

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Numérica do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor de Correntes Cruzadas

Autor: **Cristina Autuori Tomazeti**

Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Análise Numérica do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor de Correntes Cruzadas

Autor: Cristina Autuori Tomazeti

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2006

S.P. – Brasil

IADE BE
HAMADA T/UNICAMP
T591a
EX
IBOBC/ 71155
C. 16.115-07
D 2
CO 11.00
A 17-01-07
ID 396699

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

T591a Tomazeti, Cristina Autuori
Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de correntes cruzadas / Cristina Autuori Tomazeti.--
Campinas, SP: [s.n.], 2006.

Orientador: Carlos Alberto Carrasco Altemani
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Trocadores de calor. 2. Simulação (Computadores). 3. Calor - transmissão. 4. Modelos matemáticos. I. Altemani, Carlos Alberto Carrasco. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Numerical analysis of thermal performance of crossflow heat exchangers

Palavras-chave em Inglês: Compact heat exchangers, Numerical simulation, Global heat transfer

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutora em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Genésio José Menon, Jurandir Itizo Yanagihara, Jorge Isaias
Llagostera Beltran e Marcelo Moreira Ganzarolli

Data da defesa: 25/07/2006

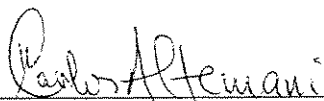
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

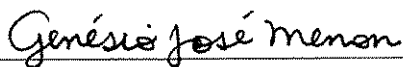
Análise de Trocadores de Calor de Correntes Cruzadas

Autor: **Cristina Autuori Tomazeti**

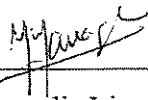
Orientador: **Carlos Alberto Carrasco Altemani**



Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



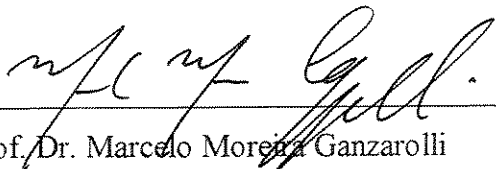
Prof. Dr. Genésio José Menon
Universidade Federal de Itajubá



Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo



Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 25 de Julho de 2006

Agradecimentos

Este trabalho foi orientado pelo Prof. Dr. Carlos Alberto Altemani, a quem desejo expressar meus sinceros agradecimentos pelo conhecimento transmitido e pela constante dedicação e paciência durante todo o desenvolvimento do trabalho.

Ao professor do curso de graduação Prof. Dr. Admilson Teixeira Franco, minha gratidão pela amizade, apoio e pela confiança que sempre depositou em mim.

A meus irmãos Elias, Pê, Tiane, Eduardo, Hellen, Nil e Marco, que muito contribuíram com carinho e compreensão.

Especialmente ao Marcelo, pelo companheirismo, amizade e valiosa ajuda durante todo o desenvolvimento do trabalho, minha eterna gratidão.

Agradeço também a todos os professores, colegas e funcionários do curso de pós-graduação em engenharia mecânica.

A Tuvok, Seska, Zyial, Naomi, Tigrão Japonês e Tom, pelo carinho e companheirismo..

Dedicatória

Dedico este trabalho a meus pais Maria e Carlos e a Neuza.

Resumo

TOMAZETI, Cristina Autuori. *Análise Numérica do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor de Correntes Cruzadas*, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2006, 154p.

Uma análise foi desenvolvida para avaliar o desempenho de trocadores de calor compactos de correntes cruzadas de placas aletadas com canais de seção transversal arbitrária. Os coeficientes convectivo e de atrito foram obtidos através de simulação numérica, tanto no regime de escoamento laminar quanto no turbulento, utilizando o pacote computacional PHOENICS. Estes resultados foram então usados junto com o método da efetividade para avaliar as características térmicas e de escoamento do trocador de calor. As simulações foram efetuadas inicialmente para o escoamento e a transferência de calor entre duas placas paralelas isotérmicas e bastante próximas, porque os resultados podiam ser comparados com aqueles disponíveis na literatura. Resultados numéricos adicionais foram obtidos, em seguida, para seis dutos de paredes isotérmicas com seções transversais distintas. Um deles era um duto retangular, e os outros cinco eram passagens típicas de placas aletadas utilizadas em trocadores de calor compactos. O fluido de trabalho era o ar e as simulações foram tridimensionais devido à presença das paredes das aletas. Perfis uniformes de velocidade e de temperatura sempre foram utilizados na entrada dos dutos, de forma que os resultados refletem os efeitos combinados de entrada hidrodinâmica e térmica. Os resultados para o duto retangular e o método da efetividade foram utilizados para prever o desempenho térmico de um trocador de calor de correntes cruzadas composto por um empilhamento de dutos retangulares idênticos. O desempenho deste trocador de calor foi avaliado também por uma simulação direta do escoamento cruzado e da transferência de calor através da parede de separação de dois dutos retangulares adjacentes do empilhamento. Os resultados obtidos foram bastante semelhantes, fornecendo confiança para a análise anterior. As simulações efetuadas para os cinco dutos típicos de placas aletadas de dimensões pequenas apresentaram resultados similares aos valores experimentais obtidos da literatura. Eles foram utilizados para avaliar o desempenho de trocadores de calor compactos de correntes cruzadas compostos por empilhamentos destas placas aletadas. Vários parâmetros como o volume total, o peso, a potência de bombeamento, a efetividade, a taxa de geração adimensional de entropia, e a eficiência exergética também foram avaliados para comparar os trocadores compactos de calor considerados.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Compactos de Correntes Cruzadas, Simulação Numérica, Coeficiente Global de Troca de Calor, Coeficiente de Atrito, Método da Efetividade.

Abstract

TOMAZETI, Cristina Autuori, *Numerical Analysis of Thermal Performance of Crossflow Heat Exchangers*, Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, PhD Thesis, 2006, 154p.

An analysis was developed to evaluate the performance of cross flow compact heat exchangers with plate-fin passages of arbitrary cross section. The convective and the friction coefficients were obtained by numerical simulation, either in the laminar or the turbulent flow regimes, using the software PHOENICS. These results were then employed together with the effectiveness method to evaluate the heat exchanger thermal and flow characteristics. The simulations were performed initially for the flow and heat transfer between two closely spaced parallel isothermal plates, because the results could be compared with those available in the literature. Additional numerical results were obtained, next, for six isothermal wall ducts with distinct cross sections. One was a rectangular duct, and the other five were typical plate-fin passages employed in compact heat exchangers. The working fluid was air and the simulations were three dimensional due to the fins walls. Uniform velocity and temperature profiles were always assumed at the duct inlet, so that the results reflected the combined effects of hydrodynamic and thermal entrance. The results for the rectangular duct and the effectiveness method were employed to predict the thermal performance of a cross flow heat exchanger made from a stack of identical rectangular ducts. The performance of this heat exchanger was also evaluated by a direct simulation of the cross flow and the heat transfer through the separating wall of two adjacent rectangular ducts of the stack. The results compared favorably, lending confidence to the previous analysis. The simulations performed for the five typical plate-fin passages of small cross section presented results similar to the experimental values obtained from the literature. They were used to evaluate the performance of cross flow compact heat exchangers composed of stacks of these plate-fins. Several parameters like total volume, weight, pumping power, effectiveness, rate of dimensionless entropy generation, and exergetic efficiency were also evaluated to compare the distinct compact heat exchangers.

Keywords: Compact Heat Exchangers, Numerical Simulation, Global Heat Transfer, friction coefficient.

Índice

Lista de Figuras.....	v
Listas de Tabelas.....	xi
Nomenclatura.....	xv
1 – Introdução.....	01
1.1 Escopo do trabalho.....	02
2 – Revisão Bibliográfica.....	04
2.1 Trocadores de calor.....	04
2.2 Simulação numérica.....	07
3 – Modelo de Análise Térmica.....	09
3.1 Introdução.....	09
3.2 Modelo de análise térmica proposto.....	09
3.3 Método da efetividade.....	10
3.4 Principais parâmetros analisados.....	14
3.4.1 Potência de bombeamento.....	14
3.4.2 Taxa de geração de entropia.....	16
3.4.3 Geração de entropia adimensional.....	16
3.4.4 Eficiência exergética.....	17
3.5 Conclusão do capítulo.....	17
4 – Geometrias Analisadas.....	18
4.1 Introdução.....	18
4.2 Descrição das geometrias.....	18
4.2.1 Modelo duto retangular (DR)	18
4.2.2 Modelo 11.11a.....	19
4.2.3 Modelo 6.2.....	20
4.2.4 Modelo 2.0.....	21

4.2.5 Modelo 11.94T.....	22
4.2.6 Modelo 15.08.....	23
4.3 Conclusão do capítulo.....	26
 5 – Simulação Numérica do Escoamento e da Convecção Térmica nos Dutos.....	27
5.1 Introdução.....	27
5.2 Solução numérica.....	27
5.3 Equações de transporte.....	28
5.4 Modelos de turbulência empregados.....	29
5.4.1 Modelo LVEL.....	29
5.4.2 Modelo k- ϵ	30
5.5 Método numérico.....	31
5.6 Validação do modelo através da simulação do escoamento entre placas paralelas.....	33
5.6.1 Escoamento desenvolvido entre placas paralelas.....	33
5.6.2 Simetria e condições de contorno para o escoamento entre placas paralelas.....	33
5.6.3 Estudo de malha para o escoamento entre placas paralelas.....	34
5.6.4 Comprimento de entrada hidrodinâmico.....	38
5.6.5 Desenvolvimento simultâneo dos perfis de velocidade e temperatura.....	43
5.6.6 Comparação dos resultados obtidos com correlações da literatura.....	47
5.7 Análise da simetria das geometrias estudadas e condições de contorno.....	54
5.7.1 Modelo Duto Retangular.....	54
5.7.2 Modelo 11.11a.....	56
5.7.3 Modelo 6.2.....	58
5.7.4 Modelo 2.0.....	60
5.7.5 Modelo 11.94T.....	62
5.7.6 Modelo 15.08.....	64
5.8 Testes de malha.....	66
5.9 Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais.....	67
5.10 Funções de ajustes para o cálculo dos coeficientes médios de convecção e de atrito.....	71
5.10.1 Modelo Duto Retangular (DR)	72
5.10.2 Modelo 11.11a.....	73
5.10.3 Modelo 6.2.....	74
5.10.4 Modelo 2.0.....	75
5.11 Conclusão do capítulo.....	77

6 – Validade do Modelo de Análise.....	78
6.1 Introdução.....	78
6.2 Descrição das simulações realizadas.....	78
6.3 O uso do método da efetividade.....	79
6.4 Simulação Numérica.....	80
6.5 Resultados obtidos.....	82
6.6 Conclusão do capítulo.....	89
 7 – Análise Comparativa dos Trocadores de Calor Estudados.....	 90
7.1 Introdução.....	90
7.2 Apresentação do problema.....	90
7.3 Arranjo do trocador de calor analisado.....	91
7.4 Geometrias internas dos trocadores de calor analisados.....	94
7.5 Resultados obtidos para o caso de passagens paralelas e trocadores de dutos iguais.....	95
7.5.1 Resultados obtidos para o trocador com dutos de geometrias iguais.....	101
7.5.1.1 Trocador tipo DR.....	101
7.5.1.2 Trocador tipo 11.11a.....	101
7.5.1.3 Trocador tipo 6.2.....	103
7.5.1.4 Trocador tipo 2.0.....	103
7.5.2 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados.....	104
7.5.2.1 Volume total.....	104
7.5.2.2 Peso do trocador de calor.....	105
7.5.2.3 Potência de bombeamento.....	107
7.5.2.4 Geração de entropia adimensional.....	109
7.5.2.5 Efetividade.....	111
7.5.2.6 Eficiência exergética.....	113
7.6 Resultados obtidos para o caso de passagens paralelas e trocadores de dutos diferentes.....	114
7.6.1 Resultados obtidos para os trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	117
7.6.1.1 Trocador tipo DR-6.2.....	117
7.6.1.2 Trocador tipo DR-2.0.....	117
7.6.1.3 Trocador tipo 2.0-6.2.....	118
7.6.2 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados.....	118
7.6.2.1 Volume total.....	118

7.6.2.2	Peso do trocador de calor.....	119
7.6.2.3	Potência de bombeamento.....	119
7.6.2.4	Geração de entropia adimensional.....	120
7.6.2.5	Efetividade.....	121
7.6.2.6	Eficiência exergética.....	122
7.7	Resultados obtidos para o caso de passagens em série.....	123
7.7.1	Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados.....	126
7.7.1.1	Volume total.....	126
7.7.2.2	Peso do trocador de calor.....	127
7.7.2.3	Potência de bombeamento.....	128
7.7.2.4	Geração de entropia adimensional.....	128
7.7.2.5	Efetividade.....	130
7.7.2.6	Eficiência exergética.....	131
7.8	Resultados obtidos para o caso de passagens em paralelo-série.....	138
7.8.1	Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados.....	135
7.8.1.1	Volume total.....	135
7.8.2.2	Peso do trocador de calor.....	136
7.8.2.3	Potência de bombeamento.....	137
7.8.2.4	Geração de entropia adimensional.....	138
7.8.2.5	Efetividade.....	139
7.8.2.6	Eficiência exergética.....	140
7.9	Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados para os três tipos de arranjos.....	141
7.9.1	Volume total.....	141
7.9.2	Peso do trocador de calor.....	142
7.9.3	Potência de bombeamento.....	143
7.9.4	Geração de entropia adimensional.....	145
7.9.5	Efetividade.....	146
7.9.6	Eficiência exergética.....	147
7.10	Conclusão do capítulo.....	148
8	– Conclusões e Sugestões para futuros Trabalhos.....	149
	Referências Bibliográficas.....	151

Lista de Figuras

Figura 3.1 – Efetividade de um trocador de calor de único passe e correntes cruzadas.....	13
Figura 4.1 – Geometria do modelo duto retangular (DR).....	19
Figura 4.2 – Geometria do modelo 11.11a.....	19
Figura 4.3 – Geometria do modelo 6.2.....	20
Figura 4.4 – Geometria do modelo 2.0.....	21
Figura 4.5 – Geometria do modelo 11.94T.....	22
Figura 4.6 – Geometria do modelo 15.08.....	23
Figura 5.1 – Geometria e condições de contorno.....	33
Figura 5.2 – Simetria do modelo.....	34
Figura 5.3 – Variação de (Nu_m) em função do tamanho da malha para escoamento laminar.....	36
Figura 5.4 – Variação de (f_m) em função do tamanho da malha para escoamento laminar...	36
Figura 5.5 – Variação de (Nu_m) em função do tamanho da malha para escoamento turbulento.....	37
Figura 5.6 – Variação de (f_m) em função do tamanho da malha para escoamento turbulento.....	38
Figura 5.7 – Perfis de velocidade em função d a posição axial para um escoamento laminar.....	41
Figura 5.8 – Distribuição de velocidades nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento laminar nas posições $(X = 0 \text{ e } Z = 0)$	41
Figura 5.9 – Perfis de velocidade em função da posição axial para um escoamento turbulento.....	42
Figura 5.10 – Distribuição de velocidades nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento turbulento nas posições $(X = 0 \text{ e } Z = 0)$	42
Figura 5.11 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento laminar.....	44

Figura 5.12 – Distribuição de temperaturas nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento laminar nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).....	45
Figura 5.13 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento turbulento.....	46
Figura 5.14 – Perfil de temperaturas nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento turbulento nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).....	46
Figura 5.15 – Distribuição axial do número de Nusselt local para um escoamento laminar...	49
Figura 5.16 – Distribuição axial do coeficiente convectivo local para o escoamento laminar.....	50
Figura 5.17 – Distribuição axial do coeficiente de atrito local para o escoamento laminar.....	51
Figura 5.18 – Distribuição axial do número de Nusselt local para o escoamento turbulento.....	52
Figura 5.19 – Distribuição axial do coeficiente convectivo local para o escoamento turbulento.....	52
Figura 5.20 – Distribuição axial do coeficiente de atrito local para o escoamento turbulento.....	53
Figura 5.21 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo duto retangular....	55
Figura 5.22 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar em duto retangular nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	55
Figura 5.23 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar em duto retangular nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	56
Figura 5.24 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 11.11a.....	57
Figura 5.25 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 11.11a nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	57
Figura 5.26 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 11.11a nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05m$).....	58
Figura 5.27 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 6.2.....	59
Figura 5.28 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 6.2 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	59
Figura 5.29 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 6.2 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,08m$).....	60
Figura 5.30 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 2.0.....	61

Figura 5.31 – Distribuição de velocidades num escoamento turbulento para o modelo 2.0 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	61
Figura 5.32 – Distribuição de temperatura num escoamento turbulento para o modelo 2.0 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).....	62
Figura 5.33 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 11.94T.....	63
Figura 5.34 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 11.94T nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05m$).....	63
Figura 5.35 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 11.94T nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,06m$).....	64
Figura 5.36 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 15.08.	65
Figura 5.37 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 15.08 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05m$).....	65
Figura 5.38 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 15.08 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05m$).....	66
Figura 5.39 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo DR: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	72
Figura 5.40 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo DR: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	72
Figura 5.41 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 11.11a: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	73
Figura 5.42 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 11.11a: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	73
Figura 5.43 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 6.2: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	74
Figura 5.44 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 6.2: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	74
Figura 5.45 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 2.0: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	75
Figura 5.46 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 2.0: (a) Laminar e (b) Turbulento.....	75
Figura 6.1 - Modelo esquemático do trocador de calor analisado.....	79
Figura 6.2 - Domínio simulado numericamente para cada canal.....	81

Figura 6.3 - Domínio simulado numericamente para o trocador.....	81
Figura 6.4 – Distribuições de velocidade e pressão no domínio simulado em cada canal isolado.....	83
Figura 6.5 – Distribuições de velocidade e temperatura no domínio simulado indicando: (a) Simetria do escoamento e (b) Trocador.....	84
Figura 7.1 – Módulos constituídos por dutos separados por uma interface.....	91
Figura 7.2 – Trocador de calor de correntes cruzadas composto por módulos dispostos verticalmente.....	92
Figura 7.3 – Arranjo de passagens em: (a) paralelo; (b) série e (c) paralelo e série.....	93
Figura 7.4 – Curvas características de dois ventiladores idênticos: (a) em paralelo; (b) em série.....	94
Figura 7.5 – Curvas de (ΔP) em função de (Q) para o ventilador selecionado e para os tipos de trocadores.....	96
Figura 7.6 – Número de módulos para os trocadores com dutos de geometrias iguais.....	104
Figura 7.7 – Volume total dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	105
Figura 7.8 – Área superficial de cada um dos trocadores de calor com dutos de geometrias iguais.....	106
Figura 7.9 – Peso dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	106
Figura 7.10 – Diferença de pressão nos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	107
Figura 7.11 – Vazão volumétrica total nos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	108
Figura 7.12 – Potência de bombeamento nos trocadores com dutos de geometrias iguais...	108
Figura 7.13 – Taxa de geração de entropia nos trocadores com dutos de geometrias iguais.	109
Figura 7.14 – Diferença de temperatura nos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	110
Figura 7.15 – Menor capacidade térmica associada ao fluido quente ou frio ($C_{\min}$) - dutos de geometrias iguais.....	110
Figura 7.16 – Geração de e entropia adimensional (N_s) nos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	111
Figura 7.17 – Número de unidades térmicas nos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	112
Figura 7.18 – Efetividade dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	113
Figura 7.19 – Eficiência exergética dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	113
Figura 7.20 – Volume total dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	118
Figura 7.21 – Peso dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	119

Figura 7.22 – Potência de bombeamento nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	120
Figura 7.23 – Taxa de geração de entropia nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	120
Figura 7.24 – Entropia adimensional nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	121
Figura 7.25 – Número de unidades térmicas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	121
Figura 7.26 – Efetividade dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	122
Figura 7.27 – Eficiência exergética dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	122
Figura 7.28 – Volume total dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	127
Figura 7.29 – Peso dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	127
Figura 7.30 – Potência de bombeamento dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	128
Figura 7.31 – Taxa de geração de entropia dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	129
Figura 7.32 – Geração de entropia adimensional (N_s) dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	129
Figura 7.33 – Número de unidades térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	130
Figura 7.34 – Efetividade dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	131
Figura 7.35 – Eficiência exergética dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	131
Figura 7.36 – Volume total dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	136
Figura 7.37 – Peso dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	136
Figura 7.38 – Potência de bombeamento dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	137
Figura 7.39 – Taxa de geração de entropia dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	138
Figura 7.40 – Geração de entropia adimensional (N_s) dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	138
Figura 7.41 – Número de unidades térmicas dos trocadores no arranjo em paralelo-série...	139
Figura 7.42 – Efetividade dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	140
Figura 7.43 – Eficiência exergética dos trocadores no arranjo de passagens em paralelo-série.....	140
Figura 7.44 – Número de módulos dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	141

Figura 7.45 – Volume dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	142
Figura 7.46 – Peso dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	143
Figura 7.47 – Potência de bombeamento do fluido frio dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	144
Figura 7.48 – Potência de bombeamento do fluido quente dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	144
Figura 7.49 – Geração de entropia adimensional dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	145
Figura 7.50 – Efetividade dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	146
Figura 7.51 – Eficiência exergética dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	147
Figura A1 – Modelo 11.11a: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.....	157
Figura A2 – Modelo 6.2: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.....	158
Figura A3 – Malha utilizada na simulação do modelo 2.0.....	158
Figura A4 – Modelo 11.94T: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.....	159
Figura A5 – Modelo 15.08: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.....	159

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 – Dimensões dos modelos de geometrias analisados.....	25
Tabela 5.1 – Valores das constantes no modelo de turbulência κ - ε	31
Tabela 5.2 – Valores de (Γ) e (S) com relação à (ϕ) no modelo LVEL.....	32
Tabela 5.3 – Valores de (Γ) e (S) com relação à (ϕ) no modelo κ - ε	32
Tabela 5.4 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento laminar entre placas planas..	35
Tabela 5.5 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento laminar entre placas planas..	35
Tabela 5.6 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento turbulento - modelo LVEL..	37
Tabela 5.7 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento turbulento - modelo LVEL...	37
Tabela 5.8 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento turbulento - modelo κ - ε	37
Tabela 5.9 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento turbulento - modelo κ - ε	37
Tabela 5.10 – Perfis de velocidade em função da posição axial para escoamento laminar.....	39
Tabela 5.11 – Perfis de velocidade em função da posição axial para escoamento turbulento.....	40
Tabela 5.12 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento laminar.....	44
Tabela 5.13 – Perfis de temperatura em função da posição axial para escoamento turbulento.....	45
Tabela 5.14 – (λ_n^2) e (G_n) para escoamento laminar entre placas paralelas igualmente aquecidas.....	48
Tabela 5.15 – Valores de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) para escoamento laminar entre placas paralelas.....	53
Tabela 5.16 – Valores de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) para escoamento turbulento entre placas paralelas.....	54
Tabela 5.17 – Tamanho de malha no escoamento laminar para os modelos avaliados.....	67
Tabela 5.18 – Tamanho de malha no escoamento turbulento para os modelos avaliados.....	67

Tabela 5-19 – Resultados experimentais e numéricos para escoamentos laminares nos modelos aletados.....	69
Tabela 5-20 – Resultados experimentais e numéricos para escoamentos turbulentos nos modelos aletados.....	70
Tabela 5.21 – Expressões de para a determinação de (h_m) e (f_m) em função da velocidade média do escoamento no duto.....	76
Tabela 5.22 – Valores de (h_m) e (f_m) utilizando as expressões de ajustes e da simulação direta do escoamento nos modelos DR, 11.11a, 6.2 e 2.0.....	77
Tabela 6.1 - Características do trocador estudado.....	82
Tabela 6.2 - Malha utilizada na simulação de cada canal separadamente.....	82
Tabela 6.3 - Malha utilizada na simulação do trocador para as três configurações.....	82
Tabela 6.4 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime laminar.....	84
Tabela 6.5 - Análise comparativa do trocador de calor na configuração “A”	85
Tabela 6.6 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime turbulento.....	86
Tabela 6.7 - Análise comparativa do trocador de calor na configuração “B”	87
Tabela 6.8 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime laminar e turbulento.....	88
Tabela 6.9 - Análise comparativa para o trocador de calor na configuração “C”	89
Tabela 7.1 - Tipos de trocadores de calor analisados.....	94
Tabela 7.2 – Principais características geométricas dos modelos de dutos analisados.....	95
Tabela 7.3 – Características construtivas dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	97
Tabela 7.4 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo DR.....	98
Tabela 7.5 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 11.11a.....	98
Tabela 7.6 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 6.2.....	99
Tabela 7.7 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 2.0.....	99
Tabela 7.8 – Características do escoamento nos trocadores com dutos de geometrias iguais.	100
Tabela 7.9 – Características térmicas dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	101
Tabela 7.10 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores com dutos de geometrias iguais.....	101

Tabela 7.11 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo DR-6.2.....	114
Tabela 7.12 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo DR-2.0.....	115
Tabela 7.13 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 2.0-6.2.....	115
Tabela 7.14 – Características construtivas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	115
Tabela 7.15 – Características do escoamento nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	116
Tabela 7.16 – Características térmicas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes..	116
Tabela 7.17 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.....	117
Tabela 7.18 – Características construtivas dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	123
Tabela 7.19 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador DR no arranjo de passagens em série.....	123
Tabela 7.20 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 11.11a no arranjo de passagens em série.....	124
Tabela 7.21 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 6.2 no arranjo de passagens em série.....	124
Tabela 7.22 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 2.0 no arranjo de passagens em série.....	124
Tabela 7.23 – Características do escoamento dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	125
Tabela 7.24 – Características térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	125
Tabela 7.25 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores no arranjo de passagens em série.....	126
Tabela 7.26 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ no arranjo de passagens em série para $q = 2400W$...	126
Tabela 7.27 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador DR no arranjo em paralelo-série.....	132
Tabela 7.28 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 11.11a no arranjo em paralelo-série.	133
Tabela 7.29 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 6.2 no arranjo em paralelo-série.....	133
Tabela 7.30 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 2.0 no arranjo em paralelo-série.....	134
Tabela 7.31 – Características construtivas dos trocadores no arranjo de em paralelo-série..	134

Tabela 7.32 – Características do escoamento dos trocadores no arranjo em paralelo-série.....	134
Tabela 7.33 – Características térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em paralelo-série.....	135
Tabela 7.34 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores no arranjo em paralelo-série..	135
Tabela 7.35 – Número de módulos dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	141
Tabela 7.36 – Volume dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	142
Tabela 7.37 – Peso dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	143
Tabela 7.38 – Potência de bombeamento dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	144
Tabela 7.39 – Geração de entropia adimensional dos trocadores nos três tipos de arranjo...	145
Tabela 7.40 – Efetividade dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	146
Tabela 7.41 – Eficiência exergética dos trocadores nos três tipos de arranjo.....	147

Nomenclatura

a) Letras Maiúsculas

A	Área [m ²]
C	Capacidade térmica [W / °C]
Dh	Diâmetro hidráulico [m]
L	Comprimento em [m]
M	Número de módulos
N	Número
N _s	Geração de entropia adimensional
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de unidades térmicas
P	Pressão [Pa]
Pb	Potência de bombeamento [W]
Pe	Perímetro [m]
Pr	O número de Prandtl
Pr _t	O número de Prandtl turbulento
Q	Vazão volumétrica [m ³ / s]
S _g	Taxa de geração de entropia [W / °C]
R	Razão entre as capacidades térmicas ($R = C_{\text{mín}} / C_{\text{máx}}$)
R	Raio [m]
S	Termo fonte
T	Temperatura [°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W / m ² °C]

b) Letras Minúsculas

cp	Calor específico [J/kg°C]
d	Densidade
ex	Exergia [J/kg]
fm	Fator de atrito médio
h	Altura [m]
h	Entalpia específica [J/kg]
hm	Coeficiente convectivo médio de transferência de calor [W/m ² °C]
k	Condutividade térmica [W/m°C], constante de Von Kármán
m	Vazão mássica [kg/s]
q	Taxa de transferência de calor [W]
s	Entropia específica [J/kg°C]
t	Espessura [m]
u ⁺	Velocidade adimensional
v	Velocidade média [m/s]
x ⁺	Posição adimensional
y ⁺	Distância de parede adimensional
z	Coordenada no eixo Z
w	Largura [m]
w	Velocidade média [m/s]

Primeiro subscrito

a	Refere-se às aletas
c	Refere-se ao canal
d	Refere-se ao duto
f	Refere-se ao fluido frio
fr	frontal
m	Médio
máx	Máximo

mín	Mínimo
q	Refere-se ao fluido quente
t	Total
x	Local

Segundo subscrito

a	Refere-se às aletas
d	Refere-se ao duto
e	Refere-se à entrada
f	Refere-se ao fluido frio
m	Refere-se ao material
q	Refere-se ao fluido quente
s	Refere-se à saída
t	Total

Letras Gregas

α	Razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor
β	Coeficiente de expansão térmica
Δ	Variação
ρ	Massa específica $[\text{kg}/\text{m}^3]$
ε	Efetividade, taxa de dissipação de energia cinética turbulenta $[\text{m}^2/\text{s}^3]$
η_f	Eficiência de aleta
η_o	Eficiência global de um conjunto de aletas
η_{ex}	Eficiência exergética
μ_t	Viscosidade turbulenta $[\text{kg}/\text{ms}]$
ϕ	Propriedade a ser conservada

ν	Viscosidade cinemática
κ	Energia cinética turbulenta

Capítulo 1

Introdução

Equipamento presente em muitas indústrias, um trocador de calor é um dispositivo que permite a troca de calor entre dois fluidos (quente e frio). Esta troca pode ser feita através de elementos que separam os fluidos ou diretamente, em um processo de mistura. Radiadores, condensadores, economizadores e evaporadores são exemplos de trocadores de calor.

