

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE UM ESCOAMENTO
TURBULENTO EM UM CANAL COM DEFLETORES****Luís Carlos Demartini**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC
Rua Sarmento Leite, 425 – Porto Alegre, RS – 90050-170

Luis_demartini@banrisul.com.br

Horácio Antônio Vielmo

Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC
Rua Sarmento Leite, 425 – Porto Alegre, RS – 90050-170)

vielmoh@mecânica.ufrgs.br

Sérgio Viçosa Möller

Universidade Federal do Rio Grande do Sul – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC
Rua Sarmento Leite, 425 – Porto Alegre, RS – 90050-170)

svmoller@vortex.ufrgs.br

Resumo. *O presente trabalho analisa numérica e experimentalmente um escoamento de ar no interior de um canal de seção retangular, contendo dois defletores retangulares. Trata-se de um problema de interesse no âmbito dos trocadores de calor, onde a caracterização do escoamento, tal como a sua distribuição de pressão, a existência e a extensão de possíveis recirculações precisam ser identificadas. As equações diferenciais que descrevem o escoamento foram integradas pelo Método dos Volumes Finitos, em duas dimensões, empregando o Fluent, com o modelo k-ε para descrever a turbulência. A malha é estruturada, com volumes retangulares. Diversas condições de contorno foram exploradas, obtendo-se maior realismo com campo de velocidades prescrito na entrada do canal e pressão atmosférica prescrita na sua saída. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais, sendo os desvios analisados e comentados. O campo de velocidades foi mapeado com anemômetro de fio quente, e de pressões com manômetro eletrônico. As maiores variações nos campos de pressão e velocidade ocorrem nas regiões próximas aos defletores, como é esperado.*

Palavras chave: *Simulação numérica, simulação experimental, turbulência, Fluent, anemometria de fio quente.*

1. Introdução

Feixes de tubos ou barras são arranjos típicos em trocadores de calor. Usualmente, o calor é retirado dos tubos por um fluido refrigerante circundante, em regime turbulento na maioria dos casos. Geralmente o escoamento é altamente complexo, onde os fenômenos de separação, recirculação e recolamento são características importantes.

Uma configuração comum de trocador de calor é a de casco e tubos. Nesses trocadores, defletores são introduzidos perpendicularmente aos tubos a fim de melhorar o seu coeficiente global de transferência de calor. O fluido refrigerante é forçado pela ação dos defletores a escoar inclinado em relação aos tubos.

A presença de defletores aumenta a intensidade da turbulência e, conseqüentemente, a complexidade do escoamento. Essa situação inclui escoamentos com separação e recolamento, criando grandes regiões de recirculação e altas taxas de deformação do escoamento. Esse processo, por sua natureza, pode colaborar para o surgimento de cargas dinâmicas nos tubos e nos próprios defletores do trocador de calor. Resultados experimentais de flutuação de velocidade e pressão em um banco de tubos com defletores (Möller et al., 1999) apresentaram um comportamento que não pôde ser associado com as características do escoamento em bancos de tubos (Endres, 1997), nem claramente identificadas com os defletores, o que levou à necessidade da realização de novos estudos buscando sua correta interpretação.

Simulações numéricas de escoamentos que incluem separação e recolamento ocorrem em muitos problemas de Engenharia. Escoamentos com obstáculos é um caso básico que apresenta forte separação ocorrendo a jusante e a montante do obstáculo.

Kelkar e Patankar (1987), analisaram numericamente o escoamento laminar sobre placas paralelas com defletores. O escoamento caracteriza-se por forte deformação e grandes regiões de recirculação. Em geral, o número de Nusselt (Nu) e o coeficiente de atrito (fR) crescem com o aumento do número de Reynolds.

Hwang et al. (1999), fizeram várias simulações de um escoamento bidimensional com obstáculo, empregando o modelo k-ε para descrever a turbulência. Resultados indicaram que a montante do obstáculo, o comprimento da recirculação praticamente não depende da dimensão do obstáculo na direção em que o escoamento está ocorrendo. Por outro lado, a região de recirculação a jusante decresce com o aumento do comprimento do obstáculo.

O comportamento de escoamentos em regime laminar e turbulento em um plano de expansão simétrico foi estudado por De Zilwa et al. (1998). Na simulação do escoamento turbulento, o modelo k-ε foi utilizado com razoável precisão em relação às medidas representadas, com exceção nas regiões próximas a parede dentro das zonas de recirculação. Além disso, o comprimento do ponto de recolamento foi subestimado.

Berner et al. (1984), analisaram o escoamento turbulento em um duto com uma série de defletores, utilizando a técnica da Anemometria Laser Doppler (LDA). O principal objetivo foi obter as características principais do escoamento, determinar o número de defletores para se ter uma condição de contorno periódica e, finalmente, observar a dependência do escoamento em função do número de Reynolds e da geometria. Com um número de Reynolds de 5.170, o escoamento deve passar por quatro defletores para se ter uma condição de contorno periódica, mas somente três para o número de Reynolds de 10.200.

Anotoniou e Bergeles (1988), analisaram o escoamento turbulento sobre um prisma com vários comprimentos, com ênfase no desenvolvimento da camada limite que ocorre após o ponto de recolamento do escoamento. Para o aumento do comprimento do prisma ($1/H > 4$, onde H é a sua altura) o escoamento recola sobre ele, e a jusante dele. Neste caso, o comprimento da recirculação é menor e os comprimentos das escalas de turbulência também são menores.

As características do escoamento turbulento e da transferência de calor com defletores em um duto retangular, e com fluxo de calor uniforme na sua superfície superior e inferior foram analisadas por Habib et al. (1994). O experimento foi realizado com diferentes números de Reynolds e alturas dos defletores, com ênfase na análise das características do escoamento, determinação do coeficiente de transferência de calor médio e local, e queda de pressão.

O escoamento caracteriza-se por grandes regiões de recirculação atrás dos defletores e grandes gradientes de velocidade. Os resultados indicam que a transferência de calor cresce com o aumento do número de Reynolds. Comparativamente aos parâmetros de transferência de calor, o coeficiente de queda de pressão cresce mais rapidamente com o aumento do número de Reynolds.

