



# Estudo da Transferência de Calor em Canais Aletados usando Fluidodinâmica Computacional

Leonardo de Mattos Santana

Projeto Final de Curso

Orientadores:

Paulo Laranjeira da Cunha Lage, D.Sc.

João Felipe Mitre de Araujo, M.Sc.

Maio de 2009

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR  
EM CANAIS ALETADOS USANDO  
FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL**

*Leonardo de Mattos Santana*

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção de grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:

---

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

---

Carlos Eduardo Fontes da Costa e Silva, D.Sc.

---

Su Jian, D.Sc.

Orientado por:

---

Paulo Laranjeira da Cunha Lage, D.Sc.

---

João Felipe Mitre de Araujo, M.Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil  
Maio de 2009

Santana, Leonardo de Mattos.

ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CANAIS  
ALETADOS USANDO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL/

Leonardo de Mattos Santana.

Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2009.

v, 79 p.;il

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de  
Química, 2009.

Orientadores: Paulo Laranjeira da Cunha Lage e João Felipe Mitre de  
Araujo.

1.Aletas. 2.Fluidodinâmica Computacional. 3.Bancos de Tubos.  
4.Transferência de Calor. 5. Canais Aletados. 6. Trocadores de Calor  
Compactos.

Dedicatória

A Deus e aos meus pais por me ajudarem em oração a chegar até aqui.

## AGRADECIMENTOS

A Deus porque pela sua misericórdia levanto todas as manhãs, aos meus pais que me trouxeram ao mundo, à minha namorada Danielle por suportar todas as dificuldades comigo, aos meus orientadores Paulo Lage e João Felipe Mitre por me cederem auxílio intelectual e material sempre que eu precisei e a todos os meus amigos que me apoiaram durante este projeto.

Resumo do Projeto Final de Curso Apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários à obtenção de grau de Engenheiro Químico.

## **ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM CANAIS ALETADOS USANDO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL**

Leonardo de Mattos Santana

Maio, 2009.

Orientadores: Paulo Laranjeira da Cunha Lage, D.Sc.  
João Felipe Mitre de Araujo, M.Sc.

Este trabalho apresenta um estudo usando fluidodinâmica computacional sobre a transferência de calor no escoamento em canais com diferentes arranjos de aletas. Este tipo de escoamento tem característica transiente quase-estacionária, isto é, tem um padrão de escoamento que flutua em torno de um escoamento médio. Os arranjos de aletas analisados englobam os canais com fileiras de aletas piniformes alinhadas e desalinhadas com razão unitária entre a altura do canal e o diâmetro da aleta. Os passos transversal e longitudinal dos arranjos de aletas foram variados em 2 níveis a partir de uma configuração base. As simulações deste trabalho foram executadas com o *software* comercial ANSYS CFX, versão 11 SP1.

O objetivo deste trabalho foi demonstrar que a fluidodinâmica computacional é capaz de estimar adequadamente a transferência de calor em canais aletados. Foi mostrado que a utilização de simulações pseudo-estacionárias com passo de tempo adequado podem ser usadas em substituição à simulação transiente do fenômeno na determinação das taxas médias de transferência de calor sobre as aletas. Os resultados

destas simulações foram validados por comparação com predições de uma correlação desenvolvida experimentalmente para exatamente este tipo de canal aletado. Foi demonstrado que duas correlações da literatura que estimam os coeficientes médios de transferência de calor em arranjos de aletas com elevadas razões entre a altura do canal e o diâmetro da aleta, predizem valores de números de Nusselt entre 10 e 60% superiores aos obtidos nas configurações correspondentes no canal aletado. Isto mostra a importância do efeito das paredes laterais, o que foi comprovado através de análise de sensibilidade executando simulações com diferentes condições de contorno para as paredes do canal.

## SUMÁRIO

I.Introdução .....	3
II.Motivação para o Trabalho.....	6
III.Revisão da Literatura .....	7
IV.Metodologia .....	11
V.Modelagem e Fluidodinâmica.....	14
V.I Modelagem do Fluxo de Energia Próximo à Parede.....	18
V.II Condições das Simulações .....	22
V.III Valores de $Re_{Dh}$ e Cálculo da Velocidade de Entrada ( $U_{entrada}$ ) .....	24
VI. Calculo de $Re_{Dmáx}$ .....	25
VII.Correlações da Literatura .....	27
VII.I Valores das Constantes .....	28
VIII.Resultados .....	31
VIII.I.Configuração da Malha .....	31
VIII.II Cálculo do Valor Médio das Taxas de Transferência de Calor .....	42
VIII.III Simulação Pseudo-Estacionária x Simulação Transiente .....	44
VIII.IV Estudo de Convergência das Simulações Pseudo-Estacionárias: $Nu_D$ e $Nu_D$ por aleta .....	47
VIII.V Simulação x Dados Experimentais de Chyu et. al. (1999) .....	51
VIII.VI Nusselt das Simulações x Nusselt das Correlações.....	52
VIII.VII Efeito das Paredes do Canal.....	55
VIII.VIII Distribuição de Nusselt por Fileira do Arranjo.....	57
VIII.IX Perfil de Temperatura .....	60
VIII.X Valores de $Y^+_{máx}$ .....	65
IX.Conclusões.....	69
X.Referências Bibliográficas.....	71
Apêndice 1 .....	75
Apêndice 2 .....	77
Apêndice 3 .....	79
Apêndice 4 .....	81
Apêndice 5 .....	81



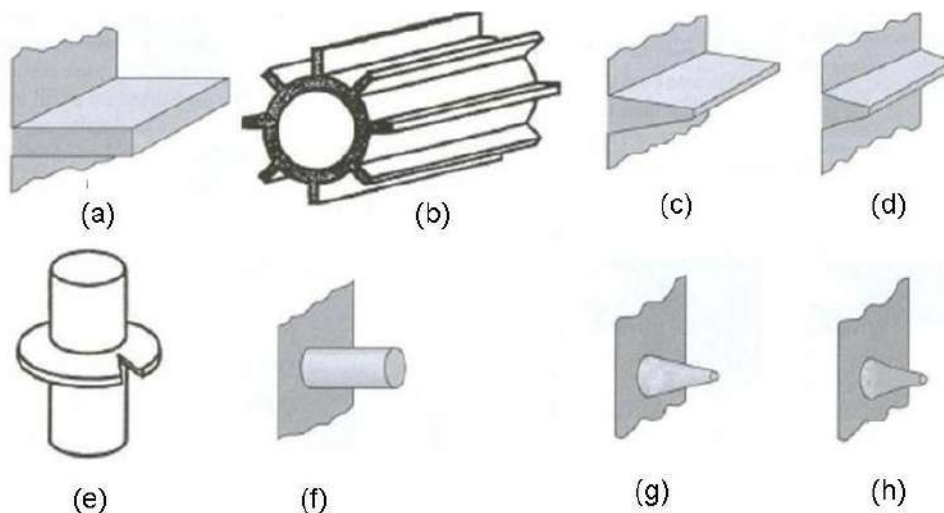
Apêndice 6 ..... 84

# I.Introdução

A transferência de calor em arranjos de aletas é um tema de interesse para a indústria devido às suas aplicações como dispositivos usados para intensificação da troca de calor em turbinas, trocadores de calor, microprocessadores, etc. Segundo Bejan e Kraus (2003) o emprego de aletas é, provavelmente, a técnica mais utilizada e pesquisada para o aumento de desempenho da transferência de calor.

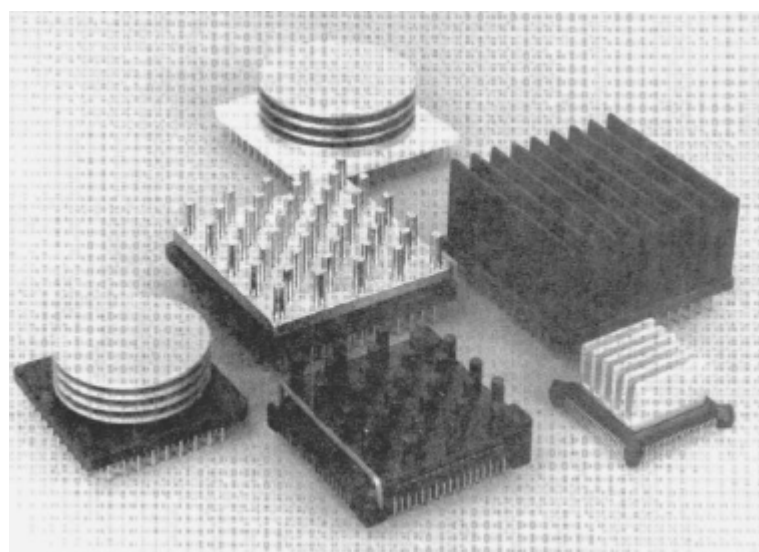
Aletas são extensões superficiais que são utilizadas sempre que se deseja aumentar a transferência de calor sem necessariamente aumentar a velocidade de escoamento ou diminuir a temperatura do fluido refrigerante. A principal característica que permite o aumento da transferência de calor é a escolha de um material para a aleta com elevada condutividade térmica. Quanto maior a condutividade da aleta maior será sua eficiência. A eficiência da aleta é a diferença média de temperatura entre a superfície da aleta e o ambiente adimensionada pela diferença entre a temperatura de sua base e do ambiente.

Existem aletas de diferentes formatos, podendo apresentar seção reta uniforme ou não. Aletas anulares de perfil retangular, por exemplo, são fixadas à circunferência de cilindros e sua área de seção reta varia com o raio da parede deste cilindro. Aletas cilíndricas são aletas com seção reta uniforme. Alguns tipos diferentes de aleta estão listados na figura 1.1.



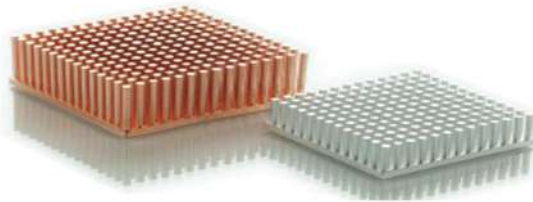
**Figura 1.1** – Diferentes tipos de aletas de acordo com Kern e Kraus (1972). (a) aleta longitudinal de perfil retangular; (b) tubo cilíndrico com aletas de perfil retangular; (c) aleta longitudinal de perfil trapezoidal; (d) aleta longitudinal de perfil parabólico; (e) tubo cilíndrico equipado com aleta anular; (f) pino cilíndrico; (g) pino cônico truncado; (g) pino parabólico.

Os arranjos de aletas nada mais são que um conjunto organizado de aletas dispostas sobre uma superfície. A adição de um arranjo de aletas tem como fim aumentar a troca térmica e também o nível de turbulência do escoamento. A figura 1.2 destaca exemplos de placas utilizadas para troca de calor em dispositivos eletrônicos.



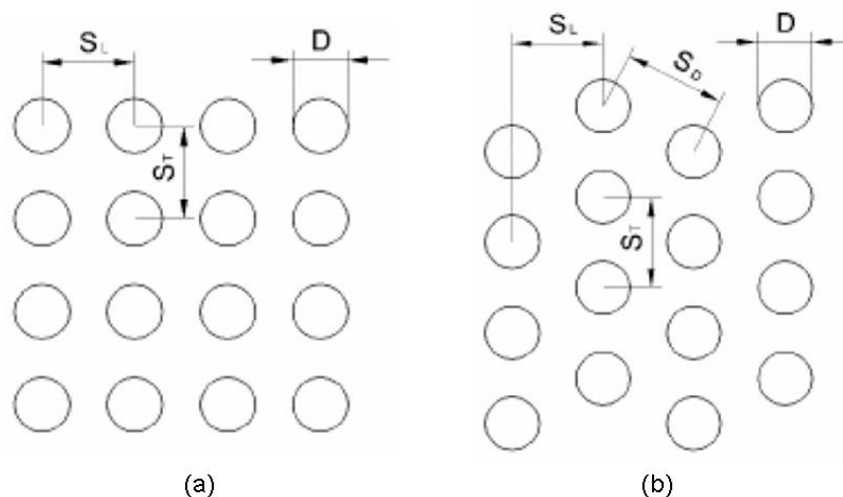
**Figura 1.2** – Placas aletadas para troca de calor em dispositivos eletrônicos (Bejan e Kraus, 2003).

As aletas de um arranjo podem apresentar diferentes perfis assim como diferentes configurações de espaçamento entre elas (fig.1.2). Existem também diferenças entre os arranjos na relação altura/espessura das aletas ( $H/D$ ). Um tipo de perfil comumente utilizado para arranjos de aletas é o pino cilíndrico. A figura 1.3 apresenta um arranjo típico aplicado à troca de calor em microprocessadores.



**Figura 1.3** – Placa com arranjo de aletas utilizada para troca de calor em microprocessadores (Eletronic Design Co., 2008).

Os espaçamentos entre as aletas de um arranjo são conhecidos como passos. Os principais passos de um arranjo são o longitudinal (na direção do escoamento) e o transversal (na direção normal ao escoamento). As notações utilizadas para estes parâmetros são respectivamente  $S_L$  e  $S_T$ . Normalmente eles são apresentados com suas dimensões relativas ao diâmetro ou espessura da aleta, ou seja,  $S_T/D$  e  $S_L/D$ . Com relação ao posicionamento das aletas no arranjo, os mais comuns são o alinhado e o desalinhado.



**Figura 1.4** – Exemplos de arranjos de pinos. A figura 1.4(a) representa o arranjo com aletas alinhadas e a figura 1.4(b) representa o arranjo com aletas desalinhadas (Fluent co., 2006).

No arranjo alinhado as aletas se encontram enfileiradas e a geração de turbulência tende a ser menor devido à formação de caminhos preferenciais para o escoamento, enquanto que no arranjo desalinhado a turbulência mais elevada resulta também numa maior taxa de transferência de calor (Chyu et. al., 1991).

## II. Motivação para o Trabalho

Alguns estudos já foram realizados a fim de se determinar a transferência de calor em arranjos de pinos (Grimison et. al., 1937; Zukauskas et. al., 1972; Simoneau et. al., 1982; Metzger et. al., 1982; etc.), porém devido a certas aproximações nas condições de contorno térmicas estabelecidas para as metodologias experimentais empregadas, existem divergências a respeito dos resultados analisados (Chyu et. al., 1999).

Os canais aletados são baseados na geometria descrita por Chyu et. al. (1999) onde é apresentado um canal de seção reta retangular contendo um arranjo de aletas conectando as superfícies inferior e superior do canal. A principal característica deste tipo de geometria é a presença de paredes ao redor do banco de tubos, o que afeta a transferência de calor como também a fluidodinâmica do escoamento (Simoneau et. al., 1982; Metzger et. al., 1982). Chyu et. al. (1999) desenvolveu uma correlação para um canal fechado com uma configuração de passos particular ( $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ ).

Tendo em vista a dificuldade de gerar dados experimentais acurados, o objetivo desse trabalho é determinar se a fluidodinâmica computacional pode ser utilizada para fornecer dados pseudo-experimentais de maneira acurada. Neste trabalho serão apresentados resultados simulados para transferência de calor em canais aletados com pinos cilíndricos e diversas relações diferentes entre os passos. Os resultados da simulação para a mesma configuração do canal apresentada por Chyu et. al. (1999) serão comparados com os resultados de transferência de calor fornecidos pela sua correlação e os resultados de todas as simulações serão comparados com os resultados obtidos pelas correlações semi-empíricas de Grimison et. al. (1937) e Zukauskas et. al.

(1972), desenvolvidas para arranjos de aletas em escoamentos não confinados.

Como os escoamentos em canais aletados são, em geral, transientes sua simulação requer um enorme esforço computacional, tanto pelo tempo de simulação, quanto pelo refinamento de malha necessário próximo às paredes a fim de resolver a camada limite térmica.

Embora transientes, estes escoamentos são, em geral, quase-periódicos. Assim, suas grandezas, inclusive a taxa de calor sobre as aletas oscilam em torno de valores médios. Isto abre a oportunidade, inicialmente analisada por Mitre et. al. (2005), de obter valores representativos das taxas de transferência de calor sobre as aletas a partir de simulações fluidodinâmicas pseudo-estacionárias, isto é, simulações onde não se impõe a convergência dentro de cada passo de integração. O presente trabalho teve como objetivo validar e usar tal procedimento.

### **III.Revisão da Literatura**

As características de transferência de calor de arranjos de aletas foram estudadas por diversos grupos de trabalho ao longo dos anos. Os primeiros trabalhos tinham foco nos arranjos de pinos de perfil circular com elevadas razões de comprimento/espessura ( $H/D \geq 8$ ), (Metzger et. al., 1982). Os mais antigos resultados experimentais a respeito de canais com estes pinos longos são representados por Grimison et. al. (1937) e Jacob et. al. (1938). A partir de então muitas das informações sobre os trabalhos realizados analisando arranjos com pinos longos foram compiladas por Zukauskas et. al. (1972).

Webb et. al. (1980) reuniu em seu trabalho as informações a respeito do que havia sido feito até então sobre trocadores de calor compactos com arranjos de aletas curtas estreitamente espaçadas entre as superfícies ( $0,1 \leq H/D \leq 0,5$ ). Porém uma nova aplicação para bancos de tubos com tamanhos intermediários teve início nos anos 80 em motores de turbinas a gás. Estes tubos apresentam uma razão ( $H/D$ ) de aproximadamente 1 (Metzger et. al., 1982).

Segundo Chyu et. al. (1990), a principal diferença entre os canais com arranjos de aletas longas e os canais com arranjos de aletas intermediárias ou

curtas está no fato de se considerar também a transferência de calor nas paredes inferior e superior dos canais. No primeiro caso, a principal região de troca térmica se encontra nas superfícies das aletas, pois correspondem a uma área maior que a das paredes. A taxa de transferência de calor medida em canais nas superfícies de aletas intermediárias ou curtas, por sua vez, está relacionada com o padrão de escoamento próximo à base das aletas onde ocorre uma forte interação entre a aleta e a superfície do canal. Isto revela a importância de se impor adequadamente as condições de contorno nas superfícies do canal e de se compreender as características da camada limite térmica próxima às superfícies, pois desta forma é possível explicar os efeitos observados nas taxas de transferência de calor.

Kcruckels et. al., (1972) e Jones e Russell (1978) realizaram estudos sobre a distribuição local da transferência de massa em arranjos com aletas anulares e observaram que a fluidodinâmica do escoamento ao redor das aletas com este perfil resulta em elevadas taxas de transferência de massa e energia.

Segundo Zukauskas et. al. (1972) as altas taxas de transferência de massa e energia podem ser explicadas porque estes escoamentos geram altas tensões de cisalhamento devido à geração de vórtices. Como a camada limite na região próxima à base das aletas se separa tridimensionalmente, cria-se um número de pares de vórtices rotacionando ou escoando através desta superfície. O nome “vórtice tipo ferradura” é usado para se referir a este campo de escoamento e está baseado na forma assumida pelo vórtice principal.

VanFossen et. al. (1981) apresentou o resultados sobre a transferência de calor em arranjos com aletas desalinhadas com diferentes configurações altura/espessura ( $H/D = 0,5$  e  $H/D = 2$ ). Sua geometria consistia em 4 fileiras de aletas cilíndricas e apenas o valor médio da taxa de transferência de calor no arranjo foi determinado. Sparrow et. al. (1980) apresentou dados sobre a taxa de transferência de calor para arranjos de pinos curtos, porém considerando somente a transferência de calor nos pinos e não nas superfícies do canal.

A metodologia convencional até então para a aquisição de dados sobre a taxa de transferência de calor em canais aletados consistia em uma medição das temperaturas ao longo do canal através de um termopar onde as superfícies termicamente ativas eram metálicas (cobre ou alumínio) e as inativas feitas de madeira. (Metzger et. al., 1982). A metodologia de

determinação dos perfis de velocidade e temperatura através de medições utilizando cristal líquido termosensitivo também encontrou extensa aplicação (Matsumoto et al., 1997).

Goldstein et. al. (1984) estudou as características de transferência de massa local de uma superfície cilíndrica assim como nas superfícies superior e inferior. Nestes estudos, uma técnica de sublimação do naftaleno foi implementada com elevada precisão.

Chyu et. al. (1990) aplicou uma metodologia experimental que usa a analogia entre transferência de massa/energia para validar a transferência de calor em canais aletados considerando somente os pinos como termicamente ativos. Chyu e Goldstein (1991) examinaram detalhes da transferência de massa e energia em canais com paredes termicamente ativas e pinos inativos. O mesmo sistema experimental que avalia a transferência de massa utilizando a técnica de sublimação de naftaleno ( $C_{10}H_8$ ) foi utilizado para determinar a transferência de calor no arranjo considerando os pinos e as paredes termicamente ativos (Chyu et. al. 1999).

You e Chang (1997) realizaram a investigação de modelos matemáticos a partir de modelagem numérica que considerou o cálculo do coeficiente de transferência de calor em um canal com arranjo de aletas regularmente espaçadas através da aplicação de um modelo compacto de 2 equações.

Acharya e Saha (2003) resolveram numericamente um escoamento turbulento transiente ao redor de uma aleta de perfil quadrado em regime laminar usando condições de contorno periódicas, evidenciando a instabilidade deste tipo de escoamento. Bazdidi Tehrani e Naderi-Abadi (2004) realizaram um estudo numérico do escoamento laminar e a transferência de calor na entrada de um canal com um arranjo de aletas alinhadas. Won et. al. (2004) investigaram a distribuição do Nusselt local calculado a partir de experimentos e discutiram a natureza transiente do escoamento em um canal aletado e sua influencia na transferência de calor.

Mitre et. al. (2005) realizaram um trabalho cujo objetivo era desenvolver e validar um modelo numérico para o escoamento em um canal com aletas alinhadas e outro com aletas desalinhadas de perfil circular utilizando RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) e o modelo de turbulência, SST (Shear Stress Transport). O estudo mostrou a natureza transiente do escoamento ao redor das aletas devido à formação de uma esteira de vórtices atrás dos



cilindros que leva a um regime de transferência de calor quase-estacionário. Os valores obtidos por simulação pseudo-estacionária para a quantidade de calor trocada no arranjo apresentaram ótima concordância com os dados experimentais de Chyu et. al. (1999).

Marinho et. al. (2006) investigaram a transferência de calor em canais com aletas de perfil quadrado. Seus resultados demonstraram a natureza transiente do escoamento e a validade do uso do modelo SST para determinação das taxas de transferência de calor em aletas de perfil quadrado. Este estudo confirmou a observação feita por Mitre et. al. (2005) a respeito do escoamento com regime de transferência de calor quase-estacionário também para este tipo de arranjo. Rao et. al (2006) utilizaram uma metodologia teórica para descrever a transferência de calor por convecção e radiação em um arranjo com 4 fileiras de aletas circulares. Hilbert et. al. (2006) através de um algoritmo genético determinou qual seria a configuração mais favorável à transferência de calor e queda de pressão num arranjo com aletas de perfil circular. Lu et. al. (2006) utilizando métodos computacionais chegou à conclusão de que o modelo de duas equações SST é mais acurado do que o modelo  $\kappa - \varepsilon$  para determinação da transferência de massa e de calor em arranjos com aletas circulares inclinadas. Nilsson (2005) documentou um estudo comparando os dados sobre transferência de calor obtidos através de simulações estacionárias com os resultados obtidos através das correlações semi-empíricas de Grimison e de Zukauskas. Seus resultados avaliaram a distribuição de Nusselt em uma faixa de Reynolds ( $D_{m\acute{a}x}$ ) ( $2000 \leq Re(D_{m\acute{a}x}) \leq 40000$ ) e chegaram a valores de Nusselt próximos das correlações para o arranjo com a configuração  $S_T/D = 3$  e  $S_L/D = 4$ .

Neste estudo, os gráficos de convergência dos resíduos demonstram a flutuação dos valores dos resíduos em torno de valores constantes não convergidos.

Sahiti et. al. (2007) através da análise do gráfico de performance dos arranjos, gerados pelo mode-FRONTIER, investigaram a otimização da forma da seção reta das aletas nos arranjos e verificaram a superioridade do perfil elíptico sobre o circular. Rodgers et. al. (2008) estudaram a transferência de calor e perda de carga em canais com  $1,25 \leq S_T/D \leq 3,00$  e  $0,6 \leq S_L/D \leq 3,00$  através de simulações fluidodinâmicas e utilizando um modelo de duas camadas onde as equações  $\kappa - \varepsilon$  são válidas dentro da camada turbulenta do

escoamento e na camada afetada pela viscosidade prevalece o modelo de uma equação de Wolfshtein et. al. (2002). Eles também utilizaram metodologia de medição de velocidade de partícula por imagem (PIV – Particle Image Velocimetry) para determinar experimentalmente o perfil do escoamento ao redor do banco de tubos. A comparação entre seus resultados das taxas de transferência de calor simuladas e os resultados obtidos a partir dos experimentos demonstraram uma elevada acurácia para a solução computacional.