O estudo de trocadores de calor tem como objetivo selecionar um tipo adequado de trocador de calor e determinar sua área superficial de transferência de calor, necessária para obter uma taxa estipulada de troca térmica entre os fluidos ou atingir as temperaturas de saída desejada. Outra situação é quando o tipo de trocador de calor e o tamanho são conhecidos e o objetivo é então determinar a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos para uma determinada condição de escoamento. Nas duas situações, um parâmetro imprescindível na análise térmica de qualquer trocador de calor é o coeficiente global de transferência de calor. Ele é determinado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos, quente e frio, escoando no trocador. Ele engloba as resistências convectivas associadas ao escoamento de cada fluido e a resistência condutiva na placa de separação entre os fluidos. Assim, para determiná-lo é necessário conhecer, entre outros parâmetros, os coeficientes convectivos médios relacionados ao escoamento dos fluidos quente e frio e a geometria do trocador.

Para determinar o coeficiente médio de convecção podem ser utilizados métodos analíticos. No caso de trocadores de calor compactos, este coeficiente é determinado através de informações empíricas ou medidas experimentais (Kays e London, 1955). Nota-se, entretanto, que um

completo estudo experimental pode levar muitos meses de trabalho, além do procedimento praticamente restringir sua aplicabilidade aos tipos de dutos testados em bancadas experimentais.

Devido às limitações da investigação experimental e à disponibilidade de computadores com maior capacidade de processamento, o uso da simulação numérica aparece como uma opção considerável. O presente trabalho foi desenvolvido com a finalidade de verificar a utilização de simulações numéricas do escoamento e da troca de calor nos canais de trocadores de calor compactos. O arranjo selecionado para este estudo foi o de trocador de calor de correntes cruzadas com canais retangulares, onde os fluidos de trabalho se deslocam em correntes perpendiculares entre si. Com base nos resultados da análise, é possível avaliar a viabilidade da aplicação de simulação numérica como uma ferramenta de auxílio no projeto térmico desses trocadores de calor.

Atualmente existem vários códigos computacionais desenvolvidos especialmente para a simulação numérica de problemas da engenharia na área de Dinâmica dos Fluidos. O código comercial utilizado em todas as simulações apresentadas no presente trabalho foi o PHOENICS, na sua versão 3.5.

1.1 Escopo do trabalho

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados aos trocadores de calor e à simulação numérica de escoamentos nestes equipamentos.

No capítulo 3 é apresentada a metodologia de análise empregada na avaliação de trocadores de calor de correntes cruzadas. Na metodologia são determinados os coeficientes convectivos através de simulação numérica e é utilizado o método da efetividade (ϵ -NUT) na obtenção das características térmicas e do escoamento dos trocadores.

Os modelos de geometrias utilizadas na análise dos trocadores selecionados para estudo são descritos no capítulo 4. Estes modelos foram propostos no trabalho experimental realizado por London e Ferguson (1946), London e Ferguson (1949) e resumidos em Kays e London (1955).

No capítulo 5 são descritas as equações de transporte que representam os fenômenos físicos estudados, as simplificações e as hipóteses assumidas na simulação. Neste capítulo é feita uma avaliação do modelo computacional empregado através da análise do escoamento entre placas paralelas. A comparação entre os resultados numéricos obtidos e os resultados experimentais apresentados por Kays e London (1955) para os dutos considerados também é apresentada.

A validação da metodologia de análise empregada na avaliação de trocadores de calor de correntes cruzadas é feita no capítulo 6, considerando um trocador de calor de correntes cruzadas com dutos retangulares. No procedimento, o coeficiente global de transferência de calor (U) é obtido de duas formas distintas. Primeiramente, através da determinação dos coeficientes convectivos médios (h_m) numericamente em cada canal separadamente. Em seguida, utiliza-se um valor de (U) obtido da simulação numérica do trocador completo. Uma comparação entre os dois resultados é usada para verificar a viabilidade da metodologia.

No capítulo 7 é apresentada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas, compostos por dutos de geometrias apresentadas no capítulo 3. Esta análise é feita através de um estudo de caso, na qual uma situação prática é considerada e os trocadores serão arranados em três diferentes configurações: paralelo, série e paralelo-série.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Trocadores de calor

Bastante utilizado nas indústrias, trocadores de calor são amplamente empregados em processos de engenharia, como por exemplo, inter-resfriadores, pré-aquecedores, evaporadores, condensadores, etc.

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas que podem estar separados por uma interface sólida. Eles são classificados de diversas maneiras: como quanto ao mecanismo de transferência de calor, quanto ao número de fluidos utilizados no processo de troca térmica, quanto ao tipo de construção, quanto ao arranjo do escoamento, etc. Classificações mais simples consideram somente o mecanismo de transferência de calor, o tipo de construção e o arranjo do escoamento.

Com relação ao mecanismo de transferência de calor, os trocadores podem ser de contato direto e indireto. Em um trocador de calor de contato indireto, os fluidos permanecem separados e o calor é transferido através de uma parede. Nos trocadores de calor de contato direto os dois fluidos se misturam.

Quanto ao tipo de construção, os principais grupos são os trocadores tubulares, de placas, regenerativos e os trocadores de calor de superfícies estendidas ou compactos.

Os trocadores tubulares, geralmente construídos com tubos circulares, são utilizados nas aplicações que envolvem transferência de calor líquido/líquido, em uma ou duas fases. Eles também podem ser utilizados em aplicações de transferência de calor gás/gás quando as pressões ou as temperaturas operacionais são muito altas, onde é mais viável este tipo de trocador. Eles podem ser classificados em trocadores de casco e tubo, tubo duplo e de espiral.

Os trocadores de calor tipo placa normalmente são construídos com placas planas lisas ou com alguma forma de ondulações. Geralmente, este trocador não pode suportar pressões muito altas, comparado ao trocador tubular equivalente.

Trocadores de calor regenerativos são associados a sistemas térmicos como um sistema de refrigeração ou então a turbinas a gás. Um trocador de calor regenerativo poder usar qualquer suprimento de energia térmica disponível. Tal suprimento pode ser oriundo de gases de escape de automóveis, emissões industriais e ainda energia solar, etc. Quando associada a turbina a gás, estes trocadores utilizam os gases de exaustão da turbina para pré-aquecer o ar após o compressor.

Os trocadores compactos têm uma grande área de troca térmica, maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (Incropera e DeWitt, 2002). Eles são usados quando se deseja ter uma grande área de transferência de calor por unidade de volume e pelo menos um dos fluidos é um gás. Um bom exemplo é o radiador do sistema de refrigeração dos motores automotivos. Podem ser construídos com tubos aletados ou chapas formando um conjunto compacto. Existem muitas configurações diferentes de tubos e de placas, cujas diferenças se devem principalmente ao modelo e à disposição das aletas.

Com relação ao arranjo do escoamento, os trocadores podem ser de correntes paralelas, em contra corrente ou de correntes cruzadas. No caso de correntes paralelas, os fluidos entram no mesmo lado do trocador de calor e escoam paralelamente até o ponto de saída. Quando o trocador opera em contra corrente, o sentido do escoamento é invertido e os fluidos escoam em sentidos opostos, saindo em lados diferentes do trocador. Se o trocador de calor tem configuração de correntes cruzadas, um fluido escoar perpendicularmente em relação ao outro. Os trocadores de

calor de correntes cruzadas têm ampla aplicação na engenharia, sendo muito utilizados como evaporadores, no resfriamento a ar de condensadores de equipamentos de ar-condicionado e como resfriadores da água de resfriamento de motores de automóveis.

Alguns modelos de geometrias presentes na composição de trocadores de calor compactos foram propostos nos trabalhos experimentais realizados por London e Fergunson (1946), London e Fergunson (1949) e resumidos em Kays e London (1955).

Em Kays e London (1955), cada superfície aletada é designada por um número, que indica quantas aletas ela possui por polegada, que pode ser seguido ou não por uma letra, que indica o modelo do canal. Assim, a superfície 11.11a tem 11,11 aletas por polegada, formando canais retangulares entre si, enquanto que a superfície 15.08T possui 15,08 aletas por polegada e a letra “T” indica que o canal formado pelas aletas é triangular. Para cada superfície aletada, são fornecidos a quantidade de aletas por polegada, o espaço entre as aletas, o diâmetro hidráulico do canal, a espessura da parede, a razão entre a área total de troca de calor e o volume total de transferência de calor (β) e a razão entre a área total das aletas e a área total de troca de calor, (α).

As características da transferência de calor e do escoamento no trabalho referido foram determinadas experimentalmente para diversas configurações específicas. Os resultados para a transferência de calor estão apresentados através do número de Stanton ($St = hm/Gcp$) em função do número de Reynolds (Re) baseado na velocidade mássica máxima. O fator de atrito médio também é apresentado em função do mesmo valor de (Re).

No cálculo térmico de um trocador de calor compacto é possível utilizar as informações contidas em Kays e London (1955) para determinar o coeficiente convectivo médio (hm) das superfícies e o coeficiente de atrito médio. Os valores de (hm) são empregados no cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U) e com o método ε -NUT, avaliam-se o desempenho e as características térmicas do trocador de calor.

2.2 Simulação numérica

No presente trabalho foi realizado um estudo sobre trocadores de calor do tipo compacto e de correntes cruzadas. O coeficiente de convecção médio (h_m) das superfícies aletadas e o coeficiente de atrito médio (f_m) foram determinados numericamente e então foi empregado o método da efetividade ε -NUT para prever as características térmicas de trocadores de calor deste tipo.

Uma simulação numérica do escoamento e da transferência de calor em bancos de tubos é descrita no trabalho de Croce et al. (2002). A simulação inclui a solução do campo de velocidade e temperatura em torno dos tubos, o movimento das gotículas de água e a avaliação do efeito de resfriamento nas superfícies dos tubos.

Saito (2002) apresenta um estudo que determina numericamente a queda de pressão e o fluxo de calor em um trocador de calor de contra corrente ar-ar. A simulação foi realizada utilizando o software PHOENICS. O objetivo do estudo foi o de otimizar a geometria que maximiza o calor transferido para uma dada queda de pressão.

Zhang et al. (2003) utilizaram o programa de CFD FLUENT para prever a distribuição da temperatura do escoamento nos canais aletados de um trocador de calor tipo placa. Os resultados numéricos foram comparados com resultados experimentais, mostrando boa concordância.

Carluccio et al (2005) mostram um estudo numérico de um trocador de calor compacto de correntes cruzadas ar-óleo, usado para esfriar óleo de circuitos hidráulicos em veículos industriais. A análise numérica foi feita para verificar a influência dos regimes de escoamento, induzido pelas aletas dos canais, no desempenho global do trocador de calor. As simulações foram feitas considerando um meio poroso. Assim, os autores obtiveram os valores do coeficiente global de troca de calor e da diferença de pressão entre a entrada e a saída do óleo e do ar no trocador.

Braks (2004) utilizando o código computacional FLUENT investigou o escoamento particulado e a troca de calor em um trocador de calor tubular. O escoamento no trocador era arranjado em contra corrente e de passe único, onde um dos fluidos de trabalho era o suco de laranja. Foi simulado o escoamento turbulento para duas vazões mássicas, 600 kg/h e 11500 kg/h, utilizando o modelo κ - ϵ de turbulência. Os resultados obtidos mostraram boa concordância com resultados experimentais, indicando que o modelo de turbulência escolhido era satisfatório.

O escoamento em um trocador de calor de placas corrugadas foi simulado numericamente por Kanaris et al. (2005), utilizando o software CFX. As simulações do escoamento foram realizadas para uma faixa de número de Reynolds entre 400 e 1400. Os resultados apresentados pelos autores incluem a tensão de cisalhamento, o fluxo de calor na parede e o número de Nusselt local. Também são apresentados valores médios para coeficientes convectivo e coeficiente de atrito, mostrando boa concordância com dados experimentais publicados na literatura.

Nakoneczny (2006) descreve um modelo numérico de um trocador de calor ar-ar de placas, que pode ser utilizado no escoamento de gás. O modelo simulado considera o escoamento unidimensional, transiente e compressível para o fluido quente e permanente e incompressível para o fluido frio. O modelo é testado em um sistema de resfriamento de um turbo compressor, obtendo resultados para a troca de calor na parede, a distribuição da temperatura do fluido frio e a eficiência do trocador de calor.

Um modelo numérico foi desenvolvido por Jung (2006) para prever o comportamento térmico de um trocador de calor de correntes cruzadas com aletas do tipo “louvered” e avaliar o projeto do trocador. O modelo utilizou o conceito de resistência térmica e o método de diferenças finitas. Foi realizado um estudo de caso para verificar a influência de alterações da geometria do trocador de calor no seu desempenho térmico.

Os trabalhos mencionados anteriormente não utilizam na previsão do desempenho térmico de trocadores de calor, o método da efetividade associado a um coeficiente global de troca de calor determinado numericamente.

Capítulo 3

Modelo de Análise Térmica

3.1 Introdução

Neste capítulo será apresentado o modelo de análise térmica proposto na avaliação de trocadores de calor de correntes cruzadas. Esta consiste de dois procedimentos: a determinação dos coeficientes convectivos através de simulação numérica e aplicação do método da efetividade (ε -NUT) para obter as características térmicas e do escoamento dos trocadores.

3.2 Modelo de análise térmica proposto

Um parâmetro imprescindível na análise térmica de qualquer trocador de calor é o coeficiente global de transferência de calor (U). Este é determinado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos, quente e frio, presentes no trocador. Ela engloba as resistências convectivas associadas ao escoamento de cada fluido, a resistência das aletas e a resistência condutiva na placa que separa os fluidos. Desta forma, para determinar (U) é necessário conhecer, entre outros parâmetros, os coeficientes convectivos médios (h_m) relacionados ao escoamento dos fluidos quente e frio e a geometria do trocador. Contudo, a complexidade de algumas geometrias torna inviável a avaliação de (U) através de métodos analíticos, especialmente a obtenção dos coeficientes convectivos. Estas dificuldades são geralmente contornadas efetuando medidas experimentais nos canais utilizados nos trocadores de calor (Kays e London, 1955).

O modelo de análise térmica proposto tem a finalidade de permitir a substituição dessas medidas experimentais por simulações numéricas do escoamento e da troca de calor nos canais dos trocadores. O modelo possui duas etapas. Na primeira, os escoamentos nos canais com fluido frio e quente do trocador são simulados separadamente com o objetivo de se obter os coeficientes médios convectivos (h_m) e de atrito (f_m). Para avaliar numericamente (h_m) e (f_m) nos canais, separados, considera-se que as paredes estejam a uma temperatura uniforme igual à temperatura de entrada do outro fluido. Na segunda etapa, com os coeficientes médios de convecção e de atrito em cada escoamento, emprega-se o método da efetividade (ε -NUT) para uma previsão do comportamento fluido termo do trocador.

3.3 Método da efetividade

Na análise térmica de um trocador de calor, quando são conhecidas somente as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, é possível utilizar o método da efetividade (Incropera e De Witt, 2002). A efetividade (ε) de um trocador de calor é a razão entre a troca de calor real (q) e a máxima possível ($q_{m\acute{a}x}$).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{C_q (T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (3.1)$$

Onde C_q Capacidade térmica do fluido quente, $C_q = m_q cp_q$, [W / K]

C_f Capacidade térmica do fluido frio, $C_f = m_f cp_f$, [W / K]

$C_{m\acute{i}n}$ Menor valor entre C_q e C_f , [W / K]

T Temperatura dos fluidos, [°C]

Os índices “e” e “s” referem-se, respectivamente, à entrada e saída dos fluidos e os índices “f” e “q” aos fluidos frio e quente.

A efetividade é função de dois parâmetros

$$\varepsilon = f(\text{NUT}, R) \quad (3.2)$$

O parâmetro (R) indica a razão entre as capacidades térmicas dos fluidos ($C_{\min} / C_{\max}$) e NTU é uma grandeza adimensional denominada número de unidades de transferência, definida como:

$$\text{NUT} = \frac{UA_{td}}{C_{\min}} \quad (3.3)$$

O coeficiente global de transferência de calor é indicado por (U) e (A_{td}) representa a área de troca térmica da interface entre os fluidos quente e frio. Desconsiderando os efeitos de incrustação nas superfícies dos canais, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado pela eq. (3.4).

$$\frac{1}{UA_{td}} = \frac{1}{\eta_{of} A_{td} h_{m_f}} + \frac{t}{k_m} + \frac{1}{\eta_{oq} A_{td} h_{m_q}} \quad (3.4)$$

Onde	U	Coeficiente global de transferência de calor $[W / m^2 . K]$
	A_{td}	Área de troca térmica da interface $[m^2]$
	h_{m_f}	Coeficiente convectivo médio do fluido frio $[W / m^2 . K]$
	h_{m_q}	Coeficiente convectivo médio do fluido quente $[W / m^2 . K]$
	t	Espessura da parede que separa os fluidos $[m]$
	k_m	Condutividade térmica do material $[W / m . K]$
	η_o	Eficiência global do conjunto de aletas

A eficiência global do conjunto de aletas em cada de escoamento é determinada por:

$$\eta_o = 1 - \alpha_a (1 - \eta_f) \quad (3.5)$$

Onde (α_a) é a razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor e a eficiência de cada aleta esta indicada por (η_f) . Em aletas retas com seção retangular uniforme, (Incropera e De Witt, 2002) apresentam soluções para o cálculo de (η_f) . Para as hipóteses de distribuição unidimensional de temperatura e aletas com extremidade adiabática, tem-se:

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(m_r \frac{hm}{2}\right)}{m_r \frac{hm}{2}} \quad (3.6)$$

sendo

$$m_r = \frac{2hm}{k_m t} \quad (3.7)$$

Para um trocador de calor de correntes cruzadas com ambos os fluidos não misturados, a efetividade térmica pode ser expressa (Kays e Crawford, 1993) por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{R} NUT^{0,22} \left[\exp(-R NUT^{0,78}) - 1\right]\right\} \quad (3.8)$$

Esta equação foi obtida numericamente e com ela é possível relacionar efetividade e número de unidades de transferência para diversos valores de (R) , como indicado na Fig. 3.1.

Com a efetividade conhecida, é possível avaliar as temperaturas de saída dos dois fluidos no trocador e a taxa de troca de calor entre eles.

$$T_{q,s} = T_{q,e} - \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})}{C_q} \quad (3.9)$$

$$T_{f,s} = T_{f,e} + \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})}{C_f} \quad (3.10)$$

$$q = \varepsilon q_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (3.11)$$

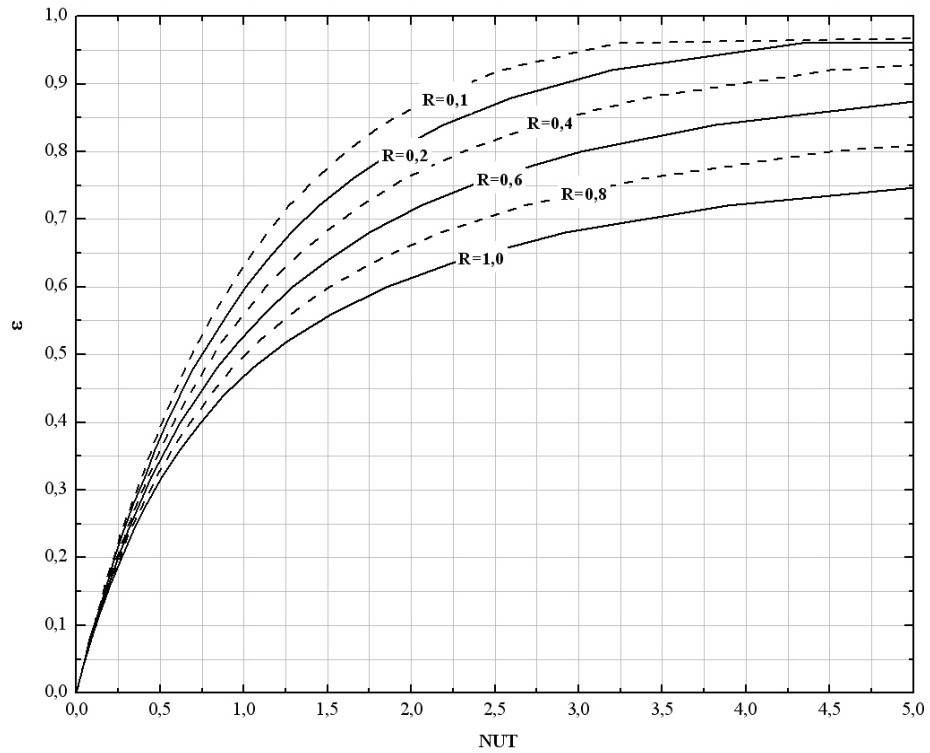


Figura 3.1 – Efetividade de um trocador de calor de único passe e correntes cruzadas.

3.4 Principais parâmetros analisados

Além da efetividade (ε), os principais parâmetros que foram utilizados na análise dos trocadores de calor de correntes cruzadas apresentados neste trabalho são: a potência de bombeamento (P_b), a taxa de geração de entropia (S_g), a geração de entropia adimensional (N_s) e a eficiência exergética.

3.4.1 Potência de bombeamento

A potência de bombeamento pode ser determinada pelo produto da diferença pressão entre a entrada e saída do duto (ΔP) pela vazão volumétrica no seu interior (Q_c):

$$P_b = \Delta P Q_c \quad (3.12)$$

A diferença de pressão (ΔP) é obtida utilizando o coeficiente médio de atrito calculado numericamente

$$\Delta P = 4 f_m \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad (3.13)$$

Onde	f_m	Coeficiente médio de atrito
	ρ	Densidade do fluido [kg/m^3]
	v	Velocidade média no canal [m/s]
	L	Comprimento do duto [m]
	D_h	Diâmetro hidráulico do canal [m]

Na análise dos trocadores, todas as propriedades dos fluidos quente ou frio foram obtidas na média das temperaturas médias de mistura entre a entrada e saída do canal, eq. (3.14).

$$Tm_f = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad e \quad Tm_q = \frac{T_{qe} + T_{qs}}{2} \quad (3.14)$$

A velocidade média e o diâmetro hidráulico do canal podem ser determinados por:

$$v = \frac{Q_c}{A_c} \quad (3.15)$$

$$Dh = \frac{4 A}{Pe} \quad (3.16)$$

A área da seção transversal ao escoamento em cada canal é indicada por (A_c). O diâmetro hidráulico está relacionado com a seção transversal e com seu perímetro (Pe).

A vazão volumétrica no duto é igual à soma das vazões nos (N_c) canais de escoamento

$$Q_d = Q_c N_c \quad (3.17)$$

Como os trocadores analisados podem ser compostos por um determinado número de módulos (M) arranjos em série, paralelo ou combinando estes dois arranjos, a vazão total de cada fluido no trocador é determinada da seguinte maneira:

$$Q_T = Q_d M \quad (3.18)$$

A vazão em cada duto (Q_d) é obtida através da soma das vazões de todos os canais entre as aletas.

3.4.2 Taxa de geração de entropia

A taxa de geração de entropia no trocador foi obtida através do balanço de entropia, considerando um trocador adiabático e escoamento em regime permanente.

$$S_g = m_f (s_{f,s} - s_{f,e}) + m_q (s_{q,s} - s_{q,e}) \quad (3.19)$$

Na eq. (3.19), a entropia específica, indicada por (s) , é obtida na temperatura média das seções de entrada e saída de cada fluido. A vazão mássica total cada fluido (m) no trocador pode ser determinada da seguinte forma:

$$m = Q_T \rho \quad (3.20)$$

3.4.3 Geração de entropia adimensional

A geração de entropia adimensional é definida como a razão entre a taxa de entropia gerada no processo (S_g) e a menor capacidade térmica, associada ao escoamento do fluido quente ou frio $(C_{\min})$,

$$N_s = \frac{S_g}{C_{\min}} \quad (3.21)$$

A menor capacidade térmica é obtida através do produto

$$C_f = m_f cp_f \quad (3.22a)$$

ou

$$C_q = m_q cp_q \quad (3.22b)$$

3.4.4 Eficiência exergética

A eficiência exergética pode ser definida pelo chamado grau de perfeição termodinâmico ou eficiência de entrada-saída, Kotas (1985) e Szargut et al. (1988). Esta eficiência é comumente empregada em equipamentos dissipativos, como os condensadores. Para trocadores de calor, a eficiência exergética foi determinada da seguinte forma:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum (m_{fs} ex_{fs}) + \sum (m_{qs} ex_{qs})}{\sum (m_{fe} ex_{fe}) + \sum (m_{qe} ex_{qe})} \quad (3.23)$$

A exergia específica (ex) de cada fluido foi calculada através da definição.

$$ex = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (3.24)$$

Onde	h	Entalpia específica do fluido [J/kg]
	h_0	Entalpia específica do fluido no estado referência [J/kg]
	s	Entropia específica do fluido [J/kg °C]
	s_0	Entropia específica do fluido na temperatura de referência [J/kg °C]
	T_0	Temperatura do estado de referência [$T_0 = 25^\circ\text{C}$]

3.5 Conclusão do capítulo

Este capítulo apresentou o modelo de análise térmica proposto na avaliação de trocadores de calor de correntes cruzadas. Foram mostradas as equações utilizadas no modelo, bem como aquelas empregadas nos cálculos dos parâmetros de avaliação.

Capítulo 4

Geometrias Analisadas

4.1 Introdução

Neste capítulo serão descritos os modelos de geometrias utilizadas na análise de trocadores de calor de correntes cruzadas. Com exceção do duto retangular, estes modelos de geometrias foram propostos nos trabalhos experimentais realizados por London e Fergunson (1946), London e Fergunson (1949) e resumidos em Kays e London (1955).

4.2 Descrição das geometrias

Os modelos de geometrias estudadas são: duto retangular, 11.11a, 6.2, 2.0, 11.94T e 15.08. Os modelos aletados são constituídos por aletas não interrompidas dentro de um canal composto do mesmo material que as aletas. A designação do modelo indica quantas aletas este possui por polegada. Assim, o modelo 11.11a tem 11,11 aletas por polegada, enquanto que o 2.0 possui duas aletas por polegada. A letra T indica que o canal formado pelas aletas é triangular. As expressões utilizadas na determinação das características geométricas para cada modelo foram obtidas através de aproximações resultantes de valores fornecidos por Kays e London (1955).

4.2.1 Modelo duto retangular (DR)

A Fig. 4.1 mostra o modelo duto retangular DR. Dentre as geometrias estudadas, o duto retangular é o único que não apresenta aletas. O duto de seção retangular tem comprimento (L), largura (w_d) e altura (h_d). A Tabela 4.1 mostra as dimensões geométricas para o modelo.



Figura 4.1 – Geometria do modelo duto retangular (DR)

A área frontal do escoamento no duto é:

$$A_{fr} = w_d h_d \quad (4.1)$$

A área total de troca de calor por duto é dada pela eq. (4.2):

$$A_d = 2L(w_d + h_d) \quad (4.2)$$

4.2.2 Modelo 11.11a

A Fig. 4.2 mostra o modelo 11.11a. O material deste modelo é cobre e possui 11,11 aletas por polegada. É composto por aletas paralelas inseridas em um duto de mesmo material e espessura das aletas. Tanto as aletas quanto o duto tem comprimento (L) e suas dimensões são apresentadas na Tabela 4.1.

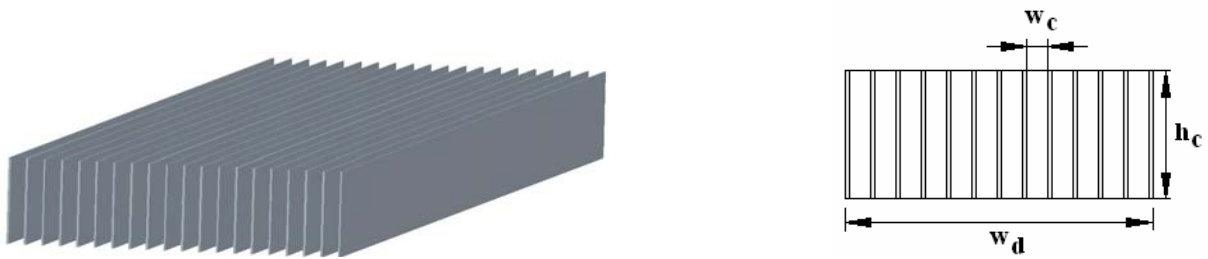


Figura 4.2 – Geometria do modelo 11.11a

Na Fig. 4.2, (w_c) indica a largura de cada canal entre as aletas e (h_c), a sua altura. Assim, a largura do duto é determinada pela equação:

$$w_d = N_a t + N_c w_c \quad (4.3)$$

Onde (N_a) e (N_c) representam o número de aletas e canais, respectivamente. A espessura do material é dada por (t) . A área da seção transversal do canal e a área frontal do duto são determinadas por:

$$A_c = w_c h_c \quad (4.4)$$

$$A_{fr} = N_c A_c \quad (4.5)$$

A área total da superfície aletada por duto é dada pela eq. (4.6):

$$A_{ta} = 2L N_a h_c \quad (4.6)$$

A área total de troca de calor por duto é dada pela seguinte equação:

$$A_d = 2L [N_a h_c + (N_a - 1) w_c] \quad (4.7)$$

4.2.3 Modelo 6.2

O modelo 6.2 indicado na Fig. 4.3, possui 6,2 aletas por polegada. É composto por um conjunto de aletas dobradas de alumínio inseridas em um duto. As aletas e o duto são fabricados de mesmo material e possuem a mesma espessura e comprimento (L) . A Tabela 4.1 apresenta as dimensões geométricas para este modelo.