Li e Kottke (1998), estudaram o comportamento do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão em um trocador de calor de casco e tubo, simulando vários modelos, diferindo apenas no espaçamento entre os defletores. Os autores demonstram que para um mesmo número de Reynolds, o crescimento do espaçamento entre os defletores ocasiona o aumento do coeficiente de transferência de calor. Igualmente, o coeficiente de queda de pressão cresce com o aumento do espaçamento entre os defletores.

Acharya et al. (1998), analisaram a transferência de calor e o comportamento do escoamento turbulento sobre um obstáculo, tanto numericamente como experimentalmente. Numericamente o comportamento do escoamento turbulento é analisado usando o modelo k-ε tradicional.

No presente trabalho, analisa-se numérica e experimentalmente o comportamento de um escoamento de ar no interior de um duto de seção retangular contendo dois defletores retangulares. Desse modo, pretende-se contribuir diretamente para a melhor compreensão dos fenômenos das cargas dinâmicas que são as que variam com o tempo, usualmente associadas às flutuações de pressão e geradas por defletores em trocadores de calor e, indiretamente, na determinação do número de Nusselt em trocadores de calor, a partir de uma melhor caracterização dos escoamentos internos. Para isso, definiu-se as condições de contorno e procurou-se mapear o campo de pressão e velocidades ao longo do duto, a fim de compará-los aos dados da simulação numérica. Os campos de velocidade e pressão foram obtidos com a utilização do anemômetro de fio quente e manômetros eletrônicos, respectivamente. As simulações foram realizadas com o código Fluent, versão 5.2 (Fluent Inc,2000), que utiliza o Método dos Volumes Finitos.

2. Procedimento Experimental

A seguir é detalhada a seção de testes utilizada para obtenção dos dados experimentais e o sistema de aquisição de dados. Os dados experimentais são necessários, inicialmente, para fornecer condições de contorno realísticas para a velocidade visando a validação dos resultados numéricos obtidos com a utilização do código comercial Fluent.

2.1. Descrição da Bancada de Testes

A bancada de testes é constituída de um duto de seção transversal retangular, construído em acrílico transparente com comprimento de 1,970 m, seção transversal de 0,146 m de altura e 0,193 m de largura. Esta é a mesma bancada utilizada em Möller et al. (1999), porém o banco de tubos foi retirado para permitir o estudo apenas do escoamento sobre os defletores que possuem dimensões de 0,080 m de altura e 0,010 m de espessura.

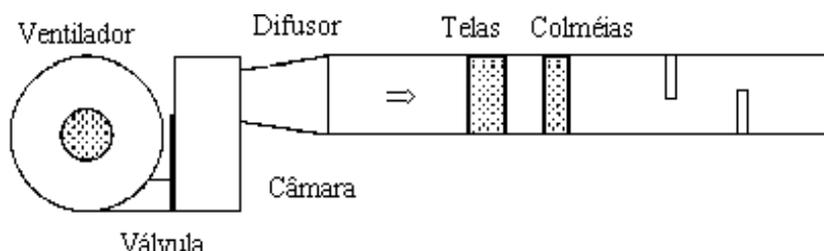


Figura 1. Vista esquemática da seção de testes estudada numérica e experimentalmente.

Inicialmente, o ar é impulsionado por um ventilador centrífugo com vazão regulada por uma válvula do tipo gaveta. Após à válvula, o ar passa por uma câmara de harmonização, um difusor, uma colméia e duas telas de malha fina até atingir os defletores.

A câmara de harmonização serve para diminuir as escalas de comprimento da turbulência, o difusor serve para organizar e redirecionar o escoamento, a colméia reduz as componentes de velocidade secundárias e as telas reduzem a intensidade de turbulência até valores de 2,5% da velocidade principal. Após às telas, o escoamento assume características aproximadamente bidimensionais.

Experimentalmente foram feitas tomadas de pressão estática distribuídas na parede lateral da seção de testes, a fim de compará-las aos dados numéricos, calculados na seção central do duto. Para o campo de velocidades, as medidas foram efetuadas na região central do duto.

2.2. Sistema de Aquisição de Dados

O sensor de anemometria de fio quente a temperatura constante consiste em uma sonda de fio reto de tungstênio recoberto de platina com 1,2mm de comprimento e 5 μ m de diâmetro.

Para o condicionamento do sinal de tensão foi utilizado o sistema DANTEC StreamLine com uma placa conversora analógico-digital de 12 bits (4096 níveis), marca KEITHLEY/Metrabyte DAS-58, que possui 8 canais e memória acoplada de 1Mb. O programa de aquisição de dados utilizado foi o Show58 fornecido pelo fabricante da placa, com o sistema ajustado para operar na faixa de $\pm 5V$, frequência de aquisição de 5kHz e amostragens de 16.384 pontos.

O sinal de tensão do sistema de Anemometria de Fio Quente foi adquirido simultaneamente por meio de dois canais da placa. Um canal para medir a tensão relativa à velocidade instantânea e outro para medir a tensão relativa à flutuação de velocidade

Para a aquisição das flutuações de tensão, condicionou-se o sinal para uma determinada faixa de valores. Para o limite inferior foi adotada uma frequência de corte (filtro passa-alta) de 1Hz, a fim de eliminar o valor médio da tensão. Para o limite superior, foi adotada uma frequência de corte (filtro passa-baixa) de 1kHz, a fim de evitar o efeito do dobramento das frequências maiores que a frequência de corte (2,5 kHz).

3. Apresentação do Problema e sua Abordagem Numérica

Descreve-se neste capítulo a modelagem da turbulência e o problema resolvido no presente trabalho, bem como o método de solução empregado. Inicialmente são abordadas as características gerais do escoamento turbulento e a modelagem numérica utilizada. Posteriormente, é apresentado o problema físico a ser resolvido no presente trabalho e, finalmente, são apresentadas as técnicas numéricas e o método de solução empregados.

