

ESCOAMENTO TURBULENTO COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR UTILIZANDO SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS

Rogério Fernandes Brito

Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brasil.
rogbrito@iem.efei.br

Aristeu Silveira Neto

Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia. UFU. 38400-206 – Uberlândia. MG. Brasil.
aristeus@mecanica.ufu.br

Genésio José Menon

Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brasil.
genesio@iem.efei.br

Resumo. Simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor de um escoamento incompressível, num canal bidimensional com paredes senoidais paralelas, são realizadas utilizando-se o método de elementos finitos (MEF). As equações de conservação são implementadas para o escoamento turbulento, 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, respectivamente, em termos das linhas de corrente e dos números de Nusselt. Devido ao fato do código ser bidimensional, tem-se uma 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 tem 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.

No presente trabalho faz-se a análise do escoamento em trocadores de calor de paredes corrugadas de forma senoidal, conforme mostra a Fig. (1). Adotou-se uma geometria com razão de aspecto de ondulação $\gamma = 2H/(2\lambda) = 1$, sendo H a distância entre as placas e 2λ o comprimento de onda da parede ondulada. Esta geometria representa várias situações reais encontradas nas indústrias, nos veículos automotores, etc.

Dependendo da aplicação dos trocadores de calor, podemos ter tanto 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 implementação da SGE em MEF é uma alternativa fácil de implementar, conduzindo-se a bons resultados.

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 serpentinas 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 da naftalina. A comparação dos resultados numéricos obtidos

com os experimentais foi considerada boa com um desvio máximo de 17,4 %. Os parâmetros do escoamento e da geometria foram variados numa extensa faixa, com Reynolds variando de 15000 a 60000, com valores alto e baixo do número de Prandtl, respectivamente, $Pr = 7,0$ e $0,7$. Deste estudo, foram obtidas também correlações do número de Nusselt médio e dos fatores de atrito utilizando o método dos mínimos quadrados. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor variou mais com o número de Reynolds, para valores maiores de Prandtl, do que para valores baixos de Prandtl. Os maiores valores das taxas de transferência de calor e do fator de atrito ocorreram em canais com pequena altura de ondulação, ou seja, de 1 a 1,5 vezes a largura do canal.

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. Os parâmetros térmicos e geométricos considerados foram: número de Prandtl $Pr = 0,7$, Reynolds $Re = 100$ e 200 , número de blocos $NB = 1$ e razão de aspecto da geometria $L/H = 1$. 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. Na entrada do canal, foi imposto uma diferença de pressão de 9000 Pa para uma altura do canal de 450 μm (20 MPa/m). Na modelagem numérica, a água foi usada a 20 °C. O número de Reynolds do escoamento na modelagem CFD foi da ordem de 2000. O escoamento do ar através do canal foi também medido, como função da altura do canal, usando pequenos dispositivos. A partir daí, padrões de escoamentos foram observados, usando partículas de fumaça para o escoamento do ar com maiores dimensões realizadas no banco de ensaios. Foram observados quatro regimes de escoamentos, quando a altura do canal foi menor do que três vezes a rugosidade da superfície das paredes. O trabalho mostrou que a rugosidade da superfície do canal teve uma forte influência na taxa 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. Para as condições térmicas, impôs-se fluxo de calor constante na parede inferior e condição de isolamento térmico na parede superior. Na fronteira aberta de saída do fluido, adotou-se uma condição de periodicidade para a pressão dinâmica e para as componentes de velocidade. Esta configuração estudada pode ser utilizada em dispositivos para o transporte de calor e massa em processos industriais e bioquímicos. A geometria é útil na melhora da taxa de transporte de calor e massa, nos regimes laminar e transicional em trocadores de calor compactos. 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 se 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). Os resultados obtidos do campo de escoamento mostrou-se ser fortemente influenciado com a variação de γ . Dois tipos de regimes de escoamentos foram observados: regime laminar com ou sem recirculação. No regime sem recirculação, o comportamento do escoamento é muito semelhante ao de escoamentos em dutos retos com perfil de velocidades desenvolvido sem nenhuma perturbação das linhas de corrente. No regime com recirculação, o escoamento com separação e recolamento nas depressões das corrugações geraram células de vórtex transversais que cresceram com Re e γ . A transição para este regime também dependeu da variação de Re e γ . Observou-se que a mistura produzida por estes vórtices transversais auto-sustentáveis aumentou a taxa de transferência de calor em até trinta e quatro vezes do que no caso de escoamento num canal de placas planas paralelas, dependendo dos valores de γ , Re e Pr . Entretanto, o fator de atrito obtido foi de somente dezessete vezes maior.

