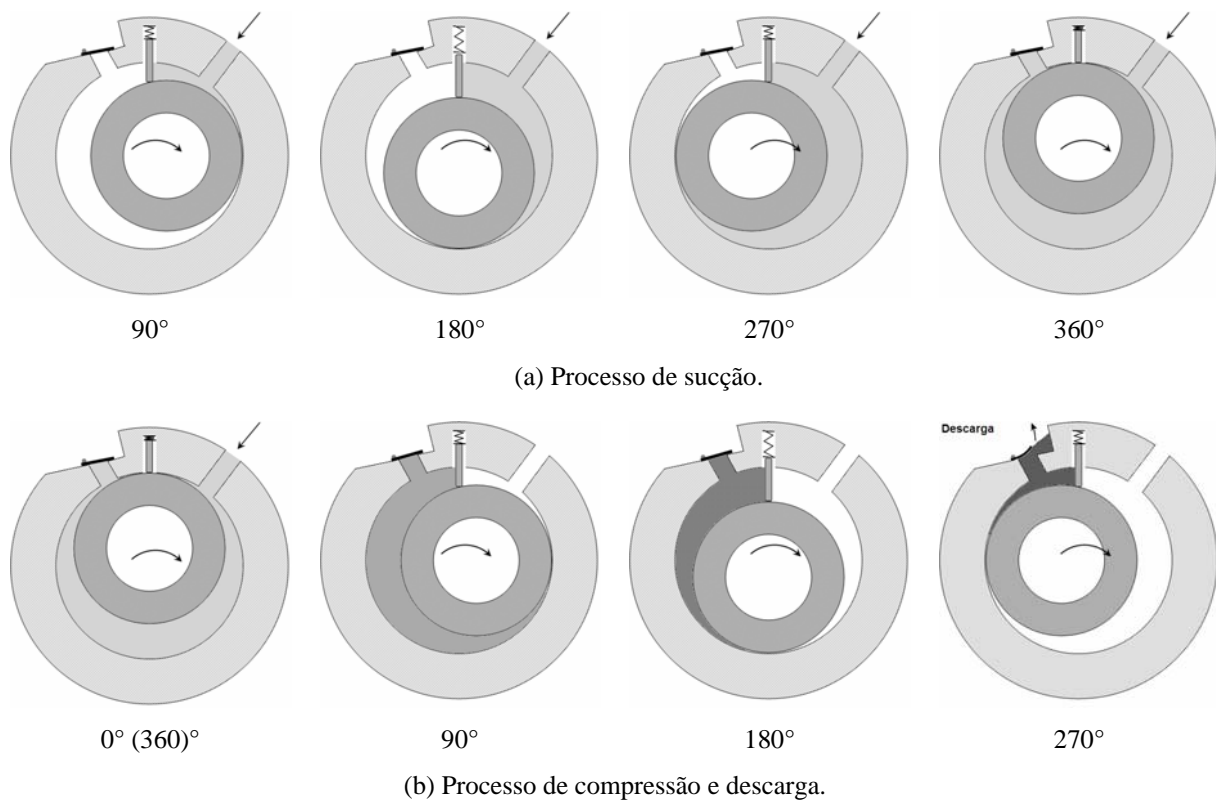


Figura 2 - Processo de compressão do compressor rotativo de pistão rolante.

Padhy *et al.* (1994) apresentam uma modelagem matemática para a transferência de calor em um compressor rotativo de pistão rolante. O modelo apresentado baseia-se em balanço térmico utilizando a primeira lei da termodinâmica e conservação da massa para o cálculo das propriedades durante o processo de compressão dentro do cilindro. Os coeficientes de transferência de calor são calculados por equações empíricas/teóricas, adaptadas a cada parte do compressor. São utilizados modelos para calcular as perdas por fricção entre as partes móveis. Sendo estas juntamente com as perdas elétricas consideradas como fontes de calor adicional no sistema de equação de transferência de calor. Os modelos desenvolvidos são capazes de estimar a temperatura em diferentes pontos do compressor, calcular a transferência de calor entre os componentes e obter a perda mecânica entre as várias interfaces. Testes experimentais foram realizados para validação dos modelos, sendo que os resultados apresentaram boa concordância. Este trabalho auxiliou na compreensão sobre as perdas inerentes sob a eficiência energética desta tecnologia de compressão.