Li et. al. (2009) estudaram a influência dos parâmetros dos arranjos de aletas cilíndricas e da introdução de uma superfície tipo escudo à frente do arranjo na transferência de calor. Yang et. al. (2009) utilizaram modelagem numérica computacional baseada em diferenças finitas a fim de obter o perfil de escoamento e de temperatura em canal com arranjo de aletas com perfil retangular e perfil cilíndrico e verificar a influência da configuração dos pinos neste arranjo. Seus estudos chegaram à conclusão da vantagem de se utilizar o arranjo com aletas desalinhadas para obtenção de maiores taxas médias de transferência de calor.

## **IV. Metodologia**

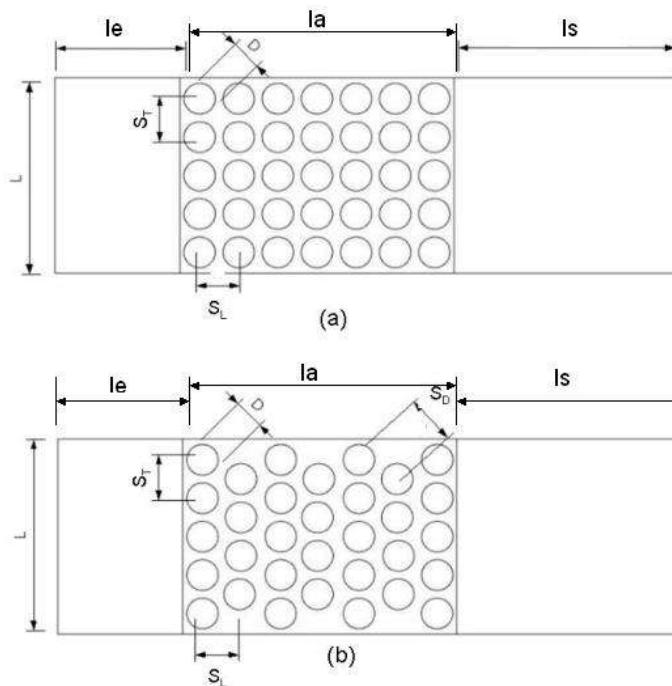
As simulações foram realizadas em canais construídos com diferentes configurações de arranjos de aletas. A configuração básica do arranjo é a mesma utilizada por Chyu et. al. (1999) com passos transversais,  $S_T$ , e longitudinais,  $S_L$ , duas vezes e meia maiores do que o diâmetro da aleta,  $D$ , ou seja,  $S_T/D = S_L/D = 2,5$ , com  $D = 12,5$  mm. A largura do canal,  $L$ , é de cerca de 156 mm para os canais mais largos e cerca de 78 mm para os canais mais estreitos. Os canais possuem um diâmetro hidráulico  $D_h$  utilizado para o cálculo das  $Re_{D_h}$  do escoamento. A altura,  $H$ , é igual ao diâmetro da aleta, ou seja,  $H = D = 12,5$  mm.

O aparato experimental de Chyu et. al. (1999) conta com uma seção de entrada,  $l_e$ , de 455 mm de comprimento e uma seção de saída do escoamento,  $l_s$ , de 230 mm de comprimento. Essas dimensões de entrada e saída

constituem um método para impedir que as condições de entrada interfiram no escoamento.

Chyu et. al. (1999) utilizou o arranjo alinhado e outro desalinhado com o mesmo número de fileiras,  $N_L = 7$ . O arranjo alinhado é composto por 35 aletas, 5 aletas por fileira. Enquanto o arranjo desalinhado é composto por 32 aletas, alternando 5 e 4 aletas por fileira.

Neste trabalho além do arranjo com a configuração utilizada por Chyu et. al. (1999) foram construídas 3 novas configurações para os arranjos reduzindo pela metade pelo menos um dos passos dos arranjos assim como as dimensões do canal conforme as alterações de passos. A quantidade de fileiras foi mantida quando se reduziu o tamanho dos canais para que a área de troca térmica se mantivesse constante. A figura 4.1 ilustra os parâmetros utilizados para a construção dos canais com os arranjos de aletas e a tabela 4.1 detalha as dimensões desses arranjos. O número de fileiras e de aletas em cada arranjo foram mantidos.



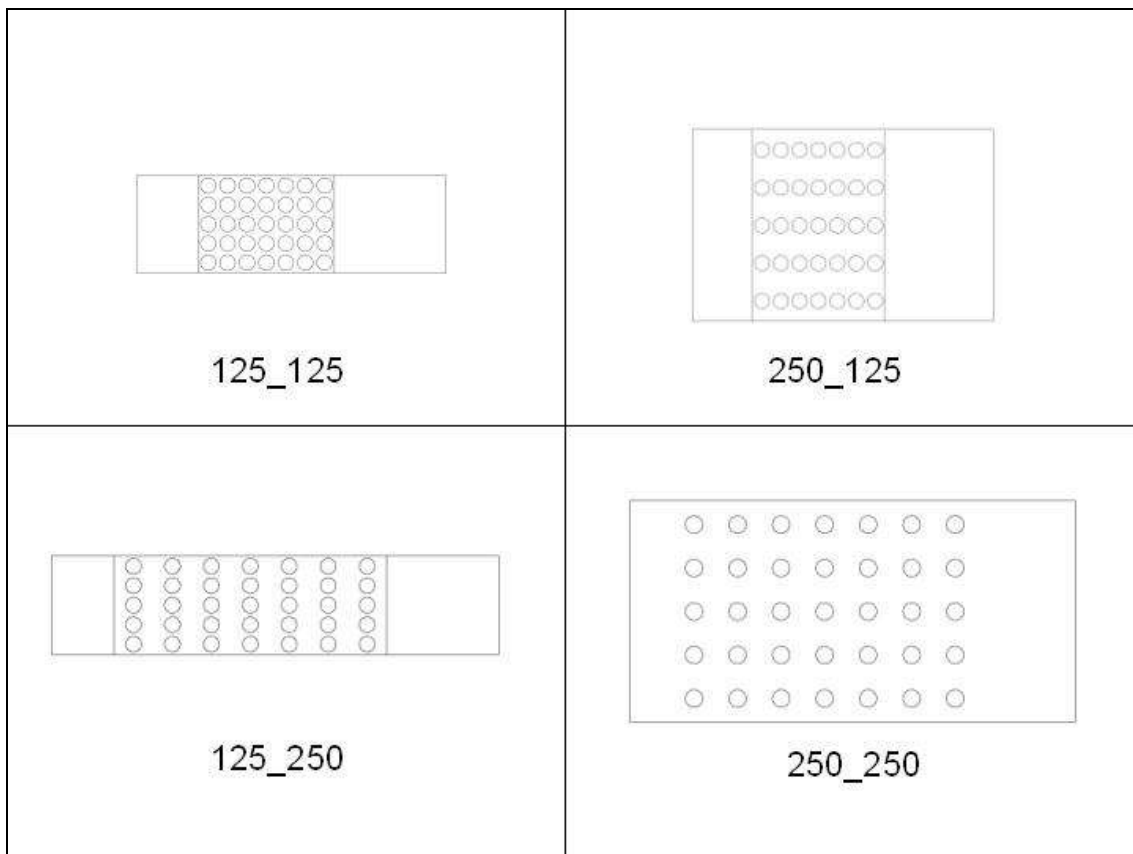
**Figura 4.1** – Parâmetros da Geometria ( $D$ ,  $S_T$ ,  $S_L$  e  $S_D$ ,  $L$ ,  $l_a$ ,  $l_e$ ,  $l_s$ ).  $D$  é o diâmetro ou espessura da aleta, o parâmetro  $S_T$  é o passo transversal, o parâmetro  $S_L$  é o passo longitudinal e  $S_D$  é equivalente ao passo diagonal,  $L$  é a largura do canal,  $l_a$  é o comprimento da seção correspondente ao arranjo,  $l_e$  é o comprimento da seção de entrada e  $l_s$  é o comprimento da seção de saída. A figura 4.1(a) representa o arranjo

com aletas alinhadas e a figura 4.1(b) representa o arranjo com aletas desalinhadas.

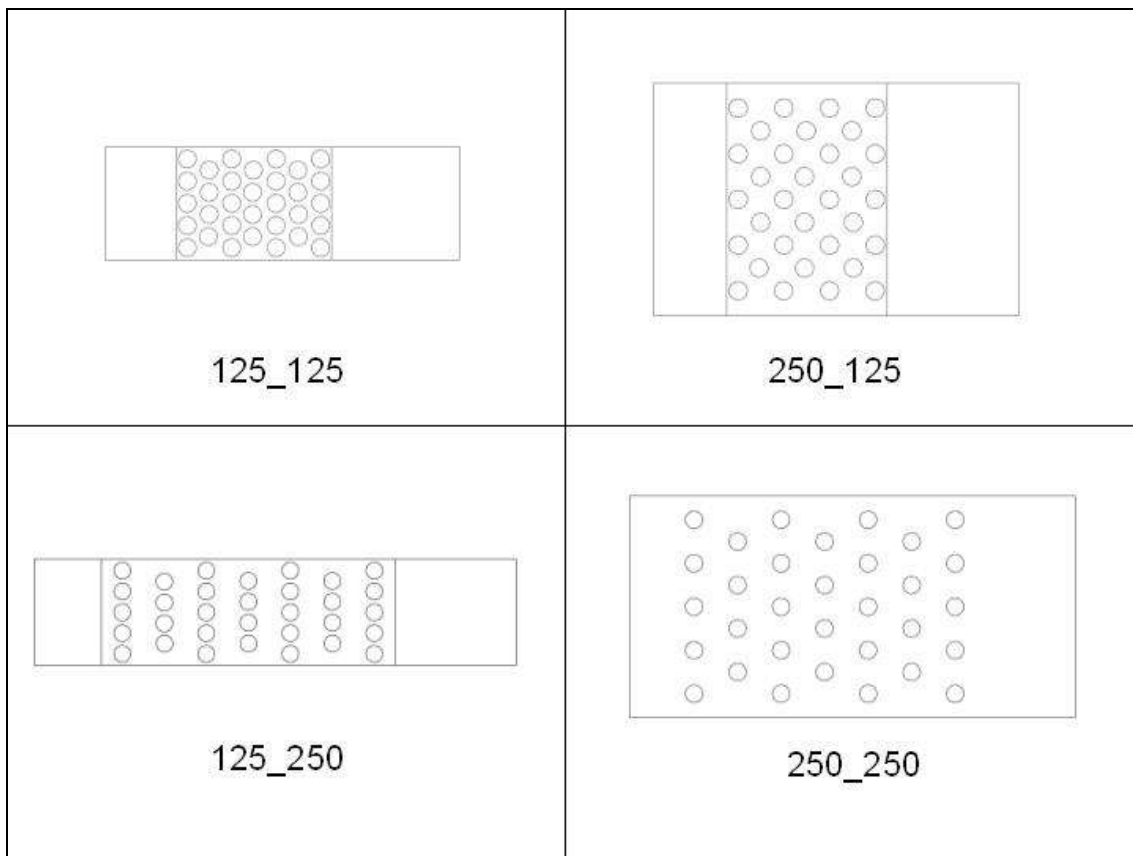
**Tabela 4.1 – Diferentes configurações de passo dos arranjos.**

Caso	Alinhado											
	H(mm)	D(mm)	Dh(mm)	S <sub>T</sub> (mm)	S <sub>L</sub> (mm)	S <sub>D</sub> (mm)	L(mm)	la(mm)	le(mm)	ls(mm)	S <sub>T</sub> /D	S <sub>L</sub> /D
250_250	12,5	12,5	23,15	31,25	31,25	44,19	156,25	15,63	25	90	2,50	2,50
125_125	12,5	12,5	21,55	15,63	15,63	22,10	78,13	7,81	25	90	1,25	1,25
125_250	12,5	12,5	21,55	15,63	31,25	34,94	78,13	15,63	25	90	1,25	2,50
250_125	12,5	12,5	23,15	31,25	15,63	34,94	156,25	7,81	25	90	2,50	1,25
Caso	Desalinhado											
	H(mm)	D(mm)	Dh(mm)	S <sub>T</sub> (mm)	S <sub>L</sub> (mm)	S <sub>D</sub> (mm)	L(mm)	la(mm)	le(mm)	ls(mm)	S <sub>T</sub> /D	S <sub>L</sub> /D
250_250	12,5	12,5	23,15	31,25	31,25	34,94	156,25	15,63	25	90	2,50	2,50
125_125	12,5	12,5	21,55	15,63	15,63	17,47	78,13	7,81	25	90	1,25	1,25
125_250	12,5	12,5	21,55	15,63	31,25	32,21	78,13	15,63	25	90	1,25	2,50
250_125	12,5	12,5	23,15	31,25	15,63	22,10	156,25	7,81	25	90	2,50	1,25

As figuras 4.1 e 4.3 mostram uma vista das geometrias dos canais criados para este estudo de acordo com as diferentes configurações.



**Figura 4.1** – Vista superior das diferentes geometrias de canais criadas para o arranjo alinhado. Os códigos listados na figura estão relacionados na tabela 4.1.



**Figura 4.1** – Vista superior das diferentes geometrias de canais criadas para o arranjo desalinhado. Os códigos listados na figura estão relacionados na tabela 4.1.

## V. Modelagem e Fluidodinâmica

Este estudo considerou o escoamento incompressível tridimensional em estado estacionário ou transiente, em regime turbulento de um fluido Newtoniano com propriedades termofísicas constantes. A equação da continuidade é:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (5.1)$$

onde  $\rho$  é a massa específica constante,  $\underline{U}$  é o vetor de velocidades e  $t$  é o tempo. As equações médias de movimento (RANS) são dadas por:

$$\rho \frac{\partial \underline{U}}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\underline{U} \otimes \underline{U}) - \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \underline{U}) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} \nabla \underline{U})^T + B \quad (5.2)$$

onde  $B$  é a resultante do somatório das forças de corpo que podem ser desprezadas neste estudo,  $\mu_{\text{eff}}$  é a viscosidade efetiva e  $p'$  é a pressão turbulenta modificada:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho \kappa \quad (5.3)$$

onde  $p$  é a pressão e  $\kappa$  é a energia cinética turbulenta.

A viscosidade efetiva é dada por:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (5.4)$$

onde  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta e  $\mu$  é a viscosidade molecular do fluido.

A equação média de Reynolds para energia térmica, considerando o fluido incompressível com calor específico constante, é definida por:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \nabla \cdot [\underline{U}T] = \nabla \cdot \left( \left( \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \nabla T \right) + S_E \quad (5.5)$$

onde  $C_p$  é o calor específico,  $T$  é a temperatura,  $\lambda$  é a condutividade térmica,  $Pr_t$  é o número de Prandtl turbulento com valor igual a 0,9 e  $S_E$  é a fonte térmica que também possui valor nulo para este estudo.

O modelo de turbulência escolhido para este trabalho foi o SST - Shear Stress Transport (Menter et. al. 2002) que é especialmente indicado para o cálculo de atrito e fluxo térmico próximo a superfícies sólidas. Este modelo é uma mistura dos modelos de turbulência  $\kappa-\omega$  e  $\kappa-\varepsilon$ , próximo e distante da parede respectivamente. As equações transformadas para os modelos de turbulência de  $\kappa-\varepsilon$  e o de  $\kappa-\omega$  de Wilcox (usados no modelo SST, Menter, 2002) são:

$$\frac{\partial \rho \kappa}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \kappa) = \nabla \cdot [\mu + \mu_t \sigma_\kappa] \nabla \kappa + \tilde{P}_\kappa - \beta^* \rho \omega \kappa \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot [\mu + \mu_t \sigma_\omega] \nabla \omega + 2[1 - F_1] \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla \kappa \cdot \nabla \omega + \\ + \frac{\alpha}{v_t} P_\kappa - \beta^* \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (5.7)$$

onde  $\omega$  é a frequência turbulenta e  $P_\kappa$  é a produção de turbulência para a qual é definido um limitador:

$$P_\kappa = \tau : \nabla U \rightarrow \tilde{P}_\kappa = \min(P_\kappa, \beta^* \omega \kappa) \quad (5.8)$$

Onde o tensor tensão de Reynolds é dado por  $\tau = 2\mu_t \mathbf{S} - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta$  e

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{U} + [\nabla \mathbf{U}]^T].$$

Todas as constantes dos modelos são computadas misturando as constantes do modelo  $\kappa-\varepsilon$  e de  $\kappa-\omega$  usando uma função de mistura  $F_1$  através de  $\alpha = \alpha_1 F_1 + \alpha_2(1-F_1)$ , onde  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  representam constantes dos modelos de  $\kappa-\omega$  e  $\kappa-\varepsilon$ , respectivamente. As constantes para estes modelos são:  $\beta^*=0,09$ ;  $\alpha_1=5/9$ ;  $\beta_1=3/40$ ;  $\sigma_{\kappa 1}=0,85$ ;  $\sigma_{\omega 1}=0,5$ ;  $\alpha_2=0,44$ ;  $\beta_2=0,828$ ;  $\sigma_{\kappa 2}=1$ ;  $\sigma_{\omega 2}=0,856$ .

A primeira função de mistura  $F_1$  é definida por

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\kappa}{CD_{\kappa\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \right]^4 \right\} \quad (5.9)$$

Onde  $CD_{\kappa\omega}$  é

$$CD_{\kappa\omega} = \max \left( 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla \kappa \bullet \nabla \omega, 10^{-10} \right) \quad (5.10)$$

$y$  é a distância até a parede mais próxima.

$F_1$  é igual a zero distante da superfície (modelo  $\kappa-\varepsilon$ ) e muda para 1 próxima a superfície dentro da camada limite (modelo  $\kappa-\omega$ ).

A viscosidade turbulenta é definida também usando um limitador:

$$v_t = \frac{a_1 \kappa}{\max[a_1 \omega, SF_2]} \quad (5.11)$$



Onde  $a_1 = 0,31$ ,  $S$  é a taxa de deformação dada por  $\sqrt{2\mathbf{S}:\mathbf{S}}$  e  $F_2$  é a segunda função de mistura definida por:

$$F_2 = \tanh \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (5.12)$$

Este modelo requer o conhecimento da distância entre os nós e a parede mais próxima para executar o acoplamento entre os modelos  $\kappa-\varepsilon$  e  $\kappa-\omega$ . A equação de escala de parede é resolvida para definir estas distâncias:

$$\nabla^2 \phi = -1 \quad (5.13)$$

Onde  $\phi$  é o valor da escala de parede. A distância da parede (WD) pode ser calculada a partir da escala de parede.

$$WD = -|\nabla \phi| + \sqrt{|\nabla \phi|^2 + 2\phi} \quad (5.14)$$

### ***V.1 Modelagem do Fluxo de Energia Próximo à Parede***

A modelagem do fluxo de energia na camada limite no ANSYS CFX envolve a modelagem do escoamento próximo à parede. A modelagem deste escoamento é definida pelo ANSYS CFX usando uma função de parede que é uma extensão do modelo de Launder e Spalding (1974). Na região de lei logarítmica a velocidade tangencial próxima à parede está relacionada à tensão cisalhante na parede através de uma equação logarítmica dada por:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (5.15)$$

Onde

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (5.16)$$

e

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.17)$$

onde,  $u^+$  é a velocidade próxima à parede,  $u_\tau$  é a velocidade de atrito,  $U_t$  é a velocidade conhecida tangente à parede a uma distância  $\Delta y$  da parede,  $y^+$  é a distância adimensional até a parede,  $\tau_w$  é a tensão cisalhante na parede,  $k$  é a constante de Von Karman e  $C$  é a constante da lei de parede que é função da rugosidade da parede.

Em alguns casos onde a função logarítmica se torna singular quando  $U_t$  se aproxima de 0 a variável  $u^+$  pode ser substituída pela função de parede escalonável  $u^*$  que é definida por:

$$u^* = C_\mu^{1/4} \kappa^{1/2} \quad (5.18)$$

onde  $C_\mu$  é uma constante que é definida segundo o modelo de turbulência utilizado e  $\kappa$  é a energia cinética turbulenta. Esta função não tende para zero quando  $U_t$  tende a zero, pois no escoamento turbulento  $\kappa$  nunca tem valor nulo. Com base nesta definição o valor de  $u_\tau$  pode ser definido por:

$$u_{\tau} = \frac{U_t}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C} \quad (5.19)$$

O valor absoluto da tensão cisalhante  $\tau_{\omega}$  é obtido por:

$$\tau_{\omega} = \rho u^* u_{\tau} \quad (5.20)$$

onde

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu} \quad (5.21)$$

O refino de uma malha não garante uma solução acurada do escoamento (Gortjans e Menter, 1998). Por isso, uma das principais aplicações das funções de parede escalonáveis, está na utilização de um limitador no tamanho da primeira camada de elementos próximos a uma parede. Esta metodologia permite o refino consistente da malha independente do número de Reynolds do escoamento. Prosseguiremos com a formulação das equações para a camada limite térmica utilizada pelo CFX.

A camada limite térmica é modelada usando a função lei de parede térmica de Kader (1981).

O fluxo de energia nas paredes pode ser modelado utilizando-se a metodologia da função de parede ou o tratamento automático na parede. O perfil de temperatura adimensional próximo à parede segue um perfil universal através da subcamada viscosa e da região logarítmica (ANSYS, 2005). A temperatura adimensional  $T^+$  é definida por:

$$T^+ = \frac{\rho C_p u^* (T_w - T_f)}{q_w} \quad (5.22)$$

onde  $T_w$  é a temperatura na parede,  $T_f$  é a temperatura do fluido próximo à parede,  $C_p$  é a capacidade calorífica e  $q_w$  o fluxo de calor na parede. A distribuição de temperatura adimensional é modelada por:

$$T^+ = \text{Pr } y^* e^{(-\Gamma)} + [2,12 \ln(y^*) + \beta] e^{(-1/\Gamma)} \quad (5.23)$$

Onde:

$$\beta = (3,85 \text{Pr}^{1/3} - 1,3)^2 + 2,12 \ln(\text{Pr}) \quad (5.24)$$

e

$$\Gamma = \frac{0,01(\text{Pr } y^*)^4}{1 + 5 \text{Pr}^3 y^*} \quad (5.25)$$

$\text{Pr}$  é o numero de Prandtl do fluido que é dado por:

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (5.26)$$

onde  $\lambda$  é a condutividade térmica do fluido. Combinando estas equações isto nos leva a uma equação para o fluxo de calor:

$$q_w = \frac{\rho C_p u^*}{T^+} (T_w - T_f) \quad (5.27)$$

Os balanços de energia para cada contorno do volume de controle são completadas multiplicando o fluxo de energia pela área superficial e adicionando à equação de energia referente a este contorno. Se a temperatura de parede for especificada, o fluxo de calor na parede é calculado pela equação 5.27, que por sua vez é multiplicado pela área superficial e adicionado à equação de energia do contorno de seu volume de controle.

## V.II Condições das Simulações

As condições de velocidade do escoamento na entrada do canal são definidas com base no número de Reynolds hidráulico ( $Re_{Dh}$ ). O diâmetro hidráulico dos canais são definidos a partir da altura e da largura dos canais todos descritos na tabela 5.1. O problema considera um fluido incompressível inicialmente a 25°C em escoamento cruzado com um arranjo de aletas termicamente ativas a 30°C, confinado em um canal com paredes adiabáticas. As condições na saída são de uma abertura com pressão relativa de 0 atm e uma condição de temperatura que é a temperatura média de mistura na saída. Para o escoamento na entrada, assumiu-se uma intensidade de turbulência igual a 5% em relação à intensidade de turbulência das grandes escalas, isto é,

$$\varepsilon_{\text{entrada}} = 0,05U_{\text{entrada}}^4 / \nu . \text{ As propriedades do fluido estão listadas na tabela 5.1.}$$

**Tabela 5.1** – Propriedades do fluido no escoamento

Viscosidade Dinâmica ( $\mu$ )	$2 \times 10^{-5}$ kg/ms
Massa Específica ( $\rho$ )	1 kg/m <sup>3</sup>
Capacidade Calorífica ( $C_p$ )	1000 J/kgK
Condutividade Térmica ( $\lambda$ )	0,02859 W/mK

**Tabela 5.2** – Condições de contorno do problema

Temperatura nas aletas (°C)	30
Temperatura do fluido (°C)	25
Paredes do canal	Adiabáticas com condição de aderência
Perfil de velocidade na entrada	uniforme
Condição térmica na saída	Temperatura média de mistura na saída

Sabe-se que em um escoamento quase-periódico onde as oscilações não são muito grandes, a simulação no estado pseudo-estacionário pode rapidamente atingir uma solução para o regime quase-estacionário, que é equivalente a solução para o escoamento médio acrescida de um erro associado à amplitude da oscilação (Mitre et. al., 2005). Tendo em vista esta informação, foram realizadas simulações transientes de 2 casos a fim de se comparar os seus resultados aos da mesma simulação no estado pseudo-estacionário. A escolha do caso mais representativo para esta comparação levou em conta a configuração de passo entre as aletas. Um dos casos escolhidos apresentava maior restrição ao escoamento entre as aletas ( $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ ) e um valor de Reynolds hidráulico intermediário ( $Re_{Dh} = 16700$ ). O outro caso apresentava a menor restrição ao escoamento ( $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ ) e um valor de Reynolds hidráulico mais elevado ( $Re_{Dh} = 23100$ ).

