

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO OSCILATÓRIO EM UM DIFUSOR RADIAL COM ALIMENTAÇÃO AXIAL

Franco Barbi, frbarbi@gmail.com

Iara de Souza Barbosa, iarakci@hotmail.com

José Luiz Gasche, gasche@dem.feis.unesp.br

Sergio Said Mansur, mansur@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Univerdade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Av. Brasil, 56-Centro, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil

Resumo. A geometria do difusor radial vem sendo utilizada como modelo simplificado para a investigação de escoamentos de interesse industrial. Muitos estudos foram realizados a fim de se entender todos os padrões de escoamento existentes em tal geometria e o rápido avanço computacional permitiu que as simulações numéricas captassem padrões de escoamentos antes não observados. Nesse trabalho, é realizada uma simulação numérica das instabilidades hidrodinâmicas associadas a essa geometria, que gera um padrão de escoamento em transição à turbulência. As equações governantes do problema são discretizadas pelo método dos volumes finitos, com uma discretização temporal de Euler. O acoplamento pressão-velocidade é realizado pelo algoritmo SIMPLEC – Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent aplicado a uma malha desencontrada para a velocidade. Os sistemas de equações algébricas são resolvidos pelo algoritmo SOR – Successive Over-Relaxation para as equações das velocidades e energia, enquanto a equação da pressão é resolvida pelo algoritmo SIP – Strongly Implicit Procedure. O esquema de interpolação Power-Law é utilizado na interpolação dos termos difusivos/convectivos. Perfis de número de Nusselt local e de pressão adimensional são obtidos na superfície do disco frontal e analisados em função do escoamento resultante, para vários números de Reynolds. A comparação dos resultados do presente trabalho com dados experimentais mostram que o método empregado é capaz de capturar adequadamente instabilidades aerodinâmicas características deste tipo de escoamento.

1. INTRODUÇÃO

O escoamento radial é fonte de constante investigação científica, devido à sua presença em inúmeros projetos de engenharia. Entre eles, pode-se citar o escoamento nos aerofólios circulares de aeronaves. Em máquinas de fluxo radiais ou mistas, nas quais o escoamento predominante é respectivamente radial ou a combinação entre axial e radial. Em hidrociclones, utilizados nos processos de separação de elementos dispersos em meio líquido. Nos mancais aerostáticos radiais, onde o ar sob pressão, sem o movimento do munhão, é forçado por um orifício alimentador a escoar radialmente. E, finalmente, em válvulas do tipo palheta, presentes nos compressores alternativos de refrigeração, que são a motivação do presente trabalho.

Compressores alternativos utilizados em sistemas de refrigeração possuem válvulas automáticas que são responsáveis pela retenção e passagem do fluido refrigerante da câmara de sucção para o cilindro, e do cilindro para a câmara de descarga. Como o movimento dessas válvulas é feito pela própria força do escoamento, o seu entendimento é de grande importância para os projetistas, que buscam válvulas de resposta rápida, com baixa perda de carga e pouco refluxo.

Sabe-se que em um ciclo de refrigeração, as maiores perdas de energia ocorrem no compressor. As interações entre o escoamento do fluido refrigerante e as válvulas são responsáveis por boa parte das perdas de rendimento do ciclo. Sendo a geometria dessas válvulas bastante complexa, modelos simplificados, como o difusor radial, são utilizados para a investigação do escoamento. Na literatura é raro encontrar simulações de escoamentos nessa geometria, especialmente envolvendo transferência de calor. A Fig. 1 apresenta a geometria do difusor radial.

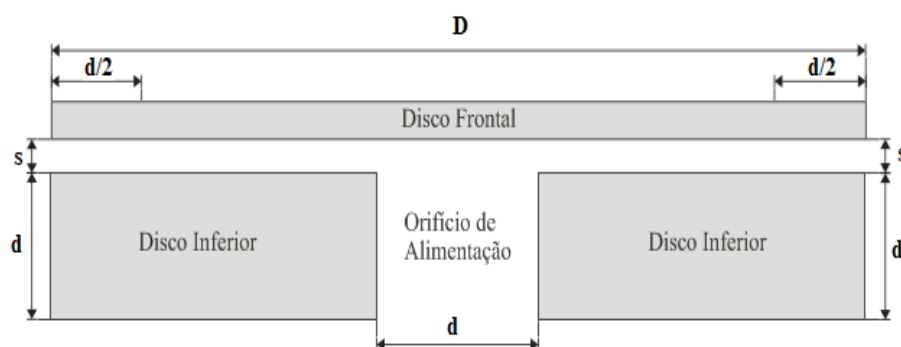


Figura 1 – Geometria do difusor radial.

O escoamento no difusor radial assume diferentes padrões com o aumento do número de Reynolds e o espaçamento entre os discos. Em geral, para pequenos valores de ambos, o escoamento é laminar e as principais forças atuantes são de natureza viscosa. Com o aumento do Reynolds e espaçamento, a camada limite hidrodinâmica tende a descolar-se da parede interna do orifício de alimentação, gerando uma região de recirculação na entrada do difusor

Implícitas na geometria do escoamento, perturbações devido ao aumento de área com o raio na região do difusor e o desvio da direção do escoamento feito pelo disco frontal começam a desestabilizar o escoamento para Reynolds ainda maiores. Como consequência disso há o aparecimento de padrões de escoamentos oscilatórios e que não atingem um regime permanente, caracterizando transição a um escoamento turbulento.

Souto (2002) apresentou uma revisão extensiva de escoamentos em difusores radiais com aplicações em válvulas de compressores. Trabalhos com soluções analíticas para o escoamento laminar, incompressível e estacionário foram realizados por Woolard (1957), Livesey (1960), Savage (1964) e Killman (1972), enquanto Ishizawa *et al.* (1987) apresentaram uma solução analítica para o escoamento laminar, incompressível e transiente. Soluções numéricas para o escoamento incompressível e laminar foram atingidas por Hayashi *et al.* (1975), Raal (1978), Piechna e Meier (1986), Ferreira *et al.* (1989), Deschamps *et al.* (1989), Langer *et al.* (1990), Gasche (1992) e Possamai *et al.* (1995). Por outro lado, soluções numéricas do escoamento turbulento incompressível foram obtidas por Deschamps *et al.* (1988) e Deschamps *et al.* (1996). Trabalhos experimentais sobre o tema foram desenvolvidos por Jackson e Simmons (1965), Wark e Foss (1984), Ferreira e Driessen (1986), Tabakabai e Pollard (1987) e Ervin *et al.* (1989) e Gasche (1992).

