

## ANÁLISE DE UM SISTEMA AUXILIAR PARA A ABERTURA DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS

**Evandro L.L. Pereira**

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

**César J. Deschamps**

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

**Dietmar E.B. Lilie**

Empresa Brasileira de Compressores S.A.  
Dietmar\_Lilie@embraco.com.br

**João E. Schreiner**

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

### Resumo.

Válvulas automáticas são comumente empregadas em compressores adotados em refrigeração doméstica. Nesses compressores, o sistema de lubrificação pode ocasionar a presença de um filme de óleo sobre o assento da válvula, originando uma força de colamento que atrasa a sua abertura e prejudica assim o seu desempenho. Neste trabalho, apresenta-se inicialmente uma discussão sobre a origem física dos diversos termos que compõem a força de colamento e as suas contribuições relativas. A partir dessas informações, um modelo computacional é desenvolvido a fim de testar a viabilidade de um sistema auxiliar para a abertura da válvula que minimize o efeito da força de colamento. Resultados do movimento de abertura da válvula são apresentados para ilustrar as ações da força de colamento e do sistema auxiliar.

Palavras chave: válvulas automáticas, força de colamento, compressores alternativos.

### 1. Introdução

Via de regra, compressores de refrigeração utilizam válvulas automáticas do tipo palheta devido principalmente à simplicidade e ao baixo custo associados. A abertura e o fechamento dessas válvulas dependem da diferença de pressões entre o cilindro de compressão e as câmaras de sucção e/ou descarga. Uma vez aberta, a dinâmica da válvula é função do campo de pressões originado pelo escoamento sobre a palheta.

A presença de um filme de óleo entre o assento e a palheta causa uma aderência entre as duas superfícies, conforme ilustrada na Fig. 1, fazendo com que a válvula atrase sua abertura. Este fenômeno é conhecido como colamento da válvula e vem sendo estudado analítica e experimentalmente por diversos autores (MacLaren e Kerr., 1969, Giacomelli e Giorgetti, 1974, Brown *et al.*, 1975, Pringle, 1976, Bauer, 1990, Prasad e Panayil, 1996, e Khalifa e Liu, 1998).

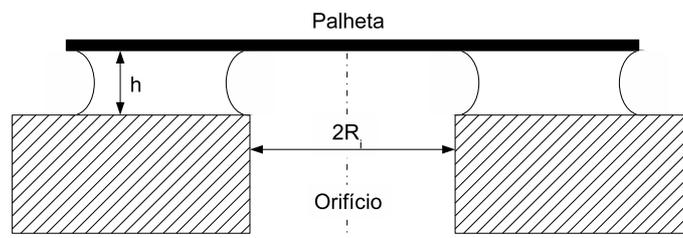


Figura 1. Filme de óleo entre a palheta e o assento da válvula.

Através de um modelo analítico para a análise da dinâmica de válvulas tipo palheta na presença de óleo, Khalifa e Liu (1998) indicaram que o principal aspecto que contribui para o colamento é a força viscosa oriunda da dilatação do filme de óleo presente entre a válvula e o assento. Partindo da equação de Navier-Stokes simplificada a escoamentos

incompressíveis e para baixos números de Reynolds, os autores chegaram a uma expressão para a força de colamento resultante  $F_R$  em função da viscosidade do óleo,  $\mu$ , da espessura do filme,  $h$ , da velocidade da palheta,  $dh/dt$ , do raio do orifício,  $R_i$ , da razão entre os diâmetros da palheta e do orifício,  $X$ , da diferença entre os valores de pressão no cilindro e câmara de descarga/sucção,  $\Delta P$ , da tensão superficial do óleo,  $\sigma$ , e do ângulo de contato do menisco,  $\beta$ , formado na interface entre o óleo e o gás:

$$F_R = F_g + F_t + F_d \tag{1}$$

Segundo Khalifa e Liu (1998), a força devido à tensão superficial do óleo é desprezível para  $h \ll 1 \mu\text{m}$ . Na equação acima, as parcelas  $F_g$ ,  $F_t$  e  $F_d$ , são dadas por:

$$F_g = \pi R_i^2 \Delta P (X^2 - 1) / (2 \ln X) \tag{2}$$

$$F_t = -\pi R_i^2 (X^2 - 1) 2 \sigma \cos \beta / h \tag{3}$$

$$F_d = \frac{3\pi\mu}{2h^3} \frac{dh}{dt} R_i^4 \left( 1 - X^4 + \frac{1 - 2X^2 + X^4}{\ln X} \right) \tag{4}$$

