

SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS APLICADA AO ESCOAMENTO TURBULENTO EM COMPRESSORES

João B. Rovaris

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC
88.040-900, Florianópolis, SC
rovaris@nrva.ufsc.br

César J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC
88.040-900, Florianópolis, SC
deschamps@nrva.ufsc.br

Resumo. O presente trabalho trata do desenvolvimento de uma metodologia para a simulação numérica de compressores alternativos de refrigeração doméstica. Nesses compressores a pressão no cilindro varia de acordo com a posição do pistão, e de acordo com esta pressão as válvulas de descarga e de sucção são acionadas. O entendimento detalhado do escoamento através das válvulas é muito importante no projeto de um compressor de alta eficiência, uma vez que o próprio escoamento atua nos seus movimentos de abertura e fechamento. A metodologia aqui apresentada combina uma formulação diferencial, para resolver o escoamento no cilindro e através da válvula de descarga durante o processo de esvaziamento do cilindro, e uma formulação integral para o restante do ciclo de compressão. O escoamento através da válvula de descarga é turbulento e para a sua solução adotou-se a Simulação de Grande Escalas com o modelo de sub-malha de Smagorinsky. Os resultados demonstram que a metodologia desenvolvida fornece detalhes importantes para a análise de sistemas de válvulas e, em termos de custo computacional, é viável como ferramenta de projeto.

Palavras-chaves. Simulação de Grande Escalas, Válvulas, Compressore.

1. Introdução

A grande maioria dos sistemas de refrigeração doméstica adota compressores herméticos para o estabelecimento da vazão do fluido refrigerante e da diferença de pressão entre as linhas de condensação e de evaporação. A razão deste domínio se deve às suas características: volume pequeno, níveis reduzidos de ruído e de consumo de energia elétrica, ausência de vazamentos, robustez estrutural dos componentes e facilidade de manuseio pelas montadoras de sistemas de refrigeração.

A Fig. (1) apresenta o princípio de funcionamento de um compressor alternativo. Quando o pistão se move de cima para baixo, chega a um ponto em que o vapor a baixa pressão é aspirado para dentro do cilindro através da válvula de sucção, que abre automaticamente devido ao diferencial de pressão pela qual ela está sujeita. O escoamento do vapor continua até que o pistão atinja o ponto morto inferior. O processo de sucção está representado no diagrama p-V da Fig. (1b). O pistão começa a se mover no sentido oposto, e a partir deste ponto, a pressão aumenta até atingir uma pressão superior à da câmara de descarga, que é aproximadamente a pressão do condensador, quando então a válvula de descarga abre.

A abertura da válvula dá início ao processo de descarga do vapor, e continua até que o pistão alcance o ponto morto superior. Neste ponto a descarga do vapor deveria ser completa. No entanto, sempre existirá uma quantidade de vapor que permanecerá dentro do cilindro, pois é necessário que haja algum espaço para acomodar as válvulas e permitir sua abertura (sucção), além de permitir ajuste das peças durante a montagem. Esse volume é denominado volume morto e é da ordem de 0,3 a 5,0 % do volume total do cilindro.

À medida que o pistão se move de cima para baixo, o vapor contido no volume morto se reexpande, diminuindo sua pressão (processo AB). Quando o pistão atinge o ponto B, a pressão no cilindro é menor que a pressão na linha de admissão, dando início à sucção do vapor para dentro do cilindro (BC). O efeito resultante é que o pistão succiona um volume da ordem de (VC-VB), quando deveria succionar (VC-VA), reduzindo a eficiência volumétrica do compressor. Os fatores que tendem a diminuir o volume de vapor deslocado da linha de baixa para de alta pressão são: volume morto, aquecimento do cilindro, vazamento entre a folga pistão/cilindro, refluxo nas válvulas etc.

De fato, a eficiência volumétrica de um compressor depende em grande parte do funcionamento adequado do sistema de válvulas. Para a melhoria de um item específico que possa diminuir as perdas, é necessário verificar o ganho em desempenho e o custo da modificação associada. O presente trabalho dará ênfase ao estudo do sistema de válvulas de um compressor de deslocamento positivo do tipo alternativo. Nesses compressores, o movimento das válvulas é comandado inicialmente pelo diferencial de pressão existente entre a câmara de sucção, cilindro e câmara de descarga, originadas pelo movimento do pistão. A partir do momento em que as válvulas estão abertas, o agente responsável passa a ser o próprio campo de pressão do escoamento do fluido refrigerante. Por esta razão, para o projeto adequado de um sistema de válvulas é fundamental o conhecimento dos fenômenos que ocorrem quando o fluido está escoando através das válvulas.

Apesar de possuírem funcionamento simples, as válvulas do compressor possuem uma descrição matemática complexa e exigem assim uma série de simplificações. O valor de qualquer modelo numérico está na fidelidade com que eventos reais, descritos de forma simplificada, são representados. O objetivo geral do presente trabalho é contribuir

para a modelagem da dinâmica de válvulas do tipo palheta através de modelos matemáticos precisos e de baixo custo computacional.

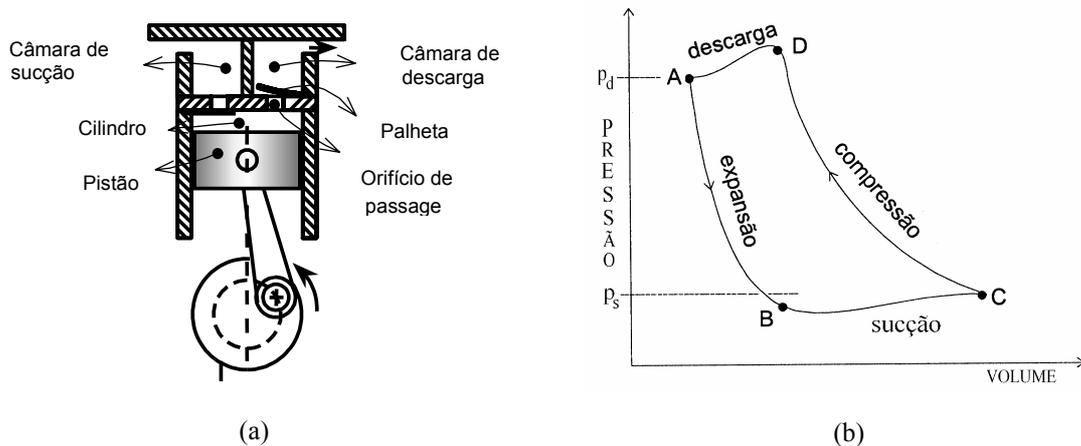


Figura 1. Componentes de um compressor alternativo e o correspondente diagrama p-V.