Alguns pesquisadores também obtiveram soluções numéricas para o escoamento laminar e incompressível incluindo, entretanto, a dinâmica do disco frontal no modelo: Matos *et al.* (1999), Matos *et al.* (2000), Matos *et al.* (2001) e Salinas-Casanova (2001). Esse tipo de modelagem introduz um importante avanço com relação aos modelos anteriores, uma vez que aproxima o problema do comportamento real do sistema de válvulas, embora a geometria ainda esteja distante do que ocorre na prática.

Pilichi (1990) investigou o escoamento em um difusor radial com transferência de calor. Resultados foram obtidos numericamente e experimentalmente, com a técnica da sublimação da naftalina. Seu modelo numérico utilizava a técnica dos volumes finitos descrito por Patankar (1980) na discretização das equações governantes do problema, utilizando como esquema de interpolação o *Power-law*, e o algoritmo SIMPLER para o acoplamento pressão-velocidade. Quando os resultados numéricos e experimentais foram confrontados, uma discrepância fora observada no perfil de número de Nusselt local na superfície do disco frontal. Para o número de Reynolds mais baixo, os resultados concordaram bem, validando o método numérico para escoamentos estacionários laminares, e um único pico no perfil de número de Nusselt foi obtido na região de entrada do difusor. Com o aumento do número de Reynolds, um segundo pico foi observado no perfil de número de Nusselt local obtido experimentalmente, o qual não fora captado pela metodologia numérica. Segundo o autor, o segundo pico estaria associado às instabilidades do escoamento.

Um ano depois, Langer (1991) estudou várias características de escoamentos radiais buscando explicações para suas instabilidades. Seu trabalho foi um dos primeiros estudos de bifurcações em difusor radial com alimentação radial. Em seus resultados, verificaram-se apenas escoamentos estacionários com um grau crescente de assimetria, para valores de Reynolds até 1000. Seu trabalho o levou a importantes conclusões: a invalidação da hipótese de simetria geométrica e instabilidades e bifurcações em função do gradiente de pressão reverso presente no escoamento radial, que age de forma a flambar o escoamento. Seus resultados mostraram que mesmo para altos números de Reynolds o escoamento volta a ser paralelo na saída do difusor, contanto que haja espaço suficiente ao longo do raio para a amortização das oscilações das velocidades.

Peters (1994) desenvolveu um trabalho investigativo sobre bifurcações e oscilações auto-induzidas no escoamento através do difusor radial. Em seu trabalho, difusores radiais com alimentação axial e radial foram simulados com diferentes métodos numéricos providos de esquemas de interpolação de alta ordem, de forma a diminuir a restrição imposta por esquemas de baixa ordem. Seus resultados confirmaram os resultados de Langer para um primeiro ponto de bifurcação, e um segundo ponto foi identificado como sendo a transição de um padrão de escoamento assimétrico e estacionário para um padrão de escoamento transiente (bifurcação de Hopf). Resolvendo a equação da energia, perfis de número de Nusselt local na superfície do disco frontal foram obtidos a fim de se obter um segundo pico, como obtido experimentalmente por Pilichi (1990). Os resultados concordaram bem, apesar de apresentarem desvio entre os valores. Uma de suas principais conclusões foi que o método numérico tem grande influencia nos resultados para esse tipo de escoamento.

Com o rápido avanço computacional, métodos numéricos se tornam mais importantes e eficientes na investigação da estabilidade hidrodinâmica em escoamentos. Com isso, há grande contribuição por parte das simulações numéricas no entendimento dos mecanismos de transição e turbulência. No entanto, deve-se tomar muito cuidado ao atribuir a configuração definitiva de um escoamento a partir de uma simulação numérica, especialmente em casos envolvendo transição e turbulência. Escoamentos dessa natureza são bastante instáveis, e métodos numéricos devem ser capazes de estabilizar a solução para se obter um resultado. Métodos de interpolação, como o *Power-law* de Patankar (1980) de primeira ordem, introduzem no escoamento a chamada viscosidade numérica, que estabiliza a solução para escoamentos transacionais na geometria do difusor radial.

O presente trabalho apresenta uma análise do escoamento oscilatório presente na geometria do difusor radial com alimentação axial, e o seu comportamento na transição de um padrão estacionário para um padrão transiente oscilatório.

2. METODOLOGIA NUMÉRICA

O escoamento incompressível de um fluido newtoniano com transferência de calor é simulado neste trabalho, a partir das seguintes equações governantes:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} \right] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \left[\mu (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla}^T \vec{V}) \right] \quad (2)$$

$$\rho \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\vec{V} T) \right] = \frac{1}{C_p} \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) \quad (3)$$

onde ρ é a densidade do fluido, μ sua viscosidade dinâmica, C_p seu calor específico a pressão constante, k sua condutividade térmica, p a pressão e \vec{V} é o vetor velocidade. As condições de contorno utilizadas são indicadas na Fig. 2. Os parâmetros geométricos adotados para a geometria do difusor radial são os mesmos utilizados por Pilichi (1990), sendo $D/d = 4,15$ e $s/d = 0,07$.

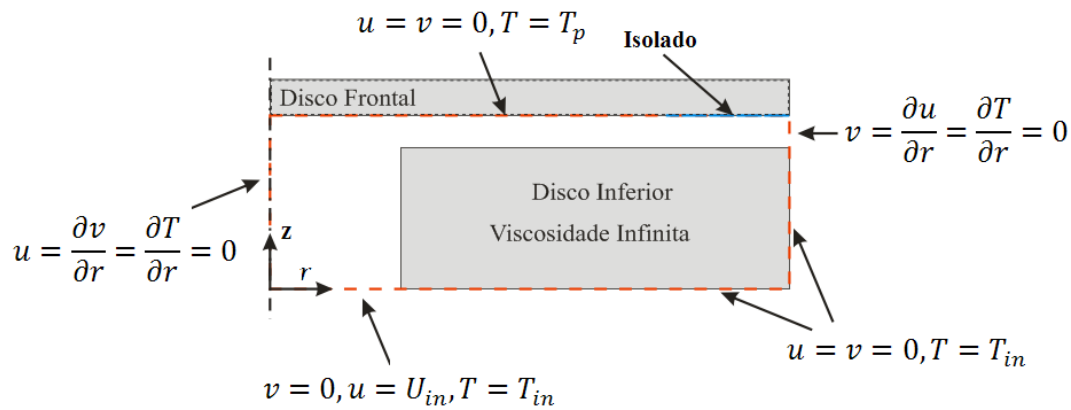


Figura 2 – Domínio computacional e as condições de contorno utilizadas.