Deve ser mencionado que a Eq. (1) não leva em conta uma eventual cavitação do filme de óleo, um fenômeno que acelera a ruptura do filme. Este aspecto é importante, pois na prática, fluido refrigerante se encontra dissolvido no óleo do compressor. Uma grande dificuldade para a previsão correta da força de colamento através do modelo de Khalifa e Liu (1998) é a necessidade de se ter o valor da espessura inicial do filme de óleo entre a palheta e o assento. Esta informação, geralmente não disponível, é fundamental uma vez que a força viscosa é inversamente proporcional ao cubo da espessura do filme. A Fig. 2 e a Fig. 3 apresentam resultados de força resultante sobre a palheta para diferentes espessuras iniciais de filme e a magnitude de cada termo envolvido, respectivamente, calculados a partir do modelo analítico proposto por Khalifa e Liu (1998). Para o sistema de descarga aqui analisado cada Newton na força de colamento resultou atrasos em torno de um grau do ângulo de manivela na abertura da válvula.

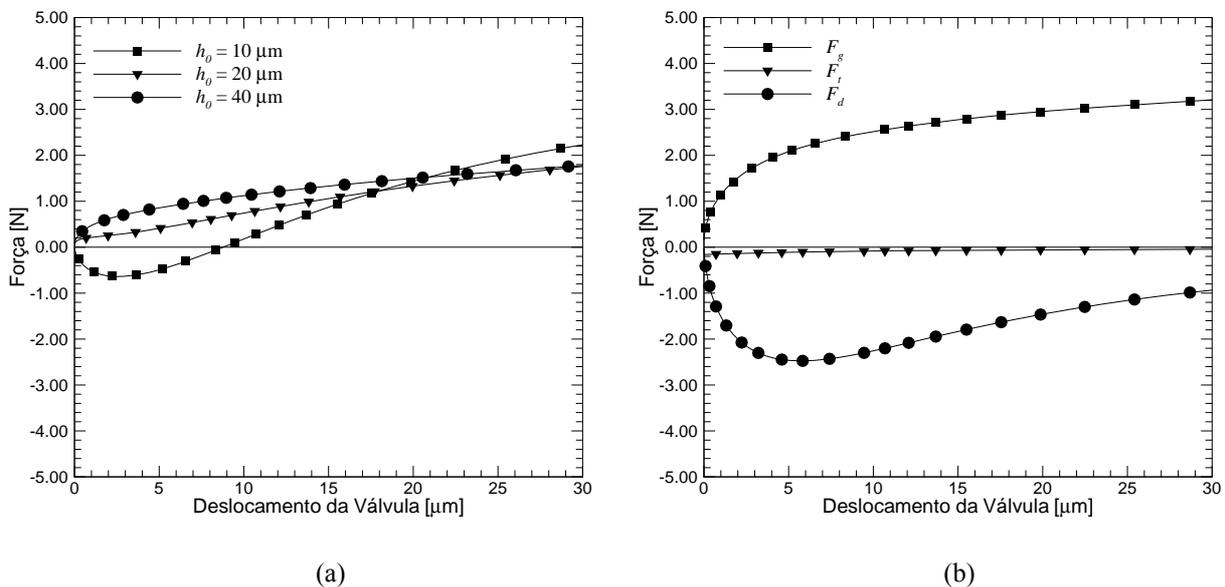


Figura 2. Força de colamento atuando sobre a palheta: (a) Efeito da espessura inicial do filme de óleo sobre a força resultante  $F_R$ ; (b) Importância relativa dos termos para espessura inicial do filme  $h_0 = 10 \mu\text{m}$ .

Além da força de colamento, a inércia e a rigidez da palheta também afetam a dinâmica da válvula no momento de abertura, bem como ao longo de todo o seu movimento até o fechamento. Assim, palhetas com pouca massa são desejadas, contudo, questões de confiabilidade limitam os valores mínimos de largura e espessura da palheta, a fim de suportar impactos contra o assento e a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção/descarga. Por sua vez, a rigidez deve ser balanceada, pois palhetas muito rígidas elevam as perdas em válvulas, enquanto valores baixos de rigidez podem ocasionar refluxo de gás pelas válvulas devido ao atraso no fechamento da válvula.