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. 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 $Re = 64000$ e 90000 , com a geometria do canal $\gamma = 1,0$ e número de Prandtl $Pr = 0,7$. Considerou-

se escoamento uniforme na entrada do canal. Para validação do modelo numérico, os resultados numéricos obtidos foram comparados com o caso do degrau (backward facing step) de Kim (1978) e com o caso de escoamento laminar entre placas senoidais de Metwally e Manglik (2000). A Figura (1) apresenta a geometria estudada no presente trabalho. Os parâmetros geométricos utilizados foram: razão de aspecto de ondulação, $\gamma = 2H/(2\lambda) = 1,0$; sendo H a distância entre as placas e 2λ o comprimento de onda da ondulação, equivalente a um período da função seno e $NB = 16$, sendo NB o número de blocos utilizados para formar a geometria do presente trabalho. Observa-se ainda da Fig. (1) que cada período da geometria formada pela função senoidal é formada por quatro blocos. Como a geometria tem quatro períodos, logo esta possui dezesseis blocos. As condições de contorno são: temperatura isotérmica alta $T = 1$ na fronteira aberta S_1 e temperatura isotérmica baixa $T = 0$ nas superfícies S_3 e S_4 . Na fronteira aberta S_2 de saída de fluido, colocou-se gradiente nulo para todas as variáveis na direção normal. A Figura (2) apresenta a malha parcial de elementos finitos estruturada utilizada no presente trabalho, equivalente a um período de toda a geometria, correspondendo aos blocos de 1 a 4 da Fig. (1). A malha completa utilizada neste trabalho contém 7414 nós e 14112 elementos triangulares lineares.

2. Formulação do Problema

No presente trabalho considera-se o escoamento turbulento transiente e incompressível com propriedades físicas constantes, num canal de paredes senoidais paralelas conforme é mostrado na Fig. (1). Utiliza-se uma geometria com um certo número de blocos com o objetivo de se obter um escoamento desenvolvido ao longo do comprimento x da geometria.

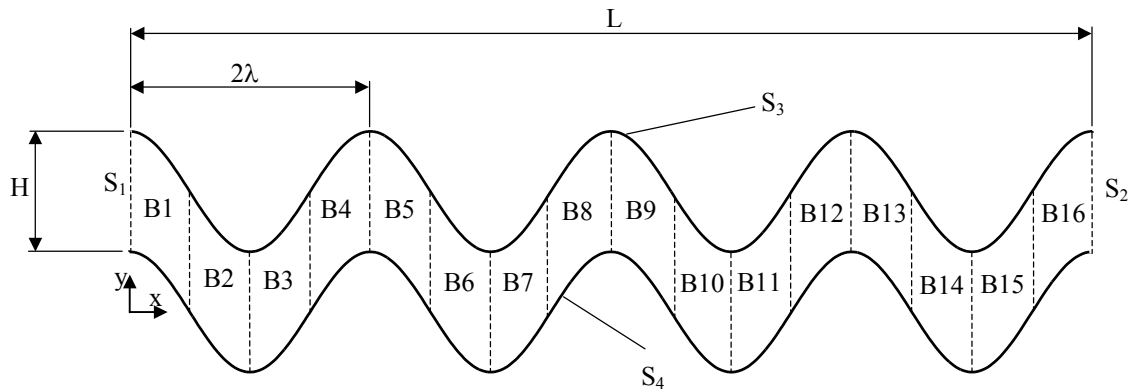


Figura 1. Domínio computacional Ω da geometria estudada.