Com base nos modelos apresentados por Padhy *et al.* (1994), Puff *et al.* (1994) desenvolveram um código computacional para o funcionamento do compressor rotativo de pistão rolante. Neste apresentam uma modelagem tanto para cálculo do processo de compressão, como para as perdas mecânicas e para a dinâmica do mecanismo. O código

também é bastante flexível permitindo algumas opções para o tipo de processo de compressão (politrópico ou primeira lei), considerações para o fluido refrigerante (gás ideal ou gás real) e modelos para cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Este código servira de base para avaliação deste mecanismo de compressão no presente trabalho. Os modelos e equacionamento, juntamente com mais alguns modelos utilizados, serão apresentados nos próximos capítulos. Puff *et al.* (1994) realizaram também ensaios experimentais de eficiência e o levantamento de perfil térmico de um compressor rotativo de pistão rolante que foram comparados às simulações. Os resultados encontrados mostraram boa concordância. Mostrando desta forma, que o código apresentado representa uma excelente ferramenta para o estudo e projeto de compressores rotativos de pistão rolante.

Costa *et al.* (1990) propuseram um modelo para estimar a vazão de fluido refrigerante que ocorre por folgas do compressor, considerando um escoamento incompressível de óleo puro e avaliando o vazamento de refrigerante através de curvas da solubilidade de refrigerante em óleo na condição de equilíbrio. Além da proposição do modelo, uma outra grande contribuição de Costa *et al.* (1990) foi a visualização experimental do vazamento que evidenciaram a presença de bolhas de fluido refrigerante junto à folga mínima. Os autores concluíram sobre a necessidade de uma análise mais elaborada, considerando o escoamento bifásico, a fim de uma melhor compreensão e cálculo preciso do vazamento. Gasche (1996), dando continuidade aos trabalhos de Costa *et al.* (1990), realizou uma análise detalhada do vazamento pela folga mínima, descrevendo diversos modelos encontrados na literatura e propondo um modelo de escoamento bifásico para estimar o vazamento. O trabalho de Gasche (1996) se constitui em uma importante referência para a compreensão do escoamento e fenômenos envolvidos no vazamento pela folga mínima de compressores de pistão rolante.

O objetivo principal deste trabalho é apresentar uma análise do efeito do vazamento sobre o coeficiente de performance de compressores rotativos de pistão rolante. A partir de um modelo termodinâmico e modelos para os diferentes pontos de vazamento, a análise é realizada para duas capacidades de refrigeração e considerando a presença ou não de óleo lubrificante. Esta última visando novas aplicações em refrigeração e condicionamento de ar, cujo requisito seja a ausência de óleo no sistema.

2. Modelo termodinâmico e vazamentos

Inicialmente são apresentados os modelos que compõem o processo de compressão no compressor rotativo de pistão rolante. Em seguida são detalhados os pontos de vazamento e o modelo empregado para cálculo da vazão de fluido refrigerante em cada um destes pontos. O desenvolvimento aqui apresentado baseia-se nos trabalhos de Krueger (1988) e Gasche (1996). Maiores informações sobre os modelos podem ser encontrados nestes trabalhos. Estes modelos são empregados no código computacional utilizado neste trabalho para simulação do compressor rotativo.

2.1. Relações geométricas do cilindro

O volume e a taxa de variação do volume dentro da câmara de compressão são duas variáveis importantes na modelagem da dinâmica do pistão rolante e constituem em simples relações geométricas entre as partes do compressor.