## 2. Sistema auxiliar para abertura de válvulas automáticas

Algumas idéias para reduzir ou contrapor o efeito do colamento têm sido propostas e algumas delas apresentadas na forma de patentes. Por exemplo, Ishijima *et al.* (1986) descreve uma placa de válvulas com rebaixo no assento de descarga para reduzir a área de contato; uma linha de ação seguida também por Sabha (1997) e Fraser *et al.* (2000). Uma dificuldade na utilização de rebaiços nos assentos é a possibilidade de vazamento pelas válvulas, uma vez que é necessária uma área mínima de contato para vedação.

Fritchman (1987) propõe a utilização de palhetas pré-tensionadas para auxiliar a abertura da válvula, enquanto que Todescat *et al.* (1992) utiliza uma espécie de impulsor para gerar uma força que se contraponha à força de colamento. Uma análise dessas alternativas mostra que a mesma força criada pelos dispositivos para atuar na abertura da válvula acaba estando presente também no seu fechamento, podendo atrasar o fechamento da válvula e, desta forma, causar o refluxo de fluido refrigerante e, como conseqüência, uma redução da eficiência do compressor.

Buscando eliminar o efeito danoso dos impulsores no fechamento das válvulas e ainda assim prover uma força auxiliar para a abertura da válvula, Lilie (1997) propõe um sistema de descarga para compressores herméticos alternativos que minimiza os efeitos das forças de inércia e colamento, utilizando para isso a energia disponível no próprio compressor.

No dispositivo descrito por Lilie (1997), a câmara que contém a válvula de descarga, identificada por (22) na Fig. 4, é conectada por um tubo (81) a uma das câmaras de ressonância do filtro de descarga (80), empregadas para reduzir o ruído gerado pelo escoamento e pelas válvulas. O objetivo é aproveitar a diferença de pressões entre os dois volumes para recolher um dispositivo auxiliar impulsor pré-tensionado (60) antes do ponto de fechamento da válvula de descarga, evitando o refluxo de refrigerante. Para tanto, é importante que a pressão na câmara de descarga (22) seja maior que a pressão na câmara de ressonância (80) durante o movimento da válvula de descarga, a fim de fornecer um diferencial de pressão suficiente que, quando aplicado sobre a área do dispositivo (60), seja capaz de originar uma força suficiente para contrapor a força de pré-tensão, recolhendo o impulsor.

O objetivo do presente trabalho é avaliar a viabilidade da proposta de Lilie (1997), sem haver, no entanto, uma análise técnica para a sua implementação no compressor. Para alcançar este objetivo, emprega-se um modelo computacional capaz de simular a dinâmica de válvulas de um compressor alternativo, incluindo a movimentação do pistão e o escoamento através do filtro de descarga. Inicialmente são avaliados os valores de pressão nas câmaras de descarga (22) e de ressonância (80), permitindo uma investigação preliminar da dinâmica do impulsor. Em seguida é então analisado o potencial de aumento de eficiência do compressor para impulsores ideais, adotando-se diferentes forças de pré-tensão, sem resolver, no entanto, a dinâmica dos mesmos. De posse destes dados, as características geométricas do impulsor são estabelecidas e o dispositivo avaliado através de simulações numéricas.

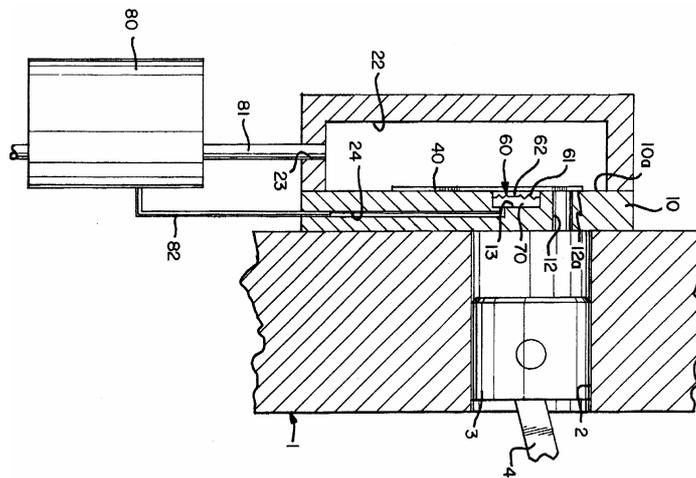


Figura 4. Representação do dispositivo proposto por Lilie (1997).