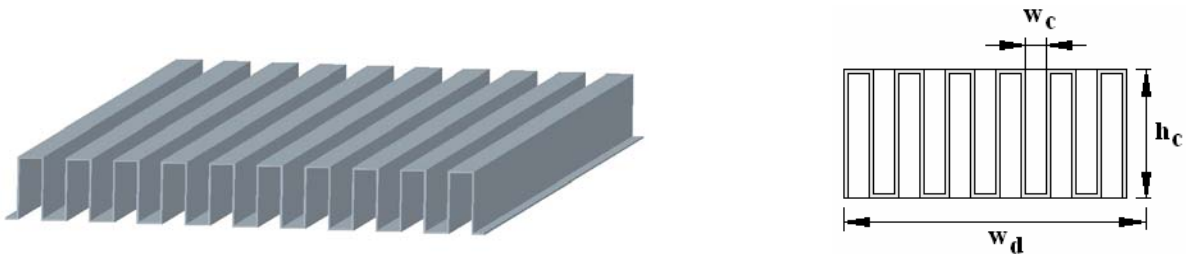


Figura 4.3 – Geometria do modelo 6.2

A largura do duto, a área da seção transversal do canal e a área frontal do duto são determinadas pelas eqs. (4.3), (4.4) e (4.5), respectivamente. A área total de troca de calor por duto é determinada através da eq. (4.7).

A área total da superfície aletada por duto é dada pela seguinte equação:

$$A_{ta} = L N_a (2h_c + w_c) \quad (4.8)$$

4.2.4 Modelo 2.0

A Fig. 4.4 mostra o modelo 2.0 e a Tabela 4.1 apresenta suas dimensões. O modelo possui seção trapezoidal e duas aletas por polegada. O modelo é feito com alumínio e também é composto por um conjunto de aletas dobradas inserido em um duto retangular de mesmo comprimento, material e espessura das aletas.

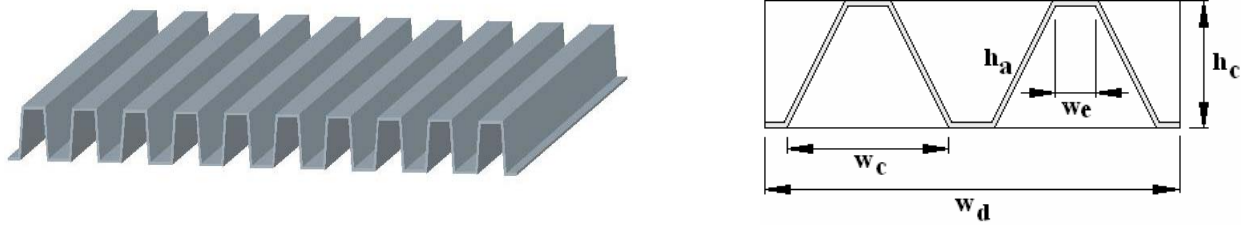


Figura 4.4 – Geometria do modelo 2.0

A largura do duto é determinada pela eq. (4.9):

$$w_d = N_a t + N_c \left(\frac{w_c + w_e}{2} \right) \quad (4.9)$$

A área frontal do duto é dada pela eq. (4.5) e a área do canal

$$A_c = h_c \left(\frac{w_c + w_e}{2} \right) \quad (4.10)$$

A área total da superfície aletada por duto é dada pela eq. (4.11).

$$A_{ta} = L N_a (2h_a + w_e) \quad (4.11)$$

onde (h_a) é a altura da aleta, determinada através da eq. (4.12).

$$h_a = \sqrt{\left(\frac{w_c - w_e}{2}\right)^2 + (h_c - t)^2} \quad (4.12)$$

A área total de troca de calor por duto é dada pela seguinte equação:

$$A_d = L N_a (2h_a + w_c + w_e) \quad (4.13)$$

4.2.5 Modelo 11.94T

O modelo 11.94T possui seção de escoamento triangular, como indicado na Fig. 4.5, e 11,94 aletas por polegada. É fabricado com alumínio e composto por aletas inseridas em um duto de mesmo material, comprimento e espessura das aletas. A Tabela 4.1 mostra as dimensões geométricas para este modelo.

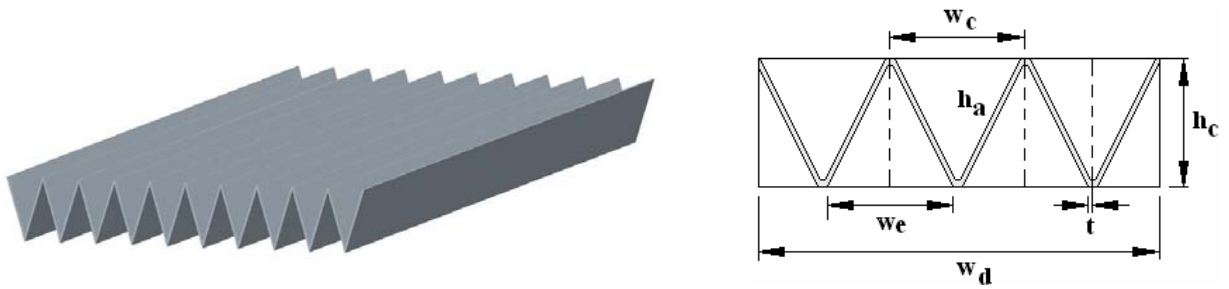


Figura 4.5 – Geometria do modelo 11.94T

Na Fig. 4.5, A largura do duto é determinada pela equação pela eq. (4.14):

$$w_d = N_c w_c \quad (4.14)$$

A área da seção do canal do duto é determinada pela eq. (4.15).

$$A_c = \frac{w_e h_c}{2} \quad (4.15)$$

A área total da superfície aletada por duto é dada pela eq. (4.16):

$$A_{ta} = 2 h_a N_a L \quad (4.16)$$

onde (h_a) é a altura da aleta, determinada pela eq. (4.17).

$$h_a = \sqrt{\left(\frac{w_e}{2}\right)^2 + (h_c)^2} \quad (4.17)$$

A área total de troca de calor por duto é dada pela seguinte equação:

$$A_d = L N_a (2 h_a + w_e) \quad (4.18)$$

4.2.6 Modelo 15.08

A Fig. 4.6 mostra a geometria do modelo 15.08 e suas dimensões são apresentadas na Tabela 4.1. O modelo é fabricado com material alumínio e possui 15,08 aletas por polegada. É composto por aletas paralelas inseridas em um duto de mesmo material, comprimento e espessura das aletas.

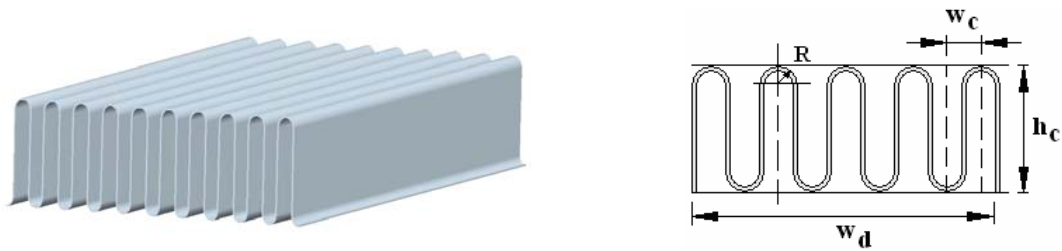


Figura 4.6 – Geometria do modelo 15.08

Na Fig. 4.2, (w_c) indica o passo de cada canal e (h_c) , a altura. Assim, a largura do duto é determinada pela equação (4.14).

A área da seção do canal do duto é determinada por:

$$A_c = w_c(h_c - R) + \frac{\pi R^2}{4} \quad (4.19)$$

Onde $R = w_c / 2$. A área total da superfície aletada por duto é dada pela eq. (4.20):

$$A_{ta} = 2 L N_a \left(h_c - R + \frac{\pi R}{2} \right) \quad (4.20)$$

A área total de troca de calor por duto é dada pela seguinte equação:

$$A_d = 2 L N_a \left(h_c - R + \frac{\pi R}{2} + w_c \right) \quad (4.21)$$

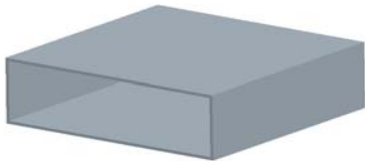
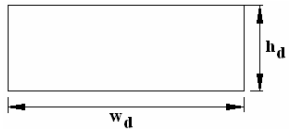
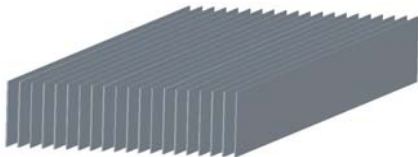
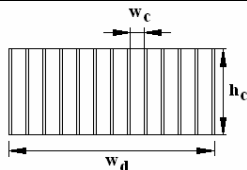
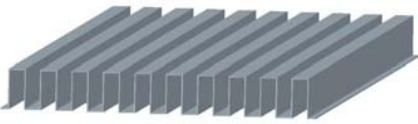
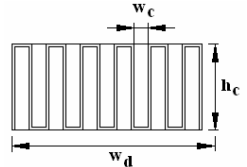
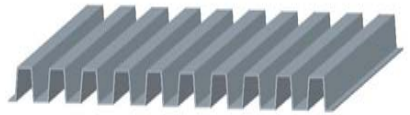
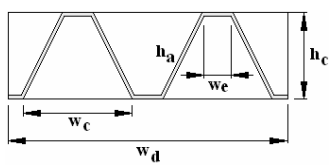
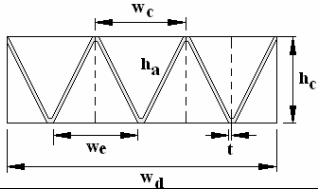
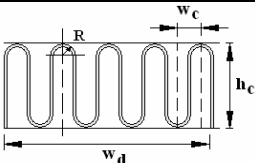
O diâmetro hidráulico do duto para todos os modelos de geometria testados é dado pela eq. (4.22).

$$Dh_d = \frac{4 A_c L}{A_d} \quad (4.22)$$

A razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor é determinada pela seguinte equação:

$$\alpha_a = \frac{A_{ta}}{A_d} \quad (4.23)$$

Tabela 4.1 – Dimensões dos modelos de geometrias analisados

Modelo	Geometria	Seção	Aletas Por polegada	w_c [mm]	w_e [mm]	$h_d = h_c$ [mm]	t [mm]	Dh_c [mm]	A_c [mm ²]
DR			0	204,8	-	11,24	0,2286	21,31	2302
11.11a			11,11	2,29	-	12,19	0,2032	3,85	27,90
6.2			6,2	3,84	-	10,29	0,2540	5,60	39,54
2.0			2,0	13,59	10,16	19,05	0,8128	14,63	226,2
11.94T			11,94	3,93	-	6,32	0,1524	2,88	148,5
15.08			15,08	1,68	-	10,62	0,1524	2,66	256,6

4.3 Conclusão do capítulo

Este capítulo apresentou os modelos de dutos utilizados na análise de trocadores de calor de correntes cruzadas neste trabalho. Também foram descritas as características geométricas destes modelos e apresentadas as equações para o cálculo da área total de troca de calor e das aletas.

Capítulo 5

Simulação Numérica do Escoamento e da Convecção Térmica nos Dutos

5.1 Introdução

Neste capítulo serão descritas as equações gerais de transporte que representam os fenômenos físicos estudados, bem como as diversas simplificações resultantes da abordagem assumida e as hipóteses subjacentes a estas simplificações. A validação do modelo computacional empregado será feita através da análise do escoamento entre placas paralelas. Na sequência será realizado um estudo das características do escoamento tridimensional laminar e turbulento e do processo de troca de calor em regime permanente nos diferentes modelos de dutos apresentados no capítulo anterior. Também será apresentada uma comparação entre os resultados numéricos obtidos com os resultados experimentais apresentados por Kays e London (1955).

5.2 Solução numérica

O escoamento e a troca convectiva de calor de cada duto apresentado no capítulo 3 foram simulados numericamente pelo método dos volumes de controle, utilizando o código computacional PHOENICS. Em cada caso, as equações da conservação de massa, quantidade de movimento e energia foram resolvidas através de simulações tridimensionais do escoamento. Os escoamentos foram considerados tanto no regime laminar quanto no turbulento. Neste caso, foi utilizado o modelo de turbulência LVEL (Spalding, 1994) embutido no pacote computacional utilizado.

O código computacional utilizado baseia-se na discretização das equações diferenciais por meio do método dos volumes de controle, que acopla a velocidade e a pressão utilizando o algoritmo SIMPLEST (SIMPLE-ShorTened), Patankar (1980). Para escoamentos em regime permanente, as equações de conservação a serem resolvidas possuem uma formulação geral da forma apresentada pela eq. (5.1).

$$\rho \frac{\partial w_i \phi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (5.1)$$

Nesta equação, (ϕ) indica a propriedade a ser conservada, (Γ) o coeficiente de difusão da propriedade e (S) o termo fonte. O primeiro e o segundo termo da eq. (5.1) indicam os termos convectivo e difusivo, respectivamente.

5.3 Equações de transporte

As leis fundamentais utilizadas de conservação de um escoamento fluido num duto são expressas por um conjunto de equações gerais de transporte: a equação da continuidade, da quantidade de movimento linear e da energia, representadas pelas eqs. (5.2), (5.3) e (5.4). Nessas equações, a velocidade média e a velocidade turbulenta flutuante estão indicadas por (w) e (w') , respectivamente. As variáveis (T) e (T') representam, na ordem, a temperatura e a temperatura turbulenta flutuante. A viscosidade cinemática está indicada por (ν) e a difusividade térmica, por (α) .

$$\frac{\partial w_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial w_i w_j}{\partial x_i} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \overline{w'_j w'_i} \right] \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial(w_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{w_j T'} \right) \quad (5.4)$$

Nas equações da quantidade de movimento linear e da energia, o produto $(-\rho \overline{w_j' w_i'})$ representa o transporte segundo a direção “i”, da quantidade de movimento na direção “j” e as suas componentes agem como tensões no volume de fluido e, devido a isso, são chamadas de tensões turbulentas ou tensões de Reynolds. O produto $(-\rho c_p \overline{w_j' T'})$ indica o fluxo turbulento de calor e quantifica a densidade do fluxo de calor na direção “j”.

5.4 Modelos de turbulência empregados

Na simulação do escoamento turbulento nos canais que compõem o trocador de calor de correntes cruzadas, inicialmente foram comparados resultados obtidos através da simulação numérica utilizando dois modelos de turbulência: LVEL e κ - ϵ . Devido ao melhor ajuste obtido para as geometrias analisadas – a presença de paredes em dutos de dimensões reduzidas – o modelo de turbulência adotado foi o LVEL.

5.4.1 Modelo LVEL

O modelo de LVEL, introduzido no código computacional PHOENICS em 1993, é bastante utilizado em situações onde existam várias paredes em contato com o fluido, o que torna o modelo convencional de duas equações difícil de ser aplicado. O modelo pode ser utilizado para uma grande faixa de número de Reynolds e contém um método próprio de calcular as distâncias de qualquer parte do escoamento até as paredes. No modelo é utilizada uma viscosidade efetiva, que inclui as componentes laminar e turbulenta da viscosidade. Com isso, é possível modelar as condições de escoamento dentro de todo o domínio. Neste modelo, a viscosidade turbulenta é determinada através da lei de parede apresentada por Spalding (1961). Para $(0 \leq y^+ \leq 100)$, Spalding (1961) propôs a seguinte expressão:

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left[\exp(k u^+) - 1 - k u^+ - \frac{1}{2} (k u^+)^2 - \frac{1}{6} (k u^+)^3 - \frac{1}{24} (k u^+)^4 \right] \quad (5.5)$$

A eq. (5.5) é obtida através de um ajuste de resultados experimentais na região próxima à superfície sólida ou subcamada laminar.

A viscosidade efetiva é obtida através da derivada de (y^+) em relação à (u^+) :

$$v_{ef}^+ = 1 + \frac{k}{E} \left[\exp(k u^+) - 1 - k u^+ - \frac{1}{2} (k u^+)^2 - \frac{1}{6} (k u^+)^3 \right] \quad (5.6)$$

Onde $(k = 0,417)$ indica a constante de Von Kármán. Na eq. (5.6) observa-se que na região junto à parede, a viscosidade efetiva é igual a unidade, pois a velocidade média é próxima de zero. Com o aumento da distância da parede, o valor da viscosidade tende a

$$v_{ef}^+ = k y^+ \quad (5.7)$$

5.4.2 Modelo k-ε

O modelo de turbulência k-ε de duas equações, originalmente proposto por Jones e Lauder (1972) é bastante utilizado nas simulações numéricas do escoamento e troca de calor. A viscosidade turbulenta é determinada através da eq. (5.8).

$$v_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (5.8)$$

Onde (C_μ) é uma constante empírica, (ε) é a dissipação de energia cinética e (κ) , a energia cinética turbulenta por unidade de massa.

O modelo de turbulência k-ε é constituído por duas equações diferenciais, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a dissipação da energia cinética turbulenta, apresentadas pelas eqs. (5.9) e (5.10).

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho w_i \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + P_\kappa - \rho \varepsilon \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho w_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_{\varepsilon 1} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (5.10)$$

Onde

$$P_\kappa = -\overline{w_j' w_i'} \frac{\partial w_i}{\partial x_j} = v_t \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial w_i}{\partial x_j} e \quad \kappa = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (5.11)$$

As constantes empíricas (C_μ) , (σ_κ) , (σ_ε) , $(C_{\varepsilon 1})$ e $(C_{\varepsilon 2})$ das equações (5.8) a (5.11) foram ajustadas a partir de medições experimentais. O conjunto de valores apresentados na Tabela 5.1 foi proposto por Launder e Spalding (1974). A descrição completa relativa à implementação do modelo de turbulência κ - ε pode ser encontrada em Rodi (1980).

Tabela 5.1 – Valores das constantes no modelo de turbulência κ - ε .

C_μ	σ_κ	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

5.5 Método numérico

Quando for utilizado o modelo LVEL, o método numérico resolve o conjunto de equações (5.2), (5.3), (5.4) e (5.6). No modelo κ - ε , as equações a serem resolvidas são (5.2), (5.3), (5.4), (5.8), (5.9) e (5.10). Cada um desses conjuntos forma um sistema completo de equações que podem ser reduzidos à equação geral diferencial (5.1), onde o coeficiente de difusão (Γ) e o termo fonte (S) , com relação a propriedade a ser conservada (ϕ) , assumem diferentes valores dependendo do modelo de turbulência adotado.

Tabela 5.2 – Valores de (Γ) e (S) com relação à (ϕ) no modelo LVEL.

Propriedade transportada	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento (direção “i”)	w_i	$v_{ef} = v + v_t$ $v_{ef} = v + v_{ef}^+$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}_{ef}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v_{ef} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \right]$
Temperatura	$\bar{T}$	$\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t$ $\alpha_{ef} = \frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t}$	S

Tabela 5.3 – Valores de (Γ) e (S) com relação à (ϕ) no modelo κ - ε .

Propriedade transportada	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento (direção “i”)	$\bar{u}_i$	$v_{ef} = v + v_t$ $v_{ef} = v + C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\varepsilon}$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}_{ef}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v_{ef} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) \right]$
Temperatura	$\bar{T}$	$\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t$ $\alpha_{ef} = \frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t}$	S
Energia cinética turbulenta	κ	$\frac{v_t}{\sigma_\kappa}$	$P_\kappa - \rho \varepsilon$
Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	ε	$\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{\kappa} (C_{\varepsilon 1} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon)$

Para a solução numérica dessas equações, o domínio de cálculo é subdividido em volumes de controle não superpostos.

Para o critério de convergência adotou-se que a somatória em todos os volumes de controle dos resíduos de cada variável deve ser inferior à razão

$$\sum \text{Resíduo}(\phi) < \frac{\text{Fluxo}(\phi)}{10000} \quad (5.12)$$

Onde os fluxos de massa, quantidade de movimento e energia são iguais a $0,072[\text{kg/s}]$, $1,4[\text{kg/s}][\text{m/s}]$ e 180J/s , respectivamente. Os fluxos da energia cinética turbulenta por unidade de massa, (κ) , e a dissipação de energia cinética turbulenta, (ε) , são iguais a $0,072[\text{kg/s}][\text{m}^2/\text{s}^2]$ e $100[\text{kg/s}][\text{m}^2/\text{s}^2]$.

5.6 Validação do modelo através da simulação do escoamento entre placas paralelas

Uma vez que o escoamento entre placas paralelas é amplamente divulgado na literatura, Kays e Crawford (1993) Burmeister (1983), White (1991), Incropera e De Witt (2002), ele foi selecionado para validação do modelo numérico adotado.

5.6.1 Escoamento desenvolvido entre placas paralelas

A Fig. 5.1 mostra a geometria das placas paralelas separadas por uma distância (h_d) e com comprimento (L). As duas placas são mantidas à mesma temperatura (T_w). O ar escoa entre as placas com uma velocidade média (v), com uma temperatura de entrada (T_e) e um valor calculado na saída, igual a (T_s).

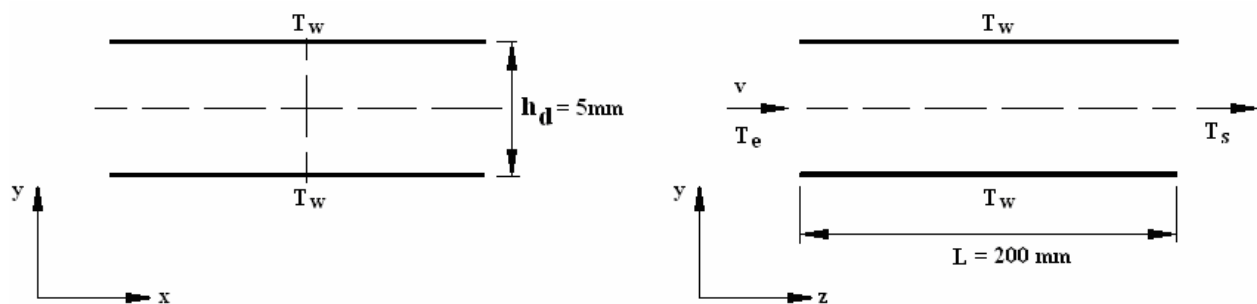


Figura 5.1 – Geometria e condições de contorno

5.6.2 Simetria e condições de contorno para o escoamento entre placas paralelas

A simetria do escoamento entre as placas paralelas permite simular apenas um quarto do domínio, como mostrado na Fig. 5.2. Como a largura das placas tem comprimento infinito, em

três lados do domínio pode ser empregada a condição de simetria. Na quarta parede foi especificada condição de parede isotérmica e prescrita uma temperatura (T_w). Na seção de saída do escoamento foi estabelecida uma condição de fluxo de saída. Esta condição prevê para todas as variáveis, exceto para a componente em “z” da velocidade, um gradiente normal zero, assegurando o balanço de massa global.

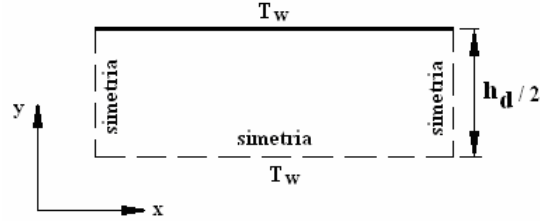


Figura 5.2 – Simetria do modelo

Quando o modelo de turbulência empregado era o k- ϵ , as condições de contorno para a energia cinética turbulenta (κ) na entrada e sua taxa de dissipação (ϵ), foram especificadas através das equações:

$$\kappa_e = I_e^2 u_e^2 \quad (5.13)$$

$$\epsilon_e = \frac{0,165 \kappa_e^{3/2}}{L_\epsilon} \quad (5.14)$$

onde I_e é a intensidade de turbulência local na entrada e L_ϵ é uma escala de comprimento da dissipação estimada em $(L_\epsilon = 0,1 Dh / 4)$, Rodi (1980).

5.6.3 Estudo de malha para o escoamento entre placas paralelas

Os cálculos foram realizados com base em uma malha bidimensional uniforme no plano y-z. Para avaliar a independência dos resultados com relação ao número de volumes de controle utilizados, foi realizada uma avaliação do tamanho da malha. Os resultados obtidos com diversas malhas para o escoamento laminar ($Re \approx 320$) são apresentados na Tabelas 5.4 e 5.5 e nas Figs.

5.3 e 5.4. Na simulação foram consideradas uma temperatura de parede 30°C, uma velocidade e temperatura de entrada do ar iguais a 0,5 m/s e 20°C, respectivamente. Os parâmetros escolhidos para a avaliação da dependência dos resultados com relação à malha foram o número de Nusselt médio, determinado com base na temperatura média de mistura, e o coeficiente de atrito médio. O coeficiente convectivo médio também é apresentado nestas tabelas. O estudo foi realizado fixando-se o número de volumes de controle da malha em uma direção e variando o número de volumes na outra direção. O critério de escolha do tamanho da malha baseia-se na não variação significativa dos parâmetros avaliados com o aumento da malha.

Como pode ser observado na Tabelas 5.4 e 5.5 e Figs. 5.3 e 5.4, uma malha 20x50 volumes, no plano (y-z), respectivamente, garante independência dos resultados numéricos obtidos para o escoamento laminar entre placas planas paralelas.

Tabela 5.4 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento laminar entre placas planas.

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W / m^2 K]$	$10^2 \cdot fm$
10x50	10	50	8,085	20,9	8,09
20x50	20	50	8,046	20,8	8,14
30x50	30	50	8,041	20,7	8,15
40x50	40	50	8,040	20,7	8,16
50x50	50	50	8,040	20,7	8,16

Tabela 5.5 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento laminar entre placas planas.

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W / m^2 K]$	$10^2 \cdot fm$
20x30	20	30	8,062	20,8	8,17
20x40	20	40	8,055	20,8	8,15
20x50	20	50	8,046	20,8	8,14
20x60	20	60	8,047	20,8	8,13
20x70	20	70	8,045	20,8	8,13
20x80	20	80	8,043	20,7	8,13
20x90	20	90	8,041	20,7	8,12
20x100	20	100	8,040	20,7	8,12

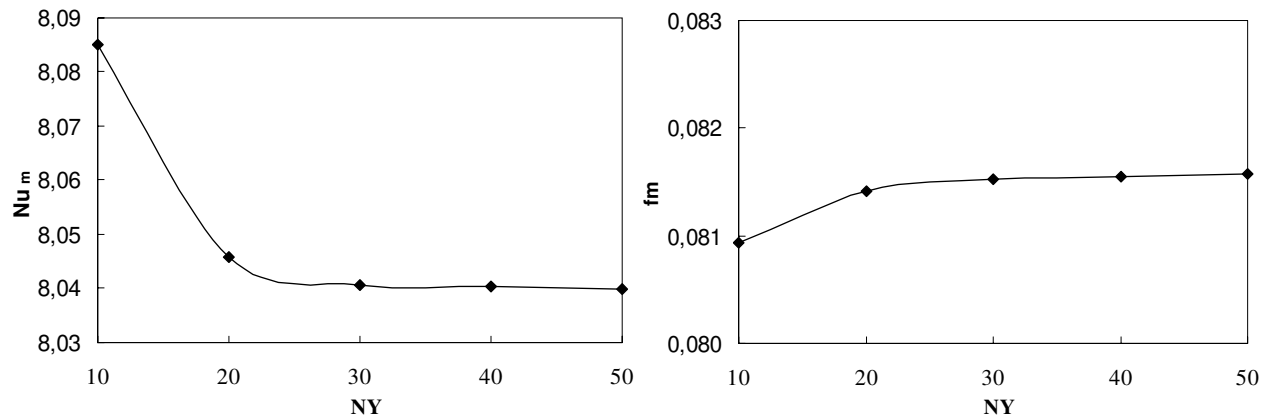


Figura 5.3 – Variação de (Nu_m) em função do tamanho da malha para escoamento laminar.

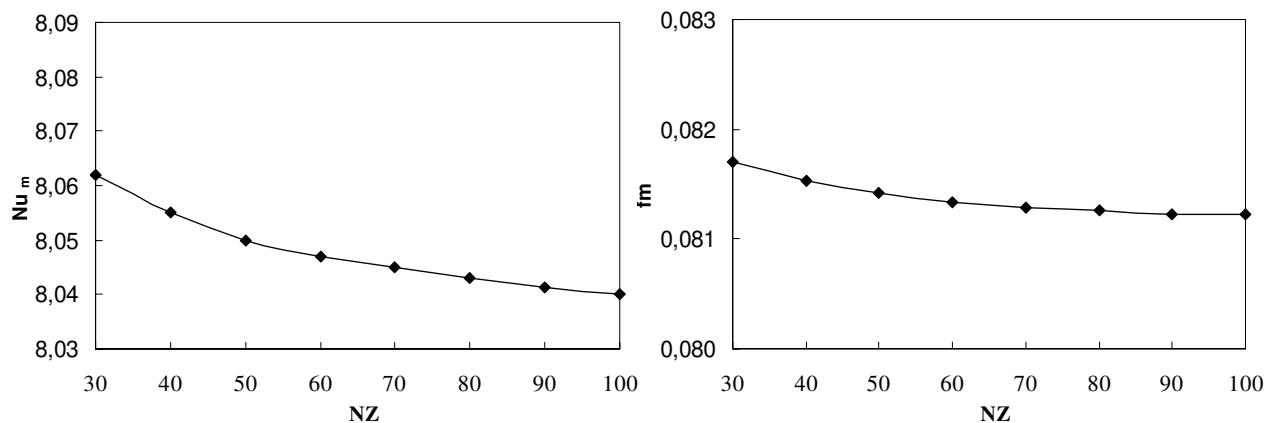


Figura 5.4 – Variação de (f_m) em função do tamanho da malha para escoamento laminar.

As Tabelas de 5.6 a 5.9 e Figs 5.5 e 5.6 mostram a variação do número de Nusselt médio e do coeficiente de atrito para um escoamento turbulento ($Re \approx 13000$). As temperaturas de parede e de entrada do ar foram consideradas 30°C e 20°C , respectivamente, e a velocidade, 20 m/s . Foram comparados resultados obtidos através de dois modelos de turbulência, LVEL e κ - ϵ . Quando utilizado o modelo de turbulência LVEL, os parâmetros avaliados tornam-se independentes da malha com um número menor de volumes de controle se comparado ao modelo κ - ϵ . No primeiro caso, a malha que atende a condição de independência é 50×50 e para o modelo κ - ϵ , 60×50 . Nas Figs. 5.5 e 5.6 e na Tabela 5.16 observa-se que o modelo de turbulência que proporciona melhores resultados é o LVEL.

