

ESTUDO BIDIMENSIONAL DO ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR NUM CANAL EM U

Marcio de Oliveira

UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá

maroli@unifei.edu.br

Genésio José Menon

UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá

genesio@unifei.edu.br

Resumo. É realizado um estudo do escoamento e da transferência de calor em um canal em U com restrições considerando regime turbulento. As equações de conservação em coordenadas cartesianas são discretizadas através do método de volumes finitos. É utilizada uma malha cartesiana não ortogonal. O arranjo de malha utilizado foi o co-localizado. Para o acoplamento entre a pressão e a velocidade foi utilizado o algoritmo SIMPLE. Foi utilizado o modelo de turbulência sub-malha função estrutura de velocidade de segunda ordem. O número de Nusselt local na superfície do canal é determinado para alguns números de Reynolds.

Palavras Chaves: Convecção Forçada, Simulação em Grandes Escalas, Turbulência.

1. INTRODUÇÃO

O estudo em canais com restrições retangulares tem sua importância relacionada a aplicações em sistemas de resfriamento e também em resfriamento de turbinas. Com a inserção das referidas restrições, o escoamento no canal se torna mais turbulento, melhorando os coeficientes de transferência de calor, e aumentando a eficiência no resfriamento. Muitos estudos numéricos em passagens com restrições foram realizados considerando os modelos de turbulência tanto RANS bem como os modelos Sub-Malha. A seguir são apresentados alguns trabalhos relevantes encontrados na literatura.

Iacovides et al (2001) realizaram um estudo de transferência de calor bidimensional em passagens com restrições, usando modelos de turbulência para baixos números de Reynolds. O estudo é realizado em canais anulares, tubos e canais planos. Apresentam os resultados da velocidade média para um canal anular com restrições, o número de Nusselt local para tubos e canais planos com restrições. Realizam diversas comparações para alguns modelos de turbulência.

Iacovides et al (1999) descreveram o cálculo da transferência de calor convectiva através de passagens de resfriamento em turbinas Blade. O principal objetivo do trabalho é estudar a influência das restrições sobre o escoamento médio e turbulento. A geometria estudada é em U. Alguns modelos de turbulência são utilizados no cálculo do escoamento e da transferência de calor.

Chung et al (2003) estudaram numericamente o escoamento e a transferência de calor em um canal em U. Consideraram regime laminar e escoamento bi-dimensional. Apresentam resultados de recolamento para alguns números de Reynolds. Também calculam o número de Nusselt na superfície da parede. Apresentam as linhas de corrente e a distribuição de temperatura para alguns casos estudados.

Murata et al (2000) investigaram os efeitos de restrições, a força de Coriolis e a razão de aspecto no escoamento 3D em canais com turbulência. Utilizaram como modelo de turbulência o modelo sub-malha dinâmico. Também consideram a variação do número de rotação. O método de discretização das equações utilizado foi o método de diferenças finitas. São apresentados resultados dos vetores de velocidades médios para alguns planos. O número de Nusselt local é calculado na superfície que possui as restrições.

Cui et al (2002) utilizando simulação de grandes escalas, estudaram o escoamento em um canal com restrições em regime turbulento. São considerados três tipos de restrições. O modelo de turbulência utilizado é o modelo sub-malha dinâmico. É utilizado o método de volumes finitos para discretização das equações de conservação. O perfil de velocidades médias e as linhas de corrente médias são determinadas. Os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais. Os vetores de velocidade instantâneos são apresentados e estudados.

No presente trabalho estuda-se a convecção forçada turbulenta em um canal em U com restrições retangulares. As equações de conservação utilizadas são para regime não permanente. Foram utilizados valores do número de Reynolds iguais a 1×10^4 ; 5×10^4 e 1×10^5 ; número de Prandtl $Pr=0,1$. Os números de Nusselt local médio são calculados.

2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

A figura 1 apresenta a geometria estudada no presente trabalho. Um canal de domínio Ω , em U, onde a superfície S_1 é a entrada do canal com altura H . O fluido entra com um perfil de velocidade turbulento desenvolvido e temperatura T_C . A superfície S_2 é adiabática. A superfície S_3 , é isotérmica e com temperatura T_H . A superfície S_4 é a saída do canal.