As equações governantes do problema são discretizadas pela técnica dos volumes finitos descrita por Patankar (1980), utilizando discretização temporal de Euler de primeira ordem. O acoplamento pressão-velocidade é feito pelo algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent*) aplicado a uma malha desencontrada para as velocidades, enquanto os sistemas de equações algébricas são resolvidos pelo algoritmo SOR (*Successive Over-Relaxation*) para as equações da velocidade e energia, enquanto a equação da correção de pressão é resolvida pelo algoritmo SIP (*Strongly Implicit Procedure*). O esquema *Power-Law* é utilizado na interpolação dos termos difusivos/convectivos das equações de Navier-Stokes.

A malha computacional utilizada é refinada localmente nas proximidades das paredes e em regiões de altos gradientes na entrada do difusor. Na região do difusor, procurou-se manter a malha da forma mais uniforme possível, para diminuir os efeitos da difusão numérica. Em todo domínio foram utilizados um total de 48.300 volumes, sendo que 24.000 desses volumes situam-se na região do difusor.

As formas com que o número de Nusselt local, o número de Reynolds e a pressão adimensional são calculados são indicadas, respectivamente, nas Eqs. (4), (5) e (6).

$$Nu_s = \frac{h s}{k} = \frac{\partial T}{\partial n} \frac{s}{(T_p - T_{in})} \quad (4)$$

$$Re_d = \frac{\rho \bar{U} d}{\mu} \quad (5)$$

$$P_{adm} = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}^2} \quad (6)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido e o disco frontal, s é a distância entre os discos inferior e frontal, k é a condutividade térmica do fluido, T_p é a temperatura prescrita na superfície do disco frontal, T_{in} é a temperatura de entrada do fluido, \bar{U} é a velocidade média na entrada do orifício de alimentação, μ é a viscosidade absoluta do fluido e P é a pressão manométrica do fluido. No presente trabalho utilizou-se $T_p = 70^\circ \text{C}$ e $T_{in} = 20^\circ \text{C}$.

3. RESULTADOS

Resultados do escoamento estacionário e transiente foram obtidos para uma abertura entre discos (s/d) de 0.07, a mesma utilizada no experimento de Pilichi (1990). Perfis de número de Nusselt local na superfície do disco frontal foram obtidos e analisados. Para número de Reynolds igual a 2727 e Prandtl 2.6, resultados do presente trabalho foram confrontados com os resultados experimentais de Pilichi (1990) e resultados numéricos de Peters (1994), de forma a validar o método na captação dos efeitos oscilatórios. Posteriormente, o número de Reynolds é variado em 1900, 2000, 2100 e 2200, e os resultados são analisados por perfis de número de Nusselt local e pressão adimensional. Como critério de convergência foi utilizado o resíduo da conservação da massa, sendo considerados satisfatórios os resultados com resíduos menores que 10^{-10} . Foram necessárias fortes relaxações para se obter a convergência e o passo de tempo utilizado foi de $2 \cdot 10^{-4}$, e um total de 1000 segundos de simulação para todos os casos.

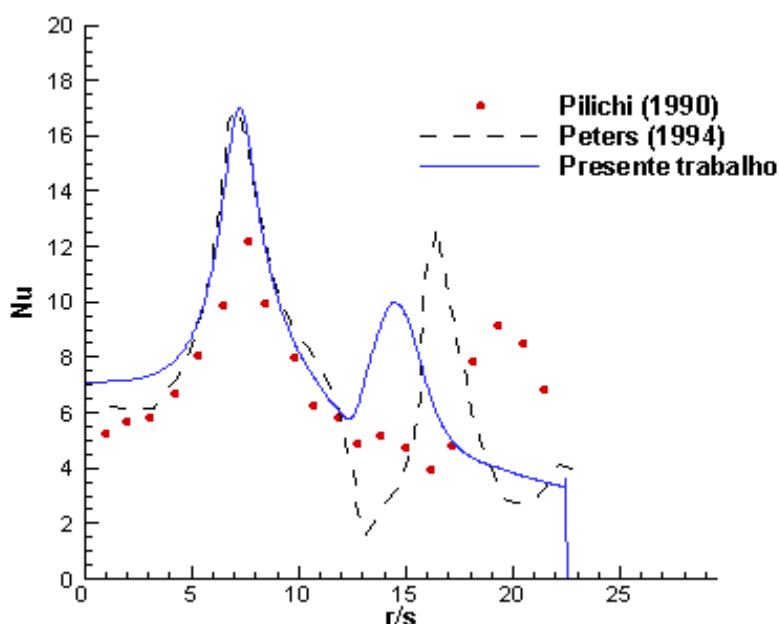


Figura 3. Comparação dos resultados do presente trabalho com resultados experimentais de Pilichi (1990) e resultados numéricos de Peters (1994).

Os perfis instantâneos de número de Nusselt local foram integrados no tempo. Confrontando os resultados obtidos com os resultados de outros autores (Fig. 3) pode-se verificar que o código utilizado no presente trabalho também é capaz de capturar um segundo pico no perfil de número de Nusselt local. O primeiro pico situado na entrada do difusor concordou bem com o resultado de Peters (1994), atingindo valores um pouco maiores que o valor do pico atingido pelo resultado experimental de Pilichi (1990). O segundo pico obtido situa-se em uma posição mais afastada da saída do difusor quando comparado com os outros resultados, porém atinge valores próximos ao resultado experimental de Pilichi. Deve-se salientar que o método numérico tem bastante influencia no resultado para esse tipo de escoamento, como concluído por Peters (1994), o qual testou vários métodos numéricos para esse escoamento. Outra possível causa da discrepância entre os resultados numéricos e o experimental é o fato da técnica utilizada por Pilichi (1990) calcular o número de Nusselt local a partir da transferência de massa, medindo após a experimentação as depressões deixadas pelo escoamento na superfície de naftalina. Tais depressões poderiam ter modificado o escoamento no difusor e assim comprometido os resultados finais.