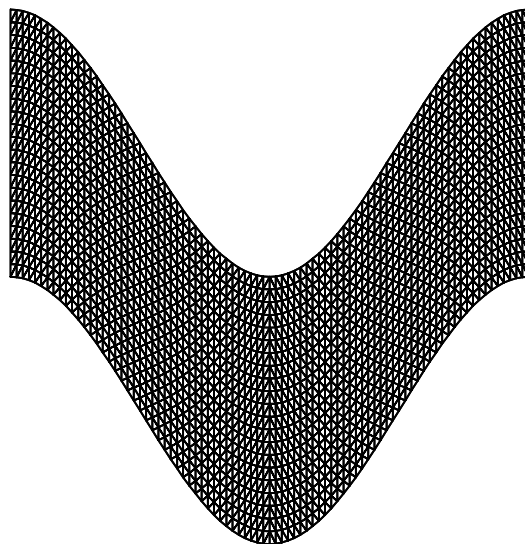


Figura 2. Malha estruturada parcial formada por elementos triangulares lineares ($\gamma = 1,0$).

Considerando a técnica da SGE aplicada às equações de conservação de massa, de Navier-Stokes e da energia, de acordo com Silvestrini (2000), resulta nas seguintes equações:

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

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

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

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.

Por questões de simplificações nas notações das variáveis, as barras “ $\bar{\quad}$ ” serão omitidas a partir deste ponto em diante.

As condições iniciais são dadas por:

$$t = 0: \quad u = v = T = 0, \quad \text{em } \Omega, \quad (4)$$

As condições de contorno de não escorregamento e de temperatura isotérmica nas paredes são dadas por:

$$t > 0: \quad u = v = 0, \quad T = T_w = 0, \quad \text{para,} \quad y = \text{sen}(\pi x / \lambda) \text{ e } y = H + \text{sen}(\pi x / \lambda), \quad (5)$$

As condições de contorno na entrada e na saída do canal são dadas, respectivamente, por:

$$u = U_m, \quad v = 0 \text{ e } T = T_{in} = 1, \quad \text{em } S_1, \quad (6)$$

$$\partial T / \partial n = \partial u / \partial n = \partial v / \partial n = 0, \quad \text{em } S_2, \quad (7)$$

sendo $\partial \phi / \partial n$ a derivada sobre a fronteira aberta S_2 , na direção normal.

Observa-se da Eq. (5) que a razão de aspecto de ondulação é dado por $\gamma = 2H / (2\lambda)$. Além disto, o campo de escoamento pode ser descrito por uma distribuição de função corrente e vorticidade, na qual é definido como:

$$u = \partial \psi / \partial y, \quad v = -\partial \psi / \partial x, \quad \omega = (\partial v / \partial x) - (\partial u / \partial y), \quad (8)$$

deste modo, a equação da continuidade, dada pela Eq. (1), é exatamente satisfeita. Podemos trabalhar com as variáveis adimensionais, assim obtemos as definições dos números de Reynolds Re e Prandtl Pr dadas por:

$$Re = U_m 2H / \nu \text{ e } Pr = \nu / \alpha. \quad (9)$$

Dado o campo de velocidade e a distribuição de temperatura, o número de Nusselt local Nu_x pode ser calculado de:

$$Nu_x = h_x 2H / k = 2H q''_{wx} / [k(T_w - T_m)], \quad (10)$$

onde h_x é o coeficiente de transferência de calor local, k é a condutividade térmica do fluido, q''_{wx} é o fluxo de calor na parede, T_w é a temperatura na parede e T_m é a temperatura média na seção transversal. A temperatura média T_m é dada por:

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

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

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

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

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

onde q_w'' é a taxa de calor 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 Nu é obtido da equação da taxa de transferência de calor baseada na variação da temperatura média logarítmica $\Delta T_{\ell m}$, sendo:

$$Nu = q_w'' 2H / (k A \Delta T_{\ell m}), \quad (14)$$

onde,

$$\Delta T_{\ell m} = [(T_w - T_{mi}) - (T_w - T_{mo})] / \{ \ln [(T_w - T_{mi}) / (T_w - T_{mo})] \}, \quad (15)$$

e A é a área de contato da parede. Trabalhando com as Eq. (12), (14) e (15), obtemos para o Nusselt global Nu a seguinte expressão:

$$Nu = H Re Pr \ln [(T_w - T_{mi}) / (T_w - T_{mo})] / (2s), \quad (16)$$

onde s é o comprimento de linha da parede num período da geometria.

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 trazem 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 $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$, 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 $\alpha_t(\bar{x}, \Delta, t)$ é feita dividindo-se $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$ por 0,7, isto é, $\alpha_t(\bar{x}, \Delta, t) = \nu_t(\bar{x}, \Delta, t) / 0,7$.

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:

$$v_t(\bar{x}, \Delta, t) = 0,104 C_k^{-3/2} \Delta \sqrt{\bar{F}_2(\bar{x}, \Delta, t)}, \quad (17)$$

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 v_t e $\bar{F}_2(\bar{x}, \Delta, t)$ 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 $(\epsilon r)^{2/3}$, sendo r a distância entre dois pontos, a função estrutura pode ser calculada como:

$$\bar{F}_2(\bar{x}, \Delta, t) = (1/N) \sum_{i=1}^N \left\{ [u_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t) - u(\bar{x}, t)]^2 + [v_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t) - v(\bar{x}, t)]^2 \right\} (\Delta/d_i)^{2/3}, \quad (18)$$

sendo: $u_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t)$ e $v_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t)$ as velocidades no ponto “i” do centróide do elemento vizinho localizado a uma distância d_i do ponto de cálculo, $u(\bar{x}, t)$ e $v(\bar{x}, t)$ as componentes de velocidades no centróide do elemento, N o número de pontos vizinhos, t o tempo e \bar{e}_i o vetor na direção d_i .

4. Método de Solução

As Equações (1), (2) e (3) são resolvidas através do MEF, utilizando o elemento triangular com uma função de interpolação linear. A discretização é feita pelo método de elementos finitos com o esquema de Galerkin e as equações resultantes são resolvidas pelo método de Eliminação de Gauss. O problema é resolvido, seguindo-se os passos:

- (1^o) através das definições apresentadas pela Eq. (8) obtém-se o campo da função corrente ψ ;
- (2^o) determina-se a vorticidade ω na parede de uma forma matricial, conforme mostrado em Silveira-Neto et al (2000);
- (3^o) aplicam-se as condições de contorno para a vorticidade;
- (4^o) calcula-se a vorticidade no interior de acordo com a definição dada pela Eq. (8);
- (5^o) calcula-se a temperatura resolvendo a Eq. (3);
- (6^o) calcula-se o número de Nusselt global Nu para cada período usando-se a Eq. (16);
- (7^o) incrementa-se o intervalo de tempo Δt e a iteração de uma unidade e volta-se ao (1^o) passo, onde os cálculos são refeitos até se atingir o critério de parada.

5. Validação do Modelo Numérico

Para efeito de validação do código computacional desenvolvido no presente trabalho, foram estudados e usados como comparação dois casos distintos; um caso usado como comparação foi o teste estudado no trabalho de Brito et al (2001) e Pirani et al (2000), sendo este o caso do escoamento isotérmico num degrau (backward facing step). Outro caso usado como comparação foi do trabalho de Metwally e Manglik (2000), a qual faz a simulação numérica do escoamento não isotérmico entre placas paralelas senoidais com condições de contorno de periodicidade. Neste segundo caso teste usado como comparação, foi considerado o escoamento laminar.