3.1. Modelagem da Turbulência

As equações governantes básicas a serem consideradas são as equações de Reynolds (conservação da quantidade de movimento) e da continuidade. Para um fluido newtoniano, escoamento bidimensional e incompressível, as equações de conservação podem ser escritas da seguinte forma.

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_j} = 0 \quad (1)$$

para a conservação da massa, e

$$\rho \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} - \rho \overline{U_i' U_j'} \right) \quad (2)$$

para a equação da conservação da quantidade de movimento, onde ρ é a massa específica do fluido, p é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica, $\overline{U_i}$ e $\overline{U_j}$ são as componentes de velocidade média nas direções X_i e X_j , respectivamente. O termo adicional $\rho \overline{U_i' U_j'}$, chamado tensor de Reynolds, associado à turbulência, deve ser modelado para o fechamento da equação (2).

Um método bastante empregado é a utilização da hipótese de Boussinesq que relaciona as tensões de Reynolds à deformação do escoamento médio, através do conceito de viscosidade turbulenta (Hinze, 1975).

3.1.1. Modelo de Turbulência

Os modelos de turbulência mais largamente utilizados em escoamentos industriais, são os modelos baseados na hipótese de viscosidade turbulenta e que utilizam duas equações diferenciais de transporte de escalares que compõem o escoamento turbulento. Entre os modelos de duas equações o modelo que alcançou maior sucesso foi o k- ϵ proposto por Launder e Spalding (1972).

O modelo padrão k- ϵ é semi-empírico e baseado nas equações de transporte para a energia cinética da turbulência (k) e sua taxa de dissipação (ϵ). Baseado na hipótese de Boussinesq, esse modelo considera que o tensor de Reynolds, ou tensões turbulentas $-\rho \overline{U_i' U_j'}$ são proporcionais à deformação do escoamento médio, através do conceito de viscosidade da turbulência. A hipótese de Boussinesq em sua forma generalizada, proposta por Kolmogorov, assume a seguinte forma:

$$-\rho \overline{U_i' U_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (3)$$

onde μ_t é a viscosidade turbulenta e δ_{ij} é o delta de Kronecker. A energia cinética da turbulência das flutuações de velocidade, k , é definida como segue:

$$k = \frac{1}{2} \overline{U_i' U_i'} \quad (4)$$

e a viscosidade da turbulência, avaliada da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

A energia cinética da turbulência k e sua taxa de dissipação ϵ são obtidas a partir de suas respectivas equações de transporte:

$$\rho U_j \frac{\partial k}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\rho U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

onde:

$$C_\mu = 0,09; \quad C_{1\epsilon} = 1,44; \quad C_{2\epsilon} = 1,92; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\epsilon = 1,3$$

Nas equações (6) e (7), G_k representa a geração da energia cinética da turbulência devida à transferência de energia do escoamento médio para a turbulência. A partir da equação de transporte de k , esse termo é definido da seguinte maneira:

$$G_k = -\rho \overline{U_i' U_i'} \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial X_i} \quad (8)$$

O valor de G_k é modelado de maneira consistente com a hipótese de Boussinesq, assumindo a seguinte forma:

$$G_k = 2\mu_t \left[\left(\frac{1}{2} \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{1}{2} \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right)^2 \right] \quad (9)$$

O campo de velocidades no escoamento junto a uma parede tem sua distribuição fortemente influenciada pela presença desta. Considerando os efeitos da parede para o modelo k-ε tradicional, as funções de parede são baseadas na proposta de Launder e Spalding (1974), dadas por:

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (10)$$

onde:

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (11)$$

sendo:

κ = constante de Von Karman (= 0,42)

E = constante empírica (= 9,81)

k_p = energia cinética da turbulência no ponto P, adjacente à parede

y_p = distância do ponto P à parede

3.2. Definição do Problema e Condições de Contorno

O problema a ser resolvido é de um escoamento de ar no interior de um duto de seção retangular no interior do qual são colocados defletores de fluxo de forma a simular a condição encontrada em trocadores de calor do tipo casco e tubos, onde a caracterização do escoamento, tal como a sua distribuição de pressão e a existência de possíveis recirculações precisam ser identificadas. A figura 2 mostra a região do duto estudada numericamente e experimentalmente.