A Fig. 4 mostra perfis de número de Nusselt local instantâneo para o caso de Reynolds 2727, em dois instantes de tempo. Pode-se observar um primeiro pico estacionário atingindo os maiores valores de número de Nusselt local na entrada do difusor, onde o fluido atinge as maiores velocidades do escoamento devido à abrupta restrição da passagem do fluxo. Após o primeiro pico, fica evidente a presença de outros picos de vários tamanhos, movimentando-se para a saída do difusor. À medida que os picos atingem posições mais próximas à saída do difusor seus pontos de máximo valor passam a atingir valores cada vez menores. A Fig. 5 apresenta campos de vorticidade para esse caso, onde fica

evidente o amortecimento dos vórtices conforme são advectados pelo escoamento. Tal efeito é causado pela característica da geometria à que o escoamento é imposto. O escoamento radial tem a área de passagem aumentada na direção radial, e conseqüentemente a velocidade diminui, fazendo com que a viscosidade do fluido dissipe os vórtices.

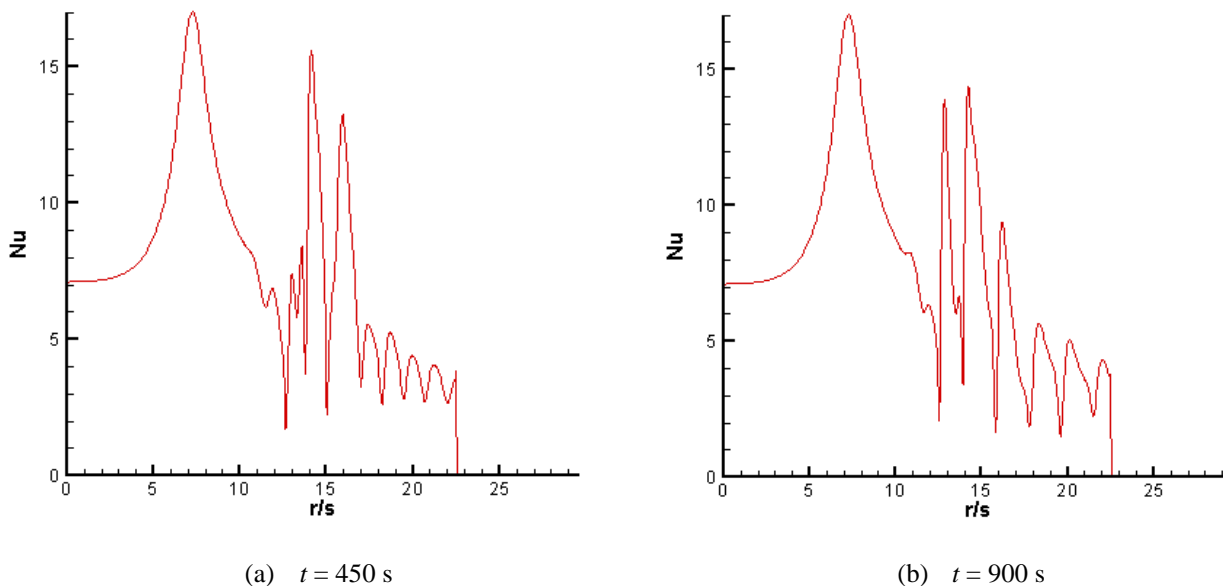


Figura 4. Perfis instantâneos de número de Nusselt para local para $Re = 272$, em dois diferentes instantes.

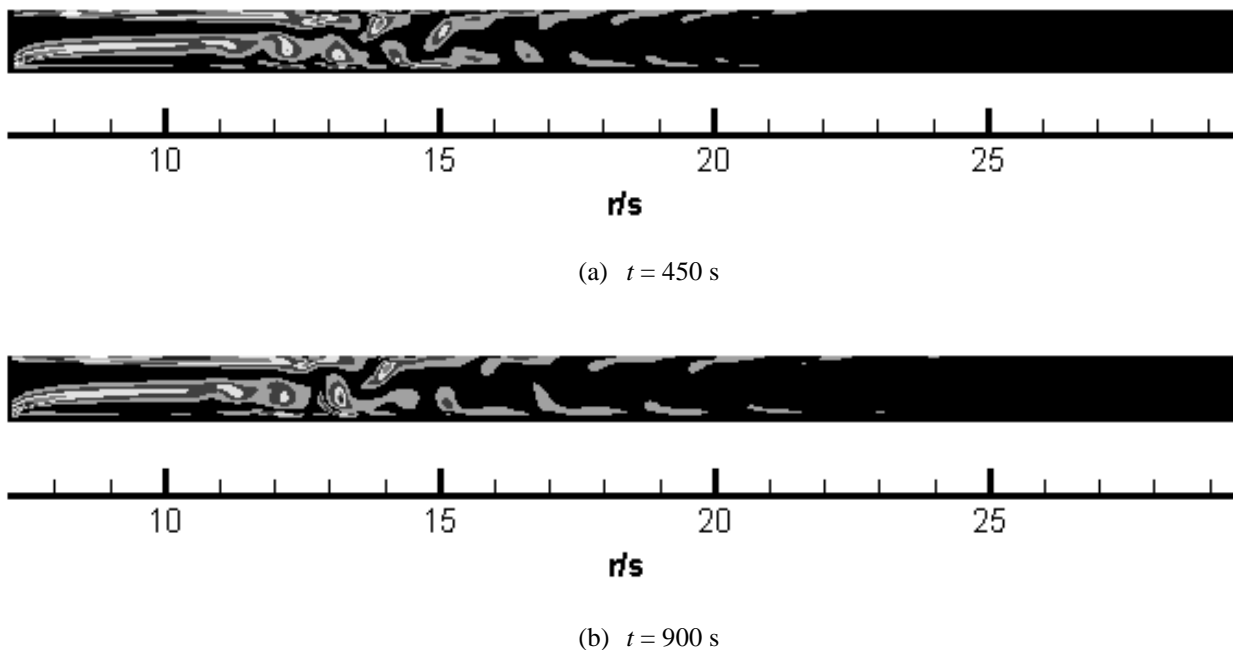


Figura 5. Mapa de isovorticidade para $Re = 2727$, em dois diferentes instantes.