O volume da câmara de compressão é dado por:

$$V_{cc}(\theta) = V_t - V_{cs}(\theta) - V_b(\theta) \quad (1)$$

onde,

$$V_t = \left[\pi H_c (R_c^2 - R_p^2) \right] + \left[\frac{\pi D_{od}^2}{4} H_{od} \right] \quad (2)$$

$$V_{cs}(\theta) = \left[\frac{1}{2} R_c H_c \theta \right] - \left[\frac{1}{2} R_p^2 H_c (\theta + \arcsen(ER \sen \theta)) \right] - \left[\frac{1}{2} e \sen \theta H_c C \right] - \frac{V_b(\theta)}{2} \quad (3)$$

$$V_b(\theta) = H_c B_b D - 2V_4 \quad (4)$$

$$V_4(\theta) = A_4 H_c \quad (5)$$

$$A_4 = \frac{R_b B_b}{2} - \frac{B_b R_b \cos(\alpha)}{4} - \frac{R_b^2 \alpha}{2} \quad (6)$$

$$C = e \cos \theta + R_p \sqrt{1 - ER^2 \sen^2 \theta} \quad (7)$$

$$ER = \frac{e}{R_p} \quad (8)$$

$$D = R_c - C \quad (9)$$

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{B_b}{2R_b}\right) \quad (10)$$

Nas expressões acima, R_c é o raio do cilindro fixo, H_c é a altura do cilindro fixo, R_p é o raio do externo do pistão rolante, R_b é o raio da ponta da palheta, B_b é a espessura da palheta, D_{od} é o diâmetro do orifício de descarga, H_{od} é altura do orifício de descarga, e é a excentricidade e θ é a posição angular do eixo de acionamento.

A taxa de variação do volume é dada por:

$$\dot{V}_{cc}(\theta) = \frac{dV_{cc}}{dt} = \frac{\partial V_{cc}}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (11)$$

Assumindo que a velocidade de rotação do eixo de acionamento é constante e sabendo que $\theta(t) = \varpi t$, onde $\varpi = 2\pi N$ é a velocidade angular e N é a rotação por segundo (rps) do eixo de acionamento, obtém-se:

$$\dot{\theta}(t) = \frac{d\theta}{dt} = \varpi \quad (12)$$

Desenvolvendo a Eq. (11), utilizando as equações 1, 2, 3, 4 e 5, pode-se determinar a equação final para a taxa de variação do volume dependente dos parâmetros geométricos e rotação do eixo de acionamento.

2.2. Modelo termodinâmico

A determinação da pressão dentro da câmara de compressão é realizada através da equação da conservação de energia, aplicada a um volume de controle envolvendo o gás contido no interior da câmara de compressão e orifício de descarga:

$$\dot{Q}_w + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sc} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (13)$$

Na equação acima, as seguintes hipóteses foram consideradas: i) as temperaturas das paredes expostas à troca de calor são consideradas constantes; ii) as propriedades do gás são uniformes no interior de cada volume de controle; iii) o volume de controle de sucção expande enquanto o de compressão contrai; iv) o fluxo de gás é turbulento no interior do volume de controle; v) a troca de calor com o óleo lubrificante é desprezível no interior do cilindro.

Na Eq. (13), o subscrito i refere-se ao interior do cilindro e o j refere-se às fronteiras, enquanto que a energia específica $e = u + V^2/2 + gz$. As contribuições da energia cinética e da energia potencial são insignificantes comparadas a energia interna, podendo assim ser desprezadas. Considerando a relação da termodinâmica entre entalpia e energia interna, $h = u + pv$, pode-se escrever a equação da conservação da energia na seguinte forma:

$$\dot{Q}_w + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV + \int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (14)$$

onde \dot{Q}_w é a taxa de transferência de calor por convecção entre as paredes do cilindro e o gás, dada por:

$$\dot{Q}_w = h_t A_t (T_{parede} - T) \quad (15)$$

onde A_t é a área de troca de calor, T_{parede} é a temperatura da parede do cilindro, T é a temperatura do gás no interior do cilindro e h_t é o coeficiente de troca de calor por convecção. De uma forma geral este coeficiente é calculado através de uma definição conveniente do número de Nusselt, Nu , definido para uma dimensão característica D , e obtido através de correlações experimentais.