Trella e Soedel (1974) desenvolveram uma metodologia para a análise do comportamento não-linear de um sistema de válvula de descarga de um compressor alternativo, considerando o escoamento compressível e transiente. A solução acoplada do escoamento compressível e do movimento da válvula foi obtida a partir das equações da conservação da massa e da quantidade de movimento, na suas formas integrais, e aplicada sobre quatro volumes de controle distintos. Fica evidente no trabalho a importância da resolução da dinâmica da palheta em conjunto com o escoamento que passa através da mesma.

Salinas et al. (1999) analisaram numericamente, com validação experimental, o escoamento turbulento tridimensional incompressível em difusores radiais com discos inclinados. O modelo de turbulência utilizado foi o RNG $k-\epsilon$ e os resultados apresentados concordaram bem com os dados experimentais. Os autores mencionam o fato de que o desempenho deste modelo está associado à previsão mais precisa dos níveis de turbulência em regiões de recirculação, estagnação e curvatura de linhas de corrente, exatamente o que acontece na região de entrada do difusor.

Matos (2002) desenvolveu um modelo bidimensional para a solução do escoamento turbulento compressível através de válvulas e na região do cilindro, empregando o modelo de turbulência $k-\epsilon$. O trabalho trouxe um aprimoramento considerável aos modelos matemáticos usados até então, obtendo uma representação muito próxima para os fenômenos físicos envolvidos no funcionamento de compressores de refrigeração. Por outro lado, o tempo de processamento computacional mostrou-se excessivo e Matos (2002) sugere trabalhos que tratem esta questão, a fim de tornar a metodologia viável como ferramenta de projeto.

Dentro do contexto do desenvolvimento de modelos para a simulação de compressores, o presente trabalho se propõe a desenvolver um modelo que possa resolver o esvaziamento do cilindro do compressor, incluindo a dinâmica da válvula de descarga, de forma precisa e a um custo computacional baixo. Para alcançar este objetivo busca-se aqui aplicar modelos de modelos de turbulência que possam reduzir o custo computacional da solução do escoamento.

2. Modelo matemático

Com o objetivo de reduzir o tempo computacional da simulação do ciclo de operação de um compressor, o modelo matemático adotado aqui combina a formulação diferencial, para o escoamento durante a abertura da válvula de descarga, e a formulação diferencial para a solução do escoamento no restante do ciclo. Além disto, adota-se a simulação de grandes escalas em substituição ao modelo de turbulência $k-\epsilon$, diminuindo o número de equações diferenciais a serem resolvidas. Detalhes do modelo matemático são apresentados a seguir.

2.1. Formulação integral

A formulação integral segue o modelo desenvolvido por Ussyk (1984) para a simulação do desempenho de compressores, sendo composto de quatro equações acopladas:

- i) Equação para o volume do cilindro em função do ângulo de manivela;
- ii) Equações termodinâmicas que fornecem a massa, a pressão e a temperatura instantânea do gás refrigerante;
- iii) Equação para a vazão de gás através da válvula de sucção;
- iv) Equação da dinâmica das válvulas que define, em qualquer instante, a abertura da válvula.

Para a solução desse sistema de equações é necessário um conjunto de dados experimentais:

- i) Áreas efetivas de escoamento para avaliar a vazão através das válvulas;
- ii) Áreas efetivas de força para avaliar a força resultante do escoamento sobre a válvula;
- iii) Freqüência natural e modo de vibração da válvula;

- iv) Índices politrópicos de compressão e de expansão;
- v) Coeficiente de amortecimento das válvulas.

O interesse principal deste trabalho é o detalhamento do processo de esvaziamento do cilindro através da válvula de descarga. Por esta razão, e com o objetivo de economia computacional, o modelo de Ussyk (1984) é adotado para a simulação de parte do ciclo de operação do compressor e para avaliação da dinâmica da válvula de sucção.

2.2. Formulação diferencial

O escoamento turbulento compressível no cilindro e através da válvula de descarga foi resolvido via Simulação de Grandes Escalas (SGE). Na SGE, ao invés de separar o campo do escoamento em propriedades médias e de flutuação, adota-se um processo de filtragem para separar as estruturas turbulentas de acordo com uma frequência de corte. Fazendo desta forma, uma parcela das estruturas turbulentas dependentes do tempo é resolvida, enquanto que as menores escalas de movimento, denominadas escalas sub-malha, são avaliadas por um modelo apropriado. A modelação das menores escalas é baseada na hipótese de equilíbrio universal, proposta por Kolmogorov, indicando que as menores estruturas turbulentas apresentam uma tendência à isotropia, homogeneidade e independência em relação às condições de contorno. Por outro lado, as grandes escalas são altamente anisotrópicas, difíceis de serem modeladas, detentoras da maior parte da energia cinética turbulenta, e na SGE são calculadas diretamente.

A SGE pode ser dividida em quatro passos: i) o emprego de um operador que recebe o nome de filtro, que promove a decomposição de uma propriedade genérica do escoamento $f(\mathbf{x},t)$ em uma parcela filtrada, $\bar{f}(\mathbf{x},t)$, e outra denominada parcela residual (ou parcela de sub-malha), $f'(\mathbf{x},t)$, onde \mathbf{x} é o vetor coordenada espacial e t é a coordenada temporal; ii) a aplicação do operador filtro às equações de Navier-Stokes, que permite a obtenção das equações de evolução para a parcela filtrada do campo de velocidades (ou campo de velocidades filtrado) e modelação dos tensores residuais; iii) a obtenção de uma relação constitutiva para os tensores residuais através de emprego de um modelo de viscosidade turbulenta; iv) a escolha da estratégia e resolução numérica das equações de Navier-Stokes filtradas para a obtenção do campo de velocidades filtrado. A Fig. (3) ilustra o processo de filtragem aplicado sobre a propriedade instantânea $f(\mathbf{x},t)$, resultando nas parcelas filtrada $\bar{f}(\mathbf{x},t)$ e residual $f'(\mathbf{x},t)$.