## 3. Modelo matemático e metodologia de solução

A solução do escoamento turbulento compressível considerado aqui exige a inclusão das equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia, bem como de uma equação de estado para o fluido refrigerante. Para a avaliação do transporte turbulento adotou-se o modelo RNG k- $\epsilon$ , capaz de prever escoamentos que incluem regiões de estagnação e recirculação, curvaturas e gradientes adversos de pressão, já validado experimentalmente em outros trabalhos na previsão de escoamentos similares (Salina-Casnova *et al.*, 1999; Deschamps *et al.*, 2002).

A dinâmica de válvulas do tipo palheta pode ser resolvida através da analogia com um sistema massa-mola-amortecimento (Fig. 5), como descrito por Lopes e Prata (1997). Assim,

$$m_{eq}\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = F_p + F_o \quad (5)$$

onde  $m_{eq}$  é a massa equivalente da palheta,  $C$  é o coeficiente de amortecimento,  $K$  a sua constante de elasticidade,  $F_p$  é a força devido ao campo de pressões sobre a palheta, e  $F_o$  outras forças, tais como pré-tensão e/ou colamento. As quantidades  $\delta$ ,  $\dot{\delta}$  e  $\ddot{\delta}$  são, respectivamente, o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta em relação ao assento. No presente trabalho considera-se apenas o movimento paralelo da válvula em relação ao assento e a força de colamento é admitida constante.

Geralmente os dispositivos impulsionadores empregados em sistemas de descarga de compressores alternativos nada mais são do que pequenas palhetas engastadas deslocadas inicialmente da sua posição de afastamento zero, originando uma força de pré-tensão. Desta forma a Eq. (5) também pode ser utilizada para a modelação da sua dinâmica, com a força de pressão  $F_p$  calculada através das pressões médias nos volumes da tampa e da câmara de ressonância. Além disso, como a massa do impulsionador é muito menor que a massa da palheta, considera-se que o seu deslocamento é sempre limitado pela posição da válvula e que a sua influência no sistema ocorre apenas na forma da força  $F_o$ , calculada com base na rigidez e no deslocamento do impulsionador.

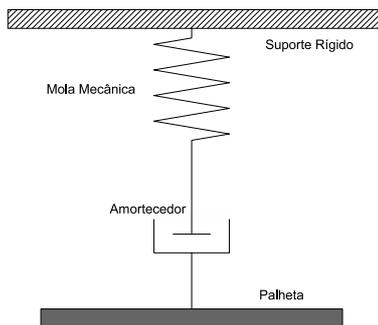


Figura 5. Sistema massa-mola-amortecimento utilizado para modelar a válvula de descarga.

Admitindo a válvula como um disco centrado ao orifício de descarga e ao eixo de centro do cilindro de compressão, pode-se adotar uma formulação axissimétrica e reduzir o custo computacional da simulação. A mesma formulação pode ser aplicada na modelação do filtro de descarga, considerando-o com uma série de tubos e câmaras de expansão (Deschamps *et al.*, 2002). A Fig. 6 apresenta esquematicamente o domínio de solução, incluindo a câmara de compressão e os dois volumes, V1 e V2, considerados para a análise da proposta de Lilie (1997). Devido à adoção de uma formulação axissimétrica, o escoamento no tubo (82) que conecta os dois volumes, indicado na Fig. 4, não foi incluído no modelo, admitindo-se que a pressão atuando no lado inferior do impulsionador (60) é igual à pressão no volume V2, sem haver, portanto uma diferença de fase entre os valores.

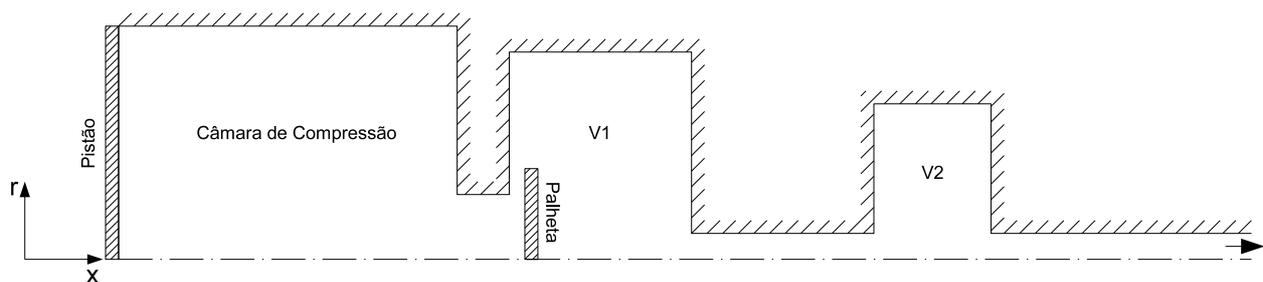


Figura 6. Representação esquemática do domínio computacional de solução.