No trabalho de Brito et al (2001) o caso do escoamento isotérmico num degrau (“backward facing step”) foi utilizado para o primeiro caso teste. Neste trabalho de Brito et al (2001), 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 ponto de recolamento, dado por $x_{PR} = x - D$ e sendo D o comprimento do degrau, foi calculado e os resultados deste trabalho foram comparados com os casos estudados por Kim (1978) e por Pirani et al (2000). O valor encontrado no trabalho de Brito et al (2001) foi de $x_{PR} = 6,1$ e os desvios encontrados em relação ao trabalho experimental de Kim (1978) foram de 12,8 % e 22,8 % em relação ao trabalho numérico de Pirani et al (2000).

No outro trabalho usado para comparação, Metwally e Manglik (2000) fizeram uma simulação numérica do escoamento bidimensional, laminar e com condições de contorno de periodicidade. Nestas simulações, foram considerados os seguintes parâmetros térmicos: número de Reynolds na faixa de 10 a 2000 e número de Prandtl iguais a 5, 35 e 150. A razão de aspecto de ondulação γ das placas senoidais variou de 0 a 1. Para comparação, foram simulados quatro casos testes. Os valores dos parâmetros e os seus respectivos desvios se encontram na Tab. (1). Nestes casos comparados, o programa computacional do presente trabalho considerou o modelo de turbulência com modelagem sub-malha função estrutura de segunda ordem.

Tabela 1. Desvios dos números de Nusselt Nu encontrados no segundo caso teste.

Caso Teste	Re	Pr	γ	$Nu_{esperado}$	Desvio [%]
1	100	150	1,0	≈ 50	0,4
2	100	150	0,5	≈ 22	11,9
3	500	150	0,5	≈ 70	17,2
4	10	150	0,25	$\approx 7,8$	21,8

6. Resultados

Nos resultados do presente trabalho foram considerados os seguintes parâmetros: $\gamma = 1,0$; $NB = 16$; $Re = 64\,000$, $90\,000$ e $Pr = 0,7$. A Figura (3) mostra as distribuições iniciais da função corrente ψ para o tempo dimensional t variando de $t = 1$ a 17 [s].

Na Figura (3) pode ser visto as distribuições de função corrente ψ para os tempos iguais a $1, 5, 9, 13$ e 17 [s], com incremento da isolinha $\Delta\psi = 0,1$. A Figura (3a) apresenta as linhas de corrente para o instante inicial para $t = 1$ [s]. Observa-se que a região de fluido onde as linhas de corrente estão mais próximas uma das outras, maior é a velocidade do fluido naquela região. Da Figura (3b), observa-se a formação de regiões de fluido recirculando próximas às placas superior e inferior. Isto faz com que as trocas de calor aumentem nessas regiões. A Figura (3c) mostra que com o aumento do tempo, essas regiões de recirculações de fluido tendem a se deslocar na direção do escoamento. Da Figura (3d), as pequenas regiões de recirculação se dividem e caminham no sentido do escoamento. O processo se repete, conforme pode ser visto na Fig. (3d). Devido a essa grande variação temporal do escoamento próximo às placas superior e inferior, obtém-se uma troca de calor que irá variar ao longo do tempo. Observa-se também na região de saída que se forma, no último bloco, um turbilhão que caminha no sentido do escoamento até à saída da geometria. Para tempos maiores, ou seja, $t > 15$ [s] o escoamento passa a ter um comportamento laminar nos dois primeiros períodos e oscilante nos dois últimos períodos da geometria estudada. Nota-se também que o comportamento do escoamento é fortemente influenciado pelos parâmetros térmicos e geométricos, como pode ser visto no trabalho de Brito et al (2001).