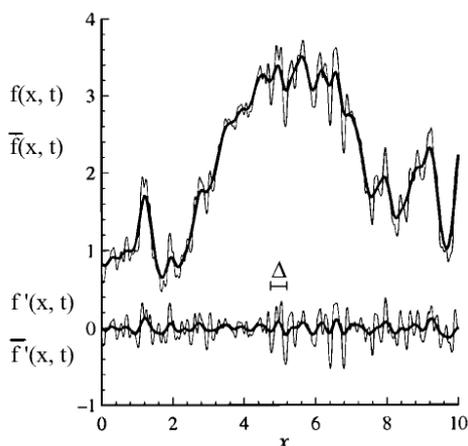


Figura 2. Decomposição das escalas de turbulência na SGE.

A contribuição do movimento de sub-malha pode ser avaliado de forma análoga ao realizado para o tensor de Reynolds em modelos convencionais de turbulência, sendo também necessária a determinação da viscosidade turbulenta. O modelo de Smagorinsky (1963) para a viscosidade turbulenta baseia-se na hipótese de equilíbrio local para as pequenas escalas, aproximando a viscosidade turbulenta em função da taxa de deformação e da escala de comprimento, como segue:

$$\nu_t = (C_s l)^2 \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (1)$$

O comprimento característico l é geralmente uma tomada como uma medida da dimensão local da malha de discretização. Segundo Deardoff (1970), para malhas que apresentam um grau fraco de anisotropia, o comprimento característico l pode ser definido como a média geométrica da malha computacional, ou seja $l = (\Delta x \Delta y)^{1/2}$. A constante de Smagorinsky $C_s = 0,18$ que aparece na Eq. (1) foi determinada analiticamente por Lilly (1967) para turbulência homogênea e isotrópica e está relacionada à transferência de energia das grandes escalas para as menores.

Uma hipótese importante considerada na presente modelação é a de que as flutuações de densidade são desprezíveis quando comparadas às flutuações de velocidade. Desta forma, o efeito de compressibilidade sobre o escoamento é representado através de variações espaciais e temporais de massa específica. Além disto, muito embora a simulação de grandes escalas implicar na solução de um escoamento tridimensional transiente, adotou-se aqui a condição de escoamento axissimétrico, conforme representada na Fig. (3), para efeito de economia computacional.

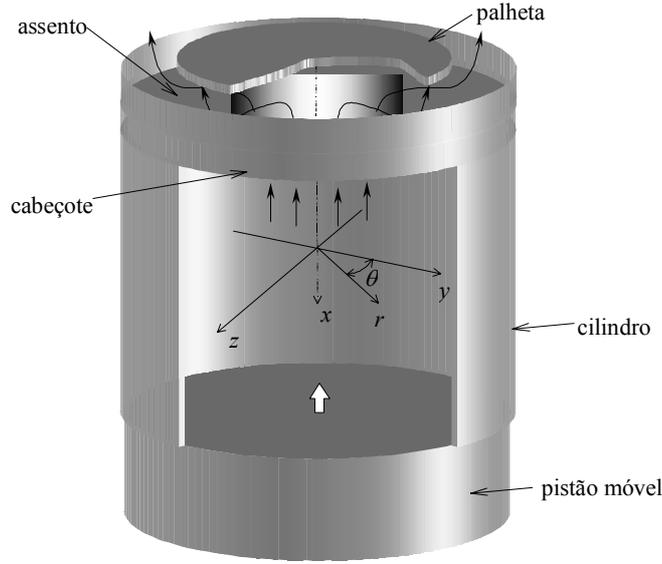


Figura 3. Geometria do modelo computacional.

Escrevendo as tensões residuais através do conceito de viscosidade turbulenta, as equações da conservação da massa e da quantidade de movimento para as grandezas filtradas ficam:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v) = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial \rho r v u}{\partial r} = & -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{\text{eff}} r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_t r \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial \rho r v v}{\partial r} = & -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{\text{eff}} r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{\mu_{\text{eff}} v}{r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_t \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_t r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{\text{eff}} \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) - \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_t \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

onde $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$.

$$S^2 = 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla})^2 \quad (5)$$

Para a solução do escoamento deve-se incluir também uma equação para a conservação da energia, escrita como:

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial \rho u T}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial \rho r v T}{\partial r} = -\rho \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{k}{c_v} + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t c_v} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\frac{k}{c_v} + \alpha_T c_p \frac{\mu_t}{c_v} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right] \quad (6)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido. Ao número de Prandtl turbulento prescreveu-se o valor de 0,9.

Por simplicidade, a hipótese de gás perfeito é adotada para a equação de estado requerida para completar o sistema de equações acima.

2.3. Dinâmica das válvulas

Conforme ilustrado na Fig. (3), a palheta é considerada paralela ao assento. Geralmente, o material usado na sua fabricação é o aço mola, sendo que a sua dinâmica pode ser expressa de forma simplificada por um modelo de um grau de liberdade:

$$m\ddot{\delta}_1 + C\dot{\delta}_1 + K\delta_1 = F - F_0 \quad (7)$$

onde F_0 é a força de pré-carga na palheta, considerada nula aqui. Os parâmetros δ_1 , $\dot{\delta}_1$ e $\ddot{\delta}_1$ são o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta, respectivamente. Os coeficientes elástico e de amortecimento da palheta, K e C , respectivamente, assim como a sua massa, m , são determinados experimentalmente.

Para resolver a Eq. (7) para o afastamento s , a força resultante F deve ser obtida da distribuição de pressão p sobre a superfície da palheta determinada da solução do escoamento:

$$F = \int_0^{2\pi} \int_0^{D/2} p r dr d\theta \quad (8)$$

Na Eq. (8), r e θ são as coordenadas na direção radial e circunferencial, respectivamente. Desta forma, a força F é obtida da solução do escoamento através da válvula de descarga, via a formulação diferencial.