A compressão do gás dentro do cilindro é realizada pelo movimento alternativo do pistão, fornecido por um sistema do tipo biela-manivela. Para as fronteiras sólidas do domínio adotam-se as condições de paredes adiabáticas, de não escorregamento e impermeabilidade. A condição axissimétrica estabelece que a velocidade normal e os gradientes normais de todas as variáveis são nulos no eixo de simetria. Na saída do filtro de descarga, ponto mais à direita do domínio representado na Fig. 6, admite-se que a pressão é constante e igual à pressão de condensação do fluido refrigerante na condição de operação do compressor. No caso de haver retorno de fluido, a turbulência é caracterizada através de uma intensidade turbulenta de aproximadamente 3% e uma escala de comprimento avaliada com base no diâmetro do tubo.

O processo de admissão de fluido refrigerante para o interior do cilindro foi modelado de maneira que durante o processo de expansão a pressão no cilindro permanecesse igual ou muito próxima à pressão de evaporação, com a

mesma temperatura do gás na câmara de sucção, cujo valor foi obtido experimentalmente. Isso permite a simulação de um número de ciclos suficiente para que a solução alcance um regime de transiente periódico, retirando também o efeito do sistema de sucção sobre os resultados de performance do sistema, já que ao início de todo processo de compressão a pressão e a temperatura do gás no cilindro são mantidas nos mesmos valores.

A solução numérica do escoamento foi realizada com o emprego do código Fluent (2005), seguindo o método dos volumes finitos. O domínio computacional é dividido em pequenos volumes de controle, nos quais as equações governantes são integradas usando o teorema de Gauss. As equações algébricas resultantes dessa integração para cada uma das variáveis do escoamento são resolvidas de forma segregada e totalmente implícita. O algoritmo SIMPLEC foi adotado para a solução do acoplamento pressão-velocidade, enquanto que um método de interpolação de segunda ordem foi adotado para avaliar as propriedades nas faces dos volumes de controle, necessárias para a integração das equações. Apesar da não linearidade das equações, não foi necessária a adoção de fatores de subrelaxação excessivos no procedimento iterativo. Para as equações das componentes de velocidade e da pressão adotou-se um fator de 0,7, para as quantidades turbulentas foi suficiente um valor de 0,8, enquanto que para as demais quantidades não houve necessidade de subrelaxação alguma. O critério de convergência adotado foi de  $10^{-3}$  para todas as variáveis, exceto para a equação de energia, cujo valor foi estabelecido em  $10^{-6}$ .

#### 4. Resultados e discussões

Para as análises aqui realizadas, adotou-se um compressor operando com fluido refrigerante R134a na condição de sistema, cujas temperaturas de evaporação e condensação são  $-27^{\circ}\text{C}$  e  $42^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

Inicialmente, resultados numéricos de pressão no volume da câmara de descarga foram comparados com dados experimentais fornecidos pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. Tal comparação, mostrada na Fig. 7, revela uma boa concordância entre os resultados, validando assim o modelo numérico.

O passo seguinte da análise foi verificar os níveis de pressão nos volumes V1 e V2 durante o processo de descarga. A Fig. 8 demonstra a presença de um diferencial elevado de pressão entre os volumes, principalmente no intervalo de abertura da válvula de descarga que ocorre, aproximadamente, entre as posições angulares da manivela de 150 a 180 graus. Além disso, percebe-se também a pouca variação da pressão no volume V2, o que é benéfico, já que dispensa maiores cuidados com o dimensionamento do tubo de ligação (82) entre as câmaras.