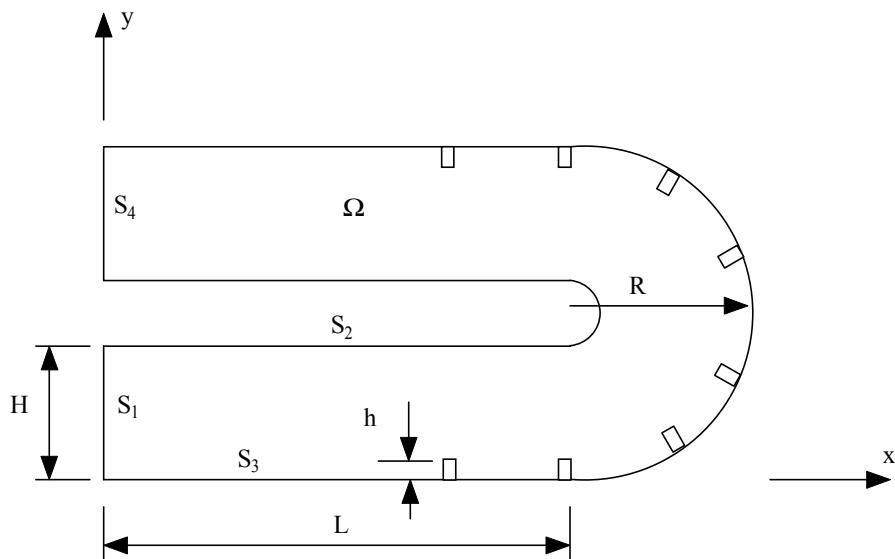


Figura 1 - Geometria estudada.

2.1 Hipóteses para o Problema

Para todos os problemas estudados, são consideradas as seguintes hipóteses:

- regime não permanente;
- regime turbulento;
- escoamento bidimensional;
- escoamento incompressível;
- as propriedades físicas do fluido são constante.

3. EQUACIONAMENTO

As equações de conservação que governam o escoamento e o campo térmico são, respectivamente:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right\}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S, \quad (3)$$

onde u_i são as componentes de velocidades na direção x e y respectivamente, p é a pressão, T é a temperatura, ρ é a massa específica do fluido, μ é o coeficiente de viscosidade, Γ é a difusividade térmica.

Após aplicar a operação de filtragem e simplificações conforme Krajnovic (1998) e Padilla (2000), omitidas devido ao espaço, obtém-se as seguintes equações:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + v \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ v_T \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \right\}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha + \alpha_T) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right], \quad (6)$$

onde v é viscosidade cinemática do fluido, v_T a viscosidade turbulenta, α é a difusividade térmica e calculada por: $\alpha = v/\text{Pr}$. Sendo Pr o número de Prandtl. A difusividade térmica turbulenta é calculada por: $\alpha_T = v_T/\text{Pr}_t$. Sendo Pr_t o número de Prandtl turbulento ($\text{Pr}_t=0,4$).

3.1. Modelo sub-malha função estrutura de velocidade (FE)

Neste modelo de turbulência implementado, a viscosidade turbulenta é determinada por:

$$v_T = 0,104 C_K^{-3/2} \Delta \left[\bar{F}_2(\vec{x}, \Delta, t) \right]^{1/2}, \quad (7)$$

onde $C_K = 1,4$ é a constante de Kolmogorov e Δ é o tamanho característico da malha. A função estrutura de ordem 2 da velocidade é dada por:

$$\bar{F}_2(\vec{x}, \Delta, t) = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 \left\{ \left[(u_k(\vec{x} + \vec{d}_k, t) - u_k(\vec{x}, t))^2 + (v_k(\vec{x} + \vec{d}_k, t) - v_k(\vec{x}, t))^2 \right] \left(\frac{\Delta}{d_k} \right)^{2/3} \right\}. \quad (8)$$

onde $\Delta = \left(\prod_{k=1}^4 d_k \right)^{1/4}$, sendo \bar{x} o vetor posição do centro do volume de referência e d_k ($k=1$ a 4) a distância entre o centro do volume de referência até o centro do volume vizinho. Mais detalhes deste modelo função estrutura de velocidade (FE) podem ser vistos no trabalho de Métais et al. (1996).