3. Metodologia de solução numérica

3.1. Sistema de coordenadas móveis

As equações de transporte da seção anterior podem ser representadas por uma única equação para a variável genérica ϕ , escrita para um sistema de coordenadas móveis:

$$\frac{1}{\delta} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta \phi) + \frac{1}{\delta} \frac{\partial}{\partial \eta} (\rho \tilde{u} \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v \phi) = \frac{1}{\delta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\Gamma^\phi}{\delta} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S^\phi \quad (9)$$

Assim, ϕ é igual a 1 no caso da Eq. (2), u e v para as Eqs. (3) e (4), e T para a Eq. (6). Por outro lado, S^ϕ e Γ^ϕ são os respectivos termos fontes e coeficientes de difusão de cada uma dessas equações. Por exemplo, para a Eq. (2), S^ϕ e Γ^ϕ são iguais a zero.

A principal característica do sistema de coordenadas móveis é que o mesmo transforma o domínio físico em um domínio computacional que permanece imutável apesar do movimento da palheta e do pistão. Conseqüentemente, a coordenada axial x do sistema inercial é substituída por uma nova coordenada axial, η , usando a seguinte transformação:

$$\eta = \frac{x(t)}{\delta_1(t)} ; \quad \eta = x ; \quad \eta = \frac{x(t) - [\delta_1(t) + \delta_2(t)]}{\delta_3(t)} \quad (10)$$

correspondendo às regiões do difusor (subscrito 1), do orifício de passagem (subscrito 2) e do cilindro (subscrito 3), respectivamente. O domínios físico e computacional são ilustrados na Fig. (4).

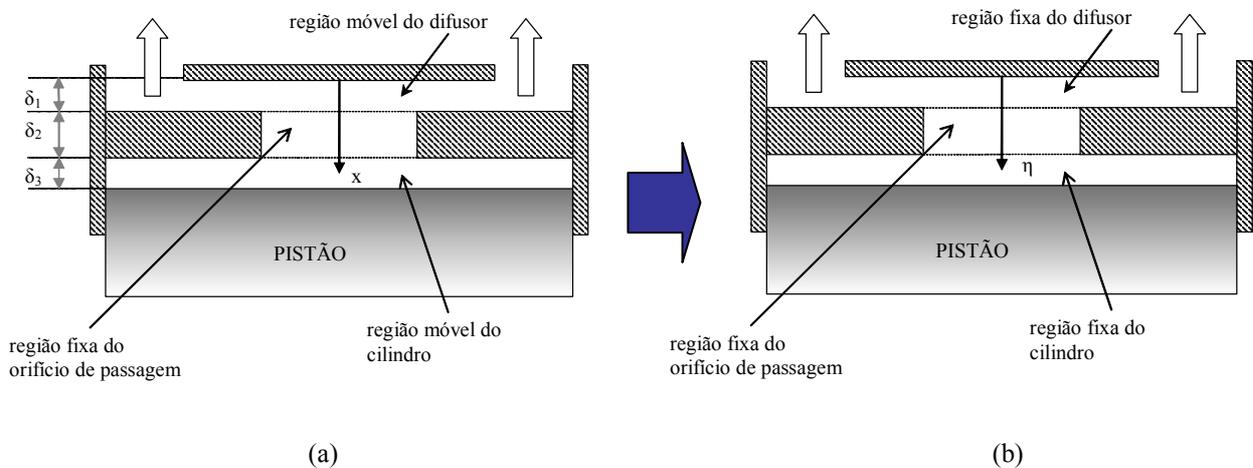


Figura 4. Transformação de coordenadas: (a) domínio físico; (b) domínio computacional.

A coordenada móvel η varia de 0 a 1 na região do difusor, de δ_1 a $(\delta_1+\delta_2)$ no orifício de passagem e de 0 a 1 na região entre o pistão e o cabeçote. Na Eq. (10) o valor de δ é igual a δ_1 (proveniente da dinâmica da palheta) na região do difusor, a δ_2 (=1) no orifício de passagem e a δ_3 (= distância entre o pistão e o cabeçote, conforme mecanismo biela-manivela) na região do cilindro. A componente de velocidade axial \tilde{u} , a qual é a velocidade axial do fluido em relação a coordenada móvel η é obtida por:

$$\tilde{u} = u - u_g \quad (11)$$

onde u_g é dado por:

$$u_g = \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)_{\eta,r} = \eta \frac{\partial \delta_1}{\partial t} = \eta \dot{\delta}_1 ; \quad u_g = 0 ; \quad u_g = \left(\frac{\partial x}{\partial t} \right)_{\eta,r} = \eta \frac{\partial \delta_3}{\partial t} = \eta \dot{\delta}_3 \quad (12)$$

de acordo com o domínio que está sendo considerado; i.e. região do difusor, orifício de passagem e cilindro, respectivamente. Na Eq. (12) $\dot{\delta}_1$ é a velocidade instantânea da palheta e $\dot{\delta}_3$ é a velocidade do pistão.

3.2. Metodologia numérica

A metodologia de volumes finitos foi empregada na discretização das equações diferenciais que governam o escoamento, com uma aproximação totalmente implícita para a integração no tempo de todos os termos. Para as componentes axial e radial de velocidade foram adotados volumes desencontrados. Na integração espacial das equações da conservação da quantidade de movimento, os valores das velocidades u e v nas faces dos volumes de controle foram obtidos através do esquema de interpolação QUICK, conforme formulação proposta por Hayase et al. (1992). Um método de solução segregada foi empregado para a solução das equações, enquanto que o acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade foi realizado através do algoritmo SIMPLEC.

A malha computacional empregada para discretizar o domínio apresenta 110 x 90 volumes nas direções axial e radial, respectivamente, conforme ilustrado na Fig. (5), com refino em regiões onde se esperam gradientes elevados das propriedades do escoamento. Detalhes sobre o refino empregado e sobre as dimensões do domínio computacional podem ser obtidos em Matos (2002).

