

Estudo numérico da inclusão de geradores de turbulência em canal com transferência de calor

Edvaldo ANGELO

Escola de Engenharia, Universidade Presbiteriana Mackenzie
São Paulo, SP 01302-907, Brasil

Rodolfo Antunes Rangel BARBOZA

Escola de Engenharia, Universidade Presbiteriana Mackenzie
São Paulo, SP 01302-907, Brasil

Delvonei Alves de ANDRADE

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN / CNEN - SP)
São Paulo, SP 05508-000, Brasil

Gabriel ANGELO

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Universitário da FEI
São Bernardo do Campo, SP 09850-901, Brasil

RESUMO

O artigo apresenta simulação numérica computacional de um escoamento em um canal de seção transversal retangular havendo transferência de calor entre as paredes e o fluido. O canal representa parte de um trocador de calor de placas de pequeno porte para aplicação em dispositivos eletrônicos. Foram realizadas simulações em que a geometria do canal recebeu alterações como a adição de geradores de turbulência objetivando o aumento da taxa de transferência de calor. As alterações consistiram na inclusão de ranhuras na parede e também a adoção de vários elementos geradores de turbulência na entrada do canal, em um total de quatro tipos geométricos distintos. Em uma das geometrias do gerador de turbulência, dois parâmetros foram variados e os resultados das simulações comparadas. As simulações computacionais foram realizadas utilizando o software comercial ANSYS CFX[®]. Os resultados indicaram a intensificação da transferência de calor nas geometrias modificadas e também a elevação da perda de carga do escoamento. É indicada a geometria mais adequada entre as propostas apresentadas.

Palavras Chaves: intensificação da transferência de calor, Dinâmica dos fluidos computacional, canal retangular, convecção forçada.

1. INTRODUÇÃO

O presente estudo apresenta os resultados intermediários de uma investigação mais ampla em desenvolvimento na Escola de Engenharia da Universidade Presbiteriana Mackenzie. O estudo consiste na simulação numérica computacional de um modelo completo de trocador de calor de placas de pequeno porte e variações geométricas do mesmo, visando otimização e identificando os impactos na taxa de transferência de calor e perda de carga desse equipamento. Conclusões preliminares foram apresentadas originalmente [1] para apenas algumas

poucas geometrias e condições de escoamento, e são estendidas neste trabalho.

Os trocadores de calor são dispositivos necessários no controle de temperatura em processos. A utilização de trocadores de calor possibilita garantir processabilidade eficiente de um determinado produto ou conversão de reações químicas de processos; como sintetização de polímeros, fracionamento de petróleo para obtenção de reagentes e matérias primas, que são essenciais para pesquisas na área da engenharia, entre outras inúmeras aplicações. Os trocadores de calor podem ser definidos [2] como equipamentos que transferem energia térmica de um sistema para uma vizinhança ou entre partes de um sistema. Contudo, em uma definição menos genérica, normalmente, os trocadores são projetados para transportar energia térmica de um fluido com energia interna maior (fluido quente) para um fluido com energia interna menor (fluido frio). O tamanho do trocador de calor a ser empregado depende da aplicação e da demanda térmica necessária.

Em aplicações envolvendo componentes eletrônicos há crescente demanda por sistemas de resfriamento, cada vez mais exigidos, na proporção do aumento das capacidades destes componentes. Convencionalmente, nestas aplicações, diversos sistemas utilizam ar como fluido de resfriamento que é impulsionado por ventiladores, produzindo troca térmica convectiva forçada com superfícies estendidas, montadas sobre o componente eletrônico em conjuntos denominados dissipadores. Entre as alternativas à utilização de dissipadores está a utilização de líquidos como fluidos refrigerantes, o que exige a construção de trocadores de calor instalados em circuitos fechados. Fabricantes brasileiros de trocadores de calor não têm modelos especificamente projetados para tais aplicações. Neste contexto, se justifica o estudo proposto, que utiliza ferramentas computacionais visando reduzir o número de protótipos a serem confeccionados e ensaiados em bancadas experimentais, abordagem que torna dispendioso o estudo pela realização de inúmeros experimentos. Desta forma, a análise matemática preliminar de novas propostas geométricas permite agilizar o processo de estudo, limitando a realização dos experimentos às alternativas que apresentarem resultados mais promissores nas simulações computacionais [3].

O projeto do trocador de calor deve ser adequadamente realizado para que as condições de operação desejadas possam ser atingidas. De um modo geral, o objetivo principal no projeto do

trocador de calor é obter a maior taxa de transferência de calor com a menor área de troca, melhor custo de material e menor perda de carga. Contudo, geralmente as estratégias geométricas adotadas para obtenção da menor área de troca de calor envolvem soluções que impõem aumento da perda de carga através do escoamento dos fluidos (ou do fluido) através do trocador de calor. A perda de carga é a transformação de parcelas úteis de energia mecânica do fluido em energia interna (fluido) e calor. A perda de carga é originada em dois efeitos: atritos internos (no escoamento) causados pela viscosidade do fluido, além de regiões de escoamento com recirculações que demandam energia para manutenção dos movimentos, nas quais ocorre dissipação viscosa [4].

O aumento na perda de carga impõe o inconveniente emprego de bombas mais potentes para promoção do escoamento do fluido e a consequente diminuição do rendimento do processo energético de um modo global.