3.2. Condições Iniciais e de Contorno

No canal, fig. (1), foram impostas as seguintes condições iniciais e de contorno:

$$\text{Em } \Omega : \quad u(x,y,0) = 0, v(x,y,0) = 0, T(x,y,0) = 0; \quad (9)$$

$$\text{Em } S_1 : \quad u = u_{in}, v = 0, T = T_C, \quad (\text{entrada do fluido}); \quad (10)$$

$$\text{Em } S_2 : \quad u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{superfície adiabática}); \quad (11)$$

$$\text{Em } S_3 : \quad u = v = 0, T = T_H \quad (\text{superfície isotérmica}). \quad (12)$$

$$\text{Em } S_4 : \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{saída do fluido}) \quad (13)$$

Nas restrições, serão consideradas que possuem a mesma condutividade do fluido.

4. MÉTODO NUMÉRICO

As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, são escritas em coordenadas cartesianas não ortogonais e foram discretizadas através do método de volumes finitos. O arranjo de malha utilizado foi o co-localizado. Os detalhes do cálculo do fluxo nas superfícies usando apropriadas interpolações podem ser vistos no trabalho de Ferziger et al (1997) e Tasnim et al (2002). Para o acoplamento entre a pressão e a velocidade foi utilizado o método SIMPLE. Para o cálculo do sistema de equações obtidos é utilizado o método iterativo SIP (Strongly Implicit Procedure).

O número de Nusselt local é calculado como:

$$Nu = \frac{H}{T_H - T_C} \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2}. \quad (14)$$

5. VALIDAÇÃO

Para validar o código computacional desenvolvido em FORTRAN, foi realizado um estudo do escoamento em um canal e comparado com os resultados do trabalho de Comini et al (1997). O estudo é realizado considerando regime laminar e convecção mista, acrescentado o termo de empuxo na equação de conservação. A fig. 2 apresenta a geometria utilizada nesta comparação. As dimensões utilizadas para o canal são: $H=1$, $L=5$. As condições de contorno para as velocidades u e v , e a temperatura T são: na superfície S_1 (entrada do canal) $u = 6y\bar{U}(1-y)$, $v = 0$ e temperatura $T = 1 - y$; na superfície S_2 : $u=v=0$ e $T=0$; para a superfície S_3 (saída do canal) $\frac{\partial u}{\partial x} = 0$, e superfície S_4 $u=v=0$ e $T=1$. Os parâmetros utilizados foram: número de Reynolds $Re = 10$,

número de Prandtl $\text{Pr} = 0,67$ e número de Froud $\text{Fr} = 1/150$. Foi utilizada uma malha com 3600 volumes. O incremento de tempo $\Delta_t = 0,01$ e os resultados apresentados até 20000 iterações. Para o cálculo do número de Nusselt foi utilizado a seguinte equação:

$$\text{Nu} = \frac{2q_w \text{Pr} H}{\mu c_p (T_w - T_{\text{Bulk}})} \quad (15)$$

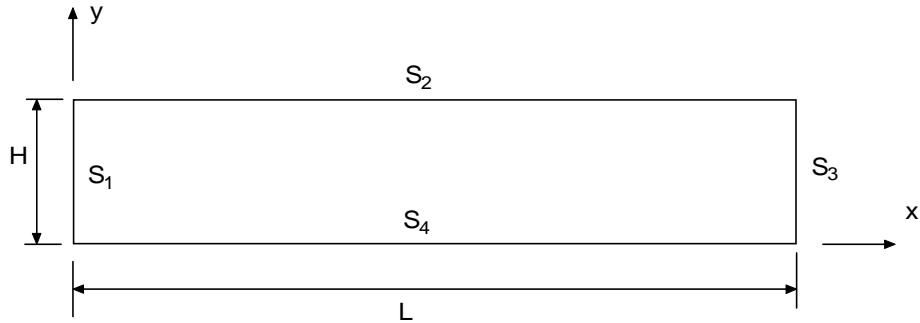


Figura 2 – Geometria do canal.

A figura 3 apresenta o número de Nusselt para a superfície S_2 do canal.

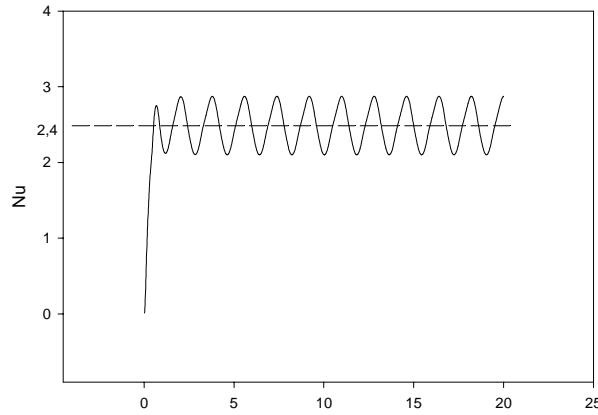


Figura 3 – Número de Nusselt médio.