A simulação foi realizada para 4 ciclos de compressão do cilindro, utilizando-se um intervalo de tempo correspondente a 0,5 grau de giro da manivela para a parte do ciclo em que as duas válvulas estão fechadas e a 0,1 grau caso contrário.

A equação diferencial que governa o movimento da palheta, Eq. (7), foi resolvida analiticamente considerando que a força resultante na palheta permanece constante ao longo do intervalo de tempo referente à integração.

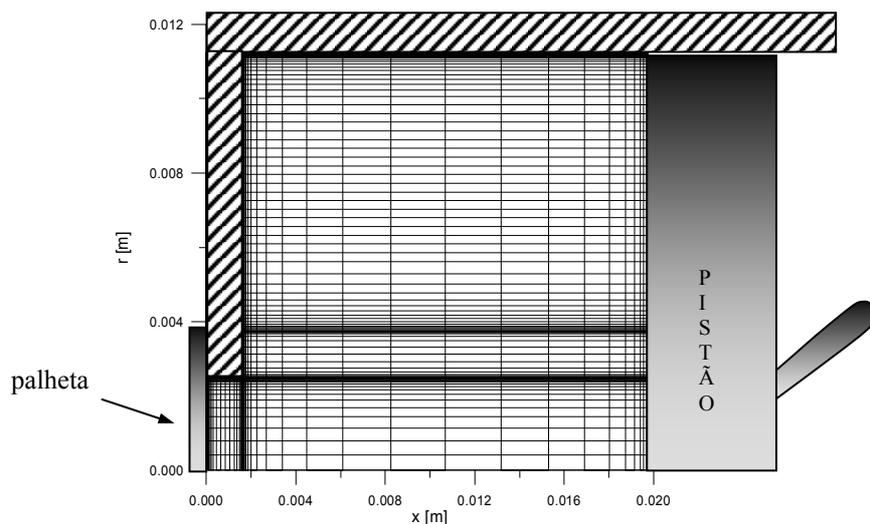


Figura 5. Malha computacional.

A principal vantagem de se resolver o escoamento no cilindro e através da válvula de sucção utilizando uma formulação integral, está na simplicidade das equações a serem resolvidas. No entanto, como indicado anteriormente, para modelar a dinâmica da válvula sem resolver o escoamento são necessários dados experimentais de áreas efetivas de escoamento e de força.

Para permitir o acoplamento das formulações diferencial e integral são necessários alguns cuidados com relação às grandezas físicas calculadas. Desta maneira, optou-se por iniciar a simulação no Ponto Morto Inferior (PMI) utilizando-

se a formulação integral, conforme ilustra a Fig. (6). A grandeza utilizada como referência para a troca de formulação é a pressão média no cilindro. Durante a compressão, fixou-se uma pressão de 12 bar, e os campos médios transferidos são: pressão p , temperatura T e densidade ρ . Também são passadas informações sobre a posição do pistão wt e o volume instantâneo V . Como a formulação diferencial calcula o campo de velocidades, fixou-se um campo de velocidades inicial nulo para o cálculo das componentes axial e radial. Para a viscosidade turbulenta μ_t , foram utilizados valores médios para 12 posições distintas do domínio, de um campo convergido por Matos (2002). A pressão de retorno para a formulação integral foi fixada em 8,5 bar, e as variáveis que retornam para esta formulação são: pressão, temperatura, densidade, posição do pistão (ângulo de manivela) e o volume instantâneo. Por se tratar de uma abordagem transiente, a formulação integral faz uso de um passo de tempo Δt em torno de 0,01 rad, enquanto que para a formulação diferencial $\Delta t \cong 0,0008$ rad.

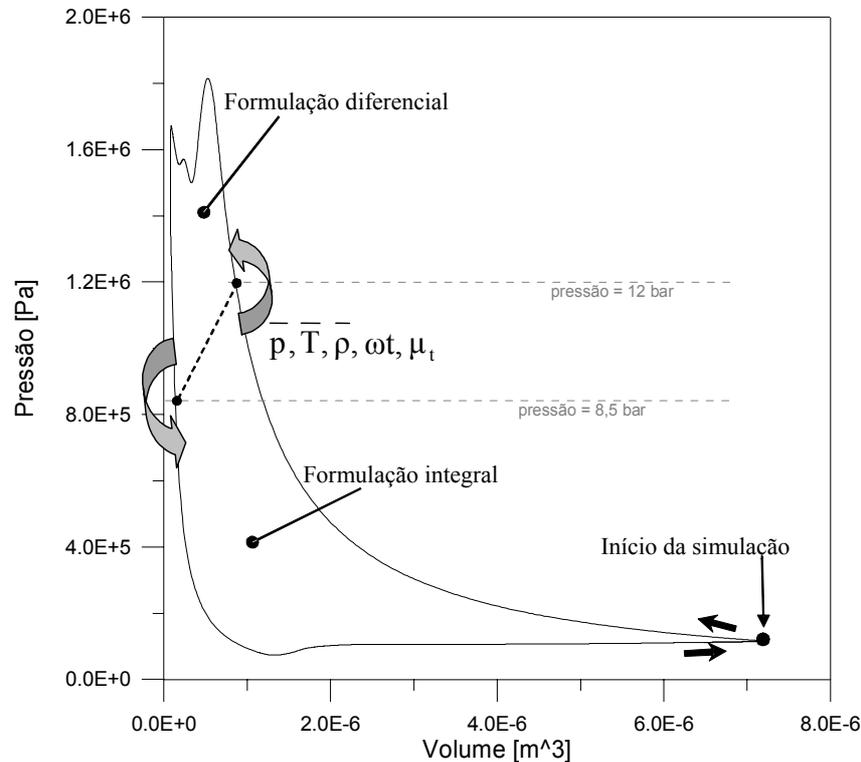


Figura 6. Esquema de interação entre as formulações integral e diferencial.

