

SIMULAÇÃO NUMÉRICA 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

Resumo. Neste trabalho é desenvolvida uma metodologia numérica para simular o comportamento dinâmico de válvulas automáticas utilizadas em compressores alternativos de refrigeração doméstica. O escoamento turbulento compressível transiente através da válvula é resolvido através da metodologia dos volumes finitos, enquanto que um modelo de um grau de liberdade é empregado para descrever o movimento da válvula. O escoamento e a dinâmica da válvula constituem um problema acoplado e, por este motivo, são resolvidos de forma simultânea. Os processos de compressão e expansão também são incluídos pelo movimento alternativo do pistão. Diferentes modelos de turbulência são avaliados através do estudo do escoamento em difusores radiais, indicando que o modelo de uma equação Spalart-Allmaras é capaz de fornecer bons resultados com um menor custo computacional. Resultados de movimento de válvulas, número de Reynolds e campos de velocidade para a solução dinâmica de um compressor alternativo são apresentados ao final do trabalho.

Palavras chave: válvulas automáticas, turbulência, compressores.

1. Introdução

Válvulas automáticas do tipo palheta são comumente encontradas em compressores alternativos empregados em refrigeração doméstica. A abertura deste tipo de válvula depende da diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga. Uma vez abertas, as válvulas passam a ter seus movimentos comandados pelo campo de pressão resultante do escoamento. No projeto de sistemas de válvulas para compressores alternativos algumas características essenciais à performance são almejadas, como resposta rápida, fluxo de massa elevado, baixa restrição ao escoamento, e ausência de refluxo de gás. Para alcançar estas características, e desenvolver assim um compressor de alta eficiência, necessita-se portanto um entendimento detalhado do escoamento e da dinâmica de válvulas.

As características básicas relacionadas ao escoamento em válvulas podem ser entendidas através da análise do escoamento em difusores radiais, conforme esquematizado na Fig. 1. Nessas geometrias, o fluido escoar axialmente pelo orifício até encontrar o disco frontal (palheta), sendo forçado então a escoar radialmente. A diferença de pressão entre a entrada do orifício e a saída do difusor determina o escoamento, influenciado ainda pela folga instantânea s , entre os dois discos.

Ao longo das últimas décadas, diversos trabalhos dedicaram-se ao estudo do escoamento em válvulas, empregando a geometria simplificada do difusor radial. Muitos desses trabalhos preocuparam-se apenas com a análise do escoamento, enquanto outros com a dinâmica de válvulas. Por exemplo, Salinas-Casanova *et al.* (1999) apresentaram uma análise numérica, validada experimentalmente, do escoamento turbulento em difusores radiais, considerando discos paralelos e inclinados. Os resultados, obtidos para diferentes números de Reynolds e afastamentos, mostraram que o modelo RNG $k-\epsilon$ de Orzag *et al.* (1993) é adequado para prever este tipo de escoamento.

Lopes e Prata (1997) desenvolveram uma metodologia numérica para a análise do escoamento laminar em difusores radiais com discos paralelos, resolvendo a dinâmica do disco frontal segundo um modelo de um grau de liberdade. Resultados foram apresentados para a condição de escoamento periódico, imposta por uma variação senoidal da vazão na entrada do orifício de passagem. A técnica de malhas móveis foi validada através de dados experimentais e se mostrou promissora para a análise do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta. Posteriormente, Matos *et al.* (2002) estenderam a aplicação da metodologia de Lopes e Prata (1997) para a análise de escoamentos turbulentos.

A partir dos resultados da literatura, percebe-se claramente que existe um acoplamento entre o escoamento e a dinâmica de válvulas, uma vez que a distribuição de pressão determina a força resultante sobre a palheta e o movimento desta afeta o escoamento.

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo computacional capaz de resolver a dinâmica de válvulas automáticas do tipo palheta de acordo com sua condição de operação real em compressores alternativos. A atenção da análise é a válvula de sucção, sendo que a descarga do gás é modelada para uma condição ideal. Os processos de compressão e expansão do compressor são simulados através da inclusão do movimento alternativo do pistão.

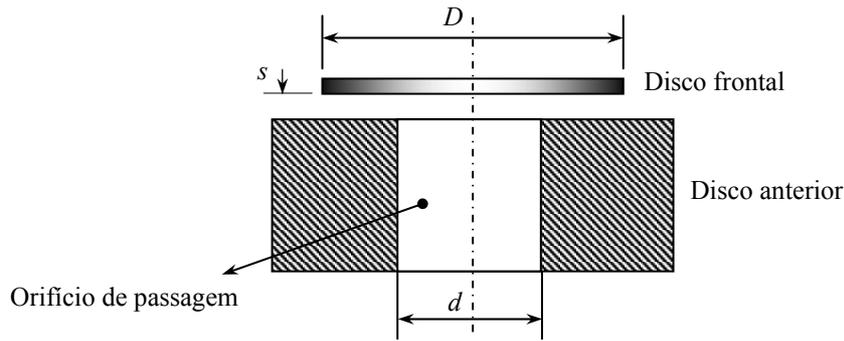


Figura 1. Geometria do difusor radial.