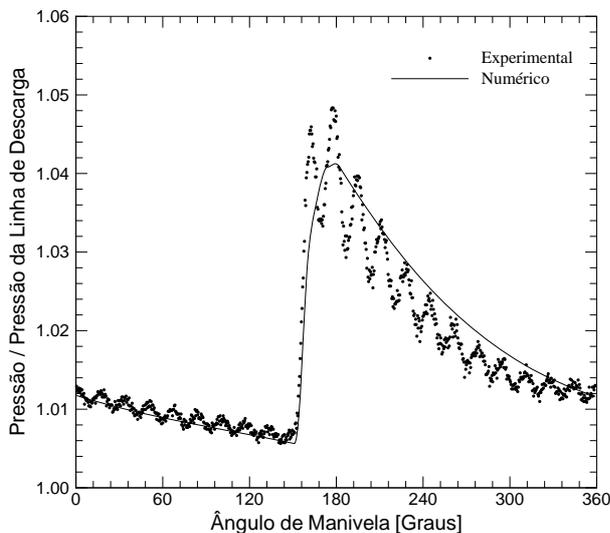


Figura 7. Comparação numérico-experimental da pressão no volume V1.

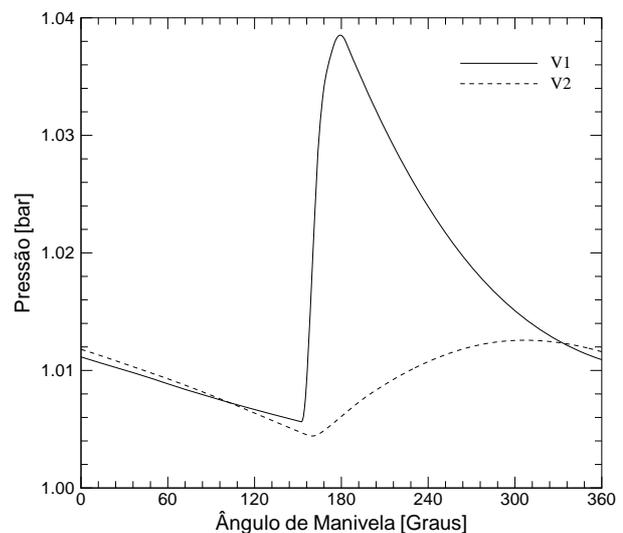


Figura 8. Pulsações de pressão nos volumes V1 e V2.

A fim de avaliar o valor da pré-tensão necessário no impulsor para uma diminuição significativa na potência de descarga, foram analisados três valores atuando sobre a válvula: 1,0; 2,0 e 3,0 N. Devido ao propósito específico das simulações, a dinâmica do impulsor não foi resolvida. Além disto, admitiu-se que a força proporcionada pelo impulsor atua apenas na abertura da válvula, até um afastamento de 0,2 mm, com um decaimento linear neste intervalo.

Os resultados indicaram uma redução significativa da potência de descarga, representando um aumento do coeficiente de performance termodinâmico deste compressor de aproximadamente 1,5%, conforme pode ser observado na Tab. 1. Verificou-se que cada 1 N de aumento no valor da pré-tensão resulta em uma antecipação do ponto de abertura da válvula de 1 grau. Observa-se também na Tab. 1 que para valores de pré-tensão acima de 2,0 N não ocorrem variações significativas na potência consumida pelo processo de descarga.

De posse dos resultados para o movimento da válvula e pressões nos volumes V1 e V2, a dinâmica do impulsor pode ser avaliada também através da Eq. (1) para diferentes configurações, representadas por combinações de valores de rigidez,  $K$ , frequência natural,  $f_n$ , área superficial,  $A_s$ , e deslocamento inicial de pré-tensão,  $s_o$ . Na Tab. 2 estão indicadas três configurações que apresentaram um comportamento adequado, ou seja, recolhimento total do impulsor antes do fechamento da válvula. Deve ser observado que o produto entre a o deslocamento inicial e a rigidez fornece a força de pré-tensão atuando sobre a válvula antes de sua abertura. Os resultados de EERpV para as três configurações supracitadas são mostrados na Tab. 3, verificando-se claramente um ganho significativo de eficiência para o compressor com a instalação do impulsor junto à válvula.

Tabela 1 – Resultados para impulsor ideal.

Pré-Tensão [N]	EERpV [Btu/Wh]	Varição [%]
0,0	7,85	-
1,0	7,90	0,6
2,0	7,97	1,5
3,0	7,96	1,5

Tabela 2 – Configurações de impulsor simuladas.