Já \dot{W}_i é o trabalho líquido realizado pelo gás.

$$\dot{W}_i = p_i \frac{dV_i}{dt} \quad (16)$$

Os dois termos no lado direito da Eq. (14) podem ser representados da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (17)$$

$$\int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (18)$$

Através de relações termodinâmicas pode-se chegar finalmente a seguinte expressão para variação da temperatura no volume de controle ao longo do tempo:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m_i C v_i} \left[h_t A_t T_{parede} - \dot{m}_j h_j - \frac{dm_i}{dt} h_i - T \left(h_t A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v \frac{dV}{dt} - v_i \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v \frac{dm_i}{dt} \right) \right] \quad (19)$$

Juntamente com a equação da conservação da massa é possível determinar \dot{m}_j e dm_i/dt . Nestas parcelas se encontra a influência do vazamento de massa nas diversas folgas do compressor. No ciclo de operação do compressor as duas câmaras, de compressão e sucção, são avaliadas simultaneamente.

A variação da pressão com a temperatura $(\partial p/\partial T)_v$ é calculada analiticamente derivando a equação de estado de Martin-Hou a volume constante, enquanto a variação do volume com o tempo $(\partial V/\partial t)$ é calculada numericamente.

O escoamento de gás refrigerante na válvula de descarga e pelo orifício de sucção são modelados como escoamento compressível através de um bocal convergente, com condições de estagnação a montante e com áreas efetivas de escoamento obtidas através de simulação numérica.

Alem dos modelos termodinâmicos o código possui uma abordagem para o balanço de forças e dinâmica do mecanismo, podendo estimar as forças exercidas sobre o mecanismo durante o processo de compressão e calcular as perdas mecânicas envolvidas. As perdas elétricas são estimadas através da eficiência do motor elétrico obtida em literatura.

2.3. Modelos para vazamentos

Durante a operação do compressor rotativo de pistão rolante, uma grande quantidade de óleo é bombeada para as câmaras de compressão e sucção. Este óleo tem por função lubrificar as partes móveis e selar o vazamento de gás refrigerante. Porém mesmo assim, o óleo que vaza transporta uma quantidade considerável de fluido refrigerante dissolvido. Desta forma, mesmo com a presença de óleo, folgas de pequenas proporções são requeridas para obter eficiências volumétricas elevadas.

A Fig. 3 mostra os principais pontos de vazamento de gás para um compressor rotativo de pistão rolante: (1) através do ponto de contato entre pistão rolante e cilindro (folga mínima); (2) através da palheta e cilindro; (3) através das laterais da palheta; (4) através das laterais do pistão rolante e (5) através do ponto de contato entre palheta e pistão rolante.

Estes pontos ilustram o caminho preferencial do vazamento: da câmara de compressão e do meio interno da carcaça para a câmara de sucção. Todavia uma pequena parcela de refrigerante vaza para a câmara de compressão, enquanto a mesma esta com a pressão inferior a pressão de descarga, no início do processo.

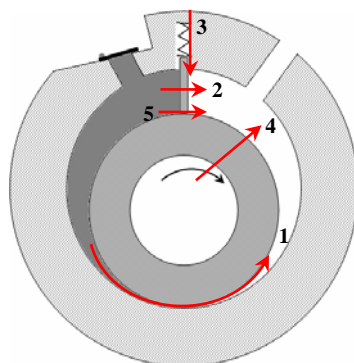


Figura 3 – Principais pontos de vazamento em um compressor de pistão rolante.

No presente trabalho o vazamento através do ponto de contato entre a palheta e pistão rolante (5) é considerado nulo. Isto se deve a hipótese de contato permanente entre pistão rolante e a palheta durante o processo. Na prática, esta hipótese pode ser alcançada com o projeto adequado do sistema palheta/mola, fazendo com que a frequência natural do sistema seja diferente da frequência de operação do compressor e aplicando uma pré-tensão na mola da palheta.

A seguir são descritos os modelos para os pontos de vazamento, considerando duas possibilidades: com e sem a presença de óleo. Na possibilidade com óleo, os modelos consideram o fluxo de óleo pelas folgas e, através da curva de solubilidade da mistura óleo / refrigerante, avaliam o vazamento de fluido refrigerante. Desta forma, torna-se essencial o conhecimento de curvas de solubilidade para cada par óleo/refrigerante a ser simulado.