O valor médio do número de Nusselt obtido foi $\overline{\text{Nu}} = 2,4$. Este valor quando comparado com o resultado de Comini et al (1997) é satisfatório.

Para validar o modelo de turbulência foi estudado o caso do degrau. A figura 4 apresenta a geometria estudada. No teste foi considerado os seguintes parâmetros: número de Reynolds $\text{Re} = 1,32 \times 10^5$, número de Prandtl $\text{Pr} = 0,7$. Utilizou-se um perfil de velocidade desenvolvido na entrada do canal.

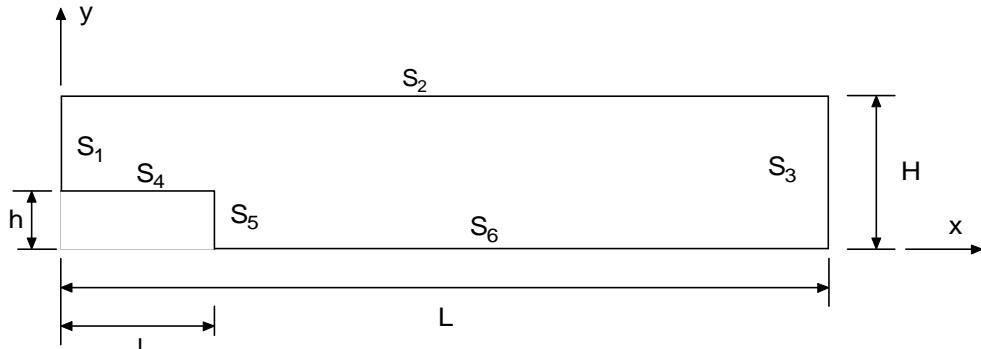


Figura 4 – Geometria do canal com degrau.

Foi identificado o ponto de recolamento e comparou-se como resultado de Kim (1978), Brito et al (2000) e Pirani et al (2002). A tabela 1 apresenta a comparação dos resultados.

Tabela 1: Comparação entre o presente trabalho e literatura.

Ponto de Recolamento			
Kim (1978)	Brito et al (2000)	Pirani et al (2002)	Presente Trabalho
$7,1 \pm 1,0$	6,1	7,7	6,2

6. RESULTADOS

Inicialmente foram feitos testes de malha para verificar os melhores resultados. Foi selecionado a malha 240x90. Considerou-se casos com a restrição e sem a restrição no canal em U. As dimensões do canal são $H=3$, $L=15$, $R=3,5$ e relação $H/h=10$. O número de Prandtl utilizado foi $Pr=0,1$. O incremento de tempo $\Delta_t = 0,01$. Foram obtidos resultados para os seguintes números de Reynolds: $Re = 1 \times 10^4$; 5×10^4 e 1×10^5 . Para os casos estudados foram calculados o número de Nusselt local na superfície S_3 pela Eq. (14). Esta superfície foi dividida em 240 pontos. Os cálculos foram iniciados a partir da iteração de número 1000, devido as instabilidades iniciais. A cada iteração foi realizado o cálculo do Nusselt médio. As temperaturas utilizadas são: $T_C=0$ e $T_H=1$.

A figura 5 apresenta o resultado do cálculo do número de Nusselt médio no tempo para o caso $Re=1 \times 10^4$, considerando a restrição (CR) e não considerando a restrição (SR). Verifica-se na figura 5 que ocorre um variação maior a partir da inserção das restrições no canal, aumentando a transferência de calor. Foi calculado o Nusselt médio da superfície a partir destes valores e foram obtidos: $\overline{Nu}_{SR} = 15,0$ e $\overline{Nu}_{CR} = 17,3$, confirmando o aumento.