2. Formulação do problema

Para a análise numérica do sistema de sucção, assume-se que o orifício de passagem da válvula e a palheta sejam circulares e concêntricos à câmara de compressão, permitindo a adoção de uma formulação axissimétrica para a solução do problema, reduzindo o tempo de processamento da simulação. Uma representação esquemática do modelo computacional axissimétrico proposto é apresentada na Fig. 2. O orifício de sucção é alimentado com gás à pressão e temperatura fixas. A condição adiabática é imposta para as paredes do cilindro, orifício e pistão. O movimento alternativo do pistão na direção axial é modelado através de um sistema biela-manivela. Detalhes sobre o equacionamento podem ser encontrados em Fernandes (1996). Deve ser mencionado que o processo de descarga é caracterizado por um fluxo de massa prescrito, uma vez que o interesse é a dinâmica da válvula de sucção.

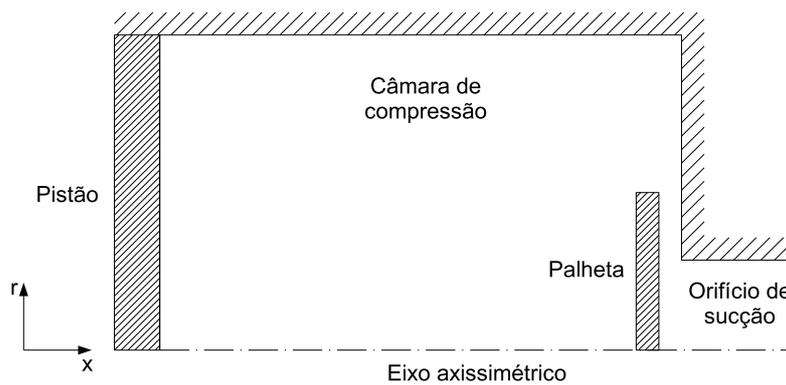


Figura 2. Representação esquemática da geometria utilizada na simulação.

A dinâmica da palheta pode ser representada através de um sistema massa-mola-amortecimento (Fig. 3), com um grau de liberdade, como proposto por Lopes e Prata (1997) e adotado por Matos *et al.* (2002). Desta forma, pode-se escrever a equação que governa a dinâmica de válvulas como:

$$m_{eq} \ddot{\delta} + C \dot{\delta} + K \delta = F_p + F_o \quad (1)$$

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 que atuam sobre as válvulas, como pré-tensão e força de colamento devido à presença de óleo entre as superfícies do assento e da palheta. As quantidades δ , $\dot{\delta}$ e $\ddot{\delta}$ são, respectivamente, o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta em relação ao assento. A massa equivalente da válvula m_{eq} é obtida através de valores de frequência natural f_n e rigidez K , os quais por sua vez podem ser avaliados por meio de experimentos, códigos de análise estrutural, ou ainda correlações para vigas engastadas.

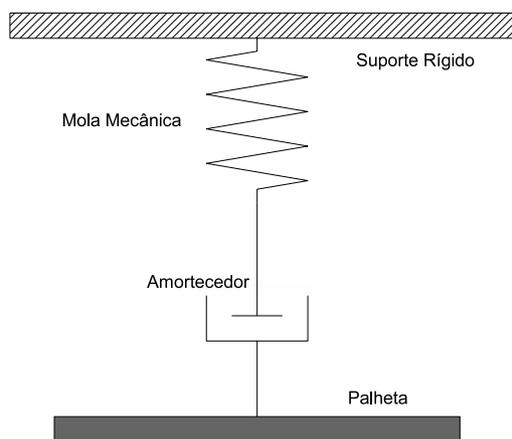


Figura 3. Representação do modelo massa-mola-amortecimento para dinâmica de válvulas automáticas.

Como mencionado anteriormente, este estudo considera apenas o deslocamento paralelo da palheta em relação ao assento. Para resolver a Eq. (1) e obter o afastamento da válvula δ , a força F_p deve ser avaliada a partir do campo de pressão criado pelo escoamento através da válvula:

$$F_p = \int_0^{D/2} p 2\pi r dr \quad (2)$$

A modelação numérica do escoamento exige a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3)$$

onde \vec{u} é o vetor velocidade.

Para um referencial inercial, a equação de conservação da quantidade de movimento pode ser expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu \left[\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} I \right) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4)$$

onde p é a pressão, μ é a viscosidade molecular, I é o tensor unitário, $\rho \vec{g}$ e \vec{F} são o campo de força gravitacional e as forças de corpo externas, respectivamente.