Tabela 5.6 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento turbulento - modelo LVEL.

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W/m^2K]$	$10^3.f_m$
40x50	40	50	61,13	154,6	9,68
50x50	50	50	53,66	134,3	9,63
60x50	60	50	53,40	134,3	9,64
70x50	70	50	53,20	134,1	9,66
80x50	80	50	52,66	133,1	9,68

Tabela 5.7 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento turbulento - modelo LVEL.

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W/m^2K]$	$10^3.f_m$
50x40	50	40	61,35	155,1	9,77
50x50	50	50	53,66	134,3	9,73
50x60	50	60	53,13	134,3	9,60
50x70	50	70	53,00	133,5	9,58

Tabela 5.8 – Estudo de malha na direção “y” para escoamento turbulento - modelo κ - ϵ .

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W/m^2K]$	$10^2.f_m$
40x50	40	50	74,33	188,2	1,35
50x50	50	50	72,76	184,2	1,39
60x50	60	50	66,75	168,9	1,40
70x50	70	50	66,81	169,0	1,41
80x50	80	50	66,54	168,3	1,41

Tabela 5.9 – Estudo de malha na direção “z” para escoamento turbulento - modelo κ - ϵ .

Malha	NY	NZ	Nu_m	$hm [W/m^2K]$	$10^2.f_m$
50x40	50	40	72,50	183,5	1,39
50x50	50	50	72,76	184,2	1,39
50x60	50	60	72,92	184,6	1,39
50x70	50	70	72,89	184,5	1,38

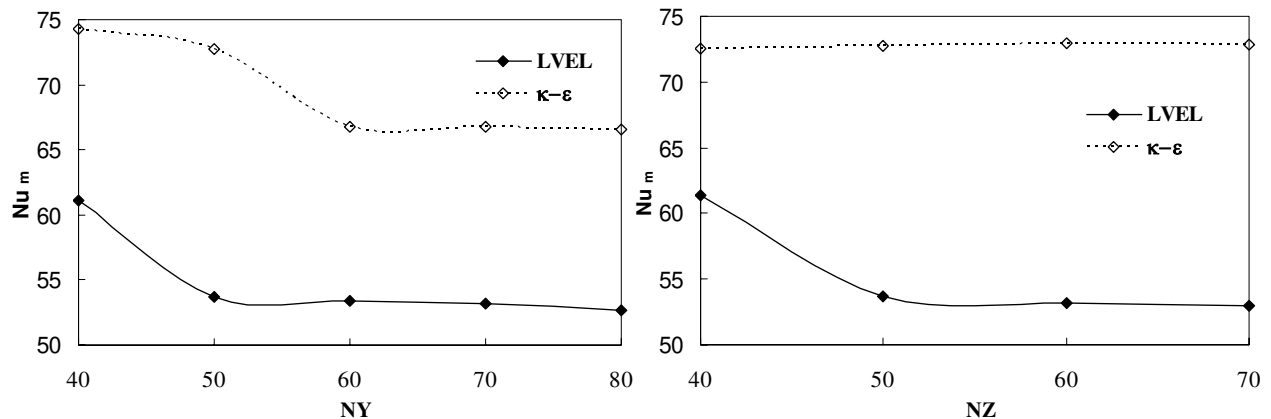


Figura 5.5 – Variação de (Nu_m) em função do tamanho da malha para escoamento turbulento.

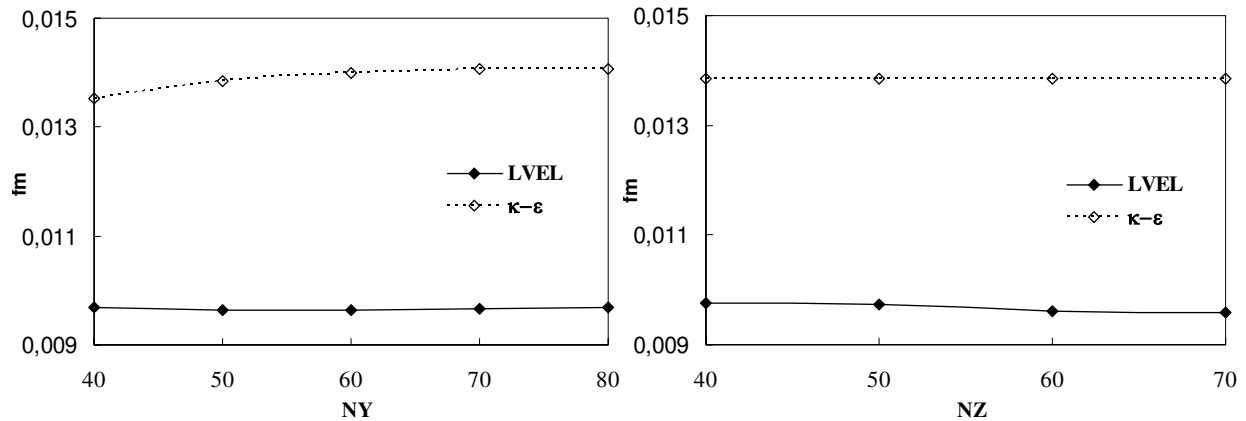


Figura 5.6 – Variação de (f_m) em função do tamanho da malha para escoamento turbulento.

5.6.4 Comprimento de entrada hidrodinâmico

Um escoamento interno é hidrodinamicamente desenvolvido quando seu perfil de velocidade não varia na direção do escoamento. O comprimento de entrada hidrodinâmico, para escoamento laminar, pode ser aproximado pela seguinte expressão:

$$Z_{fd,h} \approx \frac{Re_D Dh}{20} \quad (5.15)$$

Nesta expressão, (Re_D) indica o número de Reynolds e (Dh) o diâmetro hidráulico do canal. Para o caso de placas paralelas, Kays (1993)

$$Dh = 2 h_d \quad (5.16)$$

A eq. (5.15) é válida para um perfil uniforme de velocidade na entrada do canal. Para o caso de um escoamento entre placas planas com uma velocidade de entrada uniforme de 0,5 m/s e com as dimensões apresentadas na Fig. 5.1, o comprimento de entrada hidrodinâmico é de aproximadamente 0,16 metros.

A Fig. 5.7 e a Tabela 5.10 mostram a componente da velocidade na direção (w) em função da posição nas direções “Y” e “Z” para o escoamento laminar ($Re \approx 320$) entre placas planas. O escoamento torna-se desenvolvido aproximadamente a partir da posição ($Z \approx 0,16m$). A Fig. 5.8 indica a distribuição de velocidades nos planos Y-X e Y-Z. Observa-se que a maior parte do escoamento encontra-se na região de desenvolvimento.

Para um escoamento turbulento, o comprimento de entrada praticamente independe do número de Reynolds, sendo geralmente expressa por (Incropera e De Witt, 2002)

$$10 Dh \leq z_{fd,h} \leq 60 Dh \quad (5.17)$$

Tabela 5.10 – Perfis de velocidade em função da posição axial para escoamento laminar.

Y [m]	w [m/s]					
	Z [m]					
	0,004	0,008	0,016	0,024	0,16	0,18
0,002500	0,097	0,054	0,043	0,040	0,037	0,037
0,002375	0,231	0,154	0,124	0,116	0,109	0,109
0,002250	0,327	0,243	0,200	0,188	0,176	0,176
0,002125	0,396	0,321	0,271	0,254	0,240	0,240
0,002000	0,447	0,387	0,335	0,317	0,300	0,300
0,001875	0,484	0,441	0,393	0,374	0,356	0,356
0,001750	0,513	0,486	0,445	0,427	0,408	0,408
0,001625	0,534	0,522	0,491	0,474	0,457	0,457
0,001500	0,550	0,551	0,531	0,517	0,502	0,502
0,001375	0,562	0,574	0,565	0,555	0,543	0,543
0,001250	0,571	0,592	0,593	0,588	0,581	0,581
0,001125	0,577	0,606	0,618	0,617	0,614	0,614
0,001000	0,582	0,616	0,637	0,642	0,644	0,644
0,000875	0,586	0,625	0,653	0,663	0,670	0,670
0,000750	0,588	0,631	0,666	0,680	0,693	0,693
0,000625	0,590	0,635	0,676	0,694	0,712	0,712
0,000500	0,591	0,638	0,684	0,705	0,727	0,727
0,000375	0,591	0,641	0,689	0,712	0,738	0,738
0,000250	0,592	0,642	0,692	0,718	0,745	0,745
0,000125	0,592	0,643	0,694	0,720	0,749	0,749

A Fig. 5.9 e a Tabela 5.11 indicam a componente da velocidade na direção (w) para um escoamento turbulento ($Re \approx 13000$) entre placas planas. A Fig. 5.10 indica a distribuição de velocidades nos planos Y-X e Y-Z. A velocidade entra uniformemente no canal formado entre as placas com velocidade uniforme de 20 m/s. O desenvolvimento do perfil de velocidades ocorre aproximadamente na posição ($Z \approx 0,09\text{m}$). Os resultados da simulação numérica para este escoamento turbulento foram obtidos utilizando o modelo de turbulência LVEL.

Tabela 5.11 – Perfis de velocidade em função da posição axial para escoamento turbulento.

Y [m]	w [m/s]					Y [m]	w [m/s]				
	Z [m]						Z [m]				
	0,004	0,04	0,06	0,08	0,1		0,004	0,04	0,06	0,08	0,1
0,002500	8,314	2,914	2,843	2,821	2,814	0,001250	20,52	21,39	21,43	21,44	21,44
0,002450	14,92	8,268	8,086	8,028	8,009	0,001200	20,52	21,45	21,49	21,50	21,51
0,002400	17,67	12,26	12,03	11,96	11,94	0,001150	20,52	21,49	21,55	21,56	21,57
0,002350	18,88	14,71	14,48	14,41	14,38	0,001100	20,52	21,53	21,6	21,62	21,62
0,002300	19,50	16,25	16,03	15,96	15,94	0,001050	20,51	21,57	21,64	21,67	21,67
0,002250	19,87	17,32	17,11	17,05	17,02	0,001000	20,51	21,61	21,69	21,71	21,72
0,002200	20,08	18,12	17,92	17,86	17,84	0,000950	20,51	21,64	21,73	21,76	21,76
0,002150	20,19	18,66	18,48	18,41	18,39	0,000900	20,51	21,67	21,76	21,79	21,80
0,002100	20,28	19,02	18,85	18,79	18,77	0,000850	20,51	21,70	21,80	21,83	21,84
0,002050	20,34	19,33	19,17	19,11	19,09	0,000800	20,51	21,72	21,83	21,86	21,87
0,002000	20,38	19,59	19,44	19,39	19,38	0,000750	20,51	21,75	21,86	21,89	21,90
0,001950	20,41	19,83	19,69	19,64	19,63	0,000700	20,51	21,77	21,88	21,92	21,93
0,001900	20,44	20,03	19,91	19,87	19,85	0,000650	20,51	21,78	21,90	21,94	21,96
0,001850	20,46	20,21	20,1	20,07	20,05	0,000600	20,51	21,8	21,92	21,97	21,98
0,001800	20,47	20,37	20,28	20,25	20,23	0,000550	20,51	21,81	21,94	21,99	22,00
0,001750	20,49	20,52	20,44	20,41	20,4	0,000500	20,51	21,83	21,96	22,00	22,02
0,001700	20,49	20,65	20,58	20,56	20,55	0,000450	20,51	21,84	21,97	22,02	22,03
0,001650	20,50	20,77	20,71	20,69	20,68	0,000400	20,51	21,85	21,99	22,03	22,05
0,001600	20,51	20,87	20,83	20,81	20,81	0,000350	20,50	21,86	22,00	22,04	22,06
0,001550	20,51	20,97	20,94	20,93	20,92	0,000300	20,50	21,86	22,01	22,05	22,07
0,001500	20,51	21,06	21,04	21,03	21,03	0,000250	20,50	21,87	22,01	22,06	22,08
0,001450	20,51	21,14	21,13	21,13	21,13	0,000200	20,50	21,87	22,02	22,07	22,08
0,001400	20,52	21,21	21,21	21,21	21,21	0,000150	20,50	21,88	22,02	22,07	22,09
0,001350	20,52	21,28	21,29	21,30	21,30	0,000100	20,50	21,88	22,02	22,07	22,09
0,001300	20,52	21,34	21,36	21,37	21,37	0,000050	20,50	21,88	22,02	22,07	22,09

Nas figs. 5.7 e 5.9, observa-se que o perfil desenvolvido de velocidades no plano Y-Z é parabólico para o escoamento laminar e, devido à mistura turbulenta na direção transversal, ele é praticamente plano para o escoamento turbulento.

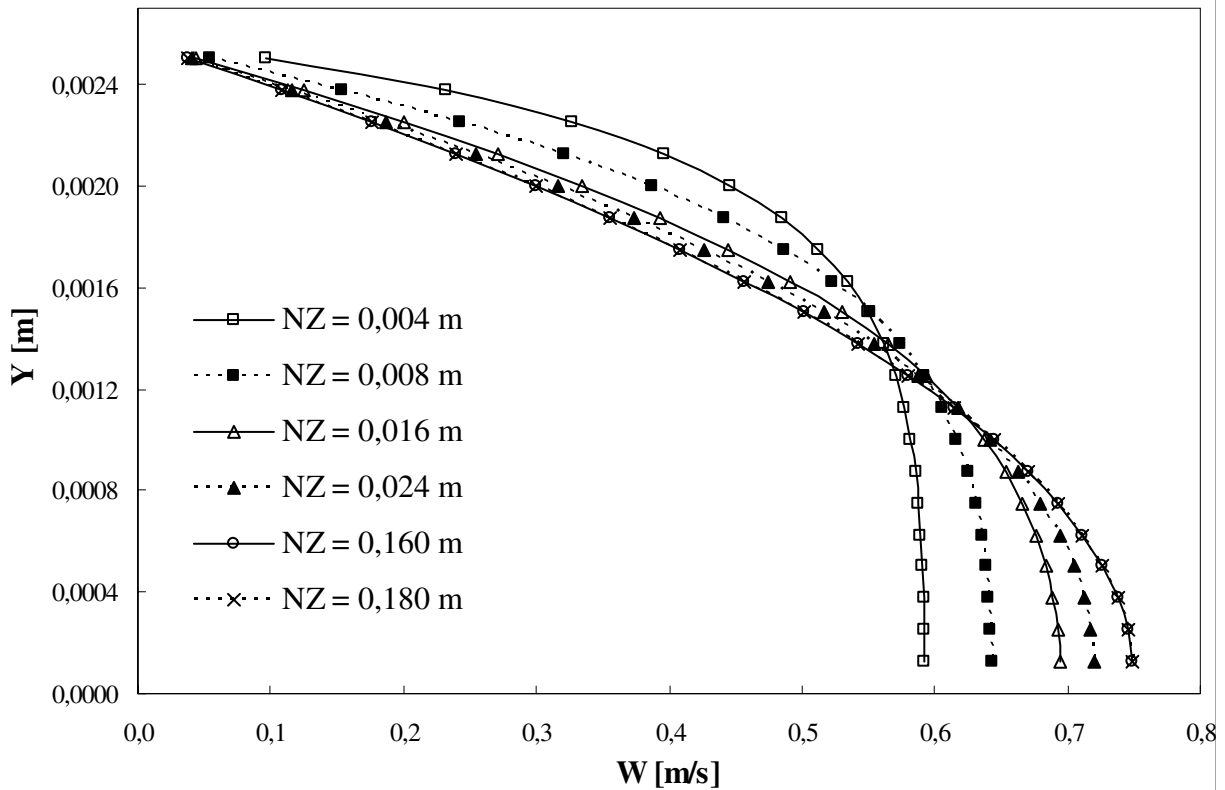


Figura 5.7 – Perfis de velocidade em função da posição axial para um escoamento laminar.

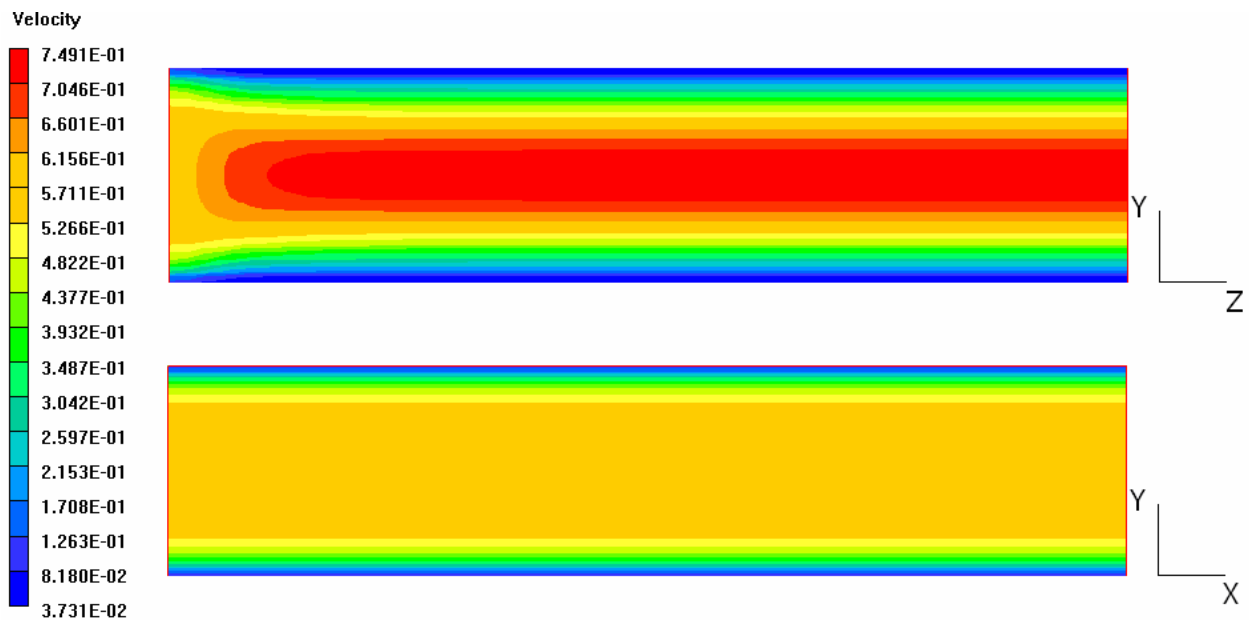


Figura 5.8 – Distribuição de velocidades nos planos $Y-Z$ e $Y-X$ para um escoamento laminar nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).

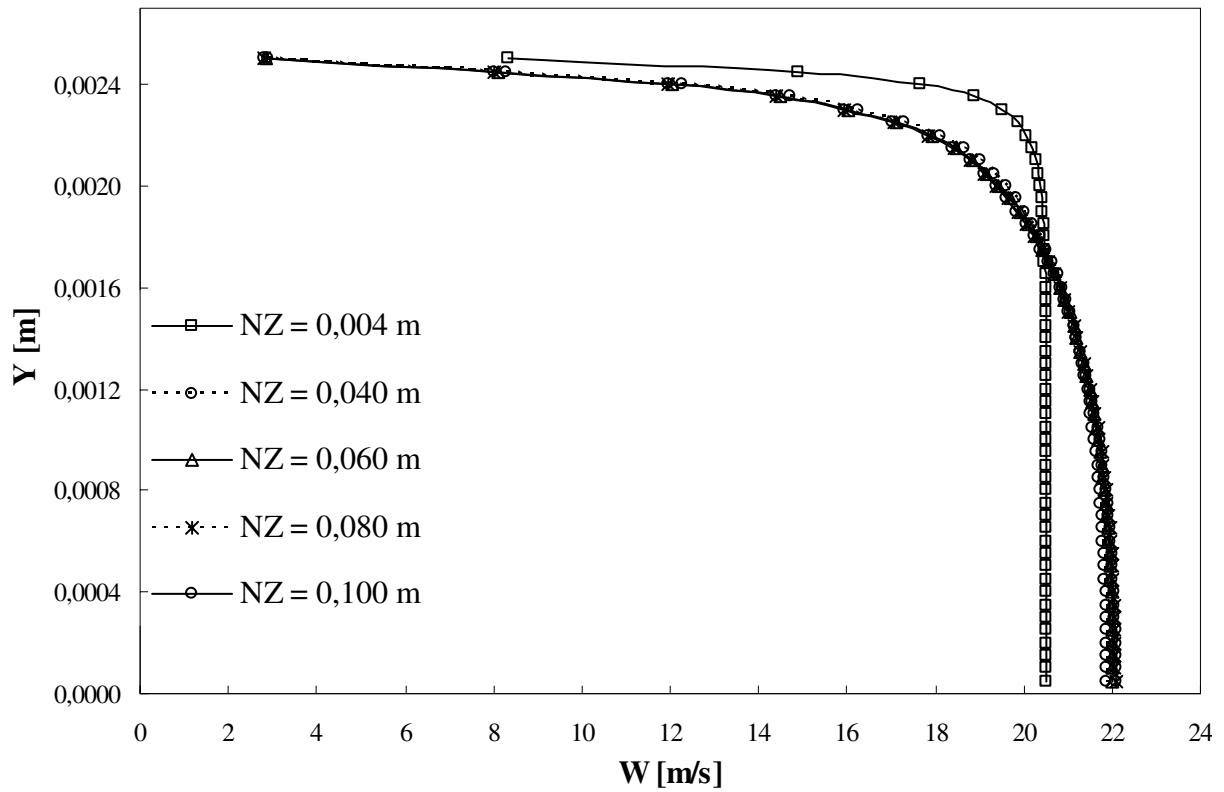


Figura 5.9 – Perfis de velocidade em função da posição axial para um escoamento turbulento.



Figura 5.10 – Distribuição de velocidades nos planos $Y-Z$ e $Y-X$ para um escoamento turbulento nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).

5.6.5 Desenvolvimento simultâneo dos perfis de velocidade e temperatura

O comprimento térmico de entrada no escoamento interno laminar pode ser expresso por:

$$Z_{fd,t} \approx \frac{Re_D Dh Pr}{20} \quad (5.18)$$

A Fig. 5.11 e a Tabela 5.12 indicam o perfil de temperaturas para o escoamento laminar ($Re \approx 320$) entre placas planas. Ambas as placas são aquecidas a 30°C , o fluido entra no canal com temperatura uniforme de 20°C e velocidade uniforme de $0,5 \text{ m/s}$. De acordo com a eq. (5.18), o desenvolvimento térmico ocorre aproximadamente em ($Z = 0,12 \text{ m}$). No escoamento laminar e para números de Prandtl inferiores a um ($Pr \approx 0,7$), o perfil de temperaturas se desenvolve antes do perfil de velocidades. A Fig. 5.12 mostra a distribuição de temperaturas no plano Y-X e Y-Z para um escoamento laminar.

O desenvolvimento térmico para um escoamento turbulento ($Re \approx 13000$) entre placas paralelas igualmente aquecidas é apresentado na Fig. 5.13 e na Tabela 5.13. As temperaturas da parede e do fluido na entrada do duto são as mesmas que no escoamento laminar, 30°C e 20°C , respectivamente e a velocidade uniforme do fluido na entrada é de 20 m/s . No escoamento turbulento, tanto o comprimento hidrodinâmico quanto o comprimento térmico independem dos números de Reynolds e Prandtl.

Como primeira aproximação na determinação do comprimento térmico de entrada turbulento pode-se considerar (Incropera e De Witt, 2002):

$$Z_{fd,t} = 10 Dh \quad (5.19)$$

A Fig. 5.14 mostra a distribuição de temperaturas no plano Y-X e Y-Z para um escoamento turbulento.

Tabela 5.12 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento laminar.

Y [m]	T [°C]										
	Z [m]										
	0,004	0,008	0,012	0,016	0,020	0,024	0,028	0,09	0,112	0,120	0,128
0,002500	28,70	29,43	29,56	29,62	29,66	29,69	29,71	29,81	29,90	29,91	29,92
0,002375	26,83	28,30	28,69	28,87	28,98	29,06	29,13	29,44	29,71	29,74	29,76
0,002250	25,41	27,21	27,82	28,12	28,30	28,44	28,55	29,06	29,52	29,56	29,61
0,002125	24,31	26,20	26,97	27,37	27,63	27,82	27,97	28,69	29,33	29,39	29,45
0,002000	23,45	25,28	26,16	26,65	26,97	27,21	27,40	28,32	29,14	29,22	29,29
0,001875	22,76	24,46	25,39	25,94	26,32	26,61	26,83	27,96	28,95	29,05	29,14
0,001750	22,20	23,74	24,67	25,28	25,70	26,02	26,28	27,60	28,76	28,88	28,99
0,001625	21,76	23,11	24,02	24,65	25,10	25,46	25,75	27,25	28,58	28,72	28,84
0,001500	21,39	22,58	23,44	24,06	24,54	24,92	25,24	26,91	28,41	28,56	28,70
0,001375	21,10	22,12	22,91	23,53	24,02	24,42	24,76	26,59	28,24	28,41	28,57
0,001250	20,87	21,73	22,46	23,05	23,54	23,95	24,31	26,29	28,09	28,27	28,44
0,001125	20,68	21,41	22,06	22,62	23,10	23,52	23,90	26,00	27,94	28,14	28,32
0,001000	20,53	21,14	21,72	22,25	22,72	23,14	23,52	25,74	27,80	28,02	28,21
0,000875	20,41	20,92	21,44	21,93	22,38	22,80	23,18	25,51	27,68	27,91	28,11
0,000750	20,32	20,75	21,20	21,66	22,09	22,51	22,89	25,30	27,58	27,81	28,02
0,000625	20,25	20,61	21,01	21,43	21,85	22,26	22,65	25,12	27,49	27,73	27,95
0,000500	20,20	20,50	20,86	21,26	21,66	22,06	22,45	24,98	27,41	27,66	27,89
0,000375	20,16	20,43	20,76	21,13	21,52	21,91	22,30	24,87	27,36	27,61	27,84
0,000250	20,14	20,38	20,69	21,04	21,43	21,81	22,20	24,80	27,32	27,58	27,81
0,000125	20,13	20,35	20,65	21,00	21,38	21,77	22,15	24,76	27,30	27,56	27,80

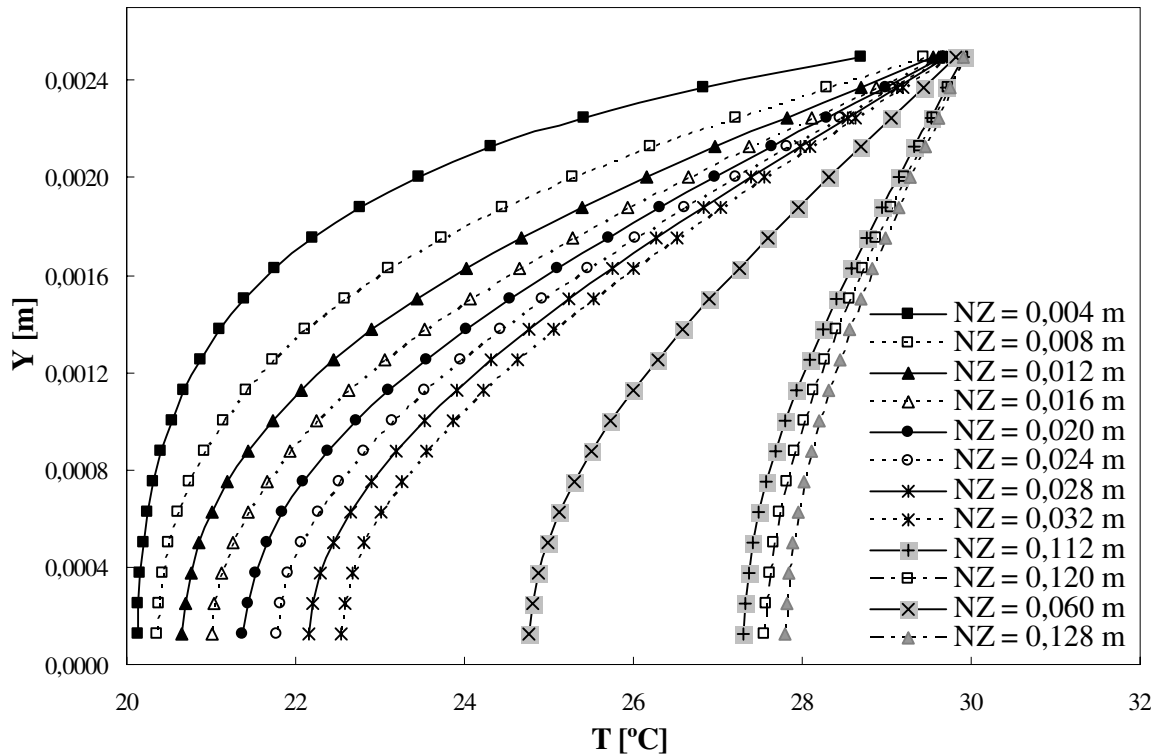


Figura 5.11 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento laminar.

