

ESCOAMENTO TURBULENTO COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR UTILIZANDO SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS

Rogério Fernandes Brito

rogbrito@iem.efei.br

Paulo Mohallem Guimarães

paulomgui@uol.com.br

Genésio José Menon

genesio@iem.efei.br

Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brasil

Aristeu Silveira Neto aristeus@mecanica.ufu.br

aristeus@mecanica.ufu.br

Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia. UFU. 38400-206 – Uberlândia. MG. Brasil.

Neste trabalho são apresentadas simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor de um escoamento turbulento, incompressível, num canal bidimensional com paredes senoidais paralelas, com aplicação ao estudo de trocadores de calor. Na análise numérica foi utilizado o método de elementos finitos (MEF). As equações de conservação são implementadas utilizando-se o esquema de Galerkin. A implementação do modelo de turbulência foi feita por simulação de grandes escalas (SGE) com modelagem sub-malha função estrutura de velocidade de ordem 2. As características do escoamento e da transferência de calor são descritas em termos das distribuições de temperatura, da função corrente e dos números de Nusselt. Devido ao fato do código ser bidimensional, tem-se certa limitação nas aplicações de escoamentos turbulentos encontrados nos processos industriais e bioquímicos. Apesar disto, a geometria estudada no presente trabalho pode ser útil na melhora da taxa de transporte de calor e massa, podendo ser adotado como um passo inicial no projeto de trocadores de calor.

Palavras-chave: Convecção Forçada, Simulação de Grandes Escalas, Elementos Finitos, Turbulência, Trocadores de Calor

1. INTRODUÇÃO

Os resultados experimentais, numéricos e analíticos para escoamento com transferência de calor em geometrias com dutos complexos têm uma grande importância no projeto e na aplicação de trocadores de calor compactos. A geometria de maior interesse é o trocador de calor de placas planas, sendo muito utilizado nos processos químicos, farmacêuticos e nas indústrias alimentares. Dependendo da ondulação da superfície da placa, tem-se um ganho maior na taxa de transferência de calor, beneficiando o processo de resfriamento ou aquecimento da geometria em questão.

Dependendo da aplicação dos trocadores de calor, pode-se ter escoamentos laminar, transicional ou turbulento. Com o objetivo de se analisar o processo de transferência de calor em trocadores de calor, envolvendo a geometria do presente trabalho, a modelagem de escoamentos não isotérmicos e turbulentos por SGE é de grande interesse. Dentre as características mais importantes dos escoamentos turbulentos destaca-se a multiplicidade de escalas, que compreende desde as menores estruturas (altas frequências) as quais são controladas pela viscosidade do fluido, até as maiores estruturas (baixas frequências) controladas pela geometria que as geram. Sabe-se que as Simulações Numéricas Diretas (SND) são limitadas, pois este tipo de simulação exige a solução de todos os graus de liberdade que caracterizam o escoamento e devido à limitação dos computadores disponíveis atualmente, a SND fica limitada a escoamentos a baixos números de Reynolds. A SGE tem sido usada, juntamente com os modelos de turbulência apropriados, para prever o campo de escoamentos.

A seguir apresenta-se uma revisão da literatura, de trabalhos representativos, relacionados aos assuntos estudados.

Choi e Anand (1995) estudaram numericamente a transferência de calor em canais de serpentina formadas por vários ângulos retos. O escoamento foi considerado turbulento e bidimensional. Na discretização das equações governantes, foi utilizado o método de volumes finitos. O modelo de turbulência usado foi o modelo $\kappa - \epsilon$ padrão. Na validação do modelo numérico, os resultados obtidos dos números de Nusselt médios foram comparados com os dados obtidos experimentalmente pela técnica de sublimação do naftaleno. A comparação dos resultados numéricos obtidos com os experimentais foi considerada boa com um desvio máximo de 17,4.

Nonino e Comini (1998) utilizaram o MEF, com um esquema de Bubnov-Galerkin, para estudar o escoamento laminar num canal de placas paralelas e corrugadas. Nas paredes do canal, foram impostas condições de temperatura simétricas e assimétricas, permitindo assim obter diferentes condições de contorno térmicas. Na validação do modelo numérico, os resultados numéricos obtidos foram comparados com os resultados obtidos das soluções analíticas disponíveis, para as distribuições de temperatura e velocidade completamente desenvolvidos, para o caso de um canal de placas paralelas. Além disso, o método foi aplicado, com bons resultados, na análise do escoamento e da transferência de calor em canais corrugados e num canal de placas paralelas com aletas deslocadas.

Bagshaw et al. (1999) montaram um banco de ensaio para estudar o escoamento de ar num canal corrugado, do tipo “dentes de serra”. Para comparação dos resultados, o modelo bidimensional CFD foi utilizado para escoamentos no regime laminar e turbulento, usando o modelo $\kappa - \epsilon$. Na modelagem CFD, o software Fluent foi usado na geração do escoamento desenvolvido através de um canal ondulado, no formato de “dentes de serra”. No modelo numérico, a malha de diferenças finitas foi gerada com a ajuda do software Ansys. Uma malha com 900 elementos foi escolhida para discretizar a região de escoamento.

Correa e Guzmán (2000) realizaram simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor de um fluido newtoniano num canal bidimensional com paredes

senoidais paralelas. Foi utilizado na discretização espacial o método de elementos espectrais e na discretização temporal, o esquema de Adams-Bashfort juntamente com os procedimentos de Euler-backward e Crank-Nicholson. Considerou-se o escoamento laminar, desenvolvido, transiente e incompressível com propriedades térmicas constantes. Os resultados do escoamento são descritos em termos da dinâmica de vórtices, espectros de frequências e linhas de corrente. A transferência de calor é analisada através dos resultados dos números de Nusselt. Os resultados numéricos obtidos mostraram que a partir de um valor crítico de Reynolds ($Re \cong 149$), apareceram oscilações que evoluem para um estado de periodicidade. Concluiu-se que o aumento das taxas de transporte de calor e massa foi fortemente influenciado pela aparição destas oscilações presentes no escoamento.

Metwally e Manglik (2000) estudaram o escoamento laminar com convecção forçada em canais de placas corrugadas senoidais. Considerou-se o escoamento desenvolvido, periódico, com propriedades físicas constantes e com condição de temperatura uniforme nas paredes. Os resultados numéricos foram obtidos utilizando-se o método de volumes finitos e o software Fluent para uma grande faixa de razão de aspecto de ondulação do canal ($0 \leq \gamma \leq 1$), com diferentes números de Reynolds ($10 \leq Re \leq 2000$) e para vários líquidos viscosos ($Pr = 5, 35$ e 150).