Uma alternativa para aumentar a taxa de transferência de calor por convecção é atingir níveis maiores de turbulência no escoamento dos fluidos [5]. Tal efeito pode ser conseguido com elementos geométricos capazes de alterar o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica, influenciando também o desenvolvimento da camada limite térmica.

Na literatura técnica é bem conhecido o efeito de aplicação de segmentos como aletas [6], incrementos de superfícies irregulares, como agulhas ou outras formas de modificações na rugosidade da parede metálica do trocador, para a obtenção de uma maior transferência térmica.

O objetivo deste artigo é simular o escoamento em alternativas geométricas para um canal retangular, identificando a influência da modificação da geometria dos elementos geradores de turbulência no padrão de escoamento que se estabelece e na taxa de transferência de calor, assim como o aumento na perda de carga causado por estas alterações. A escolha do canal foi inspirada em uma simplificação do escoamento em um trecho entre as placas de um trocador de calor do tipo de placas [6] convencional. A opção pela adoção do trocador do tipo placas se deve especialmente pela facilidade da construção mecânica.

Várias técnicas e tipos de projetos podem ser adotados para intensificar a transferência de calor em trocadores de calor [7, 8 e 9]. As sugestões geométricas aqui apresentadas foram escolhidas principalmente pela facilidade de implantação nos trocadores de calor do tipo placa, devido principalmente à simplicidade construtiva.

2. GEOMETRIA

O escoamento nos canais de um trocador de calor de placas é relativamente complexo e, as placas dos trocadores de tamanho convencional possuem ranhuras cuja função é de, entre outras, distribuir de modo homogêneo o escoamento sobre toda a mesma, evitando regiões de recirculação. Neste estudo, os canais foram simplificados porque trata-se de uma proposta para um trocador de pequeno porte que não obedece exatamente a geometria convencional.

Os modelos I, II e III representam, respectivamente, o canal liso sem modificações, o canal com ranhuras retangulares e o canal com ranhuras retangulares e um elemento gerador de turbulência. O gerador de turbulência é um prisma de base retangular (obstáculo) e pode ser visualizado no detalhe da figura 1. Nos modelos IV, V, VI e VII o gerador de turbulência foi substituído por outras geometrias indicadas também na figura 1 e as outras dimensões do canal para estes quatro últimos modelos se mantêm iguais ao do modelo III.

O modelo VII foi simulado com a cota 1 valendo 4 mm, 3 mm e 2 mm. O ângulo alfa do mesmo modelo foi variado de 15°, 7.5° e 0°. O modelo I participou da simulação para indicar, após comparação com os outros modelos, os efeitos conseguidos através da adoção das modificações.

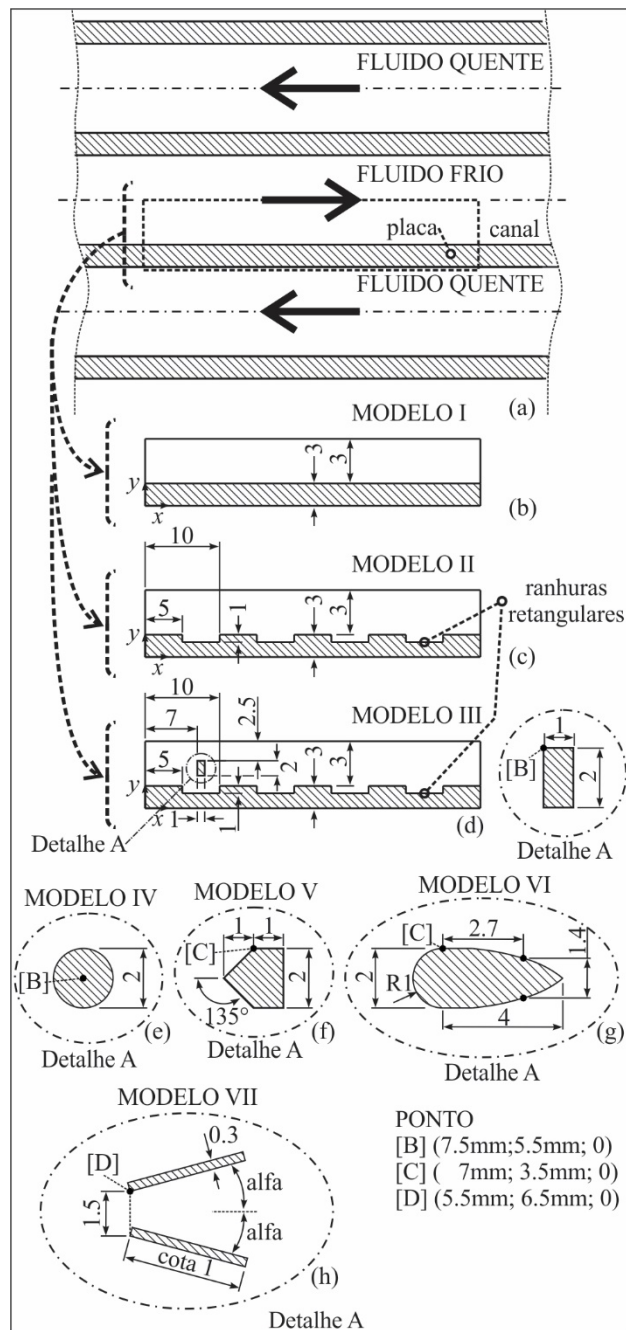


Figura 1. (a) Canais de escoamento dos fluidos frio e quente e detalhes dos modelos (b) I, (c) II e (d) III, (e) IV, (f) V, (g) VI e (h) VII. (Dimensões em mm).