2.3.1 Modelos para vazamento através do ponto de contato entre pistão rolante e cilindro - folga mínima (1)

O vazamento pela folga mínima representa o maior vazamento de refrigerante em compressores rotativos de pistão rolante. Devido a esta importância vários trabalhos foram desenvolvidos a fim de estudar e conhecer a fundo as características do escoamento nesta região. Em Ferreira *et al.* (1992) analisaram este escoamento e propõe ao final um modelo analítico (equação 25) para ao fluxo de óleo pela folga mínima, o qual será utilizado neste trabalho.

$$\dot{m}_{oleo1} = 0.0162 \mu \delta_{min} \left[(P_{up} - P_{do}) \rho_{oleo} \left(\frac{\delta_{min}}{\mu} \right)^2 \right] \left[\frac{H_c}{\delta_{min}} \right]^{-0.504} \quad (20)$$

onde δ_{min} é a folga radial (folga mínima) entre pistão rolante e cilindro.

Com base na solubilidade (*sol*) do refrigerante no óleo é possível obter o fluxo de refrigerante vazado.

$$\dot{m}_{gas1} = sol \dot{m}_{oleo1} \quad (21)$$

Para a condição sem óleo, todos os pontos de vazamento de gás são modelados como um escoamento isentrópico de gás ideal em um canal convergente divergente. Com isso utiliza-se a Eq. (22) para o cálculo de fluxo de refrigerante vazado.

$$\dot{m}_{gas} = A_{ef} P_{up} \left[\frac{2k}{(k-1)RT_{up}} \right]^{1/2} \left[r^{2/k} - r^{(k+1)/k} \right]^{1/2} \quad (22)$$

onde T_{up} é a temperatura a montante, $r = P_{do} / P_{up}$ é a razão entre a pressão a jusante (P_{do}) e a montante (P_{up}). O modelo avalia a condição de escoamento crítico através da razão crítica de pressão:

$$r = r_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad (23)$$

2.3.2 Modelos para vazamento através da palheta e cilindro (2)

No caso do vazamento entre palheta e pistão rolante (2) foi modelado como escoamento isentrópico de gás ideal em um canal convergente divergente. A abordagem diferenciada neste ponto foi tomada devido à geometria da região de escoamento. Desta forma através da Eq. (22) obtém-se o fluxo de refrigerante em (2).

2.3.3 Modelos para vazamento através das laterias da palheta (3)

O fluxo de óleo através da palheta e o cilindro fixo (3) pode ser modelado como sendo um escoamento entre duas placas planas e paralelas. Considerando as hipóteses de regime permanente, propriedades constantes e fluxo laminar unidimensional, tem-se que:

$$\dot{m}_{oleo3} = \frac{H_c U \delta_{pc}}{2} - \frac{H_c \delta_{pc}^3}{12 \mu} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) \quad (24)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{P_d - P_{cil}}{L_b} \quad (25)$$

onde δ_{pc} , U , μ e $\partial P/\partial x$ são, respectivamente, a folga palheta entre palheta e cilindro, a velocidade da palheta em cada instante de tempo, a viscosidade do óleo e a variação da pressão ao longo da placa. No presente caso $\partial P/\partial x$ corresponde à razão da diferença de pressão entre a pressão de descarga (P_d) e a pressão no interior da câmara de sucção ou de descarga (P_{cil}) pelo comprimento da palheta (L_b).

Para o fluxo de refrigerante tem-se que:

$$\dot{m}_{gas3} = sol \dot{m}_{oleo3} \quad (26)$$

2.3.4 Modelos para vazamento através das laterais do pistão rolante (4)

O fluxo de óleo através destas folgas foi modelado como um escoamento entre dois discos planos e paralelos. As hipóteses admitidas neste modelo foram a de escoamento homogêneo em regime permanente com propriedades constantes. Com isso a vazão de óleo é dada por:

$$\dot{m}_{oleo4} = \int_0^{\delta_p} \rho \cdot u \cdot 2\pi r dy \quad (27)$$

Desenvolvendo a expressão para o presente caso tem-se para a câmara de sucção,

$$\dot{m}_{oleo4suc} = \left(\delta_p^3 / 4\right) \frac{(P_d - P_{cil})}{24\mu\pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} \theta d\theta \quad (28)$$

para a câmara de descarga,

$$\dot{m}_{oleo4des} = \left(\delta_p^3 / 4\right) \frac{(P_{cil} - P_d)}{24\mu\pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} (2\pi - \theta) d\theta \quad (29)$$

onde δ_p é a folga entre a palheta e o cilindro (em relação a suas alturas) e R_{pi} é o raio interno do pistão rolante.