Em relação à equação de conservação da energia, desconsiderando difusão de espécies e qualquer geração de calor, inclusive por atrito viscoso, podemos escrevê-la na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h - p + \rho u^2/2) + \nabla \cdot \left[\vec{u} (\rho h + \rho u^2/2) \right] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (5)$$

onde k_{eff} é a condutividade térmica efetiva do fluido, definida de acordo com o modelo de turbulência utilizado.

Para escoamentos compressíveis é necessária ainda uma equação de estado que correlacione a massa específica com a pressão e a temperatura. No presente caso, adotou-se a hipótese de gás ideal.

3. Modelação da turbulência

O modelo RNG k- ϵ Orzag *et al.* (1993) foi validado experimentalmente na simulação numérica de escoamentos em difusores radiais (Salinas-Casnova *et al.*, 1999; Deschamps *et al.*, 2002). Além deste modelo, o presente trabalho considera também outros dois modelos de turbulência na análise: o modelo de Spalart-Allmaras (1992) e o modelo DES de Shur *et al.* (1999). O primeiro traz a vantagem de ser um modelo de apenas uma equação, reduzindo o custo computacional. O segundo combina a simulação de grandes escalas com modelos de viscosidade turbulenta, buscando reunir as melhores características de cada um de acordo com a região do escoamento.

3.1. Modelo RNG k-ε

De acordo com Orzag *et al.* (1993), os maiores benefícios em se adotar o modelo RNG ao invés do modelo k-ε padrão são: uma melhor precisão na solução de escoamentos com separação e curvatura das linhas de corrente, a possibilidade de uso mesmo em regiões com baixos números de Reynolds sem a necessidade de ajustes, a estabilidade numérica e a boa taxa de convergência com um pequeno esforço computacional adicional. No modelo RNG k-ε, as equações de transporte para k e ε podem ser escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - 2\rho \varepsilon \frac{k}{\gamma RT} \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (7)$$

A viscosidade turbulenta, μ_t , que compõe a viscosidade efetiva, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, na equação acima pode ser avaliada na forma tradicional de modelos k-ε para escoamentos a altos números de Reynolds, como descrito por Salinas-Casanova *et al.* (1999):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

com $C_\mu = 0,0845$. As quantidades α_k e α_ε são o inverso do número de Prandtl efetivo para k e ε , respectivamente, e para números de Reynolds elevados podem ser aproximados por $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$.

A principal diferença entre os modelos RNG k-ε deve-se ao termo adicional na equação de ε (Eq. (7)), dado por

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (9)$$

onde $\eta = Sk/\varepsilon$, $\eta_0 = 4,38$, e $\beta = 0,012$. Segundo Salinas-Casanova *et al.* (1999), o termo R_ε , relacionado à taxa de deformação do escoamento, é o responsável pela previsão mais precisa de escoamentos com regiões de separação.

3.2. Modelo Spalart-Allmaras

Em modelos de turbulência que empregam a aproximação de Boussinesq, a definição da viscosidade turbulenta é extremamente importante. No modelo proposto por Spalart-Allmaras (1992), denotado aqui simplesmente por modelo S-A, adota-se uma equação de transporte para a viscosidade $\tilde{\nu}$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu \quad (10)$$

Na equação anterior, G_ν e Y_ν representam termos de geração e destruição. O modelo S-A utiliza a distância até a parede mais próxima para definir uma escala de comprimento d_s , a qual desempenha papel fundamental nos níveis de produção e destruição de $\tilde{\nu}$. As constantes $\sigma_{\tilde{\nu}}$ e C_{b2} são iguais a 0,667 e 0,622, respectivamente. A variável de transporte $\tilde{\nu}$ é idêntica à viscosidade cinemática turbulenta ν_t , exceto nas regiões próximas as paredes, onde se correlacionam por:

$$\nu_t = \tilde{\nu} f_{\nu 1} \quad (11)$$

A função de amortecimento viscoso é dada por $f_{\nu 1} = \chi^3 / (\chi^3 + C_{\nu 1}^3)$, sendo que $\chi = \tilde{\nu}/\nu$ e $C_{\nu 1}^3 = 7,1$.

3.3. Modelo DES

As dificuldades associadas aos modelos de grandes escalas (LES), particularmente em regiões parietais, levaram ao desenvolvimento de modelos híbridos que tentam combinar os melhores aspectos dos modelos RANS e LES em um só. Seguindo esta linha de raciocínio, Shur *et al.* (1999) propuseram um modelo denominado DES (*Detached Eddy Simulation*), que utiliza uma versão modificada do modelo S-A para resolver o escoamento junto às paredes e o modelo LES nas demais regiões.

Para obter o modelo usado na formulação DES proposta por Shur *et al.* (1999), a escala de comprimento d_s é substituída por \tilde{d}_s , definida como:

$$\tilde{d}_s = \min(d_s, C_{DES}\Delta) \quad (12)$$

onde o espaçamento da malha Δ é baseado na maior dimensão da célula computacional nas direções x, y ou z, ou seja, $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$. A constante empírica C_{DES} tem valor igual a 0,65.