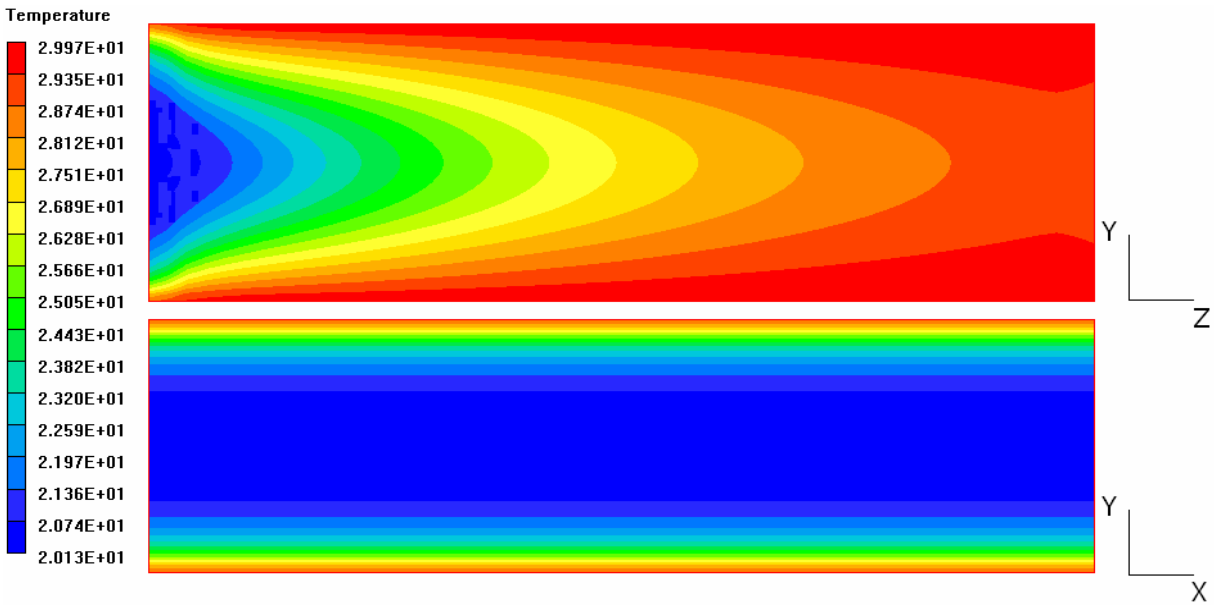


Figura 5.12 – Distribuição de temperaturas nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento laminar nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).

Tabela 5.13 – Perfis de temperatura em função da posição axial para escoamento turbulento.

Y [m]	T [°C]					Y [m]	T [°C]				
	Z [m]						Z [m]				
	0,004	0,04	0,08	0,12	0,14		0,004	0,04	0,08	0,12	0,14
0,002500	28,32	28,97	29,07	29,15	29,18	0,001250	20,02	20,66	21,38	22,03	22,34
0,002450	24,40	26,98	27,29	27,50	27,60	0,001200	20,01	20,62	21,34	22,00	22,31
0,002400	22,51	25,37	25,82	26,15	26,30	0,001150	20,01	20,59	21,31	21,97	22,28
0,002350	21,57	24,27	24,81	25,22	25,41	0,001100	20,01	20,56	21,28	21,94	22,25
0,002300	21,04	23,52	24,12	24,58	24,80	0,001050	20,01	20,54	21,25	21,91	22,23
0,002250	20,70	22,98	23,62	24,12	24,35	0,001000	20,01	20,51	21,22	21,89	22,20
0,002200	20,51	22,56	23,23	23,76	24,00	0,000950	20,01	20,49	21,20	21,87	22,18
0,002150	20,39	22,27	22,96	23,51	23,76	0,000900	20,01	20,47	21,18	21,85	22,16
0,002100	20,31	22,07	22,77	23,33	23,59	0,000850	20,01	20,45	21,16	21,83	22,15
0,002050	20,25	21,90	22,61	23,18	23,45	0,000800	20,00	20,44	21,14	21,81	22,13
0,002000	20,20	21,75	22,46	23,05	23,32	0,000750	20,00	20,42	21,12	21,80	22,11
0,001950	20,16	21,61	22,34	22,93	23,20	0,000700	20,00	20,41	21,11	21,78	22,10
0,001900	20,13	21,49	22,22	22,82	23,10	0,000650	20,00	20,40	21,09	21,77	22,09
0,001850	20,11	21,39	22,12	22,72	23,01	0,000600	20,00	20,39	21,08	21,76	22,08
0,001800	20,09	21,29	22,02	22,63	22,92	0,000550	20,00	20,38	21,07	21,75	22,07
0,001750	20,08	21,20	21,94	22,55	22,84	0,000500	20,00	20,37	21,06	21,74	22,06
0,001700	20,06	21,12	21,86	22,48	22,77	0,000450	20,00	20,36	21,05	21,73	22,05
0,001650	20,05	21,05	21,78	22,41	22,71	0,000400	20,00	20,35	21,04	21,72	22,04
0,001600	20,04	20,99	21,72	22,35	22,65	0,000350	20,00	20,35	21,04	21,72	22,04
0,001550	20,04	20,93	21,66	22,29	22,59	0,000300	20,00	20,34	21,03	21,71	22,03
0,001500	20,03	20,87	21,60	22,24	22,54	0,000250	20,00	20,34	21,03	21,71	22,03
0,001450	20,03	20,82	21,55	22,19	22,50	0,000200	20,00	20,34	21,02	21,70	22,02
0,001400	20,02	20,77	21,50	22,15	22,45	0,000150	20,00	20,33	21,02	21,70	22,02
0,001350	20,02	20,73	21,46	22,11	22,41	0,000100	20,00	20,33	21,02	21,70	22,02
0,001300	20,02	20,69	21,41	22,07	22,38	0,000050	20,00	20,33	21,02	21,70	22,02

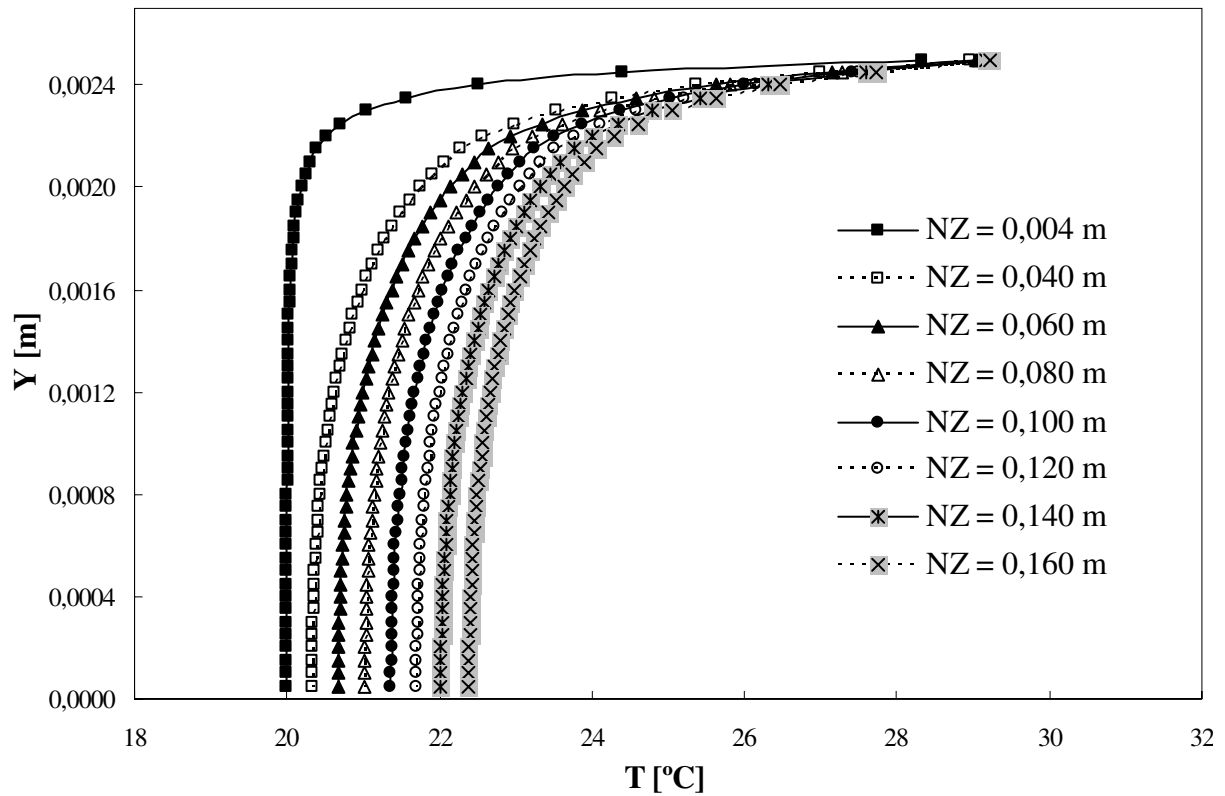


Figura 5.13 – Perfis de temperatura em função da posição axial para um escoamento turbulento.

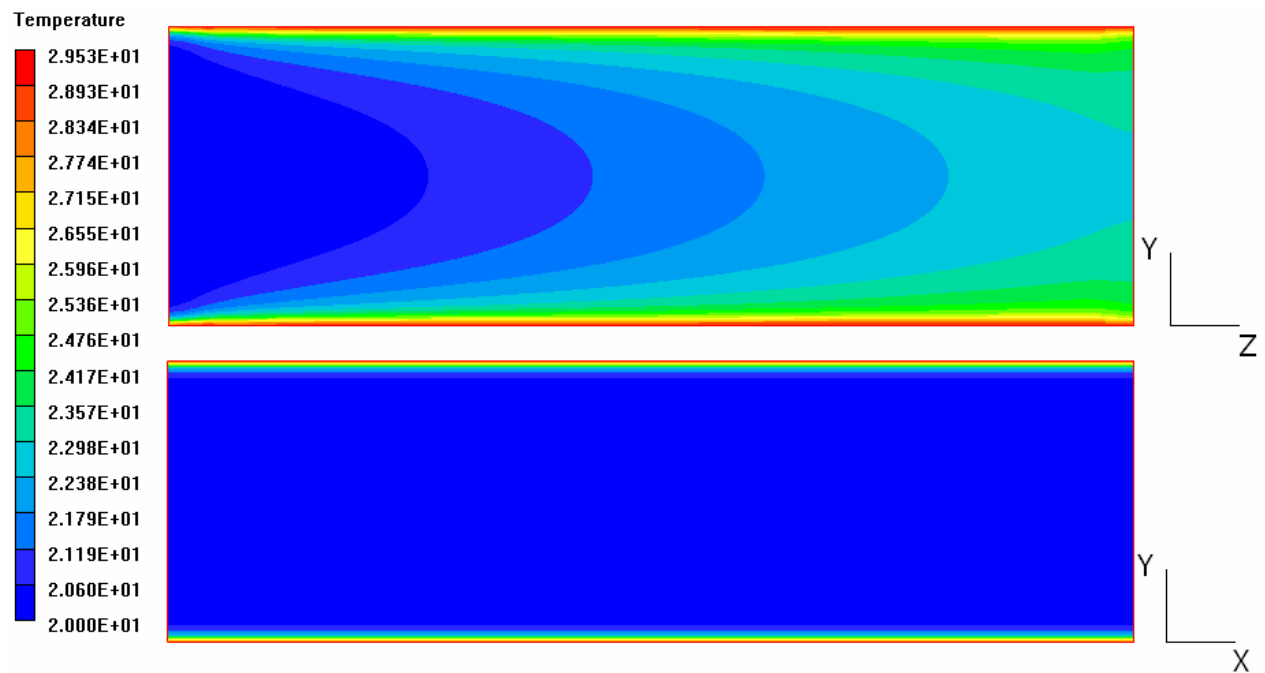


Figura 5.14 – Distribuição de temperaturas nos planos Y-Z e Y-X para um escoamento turbulento nas posições ($X = 0$ e $Z = 0$).

5.6.6 Comparação dos resultados obtidos com correlações da literatura

Os resultados numéricos foram comparados com correlações disponíveis na literatura para escoamentos laminar e turbulento. O número de Nusselt médio e o coeficiente de atrito médio foram comparados com resultados obtidos através de correlações para escoamento completamente desenvolvido e considerando a região de entrada.

O número de Nusselt e o coeficiente de atrito médio para um escoamento laminar completamente desenvolvido entre placas paralelas são fornecidos em diversas fontes de literatura: Burmeister (1983), White (1991), Kays e Crawford (1993), Incropera e De Witt (2002). O número de Nusselt médio no escoamento turbulento desenvolvido foi obtido da correlação de Gnielinski:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.20)$$

A correlação apresentada na eq. (5.20) é válida para $(3.10^3 < Re_D < 5.10^6)$ e $(0,5 < Pr < 2000)$. O coeficiente de atrito médio foi obtido da expressão de Petukhov, Kays e Crawford (1993), válida para tubos lisos

$$f_m = \frac{(0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2}}{4} \quad (5.21)$$

Considerando a região de entrada térmica no escoamento laminar, o número de Nusselt médio foi calculado através de uma correlação, apresentada por Kays e Crawford (1993), na seguinte forma:

$$Nu_m = \frac{1}{x^+} \ln \left[\frac{1}{8 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \right] \quad (5.22)$$

A posição adimensional (x^+) , na direção do escoamento, é definida por

$$x^+ = \frac{2(x/Dh)}{Re \ Pr} \quad (5.23)$$

Para um escoamento laminar entre placas paralelas igualmente aquecidas, os valores de (G_n) e (λ_n^2) são obtidos da Tabela 5.14, como apresentado em Kays e Crawford (1993).

Tabela 5.14 – (λ_n^2) e (G_n) para escoamento laminar entre placas paralelas igualmente aquecidas.

n	λ_n^2	G_n
0	15,09	1,717
1	171,3	1,139
2	498	0,0952
> 2	$\left(16\sqrt{\frac{1}{3}}n + \frac{20}{3}\sqrt{1/3}\right)^{1/2}$	$2,68 \lambda_n^{-1/3}$

O número de Nusselt local, considerando a região de entrada térmica, também pode ser obtido através da seguinte expressão apresentada por Kays e Crawford (1993)

$$Nu_x = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} (G_n) \exp(-\lambda_n^2 x^+)}{2 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \quad (5.24)$$

As Figs. 5.15 a 5.17 mostram valores locais para o número de Nusselt, o coeficiente convectivo e o coeficiente de atrito médio na região de entrada do canal, para um escoamento laminar entre placas planas igualmente aquecidas. Na Fig. 5.15 foram realizadas duas simulações numéricas, uma delas considerando um perfil uniforme de velocidade na entrada e, portanto, o desenvolvimento simultâneo das camadas limites térmica e hidrodinâmica. Na segunda simulação, foi estabelecido um perfil de velocidades parabólico desenvolvido na entrada do

canal. Com isso, ocorre somente o desenvolvimento da camada limite térmica na região de entrada. A eq. (5.24) fornece o número de Nusselt local na condição de desenvolvimento somente do perfil de temperatura, considerando o perfil de velocidades plenamente desenvolvido. Assim, os valores de Nusselt calculados através da eq. (5.24) são próximos dos obtidos através da segunda simulação numérica, como observado na Fig. 5.15. A diferença média entre os resultados das correlações e numéricos é de aproximadamente 1%. Os valores de (Nu_x) resultantes da simulação com desenvolvimento simultâneo são, em média, 5% maiores que os obtidos na segunda simulação. Isso ocorre devido ao desenvolvimento simultâneo das camadas limites, que agrega os efeitos do desenvolvimento hidrodinâmico e térmico.

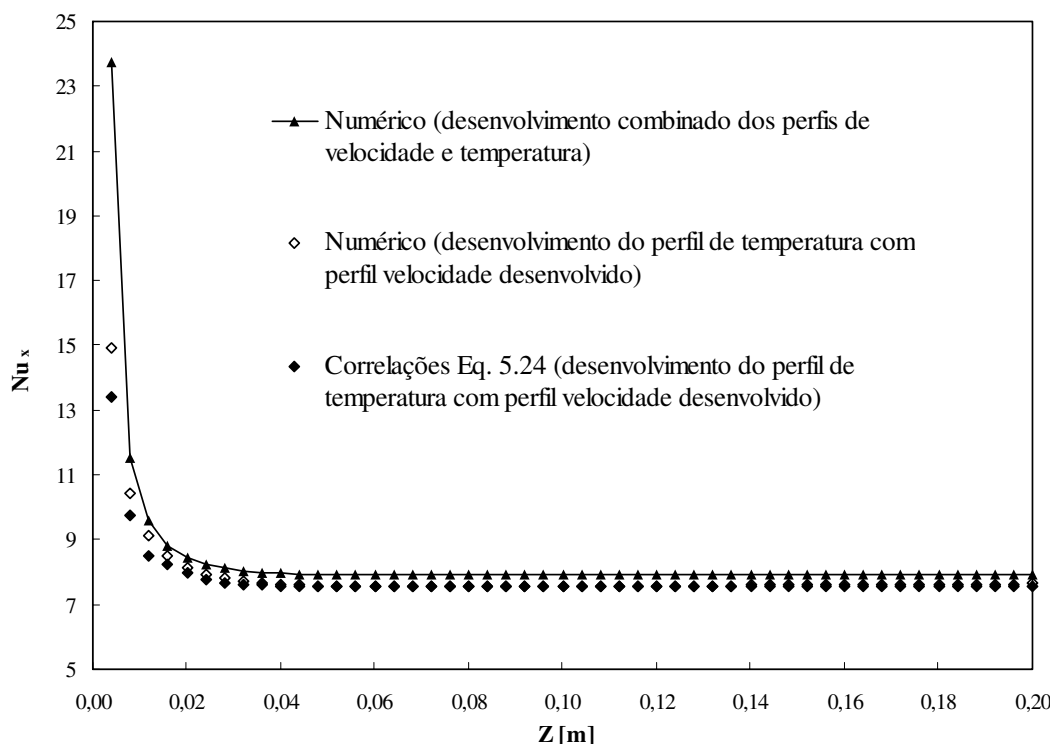


Figura 5.15 – Distribuição axial do número de Nusselt local para um escoamento laminar.

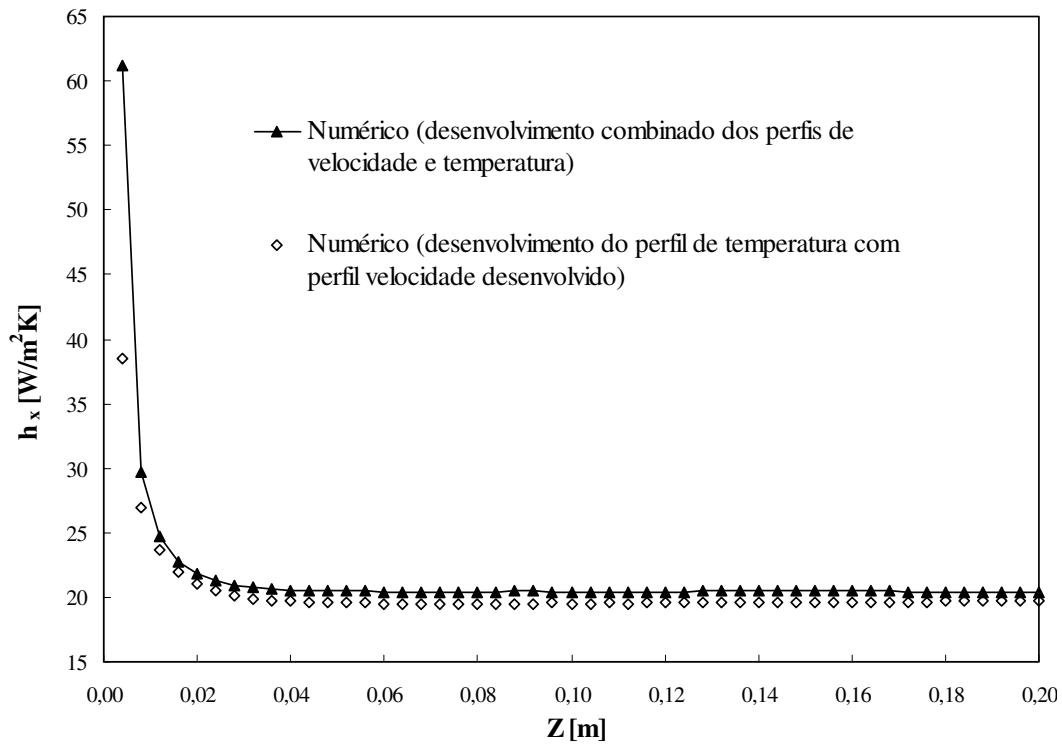


Figura 5.16 – Distribuição axial do coeficiente convectivo local para o escoamento laminar.

A Fig. 5.16 mostra a variação do coeficiente convectivo local para um escoamento laminar entre placas paralelas, determinado com base na temperatura média de mistura. Nesta figura são apresentadas duas curvas correspondentes aos valores de (h_x) considerando ou não o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica. Os valores que consideram o desenvolvimento do perfil de velocidade são, em média, 5% maiores que (h_x) para o escoamento desenvolvido.

A Fig. 5.17 apresenta a distribuição do coeficiente de atrito local. Quando o escoamento é completamente desenvolvido, considera-se um coeficiente de atrito médio para todo comprimento da placa.

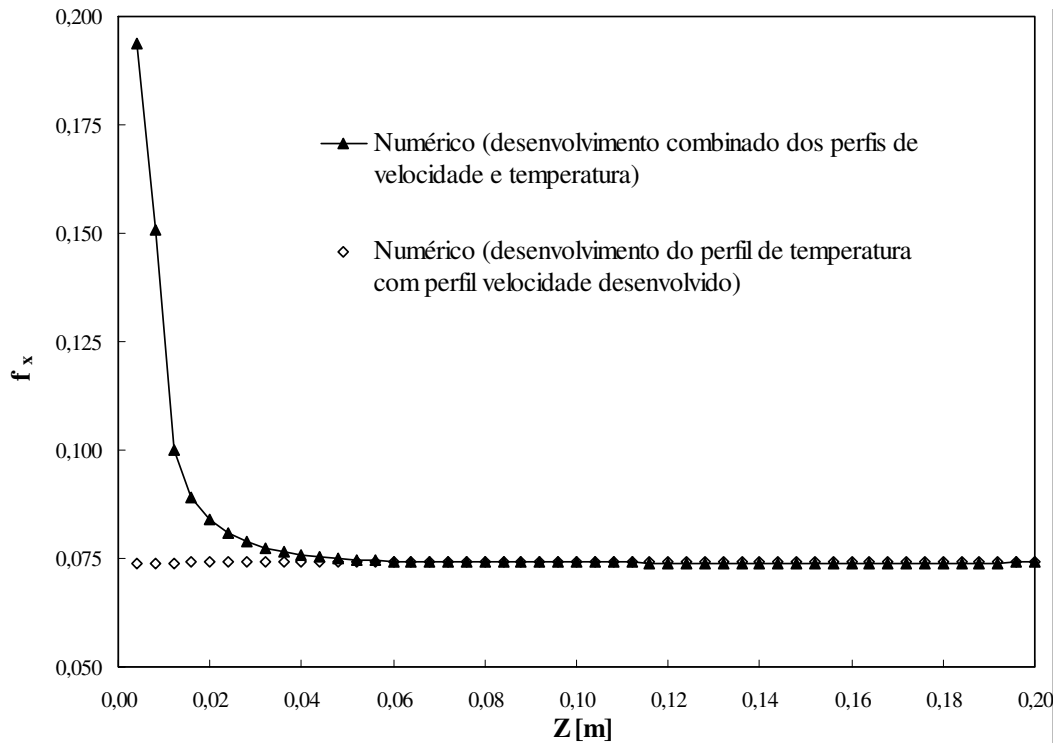


Figura 5.17 – Distribuição axial do coeficiente de atrito local para o escoamento laminar.

O desenvolvimento hidrodinâmico no escoamento laminar ocorre próximo à posição $Z \approx 0,16\text{m}$ e, através da eq. (5.18), obtém-se que o desenvolvimento térmico ocorre em $Z \approx 0,12\text{m}$ aproximadamente. Porém, o número de Nusselt, o coeficiente convectivo e o coeficiente de atrito tornam-se constantes aproximadamente para $Z \approx 0,04\text{m}$, como indicado Figs. 5.15, 5.16 e 5.17. Isso ocorre devido ao fato que, apesar dos perfis de velocidade e temperatura ainda estarem em desenvolvimento, os perfis junto à parede do duto são muito próximos dos perfis desenvolvidos, como observado nas Tabelas 5.10 e 5.12.

No escoamento turbulento, as curvas de (Nu_x) , (h_x) e (f_x) mostram comportamento semelhante, como indicado nas Figs. 5.18, 5.19 e 5.20. Os valores locais do número de Nusselt, do coeficiente de convectivo e de atrito apresentam um valor aproximadamente constante a partir da posição $Z \approx 0,02\text{m}$.

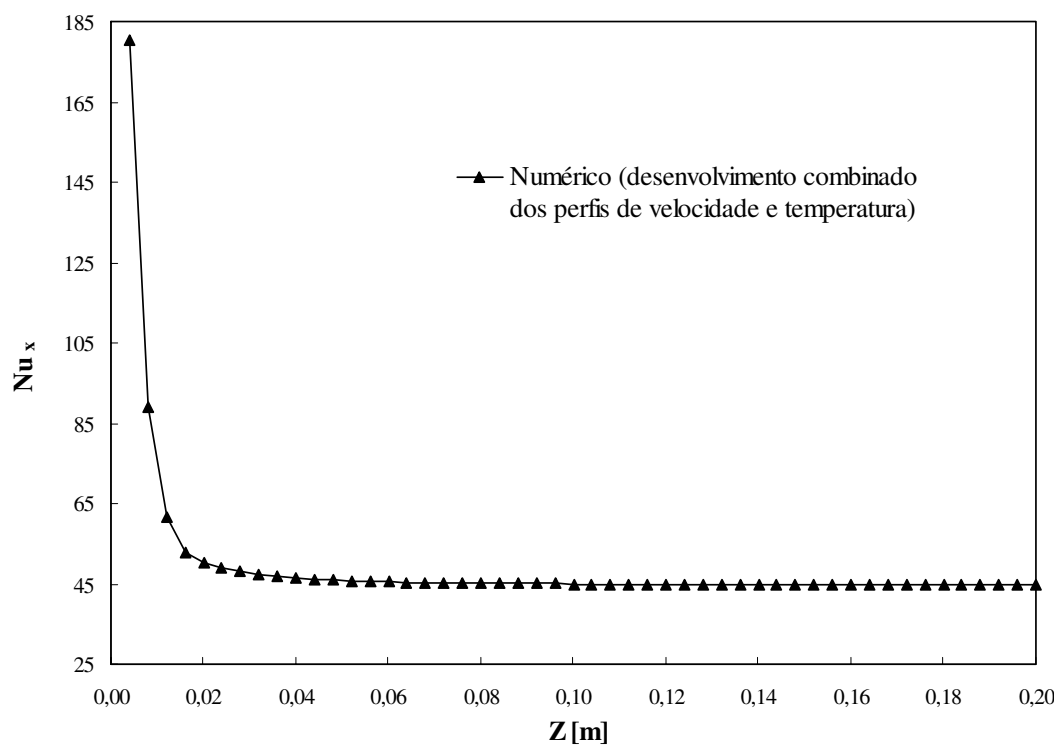


Figura 5.18 – Distribuição axial do número de Nusselt local para o escoamento turbulento.

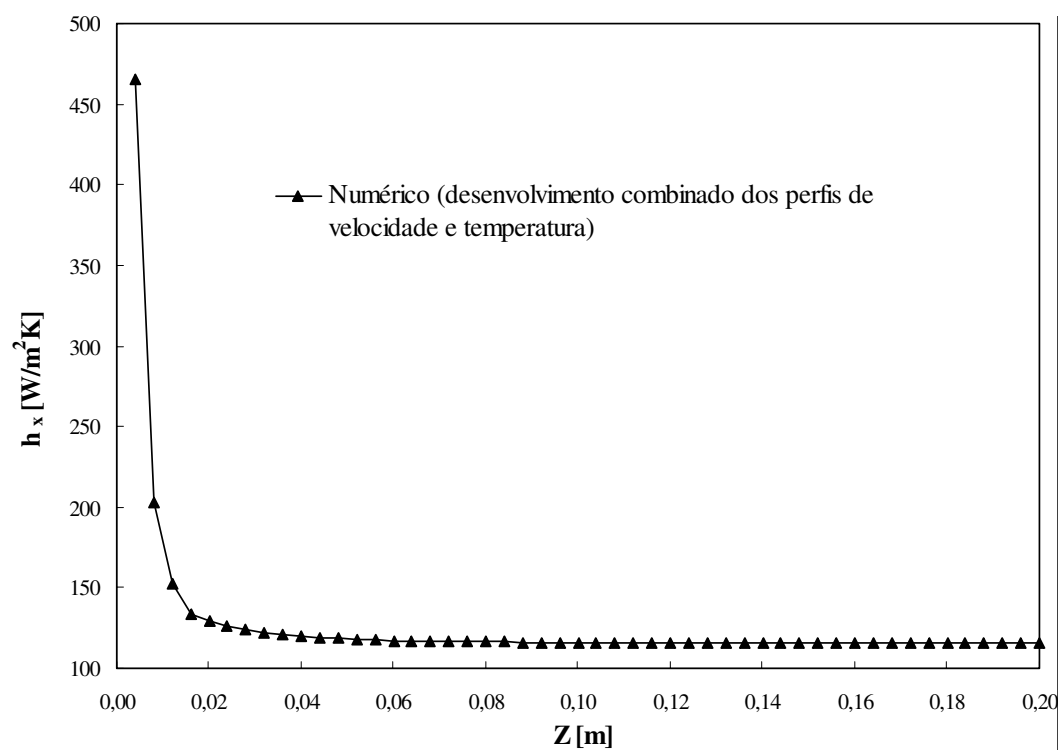


Figura 5.19 – Distribuição axial do coeficiente convectivo local para o escoamento turbulento.