Neste trabalho é estudado o escoamento turbulento no regime não permanente e a transferência de calor por convecção forçada num canal de placas paralelas senoidais, o qual tem aplicação em trocadores de calor. Na discretização das equações de conservação utilizou-se o MEF com o esquema de Galerkin. A simulação do escoamento turbulento é feita através da SGE com modelagem sub-malha de função estrutura de ordem 2. Os resultados numéricos obtidos no presente trabalho foram apresentados para número de Reynolds $Re = 64\,000$ e $90\,000$, com a geometria do canal $\gamma = 1,0$ e número de Prandtl $Pr = 0,7$. Considerou-se escoamento uniforme na entrada do canal.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Estuda-se o escoamento entre placas no formato senoidal com o objetivo de se determinar o número de Nusselt global Nu_G na superfície superior S_3 . A figura 1 apresenta a geometria estudada. No trabalho de Brito et al. (2001) foi feito um estudo da malha computacional levando em conta a precisão dos resultados e o tempo computacional.

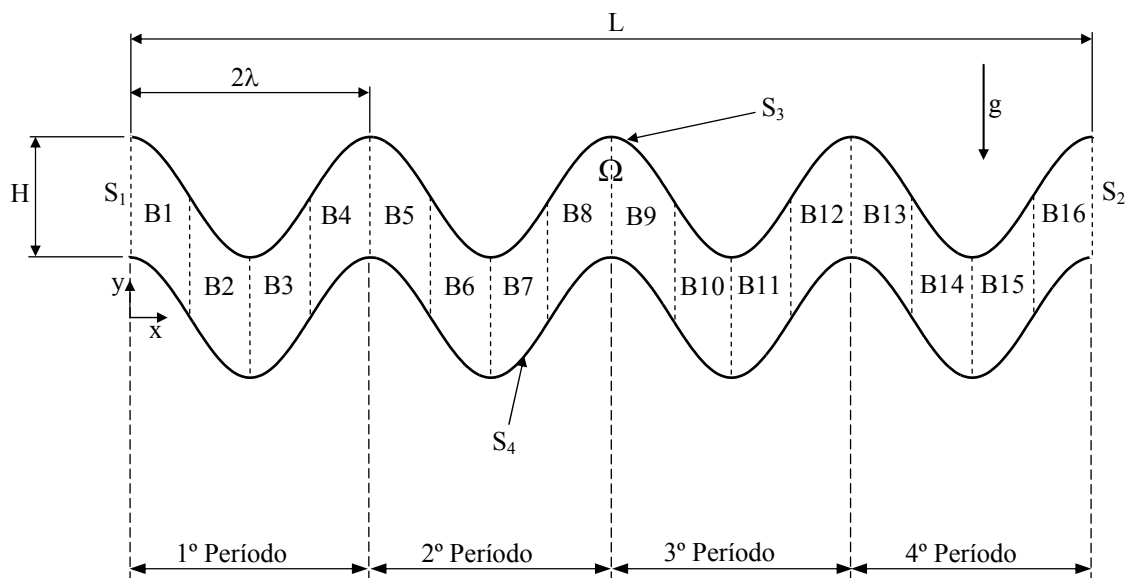


Figura 1 – Geometria de placas corrugadas no formato senoidal.

Após vários testes, adotou-se uma malha formada por elementos triangulares lineares, estruturada e uniforme com 7414 pontos nodais e 14112 elementos.

A malha adotada é mostrada na figura 2. Utilizou-se o modelo de turbulência SGE, com modelagem sub-malha função estrutura de velocidade (F2). Para a geometria, adotou-se uma razão de aspecto de ondulação $\gamma = 1,0$. A geometria é formada por 16 blocos, ou $NB = 16$, sendo que cada período da geometria, tem-se 4 blocos, resultando em 4 períodos adotados para a sua formação. Na geração da malha, foi utilizada a função trigonométrica senoidal.

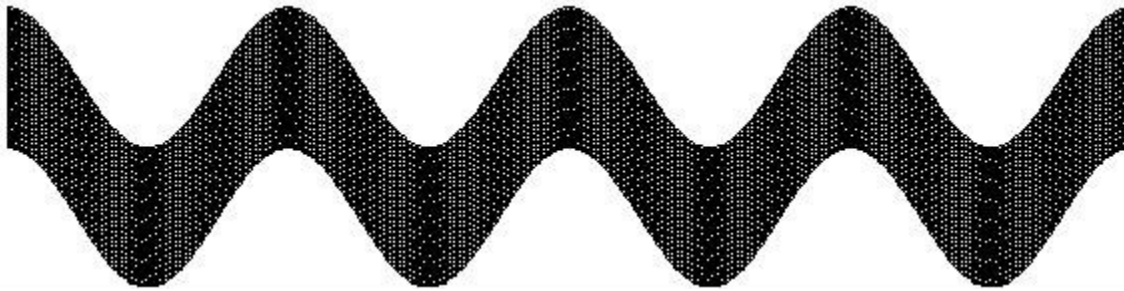


Figura 2 – Malha computacional utilizada.

As equações governantes para o problema são descritas pelas equações (1) a (3).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right\}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{T} \bar{u}_j) = \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right\}, \quad (3)$$

sendo \bar{u}_i e \bar{u}_j as componentes de velocidades, \bar{P} a pressão modificada, \bar{T} a temperatura, t o tempo, ρ a massa específica, ν a viscosidade cinemática, ν_t a viscosidade cinemática turbulenta, α a difusividade térmica e α_t a difusividade térmica turbulenta. No item 3 será mostrado que a viscosidade turbulenta ν_t varia no espaço e no tempo, sendo ainda dependente do tamanho da malha computacional. As condições iniciais e de contorno são:

$$\tau = 0: \quad \Psi = \theta = \varpi = 0, \text{ em } \Omega. \quad (4)$$

Para a placa inferior, dada pela superfície S_4 , tem-se que $y = \text{sen}(\pi x/\lambda)$, onde:

$$\Psi = 0, \theta = 0, \varpi = \varpi_w = \varpi_M, \text{ em } S_4. \quad (5)$$

Para a placa superior, superfície S_3 ou para $y = H + \text{sen}(\pi x/\lambda)$, vem:

$$\Psi = \frac{U_m H}{U_0 H} = \frac{2,0}{U_0 H}, \theta = 0, \varpi = \varpi_w = \varpi_M, \text{ em } S_3, \quad (6)$$

onde $U_m = 1,0$, sendo o perfil de velocidade uniforme imposto na fronteira aberta S_1 . Para S_1 :

$$\Psi = \frac{U y}{U_0 H}, \varpi = 0 \text{ e } \theta = 1, \text{ em } S_1. \quad (7)$$