Esta metodologia é relativamente recente e vem sendo ainda avaliada em diferentes aplicações, sendo que os resultados têm se mostrado geralmente mais precisos do que os obtidos com modelos RANS, principalmente em escoamentos com grandes regiões de separação.

4. Metodologia Numérica

A solução numérica das equações governantes foi realizada utilizando o código comercial Fluent v. 6.2.16 (2006). Nesse código as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e quantidades turbulentas são resolvidas através da metodologia dos volumes finitos. Para isto o domínio computacional é dividido em pequenos volumes de controle, sobre os quais as equações diferenciais são integradas usando o teorema de Gauss, empregando um arranjo de malha colocalizado.

A formulação SIMPLEC foi adotada para a solução do acoplamento pressão-velocidade. No método dos volumes finitos é necessário ainda que as propriedades sejam interpoladas nas faces dos volumes de controle. No presente trabalho, o esquema upwind de segunda ordem foi adotado na solução das equações governantes.

Apesar da forte não linearidade das equações, coeficientes de subrelaxação relativamente altos puderam ser utilizados, sem problemas de convergência. Para as componentes de velocidade e pressão adotou-se 0,7, para as quantidades turbulentas 0,8, enquanto as demais quantidades não necessitaram fatores de subrelaxação. O critério de convergência suficiente para garantir uma solução convergida é de que o resíduo total seja inferior a 1×10^{-3} para todas as variáveis, exceto para a equação de energia, estabelecido em 1×10^{-6} .

5. Resultados e discussões

5.1. Validação numérica

Para validação do modelo computacional, resultados de distribuição de pressão $p^* = p / (\rho U_{in}^2 / 2)$ sobre o disco frontal obtidos com o modelo RNG k- ϵ foram comparados com dados experimentais apresentados por Salinas-Casanova *et al.* (1999). O escoamento incompressível através do difusor radial (Fig. 1) foi investigado para diferentes afastamentos do disco frontal, s/d , considerando uma relação de diâmetros $D/d = 1,66$, e número de Reynolds $Re = 25000$.

Na entrada do difusor, adotou-se um valor prescrito para a componente de velocidade axial. Assumiu-se uma intensidade turbulenta de 3% e uma escala de comprimento $l = 0,07L$ na entrada e na saída do difusor, onde L é o comprimento característico tomado como o diâmetro hidráulico. Para a fronteira de saída adotou-se também a condição de pressão atmosférica. Nas paredes sólidas as condições de não-escorregamento e impermeabilidade foram impostas. O refino de malha utilizado foi baseado no estudo feito por Salinas-Casanova *et al.* (1999).

A concordância entre os resultados numéricos e experimentais mostrados na Fig. 4 foi satisfatória, indicando que o modelo é capaz de prever a distribuição de pressão sobre a palheta. Desta forma, considera-se que o refino de malha, as condições de contorno e o modelo de turbulência são equivalentes àqueles adotados em Salinas-Casanova *et al.* (1999), permitindo que se possa analisar a influência do modelo de turbulência de forma isolada.

5.2. Comparação entre os modelos de turbulência

Após a validação numérica do modelo computacional, os três modelos de turbulência apresentados anteriormente foram comparados entre si através de resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal do difusor para dois afastamentos: $s/d = 0,05$ e $0,07$. Além disto, a fim de analisar a razão de eventuais diferenças, apresentam-se também linhas de corrente do escoamento.