O critério de convergência estipulado para as simulações pseudo-estacionárias era de  $10^{-5}$  para o resíduo máximo. O passo de tempo utilizado em cada simulação foi escolhido tomando como base o tempo de residência do escoamento em cada configuração de arranjo que era função das dimensões do canal e do  $Re_{Dh}$  do escoamento. Para as simulações que realmente convergiam para um estado estacionário foi possível adotar um passo de tempo de simulação com até 20% do valor do tempo de residência do escoamento. No caso das simulações pseudo-estacionárias não convergidas, o passo de tempo deve estar abaixo de 1% em relação ao tempo de residência. No primeiro caso as taxas de calor trocadas no sistema são dadas pelos valores finais obtidos nas simulações, ou seja, a última iteração observada no arquivo de resultados. Nas simulações pseudo-estacionárias não convergidas as taxas de transferência de calor são calculadas a partir de seus valores médios durante cerca de 5 tempos de residência.

**Tabela 5.3** – Informações sobre as simulações

Passo de tempo das simulações transientes (s)	$10^{-6}$
Passo de tempo das simulações pseudo-estacionárias (s)	$10^{-4}$
Número de tempos de residência das simulações transientes	3
Número de tempos de residência das simulações pseudo-	5

Os resultados apresentados são oriundos de simulações empregando o esquema de advecção *High Resolution*, que consiste no cálculo de um fator de mistura local entre o primeiro e o segundo esquema de diferenciação *UPWIND* dependendo das condições locais de escoamento.

O modelo matemático dado pelas equações mencionadas neste tópico foram resolvidas utilizando o pacote comercial de CFD ANSYS CFX-11.0. O código CFX 11.0 usa o método de volumes finitos baseado em elementos (da sigla em inglês EBFVM) que permite a solução de malhas não estruturadas com a natureza conservativa do método de volumes finitos (Maliska, 2004). Este código realiza a solução numérica da equação do movimento discretizada usando um solver acoplado com estratégia multigrid.

### ***V.III Valores de $Re_{D_h}$ e Cálculo da Velocidade de Entrada ( $U_{entrada}$ )***

O canal é constituído por uma entrada onde o ar escoa a uma determinada velocidade  $U_{entrada}$  que é função do número de Reynolds na entrada do canal. O valor de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico foi utilizado para se definir a velocidade de entrada do ar no canal na simulação.

$$U_{entrada} = \frac{Re_{D_h} \mu}{\rho D_h} \quad (5.28)$$

onde  $Re_{D_h}$  é o número de Reynolds na entrada do canal,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica [kg/ms],  $\rho$  é a massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>] e  $D_h$  é o diâmetro hidráulico [m] dado por:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (5.29)$$

onde  $A$  é a área da seção reta perpendicular ao escoamento [ $m^2$ ] e  $P$  é o perímetro molhado [ $m$ ], que para um duto de seção reta retangular são dados por:

$$A = H.L$$

$$P = 2(H + L)$$

Logo,

$$D_h = 2 \left[ \frac{1}{L} + \frac{1}{H} \right]^{-1}$$

onde  $L$  representa a largura e  $H$  representa a altura do canal. Os valores de  $Re_{Dh}$  para os cálculos da velocidade de entrada são dados na tabela 5.2.

**Tabela 5.2** – Valores de  $Re_{Dh}$  baseados no trabalho experimental de Chyu et. al. (1999).

	Alinhado		
<b>Re(Dh)</b>	7650	16800	23100
	Desalinhado		
<b>Re(Dh)</b>	11000	16700	22200

## VI. Calculo de $Re_{Dmáx}$



O numero de  $Re_{D,máx}$  é o valor de Reynolds dentro do canal, que leva em conta a velocidade do fluido onde o confinamento é máximo, a qual é calculada de forma diferente dependendo do arranjo. A equação 7.4 fornece a definição para o  $Re_{D,max}$  :

$$Re_{D,máx} = \frac{U_{máx} D}{\nu} \quad (6.1)$$

onde  $U_{máx}$  é a velocidade máxima no arranjo e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido [ $m^2/s$ ]. Para o arranjo com aletas alinhadas a maior restrição ao escoamento ocorre entre aletas da mesma fileira e a velocidade máxima é definida por:

$$U_{máx} = \frac{U_{entrada} S_T}{(S_T - D)} \quad (6.2)$$

No caso do arranjo com aletas desalinhadas, o menor espaçamento entre aletas pode estar na direção transversal entre 2 aletas ( $S_T$ ) ou na direção diagonal entre 2 aletas de 2 fileiras subseqüentes ( $S_D$ ). A condição para que este último caso ocorra é:

$$2(S_D - D) < S_T - D \quad (6.3)$$

Neste caso  $U_{máx}$  é dado por:

$$U_{máx} = \frac{U_{entrada} S_T}{2 \left( \sqrt{S_T^2 + \left( \frac{S_L}{2} \right)^2} - D \right)} \quad (6.4)$$

Caso a condição 6.3 não seja válida a velocidade máxima é definida da mesma forma que para o arranjo com aletas alinhadas. Os valores de Reynolds baseados no diâmetro hidráulico e os respectivos valores de Reynolds máximo nos canais para os casos analisados estão listados na tabela 6.1.

**Tabela 6.1** – Valores de Reynolds máximo para cada simulação.

Re(Dh)		Re(D)máx		
Alinhado				
	<b>125_125</b>	<b>125_250</b>	<b>250_250</b>	<b>250_125</b>
7650	22135	22135	6782	6782
16800	48611	48611	14894	14894
23100	66840	66840	20479	20479
Re(Dh)		Re(D)máx		
Desalinhado				
	<b>125_125</b>	<b>125_250</b>	<b>250_250</b>	<b>250_125</b>
11000	31829	31829	9752	9752
16700	48321	48321	14805	14805
22200	64236	64236	19681	19681

## VII. Correlações da Literatura

Existem correlações semi-empíricas citadas na literatura que podem ser aplicadas para determinar Nusselt médio em feixes de tubos. Uma delas foi obtida por Zukauskas et. al. (1972) e possui 2 constantes  $C_z$  e  $m_z$  e foi desenvolvida para feixes de tubos longos onde os efeitos das paredes não são considerados (Incropera e DeWitt, 2007).

$$\overline{Nu}_D = C_z Re_{D,máx}^{m_z} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$\begin{cases} N_L \geq 20 \\ 1000 \leq Re_{D,máx} \leq 2 \times 10^6 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \end{cases} \quad (7.1)$$

Onde  $Pr_s$  é o número de Prandtl na superfície e  $N_L$  é o número de fileiras no arranjo.

O erro experimental de  $\overline{Nu}_D$  para a correlação de Zukauskas et. al. (1972) é de  $\pm 25\%$ .

A correlação desenvolvida por Grimison et. al. (1937), também para  $H/D$  elevados é dada por:

$$\overline{Nu}_D = C_G Re_{D,máx}^{m_G} Pr^{1/3} \quad (7.2)$$

$$\begin{cases} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,máx} \leq 40000 \\ Pr = 0,7 \end{cases}$$

o erro experimental envolvido na correlação semi-empírica de Grimison et. al. (1937) é da mesma ordem do erro da correlação de Zukauskas et. al. (1972). A baixa acurácia destas correlações está relacionada ao fato de o cálculo de Nusselt não considerar a influência da perda de carga do escoamento no arranjo conforme desenvolvido por Martin et. al. (2002) onde foram encontrados erros experimentais da ordem de 14%.

A correlação 7.3 foi obtida a partir dos procedimentos experimentais de Chyu et. al. (1999) para um feixe de aletas em canal fechado com  $H/D = 1$ , sendo dado por:

$$\overline{Nu}_D = C_C Re_{D,máx}^{m_C} Pr^{0,4} \quad (7.3)$$

Esta correlação é válida somente para o caso onde os passos longitudinal e transversal são  $S_L/D = 2.50$  e  $S_T/D = 2.50$  e considera um valor de erro experimental em torno de 8%.

## **VII.1 Valores das Constantes**

Como foi descrito anteriormente, as correlações de Grimison e de Zukauskas são válidas para feixes com numero de fileiras  $N_L \geq 10$  e  $N_L \geq 20$  respectivamente. Em casos onde  $N_L$  é menor é possível utilizar um fator

multiplicativo de correção para Nusselt (Incropera e DeWitt, 2007). A tabela 7.1 mostra os valores destas constantes para cada uma destas correlações.

**Tabela 7.1** – Fatores de Correção de Nusselt para um número de fileiras  $N_L = 7$ .

	Fatores de Correção de Nusselt ( $C_2$ )	
	Alinhado	Desalinhado
Zukauskas	0.95	0.95
Grimison	0.96	0.97

Os valores das constantes  $C_z$  e  $m_z$  da correlação de Zukauskas que relacionam o número de Reynolds máximo com o valor de Nusselt para as correlações da tabela 7.2 e 7.3 são valores tabelados e estão descritos para os dois arranjos e para as 4 diferentes configurações de passos dos canais (Incropera e DeWitt, 2007).

**Tabela 7.2** – Constantes do modelo de Zukauskas et. al. (1972) no arranjo com aletas alinhadas.

$S_L/D$	$S_T/D$			
	1,25		2,50	
	$C_z$	$m_z$	$C_z$	$m_z$
1,25	0,27	0,63	0,27	0,63
2,50			0,27	0,63

**Tabela 7.3** – Constantes do modelo de Zukauskas et. al. (1972) no arranjo com aletas desalinhadas.

$S_L/D$	$S_T/D$			
	1,25		2,50	
	$C_z$	$m_z$	$C_z$	$m_z$
1,25	$0,35(S_T/S_L)^{(1/5)}$	0,6	0,4	0,6
2,50	$0,35(S_T/S_L)^{(1/5)}$	0,6	$0,35(S_T/S_L)^{(1/5)}$	0,6

A correlação de Zukauskas não fornece valores de constantes para o arranjo com configuração de passo  $S_T/D = 1.25$  e  $S_L/D = 2.50$  para o arranjo

alinhado, pois considera que esta configuração é pouco eficiente e que não é utilizada.

Do mesmo modo, há uma tabela listada em Incropera e DeWitt (2008) para os valores das constantes da correlação de Grimison, no entanto, os valores destas constantes quando um dos passos é 2,50D não são conhecidos. Portanto, foi aplicada a metodologia de interpolações lineares para encontrar os valores das constantes. As tabelas 7.4 e 7.5 mostram os valores encontrados para estas constantes.

**Tabela 7.4** – Constantes do modelo de Grimison et. al. (1937) no arranjo com aletas alinhadas.

<b>S<sub>T</sub>/D</b>				
<b>S<sub>L</sub>/D</b>	<b>1,25</b>		<b>2,50</b>	
	<b>C<sub>G</sub></b>	<b>m<sub>G</sub></b>	<b>C<sub>G</sub></b>	<b>m<sub>G</sub></b>
<b>1,25</b>	<b>0,348</b>	<b>0,592</b>	<b>0,082</b>	<b>0,728</b>
<b>2,50</b>	<b>0.354</b>	<b>0.586</b>	<b>0,272</b>	<b>0,617</b>

**Tabela 7.5** – Constantes do modelo de Grimison et. al. (1937) no arranjo com aletas desalinhadas.

<b>S<sub>T</sub>/D</b>				
<b>S<sub>L</sub>/D</b>	<b>1,25</b>		<b>2,50</b>	
	<b>C<sub>G</sub></b>	<b>m<sub>G</sub></b>	<b>C<sub>G</sub></b>	<b>m<sub>G</sub></b>
<b>1,25</b>	<b>0,518</b>	<b>0,556</b>	<b>0,521</b>	<b>0,559</b>
<b>2,50</b>	<b>0.357</b>	<b>0.582</b>	<b>0,450</b>	<b>0,566</b>

Os valores das constantes C<sub>C</sub> e m<sub>C</sub> para o modelo de Chyu são fornecidas para o arranjo com passo relativo S<sub>T</sub>/D = 2,50 e S<sub>L</sub>/D = 2,50. Esta

correlação é válida para os arranjos com aletas alinhadas e desalinhadas com 7 fileiras de aletas. Os valores destas constantes são apresentados na tabela 7.6.

**Tabela 7.6** – Constantes do modelo de Chyu.

Chyu et. al. (1999) para  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ .

	$C_c$	$m_c$
<b>Alinhado</b>	<b>0,155</b>	<b>0,658</b>
<b>Desalinhado</b>	<b>0,337</b>	<b>0,585</b>

## VIII.Resultados

### VIII.1.Configuração da Malha

A discretização dos domínios computacionais foi feita utilizando uma estratégia de malhas extrudadas com elementos prismáticos e hexaédricos usado o software ANSYS Workbench. A fim de se resolver adequadamente as camadas limite térmica e fluidodinâmica próximas à parede, a malha foi refinada na região próxima às paredes superior e inferior do canal através do controle da malha bidimensional ao longo da altura do canal, fazendo um refinamento simétrico nas proximidades da superfície superior e inferior do canal. Foi inserido também um refinamento com camadas de elementos hexaédricos nas superfícies laterais do canal e ao redor das aletas a partir da definição do tamanho da primeira camada de prismas. O objetivo desta estratégia foi obter o menor valor possível de  $y^+_{máx}$ , que irá garantir uma boa resolução das camadas limites. O valor recomendado para este tipo de aplicação está abaixo de 2 ( $y^+_{máx} \leq 2$ ). A tabela 8.1 destaca os valores aproximados de  $\Delta y$  definidos em cada arranjo e a tabela 8.2 lista os principais parâmetros encontrados para a malha primária utilizada em cada caso.

**Tabela 8.1** – Valores aproximados para a distância entre a parede e o nó da malha mais próximo à parede.

	125_125	125_250	250_125	250_250
$\Delta y$ (m)	0,0002	0,0004	0,0003	0,0002

**Tabela 8.2** – Parâmetros da discretização realizada sobre 4 configurações diferentes de malhas.

	<b>Alinhado</b>			
	125_125	125_250	250_125	250_250
<b>Número de nós</b>	2,7 milhões	3,7 milhões	5,0 milhões	1,2 milhões
<b>Valor máximo da Razão entre os volumes</b>	7	7	7	5
<b>Conectividade Máxima</b>	18	20	20	16
<b>Máx Razão de Comprimento</b>	44	44	44	125
<b>Mínimo Ângulo de Face</b>	21	21	21	20
<b>Máximo Ângulo de Face</b>	118	114	115	106
	<b>Desalinhado</b>			

	125_125	125_250	250_125	250_250
<b>Número de nós</b>	3,0 milhões	3,4 milhões	5,1 milhões	1,3 milhões
<b>Valor máximo da Razão entre os volumes</b>	19	7	8	6
<b>Conectividade Máxima</b>	20	20	20	18
<b>Máx Razão de Comprimento</b>	100	43	43	125
<b>Mínimo Ângulo de Face</b>	22	21	20	20
<b>Máximo Ângulo de Face</b>	120	117	121	120

O valor limite recomendado para a razão comprimento máxima está em torno de 100 (como apresentado na tabela 8.3). Para o caso com passos relativos  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ , embora este valor esteja mais alto, ainda se encontra dentro de um limite aceitável para o método matemático utilizado. A máxima razão de comprimento é definida pela razão entre a maior aresta de uma dada face do elemento e a menor aresta deste elemento. Os valores recomendados para cada tipo de elemento estão descritos na tabela 8.3.

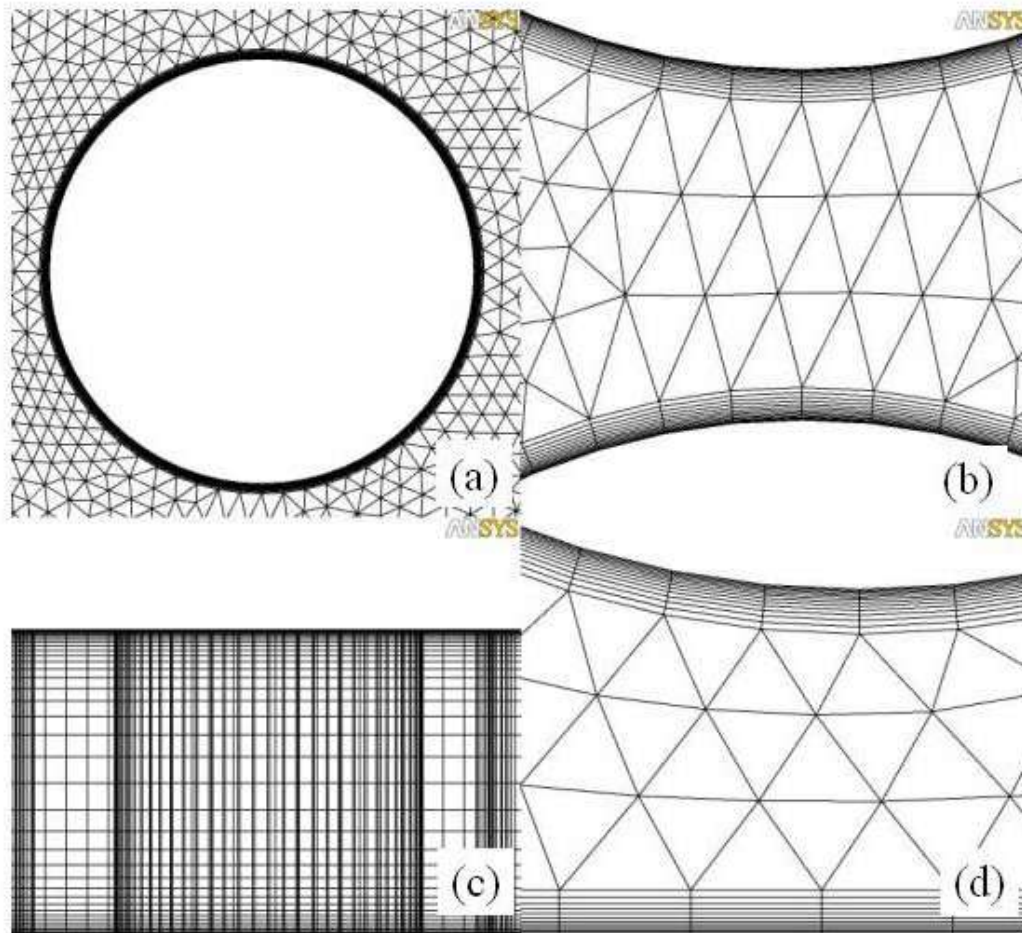
**Tabela 8.3** – Valores limite para os parâmetros da malha (ANSYS, 2005).

	<b>Valor</b>				
	<b>Valor máximo da Razão entre os Volumes</b>	<b>Conectividade Máxima</b>	<b>Máx Razão de Comprimento</b>	<b>Mínimo Ângulo de Face</b>	<b>Máximo Ângulo de Face</b>
<b>Hexaedros</b>	5	24	100	10	-
<b>Prismas</b>	5	12	100	10	170

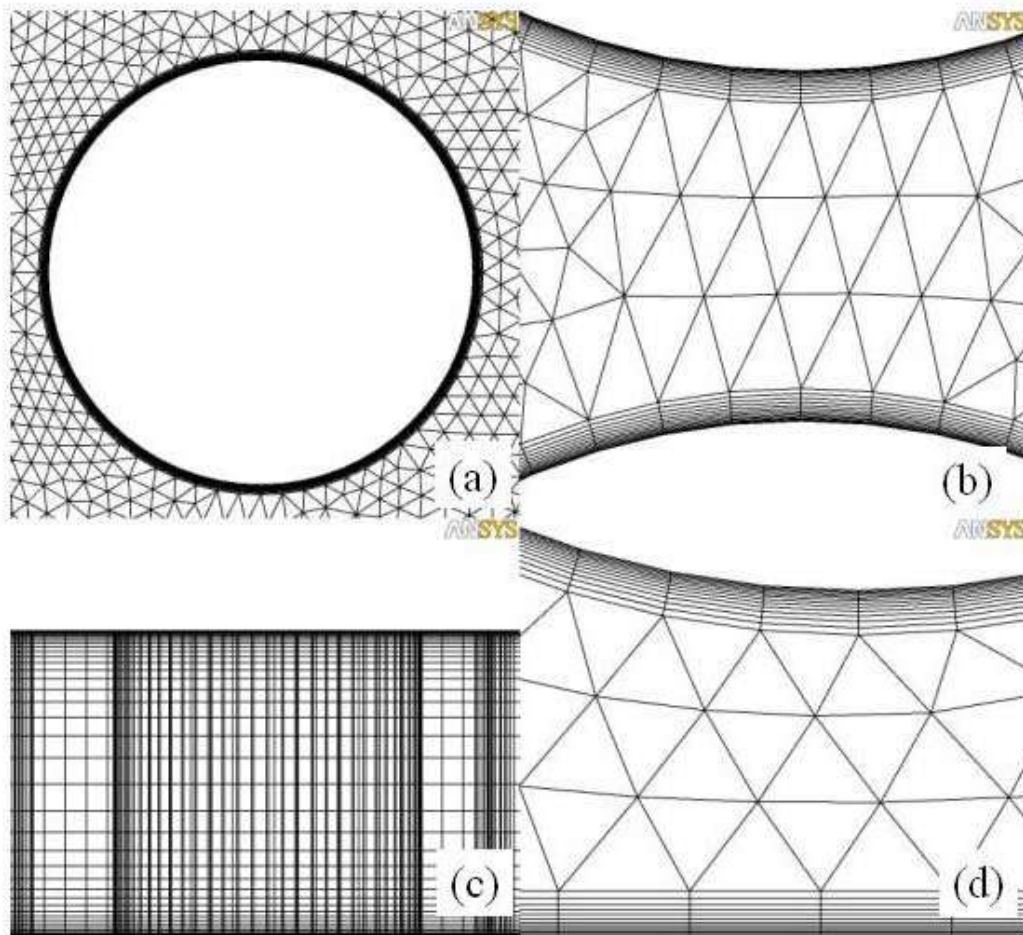
A transição do refino desde a superfície da aleta até a região do seio do escoamento era mais suave à medida que a distância entre as aletas era maior. Por esta razão os arranjos com a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  permitiam uma maior quantidade de elementos de prisma colocados próximos às superfícies das aletas, enquanto que as configurações de canais mais



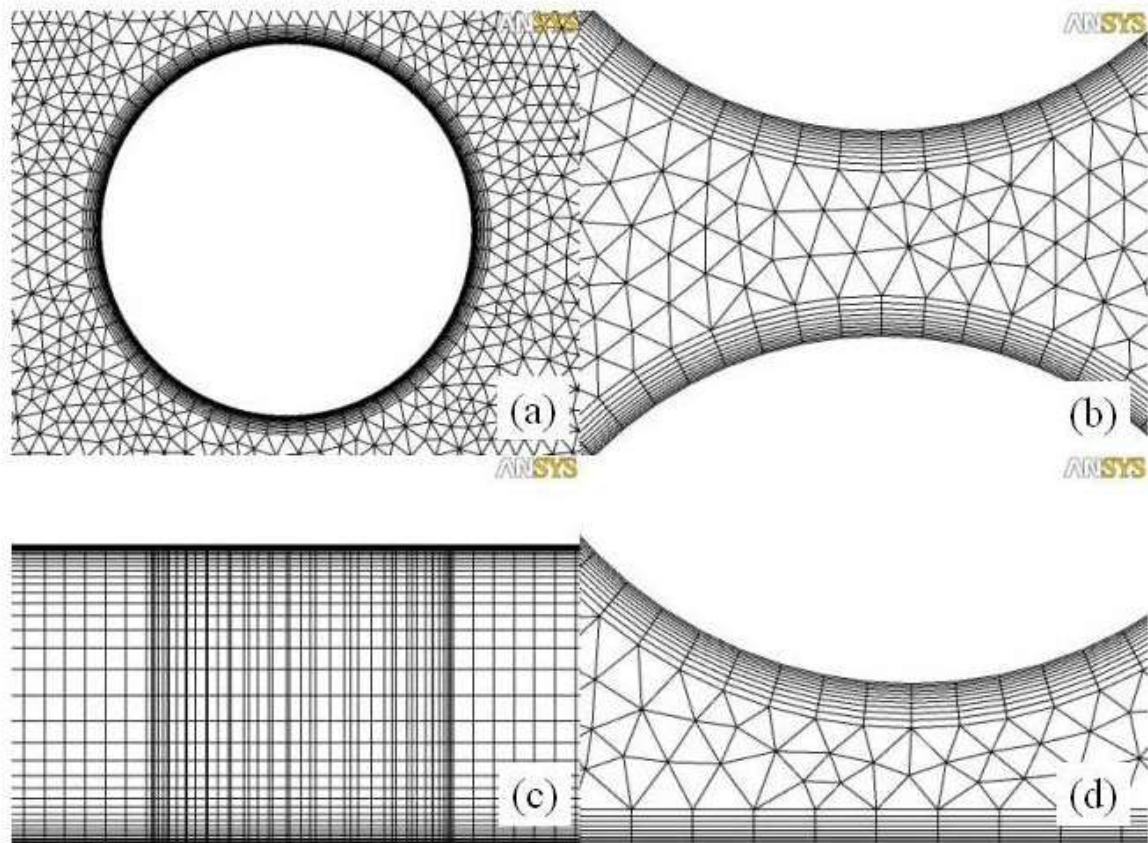
estreitos permitiam menor quantidade de elementos ao redor das aletas mesmo usando uma razão de crescimento menor. Isto também se aplica às paredes laterais. Nas figuras 8.1 à 8.4 é possível notar o contraste entre os refinamentos das diferentes configurações.