Para a fronteira aberta S_2 de saída, vem:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n} = \frac{\partial \theta}{\partial n} = \frac{\partial \varpi}{\partial n} = 0, \text{ em } S_2. \quad (8)$$

A definição do número de Reynolds é dada por:

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu}. \quad (9)$$

O número de Nusselt local Nu pode ser calculado por:

$$Nu = \frac{h 2 H}{K} = \frac{2 H q_w''}{K(T_w - T_m)}, \quad (10)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor local, K é a condutividade térmica do fluido e q_w'' é o fluxo de calor local na parede. A temperatura média T_m na seção transversal é dada pela equação:

$$T_m = \int_0^H T u dy / \int_0^H u dy \quad (11)$$

O comprimento de onda s do canal onde se troca calor com o meio externo é dado por:

$$s = 2\lambda \int_0^x \sqrt{\left\{ 1 + \left[\frac{\gamma \pi \cos(2\pi x)}{2} \right]^2 \right\}} dx, \quad (12)$$

onde o valor do limite superior da integral dada pela equação (12) vai depender do número de blocos formados pela geometria. Com o objetivo de se calcular o número de Nusselt global Nu_G , faz-se um balanço de energia sobre o comprimento da geometria envolvida, resultando em:

$$q_{wG}'' = \int_s q_w'' ds = \dot{m} c_p (T_{mo} - T_{mi}), \quad (13)$$

onde q_{wG}'' é a taxa de calor global calculada na parede; \dot{m} é a taxa de escoamento de massa; c_p é o coeficiente de calor específico, T_{mo} e T_{mi} são as temperaturas médias nas seções, respectivamente, de saída e entrada dentro de um período, da função seno, da geometria. O

número de Nusselt global no período Nu_G é obtido da equação da taxa de transferência de calor baseada na variação da temperatura média logarítmica $\Delta T_{\ell m}$, sendo:

$$Nu_G = \frac{q_w'' 2H}{K A_C \Delta T_{\ell m}}, \quad (14)$$

$$\Delta T_{\ell m} = \frac{(T_w - T_{mi}) - (T_w - T_{mo})}{\ln \left(\frac{T_w - T_{mi}}{T_w - T_{mo}} \right)}, \quad (15)$$

e A_C é a área de contato da parede. Trabalhando com as equações (12), (14) e (15), obtemos para o Nusselt global no período Nu_G a seguinte expressão:

$$Nu_G = \frac{H Re Pr}{2s} \ln \left(\frac{T_w - T_{mi}}{T_w - T_{mo}} \right), \quad (16)$$

onde s é o comprimento de linha da parede num período da geometria, dado pela equação (12). A seguir são apresentados os parâmetros térmicos e geométricos utilizados. NP é a relação dada por NB sobre quatro, onde NP é o número de períodos gerados. Assim tem-se:

$$NP = \frac{NB}{4}. \quad (17)$$

A razão de aspecto de ondulação γ é dada pela relação da dimensão H , da fronteira aberta S_1 , pelo comprimento de onda da ondulação, λ , sendo:

$$\gamma = \frac{2H}{2\lambda}. \quad (18)$$

Os parâmetros considerados foram os seguintes:

$$\begin{aligned} NP = 4, \quad \gamma = 1,0, \quad Re = 6,4 \times 10^4, \\ Re = 9,0 \times 10^4, \quad Pr = 0,7 \quad \text{e} \quad Pr_T = 0,7. \end{aligned} \quad (19)$$

3 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO DE TURBULÊNCIA

As equações de conservação são desenvolvidas utilizando-se a SGE com modelagem sub-malha e função estrutura de velocidades de ordem 2. Na SGE com modelagem sub-malha, as equações de conservação são modificadas através de um processo de decomposição das variáveis associadas ao escoamento. As variáveis do escoamento F são decompostas na soma de uma parcela dita de grandes escalas \bar{f} e outra dita sub-malha f' , ou seja, $F = \bar{f} + f'$. A parte filtrada \bar{f} é obtida utilizando-se um filtro G a qual pode ser definido de diversas formas. Uma vez realizado o processo de decomposição das variáveis, aparecem termos de transporte convectivo que não podem ser calculados diretamente, sendo necessário decompô-los usando a expressão $F = \bar{f} + f'$. Isto dá origem ao tensor de Reynolds sub-malha e ao

fluxo turbulento de energia térmica (Silveira-Neto, 1998). No presente trabalho, estes termos são modelados usando a *modelagem sub-malha Função Estrutura de Velocidade de Ordem 2*. Após isto, obtém-se as equações de conservação de (1) a (3) para escoamento turbulento.

As equações de conservação filtradas que descrevem o escoamento em estudo consideram as seguintes hipóteses: regime não permanente, escoamento bidimensional e turbulento, escoamento incompressível, a função dissipação viscosa foi desprezada na equação da energia, as propriedades do fluido são constantes, sem geração interna de calor, os efeitos de compressibilidade são desprezados.

Existem vários modelos de turbulência, mas a maioria deles traz resultados médios. A SGE com o modelagem sub-malha função estrutura de velocidades de ordem 2, é um modelo que traz resultados não médios que carregam todas as instabilidades físicas e com frequências tanto maiores quanto mais refinadas forem as malhas. No caso do MEF com o elemento linear, a função estrutura de velocidades de ordem 2 é suficiente para a precisão dos resultados obtidos.

A SGE se baseia no conceito da viscosidade turbulenta $\nu_t(\vec{x}, \Delta, t)$, a qual é uma propriedade do escoamento, varia no espaço e no tempo. No MEF, a viscosidade cinemática ν é uma propriedade do fluido imposta no elemento e não no ponto nodal. A viscosidade turbulenta ν_t , que é uma propriedade do escoamento, é calculada para cada elemento. A obtenção da difusividade térmica turbulenta $\alpha_t(\vec{x}, \Delta, t)$ é feita dividindo-se $\nu_t(\vec{x}, \Delta, t)$ por 0,7, isto é, $\alpha_t(\vec{x}, \Delta, t) = \nu_t(\vec{x}, \Delta, t) / 0,7$.