A Figura (4) apresenta os gráficos dos números de Nusselt global Nu em função do tempo para os períodos 1, 2, 3 e 4. A média temporal calculada para o Nu em cada bloco e representada nos gráficos de $Nu \times t$ [s] por $\langle \rangle$ foi realizada para a faixa de tempo entre 25 e 200 [s]. Para os instantes iniciais, de $0 \leq t \leq 25$ [s], devido aos altos gradientes de temperatura, os resultados obtidos para Nu foram desprezados na apresentação dos gráficos de $Nu \times t$ [s]. Para os gráficos de Nusselt versus o tempo, observa-se que o escoamento oscilante faz com que haja uma grande variação do número de Nusselt médio ao longo do tempo. A maior média do Nu apresentada pelos gráficos de $Nu \times t$ [s] ocorreu para o 4º período e seu valor foi de $\langle Nu \rangle = 2\,154,449$, para $Re = 64\,000$ e de $\langle Nu \rangle = 3\,140,484$ para $Re = 90\,000$, conforme pode ser visto na Tab. (2). Neste bloco também, observou-se uma grande variação do Nusselt, mostrando uma intensa movimentação de turbilhões nessa região do escoamento. Ainda da Figura (4), observa-se que nos dois primeiros períodos, o escoamento teve um comportamento laminar.

Tabela 2. Resultados dos números de Nusselt Nu globais no tempo para $Pr = 0,7$, $\gamma = 1,0$ e $25 \leq t \leq 200$ [s].

Caso	1º Período	2º Período	3º Período	4º Período
Re = 64000	1 315,339	1 243,829	1 573,589	2 154,449
Re = 90000	1 844,933	1 745,775	2 205,538	3 140,484

7. 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.

8. Agradecimentos

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

9. Referências

Bagshaw, N. M., Beck, S. B. M. and Yates, J. R., 1999, "Identification of Fluid Flow Regimes in Narrow Cracks", Proceedings of Instn. Mech. Engrs., Vol. 214, Part C, pp. 1099-1106.