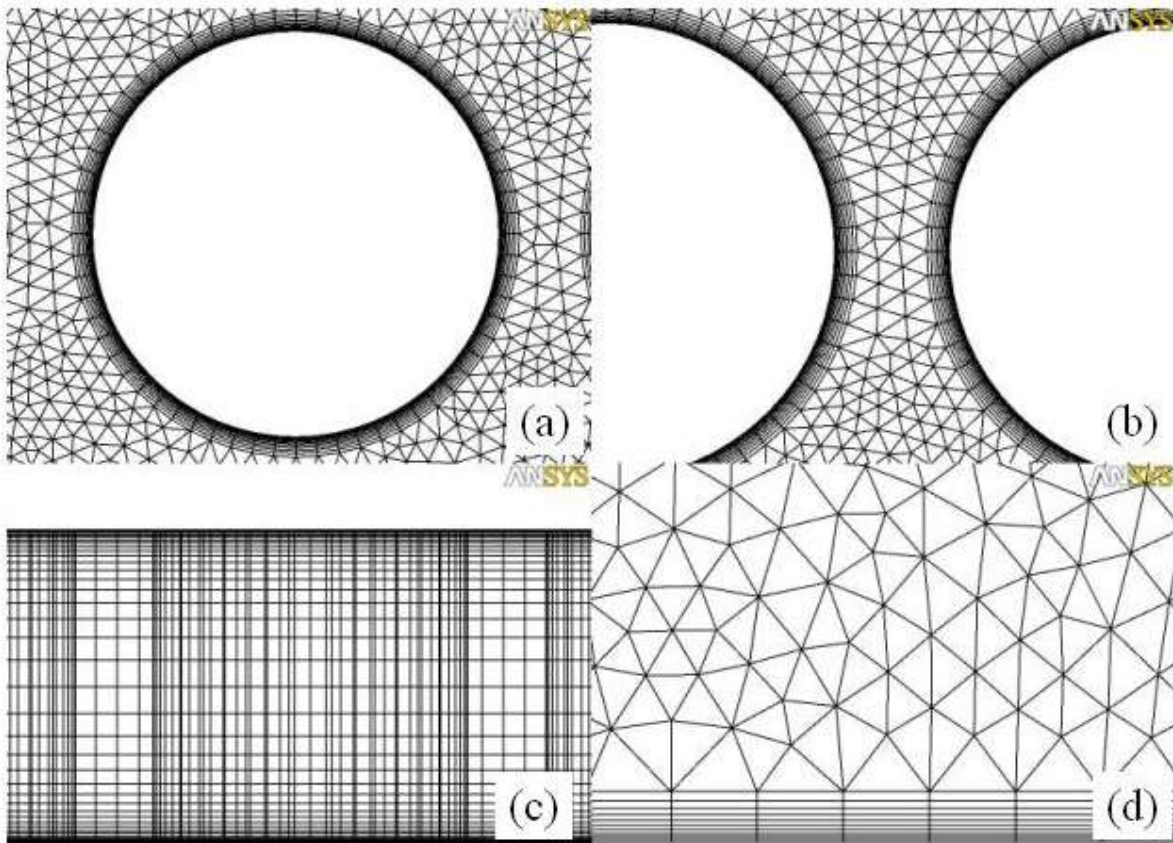
**Figura 8.1** – Diferentes vistas da malha com passos transversal  $S_T=1,25D$  e longitudinal  $S_L=1,25D$  para o arranjo alinhado. A figura 8.1(a) representa a vista superior da malha na aleta, a figura 8.1(b) representa a vista superior da malha entre 2 aletas, a figura 8.1(c) representa a vista lateral do canal com a malha extrudada e a figura 8.1(d) representa a vista superior da malha entre a aleta e a parede lateral.



**Figura 8.1** – Diferentes vistas da malha com passos transversal  $S_T=1,25D$  e longitudinal  $S_L=1,25D$  para o arranjo desalinhado. A figura 8.1(a) representa a vista superior da malha na aleta, a figura 8.1(b) representa a vista superior da malha entre 2 aletas, a figura 8.1(c) representa a vista lateral do canal com a malha extrudada e a figura 8.1(d) representa a vista superior da malha entre a aleta e a parede lateral.

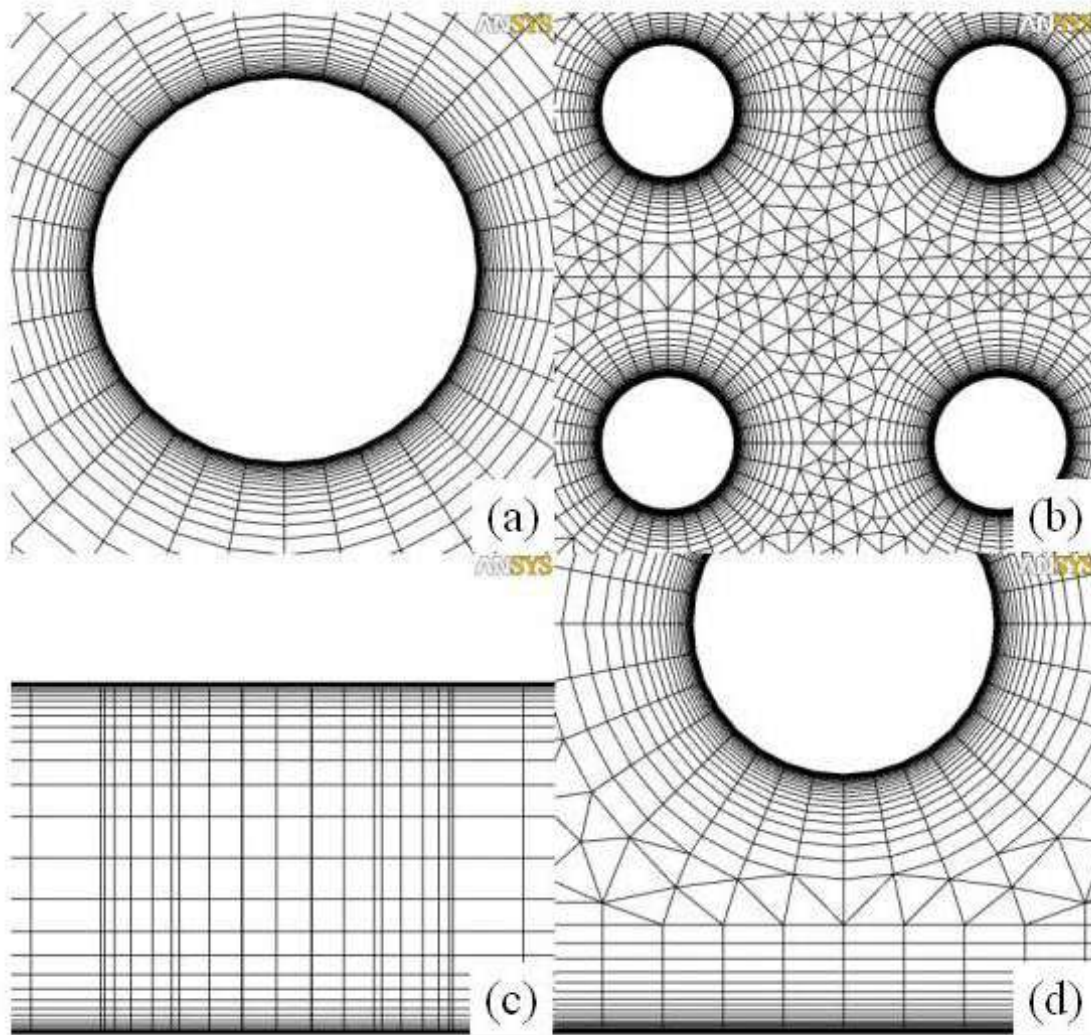


**Figura 8.2** – Diferentes vistas da malha com passos transversal  $S_T=1,25D$  e longitudinal  $S_L=2,50D$  para o arranjo alinhado. A figura 8.1(a) representa a vista superior da malha na aleta, a figura 8.1(b) representa a vista superior da malha entre 2 aletas, a figura 8.1(c) representa a vista lateral do canal com a malha extrudada e a figura 8.1(d) representa a vista superior da malha entre a aleta e a parede lateral.



**Figura 8.3** – Diferentes vistas da malha com passos transversal  $S_T=2,50D$  e longitudinal  $S_L=1,25D$ . A figura 8.1(a) representa a vista superior da malha na aleta, a figura 8.1(b) representa a vista superior da malha entre 2 aletas, a figura 8.1(c) representa a vista lateral do canal com a malha extrudada e a figura 8.1(d) representa a vista superior da malha entre a aleta e a parede lateral.





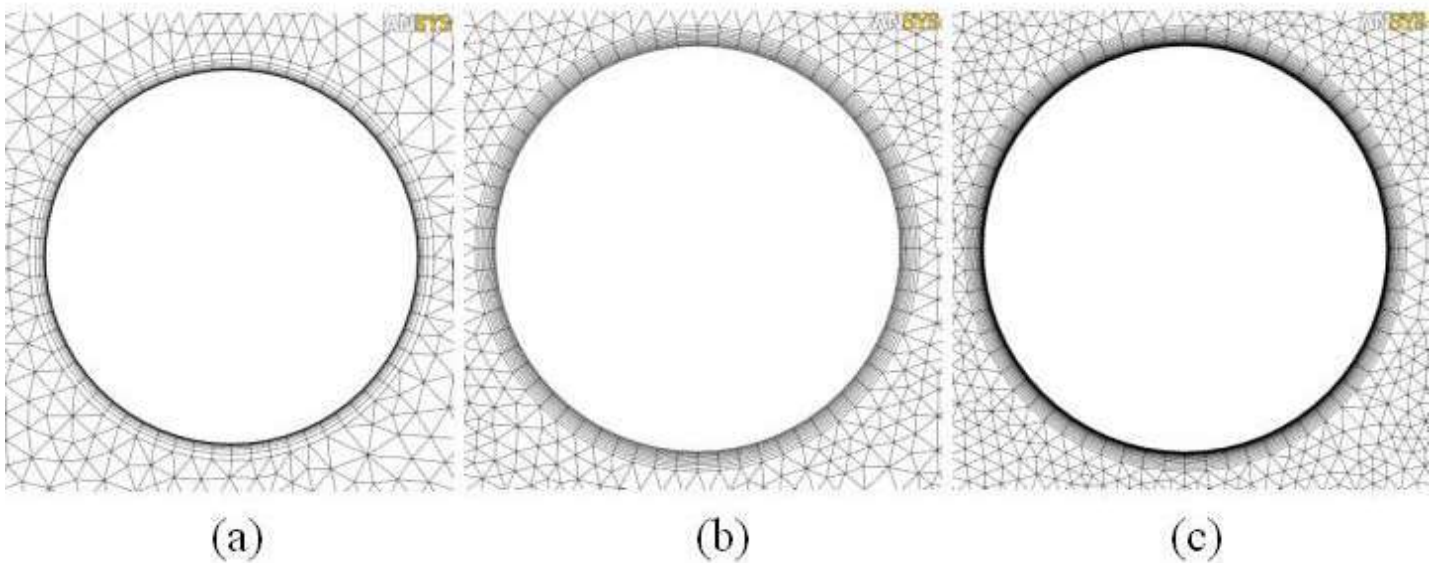
**Figura 8.4** – Diferentes vistas da malha com passos transversal  $S_T=2,50D$  e longitudinal  $S_L=2,50D$ . A figura 8.1(a) representa a vista superior da malha na aleta, a figura 8.1(b) representa a vista superior da malha entre 2 aletas, a figura 8.1(c) representa a vista lateral do canal com a malha extrudada e a figura 8.1(d) representa a vista superior da malha entre a aleta e a parede lateral.

Para se realizar um estudo de convergência em malha foram construídas mais duas malhas para o arranjo com passos  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . Essa geometria foi selecionada para a análise da convergência em malha por ser o caso com maior restrição em relação ao escoamento. A tabela 8.4 mostra os dados estatísticos para as diferentes malhas construídas para este caso.

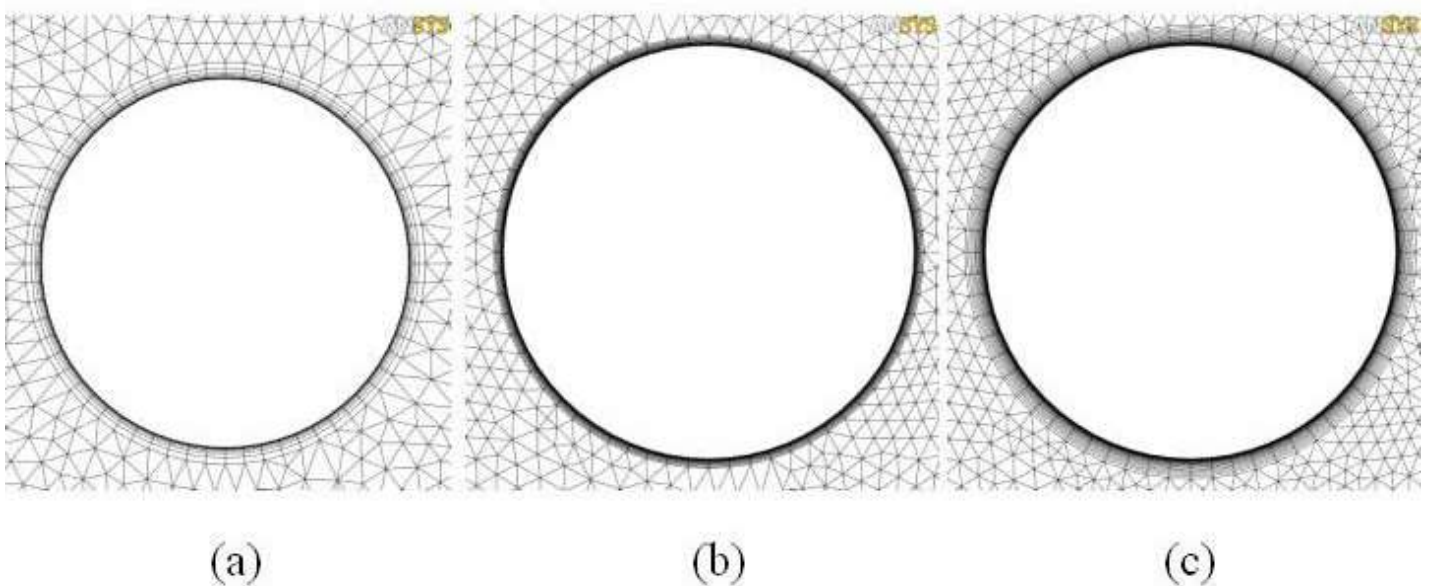
**Tabela 8.4** – Parâmetros da discretização da convergência em malha para os arranjos com  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ .

<b>Alinhado</b>			
	<b>Malha 1</b>	<b>Malha 2</b>	<b>Malha 3</b>
<b>Número de nós</b>	1,5 milhões	2,7 milhões	4,4 milhões
<b>Razão Volumétrica Máxima</b>	6,8	7	12
<b>Conectividade Máxima</b>	18	18	20
<b>Razão de Comprimento Máx</b>	226	44	119
<b>Ângulo de Face Mínima</b>	24,5	21	28
<b>Ângulo de Face Máxima</b>	119,6	118	117
<b>Desalinhado</b>			
	<b>Malha 1</b>	<b>Malha 2</b>	<b>Malha 3</b>
<b>Número de nós</b>	1,6 milhões	3,0 milhões	4,3 milhões
<b>Razão Volumétrica Máxima</b>	6,2	19	8
<b>Conectividade Máxima</b>	20	20	20
<b>Razão de Comprimento Máx</b>	223	100	43
<b>Ângulo de Face Mínima</b>	20,5	22	20
<b>Ângulo de Face Máxima</b>	120	120	121

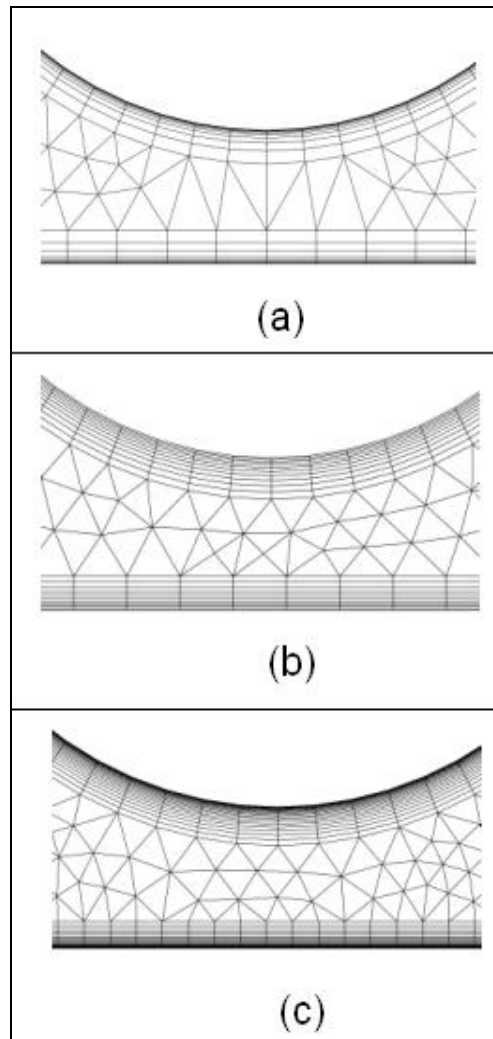
As figuras 8.5 à 8.8 mostram uma comparação entre os aspectos das malhas criadas para o caso.



**Figura 8.5** – Refino de malha ao redor da aleta para o arranjo alinhado com passos transversal  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.5(a) representa a malha com  $1,5 \times 10^6$  de nós e espessura de camada de prismas de 1mm, a figura 8.5(b) representa a malha com  $2,7 \times 10^6$  nós e espessura de camada de prismas de 1,5mm e a figura 8.5(c) representa a malha com  $4,4 \times 10^6$  nos e espessura de camada de prismas e 1,5mm.

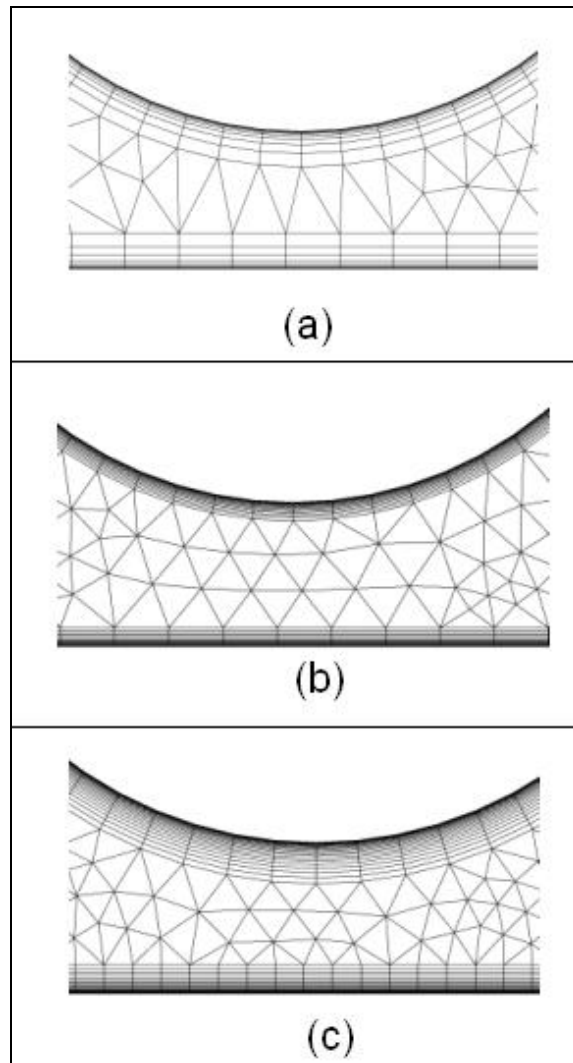


**Figura 8.6** – Refino de malha ao redor da aleta para o arranjo desalinhado com passos  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.6(a) representa a malha com  $1,6 \times 10^6$  de nós e espessura de camada de prismas de 1mm, a figura 8.6(b) representa a malha com  $3,0 \times 10^6$  nós e espessura de camada de prismas de 1mm, a 8.6(c) representa a malha com  $4,3 \times 10^6$  nós e uma espessura de camada de prismas de 1,5mm.



**Figura 8.7** – Refino de malha na parede lateral para o arranjo desalinhado com passos transversal  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.7(a) é referente à malha com  $1,5 \times 10^6$  nós, a 8.7(b) é referente à malha com  $2,7 \times 10^6$  nós e a 8.7(c) é referente à malha com  $4,4 \times 10^6$  nos.





**Figura 8.8** – Refino de malha na parede lateral para o arranjo desalinhado com passos transversal  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.8(a) é referente à malha com  $1,6 \times 10^6$  nós, a 8.8(b) é referente à malha com  $3,0 \times 10^6$  nós e a 8.8(c) é referente à malha com  $4,3 \times 10^6$  nos.

### ***VIII.II Cálculo do Valor Médio das Taxas de Transferência de Calor***

As taxas de transferência de calor foram calculadas de maneiras diferentes dependendo do tipo de simulação. Nas simulações pseudo-estacionárias os valores médios das taxas de transferência de calor em cada aleta foram calculados fazendo-se as médias das flutuações das taxas de transferência de calor das iterações durante aproximadamente 5 tempos de residência. A taxa de transferência de calor em cada aleta foi calculada por:

$$\bar{q}_a = \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{n} \quad (8.1)$$

onde  $\bar{q}_a$  é a taxa de transferência de calor média em cada aleta,  $q_i$  é a taxa de transferência de calor da aleta na iteração  $i$  e  $n$  é o número de iterações da simulação pseudo-estacionária. A taxa de transferência de calor total no arranjo foi calculada pela simples soma das taxas em cada aleta já que somente estas superfícies foram consideradas termicamente ativas.

Nas simulações transientes a média na transferência de calor foi calculada utilizando um método de quadratura com regra trapezoidal. Este método consiste em se solucionar uma integral através de uma aproximação de somatório de  $n$  elementos. A solução para a troca de energia ao longo do tempo fica:

$$\int_{t_0}^{t_f} q_a dt = \sum_{t_i=t_0}^{t_{f-1}} \frac{(q_{t_{i+1}} + q_{t_i})}{2} (t_{i+1} - t_i) \quad (8.2)$$

onde  $q_a$  é a taxa de transferência de calor em cada aleta,  $q_{t_i}$  é a taxa de transferência de calor em cada instante de tempo  $i$  da simulação transiente,  $t_0$  é o tempo inicial da simulação e  $t_f$  é o tempo total de simulação. Portanto, a taxa média de transferência de calor em cada aleta é calculada por:

$$\bar{q}_a = \frac{\int_{t_0}^{t_f} q_a dt}{(t_f - t_0)} \quad (8.3)$$

Da mesma maneira que na simulação pseudo-estacionária a taxa de transferência de calor média no arranjo foi calculada somando as taxas de transferência de calor médias em cada aleta.

O desvio-padrão nas simulações pseudo-estacionárias foram calculados considerando as taxas de transferência de calor em todas as iterações da simulação. Na simulação transiente os resultados dos desvios nas taxas foram feitos dividindo-se o tempo total de simulação em 3 grupos com intervalos de tempo semelhantes (cada um com aproximadamente 1 tempo de residência). As taxas de transferência de calor calculadas para estes 3 grupos foram comparadas entre si e o desvio entre os resultados foi considerado como sendo o valor do desvio-padrão da simulação transiente.