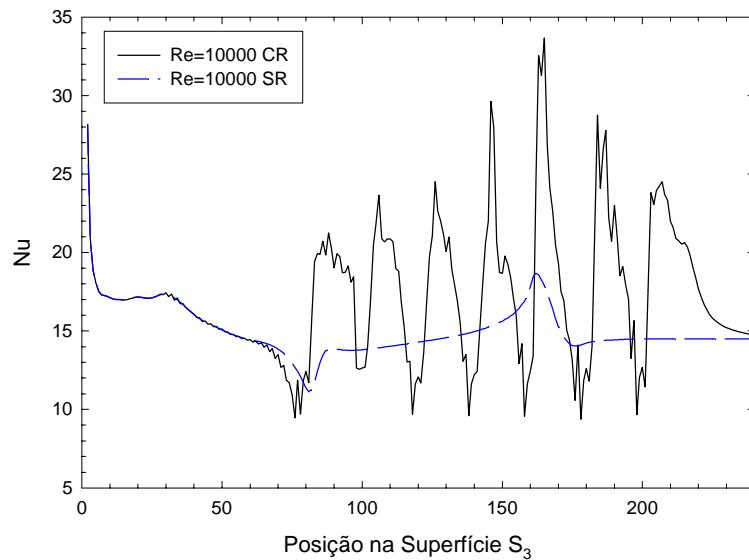


Figura 5 – Número de Nusselt médio no tempo na Superfície S_3 , $Re = 1 \times 10^4$.

A figura 6 apresenta o resultado do cálculo do número de Nusselt médio no tempo para o caso $Re=5 \times 10^4$, considerando a restrição (CR) e não considerando a restrição (SR). Foi calculado o Nusselt médio da superfície a partir destes valores e foram obtidos: $\overline{Nu}_{SR} = 30,8$ e $\overline{Nu}_{CR} = 37,8$.

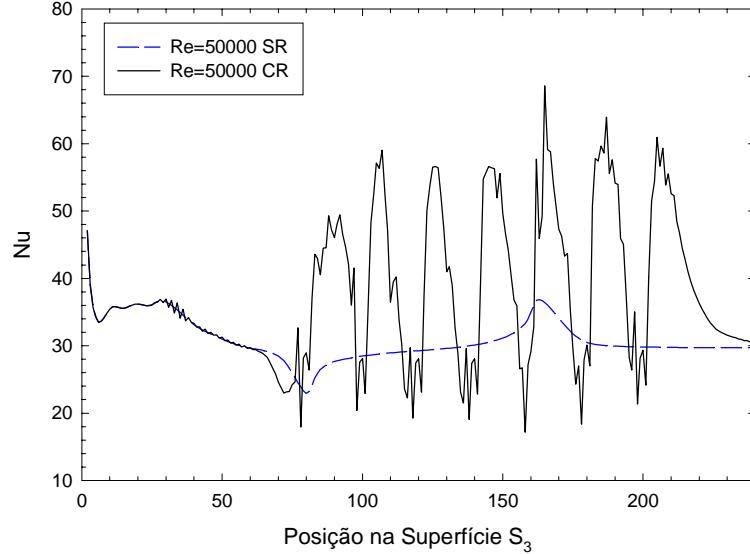


Figura 6 – Número de Nusselt médio no tempo na Superfície S_3 , $Re = 5 \times 10^4$;

A figura 7 apresenta o resultado do cálculo do número de Nusselt médio no tempo para o caso $Re=1 \times 10^5$, considerando a restrição (CR) e não considerando a restrição (SR). Foi calculado o Nusselt médio da superfície a partir destes valores e foram obtidos: $\overline{Nu}_{SR} = 40,7$ e $\overline{Nu}_{CR} = 49,4$.

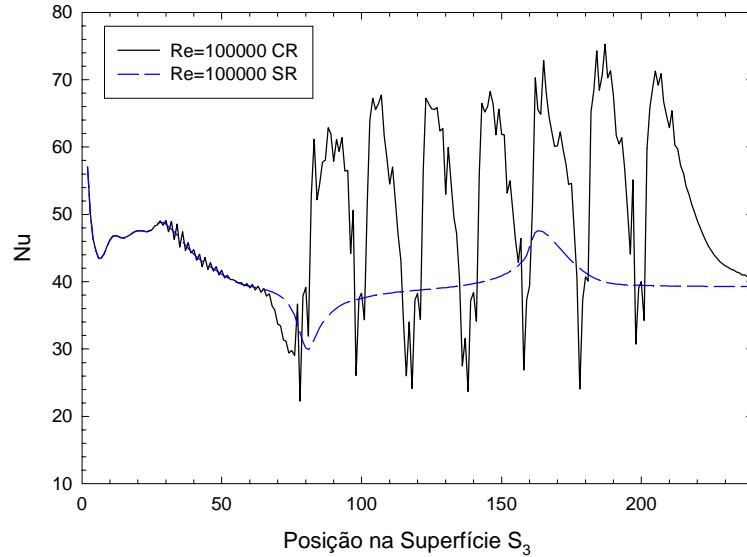


Figura 7 – Número de Nusselt médio no tempo na Superfície S_3 , $Re = 1 \times 10^5$;