3.3. Condições de contorno

Nas paredes sólidas todas as componentes de velocidade foram consideradas iguais a zero com exceção da superfície do assento e do pistão, onde $v = 0$ mas $u = \delta_1$ no assento e $u = \delta_3$ no pistão, ou seja, a velocidade do assento em relação a palheta é obtida da Eq. (7) e a velocidade do pistão assim como a posição do pistão pode ser obtida através do mecanismo biela-manivela. Para o eixo de simetria ($r = 0$) as condições apropriadas são $v = \partial u / \partial r = 0$.

Uma atenção especial foi tomada na saída da válvula onde a pressão foi prescrita. Para obter, por exemplo, a velocidade axial no orifício de entrada através de um valor específico de pressão, a equação do movimento na direção axial foi integrada em um volume de controle correspondente à metade do volume adjacente à fronteira. Dessa forma a velocidade axial na saída é expressa em termos da pressão na câmara de descarga e as componentes de velocidade adjacentes. Uma vez que a velocidade axial assim obtida satisfaz a conservação da quantidade de movimento mas não a conservação da massa, a mesma deve ser corrigida via o algoritmo SIMPLEC, de maneira análoga ao realizado para os volumes internos. Esse é um passo sutil porém de crucial importância para se alcançar a convergência. Para a componente de velocidade paralela à fronteira de saída, ou seja, v , a condição de contorno foi prescrita como $\partial v / \partial x = 0$.

Para a equação da energia, as paredes do pistão, do cilindro, do cabeçote, do assento e da palheta foram consideradas isotérmicas. Nas válvulas de descarga e de sucção, a condição de escoamento parabólico é usada para a temperatura caso o gás esteja saindo do domínio de solução. Caso contrário, as temperaturas de entrada são prescritas com os valores das temperaturas da câmara de descarga e de sucção, respectivamente.

4. Resultados

Os resultados a seguir são apresentados para quatro ângulos de manivela: (a) $wt = 2,67$ rad (147°); (b) $wt = 2,80$ rad ($160,43^\circ$); (c) $wt = 2,99$ rad ($171,31^\circ$) e (d) $wt = 3,13$ rad ($179,34^\circ$). Essas posições representam: (a) válvula de

descarga abrindo e próxima ao primeiro pico de pressão; (b) válvula abrindo e próxima ao primeiro vale de pressão; (c) válvula fechando e próxima do segundo pico de pressão e (d) válvula retornando ao assento. A Fig. (7) mostra esses instantes de tempo identificados por pontos sobre curvas de variação de pressão no cilindro, de acordo com o ângulo de manivela.

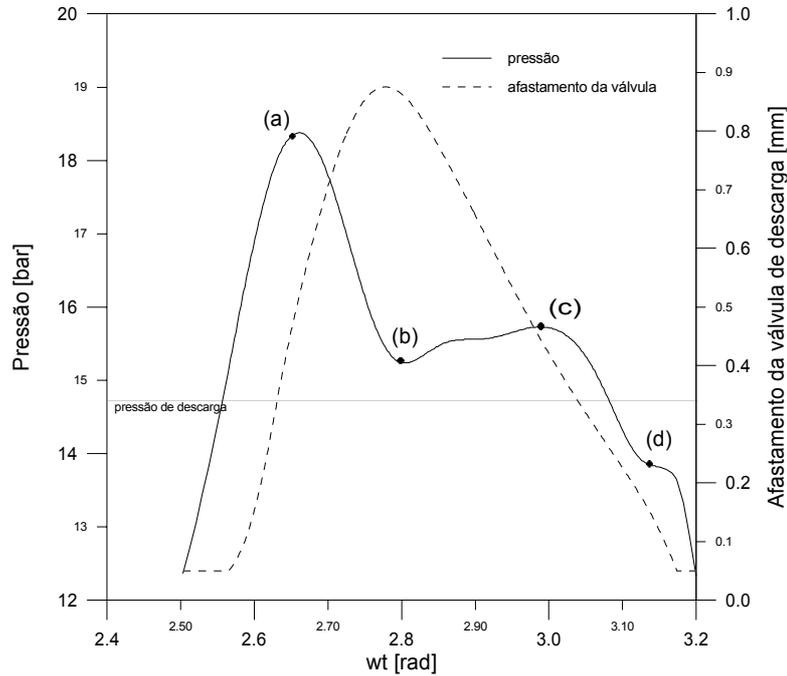


Figura 7. Posições de monitoramento durante a abertura da válvula de descarga.

A sobrepressão indicada pelo ponto (a) na Fig. (7) se deve ao pequeno afastamento entre palheta e assento, o que causa uma grande restrição ao escoamento do gás, nos momentos iniciais da abertura da válvula de descarga. Tal efeito pode ser visualizado a partir de linhas de corrente adimensionais ψ^* ($=\psi/\dot{m}$) na Fig. (8a). Quando a pressão média atinge o primeiro pico, a válvula está abrindo e se movimentando em direção ao afastamento máximo, e a partir deste ponto, a pressão cai, como seria de se esperar em função do padrão do escoamento visualizado na Fig. (8b). Na sequência a pressão volta a subir até que o segundo pico de pressão seja alcançado. Isso ocorre por duas razões: i) aumento do atrito viscoso sofrido pelo gás confinado entre as paredes do pistão e da placa de válvulas dentro da câmara; e ii) retorno da válvula de descarga ao assento e, desta forma, havendo uma redução da área de passagem. Essas restrições ao escoamento provocam portanto o segundo pico de pressão. A variação de pressão no interior do cilindro, indicada na Fig. (7), pode ser também analisada com o auxílio das isobáricas do escoamento mostradas na Fig. (9).