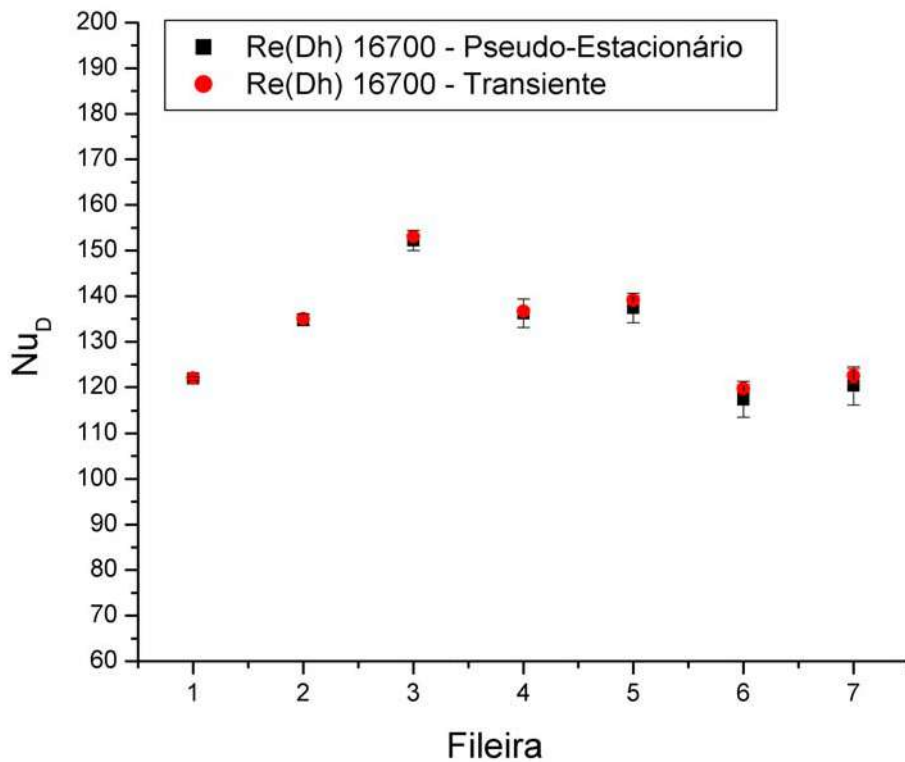
O cálculo do desvio padrão para a taxa de transferência de calor na simulação pseudo-estacionária fica:

$$dq = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (q_i - \bar{q}_a)^2}{n-1}} \quad (8.4)$$

onde  $dq$  é o desvio-padrão da taxa de transferência de calor. Quando a simulação for transiente,  $n$  representa o número de grupos que foi escolhido como 3.

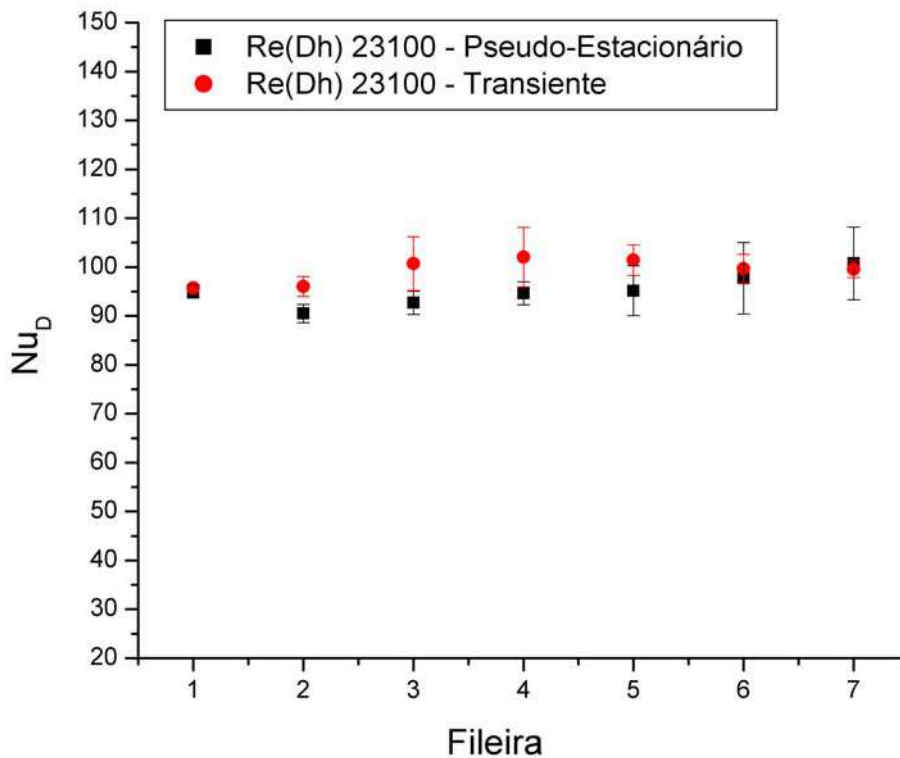
### ***VIII.III Simulação Pseudo-Estacionária x Simulação Transiente***

A comparação entre as simulações no estado pseudo-estacionário e as simulações no estado transiente foram realizadas utilizando a comparação de Nusselt em cada fileira. A figura 8.9 e 8.10 mostram os resultados para estas comparações.



**Figura 8.9** – Comparação entre os valores de Nusselt por fileira das simulações transiente e estacionária para o arranjo desalinhado com  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$  (3,0 milhões de nós).

A avaliação da transferência de calor em cada fileira do arranjo com  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$  mostra uma similaridade grande entre os valores de  $Nu_D$ . O valor encontrado para a taxa de calor total trocada na simulação pseudo-estacionária foi de  $\overline{Nu_D} = 132 \pm 0,9$ , enquanto que na simulação transiente este valor foi de  $\overline{Nu_D} = 133 \pm 0,4$ . O desvio relativo entre estes 2 valores se encontra abaixo de 1%. Se avaliarmos os desvios em cada aleta do arranjo verificaremos que se encontram entre 0,1 e 5%. No Apêndice 1 é apresentada uma tabela com os valores dos desvios no cálculo de Nusselt de cada aleta na comparação entre a simulação transiente e a simulação no estado pseudo-estacionário. A figura 8.10 apresenta a comparação entre os resultados da segunda simulação transiente e seu equivalente no estado pseudo-estacionário.



**Figura 8.10** – Comparação entre os valores de Nusselt por fileira das simulações transiente e estacionária para o arranjo alinhado com  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$  (1,2 milhões de nós).

Na comparação entre os resultados do arranjo com  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$  a simulação pseudo-estacionária forneceu um  $\overline{Nu_D} = 95 \pm 3$  e a simulação transiente um  $\overline{Nu_D} = 99 \pm 0,5$ .

A menor exatidão na comparação entre os resultados das simulações na figura 8.10 podem ser atribuídos ao refinamento da malha, pois este caso é o de malha menos refinada.

Os resultados apresentados nos 2 gráficos podem ser considerados muito bem sucedidos e confirmam a hipótese de que é possível se obter, com boa precisão, dados sobre as taxas de transferência de calor de uma simulação transiente a partir da avaliação das flutuações nas taxas de transferência de calor em uma simulação pseudo-estacionária com resíduos não convergidos. O Apêndice 1 apresenta também a comparação entres desvios destas duas simulações. Com relação às aletas da primeira fileira este valor é pequeno, no entanto para as aletas das fileiras centrais estes desvios relativos chegam a valores acima de 10%. Estes desvios podem ser minimizados através do refinamento da malha na simulação. Os passos de

tempo durante ambas as simulações pseudo-estacionárias foi mantido a valores abaixo de 1% do tempo de residência, pois em nenhum dos dois casos se atingiu os critérios de convergência dos resíduos. O capítulo a seguir relata o estudo realizado sobre a convergência em malha dos resultados para uma determinada configuração de arranjo.

#### ***VIII.IV Estudo de Convergência das Simulações Pseudo-Estacionárias: $Nu_D$ e $Nu_D$ por aleta***

Após a construção das diferentes malhas para o estudo da convergência, foram efetuadas simulações onde os arranjos com as 3 malhas foram submetidos a escoamentos com os valores de Reynolds mais elevados de cada configuração. Os resultados das simulações para a convergência em malha nos valores de Nusselt (D) estão listados na tabela 8.5.

**Tabela 8.5** – Comparação entre os valores de Nusselt(D) das simulações pseudo-estacionárias e as correlações semi-empíricas.

**Alinhado  $Re(D_{max})=66840$**

<b>caso 125_125</b>		
<b>Da simulação</b>		
<b>Refino</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>
Malha 1	171	2
Malha 2	170	2
Malha 3	172	1
<b>Desalinhado Re(Dmax)=64236</b>		
<b>caso 125_125</b>		
<b>Da simulação</b>		
<b>Refino</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>
Malha 1	163	0,5
Malha 2	162	1
Malha 3	167	0,4

O objetivo em se fazer a convergência em malha é observar a tendência no valor de Nusselt (D) conforme a alteração do refinamento da malha. O valor de Nusselt oscila para as 3 malhas analisadas, porém as diferenças são menores que a soma dos desvios-padrão de cada par de malhas. Pelo menos para o caso com aletas alinhadas os desvios-padrão de cada simulação são menores que para o arranjo com aletas desalinhadas, o que faz as diferenças nos valores de  $Nu_D$  serem marginalmente significativas.

Para caso do arranjo com aletas alinhadas os desvios-padrão de cada simulação são maiores que no arranjo com aletas desalinhadas.

Os resultados para a convergência em malha podem ser considerados bons se levado em conta os desvios-padrão das simulações e os valores de Nusselt (D) obtidos para as malhas mais refinadas podem ser considerados valores convergidos.

Os resultados dos valores de Nusselt(D) em cada aleta estão listados nas tabelas 8.6 à 8.11.

**Tabela 8.6** – Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 1 do arranjo alinhado e  $Re(Dh) = 23100$ . Os valores destacados são os valores de  $\overline{Nu_D}$  máximos de cada fileira.

MEDIA	152	181	185	180	175	166	156	
	1	2	3	4	5	6	7	MEDIA
1	147	170	173	172	171	171	168	167
2	155	188	194	186	176	163	151	173
3	157	190	194	182	174	160	145	172
4	155	186	192	187	180	165	153	174
5	148	170	173	175	172	171	166	168

**Tabela 8.7**– Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 2 do arranjo alinhado e  $Re(Dh) = 23100$ . Os valores destacados são os valores de  $\overline{Nu}_D$  máximos de cada fileira.

MEDIA	130	163	183	192	185	176	160	
	1	2	3	4	5	6	7	MEDIA
1	125	155	176	195	196	191	170	172
2	132	166	187	191	179	169	154	168
3	135	173	187	186	172	162	154	167
4	132	166	187	194	177	164	150	167
5	124	156	177	195	200	193	173	174

**Tabela 8.8** – Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 3 do arranjo alinhado e  $Re(Dh) = 23100$ . Os valores destacados são os valores de  $\overline{Nu}_D$  máximos de cada fileira.

MEDIA	147	180	190	181	174	171	162	
	1	2	3	4	5	6	7	MEDIA
1	142	168	176	179	179	178	169	170
2	149	187	198	184	176	171	158	175
3	152	192	204	184	167	161	150	173
4	149	185	196	184	173	168	158	173
5	141	168	174	176	176	176	174	169

**Tabela 8.9** – Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 1 do arranjo desalinhado e  $Re(Dh) = 22200$ . Os valores destacados são os valores de  $Nu_D$  máximos de cada fileira.

MEDIA	152	170	180	165	171	147	155	MEDIA NAS FILEIRAS	
	1	2	3	4	5	6	7	Ímpares	Pares
1	164	170	208	167	197	160	176	186	166
2	146	174	167	154	153	136	154	155	155



3	143	173	163	157	144	137	130	145	156
4	145	161	169	181	168	156	145	157	166
5	160		196		192		171	180	

**Tabela 8.10** – Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 2 do arranjo desalinhado e  $Re(Dh) = 22200$ . Os valores destacados são os valores de  $\overline{Nu}_D$  máximos de cada fileira.

MEDIA								MEDIA NAS FILEIRAS	
	1	2	3	4	5	6	7	Ímpares	Pares
1	145	165	189	168	171	146	151		
1	150	163	209	176	188	156	169	179	165
2	143	164	177	164	167	133	145	158	154
3	140	170	176	160	136	134	119	143	155
4	143	161	175	172	168	160	147	158	164
5	149		207		196		176	182	

**Tabela 8.11** – Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a malha 3 do arranjo desalinhado e  $Re(Dh) = 22200$ . Os valores destacados são os valores de  $\overline{Nu}_D$  máximos de cada fileira.

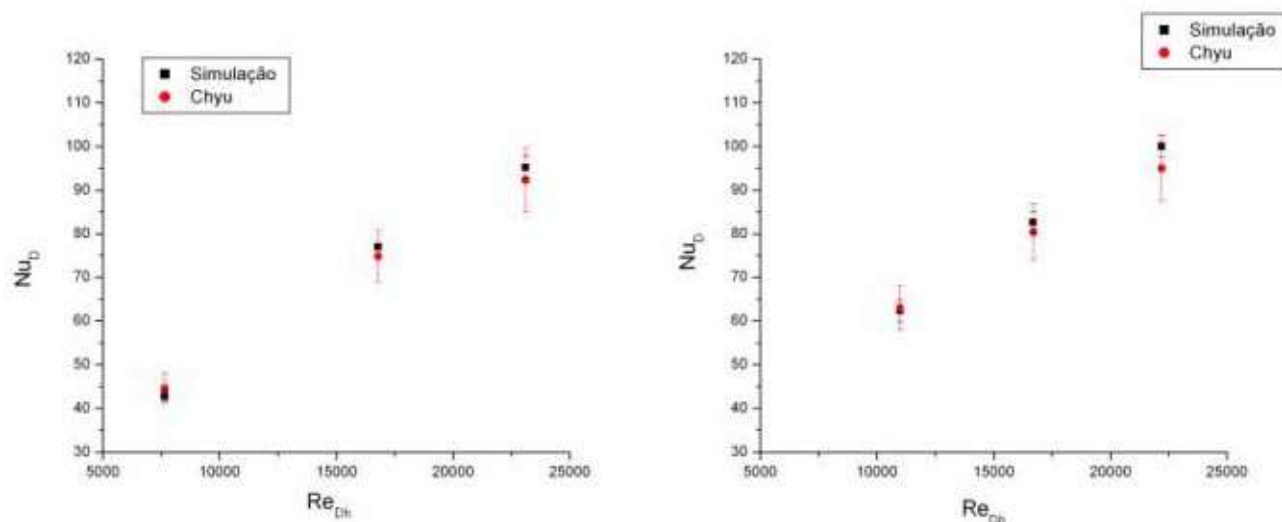
MEDIA								MEDIA NAS FILEIRAS	
	1	2	3	4	5	6	7	Ímpares	Pares
1	144	173	193	171	176	156	156		
1	149	172	211	174	219	173	163	185	173
2	141	174	184	165	168	146	156	162	162
3	138	173	176	165	147	146	135	149	161
4	141	173	189	181	160	157	151	160	171
5	149		208		188		173	179	

Os valores de  $Nu_D$  observados em cada aleta apresentam desvios relativos entre as malhas de até 14%. Estes valores estão relacionados detalhadamente no Apêndice 2. Para melhorar os resultados de convergência em malha é necessária uma estratégia de refinamento da malha considerando valores de  $y^+_{\text{máx}}$  mais baixos que os encontrados através deste estudo.

A avaliação das simulações transientes com passo de tempo adaptativo, demonstrou que os passos de tempo mais adequados para as simulações pseudo-estacionárias é da ordem de  $10^{-6}$  segundos. Como os passos de tempo utilizados nestas simulações são 100 vezes maiores, podemos presumir que uma redução no passo de tempo possa refletir em resultados mais precisos para estas simulações.

### VIII.V Simulação x Dados Experimentais de Chyu et. al. (1999)

Para o caso específico com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$  a comparação dos resultados da simulação com os dados experimentais de Chyu et. al. (1999) está ilustrada na figura 8.11.



**Figura 8.11** – Comparação entre valores de Nusselt para a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.11(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas (1,2 milhões de nós), a 8.11(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas (1,3 milhões de nós).

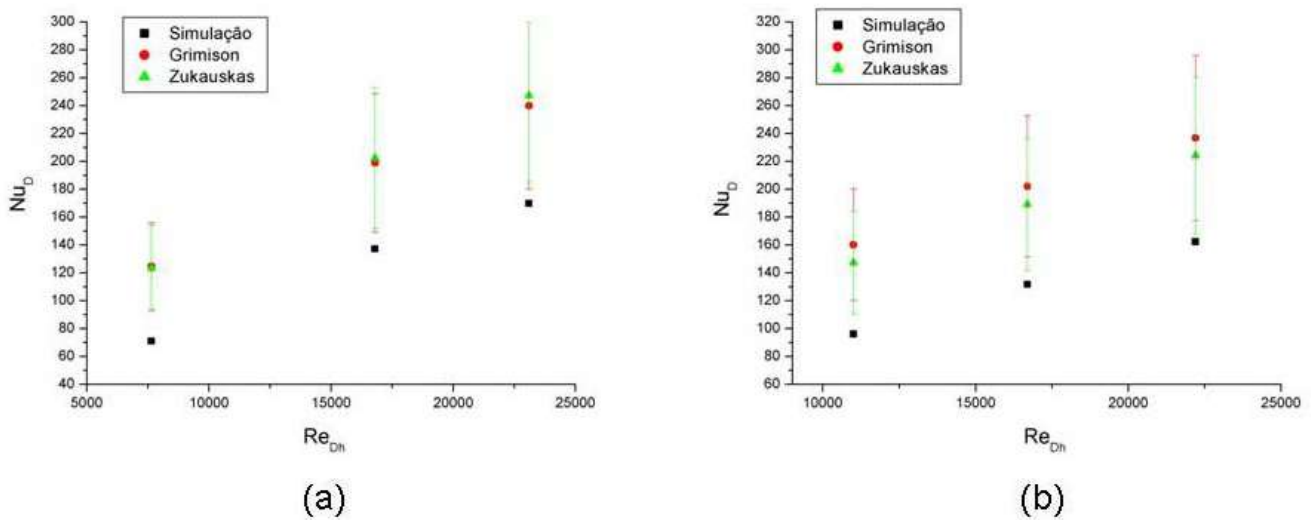
A comparação entre os resultados de Nusselt obtidos através das simulações e através da correlação de Chyu apresentou desvios relativos inferiores a 6%. Considerando o erro experimental da correlação de 8% estes resultados podem ser considerados excelentes em termos de validação da simulação pseudo-estacionária. Os desvios-padrão de Nusselt das simulações estão listadas no Apêndice 3 e seus valores relativos aos valores de Nusselt da simulação estão listados no Apêndice 6. Estes desvios relativos se encontram abaixo de 5% e refletem a acurácia dos resultados da simulação.

A principal característica desta correlação é que os seus experimentos consideraram a existência de um canal que confina o arranjo de pinos cujas superfícies possuem condição de não deslizamento. Esta configuração geométrica é idêntica à considerada neste estudo. No capítulo a seguir serão apresentados os resultados de Nusselt para as simulações comparados com

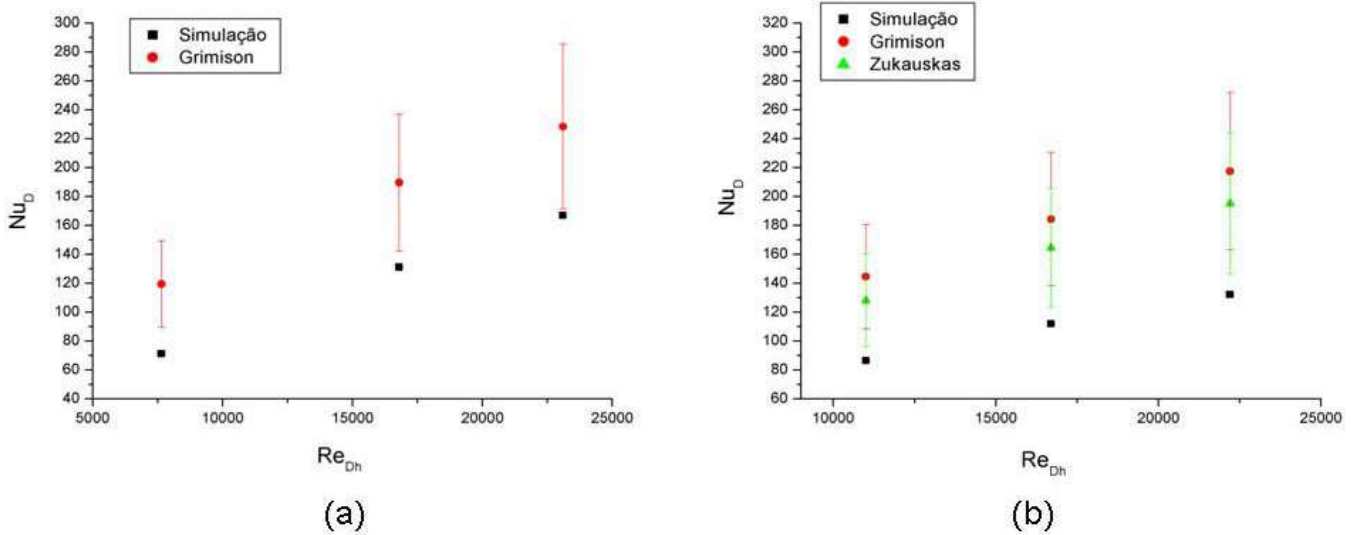
os resultados das correlações semi-empíricas de Grimison e Zukauskas cujos experimentos consideraram arranjos de pinos longos não confinados.

### VIII.VI Nusselt das Simulações x Nusselt das Correlações

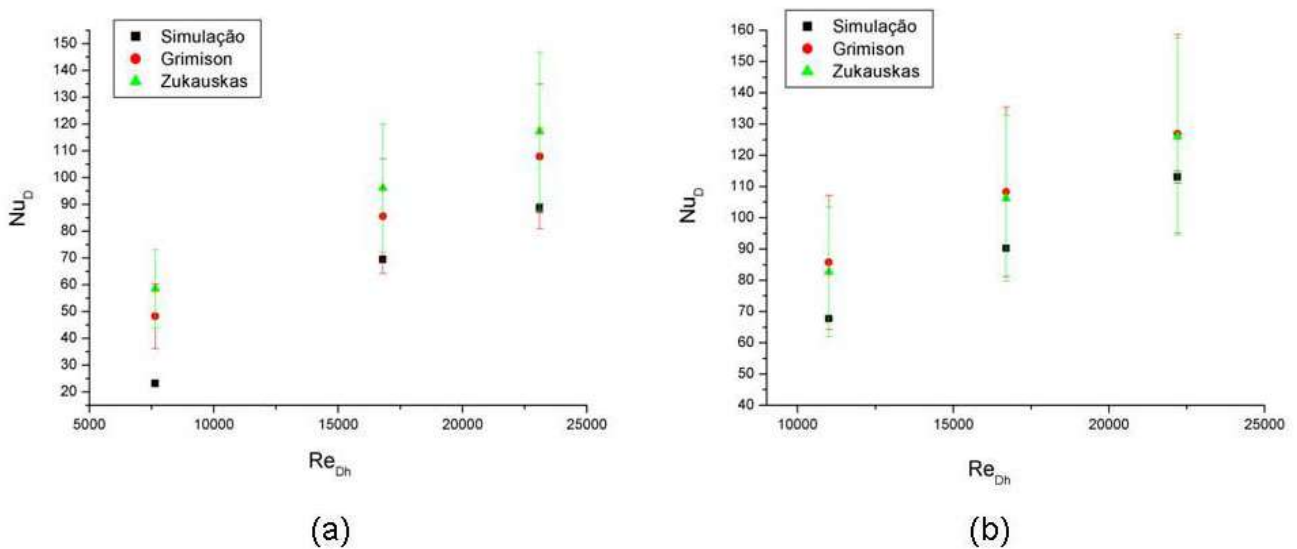
Avaliadas as simulações e obtidos os resultados de Nusselt para cada configuração de arranjo os resultados foram comparados aos das correlações experimentais de Grimison e de Zukauskas. Os gráficos de comparação estão relacionados nas figuras 8.12 à 8.15 para os arranjos alinhado e desalinhado.



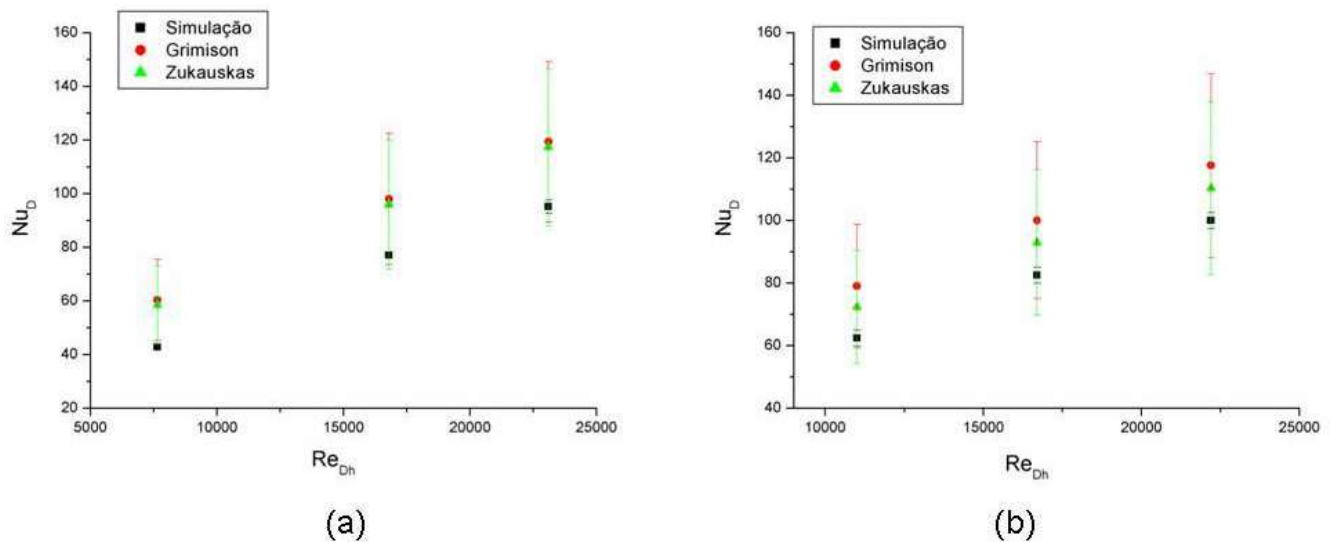
**Figura 8.11** – Comparação entre valores de Nusselt para a configuração de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.12(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas (2,7 milhões de nós), a 8.12(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas (3,0 milhões de nós).