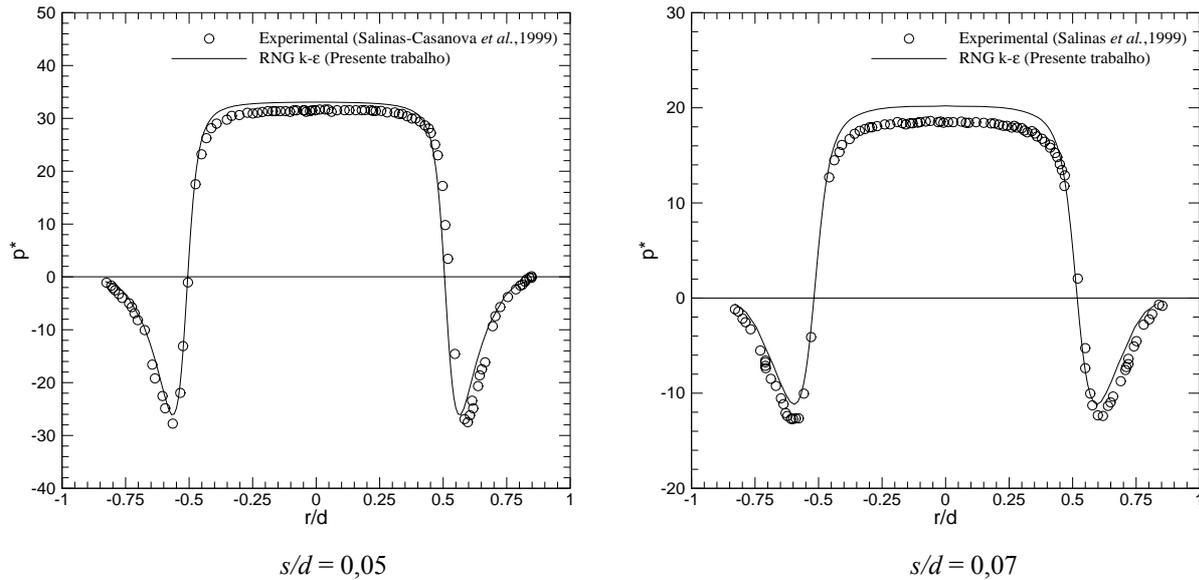


Figure 4. Comparação entre resultados numéricos e dados experimentais (Salinas-Casanova *et al.*,1999) da distribuição de pressão sobre o disco frontal.

Como pode ser observado na Fig. 5, os modelos RNG k-ε e Spalart-Allmaras apresentaram resultados próximos entre si. Já o modelo DES previu regiões de recirculação muito maiores, originando regiões de pressão negativa mais intensas ao longo do difusor. Além disto, a previsão do tamanho da região de recirculação pelo modelo DES parece ser excessiva, originando uma forte restrição ao escoamento e, assim, elevando os níveis de pressão na região central do disco. A razão do modelo DES ter previsto regiões de recirculação maiores pode ser entendida pela comparação de seus resultados para viscosidade turbulenta comparados aos obtidos com o modelo de Spalart-Allmaras. Conforme ilustrado na Fig.6, ficam evidentes os menores valores de ν_t do modelo DES e, desta forma, a menor difusão de quantidade de movimento resultante implica em uma região de separação maior.

Os resultados obtidos com o modelo DES são contrários à evidência experimental e, portanto, para o restante do trabalho decidiu-se adotar o modelo Spalart-Allmaras, devido ao seu resultado comparável ao modelo RNG k-ε, porém a um custo bem menor. Deve ser mencionado que o problema considerado aqui é bidimensional e estacionário, implicando que não se pode realizar de fato uma simulação de grandes escalas, uma vez que a mesma é intrinsecamente tridimensional e transiente. Isto pode explicar em parte a disparidade dos resultados obtidos com o modelo DES de Shur *et al.* (1999) em comparação aos outros dois modelos.

5.3. Dinâmica da válvula de sucção

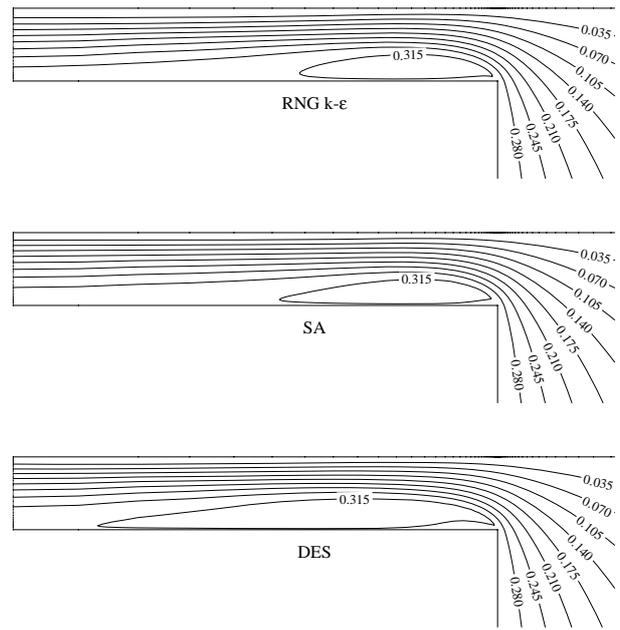
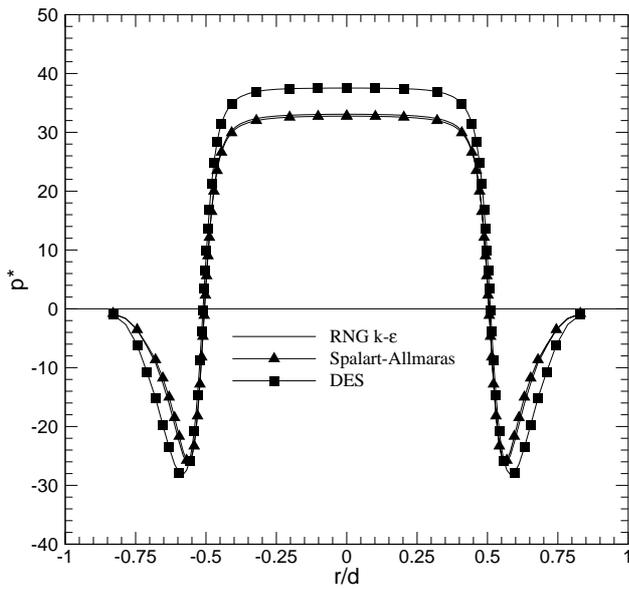
Para a simulação numérica da dinâmica da válvula de sucção empregou-se a geometria de um compressor, cujas dimensões, adimensionalizadas, são indicadas na Tabela 1. Os valores de rigidez, frequência natural, força de colamento e razão de amortecimento utilizados na caracterização da válvula de sucção são iguais a 237 N/m, 264 Hz, 0,5 N e 0,2, respectivamente. O R134a foi utilizado como fluido refrigerante, com o compressor operando entre a temperatura de evaporação $T_e = -23,3^\circ\text{C}$ e a temperatura de condensação $T_c = 54,4^\circ\text{C}$, e em uma frequência de 60 Hz. Admitiu-se que o fluido entra no orifício de sucção na pressão de evaporação e na temperatura de 57°C , com uma intensidade turbulenta de 3% e comprimento característico igual ao diâmetro da câmara.