No presente trabalho a viscosidade turbulenta para o elemento é calculada no centróide do elemento levando em conta as velocidades nos centróides dos elementos vizinhos. Por se tratar de uma simulação numérica bidimensional, faz-se uma adaptação no cálculo da função estrutura de velocidades F_2 , utilizado no cálculo da viscosidade turbulenta ν_t . No modelo 3D, as velocidades dos elementos vizinhos são calculadas dentro de uma esfera de um raio R pré-calculado. Já no modelo 2D, essas mesmas velocidades são calculadas dentro de um círculo de raio R . Cada elemento vizinho tem o centróide posicionado numa distância menor ou igual ao valor do raio R de uma circunferência que envolve esses elementos vizinhos do elemento em questão. O valor deste raio R é dado por $R = \delta(a + b + c)/3$, onde a , b e c são as distâncias do centróide até os vértices do elemento e δ é um fator, cujo valor adotado é 1,9.

A viscosidade turbulenta ν_t é calculada da seguinte forma:

$$\nu_t(\vec{x}, \Delta, t) = 0,104 C_k^{-3/2} \Delta \sqrt{\overline{F_2}(\vec{x}, \Delta, t)}, \quad (17)$$

sendo C_k a constante de Kolmogorov cujo valor é: $C_k = 1,4$, Δ é a média geométrica das distâncias d_i entre os elementos vizinhos e o ponto onde se está calculando ν_t e $\overline{F_2}(\vec{x}, \Delta, t)$ é a função estrutura de velocidades de ordem 2.

Tomando-se em conta a lei de Kolmogorov, a qual estabelece que a função estrutura de velocidades de ordem 2 é proporcional a $(\varepsilon r)^{2/3}$, sendo r a distância entre dois pontos, a função estrutura pode ser calculada como:

$$\overline{F_2}(\vec{x}, \Delta, t) = \left(1/N\right) \sum_{i=1}^N \left\{ \left[u_i(\vec{x} + d_i \vec{e}_i, t) - u(\vec{x}, t) \right]^2 + \left[v_i(\vec{x} + d_i \vec{e}_i, t) - v(\vec{x}, t) \right]^2 \right\} (\Delta/d_i)^{2/3}, \quad (18)$$

sendo: $u_i(\vec{x} + d_i \vec{e}_i, t)$ e $v_i(\vec{x} + d_i \vec{e}_i, t)$ as velocidades no ponto “i” do centróide do elemento vizinho localizado a uma distância d_i do ponto de cálculo, $u(\vec{x}, t)$ e $v(\vec{x}, t)$ as componentes

de velocidades no centróide do elemento, N o número de pontos vizinhos, t o tempo e \vec{e}_i o vetor na direção d_i .

4 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Para efeito de validação do código computacional desenvolvido no presente trabalho, foi estudado o caso do escoamento isotérmico num degrau e apresentado no trabalho de Brito et al. (2001). Nesse trabalho foram considerados os seguintes parâmetros térmicos: número de Reynolds $Re = 1,23 \times 10^5$, baseado na velocidade média do perfil do escoamento na entrada e na altura de saída H e número de Prandtl $Pr = 0,7$. Utilizou-se um perfil de velocidades turbulento e desenvolvido na região de entrada do canal.

O comprimento de recolamento, x_{PR} , foi calculado e comparado com os resultados experimentais de Kim (1978). O valor encontrado no trabalho de Brito et al. (2001) foi de $x_{PR} = 6,1$ e o desvio encontrado em relação ao trabalho experimental de Kim (1978) foi de 12,8 %.

5 RESULTADOS

A seguir, são apresentados os resultados numéricos obtidos com convecção forçada. Nesse caso, o escoamento com transferência de calor que ocorre entre placas corrugadas no formato senoidal foi estudado, considerando o regime turbulento. O modelo de turbulência SGE, com modelagem sub-malha função estrutura de velocidade (F2) é utilizado. Estudou-se o escoamento entre placas no formato senoidal com o objetivo de se determinar o número de Nusselt global Nu_G na superfície superior S_3 . Também são apresentadas as distribuições das linhas de função corrente dimensionais ψ , das linhas isotérmicas adimensionais θ , assim como outros resultados que serão ainda abordados neste item. As figuras 3 até 6 apresentam as distribuições das linhas de corrente e das linhas isotérmicas para os tempos iniciais. As figuras 3 e 4 mostram as linhas, respectivamente, da função corrente e isoterma para $Re = 6,4 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$. As figuras 5 e 6 apresentam os resultados para $Re = 9,0 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$.

Para a figura 3, à medida que se avança no tempo, observa-se a formação do escoamento principal e regiões de recirculações formadas acima e abaixo deste escoamento principal. Das figuras 3(c), 3(d) e 3(e), o escoamento se torna oscilante para a região de fluido mais próxima da fronteira aberta S_2 de saída. As variações no escoamento são mais intensas no quarto período da geometria. A figura 5 apresenta as linhas de função corrente para a mesma geometria, mas com número de Reynolds mais alto, ou seja, para $Re = 9,0 \times 10^4$. Os resultados são bastante semelhantes em relação aos resultados apresentados para $Re = 6,4 \times 10^4$, conforme pode ser visto na figura 3. Há uma grande variação do campo do escoamento, conforme pode ser visto nas figuras 5(c), 5(d) e 5(e). As figuras 4 e 6 apresentam as isolinhas adimensionais de temperatura θ para os tempos iniciais, respectivamente, para $Re = 6,4 \times 10^4$ e $9,0 \times 10^4$. Os incrementos das isolinhas foram adotados como sendo iguais a $\Delta\theta = 0,01$ para ambas figuras. Para as figuras 4(b) e 6(b), observa-se que o fluido, a qual entra na temperatura constante mais alta, apresenta as isolinhas deformadas, em consequência da forma da geometria adotada. As recirculações apresentadas pelas linhas de corrente, fazem com que as isolinhas de temperatura fiquem deformadas, resultando numa maior taxa de transferência no local. A temperatura média θ_m , calculada em todo o domínio computacional Ω , se estabiliza rapidamente. O escoamento turbulento faz com que as taxas de transferência de calor variem no tempo e sejam maiores nos períodos três e quatro, conforme as figuras 4(d) e 4(e), para $Re = 6,4 \times 10^4$.