A figura 8a apresenta os vetores de velocidade na região inferior do canal, próximo a restrição, na superfície S_3 , para uma determinada iteração. Verifica-se a formação de recirculação menor na parte anterior a restrição. Após a restrição verifica-se uma recirculação menor e outra maior. A fig. 8b apresenta, na parte curva do canal os vetores de velocidade. Também verifica-se a formação de uma recirculação após a restrição.

A figura 9a apresenta os vetores de velocidade após a curva do canal. Verifica-se a formação de uma recirculação maior na parte inferior. Devido as características do escoamento e da geometria, a formação da recirculação pode ser vista também no trabalho de Chung et al (2003).

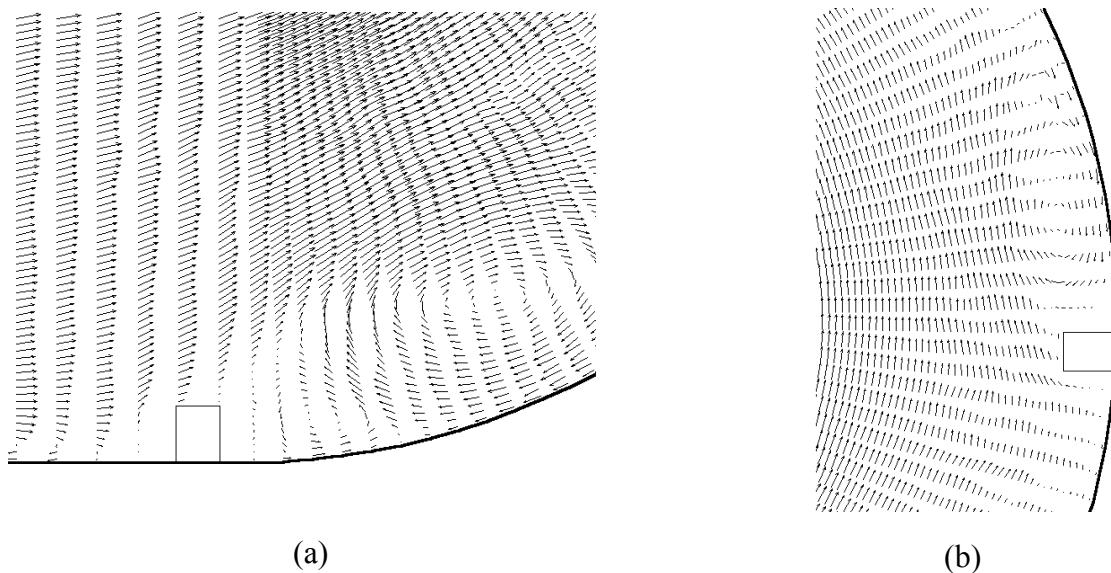


Figura 8 – Vetores de Velocidade para algumas regiões com restrição, $Re = 5 \times 10^4$.

A figura 9b pode-se observar os vetores de velocidade para a parte superior do canal, onde existe uma restrição. Também observa-se a formação de uma recirculação após a restrição.