Para o fluxo de refrigerante tem-se:

$$\dot{m}_{gas4suc} = sol \dot{m}_{oleo4suc} \quad (30)$$

$$\dot{m}_{gas4des} = sol \dot{m}_{oleo4des} \quad (31)$$

4. Resultados e discussões

A condição de operação adotada foi HBP em Check Point, com fluido refrigerante R22 e frequência de operação do compressor de 60 Hz. A avaliação do vazamento é realizada para dois volumes deslocados, 10 e 36.5 cm³/rev; e com ou sem a presença de óleo no sistema. Ou seja, além de avaliar a importância do vazamento no desempenho do compressor em duas capacidades de refrigeração, a influência da presença de óleo no sistema também foi incluída na análise. A partir de catálogos de fabricantes, observa-se que para as condições acima as capacidades de refrigeração deveriam estar situadas entre 7.200 e 30.000 Btu/h.

Para todas as simulações foram utilizadas as mesmas folgas nas regiões de vazamento, mostradas na Tab. 1. Estes valores são baseados em medições e tolerâncias de fabricação e montagem existentes. Naturalmente, uma outra possibilidade de investigação poderia ser a análise do efeito das próprias dimensões das folgas sobre o vazamento.

Tabela 1 – Folgas assumidas no compressor.

Ponto de Vazamento	Folga (µm)
Pistão rolante e cilindro - Folga Mínima (1)	23,5
Palheta e Cilindro (2)	12,0
Laterais da palheta (3)	18,0
Laterais do pistão rolante (4)	13,0

A Tab. 2 mostra os resultados da simulação para os dois compressores com e sem a presença de óleo. Observa-se que para a condição sem óleo o fluxo de massa cai em 55% para o volume deslocado de 10 cm³/rev e 44% para o volume deslocado de 36.5 cm³/rev, reduzindo assim de forma dramática a capacidade de refrigeração.

Tabela 2 – Influência do vazamento sobre o desempenho do compressor.

Descrição		10 cm ³ /rev		36,5 cm ³ /rev	
		Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
Fluxo de Massa	[kg/h]	40,1	18,5	157,7	88,2
Capacidade de Refrigeração	[Btu/h]	7104	3279	27950	15637
COP _{pv}	[W/W]	4,12	1,73	4,28	2,06

A influência da presença de óleo no vazamento pode ser verificada através da Tab. 3, onde compara-se a vazão de refrigerante que vaza pelas folgas com aquela que é succionado pelo compressor. Nota-se que o óleo no sistema, além de lubrificar as partes móveis do compressor, funciona como um selo efetivo entre as câmaras de compressão e de sucção. Por exemplo, a ausência de óleo implica em níveis de vazamento da ordem de grandeza do fluxo real bombeado, afetando diretamente a capacidade e o coeficiente de performance termodinâmico (COP_{pv}) do compressor, como já visto na Tab. 2.

Tabela 3 – Análise do fluxo de massa [kg/h] perdido por vazamento.

Descrição	10 cm ³ /rev		36,5 cm ³ /rev	
	Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
Fluxo de Massa Succionado	48,33	48,33	176,33	176,33
Fluxo de Massa Perdido por Vazamento	1,95	23,57	2,21	70,82
Fluxo de Massa Bombeado	40,10	18,50	157,70	88,20
Relação entre Fluxos $F_{\text{vazamento}}/F_{\text{succionado}}$	0,04	0,49	0,01	0,40

Outro resultado importante é a importância relativa de cada ponto de vazamento sobre a perda de capacidade e vazamento total, ilustrada nas Figs. 4 e 5 e discriminada na Tab. 4. Os resultados mostram, em ambas as condições, que o vazamento pela folga mínima é de grande relevância, um aspecto também relatado em outros trabalhos dedicados à análise do vazamento em compressores de pistão rolante. Outro ponto de vazamento importante no compressor, com a presença de óleo, acontece entre as superfícies da palheta e do cilindro (2). Nos demais pontos a presença de óleo minimiza as perdas por vazamento. Já para o compressor sem óleo o vazamento é significativo em praticamente todos os pontos, representando um grande impacto sobre a eficiência do compressor.