3. MODELO MATEMÁTICO

Para o fluido em escoamento são admitidas as seguintes hipóteses simplificadoras: fluido newtoniano e incompressível [10 e 11] com propriedades uniformes e constantes, e válida a hipótese de Stokes [12]. O escoamento se desenvolve de modo estacionário,

regime turbulento e há pequena influência dos termos de dissipação viscosa na equação da conservação da energia, além de serem desprezíveis os efeitos de campo gravitacional e inexistentes os efeitos de campos elétricos e magnéticos. As equações 1, 2 e 3 representam, respectivamente, a equação da conservação de massa, da conservação da quantidade de movimento e da conservação da energia. As equações de conservação são as equações médias de Reynolds [11 e 12] porque as grandezas (pressão e velocidade), em função da turbulência, são escritas como a soma de um valor médio (indicado pela barra acima da grandeza) e uma flutuação [12]. Também é admitida válida a hipótese de *Boussinesq* para definição da viscosidade turbulenta (μ_t), que é relacionada ao escoamento e não à propriedade física do fluido. O número de *Prandtl* turbulento foi adotado como 0,9 conforme indicado na literatura para escoamentos internos [13] [14].

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

$$\rho \frac{\partial (\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\bar{p} + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{U}_i \bar{T})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\alpha + \frac{\mu_t}{0,9\rho} \right) \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

Sendo: p é a pressão estática, T é a temperatura, U é a componente cartesiana da velocidade, com o índice i variando de um a três, indicando cada uma das coordenadas cartesianas (respectivamente: $i = 1$ para x , $i = 2$ para y e $i = 3$ para z), α é a difusividade térmica do fluido, ρ é a densidade do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e k é a energia cinética turbulenta. O modelo de turbulência utilizado denominado $k-\omega$ [14] relaciona a taxa de dissipação de energia por unidade de volume e tempo (ω) e a energia cinética turbulenta para determinar a viscosidade turbulenta (conforme indicado na equação 4). As equações de transporte para as grandezas turbulentas (k e ω) são as equações 5, 6 e 7 com os termos transitórios do modelo de turbulência $k-\omega$ [14] original desprezados.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{U}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - 0,09 \rho k \omega \quad (5)$$

$$\rho \frac{\partial (\bar{U}_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \frac{\omega}{k} \left(\frac{5}{9} P_k - 0,075 \rho k \omega \right) \quad (6)$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

Para o sólido apenas a equação da conservação da energia é necessária, sem a necessidade dos termos convectivos. Admitindo sólido homogêneo sem geração interna de calor e composto de material de propriedades constantes a equação da conservação da energia pode ser escrita conforme equação (8).

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} = 0 \quad (3)$$

O sistema de equações diferenciais parciais foi resolvido utilizando o método dos volumes finitos. A solução do domínio

sólido e do domínio fluido são acopladas, ou seja, a dinâmica do escoamento e a transferência de calor no sólido e no fluido são resolvidas simultaneamente.

4. CONDIÇÕES DE CONTORNO E DETALHES SOBRE A MALHA UTILIZADA

As seguintes condições de contorno foram adotadas e utilizadas em todos os modelos (ajustadas as pequenas diferenças geométricas entre os mesmos), conforme indicado na figura 2 para o modelo III:

- (a) entrada - fluido água a 20°C com velocidade normal uniforme igual a 1 m/s ou 2 m/s,
- (b) saída - pressão estática média na escala efetiva nula,
- (c) simetria nas faces indicadas na figura 2,
- (d) superfície do obstáculo (parede lisa) - condição de não escorregamento (velocidade nula) e superfícies adiabáticas,
- (e) interface sólido-fluido (parede lisa) - condição de não escorregamento e taxa de transferência de calor que deixa o sólido igual à taxa e transferência de calor que chega ao fluido,
- (f) extremidades do sólido - superfícies adiabáticas e;
- (g) base do sólido - temperatura constante e uniforme de 80°C.

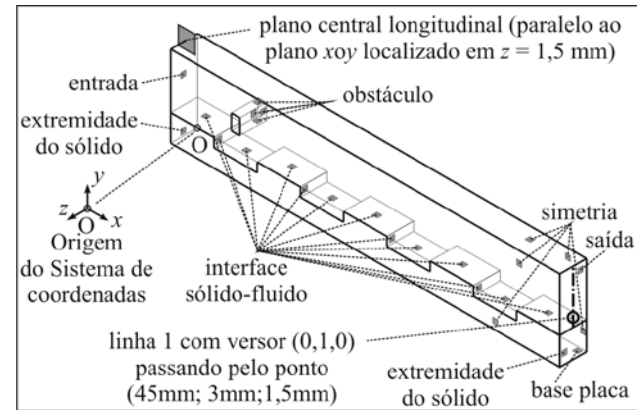


Figura 2. Indicação das superfícies em que foram impostas as condições de contorno para o modelo III.

No modelo II não há o obstáculo e no modelo I não há o obstáculo e também as ranhuras retangulares, sendo esses os pequenos ajustes entre as condições de contorno apresentadas para o modelo III e aplicadas aos modelos I e II.