Configuração	$K$ [N/m]	$f_n$ [Hz]	$A_s$ [mm <sup>2</sup> ]	$s_o$ [mm]
1	5000	5000	30	0,2
2	7000	7000	70	0,3
3	10000	5000	60	0,2

Tabela 3 – Resultados para as configurações simuladas.

Configuração	EERpV [Btu/Wh]	Varição [%]
Referência	7,85	-
1	7,91	0,7
2	7,98	1,6
3	7,97	1,6

Para uma compreensão maior do funcionamento do impulsor, a Fig. 9 apresenta uma descrição do seu movimento juntamente com o da válvula. A mudança de inclinação na curva de abertura da válvula representa o ponto de encontro da válvula com um dispositivo secundário, utilizado em alguns compressores para aumentar a rigidez do conjunto e evitar atrasos do fechamento de válvulas. Nota-se do gráfico que o impulsor permanece em contato com a válvula até uma posição ligeiramente superior à sua posição de equilíbrio, na qual a força elástica é nula. Posteriormente, a pressão na câmara de descarga, volume V1, torna-se suficientemente elevada para iniciar o recolhimento do impulsor.

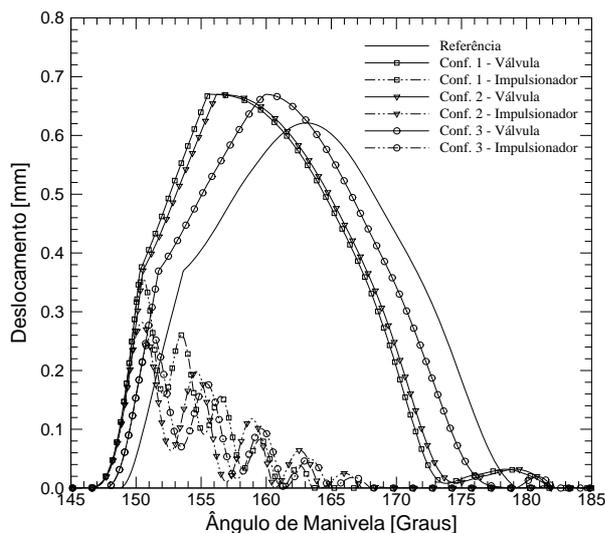


Figura 9. Movimento da válvula e do impulsor.

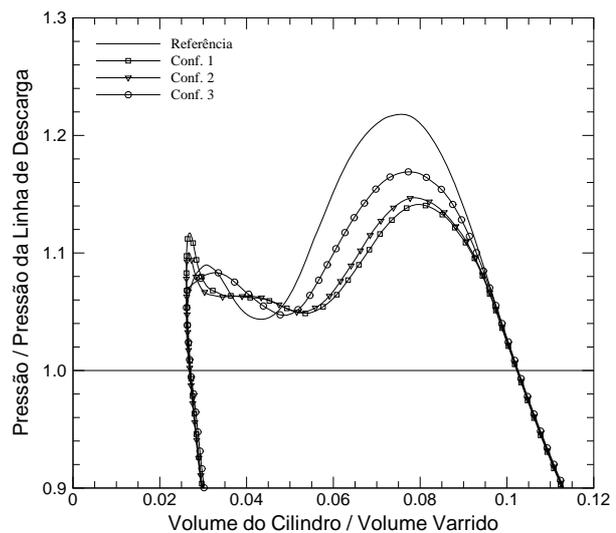


Figura 10. Diagramas pV.

Finalmente, a Fig. 10 apresenta o diagrama p-V do compressor, referente ao processo de descarga. A condição ideal do processo de descarga corresponde a uma potência gasta nula e seria alcançada se a pressão no cilindro não

ultrapassasse a pressão na linha de descarga, cujo valor está indicado no gráfico pela linha horizontal. Percebe-se dos resultados que o uso do impulsor produziu uma redução significativa da potência de descarga, aumentando por esta razão a eficiência termodinâmica do compressor.

As alterações na abertura da válvula devido à presença do impulsor resultaram também em mudanças no seu fechamento, causando uma restrição maior ao escoamento no final do processo de descarga, como pode ser observado pelo aumento da pressão do cilindro na Fig.10. Existe portanto a possibilidade de se aumentar ainda mais a eficiência do compressor através da otimização dos valores de rigidez e frequência natural da válvula de descarga, de tal forma que o fechamento da válvula ocorresse mais próximo do ponto morto superior.