Tabela 4 – Fluxo de massa [kg/h] perdido em cada ponto de vazamento.

Descrição	10 cm ³ /rev		36,5 cm ³ /rev	
	Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
(1) - Fluxo na folga mínima	1,01	8,68	1,78	23,87
(2) - Fluxo pela palheta e cilindro	0,87	0,94	0,36	0,40
(3) - Fluxo na face de sucção da palheta	0,07	5,03	0,07	12,80
(4) - Fluxo face de sucção do pistão rolante	0,00	8,93	0,01	33,75
Fluxo de Massa Perdido por Vazamento	1,95	23,57	2,21	70,82

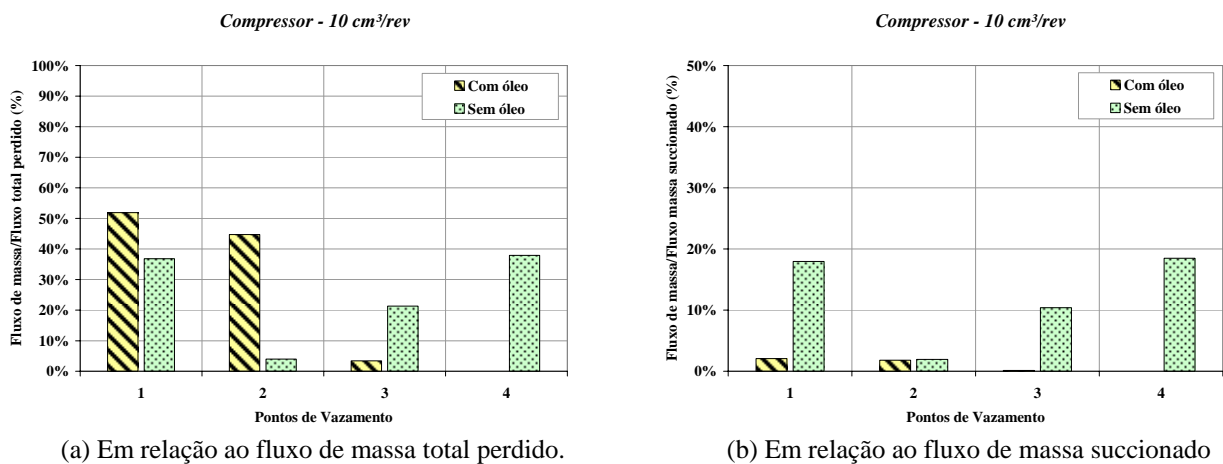


Figura 4 – Importância relativa dos pontos de vazamento – compressor de 10 cm³/rev.