A Fig. 6 mostra perfis de pressão adimensional em dois instantes de tempo diferentes para Reynolds 2727. A região com os maiores valores é caracterizada por um patamar, sendo a região de estagnação do fluido junto ao disco frontal. Ao entrar na região do difusor, o fluido é obrigado a acelerar para conservar a massa, e conseqüentemente há grande perda de carga, chegando a atingir valores negativos de pressão. Com o avanço radial, o fluido recupera pressão devido o aumento da área de passagem, e diminuição da velocidade. As ondulações presentes no perfil são causadas pelo desprendimento de vórtices, que acaba afetando o patamar de pressão, não em seu formato, mas nos valores que ele atinge. Assim o escoamento induz o perfil de pressão a oscilar junto ao desprendimento de vórtices.

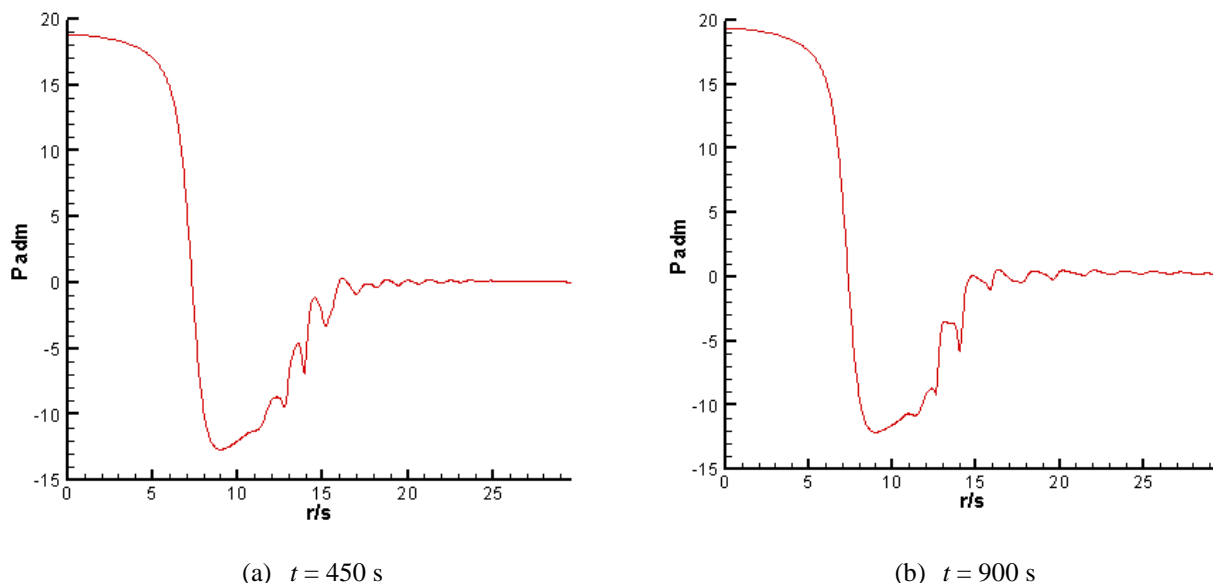
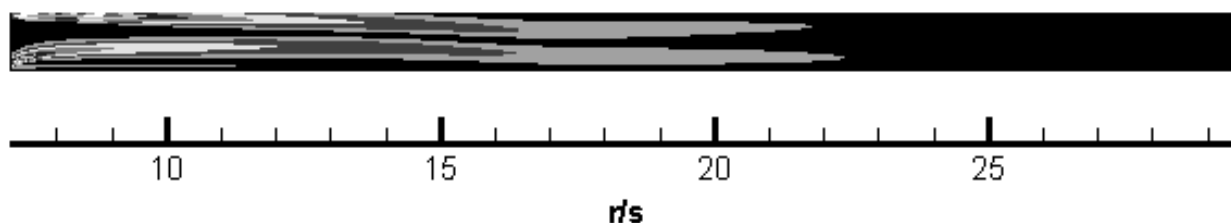


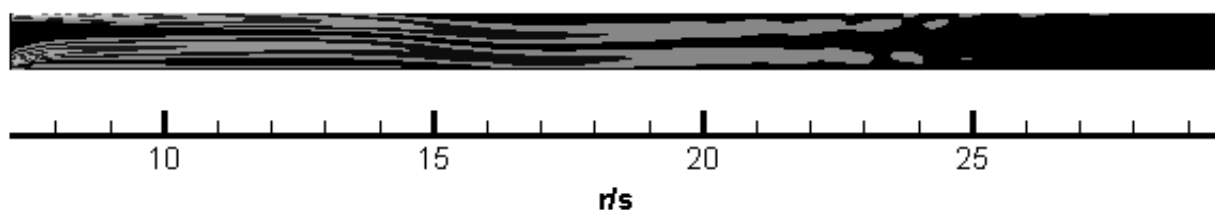
Figura 6. Perfis adimensionais de pressão para $Re = 2727$, em dois diferentes instantes.

Os casos de Reynolds 1900, 2000, 2100 e 2200 foram selecionados para verificar a forma que o escoamento passa de uma configuração assimétrica estacionária para uma configuração assimétrica oscilatória. Tal transição é denominada bifurcação de Hopf, e foi identificada por Peters (1994).

O caso de Reynolds 1900 atingiu um regime permanente depois de aproximadamente 750 segundos de simulação. Nesse tempo inicial antes do regime estacionário, perturbações devido à condição inicial do escoamento e as próprias perturbações implícitas na geometria produzem um escoamento oscilatório. Porém, para esse número de Reynolds, o escoamento é capaz de amortecer tais perturbações, como previsto por Peters (1994). Para Reynolds 2000, os resultados mostraram pequenas oscilações nos perfis de número de Nusselt local e pressão adimensional para os 1000 segundos de simulação. A configuração do escoamento é predominantemente igual à configuração verificada no caso de Reynolds 1900, apenas com a diferença da emissão de pequenos vórtices a partir das bolhas de recirculação. Pelos campos de vorticidade é possível verificar a existência de duas regiões de recirculação: uma junto ao disco inferior e outra junto ao disco superior. A Fig. 7 mostra o campo de vorticidade desses casos. Fica evidente que para o caso de Reynolds 2000 há desprendimento de vórtices, os quais caminham na direção da saída do difusor.