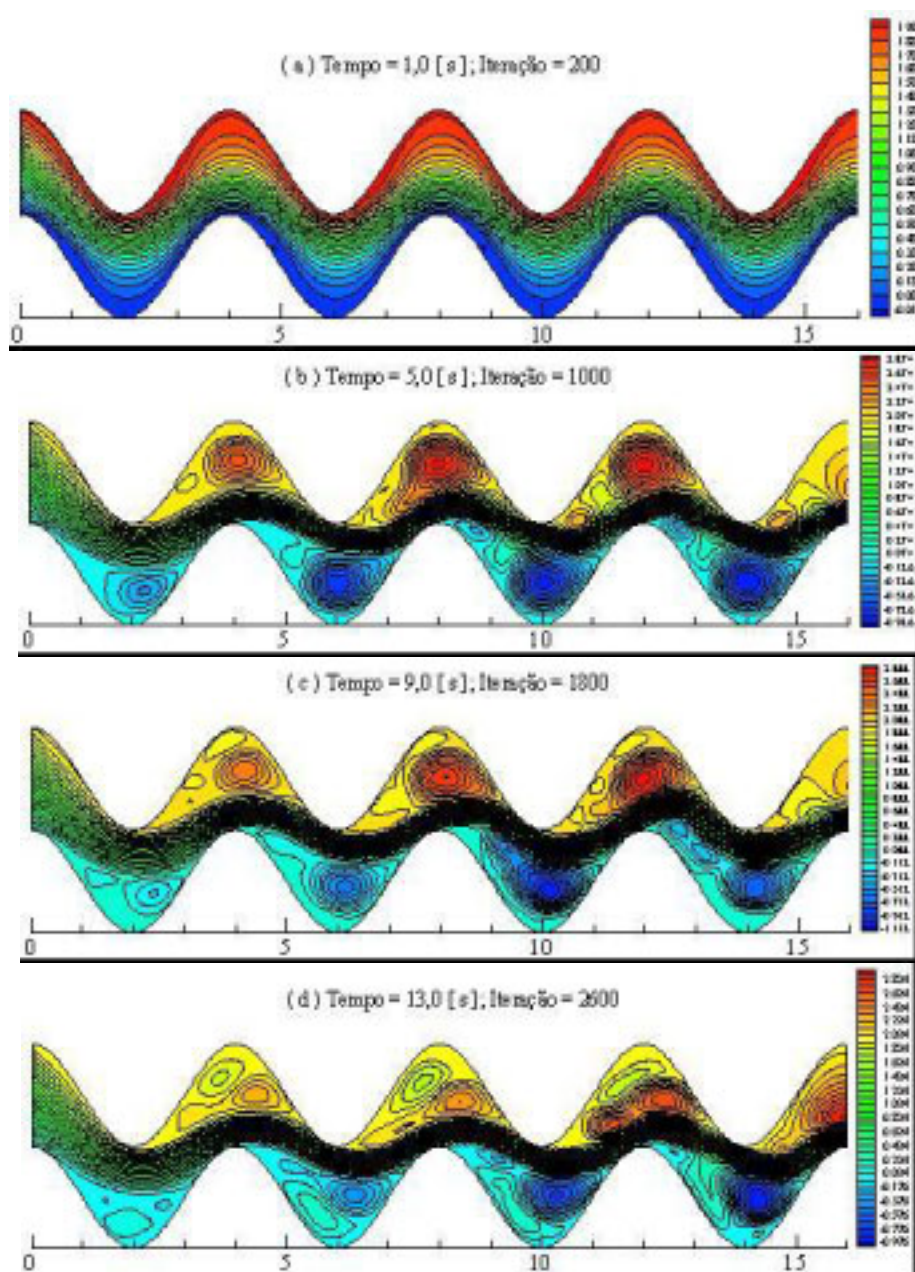


Figura 3 - Distribuição de função corrente adimensional ψ para os tempos: (a) $t = 1$; (b) $t = 5$; (c) $t = 9$; (d) $t = 13$ e (e) $t = 17$ [s] para $Re = 6,4 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$, com $\Delta\psi = 0,1$.

O mesmo aconteceu para o caso de $Re = 9,0 \times 10^4$, conforme pode ser visto pelas figuras 6(d) e 6(e). Para os dois primeiros períodos da geometria, as linhas isotérmicas apresentaram-se bem definidas e sem oscilações, características típicas de escoamento laminar.

A tabela 2 apresenta os resultados obtidos dos números de Nusselt globais Nu_G no tempo para valores de Reynolds iguais a $6,4 \times 10^4$ e $9,0 \times 10^4$, com $Pr = 0,7$, $Pr_T = 0,7$, $\gamma = 1,0$ e para o intervalo de tempo t de $25 \leq t \leq 200$ [s]. A maior média do Nu_G apresentada pelos gráficos de $Nu_G \times t$ [s] ocorreu para o 4º período e seu valor foi de $\overline{Nu_G} = 2.154,449$, para $Re = 6,4 \times 10^4$ e de $\overline{Nu_G} = 3140,484$ para $Re = 9,0 \times 10^4$, conforme pode ser visto na tabela 6.3. Neste bloco também, observou uma grande variação de Nu_G , mostrando uma intensa movimentação de turbilhões nessa região do escoamento. Com o aumento de Re , aumentou-se o valor de Nu_G , como se esperava.

Tabela 2 – Resultados das médias no tempo dos valores de Nu_G para a placa superior S_3 para $Pr = 0,7$, $\gamma = 1,0$ e $25 \leq t \leq 200$ [s] – Caso 4.

Reynolds	1º Período	2º Período	3º Período	4º Período
$Re = 6,4 \times 10^4$	1315,339	1243,829	1573,589	2154,449
$Re = 9,0 \times 10^4$	1844,933	1745,775	2205,538	3140,484