Elementos em forma de hexaedros formam as malhas de todos os modelos. Na figura 3 é apresentada a distribuição superficial de elementos (para uma vista lateral do domínio computacional do modelo III) em situação na qual os resultados são independentes da discretização [15] [16] [17]. A densidade dos elementos é muito maior no domínio computacional fluido do que no domínio computacional sólido. A quantidade necessária no domínio computacional fluido prejudica a visualização da figura 3 que está em escala.

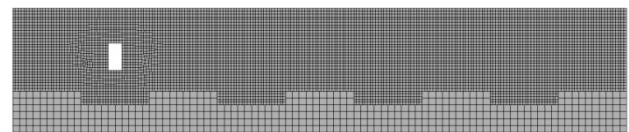


Figura 3. Vista lateral da malha superficial para o modelo III.

5. RESULTADOS

As figuras de 4 a 10 indicam a velocidade para o escoamento no canal e a distribuição de temperatura no sólido em um plano longitudinal central (indicado na figura 4) para os modelos de I a VII. A comparação das figuras de 4 a 10 é capaz de revelar que a camada limite hidrodinâmica se desenvolve de modo diferente para os três modelos. No modelo I a camada limite se desenvolve, conforme esperado, guardando características do desenvolvimento sobre a placa plana. No modelo II a presença das ranhuras retangulares faz com que a camada limite aumente de espessura (figura 5), porém, nos modelos em que há o gerador de turbulência (modelos de III a VII), o obstáculo gera agitação no fluido (figuras de 6 a 10). Os geradores de turbulência dos modelos III, IV e V (indicados nas figuras 6, 7 e 8 produzem, logo após os mesmos, uma esteira relativamente pronunciada. O gerador turbulência com formato mais aerodinâmico (do modelo VI) forma uma esteira muito menor (conforme indicado na figura 9).

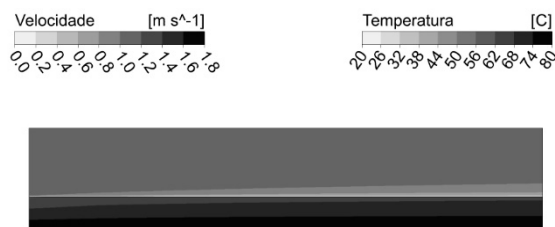


Figura 4. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo I (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s.

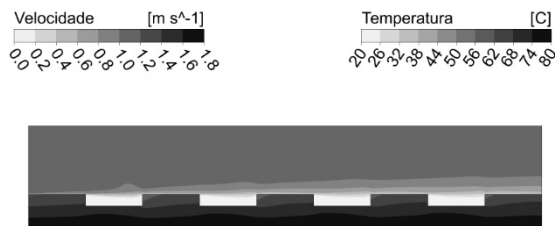


Figura 5. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo II (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s.

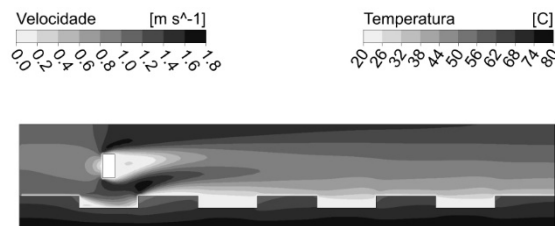


Figura 6. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo III (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s.

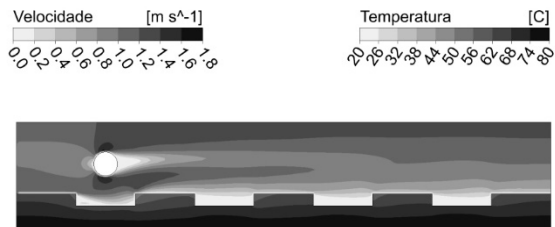


Figura 7. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo IV (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s.

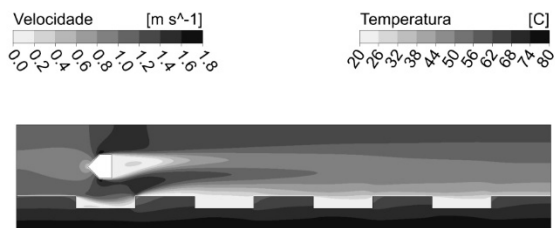


Figura 8. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo V (plano longitudinal central).

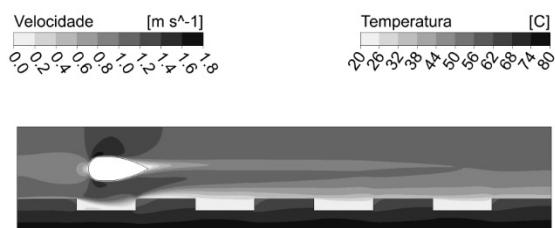


Figura 9. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo VI (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s.

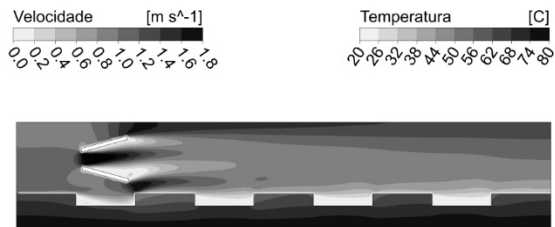


Figura 10. Distribuição de velocidade no escoamento e distribuição de temperatura no sólido para o modelo VII (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s. Modelo VII com cota l de 4 mm e ângulo alfa de 15°.