Tabela 1. Relações geométricas utilizadas na confecção da geometria.

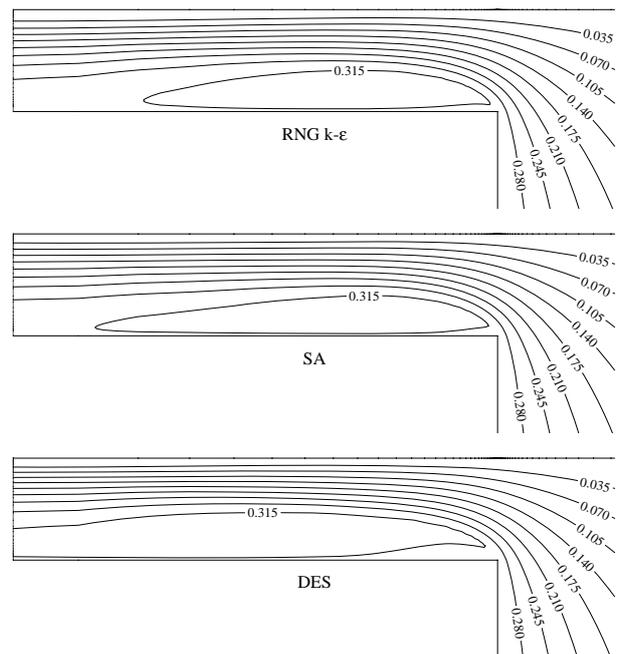
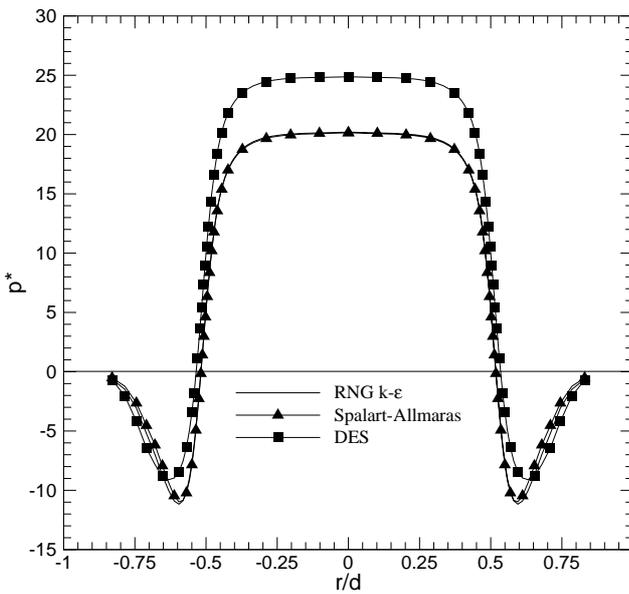
Parâmetro	Dimensão / Diâmetro do orifício
Diâmetro do cilindro (D_{cil})	3,25
Diâmetro da válvula (D)	1,66
Comprimento do orifício (e)	1,00

A malha computacional utilizada é mostrada na Fig. 7. Devido a limitações computacionais, a discretização espacial utilizada na simulação transiente não pode ser tão refinada quanto àquela empregada na simulação permanente dos difusores radiais (Salinas-Casanova *et al.*, 1999). Deste modo, dimensões mínima e máxima de $0,003d$ e $0,07d$ foram adotadas para as células, com um fator de crescimento linear entre elas de 1,3. O incremento temporal foi variável, ficando em torno de 0,2 grau do ângulo de manivela. Os valores de pressão e temperatura prescritos na entrada do orifício de sucção foram utilizados para inicializar todo o domínio de solução. A simulação começa com o pistão no

ponto morto inferior, sendo necessária a simulação de 3 ciclos completos para que se atinja o regime periódico de funcionamento.



$s/d = 0,05$



$s/d = 0,07$

Figure 5. Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal e linhas de corrente para diferentes afastamentos.