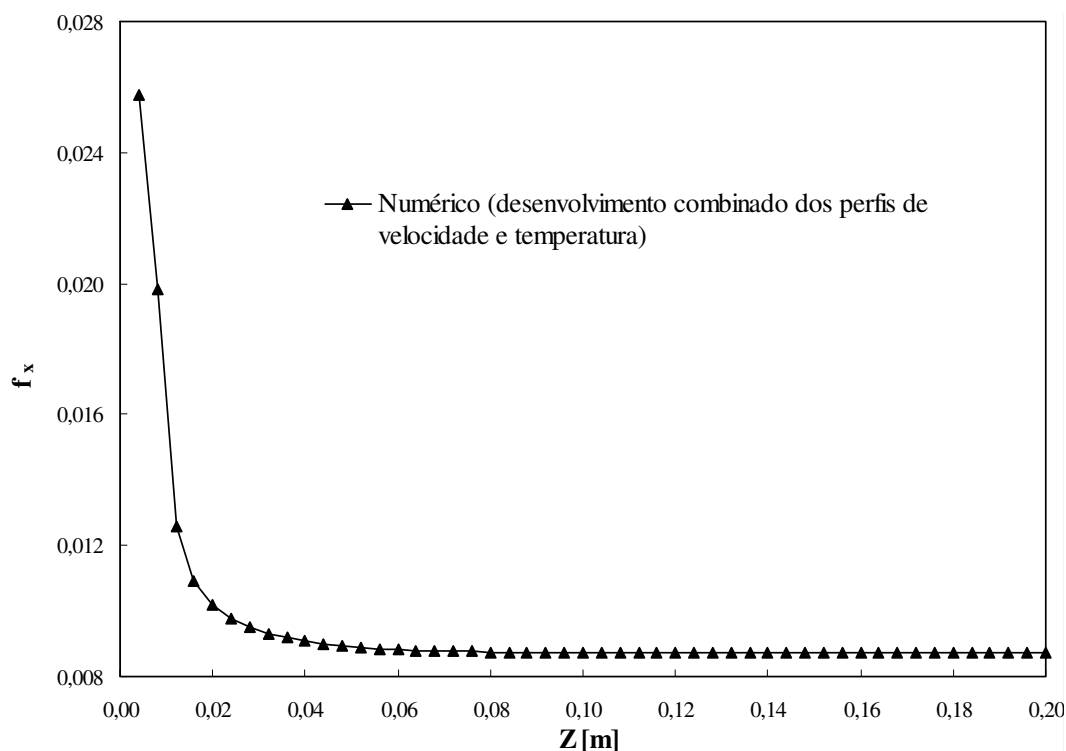


Figura 5.20 – Distribuição axial do coeficiente de atrito local para o escoamento turbulento.

A Tabela 5.15 mostra valores médios calculados do número de Nusselt, do coeficiente convectivo e do coeficiente de atrito para o escoamento laminar entre placas paralelas. Foram avaliadas as situações de escoamento completamente desenvolvido na entrada do duto, considerando a região de entrada térmica e de desenvolvimento simultâneo dos perfis de velocidade e temperatura. Quando ocorre o desenvolvimento simultâneo dos perfis de velocidade e temperatura no escoamento, os valores de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) são aproximadamente 8% maiores quando comparados com escoamento desenvolvido.

Tabela 5.15 – Valores de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) para escoamento laminar entre placas paralelas.

Tipo de escoamento	Nu_m	$h_m [W/m^2K]$	f_m
Perfil de velocidade e temperatura desenvolvidos (literatura)	7,54	19,21	0,07578
Perfil de velocidade desenvolvido (correlações Eq. 5.24)	8,03	20,70	0,07578
Considerando região de entrada térmica e hidrodinâmica (numérico)	8,06	20,82	0,08144

A Tabela 5.16 mostra os valores médios do número de Nusselt, do coeficiente convectivo e do coeficiente de atrito para um escoamento turbulento ($Re \approx 13000$) no escoamento considerado. Na solução numérica foi utilizado o modelo de turbulência LVEL. Os resultados numéricos são comparados com as previsões das eqs. 5.20 e 5.21 para escoamento turbulento, considerando perfis de velocidade e temperatura completamente desenvolvidos. Como no escoamento laminar, os valores numéricos de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) são maiores quando comparados com o escoamento desenvolvido, pois consideram os efeitos da região de entrada térmica e hidrodinâmica. Os resultados numéricos são aproximadamente 25% maiores que aqueles previstos para o escoamento desenvolvido.

Tabela 5.16 – Valores de (Nu_m) , (h_m) e (f_m) para escoamento turbulento entre placas paralelas.

Tipo de escoamento	Nu_m	$h_m [W/m^2K]$	f_m
Perfil de velocidade e temperatura desenvolvidos (eq. 5.20 e 5.21)	40,69	102,7	0,00733
Considerando região de entrada térmica e hidrodinâmica (numérico)	53,66	134,3	0,00973

5.7 Análise da simetria das geometrias estudadas e condições de contorno

O estudo da simetria do modelo é uma etapa importante na simulação numérica. Tem como objetivo obter o menor domínio de cálculo possível, de forma a reduzir o tamanho da malha utilizada na solução do modelo e assim reduzir o tempo computacional. Para cada geometria apresentada no Capítulo 4, cujas dimensões são apresentadas na Tabela 4.1, foi feito um estudo da simetria do modelo de duto, das condições de contorno e do tamanho de malha empregada para obter as distribuições de velocidade e temperatura, como indicado nas Tabelas 5.16 e 5.17. Nas Figs. 5.21 a 5.38, a espessura das aletas em cada modelo é uniforme. No sentido de melhor visualizar o escoamento no interior dos canais aletados, estas figuras não indicam a escala real dos modelos.

5.7.1 Modelo Duto Retangular

Assim como no escoamento entre placas paralelas, a simetria do modelo permite simular apenas um quarto do duto, Fig. 5.21. O modelo possui quatro paredes aquecidas igualmente, de largura (w_d) e altura (w_d) . O comprimento (L) do duto, na direção Z, de aproximadamente 0,2

m. As condições de contorno empregadas no modelo são de parede isotérmica com temperatura prescrita (T_w) em duas arestas do domínio e simetria nos demais. Na seção de saída do escoamento foi estabelecida uma condição de fluxo de saída. As Figs. 5.22 e 5.23 mostram a distribuição de velocidade e da temperatura indicando a simetria em um escoamento laminar ($Re \approx 1200$). A malha utilizada na simulação numérica A simulação foi realizada nas condições de escoamento laminar, com velocidade de entrada uniforme de 2 m/s e temperaturas de entrada do ar de 20°C e temperatura de parede de 40°C.

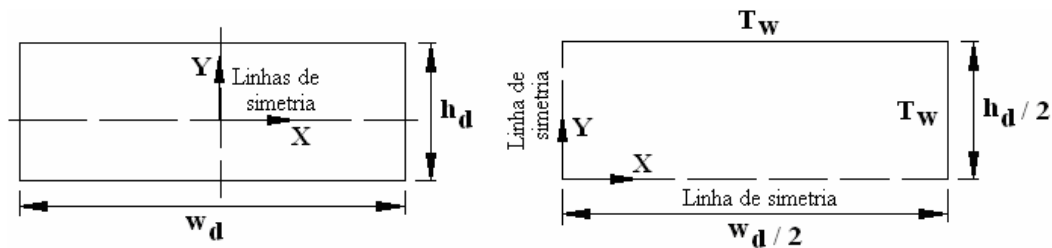


Figura 5.21 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo duto retangular.

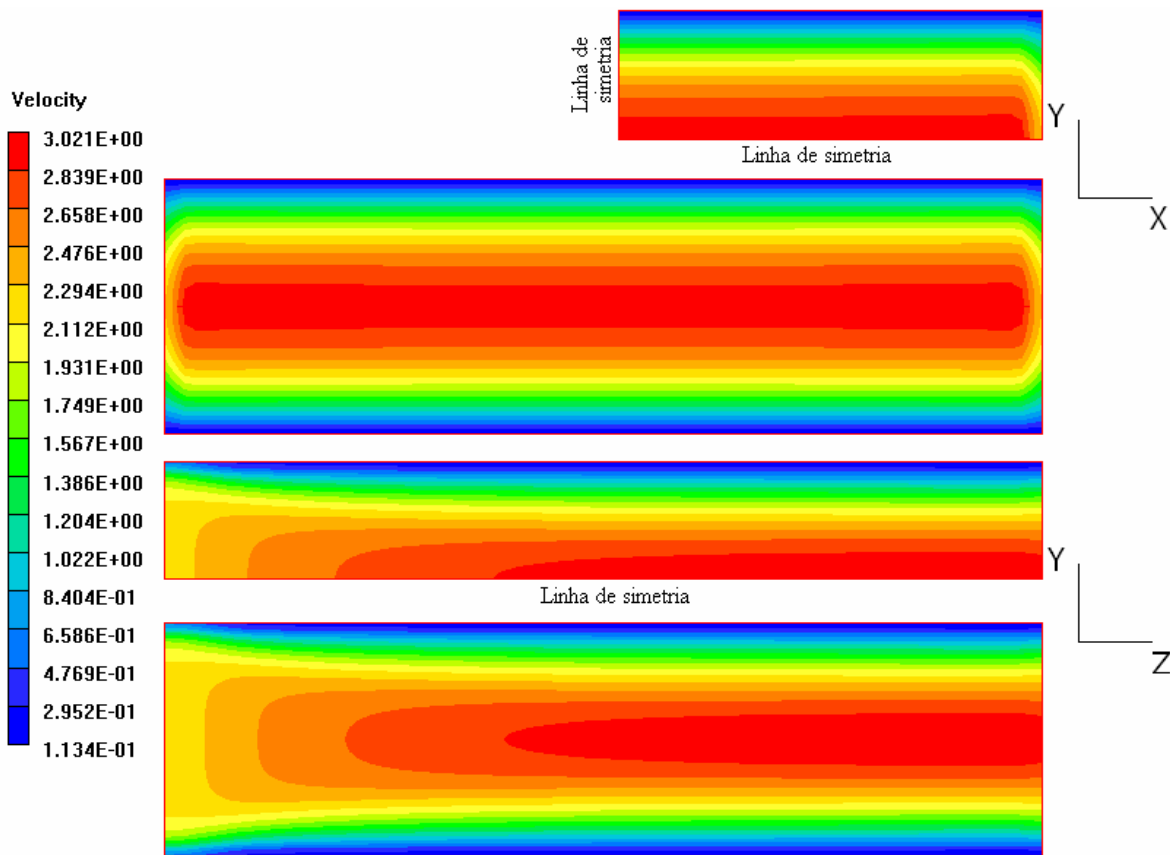


Figura 5.22 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar em duto retangular nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).

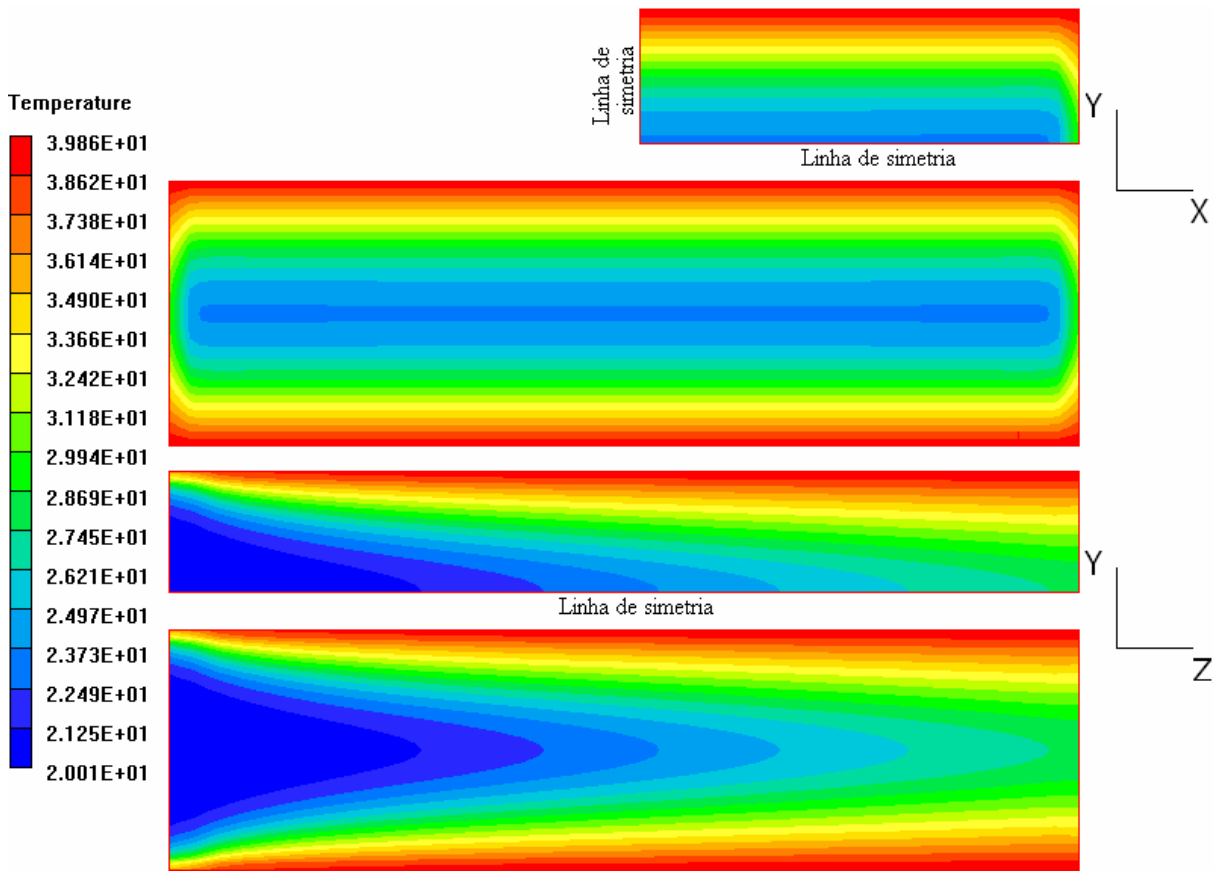


Figura 5.23 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar em duto retangular nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1\text{m}$).

5.7.2 Modelo 11.11a

O modelo 11.11a é composto por aletas paralelas de cobre inseridas em um duto de seção retangular de comprimento (L), na direção Z , de aproximadamente $0,2\text{ m}$. A simetria do modelo e o domínio simulado são apresentados na Fig. 5.24. As condições de contorno térmicas empregadas são de superfície superior isotérmica (T_w) e simetria nos demais lados do domínio. As distribuições velocidade e temperatura, obtidas com a malha indicada na Tabela 5.17, são apresentadas nas Figs. 5.25 e 5.26. Elas indicam um escoamento laminar ($Re \approx 660$), com velocidade de entrada uniforme de 3 m/s e temperaturas de entrada e parede de 20°C e 40°C , respectivamente.

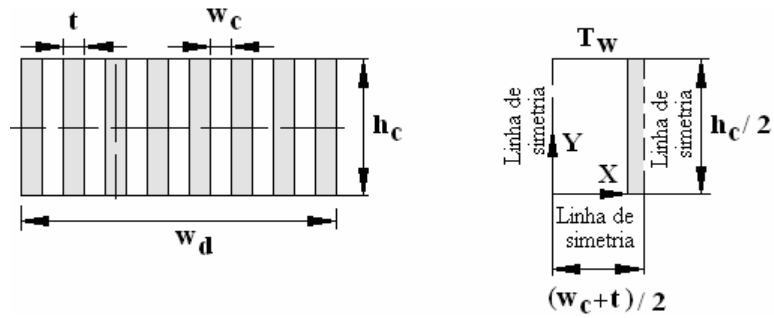


Figura 5.24 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 11.11a.

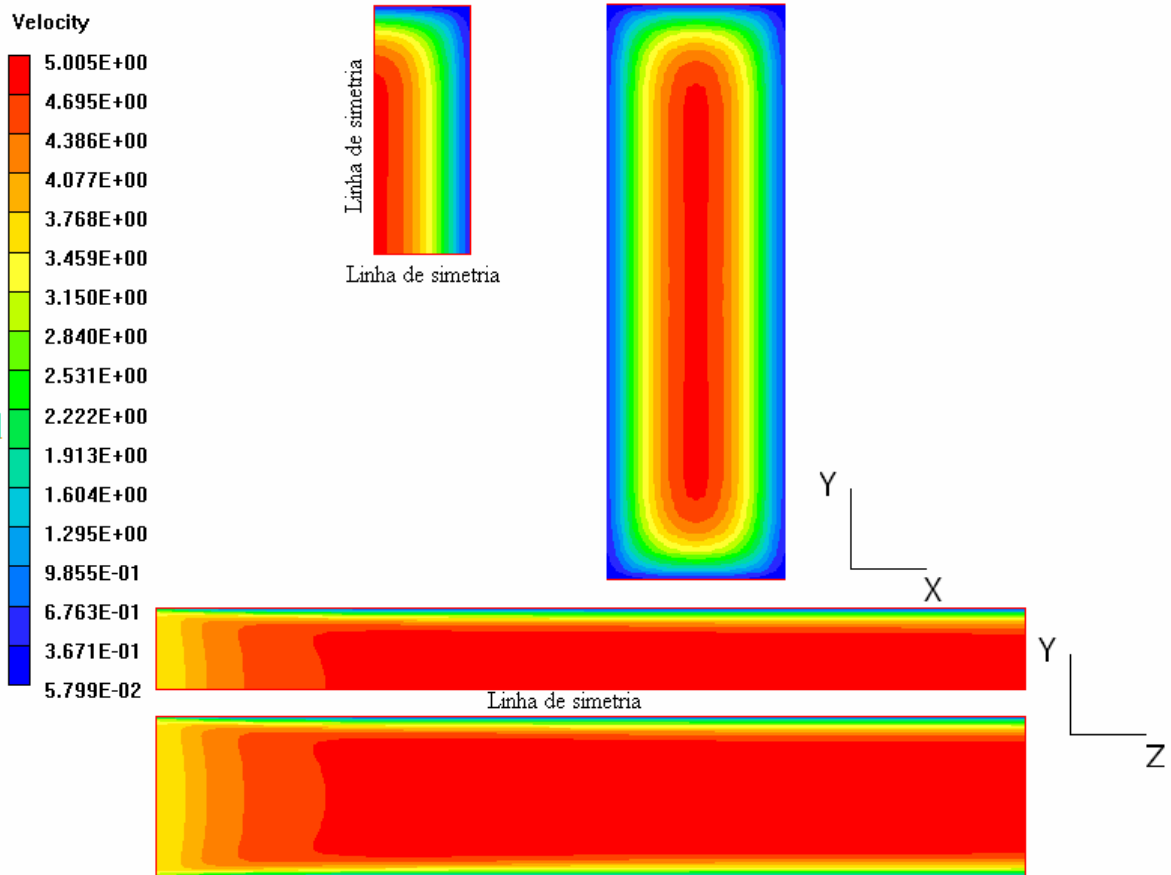


Figura 5.25 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 11.11a nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1\text{m}$).

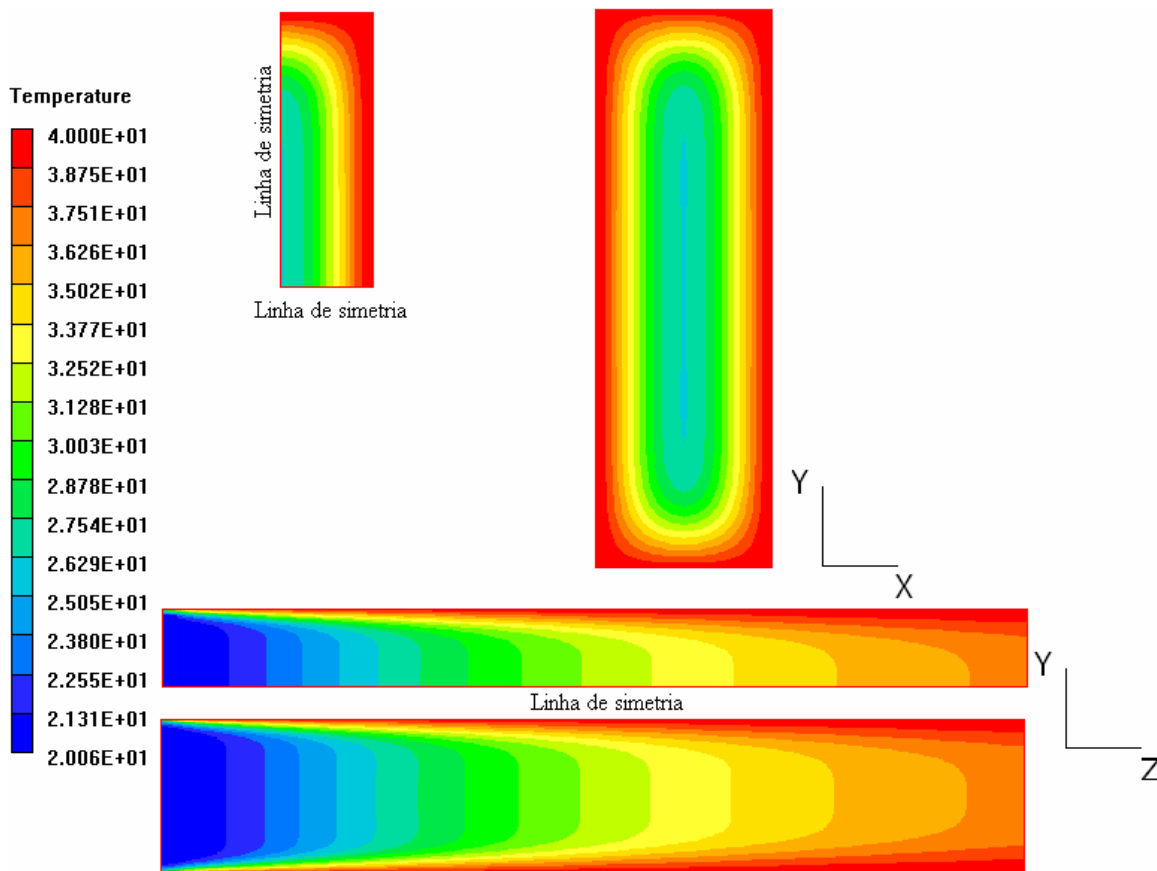


Figura 5.26 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 11.11a nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05\text{m}$).

5.7.3 Modelo 6.2

O modelo 6.2 é composto por aletas dobradas de alumínio inseridas em um duto de seção retangular de comprimento (L) de aproximadamente 0,2 m na direção Z. As dimensões do modelo e o tamanho de malha empregado na simulação são indicados nas Tabelas 4.1 e 5.17, respectivamente. Na Fig. 5.27 são apresentados o domínio simulado e as condições de contorno. As condições de contorno empregadas são de simetria nas duas faces laterais e condição de parede isotérmica (T_w) nas faces superior e inferior.

As Figs. 5.28 e 5.29 indicam as distribuições de velocidade e temperatura para um escoamento laminar ($Re \approx 870$), com velocidade de entrada uniforme de 2,5 m/s e temperaturas de entrada e parede 20°C e 40°C, respectivamente.

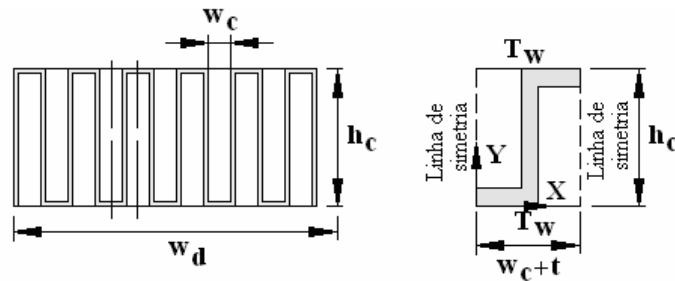


Figura 5.27 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 6.2.

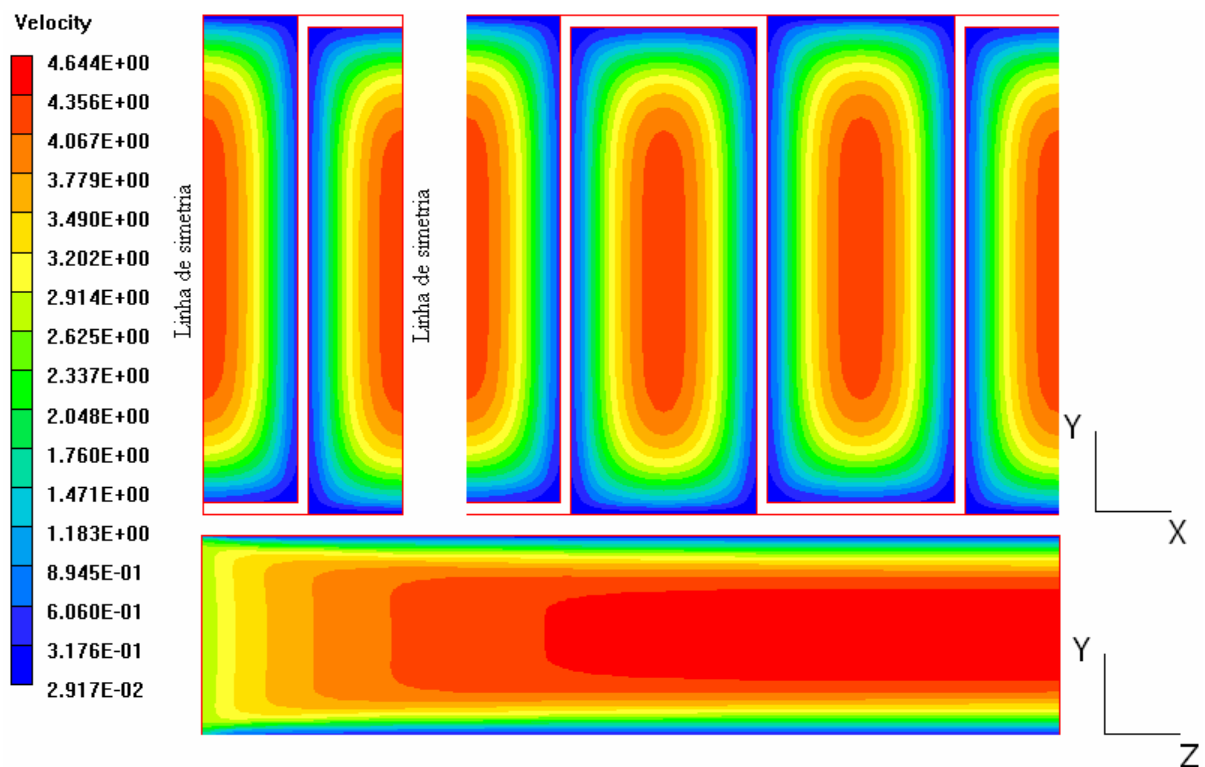


Figura 5.28 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 6.2 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).

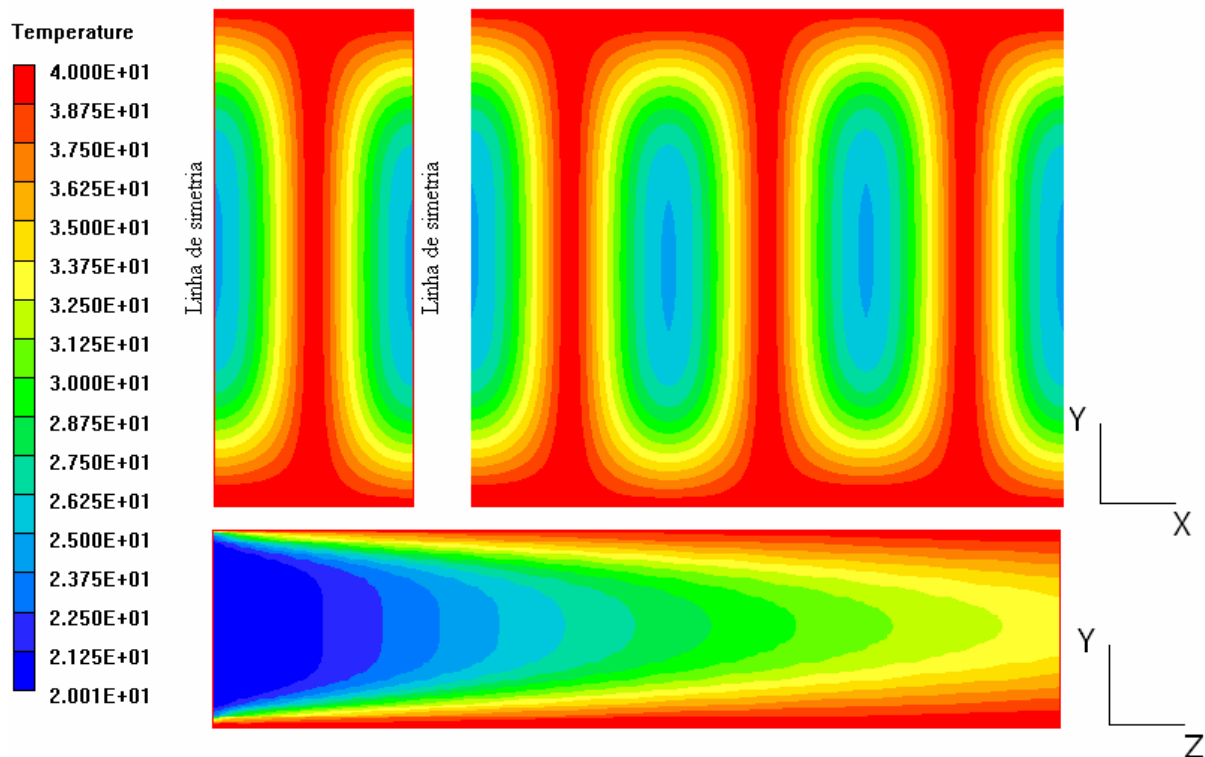


Figura 5.29 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 6.2 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,08\text{m}$).

5.7.4 Modelo 2.0

O modelo 2.0 possui aletas dobradas de alumínio formando canais de seção trapezoidal como indicado na Fig. 5.30, que mostra também o domínio simulado e as condições de contorno. O duto possui comprimento (L) de 0,2 m. Os valores das dimensões desse modelo, bem como a malha empregada na simulação do escoamento turbulento ($Re \approx 7700$) são apresentados nas Tabelas 4.1 e 5.18. As condições de contorno térmicas empregadas são de faces superior e inferior isotérmicas (T_w) e de simetria nas faces laterais.