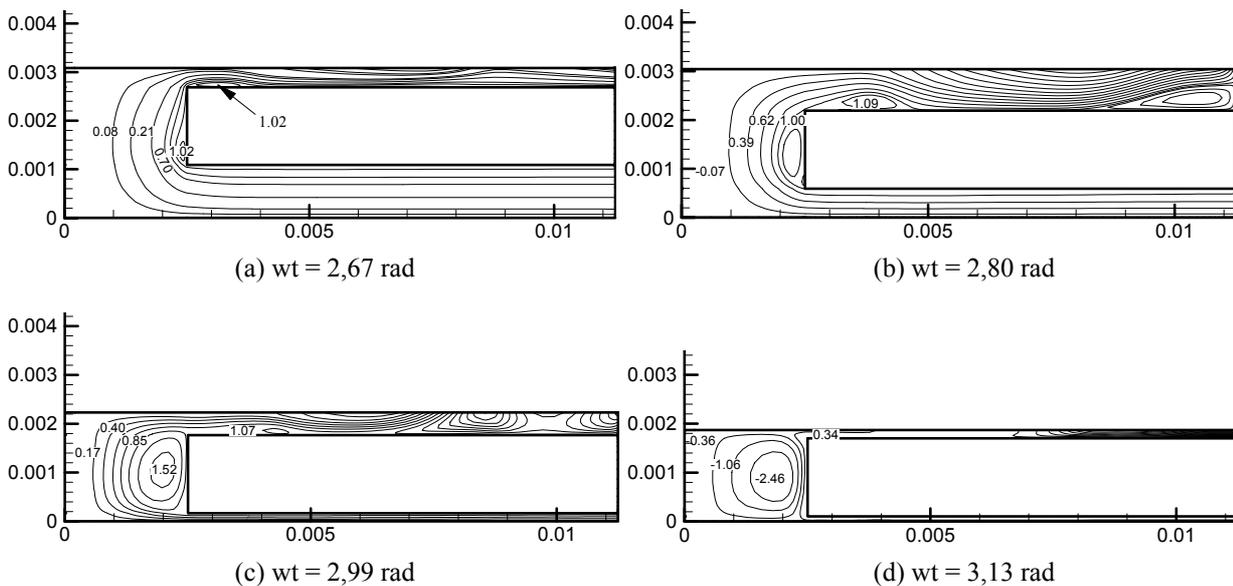


Figura 8. Linhas de corrente adimensionais através da válvula de descarga.

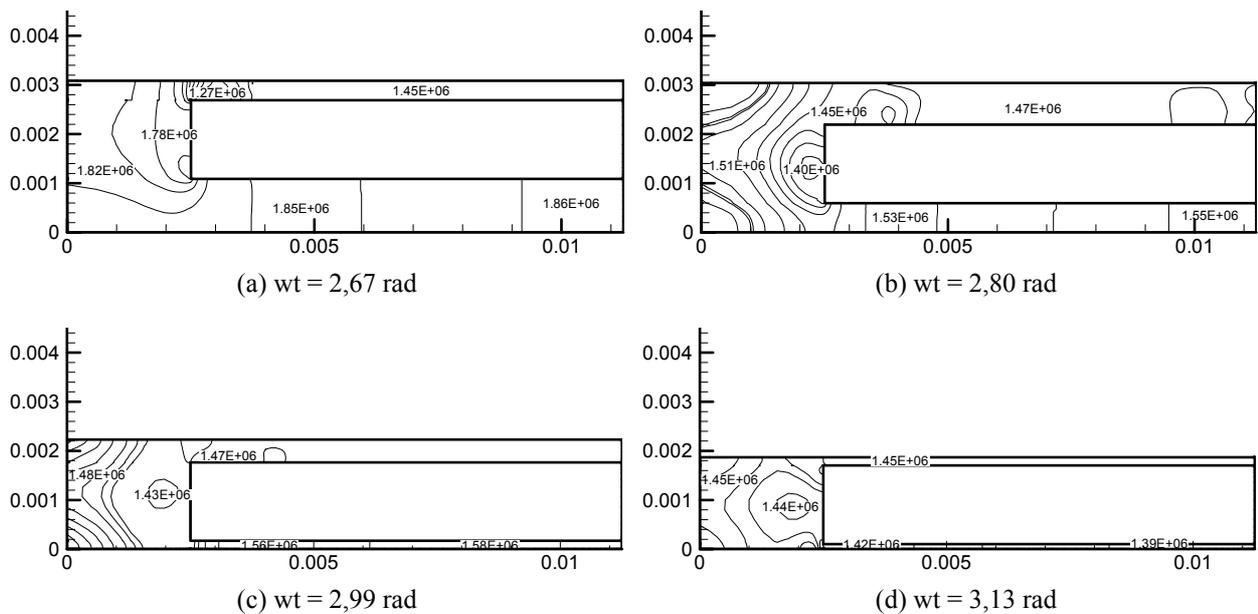


Figura 9. Isobáricas do escoamento através da válvula de descarga.

Resultados para vetores velocidade do escoamento são mostrados na Fig. (10). Pode-se observar mais claramente a presença de regiões de recirculação sobre o assento da válvula, e mesmo no interior do orifício de descarga. Para o modelo de compressor aqui simulado, o ponto morto superior (PMS) é alcançado para o ângulo de biela-manivela da ordem de $177,89^\circ$. Como o ponto (d) apresenta resultados para um ângulo da ordem de $179,34^\circ$, nesta posição o pistão já iniciou o processo de expansão do gás, provocando uma queda abrupta da pressão e ocasionando um fechamento mais rápido da válvula de descarga. Dependendo da dinâmica da palheta, pode haver refluxo de gás durante o fechamento da válvula de descarga, um aspecto indesejável para a eficiência do compressor. Este fenômeno fica evidente na Fig. (10d), onde observa-se o escoamento entre palheta e assento voltando para o interior do cilindro.