A figura 11 indica um gráfico de velocidade em função da coordenada y (para uma linha representada na figura 2) construído para os modelos de I a IV, com velocidade de entrada do escoamento no domínio computacional de 1 m/s. Os modelos de IV a VII são indicados na figura 12a. A repetição do modelo IV nas figuras 11 e 12 tem objetivo de facilitar a comparação, tendo em vista que a apresentação dos resultados de todos os modelos em um único gráfico prejudicaria a visualização.

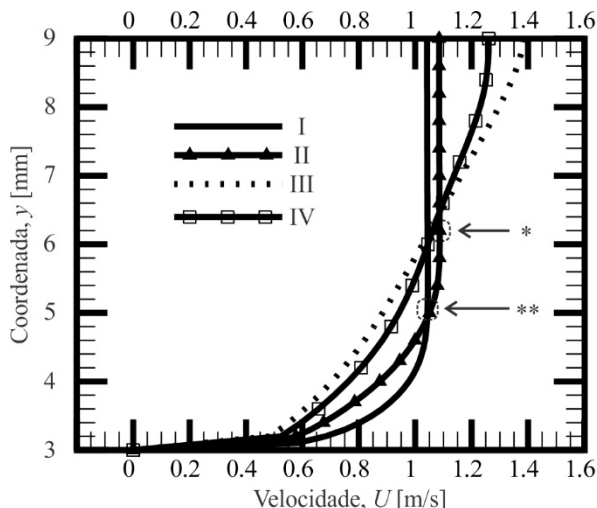


Figura 11. Distribuição de velocidade para a linha 1 indicada na figura 2 (para os modelos I, II, III e IV) – velocidade de entrada de 1m/s.

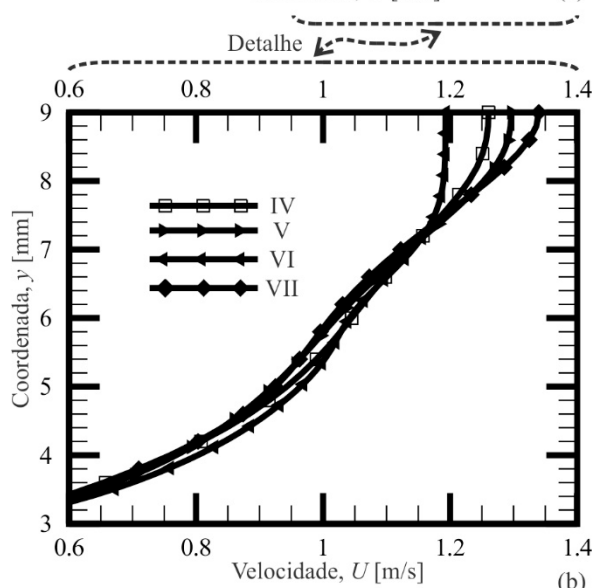
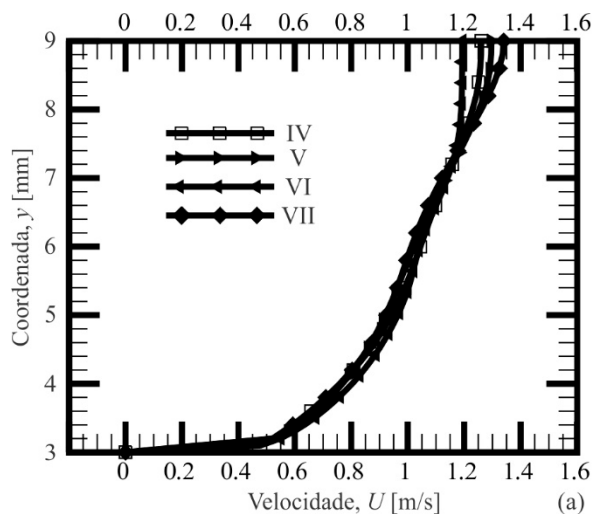


Figura 12. (a) Distribuição de velocidade para a linha 1 indicada na figura 2 (para os modelos IV, V, VI e VII) – velocidade de entrada de 1m/s (b) detalhe do gráfico apresentado em (a). Modelo VII com cota l igual a 4 mm e ângulo alfa de 15°.

No gráfico da figura 11 é possível identificar que a espessura da camada limite hidrodinâmica do modelo II (limite indicado por *) é maior do que a do modelo I (limite indicado por **) e a camada limite hidrodinâmica do modelo III ocupa a seção transversal completa do canal, o que ocorre também no modelo IV. O perfil de velocidades apresenta semelhança na posição escolhida para análise (linha 1 da figura 2) em todos os modelos que contém geradores de turbulência, diferindo apenas na região central do canal (conforme indicado na figura 12b na posição próxima à $y = 9$ mm). A semelhança entre os perfis de velocidade nos casos em que há geradores de turbulência de geometrias relativamente distintas é um indicativo que a uma certa distância à jusante da posição destes o escoamento tende a apresentar as mesmas características hidrodinâmicas.

A tabela 1 apresenta as taxas de transferência de calor do sólido para o fluido em escoamento e a diferença de pressão (entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor (regiões indicadas na figura 2 como entrada e saída). Os resultados apresentados na tabela contemplam duas condições para a velocidade de entrada do fluido no domínio computacional, respectivamente, 1 m/s e 2 m/s.

Tabela 1. Resultados das simulações dos modelos I, II, III, IV, V, VI e VII. Modelo VII com l igual a 4 mm e ângulo alfa de 15°.