As Figs. 5.31 e 5.32 indicam a distribuição de velocidade e temperatura para um escoamento turbulento ($Re \approx 7700$), com velocidade de entrada uniforme de 8 m/s e

temperaturas de entrada e parede 20°C e 40°C, respectivamente. O modelo de turbulência utilizado na simulação deste escoamento foi o LVEL.

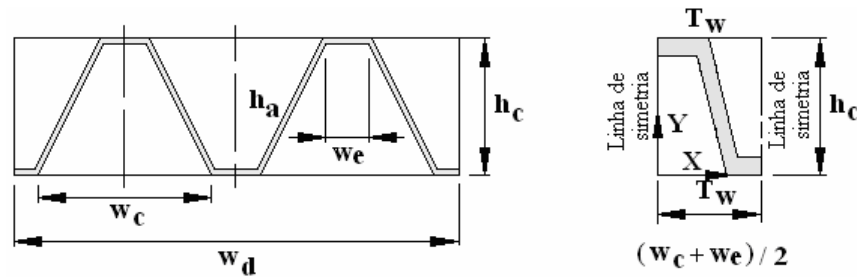


Figura 5.30 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 2.0.

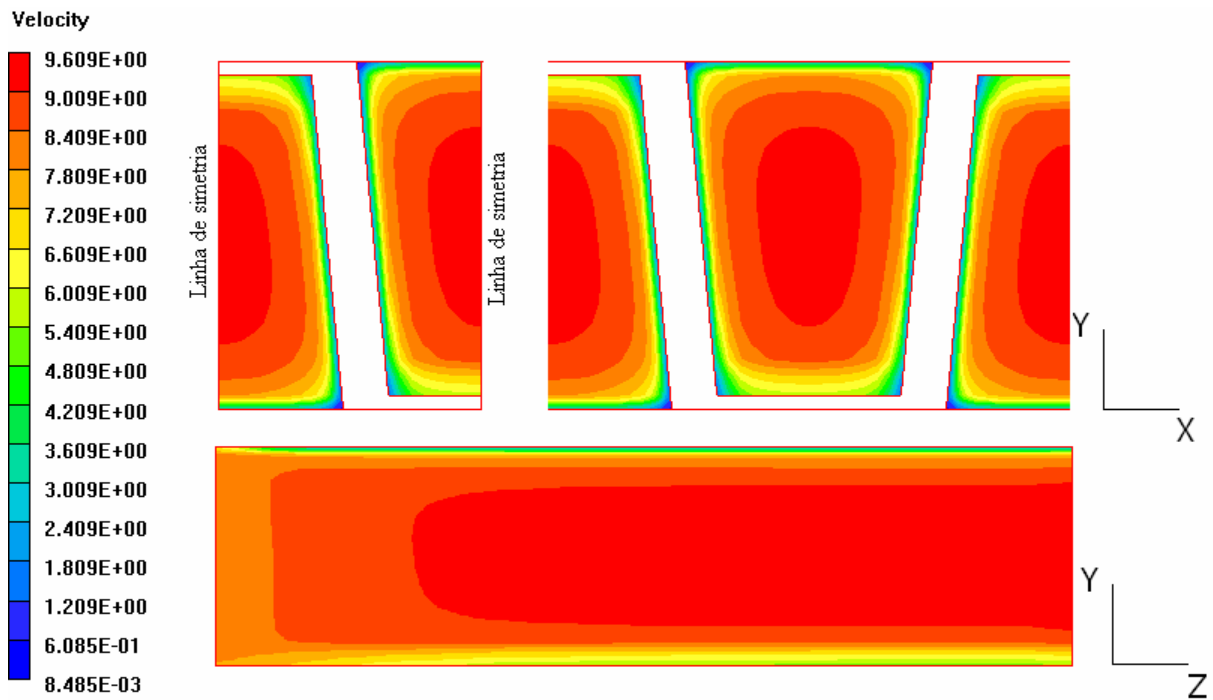


Figura 5.31 – Distribuição de velocidades num escoamento turbulento para o modelo 2.0 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1m$).

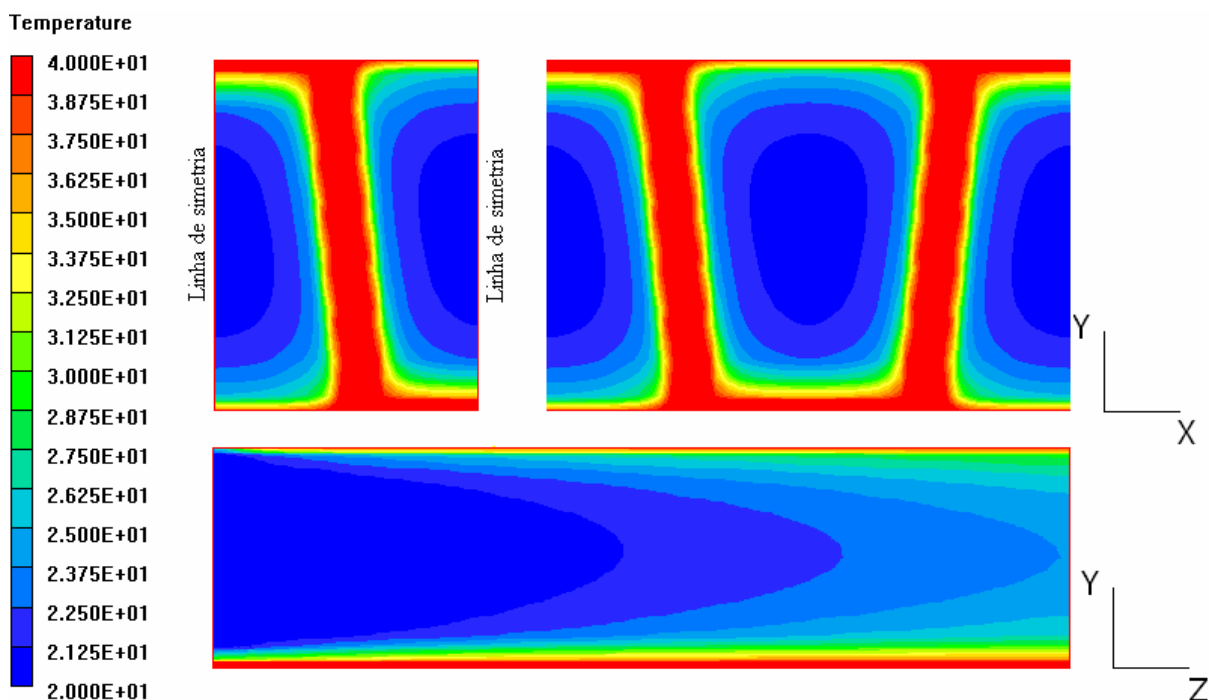


Figura 5.32 – Distribuição de temperatura num escoamento turbulento para o modelo 2.0 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,1\text{m}$).

5.7.5 Modelo 11.94T

O modelo 11.94T possui um conjunto de aletas de alumínio de seção triangular inserido em um duto de comprimento (L) de aproximadamente 0,13 m, como indicado na Fig. 5.33, que mostra também o domínio de cálculo utilizado, reduzido devido à simetria do modelo. Para um escoamento laminar, o tamanho da malha empregado está indicado na Tabela 5.17 e as dimensões do modelo, na Tabela 4.1. As condições de contorno térmicas empregadas foram faces isotérmicas (T_w) nas superfícies superior e inferior do domínio e simetria nas duas faces laterais.

As Figs. 5.34 e 5.35 mostram a distribuição de velocidade e temperatura indicando a simetria no escoamento. A simulação foi realizada nas condições de um escoamento laminar ($Re \approx 360$), com velocidade de entrada uniforme de 2 m/s e temperaturas de entrada do ar de 20°C e temperatura das faces superior e inferior 40°C .

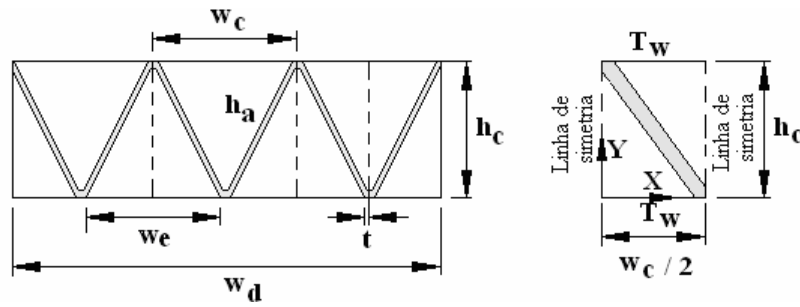


Figura 5.33 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 11.94T.

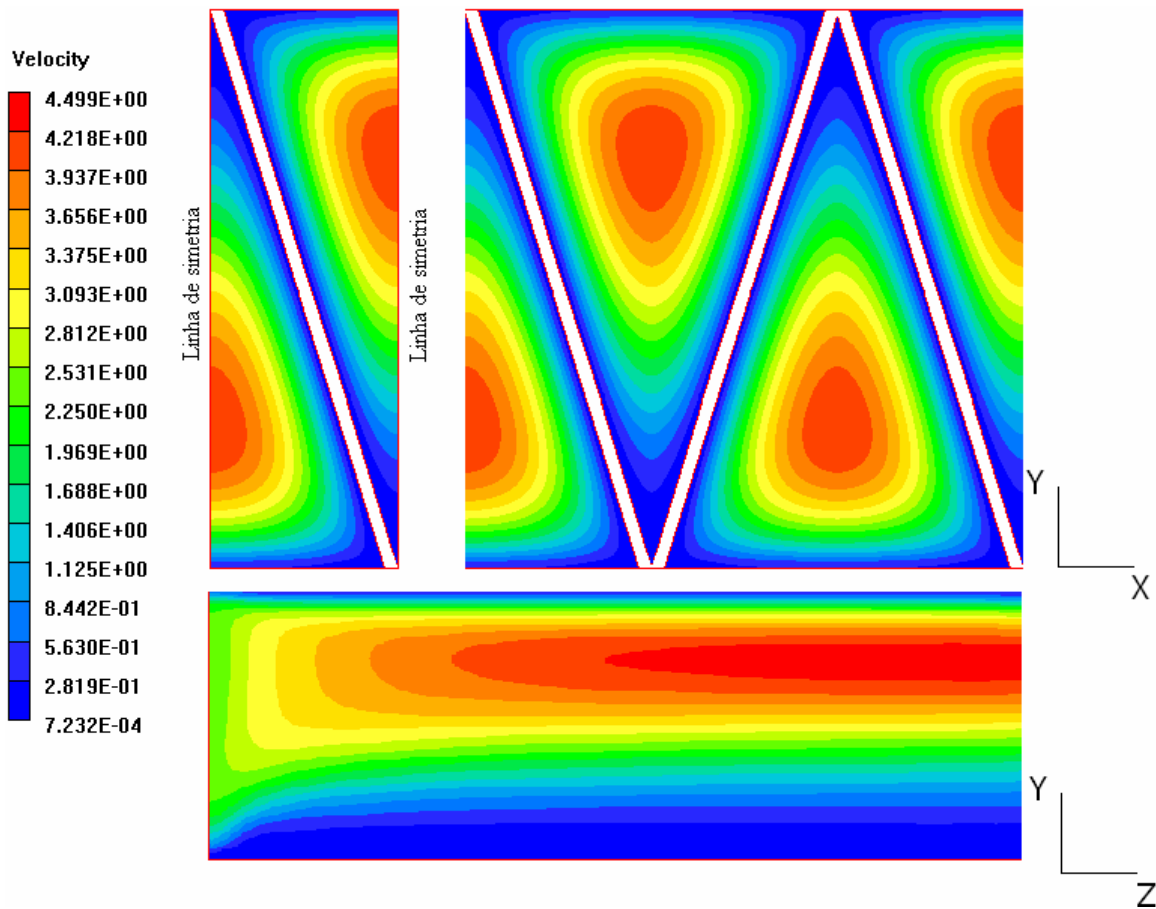


Figura 5.34 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 11.94T nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05\text{m}$).

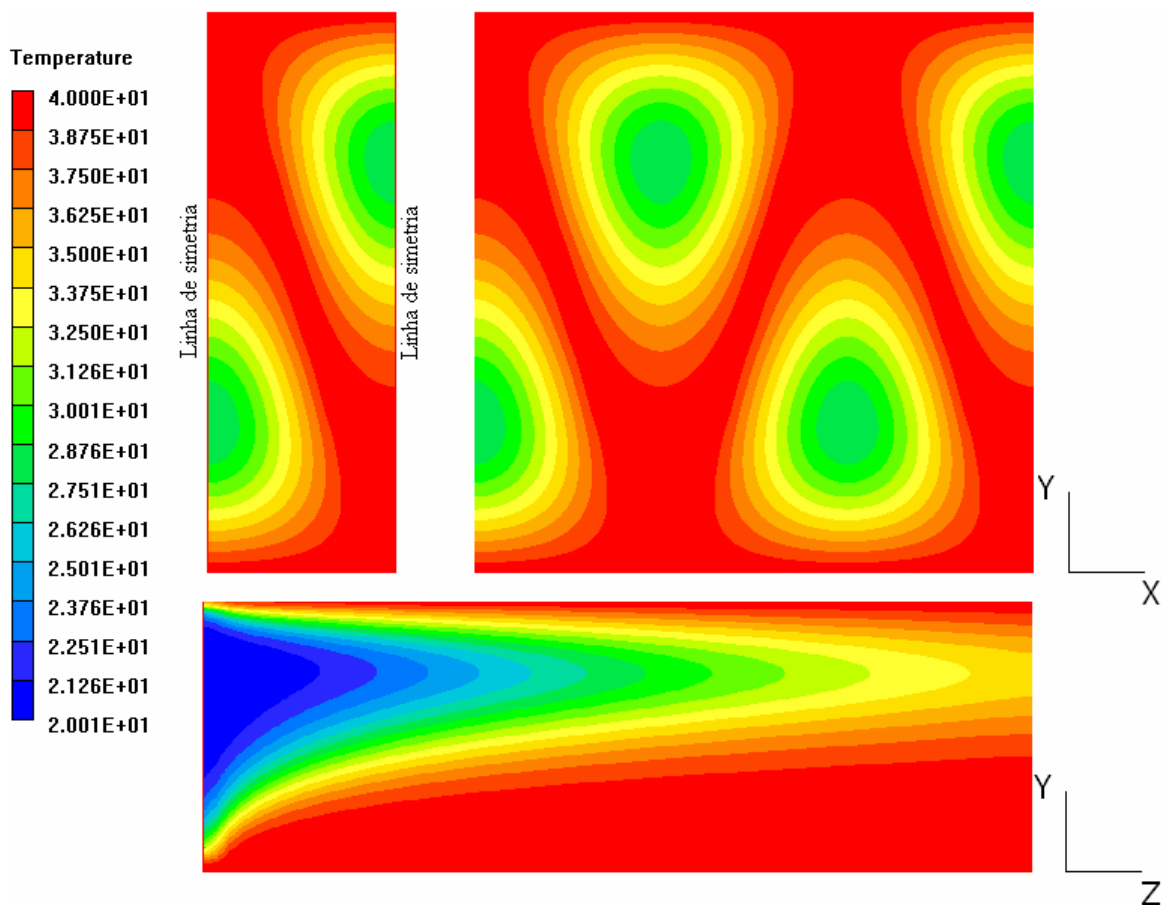


Figura 5.35 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 11.94T nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,06\text{m}$).

5.7.6 Modelo 15.08

O modelo 15.08 é composto por aletas de alumínio de canto arredondado inseridas no duto de seção retangular de comprimento de aproximadamente 0,2 m. A simetria do modelo e o domínio simulado são apresentados na Fig. 5.36 e as dimensões são indicadas na Tabela 4.1. As condições de contorno empregadas são as mesmas que o modelo anterior, com duas faces do domínio isotérmicas (T_w) e condições de simetria nas outras duas faces. A malha utilizada na simulação do escoamento laminar ($Re \approx 830$) é apresentada na Tabela 5.17.

A distribuição de velocidade e temperatura, indicando a simetria no escoamento, é mostrada nas Figs. 5.37 e 5.38. Elas se referem a um escoamento laminar ($Re \approx 830$), com

velocidade de entrada uniforme de 5 m/s e temperaturas de entrada do fluido e de parede de 20°C e 40°C, respectivamente. Para a simulação, a geometria foi gerada no software PRO/ENGINEER e importada para o PHOENICS.

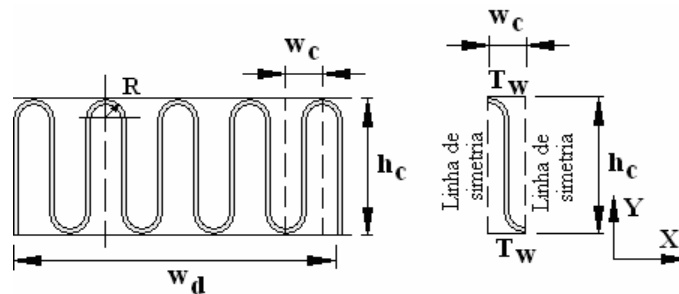


Figura 5.36 – Domínio simulado e condições de contorno para o modelo 15.08.

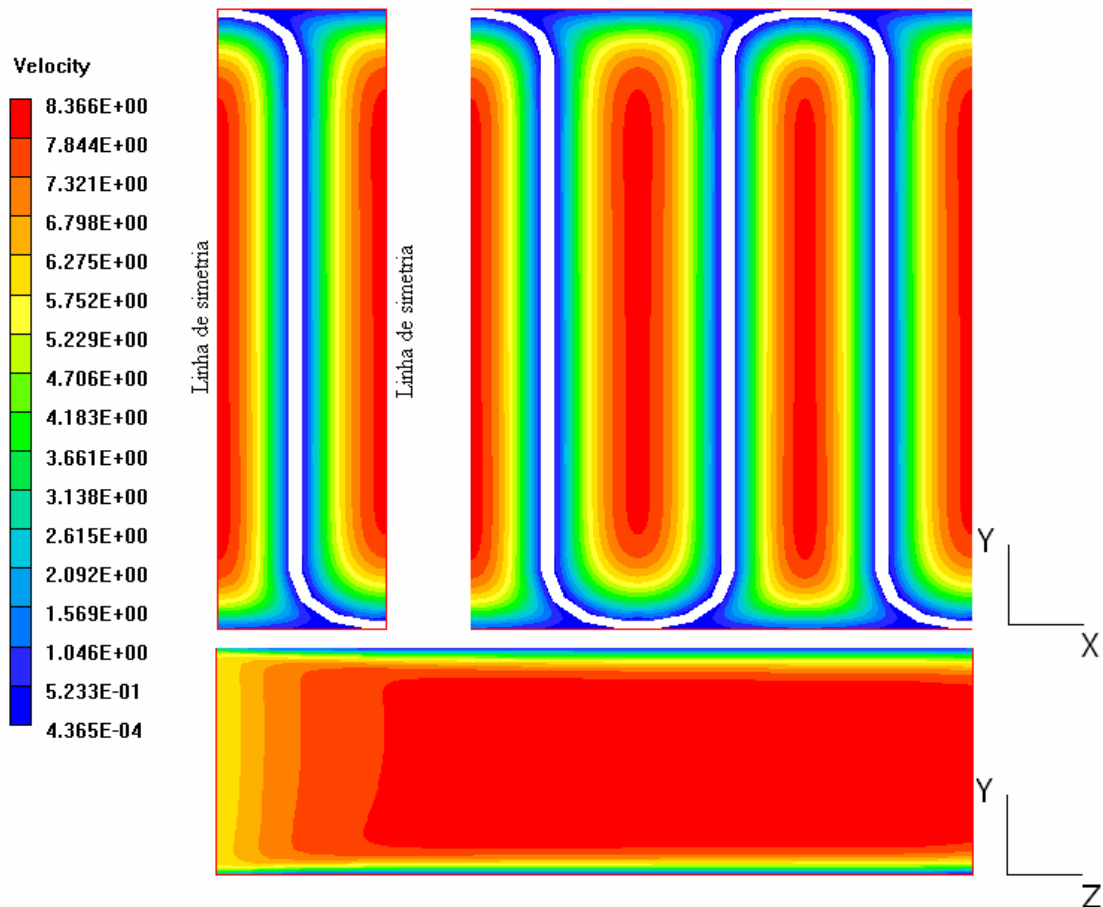


Figura 5.37 – Distribuição de velocidades num escoamento laminar para o modelo 15.08 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05\text{m}$).

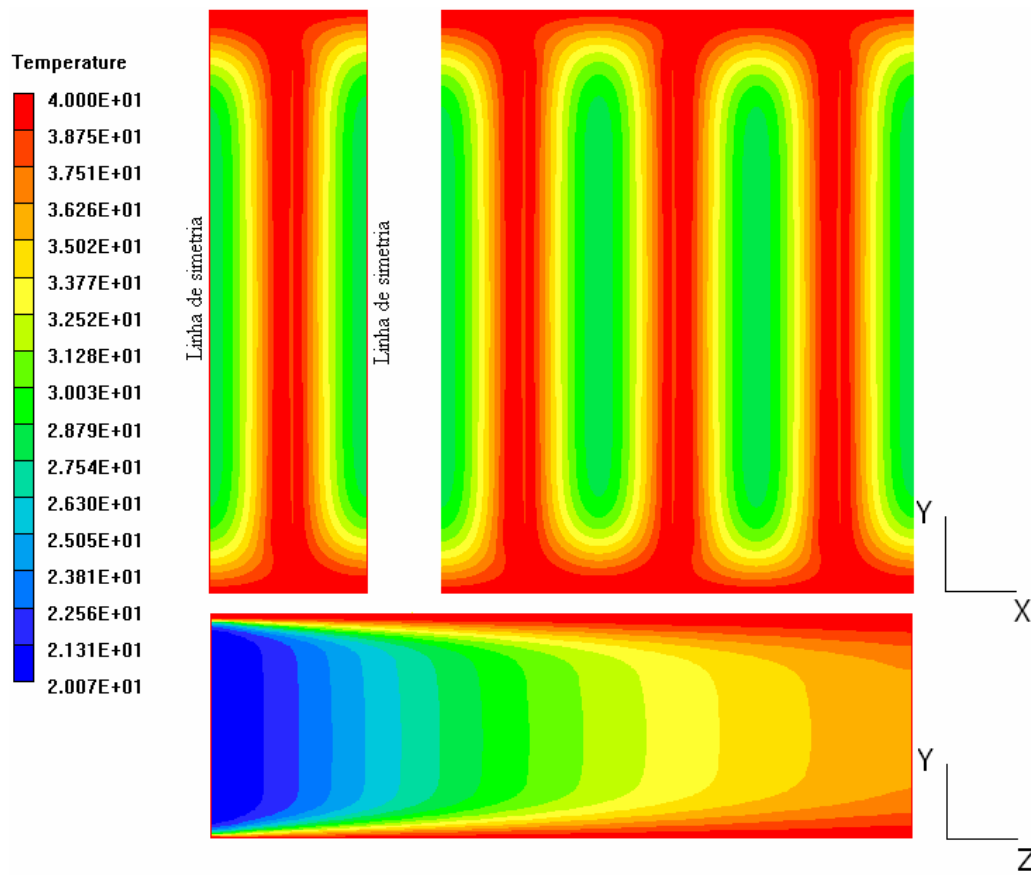


Figura 5.38 – Distribuição de temperatura num escoamento laminar para o modelo 15.08 nas posições ($X = 0$ e $Z = 0,05\text{m}$).

5.8 Testes de malha

O escoamento de todos os modelos apresentados na seção anterior sofre influência de superfícies sólidas paralelas ao escoamento. Para todos os modelos estudados foram realizadas simulações utilizando uma malha tridimensional. Escoamentos laminares foram simulados nos modelos DR, 11.11a, 6.2, 11.94T e 15.08. Nos modelos DR, 11.11a, 6.2, 2.0 e 15.08 também foram simulados escoamentos turbulentos utilizando o modelo de turbulência LVEL embutido no pacote computacional PHOENICS.

Com exceção dos modelos 11.94T e 15.08, que requerem um grande tempo computacional para convergência, a independência dos resultados com relação ao número de volumes de controle utilizados foi avaliada da mesma forma que no caso do escoamento entre placas

paralelas. O número de iterações e o tamanho das malhas utilizadas nos resultados apresentados dos diferentes modelos de duto estudados são apresentados nas Tabelas 5.17 e 5.18. As Figs. A1 a A5 do apêndice A indicam as malhas empregadas nas simulações dos modelos. O tempo de computação para cada modelo também é apresentado nas Tabelas 5.17 e 5.18. Os cálculos foram realizados em um computador com processador Pentium IV de 3.2 GHz de e 2 GB de memória RAM.

Tabela 5.17 – Tamanho de malha no escoamento laminar para os modelos avaliados.

Modelo	Dimensões do domínio [mm]			Nº. de volumes de controle			Nº. de Iterações	Tempo computacional aproximado
	X	Y	Z	NX	NY	NZ		
DR	100	2,5	200,0	19	19	38	250	1min
11.11a	1,25	6,1	203,2	13	60	70	3000	1h
6.2	4,1	10,3	304,8	23	56	100	5000	4h
2.0	14,41	19,05	304,8	51	29	61	1000	1h
11.94T	2,13	6,31	127,0	52	80	63	10000	20h
15.08	1,98	10,92	173,7	34	110	43	5000	8h

Tabela 5.18 – Tamanho de malha no escoamento turbulento para os modelos avaliados.

Modelo	Dimensões do domínio [mm]			Nº. de volumes de controle			Nº. de Iterações	Tempo computacional aproximado
	X	Y	Z	NX	NY	NZ		
DR	100	2,5	200,0	19	70	38	500	2min
11.11a	1,25	6,1	203,2	9	14	51	5000	20min
6.2	4,1	10,3	304,8	23	29	77	4000	1h
2.0	14,41	19,05	304,8	31	24	61	1000	30min
11.94T	2,13	6,31	127,0	52	80	63	6000	7h

O tempo de processamento aumenta, sobretudo, nos modelos aletados, principalmente naqueles que possuem volumes de controle onde as regiões sólidas das aletas e do escoamento fluido coexistem em um mesmo volume de controle, como nos modelos 6.2, 11.94T e 15.08. Nestes casos, o tratamento do escoamento no pacote computacional foi feito com o algoritmo PARSOL.

5.9 Comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais

Os modelos de dutos aletados apresentados foram extraídos do livro de Kays e London (1955), que apresenta resultados experimentais obtidos nos laboratórios da universidade de Stanford, Califórnia, e na estação experimental de engenharia da marinha dos EUA, Maryland. Segundo esses autores, as mesmas técnicas de medições e equipamentos foram utilizadas nos

dois laboratórios. Cada modelo de duto aletado era submetido do lado externo a vapor saturado, e do lado interno a um fluxo de ar controlado. Descrições detalhadas da montagem experimental e do método de tratamento de dados são apresentadas nos trabalhos London e Fergunson (1946, 1949), Kays e London (1950) e Kays et al. (1955).

As Tabelas 5.19 e 5.20 mostram uma comparação entre os resultados experimentais obtidos do livro de Kays e London (1955) e os resultados obtidos numericamente neste trabalho. A velocidade média do escoamento no canal está indicada por (v) . Nos testes numéricos foi considerada a mesma temperatura de mistura do ar na entrada (T_e) para todos os modelos. A temperatura de mistura na saída do duto está indicada por (T_s) e o coeficiente convectivo médio por (hm) . Os resultados experimentais e numéricos do escoamento laminar nos modelos 6.2, 11.11a, 11.94T e 15.08 são apresentados na Tabela 5.19. Observa-se que os valores médios do coeficiente convectivo numérico são 6%, 10% e 12% menores que os valores experimentais. Já no modelo 6.2, o valor de (hm) numérico é aproximadamente 13% maior que o experimental. Quando comparado o coeficiente de atrito médio, nos modelos 11.11a, 11.94T e 15.08 os valores obtidos numericamente são, respectivamente, 5%, 12% e 29% menores que os valores experimentais. O valor de (fm) experimental no modelo 6.2 é aproximadamente 25% menor que o (fm) numérico. A Tabela 5.20 mostra os resultados numéricos e experimentais do escoamento turbulento nos modelos 6.2, 11.11a, 11.94T e 2.0. Os valores médios do coeficiente convectivo numérico são 23%, 28% e 1% maiores que os valores experimentais para os modelos 6.2, 11.11a e 11.94T, respectivamente. Enquanto que os coeficientes de atrito médio numérico são aproximadamente 16%, 7% e 7% maiores que os valores experimentais nos respectivos modelos. No modelo 2.0, o coeficiente médio convectivo numérico é aproximadamente 1% menor que o experimental. Já o coeficiente de atrito médio numérico é 16% maior que o valor experimental.

A avaliação dos resultados numéricos obtidos para o modelo DR foi feita através de comparações com correlações disponíveis na literatura (Kays, 1993) para escoamento laminar e turbulento totalmente desenvolvido e também considerando a região de entrada térmica. Estas comparações serão apresentadas no capítulo 6 e farão parte da validação do modelo de análise de trocadores de calor de correntes cruzadas.