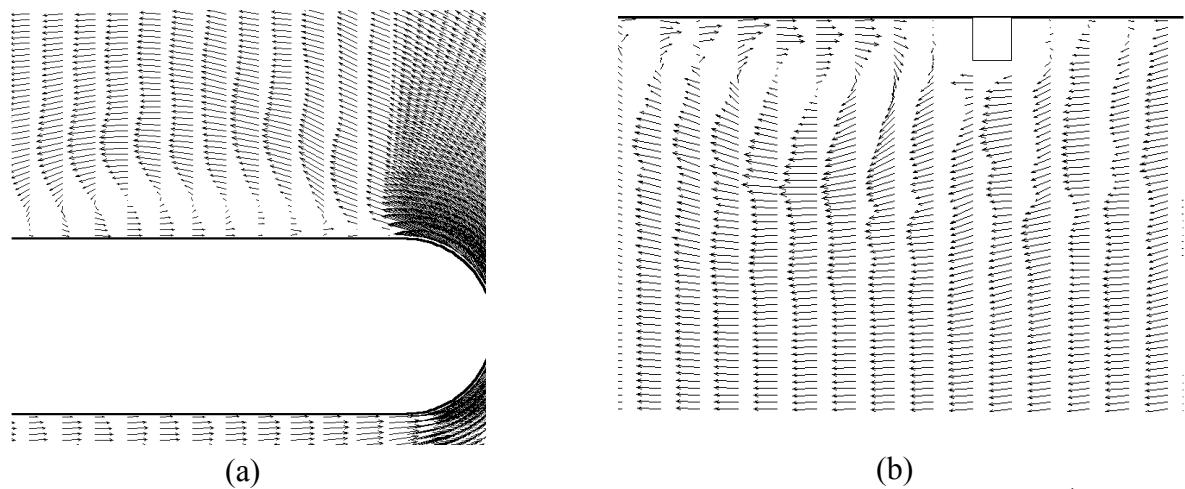


Figura 9 – Vetores de Velocidade para algumas regiões do canal, $Re = 5 \times 10^4$.

A figura 10a e 10b apresenta a função corrente e a distribuição de temperatura para uma seção do canal.

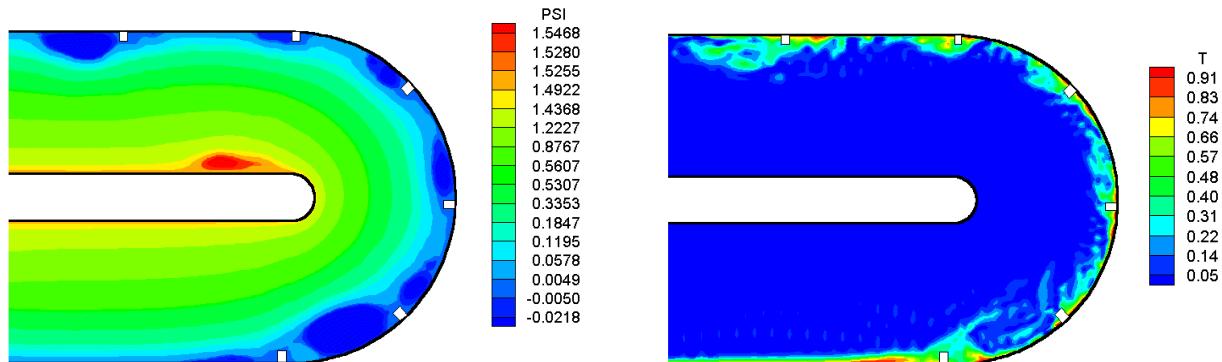


Figura 10 – Função Corrente ψ e a distribuição de temperatura, $Re = 5 \times 10^4$.

7. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Neste trabalho foi estudado a convecção forçada em canais em U, com restrições considerando regime turbulento e utilizando o modelo de turbulência sub-malha função estrutura de 2^a Ordem.

O primeiro teste de validação do modelo considerou-se convecção mista em um canal, sem restrição. O cálculo do número de Nusselt médio apresentou resultados satisfatórios quando comparados com os resultados de Comini et al (1997). No segundo teste de validação, foi estudado o caso padrão do escoamento em um canal com degrau, avaliando-se o modelo de turbulência implementado. Também os resultados foram satisfatórios quando comparados com a literatura.

Foram obtidos resultados do número de Nusselt médio no tempo para os seguintes números de Reynolds: $Re=1\times10^4$; 5×10^4 e 1×10^5 , em um canal em U, com e sem restrições.

Verificou-se que o número de Nusselt médio passa a ter uma variação maior quando se insere as restrições no canal. Com o aumento do número de Reynolds, também ocorre um aumento no número de Nusselt Médio.

Para canais com restrição, há formação de recirculações, tornando o escoamento mais turbulento. Ocorre maiores gradientes de temperatura próximo a superfície do canal, aumentando o coeficiente de troca de calor. Quanto maior o número de Reynolds, maior a variação do número de Nusselt, melhorando consideravelmente a troca de calor.