Mod.	q [W]		Δp_{es} [Pa]	
	1 m/s	2 m/s	1 m/s	2 m/s
I	39,5	54,8	47,3	140
II	42,4	62,4	92,5	431
III	48,6	74,9	591	2363
IV	47,3	74	299	1181
V	45,1	66,7	349	1424
VI	44,4	65,4	223	869
VII	49,5	77,2	796	3215

O aumento na taxa de transferência de calor dos modelos com geradores de turbulência (III, IV, V, VI e VII), comparados com os modelos sem geradores de turbulência (I e II) foi causado pela ampliação no nível de turbulência do escoamento em decorrência da presença do obstáculo, além do efeito das ranhuras. A presença do obstáculo obriga o fluido a mudar de direção, aumentando a velocidade do escoamento nas laterais do mesmo porque a área de passagem diminui, gerando uma região de escoamento perturbado logo à jusante da barreira.

O trecho de canal simulado é relativamente curto (com comprimento de 45 mm na direção do escoamento) e, por esse motivo, as taxas de transferência de calor são relativamente pequenas, em uma geometria condizente com a proposta de um pequeno dispositivo de troca térmica para utilização em trocadores de calor para sistemas eletrônicos.

O aumento da taxa de transferência de calor nos modelos em que há o elemento gerador de turbulência é invariavelmente acompanhado por um aumento na perda de carga através do canal, conforme indicado pela diferença entre a pressão média de entrada e saída do mesmo (Δp_{es} - veja tabela 1). O maior valor da taxa de transferência de calor sempre foi obtido pelo modelo que também proporcionou a maior perda de carga, independente da velocidade de entrada no canal (1 m/s ou 2 m/s), neste caso o modelo VII. Caso a necessidade de projeto seja a maximização da taxa de transferência de calor, entre as alternativas apresentadas, a geometria do modelo VII deve ser escolhida. Contudo, o modelo III também pode ser considerado porque também apresentou bom desempenho térmico com um aumento menor da perda de carga no escoamento (comparado ao modelo

VII). A tabela 2 apresenta as duas primeiras colunas indicando, respectivamente, o aumento percentual da taxa de transferência de calor (Aq) e o aumento percentual da diferença de pressão entre a entrada e saída do canal (Δp) com o aumento da velocidade de entrada no canal de 1 m/s para 2 m/s. A terceira coluna da tabela 2 é a razão entre os aumentos percentuais de taxa de transferência de calor e o aumento percentual da diferença de pressão entre a entrada e saída do fluido no canal ($Aq/\Delta p$). Tendo como objetivo a maximização da taxa de transferência de calor, os modelos III e VII têm, segundo esse critério, desempenho semelhante porque apresentam mesma razão $Aq/\Delta p$, de acordo com a tabela 2: 0,37.

Foram alteradas a cota l e o ângulo alfa (indicados na figura 1h) e as tabelas 3 e 4 apresentam os resultados das simulações (taxa de transferência de calor do sólido para o fluido em escoamento e a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor) para as velocidades de entrada de 1 m/s e 2 m/s, respectivamente.

Tabela 2. Porcentagem de aumento na taxa de transferência de calor (Aq), porcentagem de aumento na diferença pressão entre entrada e a saída do canal (Δp) e razão entre as duas quantidades anteriores (para os modelos de I a VI), na mudança da velocidade de entrada do escoamento de 1 m/s para 2 m/s. Modelo VII com cota l igual a 4 mm e ângulo alfa de 15°.

Mod.	Aq [1] %	Δp [1] %	$Aq/\Delta p$ [1]
I	19,7	155,5	0,13
II	118,2	590,7	0,20
III	1116	3055	0,37
IV	532,1	1496	0,36
V	673,8	2035	0,33
VI	402,3	1229	0,33
VII	1508	4065	0,37

Tabela 3. Resultados das simulações do modelo VII com velocidade de entrada do fluido no canal de 1 m/s.

alfa	cota l	q [W]	Δp_{es} [Pa]
15°	4	49.5	796
15°	3	49.2	489
15°	2	48.2	354
7.5°	4	47.8	365
7.5°	3	47.4	294
7.5°	2	47.0	256
0°	4	46.7	229
0°	3	46.6	221
0°	2	46.5	218

Tabela 4. Resultados das simulações do modelo VII com velocidade de entrada do fluido no canal de 2 m/s.

alfa	cota l	q [W]	Δp_{es} [Pa]
15°	4	77,2	3215
15°	3	76,8	1994
15°	2	75,5	1430
7.5°	4	75,1	1461
7.5°	3	74,5	1172
7.5°	2	74,0	1022
0°	4	73,6	907.3
0°	3	73,4	878.8
0°	2	73,3	869.3

As figuras 13 e 14 apresentam dois gráficos de barras para a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 1 m/s e velocidade de saída de 2 m/s.

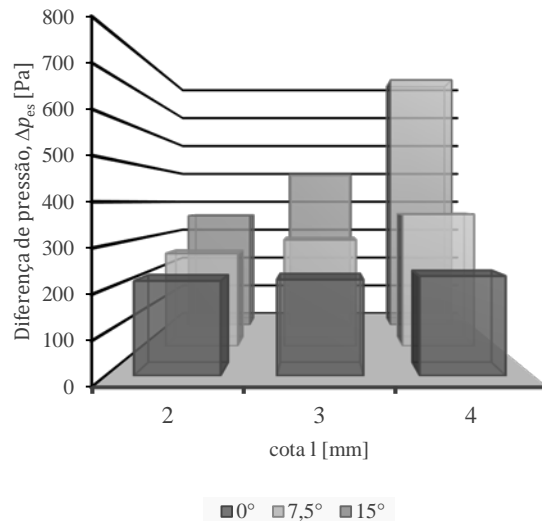


Figura 13. Gráfico de barras para a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 1 m/s referente ao modelo VII.