## **5. Conclusões**

O presente trabalho analisou numericamente a patente proposta por Lilie (1997), que propõe um dispositivo auxiliar para a abertura da válvula de descarga de compressores alternativos. Para tal a metodologia dos volumes finitos foi empregada para a solução do escoamento de gás através da válvula, incluindo no modelo numérico o filtro de descarga e a câmara de compressão. Os resultados mostraram que do ponto de vista termodinâmico é possível utilizar a energia disponível no próprio compressor para recolher o dispositivo impulsor.

## **6. Referências**

- Bauer, F. 1990, "The Influence of Liquid on Compressor Valve", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 647-653.
- Brown, J., Lough, A., Pringle, S. and Karll, B., 1975, "Oil Stiction in Automatic Compressor Valves", IIR Congress, Moscow.
- Deschamps, C. J., Possamai, F. C., Pereira, E. L. L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Sixteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue, C11-4.
- Deschamps, C.J., Possamai, F.C., Pereira, E.L.L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Proc. 16th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper C11-4.
- Fraser, B. A., Dormer, M. J., 2000, "Suction Valve with Release Timing Chamber", United States Patent, Patent Number 6102680.
- Fritchman, J. F., 1987, "Reed Valve for Refrigeration Compressor", United States Patent, Patent Number 4642037.
- Giacomelli, E. and Giorgetti, M., 1974, "Investigation on Oil Stiction in Ring Valves", Proc. Purdue Compressor Technology Conference.
- Ishijima, K., Sano, F., Wada, F., Asami, K., 1986, "Refrigerant Compressor Decharge Valve", United States Patent, Patent Number 4628963.
- Khalifa, H. E. and Liu, X., 1998, "Analysis of Stiction Effect on the Dynamic Compressor Suction Valve", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, CD-ROM.
- Lilie, D. E. B., 1997, "Discharge Fluid Actuated Assist for Opening an Outlet Reed Valve of a Hermetic Compressor System", United States Patent, Patent Number 5678983.
- Lopes, M. N. and Prata, A. T., 1997, "Dynamic Behavior of Plate Type Valves in Periodic Flows", COB 1138, Proc. XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering (CD-ROM), Bauru.
- MacLaren, J. F. T. and Kerr, S. V., 1969, "Automatic Reed Valves in Hermetic Compressors", IIR Commission III, Prague.
- Prasad, B. G. S. and Panayil, D., 1996, "Valve Stiction in Reciprocating Compressors", Proceedings of ASME, Advanced Energy Systems Division, AES, Vol. 36, pp. 171-180.
- Pringle, S., 1976, "Oil Stiction in Automatic Compressor Valves", Ph. D. Tesis, University of Strathclyde, Scotland.
- Sabha, N. G., 1997, "Compressor Reed Valve with Valve Plate Channel", United States Patent, Patent Number 5672053.
- Salinas-Casanova, D.A., Deschamps, C.J. and Prata, A.T., 1999, "Turbulent Flow through a Valve with Inclined Reeds", Proc. International Conference on Compressors and Their Systems, Londres, p. 443-452.
- Todescat, M. L., Driessen, J. L., Lilie, D. E. B., 1992, "Valve for Hermetic Refrigerant Compressor", United States Patent, Patent Number 5171137.

## **ANALYSIS OF A DEVICE PROPOSED TO ASSIST THE OPENING OF AUTOMATIC VALVES**

Evandro L.L. Pereira  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
evandro@polo.ufsc.br

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

Dietmar E.B. Lillie  
Empresa Brasileira de Compressores S.A.  
Dietmar\_Lillie@embraco.com.br

João E. Schreiner  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
jernesto@polo.ufsc.br

### **Abstract**

Automatic valves are commonly used in compressors designed for refrigeration purposes. The lubrication system in such compressors may produce an oil film between the valve and valve seat, giving rise to a stiction force that acts to delay the valve opening and, as a consequence, deteriorates the compressor efficiency. The present paper offers a discussion on the main physical aspects associated to the stiction force and their relative importance on the valve dynamics. Then, a computational model is developed to analyze the viability of a device proposed to counteract the stiction force, improving the valve performance. Results for the valve displacement and cylinder pressure during the discharge process show a significant improvement in the compressor efficiency when the new valve system is adopted.

Keywords: automatic valves, stiction force, reciprocating compressor.