(a) Regime estacionário ($Re = 1900$)



(b) Regime oscilatório ($Re = 2000$).

Figura 7. Mapas de isovorticidade para diferentes números de Reynolds, no instante $t = 900$ s.

Analisando os perfis de número de Nusselt para o mesmo instante de tempo ($t = 900s$), podem-se observar melhor as características do escoamento. As ondulações verificadas no perfil de número de Nusselt do caso de $Re = 2000$ não são observadas no caso de $Re = 1900$. Baseado nesses resultados, o ponto de bifurcação de Hopf seria um número de Reynolds entre 1900 e 2000. Os perfis são apresentados na Fig. 8.

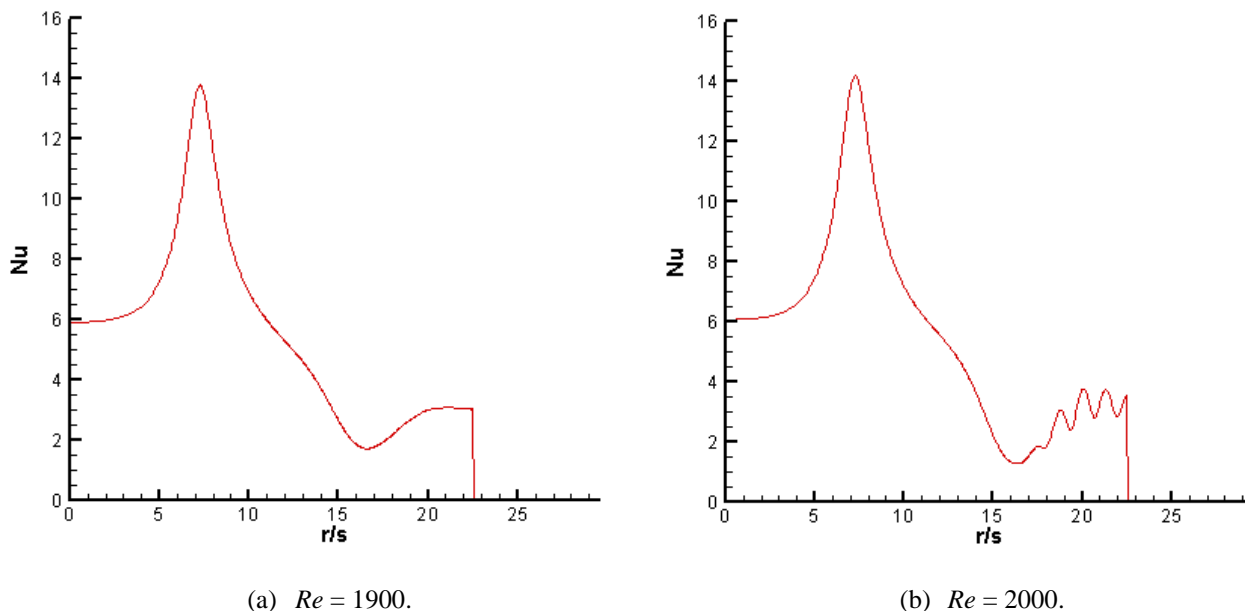


Figura 8. Perfis do número de Nusselt local para diferentes números de Reynolds, no instante $t = 900$ s.

Os resultados mostram que o desprendimento de vórtices aumenta com o aumento do número de Reynolds. A partir da Fig. 9 é possível verificar que o desprendimento de vórtices também muda de posição com o aumento do Reynolds, indo para uma região mais afastada da saída do difusor. A Fig. 10 apresenta o perfil de número de Nusselt local para os mesmos casos apresentados na Fig. 9, e ajuda na percepção do efeito. Como o desprendimento ocorre em posições onde o escoamento tem mais velocidade, os vórtices têm mais energia e mais influência no número de Nusselt local. Na Fig. 10(b) também fica evidente o amortecimento dos vórtices a medida que se aproximam da saída do difusor

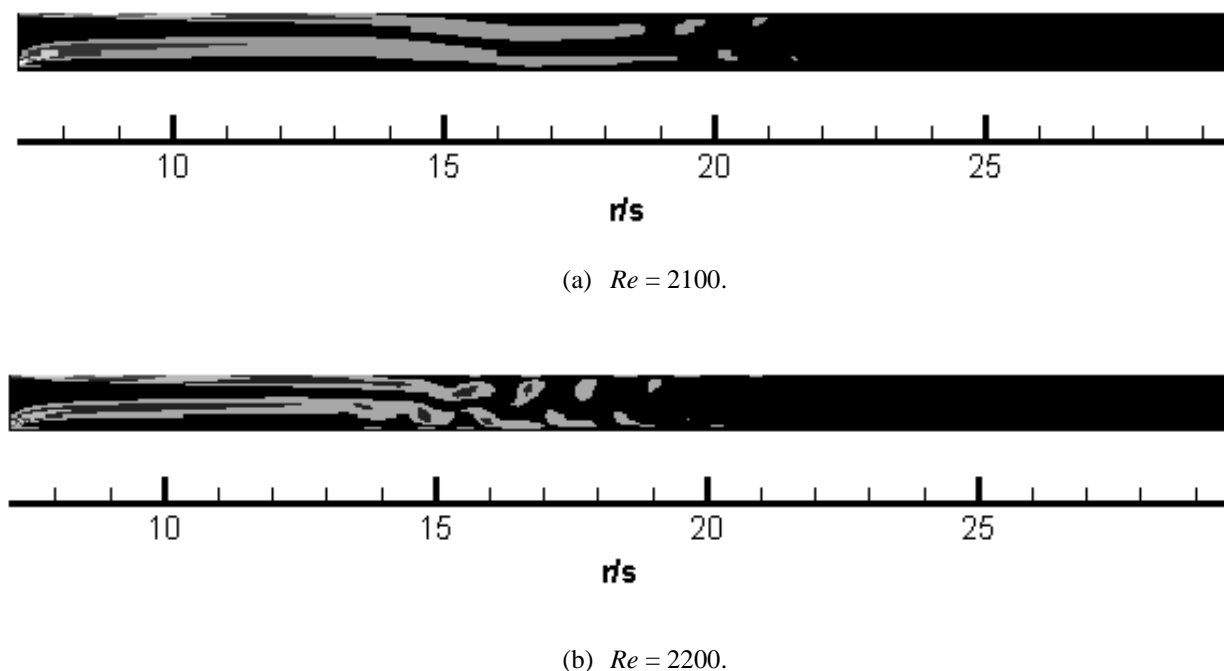


Figura 9. Mapas de isovorticidade para diferentes números de Reynolds, no instante $t = 900$ s.