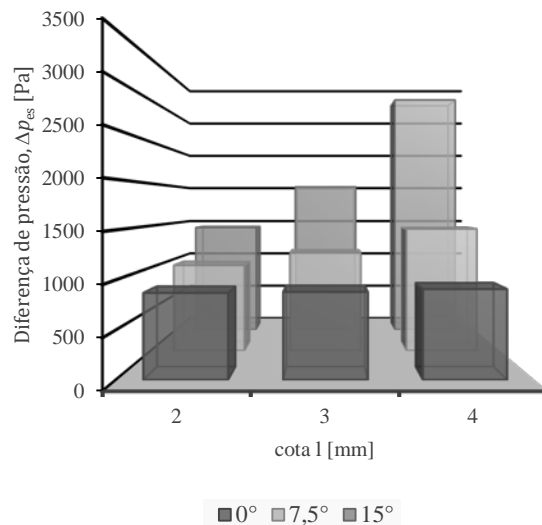


Figura 14. Gráfico de barras para a diferença de pressão entre a pressão média na entrada e na saída do trocador de calor em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 2 m/s referente ao modelo VII.

O aumento no valor da perda de carga é mais sensível com o aumento do ângulo alfa do que com o aumento da cota l. A análise das figuras 13 e 14 corrobora a afirmação. Na figura 15 logo à jusante das placas inclinadas é possível observar uma região do escoamento em que a velocidade é relativamente baixa. A região de recirculação ou esteira é tão maior quanto maior for o ângulo alfa, causando assim aumento na perda de carga.

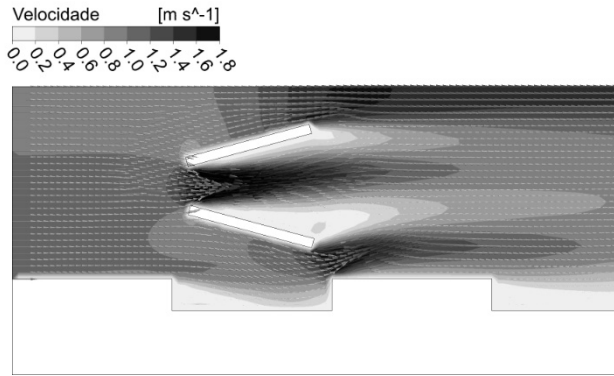


Figura 15. Detalhe da distribuição de velocidade no escoamento para o modelo VII (plano longitudinal central) – velocidade de entrada de 1m/s. Modelo VII com cota l de 4 mm e ângulo alfa de 15°.

Contudo, a taxa de transferência de calor, apesar de apresentar valores alterados com a modificação dos parâmetros (cota l e ângulo alfa), tem modificação discreta em seu valor, quando estes últimos parâmetros mudam. As figuras 16 e 17 apresentam dois gráficos de barras para a taxa de transferência de calor em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 1 m/s e velocidade de saída de 2 m/s.

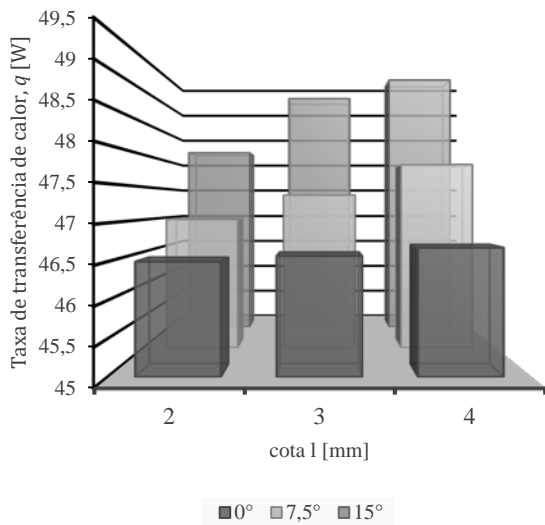


Figura 16. Gráfico de barras para a taxa de transferência de calor para o fluido em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 1 m/s referente ao modelo VII.

A escolha das dimensões para a construção do dispositivo depende do objetivo final que, sendo este a maximização da taxa de transferência de calor, indica a opção VII com as dimensões da cota l de 4 mm e ângulo alfa de 15°. Todavia, a escolha leva a um grande aumento na perda de carga. A solução com cota l de 3 mm e ângulo alfa 7,5° indica resultado significativo no incremento da taxa de transferência de calor sem incorrer em aumento exagerado na perda de carga (comparando a geometria do modelo VII como o modelo I).