**Figura 8.13** – Comparação entre valores de Nusselt para a configuração de passo  $S_T/D=1,25$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.13(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas (3,7 milhões de nós), a 8.13(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas (3,4 milhões de nós).



**Figura 8.14** – Comparação entre valores de Nusselt para a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.14(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas (5,0 milhões de nós), a 8.14(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas (5,1 milhões de nós).



**Figura 8.15** – Comparação entre valores de Nusselt para a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.15(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas (1,2 milhões de nós), a 8.15(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas (1,3 milhões de nós).

A comparação entre a transferência de calor calculada numericamente e a transferência de calor calculada a partir das correlações nos mostra que os resultados das correlações de Grimison e Zukauskas apresentam diferenças consideráveis quando comparados aos dados da simulação. Os desvios relativos dos resultados na comparação com os resultados de Grimison e Zukauskas variaram entre 10 e 60% na avaliação de todas as simulações. É possível observar que os maiores desvios relativos (30-60%) se encontravam nos arranjos onde as paredes laterais se encontravam mais próximas ( $S_T/D = 1,25$ ), enquanto que os arranjos com paredes mais distantes ( $S_T/D = 2,50$ ) apresentavam desvios entre 10 e 30(%), conforme mostrado no Apêndice 3. Estes resultados demonstram a discordância existente entre os resultados da simulação e os resultados das correlações, pois os valores de Nusselt se encontram basicamente fora das incertezas experimentais das correlações. Acredita-se que esta concordância esteja relacionada ao fato de que a razão  $H/D$  faz com que as paredes dos canais exerçam uma maior influência no perfil do escoamento.

Uma comparação entre os dados experimentais de Chyu et. al. (1999) com os resultados de Grimison et. al. (1937) e Zukauskas et. al. (1972) para a transferência de calor nos permite avaliar a relevância da utilização de um

modelo de correlação baseado em um arranjo de aletas confinado em um canal. Esta comparação está listada na tabela 8.12.

**Tabela 8.12** – Comparação entre os resultados das correlações de Chyu, Grimison e Zukauskas com  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ .

<b>Alinhado</b>							
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>			<b>Desv R%</b>			
	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>Chyu</b>	<b>(G-Z)/G</b>	<b>(G-C)/C</b>	<b>(Z-C)/C</b>	
6782	60	58	45	3,1%	35,3%	31,1%	
14894	98	96	75	2,1%	31,0%	28,3%	
20479	119	117	92	1,7%	29,3%	27,1%	

<b>Desalinhado</b>							
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>			<b>Desv R%</b>			
	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>Chyu</b>	<b>(G-Z)/G</b>	<b>(G-C)/C</b>	<b>(Z-C)/C</b>	
9752	79	72	63	8,4%	25,5%	14,9%	
14805	100	93	80	7,1%	24,5%	15,6%	
19681	118	110	95	6,2%	23,8%	16,1%	

Esta comparação nos mostra que os valores encontrados pela correlação de Chyu et. al. (1999) se encontram fora da margem de erro experimental para as correlações semi-empíricas de Grimison e Zukauskas com exceção dos casos de aletas desalinhadas com a correlação de Zukauskas. Isto leva a conclusão de que quando se deseja determinar a transferência de calor em arranjos com aletas curtas confinadas em um canal, a correlação de Chyu pode fornecer resultados muito mais acurados do que as correlações semi-empíricas obtidas para razões  $H/D$  elevadas. As simulações pseudo-estacionárias foram capazes de demonstrar esta influência das paredes do canal sobre a taxa de transferência de calor no escoamento o que é um bom resultado.

No próximo capítulo serão analisadas simulações considerando diferentes condições de contorno nas paredes do canal.

### **VIII.VII Efeito das Paredes do Canal**

A fim de investigar especificamente a influência das paredes na transferência de calor, 3 novos casos foram simulados com a configuração de arranjo ( $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$ ) que foi escolhida por apresentar os maiores

desvios entre os valores de  $\overline{Nu_D}$  simulado e predito pelas correlações para H/D elevados. A simulação de código **caso 0** representa o caso original e considera as paredes laterais, superior e inferior com condição de aderência, a simulação **caso 1** usa as paredes laterais com condição de simetria e as superfícies superior e inferior com condição de escoamento livre. A simulação **caso 2** usa as paredes laterais com condição de condição de simetria e as superfícies superior e inferior com condição de aderência e a simulação **caso 3** usa condição de escoamento livre nas superfícies superior e inferior e condição de aderência para as superfícies laterais. Os resultados para estas modificações estão listados na tabela 8.13.

**Tabela 8.13** – Comparação entre os resultados da simulação modificada.

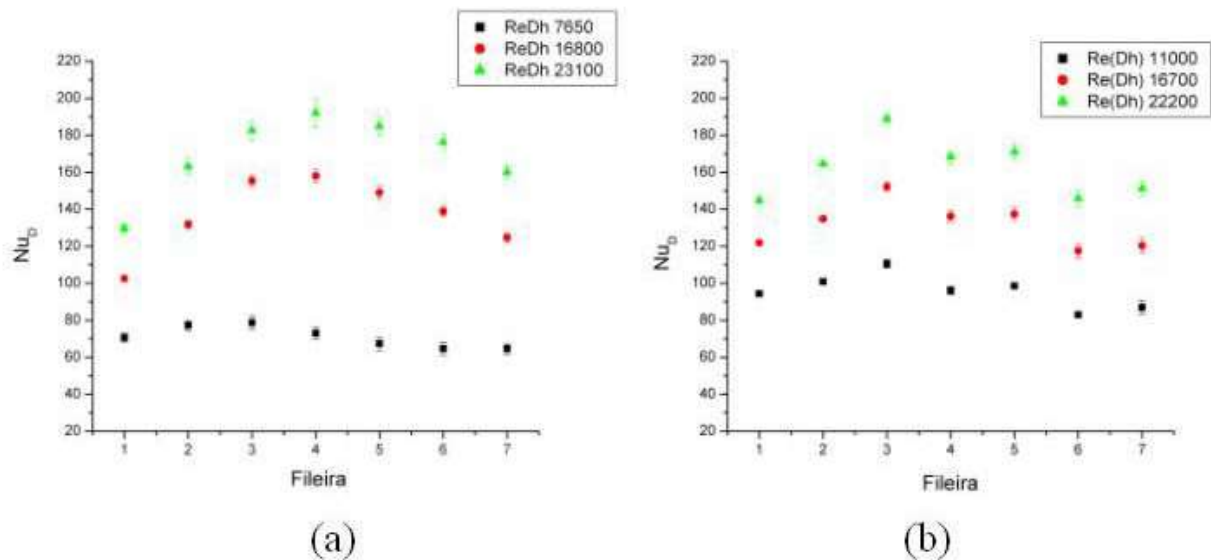
<b>Modificações no caso 250_125</b>						
<b>Re(Dh) = 7650</b>						
<b>Re(Dmáx) = 6782</b>						
	<b>Da simulação</b>		<b>Das correlações</b>		<b>Desvios Relativos</b>	
	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>(G-Simul)/G %</b>	<b>(Z-Simul)/Z %</b>
<b>Caso 0</b>	23	1	48	58	52,1%	60,5%
<b>Caso 1</b>	40	1	48	58	17,8%	32,2%
<b>Caso 2</b>	39	0,8	48	58	19,2%	33,3%
<b>Caso 3</b>	39	0,8	48	58	19,5%	33,6%

As modificações nas condições de contorno no escoamento mostram uma diminuição significativa nas diferenças verificadas entre os valores de Nusselt (D) das simulações e os valores de Nusselt (D) das correlações para H/D elevados. Os desvios relativos em relação à correlação de Zukauskas para os novos casos (casos 1, 2 e 3) se encontravam acima de 30%, porém considerando o erro experimental de 25% o resultado da simulação pode ser considerado compatível com a correlação. Os desvios relativos em relação à correlação de Grimson se encontram abaixo dos 20% para os casos onde as condições de contorno das superfícies do canal foram alteradas. Considerando o erro experimental desta correlação é possível afirmar que os resultados da simulação são também compatíveis com os resultados desta correlação.

A comparação entre os resultados das simulações modificadas e das correlações nos permite confirmar a afirmação de que através de simulações pseudo-estacionárias é possível reproduzir os efeitos do confinamento sobre  $\overline{Nu_D}$ . O próximo capítulo apresentará a distribuição dos valores de Nusselt ao longo dos canais.

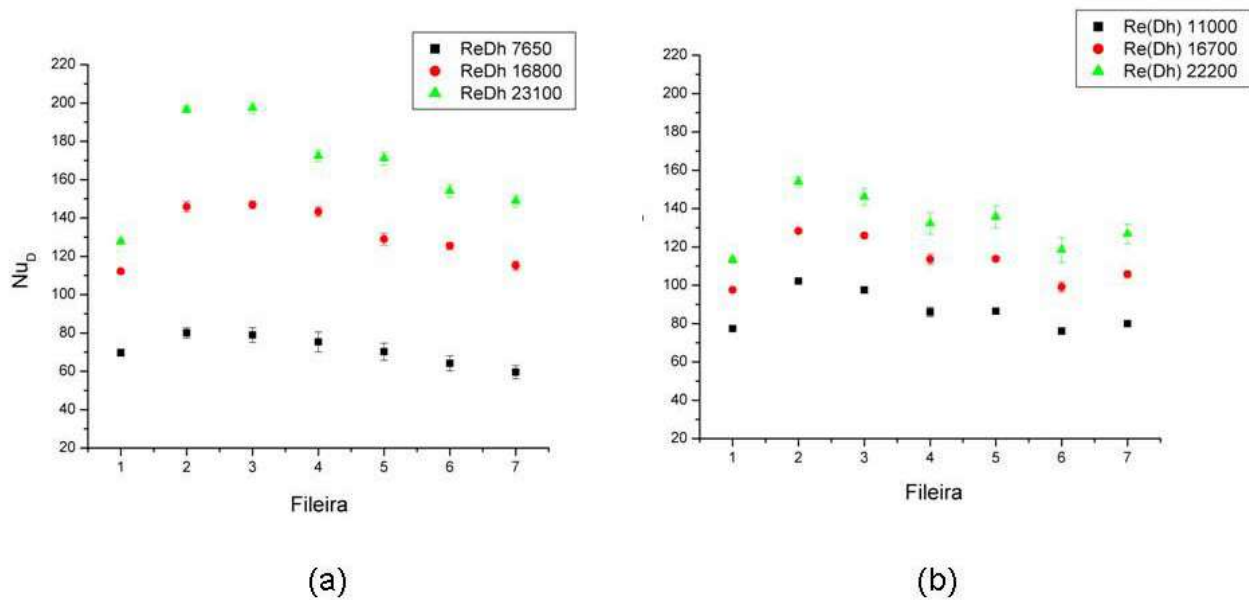
### VIII.VIII Distribuição de Nusselt por Fileira do Arranjo

Os valores de Nusselt por fileira do arranjo foram determinados para todos os casos a fim de se observar a distribuição da transferência de calor ao longo do canal. Os resultados são apresentados nas figuras 8.16 à 8.19.

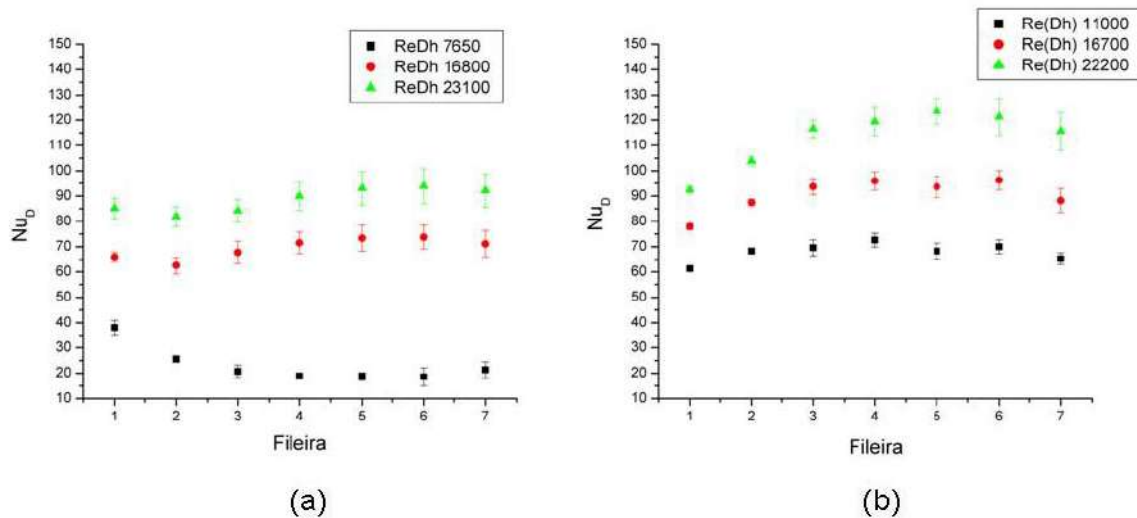


**Figura 8.16** – Comparação entre valores de Nusselt, por fileira do arranjo, para a configuração de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.16(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas (2,7 milhões de nós), a 8.16(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas (3,0 milhões de nós).

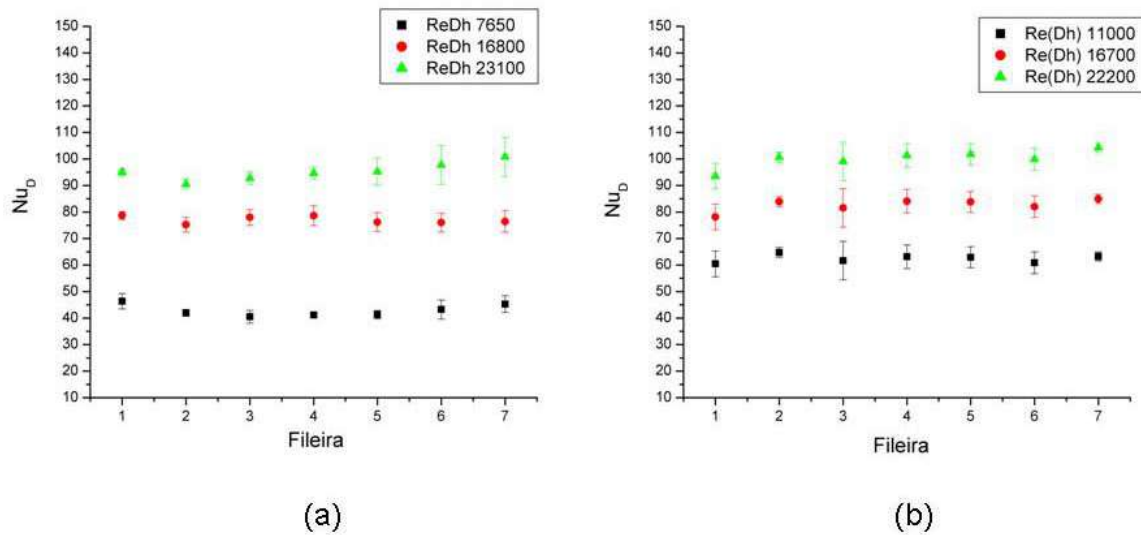




**Figura 8.17** – Comparação entre valores de Nusselt, por fileira do arranjo, para a configuração de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.17(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas (3,7 milhões de nós), a 8.17(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas (3,4 milhões de nós).



**Figura 8.18** – Comparação entre valores de Nusselt, por fileira do arranjo, para a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.18(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas (5,0 milhões de nós), a 8.18(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas (5,1 milhões de nós).



**Figura 8.19** – Comparação entre valores de Nusselt, por fileira do arranjo, para a configuração de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.19(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas (1,2 milhões de nós), a 8.19(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas (1,3 milhões de nós).

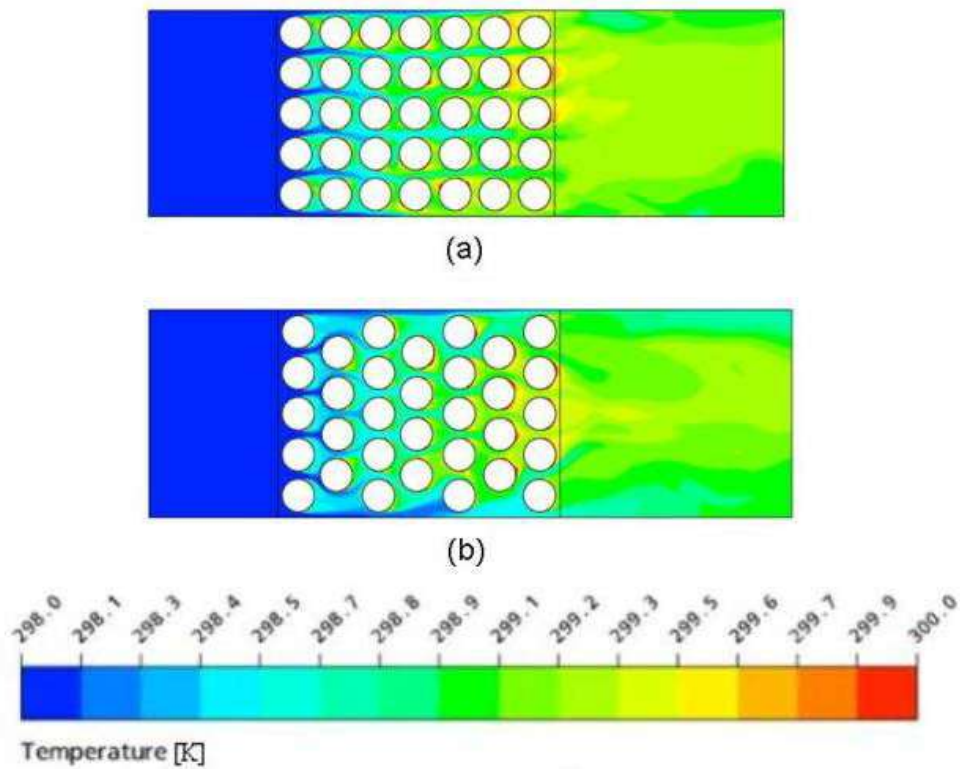
A presença de um valor máximo de  $Nu_D$  ao longo das fileiras é o resultado do balanço entre 2 fatores conflitantes. Um deles é a formação de uma região ativa atrás do cilindro e a aceleração do escoamento na região entre 2 pinos cilíndricos transversalmente adjacentes o que intensifica a turbulência do escoamento. O outro fator é o aumento da temperatura ao longo do seio do canal na direção do escoamento. Como a temperatura na parede das aletas é constante, o gradiente de temperatura tende a diminuir ao longo do canal. O resultado disto é uma provável queda no valor da taxa de transferência de calor ao longo do canal (Chyu et. al., 1990). Nos resultados apresentados nas figuras 8.16 à 8.19 o valor de pico do Nusselt (D) se encontra entre as fileiras 2 e 4 para os canais com passo transversal  $S_T/D = 1,25$ . No caso onde  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$  o valor do Nusselt (D) se concentra nas últimas fileiras do canal e para valores de  $Re(Dh) = 7650$  ocorre inclusive uma diminuição nos valores de Nusselt nas fileiras centrais do arranjo. No caso onde  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ , embora a incerteza nos valores não nos permita afirmar onde se concentra a transferência de calor, é possível observar, como na figura 8.18, que existe uma tendência de isto ocorrer nas últimas fileiras. Na figura 9.19 também podemos observar o mesmo perfil de distribuição de Nusselt no arranjo alinhado com  $Re(Dh) = 7650$ . Segundo

Metzger et. al. (1982), o valor de pico de Nusselt se torna menos óbvio para valores de  $Re(D_h)$  menores que 10000 e isto pode explicar os perfis de distribuição de Nusselt encontrados para os canais estes canais mais largos.

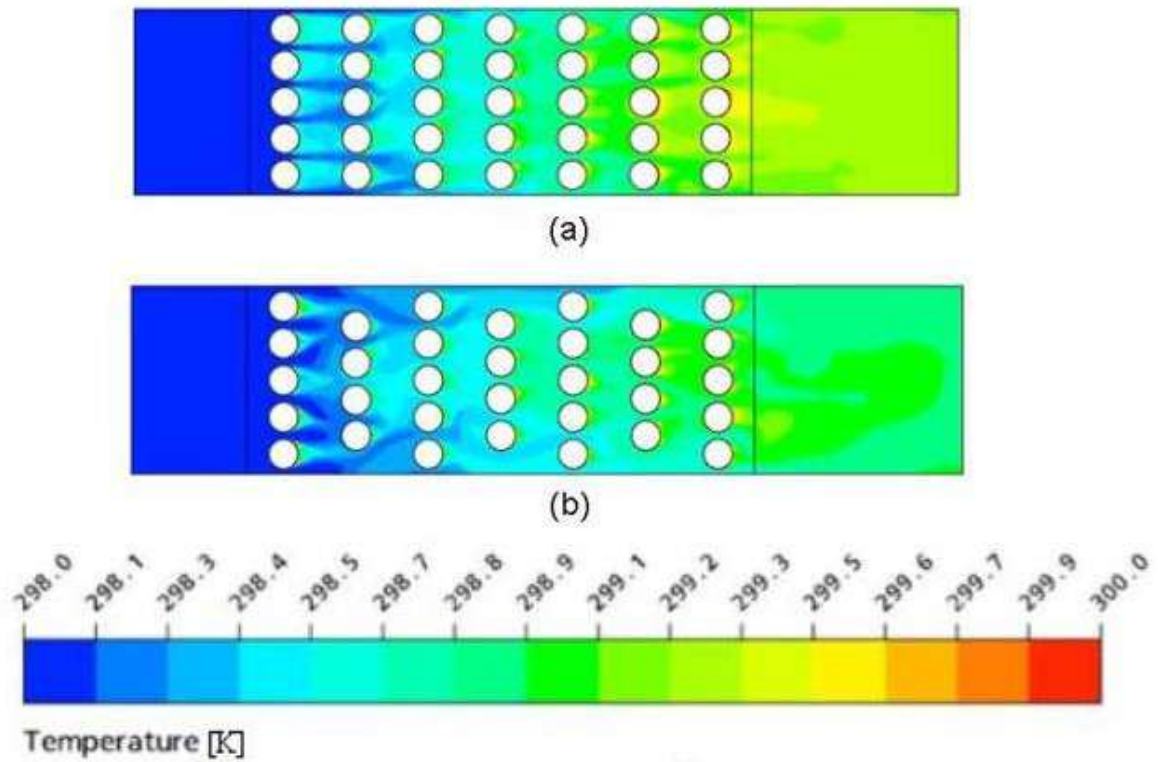
Segundo os resultados apresentados por Chyu et. al. (1999), a transferência de calor em arranjos com  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$  tendem a se distribuir uniformemente pelo arranjo. Metzger et. al. (1982) demonstra que para canais com  $S_T/D$  pequenos e  $Re(D_{máx})$  menores que 13000 existe uma tendência de aumento nas taxas de transferência de calor após a primeira fileira de pinos que tende a se estabilizar após a quinta fileira. O que os resultados das simulações mostram é que para a configuração descrita por Chyu as taxas de transferência de calor não se concentram em nenhuma seção do arranjo enquanto que nos casos onde  $S_T/D = 1,25$  existe uma elevação das taxas de transferência de calor entre as 3 primeiras fileiras de cada arranjo.

### ***VIII.IX Perfil de Temperatura***

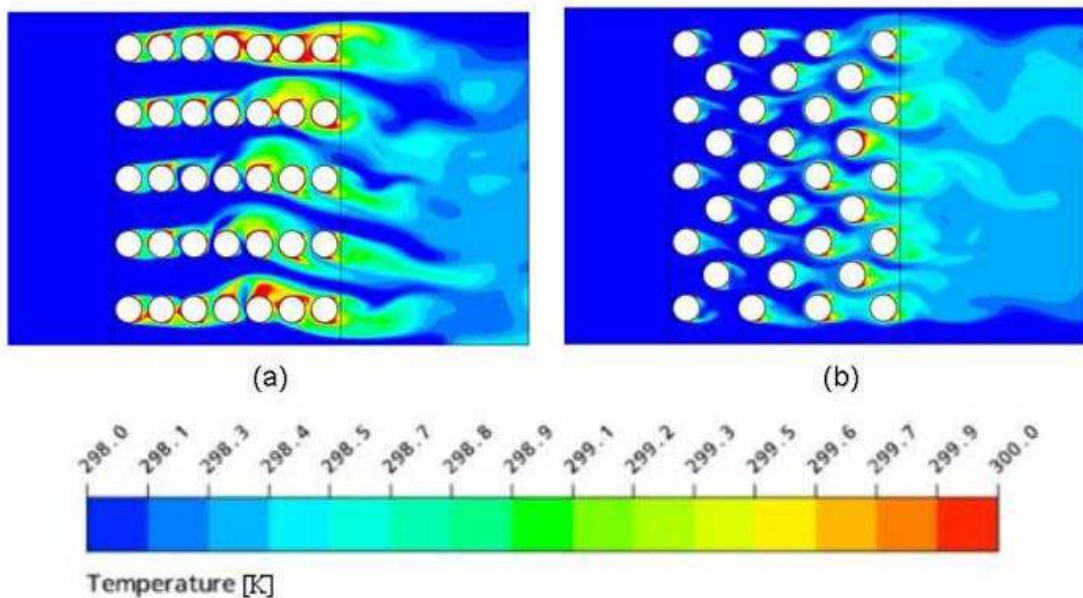
Os perfis de temperatura das simulações para as diferentes configurações estão apresentados nas figuras 8.19 à 8.23. Estes são os resultados obtidos ao final das simulações pseudo-estacionárias. Estes perfis nos permitem avaliar como ocorre a distribuição das temperaturas através dos canais e a influência das condições de contorno nas paredes do canal.