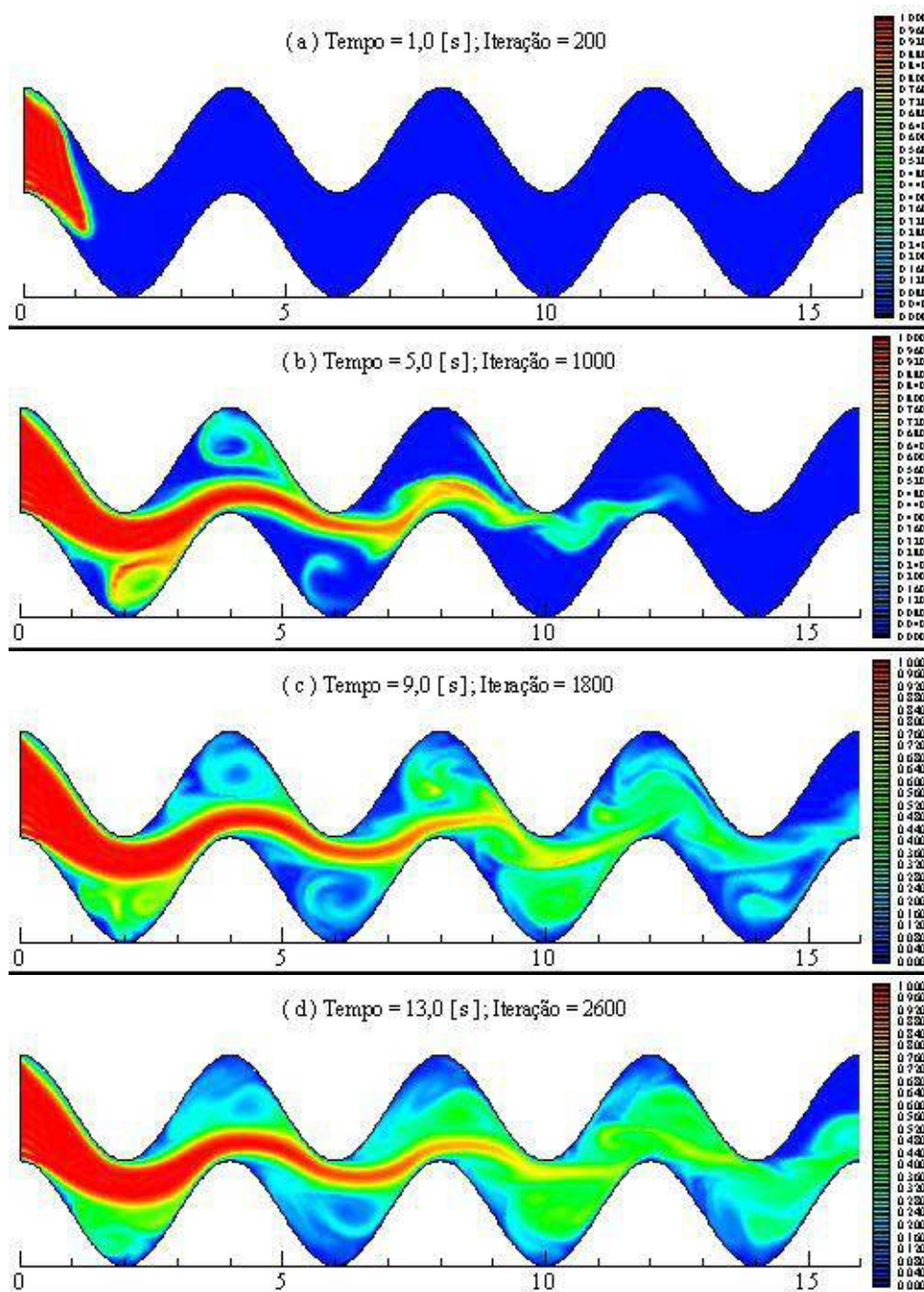


Figura 4 - Distribuição da temperatura adimensional θ para os tempos: (a) $t = 1$; (b) $t = 5$; (c) $t = 9$; (d) $t = 13$ e (e) $t = 17$ [s] para $Re = 6,4 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$, com $\Delta\theta = 0,01$.

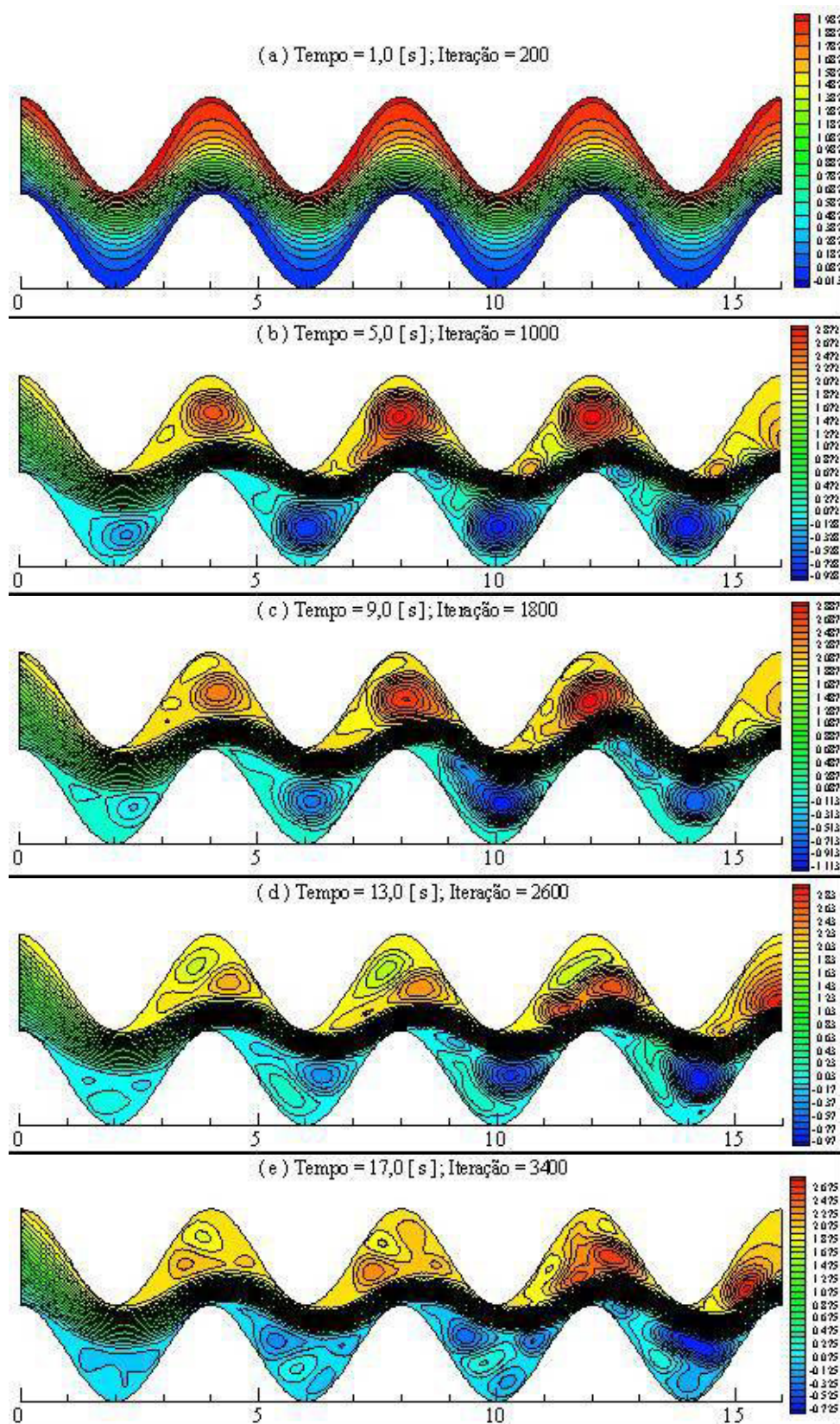


Figura 5 - Distribuição de função corrente dimensional ψ para os tempos: (a) $t = 1$; (b) $t = 5$; (c) $t = 9$; (d) $t = 13$ e (e) $t = 17$ [s] para $Re = 9,0 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$, com $\Delta\psi = 0,1$.