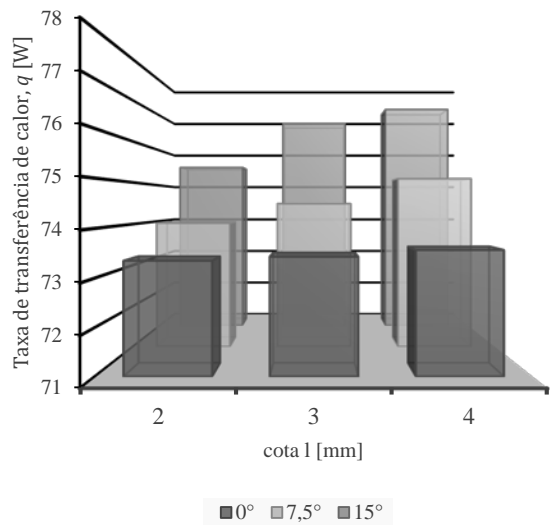


Figura 17. Gráfico de barras para a taxa de transferência de calor para o fluido em função da cota l e do ângulo alfa, respectivamente, para velocidade de entrada de 2 m/s referente ao modelo VII.

6. CONCLUSÕES

Neste artigo foram simuladas numericamente alternativas geométricas para um canal retangular modificado com escoamento de água e transferência de calor com uma parede, utilizando o software comercial de CFD ANSYS CFX® - as simulações foram comparadas à simulação de um canal liso. Os resultados das simulações possibilitam as seguintes conclusões:

- (1) A dinâmica dos fluidos computacional é uma ferramenta útil na análise de projetos térmicos de interesse da engenharia e foi capaz de capturar os efeitos de transferência de calor e de transferência de quantidade de movimento nos escoamentos estudados.
- (2) A geometria do modelo II com ranhuras não foi tão eficiente na troca de calor quando comparada às geometrias dos modelos que contém geradores de turbulência. Especialmente porque as ranhuras não proporcionaram aumento significativo da camada limite hidrodinâmica e térmica.
- (3) A adoção de geradores de turbulência na entrada do canal é responsável pelo incremento na taxa de transferência de calor e do fluxo de calor e também causa aumento da conversão de parcelas úteis de energia mecânica em parcelas não úteis (calor).
- (4) Independente do formato do gerador de turbulência escolhido nas simulações, o formato geral do perfil de velocidades na saída do canal ficou próximo (nas geometrias que contavam com o gerador de turbulência), exceto pelo valor da velocidade no centro do canal.
- (5) O modelo VII obteve maior valor de taxa de transferência de calor, acompanhado do maior valor de perda de carga entre as geometrias e condições simuladas.
- (6) A perda de carga no modelo VII é mais sensível a alteração do ângulo alfa do que a alteração da cota l.
- (7) A taxa de transferência de calor no modelo VII se altera com as variações dos parâmetros cota l e ângulo alfa, contudo, a modificação é relativamente discreta.

7. REFERENCIAS

- [1] E. Angelo, A. L. Nascimento, G. Angelo, "Simulação Numérica do Escoamento em Canal com Transferência de Calor", Memorias de la Décima Cuarta Conferencia Iberoamericana en Sistemas, Cibernética e Informática, 12-15 de jul, 2015, Orlando, p. 38-42, 2015.
- [2] W. Braga Filho, W. Transferência de calor, São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.
- [3] J. D. Anderson, Computational fluid dynamics: the basics with applications. New York: McGraw-Hill, 1995.
- [4] M. C. Potter, D. C. Wiggert, M. Hondzo, Mecânica dos fluidos. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2009.
- [5] F. P. Incropera, Fundamentos da transferência de calor e de massa. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- [6] F. Kreith, Princípios da transmissão de calor. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.
- [7] M. Pan, S. Jamaliniya, R. Smith, I. Bulatov, M. Gough, T. Higley, P. Droegemueller, "New insights to implement heat transfer intensification for shell and tube heat exchangers", Energy, Vol. 57, 1 August 2013, pp. 208-221.
- [8] P. Stehlík, Z. Jegla, B. Kilkovský, "Possibilities of intensifying heat transfer through finned surfaces in heat exchangers for high temperature applications", Applied Thermal Engineering, Vol. 70, Issue 2, 22 September 2014, Pages 1283-1287.
- [9] L. Zhang, Y. Xia, B. Jiang, X. Xiao, X. Yang, "Pilot experimental study on shell and tube heat exchangers with small-angles helical baffles", Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, Vol. 69, July 2013, pp. 112-118,
- [10] F. White, Viscous flow, New York McGraw-Hill, 1991.
- [11] H. Schlichting H., K. Gersten, Boundary-layer theory. Springer Verlag, 2000.
- [12] L. Davidson, An introduction to turbulence models. Sweden: Chalmers University of Technology, 2003.
- [13] A. Malhotra A, S. Kang, "Turbulent Prandtl number in circular pipes", International journal of heat and mass transfer, Vol. 27, Issue 11, 1984, pp. 2158-2161.
- [14] D. Wilcox, Turbulence modeling for CFD, La Canada, CA: DCW Industries, Inc, 1993.
- [15] F. Stern, R. Wilson, H. Coleman, E. Paterson, "Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 1: Methodology and procedures", Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, No. 4, 2001, pp. 793-802.
- [16] R. Wilson, F. Stern, H. Coleman, E. Paterson, "Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 2: Application for RANS simulation of a cargo/container ship", Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, No. 4, 2001, pp. 803-810.
- [17] G. Angelo, D.A. Andrade, E. Angelo, W.M. Torres, G. Sabundjian, L.A. Macedo, A.F. Silva, "A numerical and three-dimensional analysis of steady state rectangular natural circulation loop", Nuclear Engineering and Design, Vol. 244, March 2012, pp. 61-72.