**Figura 8.20** – Perfis de temperatura para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.20(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas com  $Re(Dh) = 23100$ , a 8.20(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas com  $Re(Dh) = 22200$ .

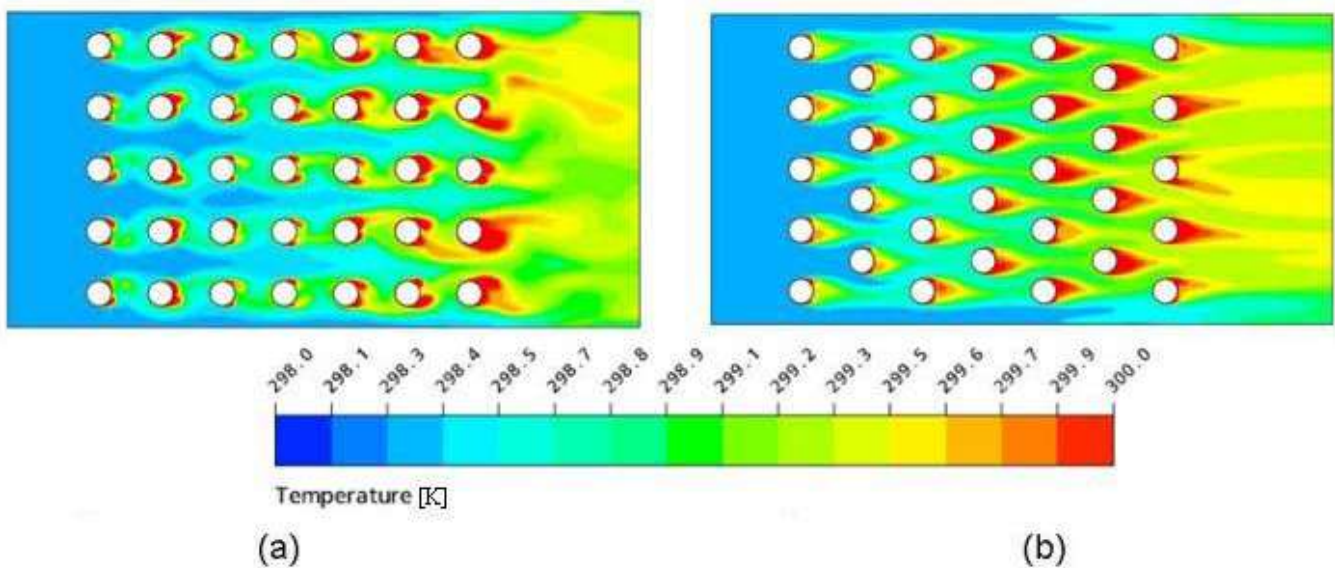


**Figura 8.21** – Perfis de temperatura para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.21(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas com  $Re(Dh) = 23100$ , a 8.21(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas com  $Re(Dh) = 22200$ .



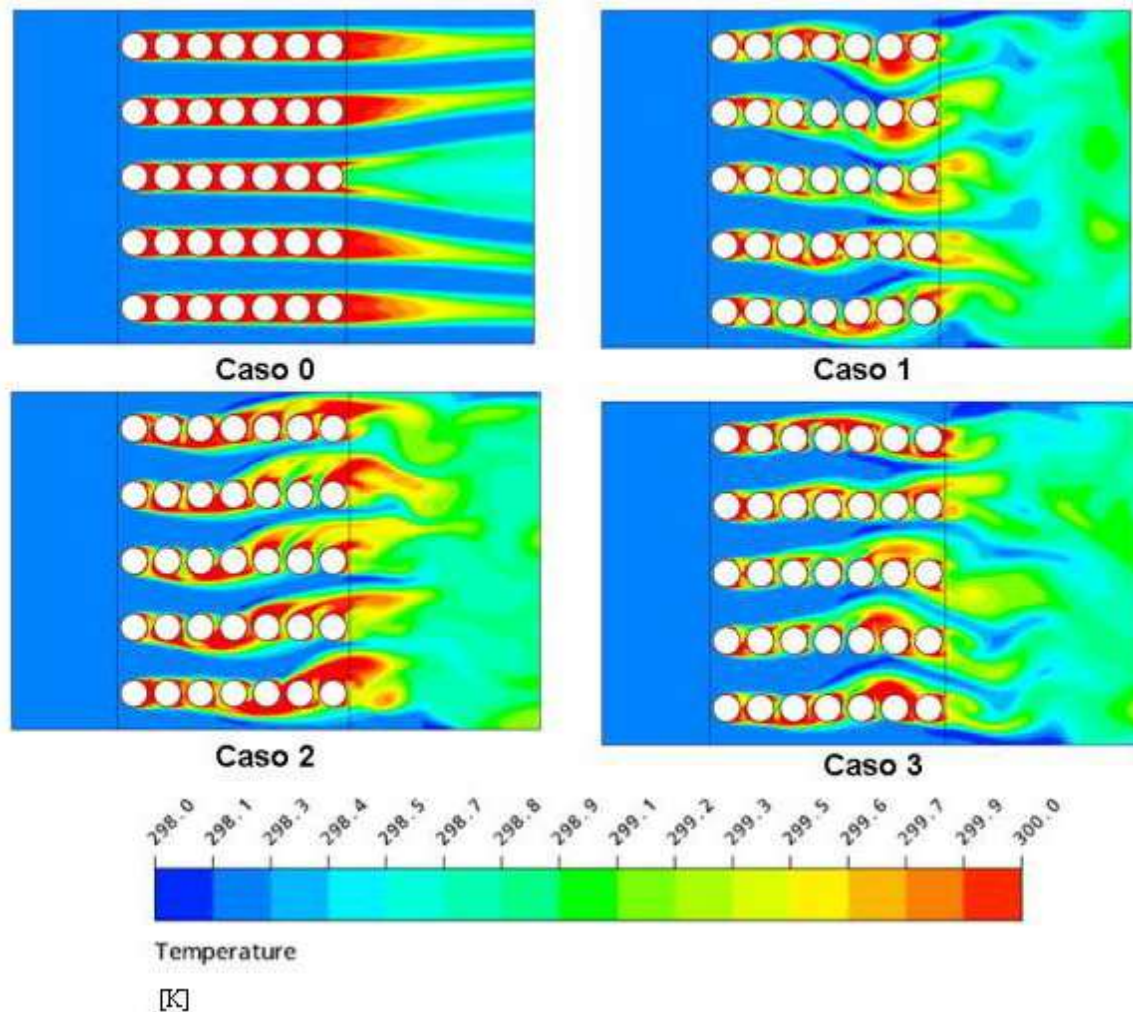
**Figura 8.22** – Perfis de temperatura para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$ . A figura 8.22(a) é referente ao arranjo de

aletas alinhadas com  $Re(Dh) = 23100$ , a 8.22(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas com  $Re(Dh) = 22200$ .



**Figura 8.23** – Perfis de temperatura para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ . A figura 8.23(a) é referente ao arranjo de aletas alinhadas com  $Re(Dh) = 23100$ , a 8.23(b) é referente ao arranjo de aletas desalinhadas com  $Re(Dh) = 22200$ .



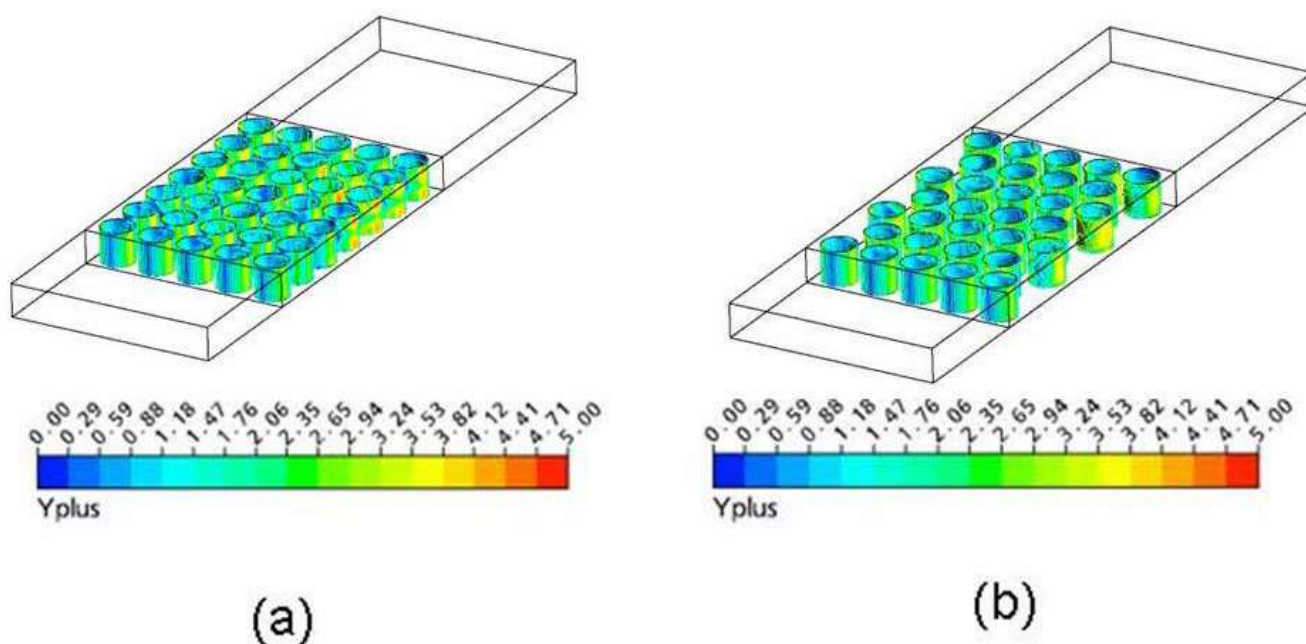


**Figura 8.24** – Perfis de temperatura para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$  e  $Re(Dh) = 7650$ .

É possível perceber que ao longo do canal a temperatura média do escoamento aumenta e isto se torna mais evidente quando os canais são estreitos. Na comparação entre as simulações com diferentes condições de contorno nas paredes a distribuição das temperaturas tende a ser simétrica no arranjo onde as paredes possuem condição de não escorregamento, enquanto nos outros casos se observa a assimetria da distribuição das temperaturas. Como o escoamento confinado com as condições de não deslizamento tendem a formar caminhos preferenciais, a simetria na distribuição pode ser atribuída à formação destes corredores e isto pode explicar o baixo valor de Nusselt (D) comparado às simulações com condição de deslizamento.

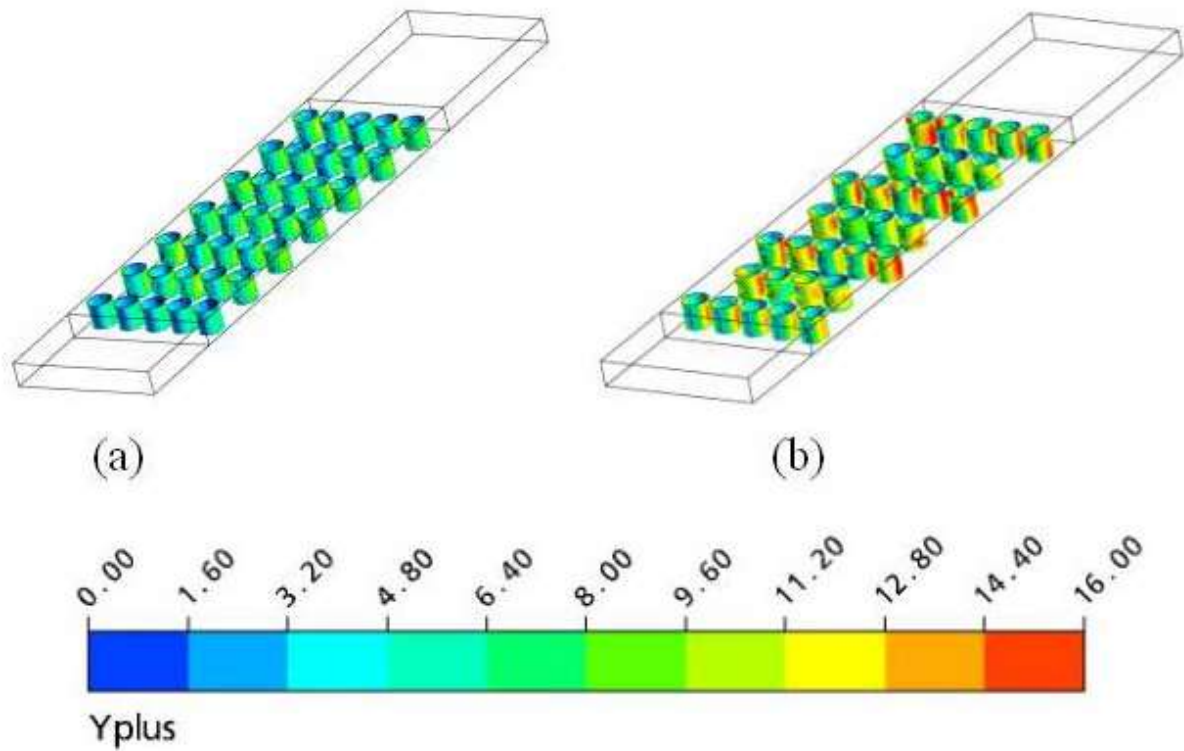
### VIII.X Valores de $Y^+_{m\acute{a}x}$

As figuras 8.25 à 8.28 mostram os valores de  $y^+$  para os arranjos em seus valores de Reynolds de escoamento mais elevados.

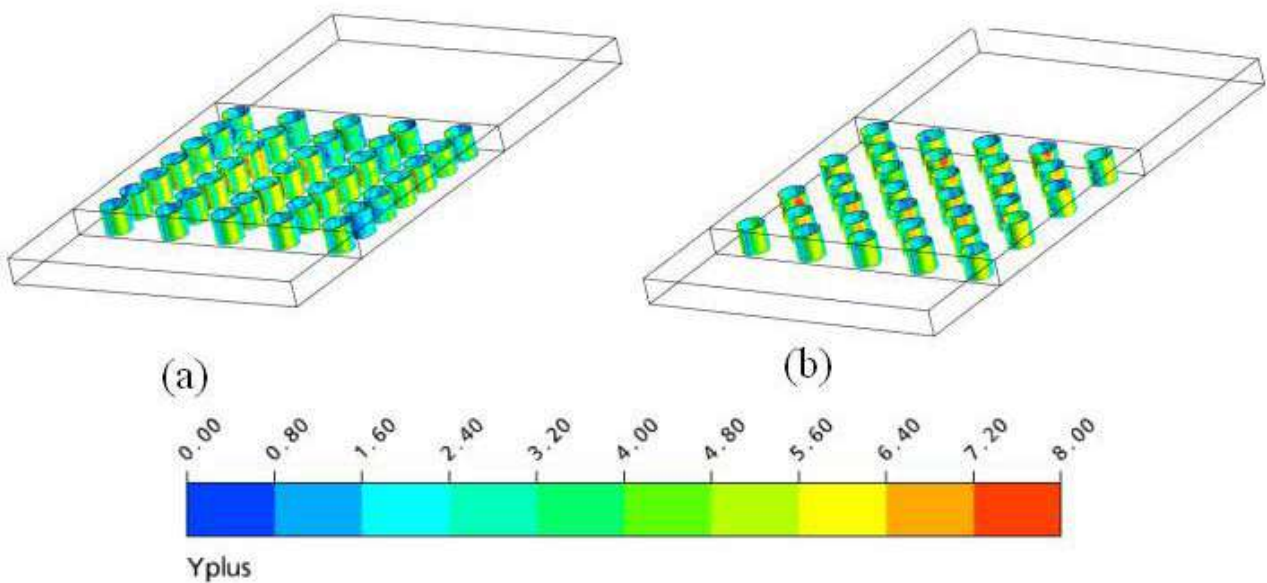


**Figura 8.25** – Valores de  $y^+$  para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$  com  $Re(Dh) = 23100$  e  $22200$ . A figura 8.25(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas, a 8.25(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas.



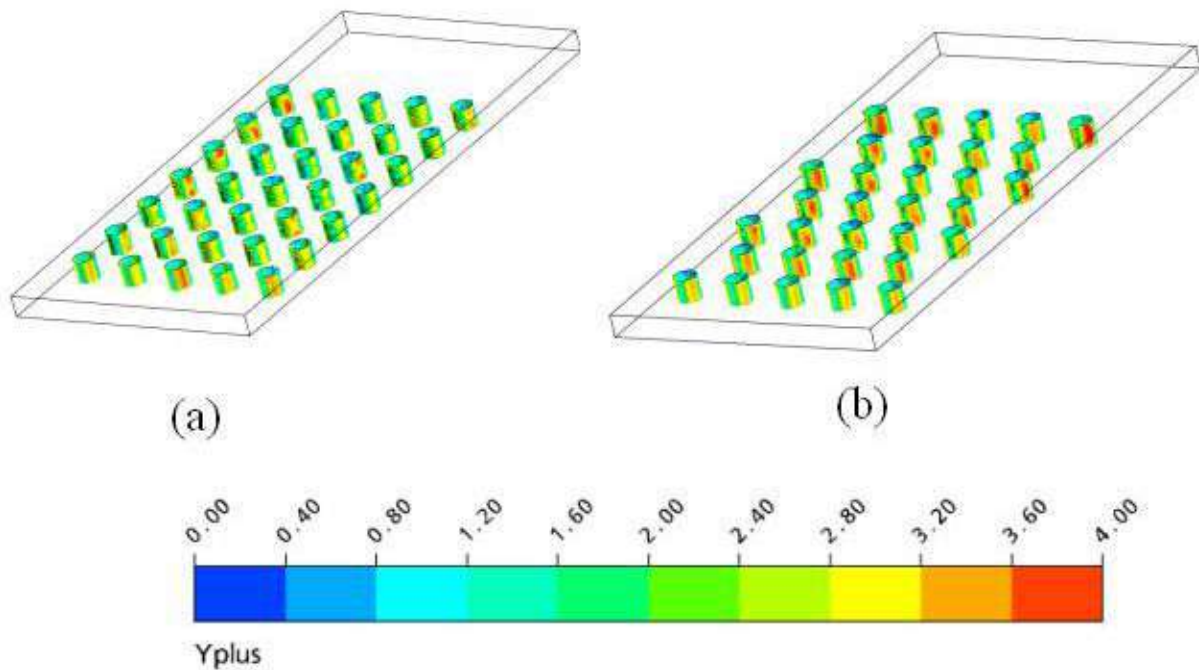


**Figura 8.26** – Valores de  $y^+$  para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 2,50$  com  $Re(Dh) = 23100$  e  $22200$ . A figura 8.26(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas, a 8.26(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas.



**Figura 8.27** – Valores de  $y^+$  para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 1,25$  com  $Re(Dh) = 23100$  e  $22200$ . A figura 8.27(a) é referente

ao arranjo com aletas alinhadas, a 8.27(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas.



**Figura 8.28** – Valores de  $y^+$  para os canais com configurações de passo  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$  com  $Re(Dh) = 23100$  e  $22200$ . A figura 8.28(a) é referente ao arranjo com aletas alinhadas, a 8.28(b) é referente ao arranjo com aletas desalinhadas.

Os valores de  $y^+_{m\acute{a}x}$  e os seus valores m\u00e9dios est\u00e3o listados nas tabelas 8.14 \u00e0 8.17 para as simula\u00e7\u00f5es pseudo-estacion\u00e1rias onde o valor de Reynolds \u00e9 mais alto.

**Tabela 8.14** – Valores de  $y^+_{m\acute{a}x}$  nas superf\u00edcies das simula\u00e7\u00f5es pseudo-estacion\u00e1rias.

Re(Dh)	Alinhado			
	125_125	125_250	250_125	250_250
23100	4,59	10,51	6,67	4,18
Re(Dh)	Desalinhado			
	125_125	125_250	250_125	250_250
22200	4,02	16,00	7,81	4,42

**Tabela 8.15** – Valores de  $y^+_{\text{máx}}$  nas superfícies para a convergência em malha das simulações pseudo-estacionárias.

Re(Dh)	Alinhado		
	Malha 1	Malha 2	Malha 3
23100	4,95	4,83	4,59
Re(Dh)	Desalinhado		
	Malha 1	Malha 2	Malha 3
22200	4,50	4,63	4,02

**Tabela 8.16** – Valores de  $y^+$  médios nas superfícies das simulações pseudo-estacionárias.

Re(Dh)	Alinhado			
	125_125	125_250	250_125	250_250
23100	3,82	4,75	2,74	2,45
Re(Dh)	Desalinhado			
	125_125	125_250	250_125	250_250
22200	3,89	5,12	3,29	2,47

**Tabela 8.17** – Valores de  $y^+$  médios nas superfícies para a convergência em malha das simulações pseudo-estacionárias.

Re(Dh)	Alinhado		
	Malha 1	Malha 2	Malha 3
23100	4,76	3,96	3,82
Re(Dh)	Desalinhado		
	Malha 1	Malha 2	Malha 3
22200	4,35	4,41	3,89

Para este tipo de aplicação onde se deseja investigar os efeitos da camada limite alguns dos valores encontrados para  $y^+$  podem ser considerados altos. Os resultados de Nusselt ( $D$ ) para o refino de malha nos mostram que seus valores não são significativamente afetados pela malha, conforme mostra a tabela 8.5.

## IX. Conclusões

Como a característica do escoamento em canais com arranjos de aletas é transiente, conforme demonstrado por Marinho et. al. (2006), Mitre et. al. (2005) e Won et. al. (2004), a forma completa de se obter os valores de  $Nu_D$  é através das simulações no estado transiente. No entanto, através dos resultados deste estudo foi possível demonstrar que através da análise das flutuações das taxas de transferência de calor no arranjo para simulações no estado pseudo-estacionário os mesmos resultados sobre as taxas de transferência de calor podem ser obtidos com boa precisão.

A convergência da malha para os resultados não demonstra uma tendência para os valores de Nusselt, porém os desvios-padrão das simulações praticamente explicam estas diferenças entre os resultados. Isto revela que os resultados da simulação não são grandemente afetados pela convergência da malha. Os desvios relativos de  $Nu_D$  em cada aleta comparando as diferentes malhas mostram que alguns dos desvios são altos e neste caso, é necessária uma convergência em malha que considere valores de  $y^+$  mais baixos.

Na comparação com os resultados da correlação de Chyu podemos afirmar que para a configuração de canal em questão ( $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ ) as simulações pseudo-estacionárias fornecem valores de Nusselt próximos aos encontrados pelas simulações e revelam a exatidão do modelo numérico.

A comparação com as correlações de Grimison e de Zukauskas demonstra que os resultados são diferentes dependendo da configuração dos canais. Nos canais mais estreitos esta diferença entre os resultados é maior enquanto que nos canais menos estreitos estas superfícies exercem menor influência sobre o escoamento ao redor das aletas e para estes casos a

utilização de simulações fluidodinâmicas podem ser consideradas compatíveis com os resultados das correlações semi-empíricas para razões H/D elevadas.

Através da alteração das condições de contorno nas paredes do canal é possível quantificar a influência das paredes do canal no escoamento. A diminuição do valor de Nusselt simulado faz com que os desvios relativos às correlações caiam de 60% para valores abaixo de 20% para a correlação de Grimison e valores um pouco maiores que 30% para a correlação de Zukauskas. Este experimento numérico permite afirmar que as simulações são capazes de incorporar os efeitos da parede (razão H/D e L/D).

Os resultados da análise de Nusselt por fileira demonstram que a distribuição dos valores de Nusselt apresentam perfis diferentes de acordo com cada configuração e que ao longo do canal é mais uniforme para os canais mais largos e tende a se concentrar nas fileiras intermediárias nos arranjos mais estreitos. Através dos resultados das simulações foi possível encontrar concordância com citações conhecidas da literatura (Chyu et. al., 1999; Metzger et. al., 1982) a respeito da distribuição da taxas de transferência de calor ao longo dos canais aletados.