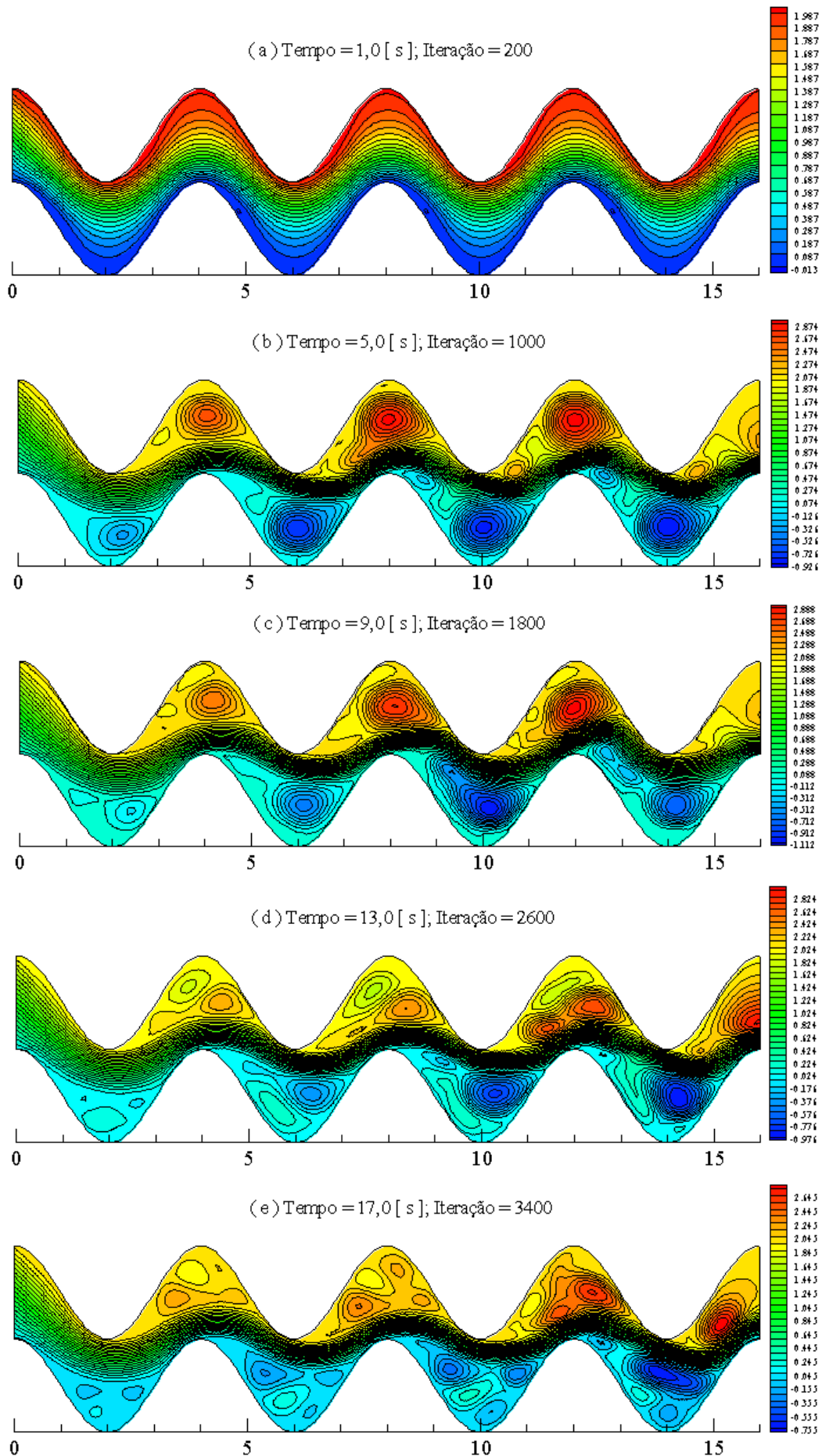


Figura 3. Distribuição de função corrente ψ para os tempos iniciais: (a) $t=1$; (b) $t=5$; (c) $t=9$; (d) $t=13$ e (e) $t=17$ [s] para $\gamma=1,0$, $Re=64000$; $Pr=0,7$ e incremento da isolinha de ψ $\Delta\psi=0,1$.