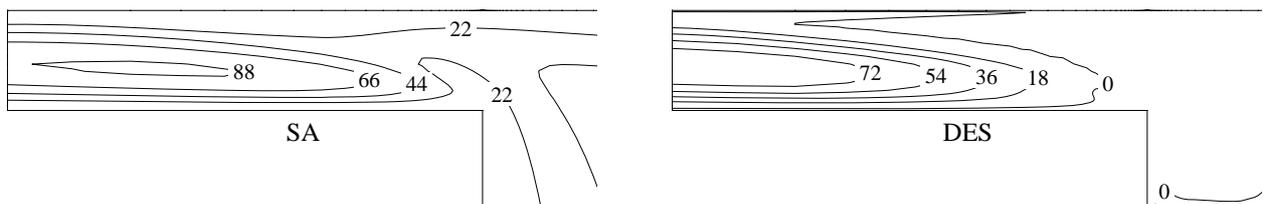


Figure 6. Isolinhas para a razão entre viscosidades turbulentas e molecular v_t/v ; $s/d = 0,07$.

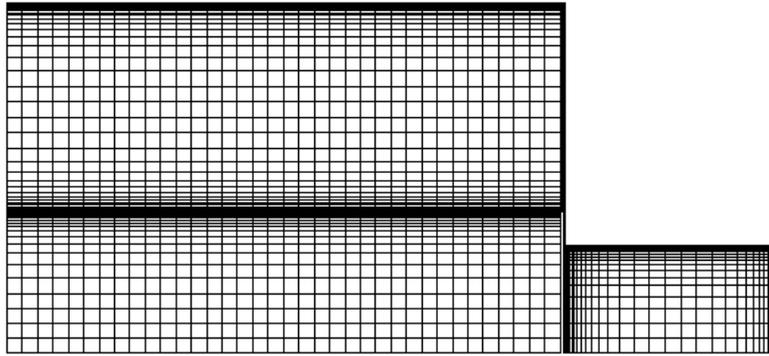


Figure 7. Geometria e discretização espacial utilizada na simulação.

Resultados para o movimento da válvula, número de Reynolds e diferença de pressão entre o orifício de sucção e o cilindro são apresentados na Fig. 8, enquanto na Fig. 9 vetores velocidade são mostrados para diferentes aberturas da válvula. Em todos os resultados apresentados o número de Reynolds foi calculado com base no fluxo de massa e nas condições de entrada no orifício de sucção.

Como pode ser observado na Fig. 8, devido à força de colamento originada pela presença de óleo entre a palheta e o assento, a abertura da válvula não ocorre imediatamente após a pressão no interior do cilindro atingir o nível de pressão da câmara de sucção. Enquanto aberta, a dinâmica da válvula é controlada pelo balanço entre as forças de pressão do escoamento, rigidez e amortecimento. Inicialmente o fluxo de massa cresce rapidamente devido ao gradiente de pressão elevado entre o cilindro e o orifício, como pode ser observado da curva do número de Reynolds. Com o enchimento do cilindro esta diferença de pressão diminui, atingindo um valor mínimo local, voltando a subir pouco depois de a válvula iniciar seu movimento de fechamento. No momento em que o pistão atinge o ponto morto inferior e começa a compressão do gás uma elevação mais acentuada da pressão dentro do cilindro é observada, reduzindo em seguida a vazão. As inércias do gás e da palheta fazem com que a vazão e o afastamento da palheta fiquem defasados em relação ao diferencial de pressão, o que pode provocar refluxo de gás pela válvula, uma vez que após a inversão do gradiente de pressão a válvula pode permanecer aberta.

Os níveis de velocidade na região da válvula podem ser elevados devido ao forte gradiente de pressão e à área de passagem pequena, decorrente do afastamento da palheta e à zona de recirculação entre a válvula e o assento. Para a geometria utilizada nesta simulação o escoamento alcançou níveis de velocidade extremamente elevados, como pode ser observado na Fig. 9.

O modelo computacional desenvolvido neste trabalho pode fornecer informações importantes para o dimensionamento de válvulas automáticas, tais como o deslocamento máximo e a velocidade de impacto da palheta contra o assento no fechamento da válvula.

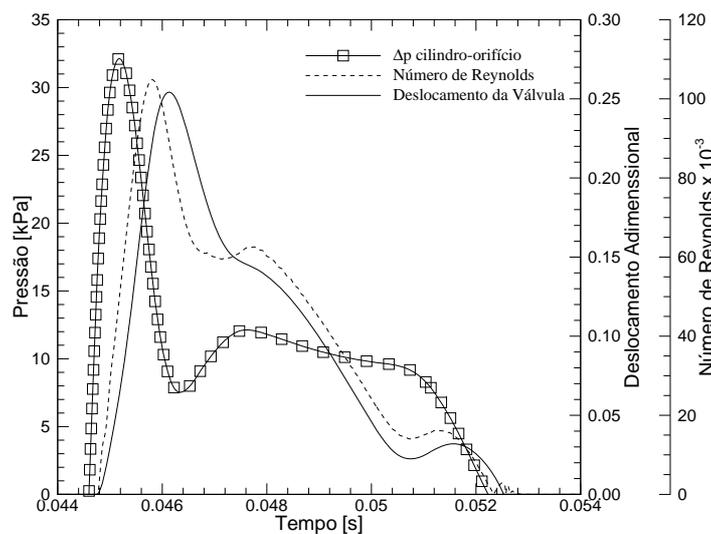


Figura 8. Dinâmica da válvula de sucção e forças envolvidas.