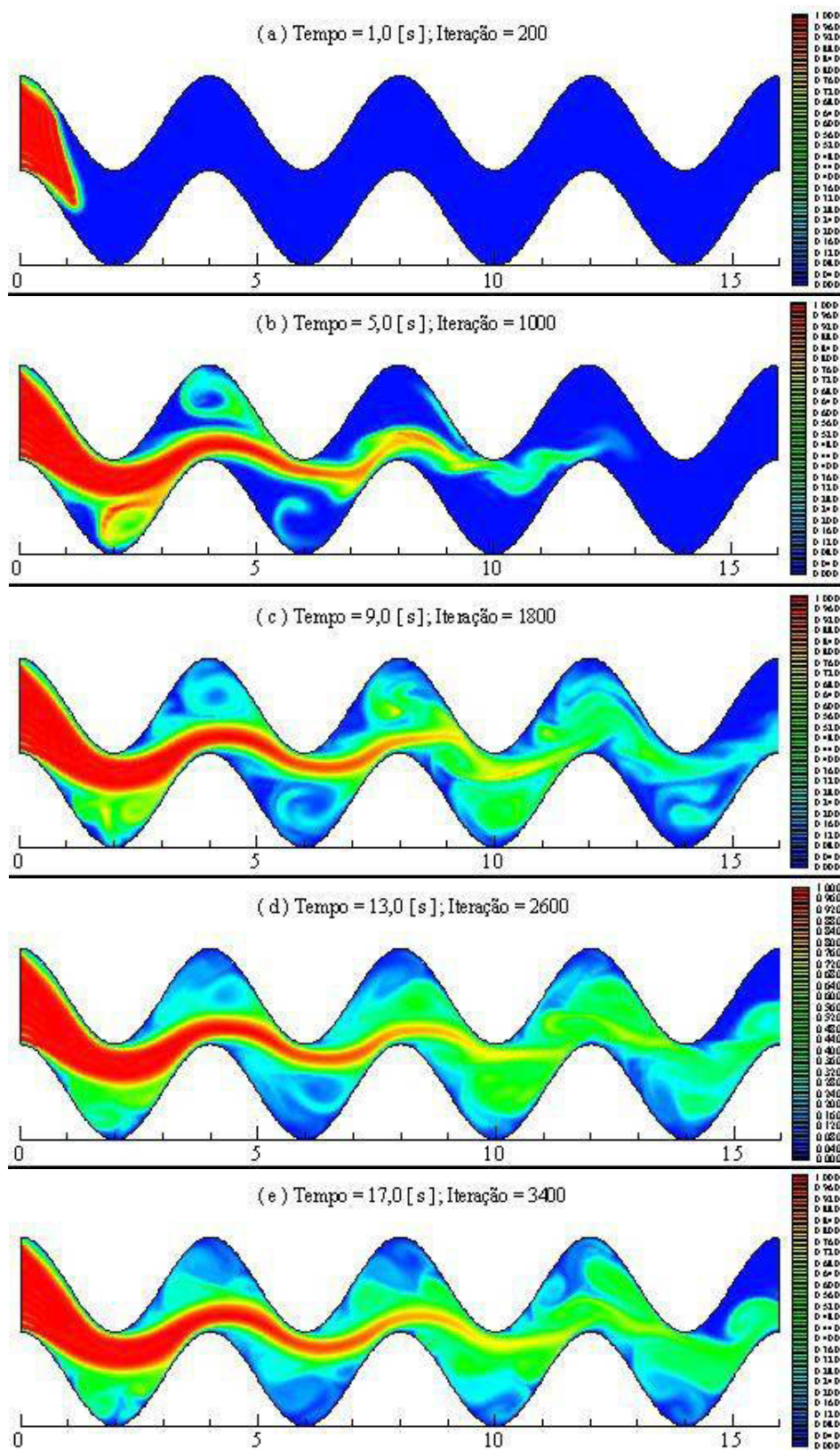


Figura 6 - Distribuição da temperatura adimensional θ para os tempos: (a) $t = 1$; (b) $t = 5$; (c) $t = 9$; (d) $t = 13$ e (e) $t = 17$ [s] para $Re = 9,0 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$, com $\Delta\theta = 0,01$.

A figura 7 apresenta os gráficos do número de Nusselt global Nu_G versus o tempo t , com $Re = 6,4 \times 10^4$. Observa-se que as maiores taxas de transferência de calor ocorrem para o terceiro e quarto períodos. Nestes períodos, as flutuações são mais intensas, aumentando-se consideravelmente a transferência de calor com a superfície superior S_3 . Para o quarto período, 7(d), notam-se picos dos resultados de Nu_G , as quais influenciam no cálculo da média no tempo de Nu_G . O fluido torna-se oscilante, à medida que este escoava entre as placas no formato senoidal. O tipo de geometria adotado para as placas é de grande importância para que o campo de escoamento seja perturbado, resultando em oscilações para os períodos três e quatro.