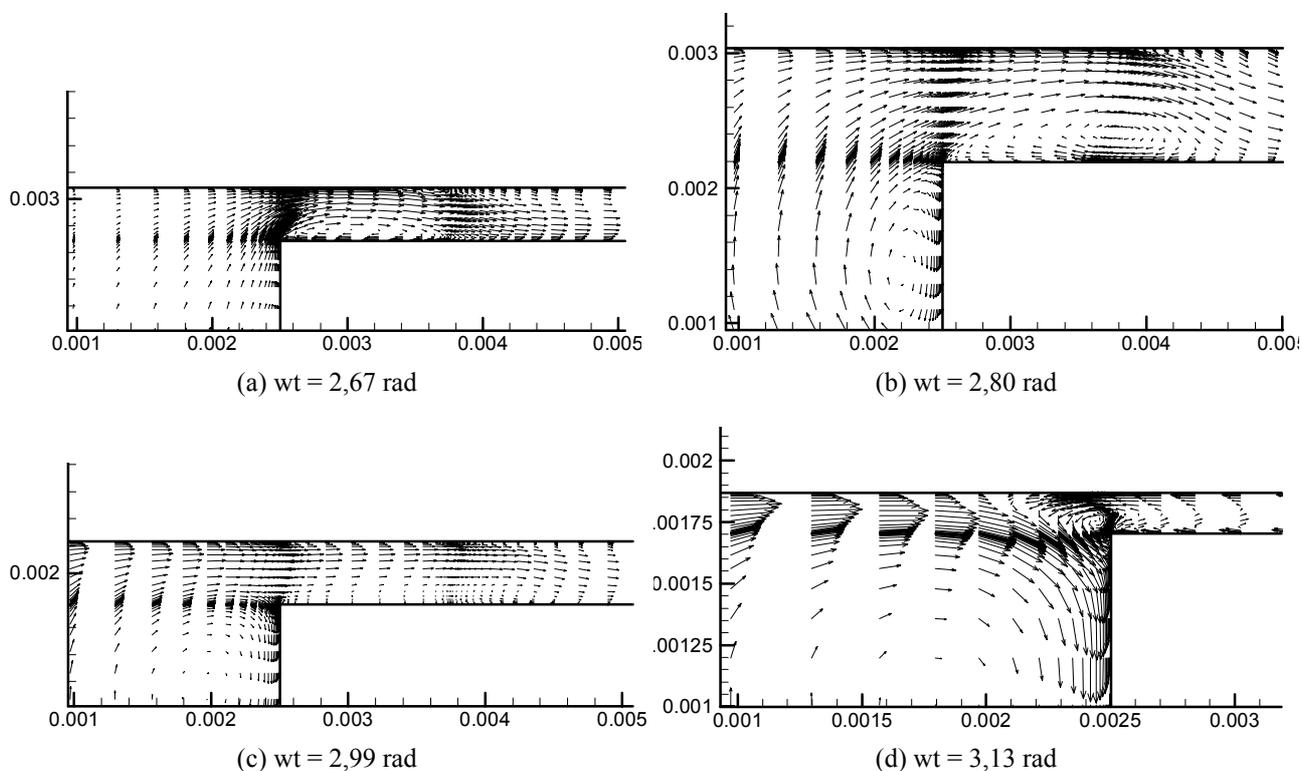


Figura 10. Vetores velocidade durante a abertura da válvula de descarga.

5. Conclusões

O presente trabalho considera o desenvolvimento de uma metodologia para a simulação numérica de compressores, com especial atenção à solução da dinâmica de válvulas do tipo palheta. O procedimento emprega uma formulação integral para a análise do escoamento através da válvula de sucção e uma diferencial para a válvula de descarga. O escoamento turbulento compressível através da válvula de descarga foi resolvido com a Simulação de Grandes Escalas (SGE), com o modelo de sub-malha de Smagorinsky. De uma forma geral, os resultados obtidos com a SGE são fisicamente consistentes. Características presentes neste tipo de escoamento, tais como os picos de pressão na câmara e a presença de refluxo na válvula de descarga, puderam ser evidenciadas pela metodologia. Desenvolvimentos futuros estarão focados na implementação de melhorias na modelação das escalas de sub-malha e na metodologia de solução das equações, para alcançar maior precisão e menor custo computacional.

6. Agradecimentos

Este trabalho teve o apoio da Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO) e do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq).

7. Referências

- Hayase, T., Humphrey, J.A.C., and Greif, R., 1992, "A Consistently Formulated QUICK Scheme for Fast and Stable Convergence Using Finite-Volume Iterative Calculation Procedures", *J. Comp. Physics*, v. 98, pp. 108-118.
- Lilly, D. K., 1967, "The Representation of Small-Scale Turbulence in Numerical Simulation Experiments". *Proc. of the IBM Scientific Computing Symposium on Environmental Sciences*, Goldstine, H. H. ed., IBM Form n. 320-1951, pp. 195-210.
- Matos, F.F.S., 2002, "Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Compressores Alternativos". Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC.
- Salinas-Casanova, D.A., Deschamps, C.J., Prata, A.T., 1999, "Turbulent Flow through a Valve with Inclined Reeds". *International Conference on Compressor and Their Systems*, London, UK, pp. 443-452.
- Smagorinsky, J.S., 1963, "General Circulation Experiments with the Primitive Equations: I. The Basic Experiment". *Mon. Weath. Rev.*, v. 91, pp. 99-163.
- Trella, T.J.; Soedel, W., 1974, "Effect of Valve Port Gas Inertia on Valve Dynamics – Part I: Simulation of Poppet Valve". *Proc. Purdue Compressor Technology Conference*, pp. 190.
- Ussyk, M.S., 1984, "Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos". Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC.

LARGE EDDY SIMULATION OF TURBULENT FLOW IN RECIPROCATING COMPRESSORS

João B. Rovaris

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC
88.040-900, Florianópolis, SC
rovaris@nrva.ufsc.br

César J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC
88.040-900, Florianópolis, SC
deschamps@nrva.ufsc.br

Abstract. *The present work deals with the development of a numerical methodology for the simulation of reciprocating compressors used in refrigeration. In such devices the pressure difference between suction / discharge chambers and the cylinder established by the piston motion is responsible for the opening of the valves. Once the valves are open, the flow dictates the pressure distribution on the valve plate and, consequently, the resultant force that will govern the valve dynamics and its displacement from the seat. Valve performance is a complicated problem where fluid mechanics and solid dynamics play a definite role. Therefore, a detailed understanding of the turbulent flow through valves and in the in-cylinder region is very important in the development of a high efficient compressor. The methodology developed in this work adopts the Large Eddy Simulation (LES), combined with the Smagorinsky sub-grid model, to predict the compressible turbulent flow through the discharge valve and an integral formulation, based on effective flow and force areas, to evaluate the dynamics and the flow rate for the suction valve. Numerical results demonstrate the methodology is capable of predicting flow features that are fundamental for the project of valve systems, at a reasonable computational cost.*

Keywords. *Large Eddy Simulation, Valves, Compressor.*