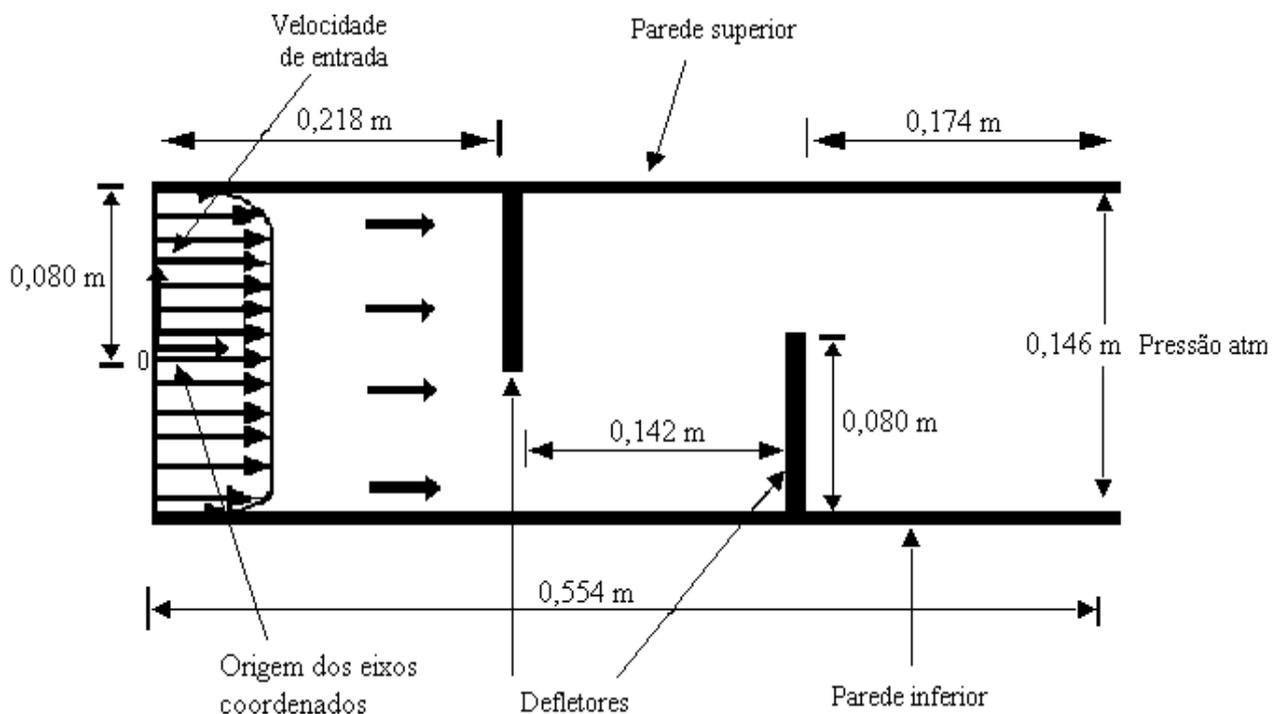


Figura 2. Problema considerado e condições de contorno.

O número de Reynolds do escoamento é definido como:

$$Re = \frac{\rho D_h \overline{U}_0}{\mu} \quad (12)$$

onde \overline{U}_0 é a velocidade axial média na entrada do duto, cujo valor é de 7,80 m/s e D_h é o diâmetro hidráulico definido como:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (13)$$

Na equação (13), A é a área da seção retangular e P é perímetro molhado. O número de Reynolds, é cerca de $8,73 \cdot 10^4$ e o diâmetro hidráulico de 0,167 m.

A região investigada tanto experimentalmente como numericamente na seção de testes tem 3,307 diâmetros hidráulicos de extensão. Assim não há portanto, desenvolvimento do escoamento no sentido de que as paredes laterais venham a afetar a distribuição de velocidade no centro do canal, permitindo que a hipótese de bidimensionalidade do escoamento possa ser utilizada.

Na entrada prescreveu-se um perfil de velocidade médio turbulento, como mostra a figura 2. Este perfil de velocidade foi construído a partir dos dados experimentais obtidos com a utilização do anemômetro de fio quente. Quando o fluido entra no duto, especificações relativas ao transporte de quantidades escalares associadas à turbulência são requeridas. Os parâmetros de turbulência (Rodi, 1974) relativos ao perfil turbulento prescrito na entrada são definidos como segue:

$$k_0 = 0,005 \overline{U}_0^2 \quad (14)$$

e

$$\varepsilon_0 = 0,1 k_0^2 \quad (15)$$

onde k_0 e ε_0 são a energia cinética da turbulência e sua taxa de dissipação na entrada do duto, respectivamente.

Os parâmetros de turbulência para as paredes superior, inferior e dos defletores são definidos (Fluent Inc, 2000) como:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (16)$$

para a energia cinética, onde n é a coordenada normal à parede e ε é computado no volume (P) adjacente à parede como:

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa y_p} \quad (17)$$

3.3. Método Numérico Empregado

As equações diferenciais que descrevem o escoamento foram integradas segundo o Método dos Volumes Finitos (Patankar, 1980) em duas dimensões, usando o SIMPLEC (Van Doormall and Raithby, 1985) para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade e arranjo co-localizado, pois as variáveis dependentes são armazenadas no centro de volume de controle. Foram construídas e testadas malhas estruturadas, com volumes retangulares empregando o software comercial Fluent.

Considerando as características do escoamento no duto, foram utilizados os chamados os esquemas Quick (Leonard e Mokhtari, 1990) para os termos convectivos e Diferença Central de Segunda Ordem para os termos difusivos e Diferenças para Frente de Segunda Ordem (Second-Order Upwind) para o termo de pressão.

A malha foi construída no Gambit, versão 1.0, o gerador de malhas do Fluent com refinamentos em todas as paredes, cujos volumes crescem em progressão geométrica à medida que se afastam da parede conforme a expressão:

$$a_n = a_1 (q^{n-1}) \quad (18)$$

onde a_n é o comprimento do último volume, a_1 é o comprimento do primeiro volume adjacente à parede, q é a razão e n é o número de volumes. Essa expressão é válida para as regiões de parede. Para regiões mais afastadas das paredes, a

malha torna-se uniforme, propiciando assim economia de volumes em regiões que apresentam baixos gradientes das variáveis dependentes.

Após a importação da malha do pré-processador, o Fluent apresenta vários mecanismos adicionais para o refinamento da malha. Permite o refinamento da malha baseado na geometria e na solução numérica do problema. Os refinamentos relativos à geometria consiste nos processos de modificação da malha em determinadas áreas, volumes ou sobre superfícies de contorno específicas. Os refinamentos relativos à solução numérica consistem em adaptações de áreas ou volumes com elevados gradientes de velocidade, pressão e de outros escalares. A figura 3 apresenta a geração da malha próxima ao primeiro defletor:

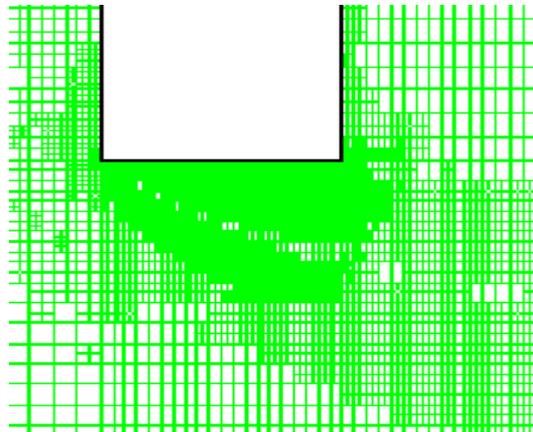


Figura 3. Geração da malha próxima à extremidade do primeiro defletor com refinamento na região de contorno e refinamento por gradientes de velocidade.