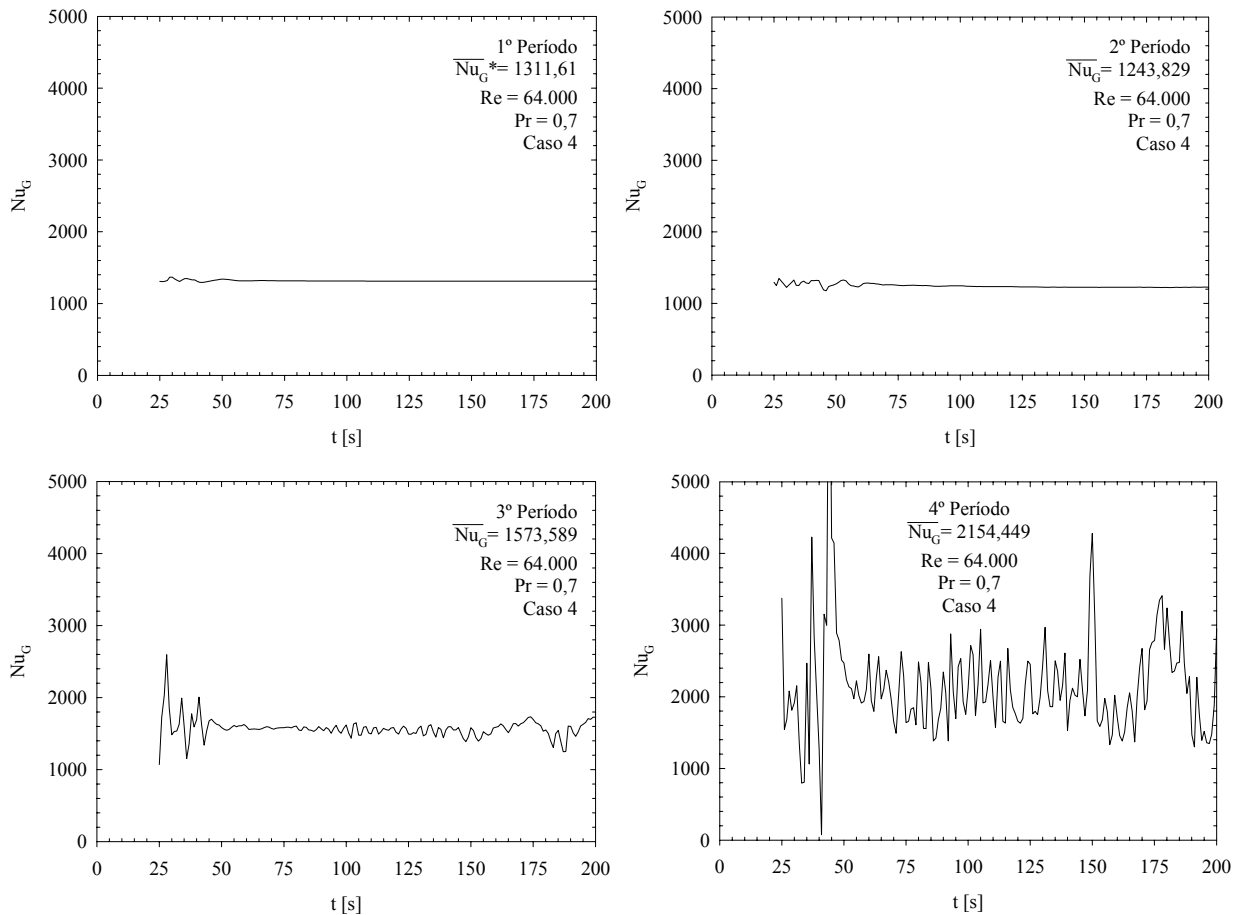


Figura 7 – Número de Nusselt global Nu_G versus o tempo t para a superfície superior S_3 dos períodos 1, 2, 3 e 4, para $Re = 6,4 \times 10^4$ e $Pr = 0,7$ - Placas corrugadas no formato senoidal.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho é estudado o escoamento turbulento, bidimensional, incompressível e no regime não permanente com convecção forçada entre placas paralelas senoidais. Utilizou-se a SGE com modelagem sub-malha função estrutura de velocidade de ordem 2 juntamente com o MEF para discretizar as equações de conservação. Os resultados foram apresentados para $Re = 64\ 000$ e $90\ 000$ com $Pr = 0,7$ e $\gamma = 1,0$. Foram obtidas as distribuições da função corrente ψ e o número de Nusselt global Nu para cada período da geometria. Os resultados mostraram que as maiores trocas de calor ocorreram nos primeiros e últimos períodos da geometria, para os dois casos de números de Reynolds estudados. E ainda,

observou-se que no último período da geometria, a oscilação dos resultados do Nusselt Nu mostrada, ocorreu pelas características típicas de escoamento turbulento e devido às condições de contorno impostas na região de saída de fluido. Já nos dois primeiros períodos, o escoamento teve um comportamento laminar, não ocorrendo variações do número de Nusselt.

O estudo de escoamentos turbulentos com SGE e modelos sub-malha ainda é pouco utilizado. Foram encontrados alguns trabalhos na literatura utilizando os métodos de diferenças finitas e volumes finitos, e apenas um número pequeno de trabalhos foram encontrados utilizando o MEF. Os resultados do presente trabalho estão qualitativamente de acordo com o esperado, porém não foram encontrados trabalhos com geometria semelhante e com escoamento turbulento não isotérmico para comparação de resultados.

Agradecimentos

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

REFERÊNCIAS

- Bagshaw, N.M., Beck, S.B.M., Yates, J. R., 1999. Identification of Fluid Flow Regimes in Narrow Cracks. *Proceedings of Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 214, Part C, pp. 1099-1106.
- Brito, R.F., Dias, J.B., Silveira-Neto, A., Menon, G.J., 2001. Large-Eddy Simulation with Turbulent Forced Convection Between Corrugated Plates. *Proceedings of the 16th COBEM – Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Vol. 8, Uberlândia, Brazil, pp. 462-471.
- Choi, J.M., Anand, N.K., 1995. Turbulent Heat Transfer in a Serpentine Channel with a Series of Right-Angle Turns. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 7, pp. 1225-1236.
- Correa, R.A., Guzmán, A.M., 2000. Estudio Computacional del Modelo de Flujo y Transferencia de Calor en Canales de Paredes Paralelas Sinusoidales. *Anales del 9^o COCIM – IV CONAE – Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica*, Congreso Nacional de Energía, Valparaíso, Chile, pp. 1-7.
- Kim, J.J., 1978. *Investigation of Separation and Reattachment of Turbulent Shear Layer: Flow Over a Backward Facing Step*. Ph.D. Thesis, Stanford University.
- Metwally, H.M., Manglik, R.M., 2000. Numerical Solutions for Periodically – Developed Laminar Flow and Heat Transfer in Sinusoidal Corrugated Plate Channels with Constant Wall Temperature. *Proceedings of the 34th National Heat Transfer Conference, Paper No. NHTC2000-12216*, ASME, Pittsburgh, USA, pp. 1-8.
- Nonino, C., Comini, G., 1998. Finite-Element Analysis of Convection Problems in Spatially Periodic Domains. *Numerical Heat Transfer*, Vol. 34, Part. B, pp. 361-378.
- Silveira-Neto, A., 1998. *Simulação de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos*. I ETT – Escola de Primavera, Transição e Turbulência, ABCM, COPPE/UFRJ, IME/RJ, Rio de Janeiro, Brasil, pp.159-190.

- Silveira-Neto, A., Brito, R.F., Dias, J.B. e Menon, G.J., 2000. Aplicação da Simulação de Grandes Escalas no Método de Elementos Finitos para Modelar Escoamentos Turbulentos. *Anais da II ETT – Escola Brasileira de Primavera, Transição e Turbulência*, Uberlândia, Brasil, pp. 515-526.
- Silvestrini, J.H., 2000. Simulação Numérica Direta e de Grandes Escalas de Escoamentos Transicionais e Turbulentos. *Anais da II ETT – Escola Brasileira de Primavera, Transição e Turbulência*, Uberlândia, Brasil, pp.148-219.