A utilização de restrições em canais contribui para melhorar a transferência de calor e com isto uma melhor eficiência no resfriamento. Com o uso das restrições e devido as características do escoamento, o mesmo se torna turbulento. O Estudo numérico deste escoamento deve utilizar modelos apropriados de turbulência para descrever corretamente o mesmo.

A utilização do modelo sub-malha função estrutura de velocidade de segunda ordem, foi satisfatório. Mas novos casos em canais com restrição devem ser estudados e comparados com a literatura para melhor avaliação do modelo .

8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro da CAPES sem o qual não seria possível a realização deste trabalho.

9. REFERÊNCIAS

- Brito, R. F., Dias, J. B., Menon, G. J., Neto, A. S., 2000, “Aplicação da Simulação de Grandes Escalas no Método de Elementos Finitos para Modelar Escoamentos Turbulentos”, II Escola Brasileira de Primavera Transição e Turbulência – ETT 2000, pp 515-526.
- Chung, Y. M., Tucker, 2003, “Unsteady Laminar Flow and Convective Heat Transfer in a Sharp 180° Bend”, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol 24, pp 67-76.
- Comini, G., Manzan, M., Cortella, G., 1997, “Open Boundary Conditions for the Streamfunction – Vorticity Formulation of Unsteady Laminar Convection”, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol 31, pp 217-234.
- Cui, J., Patel, V. C. and Lin, C. L. (2003), “Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow in a Channel With Rib Roughness”, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 24, pp 372-388.
- Ferziger, H. J., Peric, M., 1997. “Computational Methods for Fluid Dynamics” Springer-Verlag.
- Iacovides, H., Raissee, M., 1999, “Recent Progress in the Computation of Flow and Heat Transfer in Internal Cooling passages of Turbine Blades”, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol 20, pp 320-328.
- Iacovides, H., Raissee, M. (2001), “Computation of Flow and Heat Transfer in Two-Dimensional Rib-Roughened Passages, using Low-Reynolds-numbers Turbulence Models”, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 11, No. 2, pp 138-155.

- Kim, J. J., 1978, "Investigation of Separation and Reattachment of Turbulent Shear Layer: Flow Over a Backward Facing Step", Ph.D. Thesis, Stanford University.
- Krajnovic, S., 1998. "Large Eddy Simulation of the Flow Around a Surface Mounted Single Cube in a Channel", Chalmers University of Technology, Thesis for degree of Master of Science.
- Métais, O., Lesieur, M., 1996, "Spectral and Large-eddy Simulation of Isotropic and Stably-stratified Turbulence", Journal Fluid Mech. Vol 239, pp. 157-194.
- Murata, A., Mochizuki, S. (2000), "Large Eddy Simulation with a Dynamic Subgrid-Scale Model of Turbulent Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Rectangular Duct with Transverse Rib Turbulators", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp 1243-1259.
- Oliveira, M. and Menon, G. J., 2002, "Large-Eddy Simulation for Turbulence Natural Convection in Enclosures", ENCIT 2002, Brazilian.
- Padilla, E. L. M., 2000, "Simulação Numérica de Grandes Escalas com Modelagem Dinâmica, Aplicada a Convecção Mista", UFU – Universidade Federal de Uberlândia, Dissertação de Mestrado.
- Pirani, M.J., Filho, N. M., Brito, R., Neto, A. S. (2002), "Estudo Comparativo entre a Modelagem Sub Malha de Smagorinsky e a Modelagem Função Estrutura – Aplicação a Escoamentos em Transição em um Degrau", IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, ENCIT.
- Tasnim, S. H., Mahmud, S., Das, P. K., 2002. "Effect of Aspect Ratio and Eccentricity on Heat Transfer from a Cylinder in a Cavity", International Journal on Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, vol. 12, nº 7, pp. 855-869.

10. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

STUDY TWO-DIMENSIONAL FLOW AND HEAT TRANSFER IN CHANNEL U-BEND

Abstract. A study of the flow and heat transfer is considered in channel U-Bend with rib and considering a turbulent regime. The conservation equations are discretized using the finite volume method. A non-orthogonal Cartesian grid is used. The grid arrangement used was the colocalized. For the pressure-velocity coupling, the SIMPLE method was carried out. A sub-grid velocity structure function of second order model of turbulence was used in this work. The local Nusselt number is evaluated in surface channel for Reynolds numbers.

Palavras Chaves: Forced Convection, Large Eddy Simulation, Turbulence.