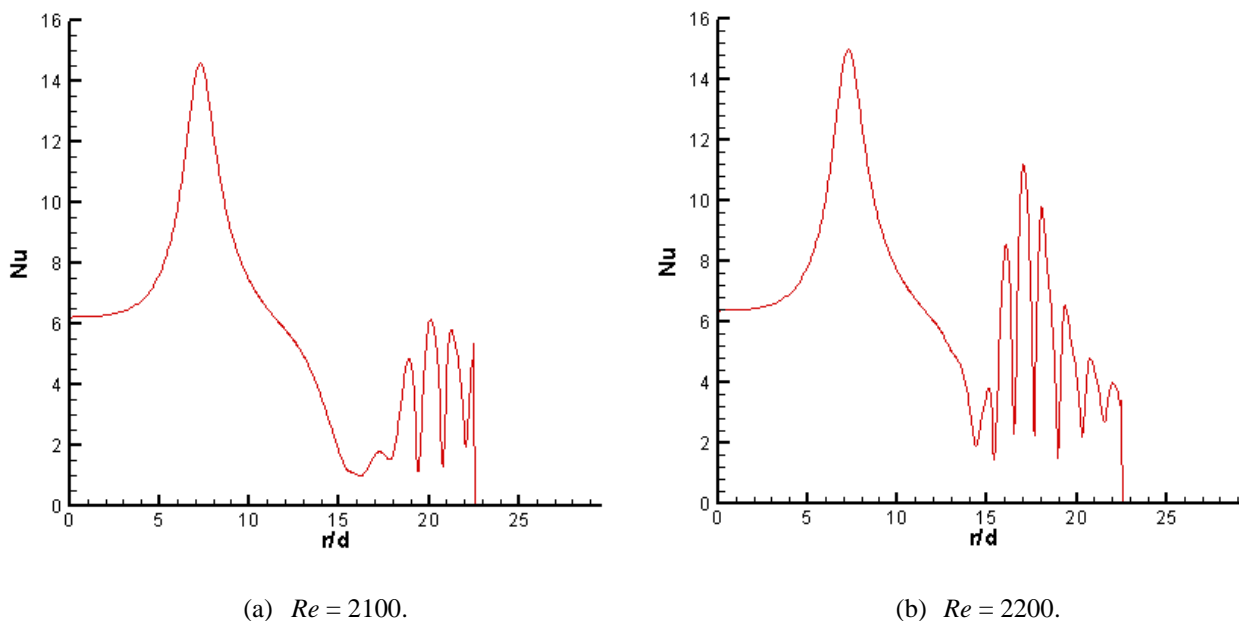


Figura 10. Perfis do número de Nusselt local na superfície do disco frontal, para diferentes números de Reynolds, no instante $t = 900$ s.

4. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou uma análise do escoamento incompressível em um difusor radial com alimentação axial em um regime oscilatório, e as características de transição para tal escoamento. O modelo numérico baseou-se na técnica de volumes finitos descrito por Patankar (1980), em que as equações governantes foram discretizadas. Os termos difusivos/advectivos das equações do movimento foram interpolados através do esquema *Power-law*, um esquema de primeira ordem que introduz viscosidade numérica no escoamento, o que possibilitou a convergência dos resultados sem uma modelagem para a turbulência.

A comparação dos resultados obtidos com os resultados experimentais de Pilichi (1990) e numéricos de Peters (1994), para Reynolds 2727 e $s/d = 0.07$, mostrou que o método utilizado é capaz de reproduzir um segundo pico no número de Nusselt local na superfície do disco frontal do difusor radial, embora com desvios. O primeiro pico obtido aproximou-se bem do resultado numérico de Peters (1994), atingindo valores um pouco maiores que os resultados experimentais de Pilichi (1990). Já o segundo pico mostrou-se em uma posição mais afastada da saída do difusor, atingindo um valor máximo bastante próximo ao valor obtido pelo resultado experimental. Visualizando os campos de vorticidade foi possível observar um desprendimento de vórtices no interior do difusor, que são advectados pelo escoamento, e vão se dissipando a medida que avançam na direção radial, devido ao aumento da área de passagem do fluido que favorece a desaceleração do fluido e a predominância dos efeitos viscosos. Perfis de pressão adimensional foram obtidos para esse caso em particular, e observaram-se ondulações causadas pelo movimento dos vórtices na região de recuperação de pressão. O patamar de pressão, causado pela estagnação do fluido em frente ao orifício de alimentação oscila junto ao desprendimento dos vórtices. Obtidos esses resultados, a metodologia foi considerada adequada para uma análise qualitativa do escoamento oscilatório, de transição a turbulência.

Os casos de número de Reynolds 1900, 2000, 2100 e 2200, para o mesmo espaçamento entre os discos ($s/d = 0.07$), reproduziram um escoamento transicionando de um padrão assimétrico estacionário para um padrão assimétrico oscilatório. O caso de $Re = 1900$ atingiu um regime permanente após aproximadamente 750 segundos de simulação, que foi o tempo necessário para o escoamento amortecer as perturbações provenientes da condição inicial, do próprio método numérico e da geometria. Após atingir o regime estacionário, o escoamento se arranhou de forma a manter duas bolhas de recirculação, uma próxima ao disco inferior, e outra próxima ao disco frontal, sendo ambas localizadas nas proximidades da entrada do difusor. Aumentando o Reynolds para 2000, verificou-se que o escoamento atingiu um regime oscilatório, com liberação de pequenos vórtices próximos a saída do difusor. Esse resultado sugere que o ponto de bifurcação de Hopf se encontra entre o Reynolds 2000 e 1900, sendo um valor mais baixo que o valor obtido por Peters (1994). Na época em que seus resultados foram gerados, Peters (1994) utilizou uma malha de no máximo 12800 pontos nodais. O presente trabalho utilizou 48.300 pontos nodais, pela disposição de melhores recursos computacionais. Esse talvez seja o motivo da pequena defasagem entre os pontos de bifurcação.