4. Resultados

A figura 4a mostra os perfis de velocidade obtidos numericamente para as posições $x = 0,159$ m e $x = 0,189$ m, ambas a montante do primeiro defletor. Conforme a figura, observa-se que à medida que o escoamento se aproxima do primeiro defletor, o perfil de velocidade se altera mais intensamente, devido ao aumento das deformações do escoamento provocadas pelo defletor localizado a $0,029$ m a jusante da posição $x = 0,189$ m. Nessas regiões as maiores velocidades concentram-se na parte inferior do duto.

Por outro lado a figura 4b mostra os perfis de velocidade obtidos numericamente para as posições $x = 0,255$ m e $x = 0,285$ m, localizadas a $0,027$ m e $0,057$ m a jusante do primeiro defletor respectivamente e ambas a montante do segundo defletor. Observando a figura pode-se ver que para as seções mostradas, os perfis de velocidades são influenciados pela presença dos dois defletores. A região superior do duto apresenta valores negativos de velocidade, cujos módulos são maiores para a seção $x = 0,285$ m, pois está mais distante do primeiro defletor. A região inferior do duto apresenta elevadas velocidades, cujos valores são maiores para a seção $x = 0,255$ m, que está mais distante do segundo defletor.

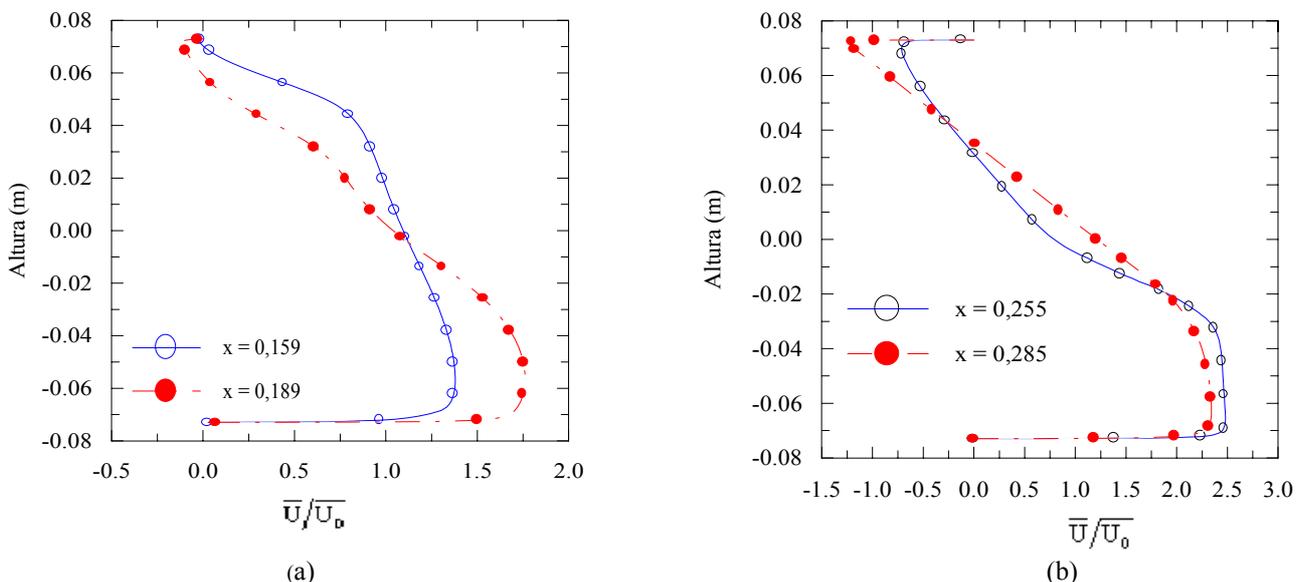


Figura 4. Perfis adimensionais numéricos de velocidades nas proximidades dos defletores: (a) Posições $x = 0,159$ m e $x = 0,189$ m. (b) Posições $x = 0,255$ m e $x = 0,285$ m.

Na figura 5a são plotados os perfis de velocidade obtidos numericamente para as seções $x = 0,315$ m e $x = 0,345$ m, localizadas a jusante do primeiro defletor e 0,055 m e 0,025m respectivamente a montante do segundo defletor. Comparando os dois perfis de velocidade, percebe-se que na região inferior do duto, a velocidade diminui mais rapidamente para a seção $x = 0,345$ m, cuja localização está mais próxima ao segundo defletor, onde os efeitos difusivos são maiores. Por outro lado, na região superior do duto, a velocidade aumenta mais rapidamente, pois o escoamento é forçado a contornar o defletor, colocado na parte inferior do duto a jusante da seção medida.

A figura 5b apresenta o perfil de velocidades numérico e experimental na seção $x = 0,525$ m, localizada a 0,145 m à jusante do segundo defletor e distante 0,029 m da saída do duto. Observa-se uma grande região de recirculação na parte inferior, a jusante do segundo defletor. Esta recirculação traz massa do exterior do duto, demonstrando a habilidade do “software” em representar a realidade com a condição de contorno adotada; pressão atmosférica na saída do duto. A região central do duto apresenta grandes deformações com a inversão do escoamento. O modelo de turbulência k-ε adotado não conseguiu captar de maneira adequada essas deformações, suavizando os gradientes de velocidade.