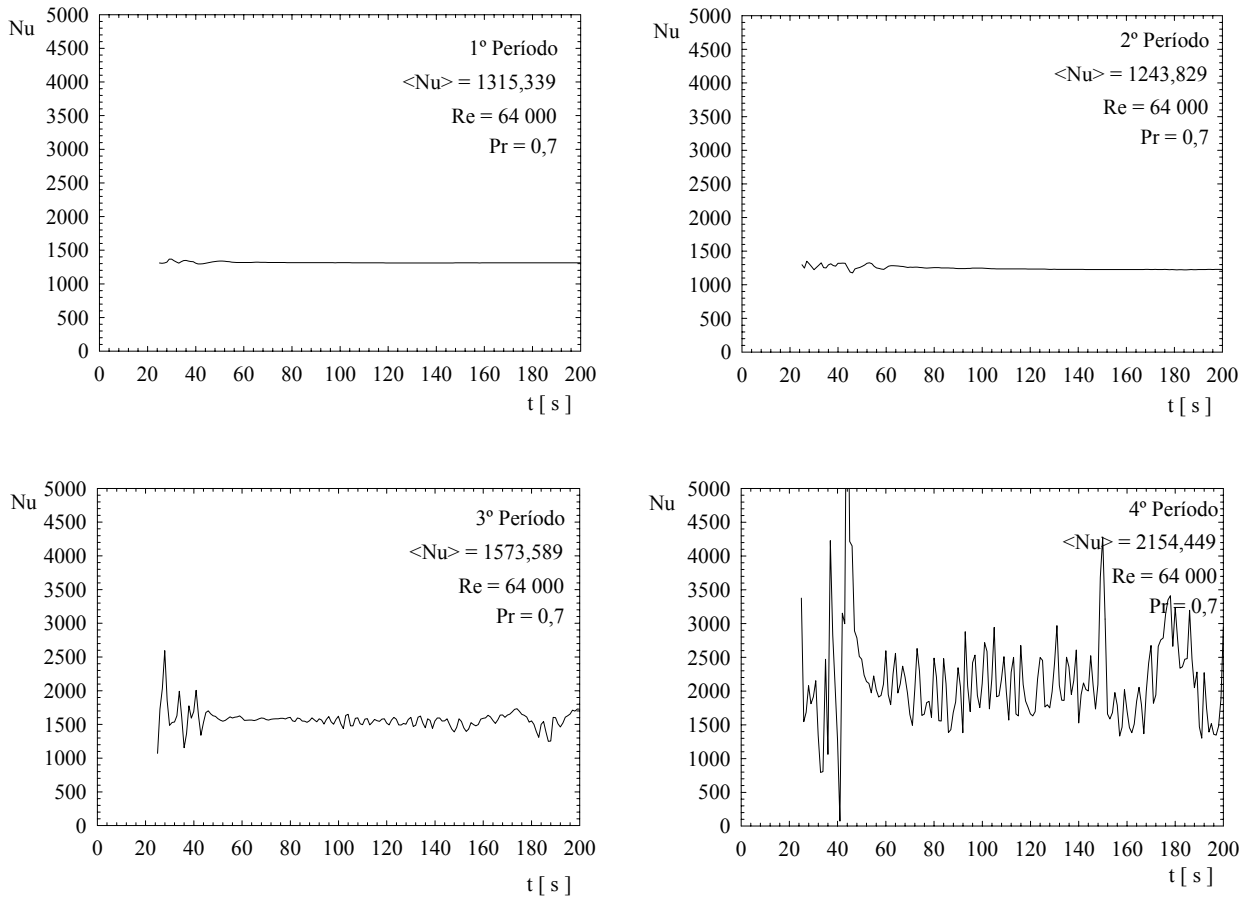


Figura 4 – Gráficos dos números de Nusselt versus o tempo para $25 \leq t \leq 200[s]$, para $Re = 64\ 000$, $Pr = 0,7$ e $\gamma = 1,0$.

Brito, R. F., Dias, J. B., Silveira-Neto, A. and 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. and 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. y Guzmán, A. M., 2000, "Estudio Computacional del Modelo de Flujo y Transferencia de Calor en Canales de Paredes Paralelas Sinusoidales", Anales del 9º 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. and 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. and Comini, G., 1998, "Finite-Element Analysis of Convection Problems in Spatially Periodic Domains", Numerical Heat Transfer, Vol. 34, Part. B, pp. 361-378.

Pirani, M. J., Manzanares, N., Silveira-Neto, A. e Almeida, M. S. V., 2000, "Escoamento Turbulento em Grades de Placas Planas Utilizando o Método dos Volumes Finitos e Simulação de Grandes Escalas", Anais do IV SIMMEC – Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional, Uberlândia, Brasil, pp. 70-77.

Silveira-Neto, A., 1998, "Simulação de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos", I ETT – Escola de Primavera, Transição e Turbulência, apostila de mini curso, 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.

Turbulent Flow With Heat Transfer Using Large Eddy Simulation

Rogério Fernandes Brito

Department of Mechanical Engineering. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brazil.
rogbrito@iem.efei.br

Aristeu Silveira Neto

Department of Mechanical Engineering. Universidade Federal de Uberlândia. UFU. 38400-206 – Uberlândia. MG. Brazil.
aristeus@mecanica.ufu.br

Genésio José Menon

Department of Mechanical Engineering. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brazil.
genesio@iem.efei.br

***Abstract.** Numerical simulations of the flow and of the heat transfer of an incompressible flow through a bi-dimensional channel limited by parallel sinusoidal walls are shown in this study. The numerical method used is the finite element method (FEM). The conservation equations are implemented for the turbulent flow by using the Galerkin scheme. The turbulence model was represented by Large Eddy Simulation (LES) using subgrid-scale model with second-order structure function. The characteristics of the flow and of the heat transfer are described in terms of streamlines and Nusselt number, respectively. Due to the fact that the code is bi-dimensional, there is a certain limitation of this model to be applied to turbulent flows found in industrial and biochemical processes. In spite of this, the geometry studied in the present work, which can be adopted as being a starting point in the design of heat exchangers, may be helpful in the improvement of heat and mass transfer.*

***Keywords.** Forced Convection, Large-Eddy Simulation, Finite Element, Turbulence, Heat Exchangers.*