O aumento gradual do número de Reynolds para 2100, e posteriormente 2200, gerou resultados que sugerem que com o aumento do Reynolds os vórtices passam a se desprender em posições cada vez mais distantes da saída do difusor. A configuração do escoamento de duas grandes bolhas de recirculação (semelhante ao caso de $Re = 1900$) se

retrai em direção a entrada do difusor, dando espaço aos vórtices. Pelo fato dos vórtices se desprenderem em regiões de velocidades maiores, a magnitude de vorticidade aumenta e afeta diretamente na transferência de calor, como pode ser observado nos perfis de número de Nusselt local. Como nos outros resultados em regime oscilatório obtidos, os vórtices também se dissiparam antes da saída do difusor devido à predominância dos efeitos viscosos.

5. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Deschamps, C.J., Ferreira, R.T.S. e Prata, A.T., 1988, The Effective Flow and Force Areas in Compressor Valves, International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 104-111.
- Deschamps, C. J., Prata, A. T., 1989, Modelagem de um escoamento Turbulento em Presença de Estagnação, Recirculação, Aceleração e Gradientes de Pressão Adversos, Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, v. I, p. 57-60.
- Deschamps, C.J., Ferreira, R.T.S. e Prata, A.T., 1996, Turbulent Flow Through Reed Type Valves of Reciprocating Compressors, ASME, International Mechanical Engineering Congress, Atlanta, EUA.
- Ervin, J.S., Suryanarayana, N.V. e Chai NG, H., 1989, Radial, Turbulent Flow of a Fluid Between Two Coaxial Disks, Journal of Fluid Engineering, vol. 111, p. 378-383.
- Ferreira, R.T.S. e Driessen, J.L., 1986, Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas, International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 632-646.
- Ferreira, R.T.S., Prata, A.T. e Deschamps, C.J., 1987, Laminar Fluid Flow in Compressor Valves: Numerical and Experimental Results, Fluid Flow and Heat Transfer in Reciprocating Machinery, p.33-38.
- Ferreira, R. T. S., Deschamps, C. J., Prata, A. T., 1989, Pressure Distribution Along Valve Reeds of Hermetic Compressors. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 2, p. 201-207.
- Gasche, J.L., 1992, Escoamento Laminar Através de Válvulas Excêntricas de Compressores de Refrigeração, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Hayashi, S., Matsui, T., Ito, T., 1975, Study of Flow and Thrust in Nozzle-Flapper Valves, Journal of Fluids Engineering, vol. 97, p. 39-50.
- Ishisawa, S., Watanabe, T. e Takahashi, K., 1987, Unsteady Viscous Flow Between Parallel Disks With a Time-Varying Gap Width and a Central Fluid Source, Journal of Fluids Engineering, vol. 109, p. 394-402.
- Jackson, J.D. e Symmons, G.R., 1965, An Investigation of Laminar Radial Flow Between Two Parallel Disks, Applied Sci. Res., Section A, vol. 15, p.59-75.
- Killman, I.G., 1972, Aerodynamic Forces Acting on Valve Discs, International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 407-414.
- Langer, C. A., Prata, A. T., Ferreira, R. T. S., 1990, Separação e Bifurcação em Difusores Radiais, Terceiro Encontro Brasileiro de Ciências Térmicas, Itapema, SC, Vol. 9, pp. 265-272.
- Langer, C. A., 1991, Separação, Bifurcação e Transferência de Calor em Escoamentos Radiais, Dissertação de Mestrado, Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Livesey, J.L., 1960, Inertia Effects in Viscous Flows, Int. J. Mech. Sci, vol. I, p. 84-88.
- Lopes, M.N., 1994, Uma Metodologia para a Análise do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Escoamentos Periódicos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Matos, F.F.S., Prata, A.T. e Deschamps, C.J., 1999, Numerical Analysis of the Dynamic Behaviour of the Plate Valves in Reciprocating Compressors, International Conference on Compressor and Their Systems, London, p. 453-462.
- Matos, F.F.S., Prata, A.T. e Deschamps, C.J., 2000, A Numerical Methodology of Valve Dynamics, International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 383-390.
- Matos, F.F.S., Prata, A.T. e Deschamps, C.J., 2001, Modeling of Dynamics of Reed Type Valves, International Conference on Compressor and Coolants, Slovak, p. 24-31.
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, New York, Hemisphere Publishing Corporation.
- Peters, S., 1994, Bifurcação e Oscilações Auto-Induzidas em Escoamentos de Fluidos em Difusores Radiais, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Piechna, J.R., Meier, G.E.A, 1986, Numerical Investigation of Steady and Unsteady Flow in Valve Gap, International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Pilichi, C.M., 1990, Cálculo Numérico e Experimental do Coeficiente de transferência de Calor Local em Difusores Radiais, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Possamai, F. C., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T., 1995, Pressure Distribution in Laminar Radial Flow Through Inclined Valve Reeds, ASME.
- Prata, A.T, Pilichi, C.D.M, Ferreira, R,T,S, 1995, Local Heat Transfer in Axially Feeding Radial Flow Between Parallel Disks, Journal of Heat Transfer, vol 117, p. 47-53.
- Raal, J.D., 1978, Radial Source Flow Between Parallel Disks, Journal of Fluid Mechanics, vol. 85, p. 401-416.
- Salinas-Casanova, D.A., 2001, Análise Numérica do Escoamento Turbulento em Válvulas Automáticas de Compressores, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.

- Savage, S.B., 1964, Laminar Radial Flow Between Parallel Plates, *Journal of Applied Mechanics*, dezembro, p. 594-596.
- Souto, L.E.M., 2002, *Investigação Experimental de escoamentos Turbulentos em Válvulas de Compressores*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.
- Tabatabai, M. e Pollard, A., 1987, Turbulence in Radial Flow Between Parallel Disks at Medium and Low Reynolds Numbers, *Journal Fluid Mech.*, vol. 185, p. 483-502.
- The U.S. Standard Atmosphere, 1976, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C.
- Wark, C.E. and Foss, J.F., 1984, Forces Caused by the Radial Out-Flow Between Parallel Disks, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 106, p. 292-297.
- Woolard, H.W., 1957, A Theoretical Analysis of the Viscous Flow in Narrowly Spaced Radial Diffuser, *Journal of Applied Mechanics*, march, p. 9-15.

6. AVISO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso nesse artigo.