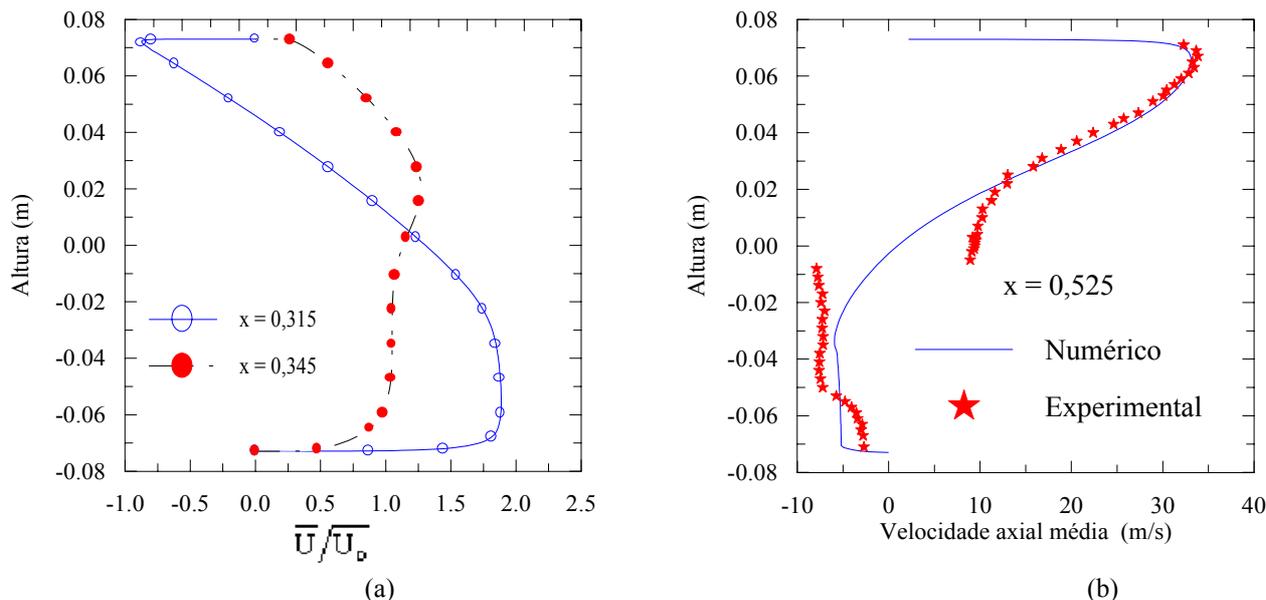


Figura 5. Perfis de velocidade a montante e a jusante do segundo defletor: (a) Perfis adimensionais numéricos de velocidades nas seções $x = 0,315$ m e $x = 0,345$ m. (b) Perfis numérico e experimental de velocidade na seção $x = 0,525$ m, próxima à saída do duto.

A existência dos defletores provoca grandes alterações no campo de pressões ao longo do domínio do duto. Essa etapa visa levantar o campo de pressões ao longo do duto, tendo como objetivo trazer melhor compreensão das características do escoamento. A distribuição de pressão é expressa pelo seu coeficiente definido como:

$$C_p = (p_w - p_{atm}) / \frac{1}{2} \rho \bar{U}_0^2 \quad (18)$$

onde p_w é a pressão estática local na parede e p_{atm} é a pressão atmosférica. A expressão dos resultados relativos à distribuição de pressão em termos de seu coeficiente é a forma usual de se apresentar os dados adimensionalmente.

A figura 6a mostra as variações de pressão ao longo da altura do duto, obtidas numericamente e experimentalmente. Suas posições são $x = 0,189$ m (0,029 m a montante do primeiro defletor) e $x = 0,255$ m (0,027 m à jusante do primeiro defletor). Observando a figura pode-se ver que para a seção a montante do defletor os coeficientes de pressão são maiores, como esperado. Na seção a jusante a variação do coeficiente de pressão é maior ao longo da altura, devendo-se observar que aqui já existe a influência elíptica do segundo defletor.

A figura 6b apresenta um perfil de distribuição de pressão numa seção posicionada a montante do segundo defletor e noutra a jusante, simetricamente. O perfil a montante está localizado na posição $x = 0,345$ m (0,025 m à frente do defletor) e o perfil a jusante está localizado na posição $x = 0,405$ m (0,025 m atrás do defletor). Assim como na figura anterior as maiores variações de pressão ao longo da altura ocorrem na extremidade do defletor, justamente onde estão os maiores gradientes de velocidade impostos pela presença do defletor.

A região a jusante do segundo defletor apresenta uma zona de pressão abaixo da atmosférica, dentro da região de recirculação, ocasionada pelo decaimento de pressão imposta pelos defletores. A região superior apresenta coeficientes de pressão positivos e altas velocidades, devido à presença do segundo defletor.