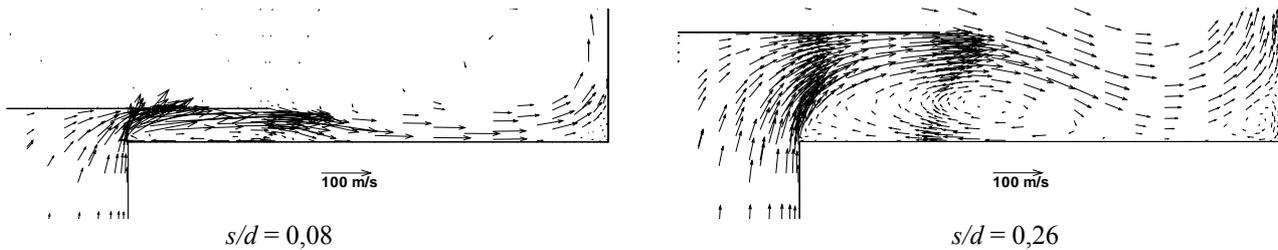


Figura 9. Campos de vetor velocidade.

6. Conclusões

O presente trabalho apresentou um modelo computacional para a simulação do comportamento dinâmico de válvulas automáticas, considerando o escoamento sob efeitos de compressibilidade, turbulência e transferência de calor. A complexa interação entre a dinâmica da palheta e o escoamento foi incorporada no modelo. A diferença de pressão transiente entre a entrada e a saída da válvula foi obtida pela inclusão do movimento alternativo do pistão em uma condição de operação real ($f = 60$ Hz). Observou-se uma interação importante entre o gradiente de pressão, vazão e abertura da válvula. Em função disto, durante o enchimento do cilindro, a diferença de pressão pode atingir um valor mínimo e então voltar a subir devido ao movimento de fechamento da válvula. No momento em que o pistão atinge o ponto morto inferior, e começa a compressão do gás, uma elevação da pressão ocorre no cilindro e, como consequência, reduz a diferença de pressão e assim também a vazão. Efeitos de inércia podem provocar refluxo de gás pela válvula, uma vez que mesmo após a inversão do gradiente de pressão a válvula pode estar ainda aberta.

7. Referências

- Matos, F.F.S., Prata, A.T. and Deschamps, C.J., 2002, "Numerical Simulation of the Dynamics of Reed Type Valves", Proc. 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue (CD-ROM), West Lafayette, USA, 8 p.
- Fernandes, J.R.S., 1996, "Modelo Dinâmico da Lubrificação do Pistão em Compressores Alternativos", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Matos, F.F.S., Prata, A.T. and Deschamps, C.J., 2002, "Numerical Simulation of the Dynamics of Reed Type Valves", Proc. 16th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper C15-2.
- Orzag, S.A., Yakhot, V., Flannery, W.S., Boysan, F., Choudhury, D., Marusewski, J. and Patel, B., 1993, "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations", So, R.M.C., Speziale, C.G. and Launder, B.E. (eds.), Near-wall turbulent flows, Elsevier Science Publisher.
- 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.
- Shur, M., Spalart, P. R., Strelets, M. and Travin, A., 1999, "Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack", Proc. 4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments, Corsica, France.
- Spalart, P. and Allmaras, S., 1992, "A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- 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.

NUMERICAL SIMULATION OF AUTOMATIC VALVES

Evandro L.L Pereira
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
evandro@polo.ufsc.br

César J. Deschamps
Department of Mechanical Engineering
Federal University of Santa Catarina
deschamps@polo.ufsc.br

Abstract

The paper presents a computational model to simulate the dynamics of automatic valves found in refrigeration compressors. The turbulent flow through the valve is solved via the finite volume methodology whereas a one-degree of freedom model is adopted to describe the valve motion. The valve dynamics and the unsteady compressible turbulent flow are coupled and solved simultaneously, considering the operating conditions of a refrigeration compressor. Three different turbulence models have been analyzed and, with reference to experimental data, the Sparlat-Allmaras model has been found to be the best compromise between accuracy and computational cost. Predictions for the valve motion, flow rate and velocity field are some of the results shown to demonstrate the potential of the methodology.

Keywords: automatic valves, radial diffuser, turbulence modeling.