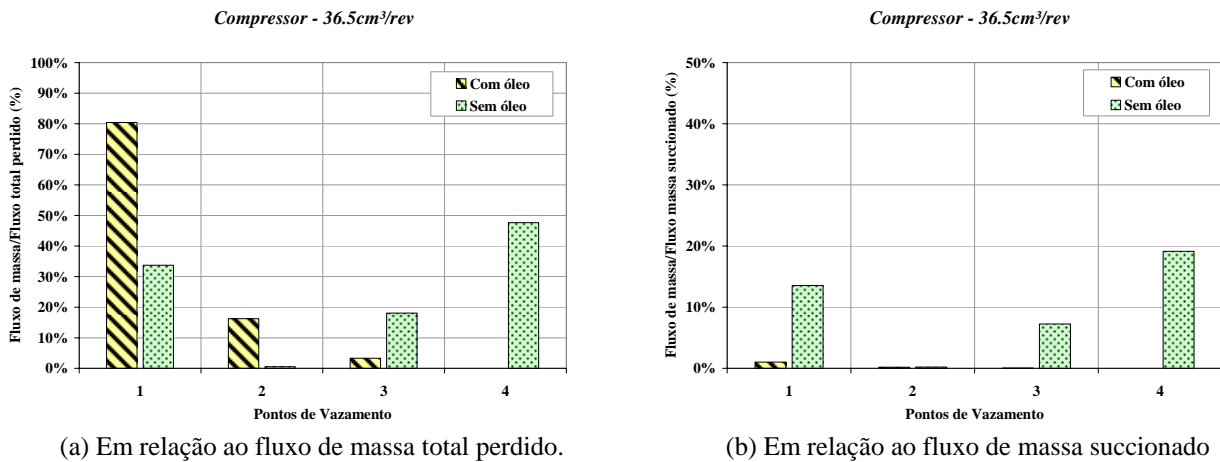


Figura 5 – Importância relativa dos pontos de vazamento – compressor de 36,5 cm³/rev.

5. Conclusões

A partir dos resultados gerados no presente trabalho, e considerando as tolerâncias fabricação atuais, conclui-se que a presença de óleo é fundamental para o desempenho do compressor de pistão rolante. Além de sua função de lubrificação de peças móveis, o óleo atua como um selo entre regiões com pressões diferentes de pressão durante o processo de compressão. De fato, a ausência de óleo gera níveis de vazamentos da ordem do fluxo de massa bombeado. O vazamento neste tipo de compressor, além de reduzir a capacidade de refrigeração, afeta também o seu desempenho pois uma parcela do trabalho de compressão do refrigerante é perdida através vazamento. O vazamento é mais influente em compressores de baixa capacidade. Portanto, nestes compressores, além da presença obrigatória de óleo é necessário um controle muito mais rigoroso das dimensões das folgas, objetivando sempre minimizá-las, mas sem aumentar em excesso a perda mecânica devido ao atrito. Em relação à importância dos pontos de vazamento, verifica-se que a folga mínima é de extrema importância para o controle do vazamento. Assim, uma geometria adequada e tolerâncias de fabricação e montagem são requeridas para o bom funcionamento do compressor de pistão rolante.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio da Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO), da Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) para a realização deste trabalho.

7. Referências

- Krueger, M., 1988, "Theoretical simulation and experimental evaluation of an hermetic rolling piston rotary compressor", M.Sc. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.
- Costa, C.M.F.N., Ferreira, R.T.S., Prata, A.T., 1990, "Considerations about the leakage through the minimal clearance in a rolling piston compressor". Proc. Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, USA, pp. 853-862.
- Padhy, S. K., Dwivedi, S. N., 1994, "Heat transfer analysis of a rolling-piston rotary compressor", International Journal of Refrigeration, vol. 17, n 6., pp. 400-410.
- Puff, R., Souza, E. A., 1994, "Programa para análise do desempenho de compressores rotativo de pistão rolante", Relatório de Engenharia, EMBRACO, Joinville, Brasil.
- Ooi, K. T., Wong, T. N., 1997, "A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators", Applied Thermal Engineering, v. 17, pp 65 - 78.
- Ferreira, R.T.S., Lillie, D.E.B., Gasche, J.L., Prata, A.T., 1992, "Bicylindrical coordinate formulation for the leakage flow through the minimal clearance in a rolling piston compressor", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 393-404.
- Gasche, J.L., 1996, "Escoamento de óleo e refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante". Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.

ANALYSIS OF INTERNAL GAS LEAKAGE ON ROLLING PISTON COMPRESSOR EFFICIENCY

Alberto R. Gomes
Programa de Pos Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
alberto@polo.ufsc.br

César J. Deschamps
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
deschamps@polo.ufsc.br

Abstract

Rolling piston compressors are widely used in air conditioners and commercial refrigeration units. A key aspect for the efficiency of this type of compressor is the internal gas leakage that occurs through clearances between high and pressure regions. In this paper, a thermodynamic model is adopted to analyze the gas leakage effect on the compressor performance for two refrigeration capacities, with and without the use of oil as a sealant. Results are prepared to show the impact of leakage on refrigeration capacity and COP and also to identify the most influential clearances in the compressor.

Keywords: rolling piston compressor, compressor efficiency, leakage.