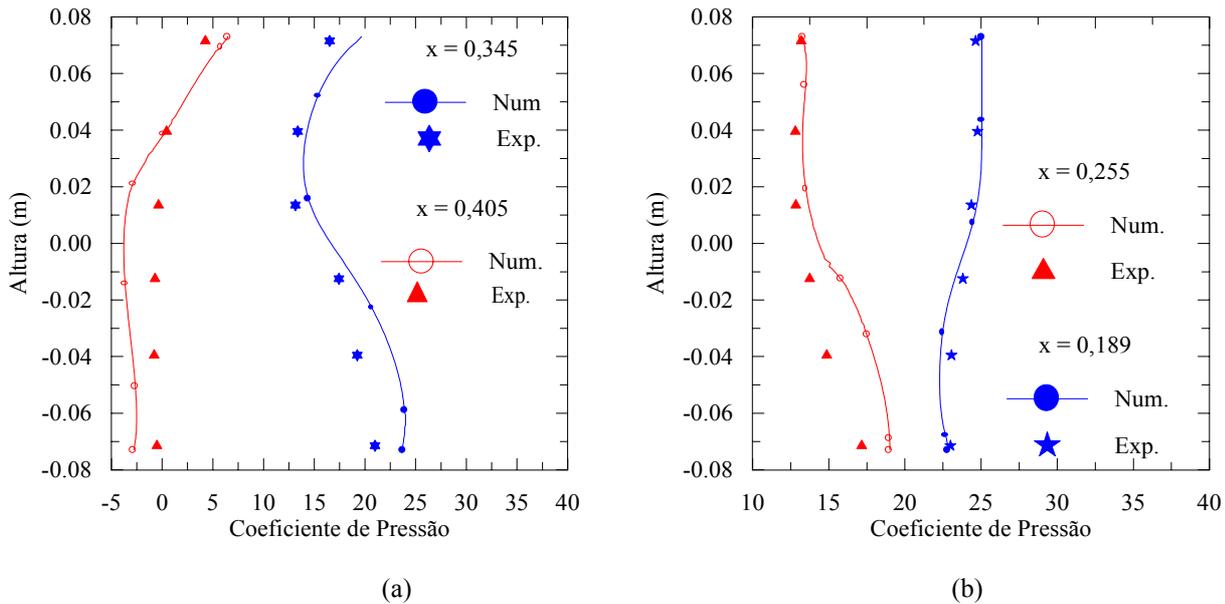


Figura 6. Coeficientes de Pressão nas proximidades dos defletores: (a) Posições próximas ao primeiro defletor , $x = 0,189$ m e $x = 0,255$ m. (b) Posições próximas ao segundo defletor , $x = 0,345$ m e $x = 0,405$ m.

A figura 7a apresenta a distribuição de pressão na posição $x = 0,223$ m, correspondendo à região que vai da placa inferior até a extremidade do primeiro defletor. Ela possui uma altura de $0,066$ m. Observando a figura verifica-se que na região próxima à extremidade do defletor há uma queda mais acentuada de pressão, comparativamente à região inferior. A distribuição de pressão na seção $x = 0,375$ m (figura 7b), que vai da placa superior até a extremidade do segundo defletor, apresenta um comportamento semelhante à seção análoga do primeiro defletor.

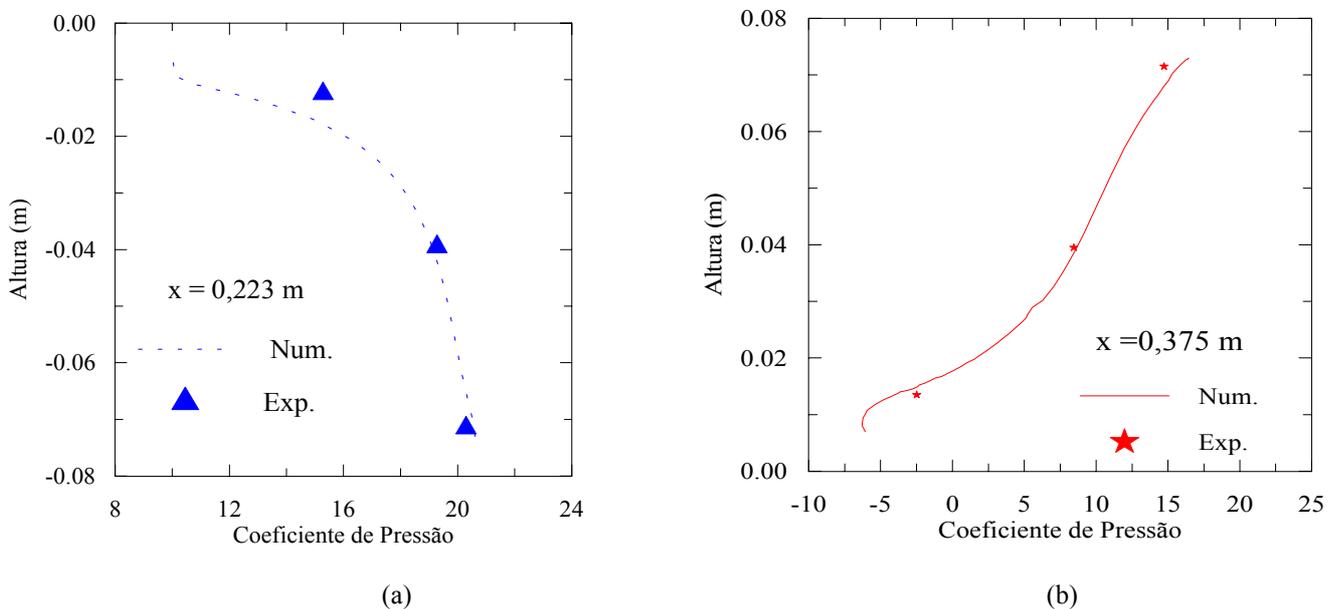


Figura 7 (a) Coeficiente de pressão na seção $x = 0,223$ m. (b) Coeficiente de pressão na seção $x = 0,375$ m.

5. Conclusões

Defletores são partes atuantes na dinâmica de escoamentos em trocadores de calor. O aumento das informações a respeito desses escoamentos contribui significativamente para uma melhor compreensão dos fenômenos causados pela presença dos defletores.

Neste trabalho, analisou-se numérica e experimentalmente o comportamento de um escoamento de ar no interior de um duto de seção retangular contendo dois defletores retangulares. Com isso pretendeu-se contribuir diretamente para a melhor compreensão dos fenômenos das cargas dinâmicas geradas por defletores em trocadores de calor e,

indiretamente, na determinação do número de Nusselt em trocadores de calor, a partir de uma melhor caracterização dos escoamentos internos.

À medida que o escoamento se aproxima do primeiro defletor, o perfil de velocidade se altera mais intensamente devido ao aumento das deformações do escoamento provocadas pelo defletor localizado a jusante. Nas regiões próximas às extremidades dos defletores ocorrem descolamentos e recirculações do escoamento.

O campo de velocidades na região entre os defletores é bastante influenciado pela presença dos dois obstáculos. A região superior do duto apresenta valores negativos de velocidade para as seções mais próximas ao primeiro defletor, configuração de escoamento denominada recirculação. Por outro lado a região inferior do duto apresenta elevadas velocidades, o que é esperado, pelo fato de constituir-se em um estreitamento do duto.

À medida que o escoamento se aproxima da extremidade do segundo defletor ele é acelerado em direção à placa superior do duto. Analogamente ao primeiro defletor o escoamento descola na extremidade a montante do defletor, formando uma região de recirculação no topo do respectivo obstáculo.

A região a jusante do segundo defletor apresenta uma grande recirculação na parte inferior, que se estende até a saída do duto. A região superior apresenta elevados valores de velocidades que diminuem gradativamente até a altura média do duto, onde ocorre a reversão do escoamento.