## X.Referências Bibliográficas

ACHARYA, S., SAHA A.K., Parametric Study of Unsteady Flow and Heat Transfer in a Pin Fin Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, vol.46, pp.3815-3830.

AMBROSE, D., LAWRENSON, I.J., SPARKE, H.S., The Vapor Pressure of Naphtalene, Journal of Chemical Thermodynamics, 1975, vol.7, pp.1175-1176.

ARMSTRONG, J., WINSTANLEY, D., 1988, A Review of Staggered Array Pin Fin Heat Transfer for Turbine Cooling Applications, ASME Journal of Turbomachinery, vol.110, pp.94-103.

BAZDINI-TEHRANI, F., NADERI-ABADI, M., Numerical Analisys os

BEJAN, A., KRAUS, A.D., Heat Transfer Handbook, John Wiley and Sons, Nova Jersey, (2003).

BRIGHAM, B.A., VANFOSSSEN, G.J., Length to Diameter Ratio and Row Number Effects in Short Pin Fin Heat Transfer, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Janeiro 1984, vol.106, pp.241-245.

CHYU, M.K., Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Fin Arrays with Pin-Endwall Fillet, Transactions of the ASME, Novembro 1990, vol.112, pp.926-932.

CHYU, M.K., GOLDSTEIN, R.J., Influence of Array of Wall-Mounted Cylinders on the Mass Transfer from a Flat Surface, Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, vol.34, no.9, pp.2175-2186.

CHYU, M. K., HSING, Y.C., SHIH, T. I.-P., Heat Transfer Contributions of Pins and EndWall in Pin-Fin Arrays: Effects of Thermal Boundary Condition Modeling, Journal of Turbomachinery, Abril 1999, vol.121, pp.257-263.

ECKERT, E.R.G., Analogies to Heat Transfer Processes, Measurements in Heat Transfer, E.R.G Eckert e R.J. Goldstein, eds., Hemisphere Publishing Corporation, New York.

FLUENT, Numerical Solution of Flow and Heat Transfer Across Tube Banks, Convective Heat Transfer MTF112, Reaport Task 3.

GOLDSTEIN, R.J., KARNI, J., The Effects of a Wall Boundary on Local Mass Transfer for a Cylinder in Cross-Flow, *Journal of Heat Transfer*, 1984, vol. 106, 260-267.

GRIMSON, E.D., Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Crossflow of Gases Over Tube Banks, *Transactions of ASME*, 1937, vol.59, pp.583-594.

GROTJANS, H., Menter, F.R., Wall Functions for General Application CFD Codes, In K.D. Papailiou et. al., *ECCOMAS 98 Proceedings of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conference*, 1998, John Wiley and Sons, pp.1112-1117.

HILBERT, R., JANIGA, G., BARON, R., THÉVENIN, D., Multi-Objective Shape Optimization of a Heat Exchanger Using Parallel Genetic Algorithms, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, pp.2567-2577.

INCROPERA, F.P., DeWITT, D.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6<sup>th</sup>ed., John Wiley and Sons, 2007.

JACOB, M., Heat Transfer and Flow Resistance in Crossflow of Gases Over Tube Banks, *Transactions of ASME*, 1938, vol.60, pp.384-386.

JONES, T.V., RUSSEL, M.B., Heat Transfer in Annular Fins, *ASME Paper 78-HT-30* (1978).

KADER, B. A., Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24(9), pp.1541-1544, 1981.

KAYS, W.M., LONDON, A.L., *Compact Heat Exchangers*, National Press, California, 1955.

KERN, D. Q., KRAUS, A. D., *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1972.

KRUCKELS, W.W., Determination of Local Heat Transfer Coefficients in Forced Air Flow by Aid of Photometric Measurements, *A.I.Ch.E. Symposium Ser. 68*, 1972, pp.112-118.

LANGSTON, L.S., BOYLE, M. T., A New Surface-Stream-Line Flow-Visualization Technique, *Journal of Fluid Mechanics*, (1982), vol. 125, pp.53-58.

LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., *The Numerical Computations of Turbulent Flow*, *Computational Methods and Applied Mechanic Engineering*, 1974, vol. 3, pp. 269-289.

Li, H.Y., TSAI, G.L., Chiang, M.H., Lin, J.Y., Effect of a Shield on the Hidraulic and Thermal Performance of a Plate-Fin Heat Sink, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, vol. 36, pp.233-240.

LU,B., JIANG, P.X., Experimental and Numerical Investigation of Convection Heat Transfer in a Rectangular Channel with Angled Ribs, Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, vol. 30, pp.513-521.

MALISKA, C., 2004. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”. 2ª. Edição, LTC.

MARTIN, H., The Generalized L  v  que Equation and its Practical Use for the Prediction of Heat and Mass Transfer Rates From Pressure Drop, Chem. Eng. SCI., 2002, vol.57, pp. 3217 – 3223.

MENTER, F., Vieser, W., Esch, T., 2002, “Heat Transfer Predictions using Advanced Two-Equation Turbulence Models”, CFX Validation Report, CFX-VAL10/0602.

METZGER, D.E., BERRY, R.A., BRONSON, J.P., Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins, Transactions of ASME, Novembro 1982, vol.104, pp.700-706.

METZGER, D.E., HALEY, S.W., Heat Transfer Experiments and Flow Visualization for Arrays of Short Pin Fins, ASME paper no. 82-GT-138, Abril 1982.

METZGER, D.E., FAN, Z.X., SHEPARD, W.B., Pressure Loss and HEAT Transfer Through Multiple Row of Short Pin Fins, ASME paper no.82-IHTC-31, Setembro 1982.

MITRE, J.F., DAMIAN, R.B., LAGE, P.L.C., Su, J., Numerical Simulation of the Turbulent Heat Transfer in a Pin Finned Channel, 18<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, Novembro 6-11, 2005.

RAO,V.D., NAIDU, S.V., RAO, B.G., SHARMA, K.V., Heat Transfer From Horizontal Fin Array by Natural Convection and Radiation – A Conjugate Analysis, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, vol. 49, pp.3379-3371.

RICH, D.G., The Effects of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multirow, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Transfer, ASHRAE Transactions, 1973, vol.79, pt.2, pp.137-145.

RODGERS, P., GOHARZADEH, A., ALI, O.A.E., EVELOY, E., An Experimental and Numerical Investigation of Tube Bank Heat Exchanger Thermofluids, 9<sup>th</sup> Int.



Conf. on Thermal, Mechanical and Multiphysics Simulation and Experiments in Micro-Electronics and Micro-Systems, EuroSymE. 2008, pp.1-10.

SABOYA, F.E.M., SPARROW, E.M., Local and Average Transfer Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations, *Journal of Heat Transfer*, 1974, vol.97, pp.265-272.

SAHITI, N., DURST, F., GREMIA, P., Selection and Optimization of Pin Cross-Section for Electronics Cooling, *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27, 111-119.

SIMONEAU, R.J., VANFOSSSEN, G.J., Effect of Location in an Array on Heat Transfer to a Cylinder Crossflow, *Symposium on Tube Bundle Thermal Hydraulics*, ASME, New York, 1982, pp.1-8.

SISSON, L.E., PITTS, D.R., Fenômenos de Transporte, Editora Guanabara, 1988, vol.1.

SPARROW, E.M., RAMSEY, J.M., ALTEMANI, C.A.C., Experiments on In-Line Pin Fin Arrays and Performance Comparisons with Staggered Arrays, *ASME Journal of Heat Transfer*, 1980, vol.102, pp.44-50.

VAN FOSSSEN, G.J., Heat Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins, *ASME Paper 81-GT-75*, Mar. 1981.

WEBB, R.L., Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 1980, vol.1, p.33-49.

WON, S.Y., Mahmood., G.I., Ligrani, P.M., Spatially-resolved Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel with Pin Fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, vol. 47, pp.1731-1743.

YANG, Y.T., PENG, H.S., Investigation of Planted Pin Fins for Hat Transfer Enhancement in Plate Fin Heat Sink, *Microelectronic Reliability*, 2009, vol.49, pp.163-169.

ZUKAUSKAS, A., Heat Transfer from Tubes in Crossflow, *Advances in Heat Transfer*, 1972, vol.8, pp.93-160.

## Apêndice 1

Desvios na comparação entre os valores de Nusselt(D) da simulação transiente e da simulação pseudo-estacionária com  $Re(Dh) = 16700$  para  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ .

		Fileira						
		1	2	3	4	5	6	7
1		0,4%	0,2%	1,7%	0,3%	4,4%	1,4%	5,6%
2		0,3%	0,2%	2,4%	0,5%	3,3%	2,0%	2,5%
3		0,6%	0,002%	0,3%	1,5%	0,6%	2,0%	1,0%
4		0,2%	0,2%	0,9%	2,8%	2,9%	1,4%	0,2%
5		0,1%		0,2%		1,9%		1,2%

Desvios-Padrão nos Valores de Nusselt(D) de cada aleta para a Simulação Pseudo-Estacionária com  $Re(Dh) = 16700$  para  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ .

		Fileira						
		1	2	3	4	5	6	7
1		0,4%	0,9%	1,5%	<b>3,0%</b>	2,3%	<b>3,8%</b>	<b>4,0%</b>
2		0,3%	1,0%	<b>1,9%</b>	1,9%	<b>3,1%</b>	1,9%	3,4%
3		<b>0,4%</b>	0,8%	1,6%	2,2%	1,7%	3,7%	3,2%
4		0,3%	<b>1,1%</b>	1,3%	2,1%	2,6%	3,7%	3,6%
5		<b>0,4%</b>		1,1%		2,0%		2,9%

Desvios-Padrão nos Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a Simulação Transiente com  $Re(Dh) = 16700$  para  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$ .

		Fileira						
		1	2	3	4	5	6	7
1	0,1%	<b>0,3%</b>	0,5%	<b>1,3%</b>	<b>2,3%</b>	1,6%	<b>2,3%</b>	
2	0,0%	0,1%	<b>1,5%</b>	0,8%	1,4%	0,8%	0,9%	
3	<b>0,3%</b>	0,1%	0,3%	0,5%	0,1%	0,3%	1,2%	
4	0,1%	0,2%	0,6%	0,6%	2,3%	<b>1,7%</b>	0,9%	
5	0,0%		0,8%		1,2%		2,2%	

Desvios na comparação entre os valores de Nusselt(D) da simulação transiente e da simulação pseudo-estacionária com  $Re(Dh) = 23100$  para  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ .

		Fileira						
		1	2	3	4	5	6	7
1	0,6%	6,2%	8,2%	9,5%	8,3%	1,9%	1,1%	
2	0,8%	6,1%	5,2%	3,1%	3,8%	4,4%	3,2%	
3	0,8%	6,4%	3,8%	4,4%	6,9%	7,9%	4,8%	
4	0,6%	5,5%	11,6%	11,3%	10,6%	6,8%	1,0%	
5	0,7%	4,5%	10,5%	14,4%	12,5%	3,8%	2,5%	

Desvios-Padrão nos Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a Simulação Pseudo-Estacionária com  $Re(Dh) = 23100$  para  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ .

		Fileira						
		1	2	3	4	5	6	7
1	1,8%	3,6%	3,6%	<b>5,3%</b>	<b>7,6%</b>	<b>9,2%</b>	<b>9,7%</b>	
2	1,9%	4,0%	4,4%	5,2%	6,0%	8,1%	7,8%	
3	2,0%	<b>4,0%</b>	4,5%	4,9%	6,2%	8,3%	8,4%	
4	2,0%	3,7%	4,2%	4,0%	5,5%	9,1%	9,0%	
5	<b>2,1%</b>	3,8%	<b>4,6%</b>	4,7%	6,4%	7,8%	9,0%	

Desvios-Padrão nos Valores de Nusselt(D) em cada aleta para a Simulação Transiente com  $Re(Dh) = 23100$  para  $S_T/D = 2,50$  e  $S_L/D = 2,50$ .

	Fileira						
	1	2	3	4	5	6	7
1	0,1%	0,6%	0,7%	0,7%	1,1%	1,3%	1,1%
2	0,1%	0,4%	2,2%	4,3%	4,9%	1,8%	3,6%
3	0,1%	0,6%	<b>6,5%</b>	<b>7,6%</b>	7,0%	4,6%	1,2%
4	<b>0,2%</b>	1,4%	3,1%	5,4%	<b>7,2%</b>	<b>9,0%</b>	<b>7,5%</b>
5	0,1%	<b>0,8%</b>	1,1%	1,8%	1,7%	2,5%	6,7%

## Apêndice 2

Desvios relativos para os valores de Nusselt da malha 1 com relação à malha 3 no arranjo com aletas alinhadas.

	Fileira						
	1	2	3	4	5	6	7
1	3,7%	0,9%	1,7%	3,9%	4,3%	4,2%	0,5%
2	3,6%	0,4%	2,0%	0,9%	0,02%	5,0%	4,6%
3	3,6%	0,7%	5,0%	1,1%	4,1%	0,7%	3,3%
4	3,6%	0,5%	2,5%	1,8%	4,4%	2,1%	3,3%
5	4,9%	1,2%	0,9%	0,4%	2,4%	2,8%	4,6%

Desvios relativos para os valores de Nusselt da malha 2 com relação à malha 3 no arranjo com aletas alinhadas. Os valores em vermelho representam os desvios superiores a 10%.

	Fileira						
	1	2	3	4	5	6	7
1	<b>12,0%</b>	8,0%	0,3%	8,9%	9,4%	7,4%	0,8%
2	<b>11,3%</b>	<b>11,4%</b>	5,8%	3,4%	2,2%	1,4%	2,2%
3	<b>10,8%</b>	9,9%	8,3%	0,9%	2,5%	1,1%	2,8%
4	<b>11,4%</b>	<b>10,3%</b>	4,8%	5,7%	2,5%	2,2%	5,1%
5	<b>12,3%</b>	7,0%	1,6%	<b>11,3%</b>	<b>13,7%</b>	9,7%	1,0%

Desvios relativos para os valores de Nusselt da malha 1 com relação à malha 3 no arranjo com aletas desalinhadas. Os valores em vermelho representam os desvios superiores a 10%.

	Fileira						
	1	2	3	4	5	6	7
1	<b>10,5%</b>	1,0%	1,4%	4,1%	<b>10,0%</b>	7,3%	8,0%
2	3,2%	0,3%	9,3%	6,5%	9,2%	7,0%	1,6%
3	3,9%	0,01%	7,1%	4,4%	1,8%	5,8%	3,7%
4	2,9%	7,4%	<b>10,7%</b>	0,0%	4,6%	0,6%	4,1%

**5** 7,3% 5,8% 2,3% 0,8%

Desvios relativos para os valores de Nusselt da malha 2 com relação à malha 3 no arranjo com aletas desalinhadas. Os valores em vermelho representam os desvios superiores a 10%.

	Fileira						
	1	2	3	4	5	6	7
1	0,7%	4,8%	1,0%	1,1%	<b>14,2%</b>	9,7%	3,8%
2	1,2%	5,6%	3,6%	0,2%	1,0%	9,1%	7,0%
3	1,6%	2,2%	0,5%	3,0%	7,2%	8,0%	<b>11,9%</b>
4	1,2%	7,0%	7,2%	4,8%	4,8%	1,6%	2,6%
5	0,0%		0,8%		4,6%		1,8%

## Apêndice 3

Informações sobre a transferência de calor calculada nos canais a partir das simulações pseudo-estacionárias e a partir das correlações de Grimison et. al. (1937) e Zukauskas et. al. (1972)

<b>Alinhado</b>							
<b>caso 125_125</b>							
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>		<b>Desvios Relativos</b>		
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>(G-Simul)/G %</b>	<b>(Z-Simul)/Z %</b>	
22135	71	1	125	123	43,2%	42,5%	
48611	137	1	199	202	31,0%	32,2%	
66840	170	2	240	247	29,3%	31,3%	
<b>caso 250_250</b>							
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>		<b>Desvios Relativos</b>		
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>(G-Simul)/G %</b>	<b>(Z-Simul)/Z %</b>	
6782	43	1	60	58	29,0%	26,8%	
14894	77	1	98	96	21,5%	19,8%	
20479	95	3	119	117	20,2%	18,9%	
<b>caso 125_250</b>							
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>		<b>Desvios Relativos</b>		
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>(G-Simul)/G %</b>	<b>(Z-Simul)/Z %</b>	
22135	71	0,4	120	-	40,5%	-	
48611	131	1	190	-	30,8%	-	
66840	167	1	228	-	27,0%	-	
<b>caso 250_125</b>							
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>		<b>Desvios Relativos</b>		
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Grimson</b>	<b>Zukauskas</b>	<b>(G-Simul)/G %</b>	<b>(Z-Simul)/Z %</b>	
6782	23	1	48	58	52,1%	60,5%	
14894	69	1	86	96	18,9%	27,7%	
20479	89	2	108	117	17,9%	24,5%	

---

---

**Desalinhado**

---

**caso 125\_125**

---

Re_max	Da simulação		Das correlações		Desvios Relativos	
	Nu	dNu	Grimson	Zukauskas	(G-Simul)/G %	(Z-Simul)/Z %
31829	96	1	160	147	40,1%	34,8%
48322	132	1	202	189	34,8%	30,3%
64236	162	1	237	224	31,4%	27,6%

**caso 250\_250**

---

Re_max	Da simulação		Das correlações		Desvios Relativos	
	Nu	dNu	Grimson	Zukauskas	(G-Simul)/G %	(Z-Simul)/Z %
9752	62	3	79	72	21,0%	13,8%
14805	83	3	100	93	17,5%	11,2%
19681	100	3	118	110	15,0%	9,3%

**caso 125\_250**

---

Re_max	Da simulação		Das correlações		Desvios Relativos	
	Nu	dNu	Grimson	Zukauskas	(G-Simul)/G %	(Z-Simul)/Z %
31829	86	0,5	145	128	40,3%	32,6%
48322	112	0,5	184	165	39,3%	32,0%
64236	132	1	218	195	39,3%	32,3%

**caso 250\_125**

---

Re_max	Da simulação		Das correlações		Desvios Relativos	
	Nu	dNu	Grimson	Zukauskas	(G-Simul)/G %	(Z-Simul)/Z %
9752	68	0,3	86	83	21,0%	18,2%
14805	90	1	108	106	16,7%	15,1%
19681	113	2	127	126	11,0%	10,3%

## Apêndice 4

Informações sobre a transferência de calor calculada nos canais a partir dos dados da simulação e a partir das correlações de Chyu et. al. (1999)

<b>Alinhado</b>				
<b>caso 250_250</b>				
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>	
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Chyu</b>	<b>(C-Simul)/C%</b>
6782	43	1	45	4,0%
14894	77	1	75	2,9%
20479	95	3	92	3,2%

<b>Desalinhado</b>				
<b>caso 250_250</b>				
<b>Da simulação</b>			<b>Das correlações</b>	
<b>Re_max</b>	<b>Nu</b>	<b>dNu</b>	<b>Chyu</b>	<b>(C-Simul)/C%</b>
9752	62	3	63	0,9%
14805	83	3	80	2,7%
19681	100	3	95	5,3%

## Apêndice 5

Os valores dos desvios-padrão relativos de Nusselt com em cada aleta são apresentados neste apêndice. As tabelas são referentes aos escoamentos com maiores valores de Reynolds para os arranjos com aletas alinhadas e desalinhadas. Os valores destacados são os valores máximos dos desvios em cada fileira.



Desvios relativos de Nusselt para o arranjo com  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 1,25$

Alinhado $Re(Dh) = 23100$							
	1	2	3	4	5	6	7
1	4,5%	5,2%	<b>5,7%</b>	<b>7,2%</b>	5,2%	5,1%	6,1%
2	3,7%	4,6%	4,0%	6,3%	<b>6,9%</b>	6,5%	5,9%
3	2,2%	2,6%	3,9%	5,4%	5,1%	5,7%	5,7%
4	3,7%	4,4%	4,2%	6,2%	6,3%	<b>6,8%</b>	<b>7,0%</b>
5	<b>4,8%</b>	<b>5,9%</b>	4,3%	6,4%	4,7%	5,6%	5,3%

Desalinhado $Re(Dh) = 22200$							
	1	2	3	4	5	6	7
1	0,3%	0,4%	1,0%	1,4%	2,1%	3,2%	2,4%
2	0,2%	0,8%	1,3%	1,0%	1,9%	2,6%	3,0%
3	<b>0,3%</b>	<b>1,2%</b>	1,0%	1,6%	1,5%	2,8%	2,4%
4	0,2%	0,8%	<b>1,6%</b>	<b>4,8%</b>	<b>4,8%</b>	<b>4,5%</b>	<b>3,3%</b>
5	<b>0,3%</b>		0,9%		2,0%		3,1%

Desvios relativos de Nusselt para o arranjo com  $S_T/D = 1,25$  e  $S_L/D = 2,50$

Alinhado $Re(Dh) = 23100$							
	1	2	3	4	5	6	7
1	1,0%	<b>3,5%</b>	3,0%	2,9%	3,1%	2,7%	2,0%
2	0,7%	3,1%	3,8%	3,7%	3,6%	<b>6,2%</b>	<b>6,3%</b>
3	<b>1,2%</b>	3,1%	<b>5,0%</b>	<b>5,4%</b>	3,7%	5,9%	<b>6,3%</b>
4	0,8%	2,5%	4,1%	5,1%	<b>4,8%</b>	5,9%	4,6%
5	0,7%	1,9%	2,0%	3,1%	4,5%	4,0%	2,6%

Desalinhado $Re(Dh) = 22200$							
	1	2	3	4	5	6	7
1	1,2%	1,9%	3,7%	4,4%	3,2%	5,1%	3,8%
2	1,3%	<b>2,4%</b>	<b>4,3%</b>	4,7%	4,3%	<b>6,5%</b>	<b>4,9%</b>
3	<b>2,4%</b>	2,1%	2,5%	2,6%	3,5%	4,3%	3,7%
4	1,0%	0,7%	2,2%	<b>5,4%</b>	<b>6,1%</b>	5,9%	4,4%
5	0,6%		2,3%		4,3%		3,3%

Desvios relativos de Nusselt para o arranjo com  $S_T/D = 2,50$   $S_L/D = 1,25$

Alinhado  $Re(Dh) = 23100$

	1	2	3	4	5	6	7
1	2,3%	<b>7,5%</b>	4,0%	3,8%	5,7%	6,8%	6,9%
2	3,0%	3,2%	4,4%	5,8%	7,1%	7,0%	6,6%
3	2,0%	2,7%	5,0%	6,8%	7,4%	8,2%	<b>8,4%</b>
4	<b>8,6%</b>	5,2%	<b>7,9%</b>	<b>8,3%</b>	<b>8,5%</b>	<b>8,6%</b>	6,5%
5	6,9%	4,4%	5,5%	6,8%	7,2%	7,0%	8,0%

Desalinhado  $Re(Dh) = 22200$

	1	2	3	4	5	6	7
1	1,0%	1,5%	<b>3,5%</b>	<b>5,0%</b>	4,6%	5,8%	5,7%
2	0,9%	<b>2,3%</b>	3,1%	3,9%	<b>5,1%</b>	4,8%	5,2%
3	<b>1,5%</b>	1,9%	1,8%	4,9%	3,6%	<b>7,1%</b>	<b>10,8%</b>
4	1,1%	1,6%	3,2%	4,7%	3,2%	6,2%	5,3%
5	1,3%		3,0%		3,9%		5,4%

Desvios relativos de Nusselt para o arranjo com  $S_T/D = 2,50$   $S_L/D = 2,50$

Alinhado  $Re(Dh) = 23100$

	1	2	3	4	5	6	7
1	1,8%	3,6%	3,6%	<b>5,3%</b>	<b>7,6%</b>	<b>9,2%</b>	<b>9,7%</b>
2	1,9%	4,0%	4,4%	5,2%	6,0%	8,1%	7,8%
3	2,0%	<b>4,0%</b>	4,5%	4,9%	6,2%	8,3%	8,4%
4	2,0%	3,7%	4,2%	4,0%	5,5%	9,1%	9,0%
5	<b>2,1%</b>	3,8%	<b>4,6%</b>	4,7%	6,4%	7,8%	9,0%

## Apêndice 6

Razão entre o desvio padrão e o valor médio de Nusselt simulado								
Alinhado								
125_125				125_250				
Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	
22135	71	1	1,2%	22135	71	0,4	0,6%	
48611	137	1	0,8%	48611	131	1	0,6%	
66840	170	2	1,2%	66840	167	1	0,5%	
250_250				250_125				
Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	
6782	43	1	2,6%	6782	23	1	4,9%	
14894	77	1	0,9%	14894	69	1	1,4%	
20479	95	3	2,7%	20479	89	2	1,8%	
Desalinhado								
125_125				125_250				
Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	
31829	96	1	1,0%	31829	86	0,5	0,5%	
48322	132	1	0,7%	48322	112	0,5	0,4%	
64236	162	1	0,5%	64236	132	1	0,5%	
250_250				250_125				
Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	Re_max	Nu	dNu	dNu/Nu%	
9752	62	3	4,1%	9752	68	0,3	0,4%	
14805	83	3	3,1%	14805	90	1	0,9%	
19681	100	3	2,5%	19681	113	2	1,7%	