Em geral pode-se verificar que os descolamentos ocorrem principalmente na interação do escoamento com as extremidades dos defletores, e os grandes aumentos de velocidades estão localizados nos estreitamentos do duto. Também ficam claras as regiões de recirculação decorrentes da presença dos defletores. Os resultados são lógicos e esperados, em face ao que se conhece sobre este tipo de escoamento viscoso na presença de fortes efeitos difusivos.

A distribuição de pressão nas proximidades do primeiro defletor apresenta, basicamente, uma região de pressão relativamente alta e outra de baixa. A região com distribuição de pressão elevada está naturalmente localizada a montante do defletor, a partir da conversão local de energia cinética em pressão. A região de baixa pressão está localizada a jusante do defletor, pelo motivo oposto.

Nas proximidades do segundo defletor a região a montante apresenta basicamente duas zonas de alta pressão e uma zona de baixa pressão. As zonas de alta pressão ocorrem nas regiões inferior e superior do duto, enquanto que a zona de baixa pressão está localizada mais ao centro do duto, nas proximidades da extremidade do defletor. Por outro lado, a posição a jusante do defletor forma uma grande zona de baixa pressão, apresentando inclusive coeficientes de pressão negativos ao longo de toda altura do duto.

Pode-se acrescentar que a variação de pressão na direção normal ao escoamento ocorre devido à presença das tensões de Reynolds, mais precisamente, às tensões paralelas à parede, bastante difíceis de serem medidas em virtude da complexidade do escoamento. Assim não é de se esperar que as pressões na parede sejam exatamente iguais às pressões no interior do duto, porém devido à magnitude dos valores, a comparação da distribuição de pressão permite comparar os seus gradientes.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES e ao CNPq pelo suporte financeiro que possibilitou a realização deste trabalho. À CAPES pela concessão de bolsa de Mestrado e ao CNPq pelo suporte à parte experimental do trabalho através dos projetos de pesquisa 414216/90-3, 400180/92-8 e 520986/97-0.

7. Referências

- Acharya, S., Dutta, S. and Myrum, T. A., 1998. "Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Surface-Mounted Two-Dimensional Rib", **Transactions of the ASME**, vol. 120, pp. 724-734.
- Anotoniou, J. and Bergeles, G., 1988. "Development of the Reattached Flow Behind Surface-Mounted Two-Dimensional prisms", **Journal of Fluids engineering**, vol. 110, pp. 127-133.
- Berner, C., Durst, F. And McEligot, D. M., 1984. "Flow Around Baffles", **Journal of Heat Transfer**, vol. 106, pp. 743-749.
- De Zilwa, S. R. N., Khezzar, L. K. and Whitelaw, J. H., 1998. "Flows through plane sudden-expansions", **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, nº 32, pp. 313-329.
- Endres, L. A. M., 1997. "Análise Experimental do Campo de Pressões Flutuantes em Bancos de Tubos Submetidos a Escoamento Transversal Turbulento", **Tese de Doutorado**, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, Brasil.
- Fluent Inc, 2000. "User's Guide 5.2", Centerra Park Lebanon, NH, USA.
- Habib, M. A., Mobarak, A. M., Sallak, M. A., Hadi, E. A. A. and Affify, R. I., 1994. "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Over Baffles of Different Heights", **Journal of Heat Transfer**, vol. 116, pp. 363-368.
- Hinze, J. O., 1975. "Turbulence", McGraw-Hill.
- Hwang, R. R; Chow, Y. C. and Peng, Y. F., 1999. "Numerical study of turbulent flow over two-dimensional surface-mounted ribs in a channel", **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, vol. 37, pp. 767-785.
- Kelkar, K. M and Patankar, S. V., 1987. "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel With Staggered Fins", **Journal of Heat Transfer**, vol. 109, pp.25-30.
- Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1972. "**Mathematical Models of Turbulence**", Academic Press Inc. Ltd.
- Launder, B. E. And Spalding, D. B., 1974. "The Numerical computation of Turbulent Flows", **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, vol. 3, pp. 269-289.

- Leonard, B. P. and Mokhtari, S., 1990. "Ultra-Sharp Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow", **NASA TM 1-2568, NASA Lewis Research Center**.
- Li, H. and Kottke, V., 1998. "Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in staggered tube arrangement", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 41, n° 10, pp. 1303-1311.
- Möller, S.V., Endres, L. A. M. and Escobar, G., 1999. "Wall Pressure Field in a Tube Bank after a Baffle Plate", **Transactions of SMiRT 15 - 15th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Vol. 7, pp. 262-275, Seoul.
- Patankar, S. V., 1980. "**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**", Mc Graw-Hill, New York.
- Van Doormall, J. P. and Raithby, G. D., 1985. "**Enhancements of the simple method for predicting incompressible fluid flows**", **Numerical Heat Transfer**, vol. 7, pp147-163.

NUMERIC-EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A TURBULENT FLOW IN A CHANNEL WITH BAFFLE PLATES

***Abstract.** The present work analyzes, numeric and experimentally, an air flow inside a channel of rectangular section, containing two rectangular baffles plates. This is an important problem in the scope of heat exchangers where the characterization of the flow, pressure distribution, as well as the existence and the extension of possible recirculations need to be identified. The differential equations that describe the flow were integrated by the Finite Volume Method, in two dimensions, employing the Fluent software with the $k-\epsilon$ model to describe the turbulence. The mesh is structured, with rectangular volumes. Several boundary conditions were explored, being the more realistic results obtained by prescribing the inlet velocity field and atmospheric pressure at the outlet. The obtained results are compared with experimental data and the deviations are analyzed and commented. The velocity field was measured with a hot wire anemometer, and the pressure field with an electronic manometer. The larger variations in the pressure and velocity fields occur in the regions near to the deflectors, as expected.*

Keywords. Numerical simulation, experimental simulation, turbulence, Fluent, hot wire anemometer.