Tabela 5-19 – Resultados experimentais e numéricos para escoamentos laminares nos modelos aletados

Modelo	v [m/s]	T _e [°C]	Experimental						Numérico					
			Re	T _s [°C]	hm [$\frac{W}{m^2K}$]	Nu _m	q [W]	f _m	Re	T _s [°C]	hm [$\frac{W}{m^2K}$]	Nu _m	q [W]	f _m
6.2 	2,5	20	870	35,4	19,8	4,32	11,0	0,0199	868	36,2	22,5	4,9	11,6	0,0248
11.11 (a) 	3,0	20	659	38,1	35,9	4,95	17,7	0,0297	659	38,0	35,6	4,9	17,7	0,0282
11.94 T 	2,0	20	355	38,1	31,1	3,47	6,2	0,0467	356	34,2	26,2	2,9	5,9	0,0409
15.08 	5,0	20	824	37,4	46,6	4,82	25,9	0,0258	825	36,7	40,8	4,2	24,9	0,0183

Tabela 5-20 – Resultados experimentais e numéricos para escoamentos turbulentos nos modelos aletados

Modelo	v [m/s]	T _e [°C]	Experimental						Numérico					
			Re	T _s [°C]	hm $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	Nu _m	q [W]	f _m	Re	T _s [°C]	hm $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	Nu _m	q [W]	f _m
6.2 	25	20	8810	31,2	113,8	24,9	80,6	0,00755	8772	32,7	139,7	30,5	91,0	0,00876
11.11 (a) 	20	20	4468	32,3	100,1	13,9	81,1	0,00931	4445	34,1	128,6	17,8	92,7	0,00997
11.94 T 	30	20	5461	29,9	140,5	15,9	52,1	0,00841	5460	29,9	141,5	15,9	52,3	0,00900
2.0 	8,0	20	7670	25,9	40,9	24,1	25,2	0,00789	7672	25,8	40,3	23,8	24,9	0,00914

5.10 Funções de ajustes para o cálculo dos coeficientes médios de convecção e de atrito

Os resultados experimentais obtidos através de uma sequência de testes foram então utilizados para gerar curvas dos coeficientes médios convectivos e de atrito em função do número de Reynolds para cada modelo de duto aletado. De forma similar, dados numéricos podem ser utilizados para gerar equações que correlacionam o coeficiente convectivo médio ou o coeficiente de atrito médio à velocidade média do escoamento no duto. Para cada geometria, essas equações devem embutir nos coeficientes (hm) e (fm) , além dos efeitos relacionados à velocidade média (v) , outras características, como as propriedades do ar associadas à média da diferença de temperatura média entre a entrada e a saída do duto. A associação de (hm) e (fm) à velocidade média no canal (v) é possível devido às características geométricas dos modelos estudados serem fixas e tanto o fluido frio, quanto quente utilizado na análise dos escoamentos serem o ar.

Assim, foram geradas funções de ajustes para a determinação dos coeficientes médios de convecção (hm) e de atrito (fm) em função da velocidade média do escoamento no duto, a partir de resultados da solução numérica para cada modelo analisado. Nos modelos estudados, a variação de (hm) e (fm) em função da velocidade média do escoamento no duto permite ajuste na forma exponencial:

$$hm = C_1 v^{n_1} \quad (5.25)$$

$$fm = C_2 v^{n_2} \quad (5.26)$$

Onde (C_1) , (n_1) , (C_2) e (n_2) são constantes dos ajustes. O procedimento empregado na determinação dessas equações foi a geração de curvas de $hm \times v$ através da simulação do escoamento no duto para uma determinada faixa de velocidades. Com as curvas geradas, foi feito um ajuste exponencial e obtidas as equações de (hm) e (fm) em função da velocidade média do escoamento no duto. Foram determinadas equações do coeficiente convectivo médio e do coeficiente de atrito médio para os dutos de geometria DR, 11.11a, 6.2 e 2.0, que serão

posteriormente utilizadas na avaliação de trocadores de calor de correntes cruzadas apresentada no capítulo 7.

5.10.1 Modelo Duto Retangular (DR)

A Fig. 5.39 mostra os resultados numéricos do coeficiente convectivo médio de troca de calor em função da velocidade média do escoamento no duto. Esses resultados foram obtidos através da simulação do escoamento laminar e turbulento em um duto de modelo DR. As temperaturas de entrada do fluido e da parede de canal valem 20°C e 40°C, respectivamente. As curvas mostradas na Figs 5.40 indicam os coeficientes médios de atrito simulados para a mesma faixa de velocidades. Nas figuras também são apresentadas as funções de ajuste de (h_m) e (f_m) para o modelo.

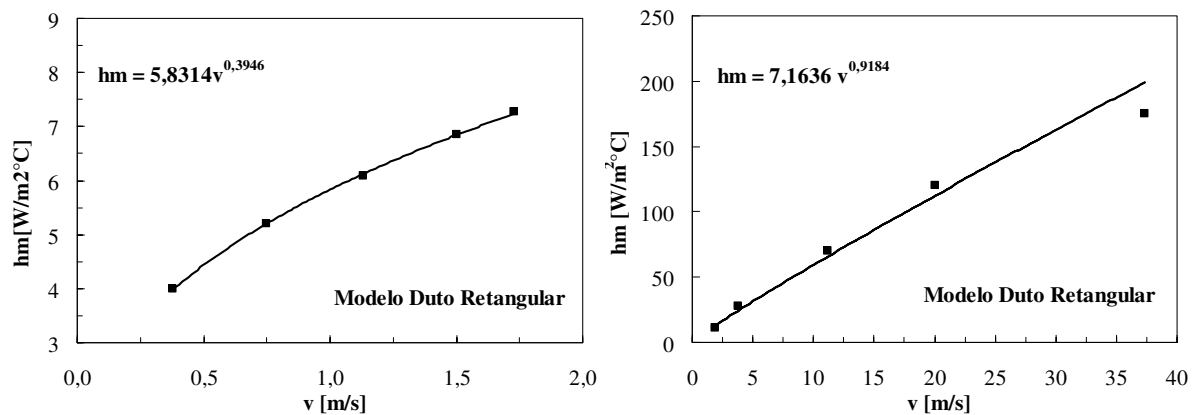


Figura 5.39 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo DR: (a) Laminar e (b) Turbulento.

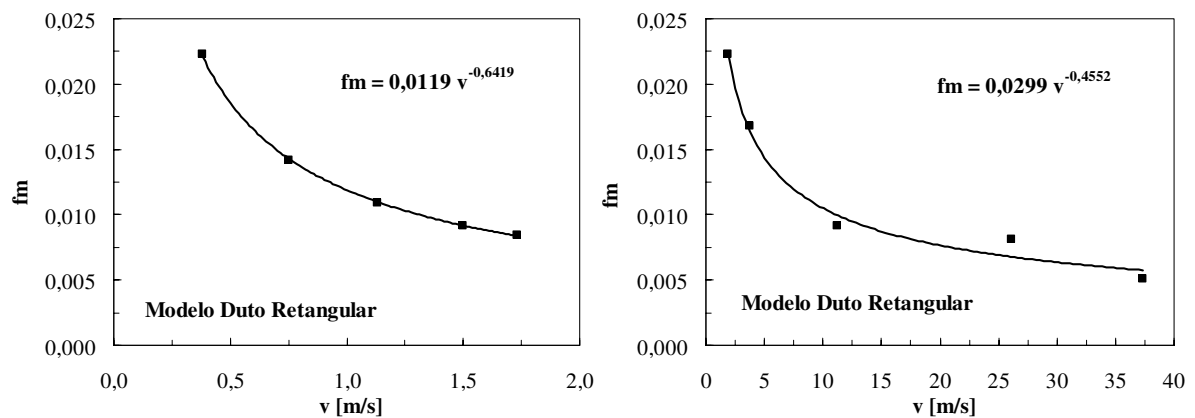


Figura 5.40 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo DR: (a) Laminar e (b) Turbulento.

5.10.2 Modelo 11.11a

As Figs. 5.41 e 5.42 mostram os resultados numéricos dos coeficientes médios convectivo e de atrito para o mo modelo 11.11a, em função da velocidade média do escoamento no duto. Na simulação foi utilizada a temperatura de entrada do fluido (T_e) de 20°C e a de parede (T_w), 40°C.

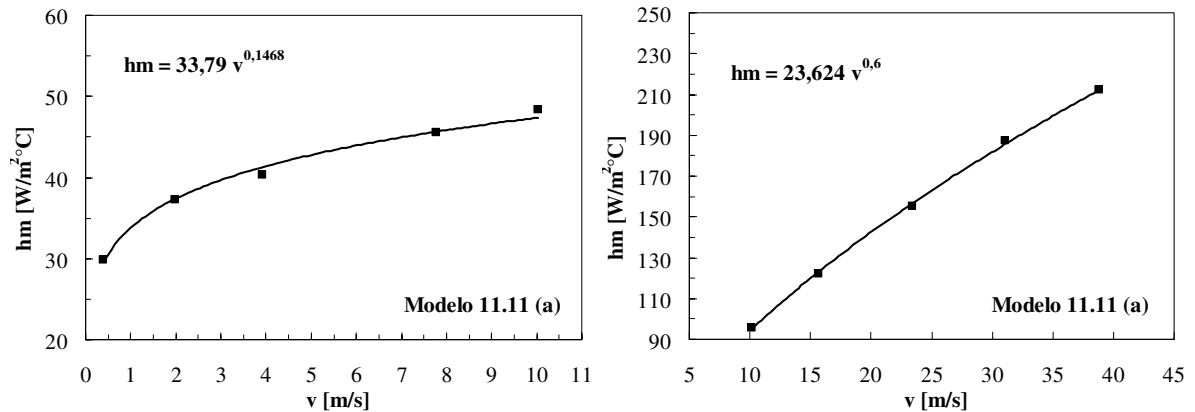


Figura 5.41 – Curvas de (hm) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 11.11a: (a) Laminar e (b) Turbulento.

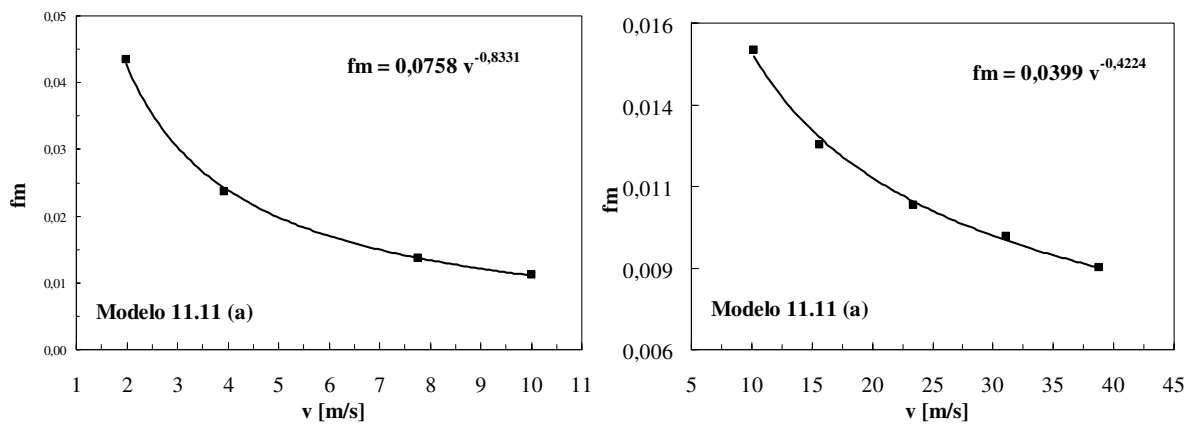


Figura 5.42 – Curvas de (fm) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 11.11a: (a) Laminar e (b) Turbulento.

5.10.3 Modelo 6.2

Os coeficientes médios convectivos e de atrito, em função da velocidade média, para o modelo 6.2 são apresentados nas Figs. 5.43 e 5.42. O escoamento laminar e turbulento para as faixas de velocidade indicada foi simulado nas condições de (T_c) igual a 20°C e (T_w) , 40°C.

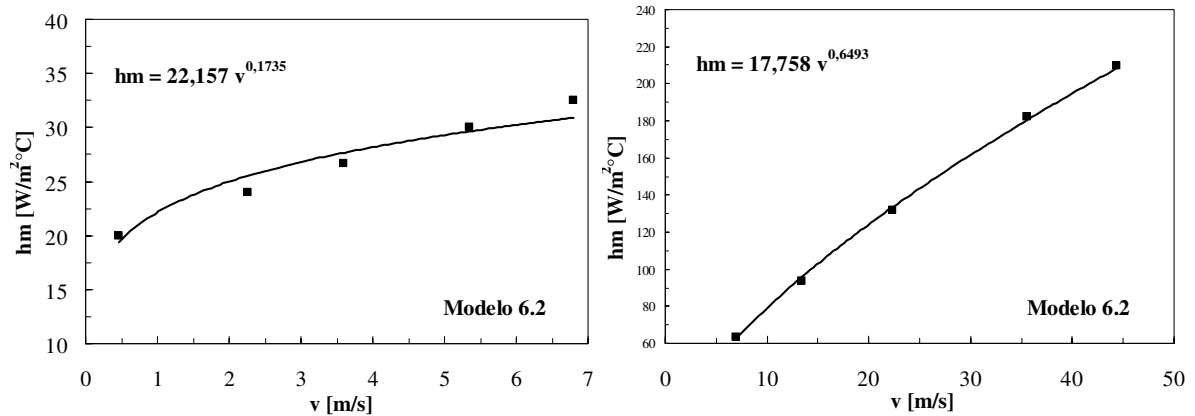


Figura 5.43 – Curvas de (hm) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 6.2: (a) Laminar e (b) Turbulento.

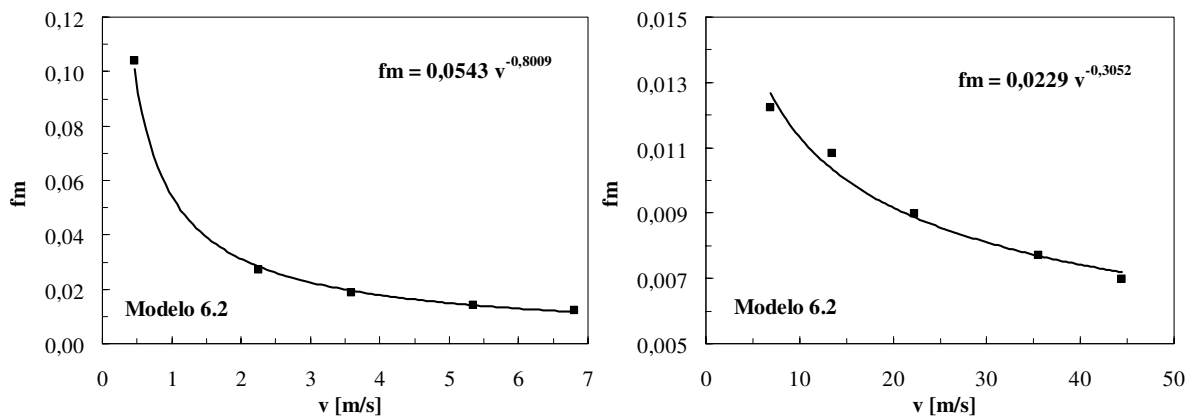


Figura 5.44 – Curvas de (fm) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 6.2: (a) Laminar e (b) Turbulento.

5.10.4 Modelo 2.0

As Figs. 5.45 e 5.46 indicam os resultados numéricos dos coeficientes médios convectivo e de atrito em função da velocidade média do escoamento no duto de modelo 2.0. Na simulação foi utilizada temperatura de entrada do fluido 20°C e de parede, 40°C.

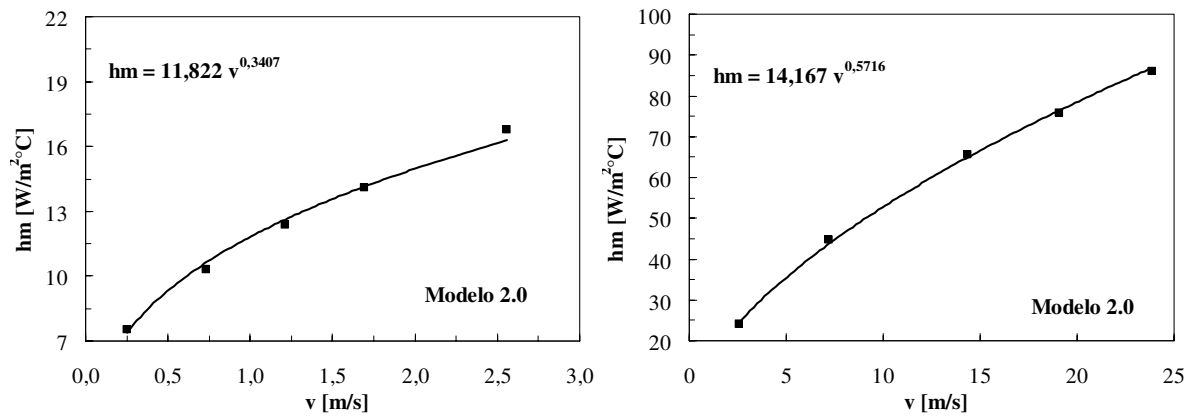


Figura 5.45 – Curvas de (h_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 2.0: (a) Laminar e (b) Turbulento.

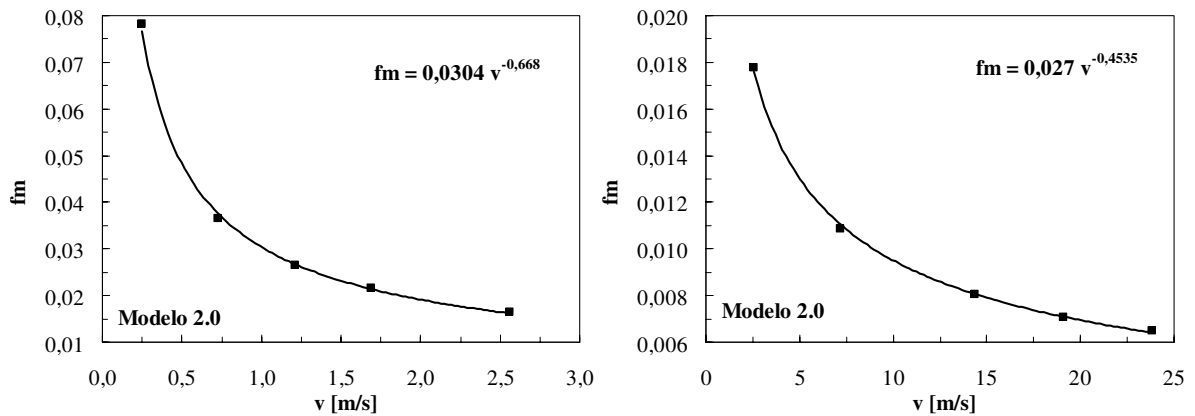


Figura 5.46 – Curvas de (f_m) em função da velocidade média (v) do escoamento no duto de modelo 2.0: (a) Laminar e (b) Turbulento.

Para quatro modelos de geometria estudada neste trabalho, a Tabela 5.21 mostra expressões que poderão ser utilizadas na determinação dos valores médios dos coeficientes convectivos de troca de calor e do coeficiente de atrito. Nas Figs. 5.39 a 5.46 e na Tabela 5.21, o expoente da velocidade reflete o desenvolvimento simultâneo das camadas limites térmica e hidrodinâmica.

Tabela 5.21 – Expressões de para a determinação de (hm) e (fm) em função da velocidade média do escoamento no duto.

Modelos	Escoamento Laminar		Escoamento Turbulento	
	$hm \text{ [W/m}^2\text{K]}$	fm	$hm \text{ [W/m}^2\text{K]}$	fm
DR	$5,8314v^{0,3946}$	$0,0119v^{-0,6419}$	$7,1636v^{0,9184}$	$0,0299v^{-0,4552}$
11.11a	$33,79v^{0,1468}$	$0,0758v^{-0,8331}$	$23,62v^{0,60}$	$0,0399v^{-0,4224}$
6.2	$22,16v^{0,1735}$	$0,0543v^{-0,8009}$	$17,76v^{0,6493}$	$0,0229v^{-0,3052}$
2.0	$11,82v^{0,3407}$	$0,0304v^{-0,6680}$	$14,18v^{0,5716}$	$0,0270v^{-0,4535}$

As expressões resultantes dos ajustes de dados numéricos foram obtidas através da simulação de escoamentos na condição de temperatura de entrada do fluido (T_e) de 20°C e da superfície (T_w) de 40°C. Com a finalidade de verificar se essas expressões são válidas na determinação (hm) e (fm) em condições diferentes, foram realizadas outras simulações considerando um conjunto diferente de condições de escoamento no duto para os modelos apresentados na Tabela 5.21.

Os resultados numéricos os obtidos através das expressões de ajustes para um escoamento laminar nas condições $T_e = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 60^\circ\text{C}$ e $v = 2\text{ m/s}$ são apresentados na Tabela 5.22. Os valores de (hm) determinados com as expressões apresentadas na Tabela 5.21 são em média 18% os obtidos através da simulação direta do escoamento nos dutos de modelo DR, 11.11a, 6.2 e 2.0.

Com relação ao coeficiente de atrito médio, as expressões proporcionam valores em média 14% menores que a simulação direta.

A Tabela 5.22 também mostra a simulação numérica de um escoamento turbulento, onde $T_e = 60^\circ\text{C}$, $T_w = 20^\circ\text{C}$ e $v = 20\text{m/s}$. Os valores de (hm) obtidos através das expressões de ajustes são em média 7% menores que os obtidos através da simulação direta do mesmo escoamento. Já os coeficientes médios de atrito calculados com as expressões apresentadas na Tabela 5.21 são em média 15% menores.

Tabela 5.22 – Valores de (hm) e (fm) utilizando as expressões de ajustes e da simulação direta do escoamento nos modelos DR, 11.11a, 6.2 e 2.0.

Modelos	Condições $T_e = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 60^\circ\text{C}$ e $v = 2\text{m/s}$				Condições $T_e = 60^\circ\text{C}$, $T_w = 20^\circ\text{C}$ e $v = 20\text{m/s}$			
	$hm \text{ [W/m}^2\text{K]}$		fm		$hm \text{ [W/m}^2\text{K]}$		fm	
	Numérico	Eq. Ajuste	Numérico	Eq. Ajuste	Numérico	Eq. Ajuste	Numérico	Eq. Ajuste
DR	7,1	7,7	0,01935	0,01857	120,1	112,2	0,009152	0,007646
11.11a	31,8	37,4	0,05421	0,04255	156,4	142,5	0,012325	0,01126
6.2	20,4	24,9	0,03843	0,03117	133,7	124,2	0,01172	0,009178
2.0	12,2	15,0	0,02114	0,01913	81,1	78,5	0,007784	0,006940

5.11 Conclusão do capítulo

No capítulo foram descritas as equações de transporte utilizadas, as hipóteses e as simplificações resultantes da abordagem assumida na simulação numérica. Uma análise do escoamento entre placas paralelas foi utilizada na avaliação do modelo computacional empregado. Foram avaliadas numericamente as características do escoamento tridimensional nos regimes laminar e turbulento e do processo de troca convectiva de calor em diversos modelos de dutos aletados apresentados por Kays e London (1955). Foi efetuada uma comparação entre os resultados experimentais apresentados nesta referência e os resultados numéricos obtidos neste trabalho. Neste capítulo também foram apresentadas as funções de ajuste para a determinação dos coeficientes médios convectivos e de atrito em função da velocidade média do escoamento no duto.

Capítulo 6

Validade do Modelo de Análise

6.1 Introdução

Neste capítulo será apresentado um estudo de caso que indica a validade do modelo de análise empregado na avaliação térmica de trocadores de calor de correntes cruzadas. Por facilidade de simulação numérica, será considerado um trocador de calor de correntes cruzadas com dutos retangulares não aletados. Além disso, esta geometria permite algumas comparações com resultados analíticos obtidos na literatura. O coeficiente global de transferência de calor (U) do trocador considerado será obtido de duas formas distintas: através da determinação numérica dos coeficientes convectivos médios (h_m) em cada canal separadamente e diretamente da simulação numérica do trocador.

6.2 Descrição das simulações realizadas

Inicialmente, os escoamentos nos canais retangulares do trocador foram simulados separadamente considerando superfícies isotérmicas nas paredes. Obtiveram-se assim os coeficientes convectivos e de atrito de cada escoamento. Estes resultados foram comparados com correlações da literatura e em seguida utilizados no método da efetividade (ϵ -NUT) para uma previsão do comportamento termofluido do trocador. Na sequência, o escoamento cruzado conjunto dos dois fluidos separados por uma parede do trocador foi simulado. Neste caso, as condições impostas foram as vazões e as temperaturas dos dois fluidos na entrada do trocador. Os resultados obtidos forneceram diretamente a troca de calor entre os dois fluidos. Estes resultados da simulação direta do trocador foram então comparados com aqueles do procedimento anterior.

Foram consideradas três configurações de escoamento nos canais retangulares do trocador de correntes cruzadas. Na configuração “A”, os escoamentos nos dois canais eram laminares. Na configuração “B”, os escoamentos eram turbulentos nos dois canais do trocador e na configuração “C”, em um canal o escoamento era laminar e no outro, turbulento.

6.3 O uso do método da efetividade

O trocador de calor analisado é composto por dois canais retangulares não aletados, tendo o ar como fluido de trabalho. O escoamento ocorre em direções cruzadas, como indicado na Fig. 6.1.

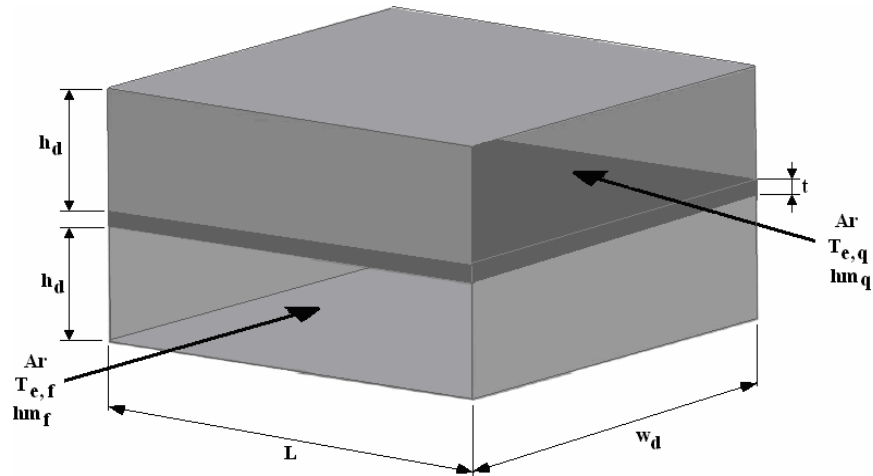


Figura 6.1 - Modelo esquemático do trocador de calor analisado.

Desconsiderando os efeitos de incrustação nas superfícies dos canais, o coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido através da eq. (6.1).

$$\frac{1}{UA_{td}} = \frac{1}{A_{td}hm_f} + \frac{t}{k_m} + \frac{1}{A_{td}hm_q} \quad (6.1)$$

Na eq. (6.1) tem-se

U	Coeficiente global de transferência de calor $[W / m^2.K]$
A_{td}	Área de troca térmica da interface $[m^2]$
hm_f	Coeficiente convectivo médio do fluido frio $[W / m^2.K]$
hm_q	Coeficiente convectivo médio do fluido quente $[W / m^2.K]$
t	Espessura da parede que separa os fluidos $[m]$
k_m	Condutividade térmica do material $[W / m.K]$

Se os valores de (hm_f) e (hm_q) forem determinados, o valor de (U) obtido da eq. (6.1) pode ser utilizado no projeto térmico do trocador pelo método da efetividade ε -NUT (Incropera e De Witt, 2002). A efetividade (ε) de um trocador de calor é a razão entre a taxa de troca de calor real (q) e a máxima possível $(q_{máx})$.

Com a efetividade conhecida, é possível avaliar as temperaturas de saída dos dois fluidos no trocador e a taxa de troca de calor entre eles.

$$T_{s,q} = T_{e,q} - \frac{\varepsilon C_{\min}(T_{e,q} - T_{e,f})}{C_q} \quad (6.2)$$

$$T_{s,f} = T_{e,f} + \frac{\varepsilon C_{\min}(T_{e,q} - T_{e,f})}{C_f} \quad (6.3)$$

$$q = \varepsilon q_{máx} = \varepsilon C_{\min}(T_{e,q} - T_{e,f}) \quad (6.4)$$

6.4 Simulação Numérica

Em cada simulação numérica, foram consideradas condições uniformes de velocidade e temperatura na entrada de cada canal. Devido ao fato que os escoamentos nos canais retangulares abrangiam as regiões de entrada, as simulações efetuadas foram tridimensionais. Como descrito

anteriormente, foram simulados escoamentos tanto no regime laminar quanto no turbulento. Neste caso, foi utilizado o modelo de turbulência LVEL, embutido no pacote computacional PHOENICS.

Para avaliar numericamente o coeficiente convectivo médio (h_m) nos canais retangulares separados, foi considerado que as paredes estavam a uma temperatura uniforme igual à temperatura de entrada do outro fluido. Como mostrado na Fig. 6.2, devido à simetria do modelo do duto, o domínio simulado compreendia apenas um quarto do canal.

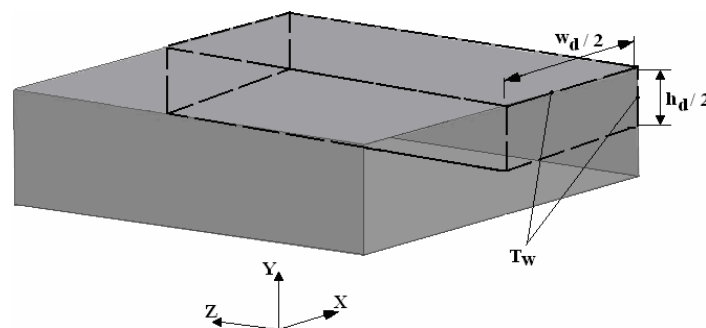


Figura 6.2 - Domínio simulado numericamente para cada canal.

Na simulação simultânea dos dois canais do trocador calor de correntes cruzadas, foi considerada a simetria associada a um trocador de calor com um módulo de dois canais. Neste caso, o escoamento fluido troca calor de forma simétrica, permitindo a utilização, nestas simulações, do domínio indicado na Fig. 6.3 pelas linhas tracejadas.

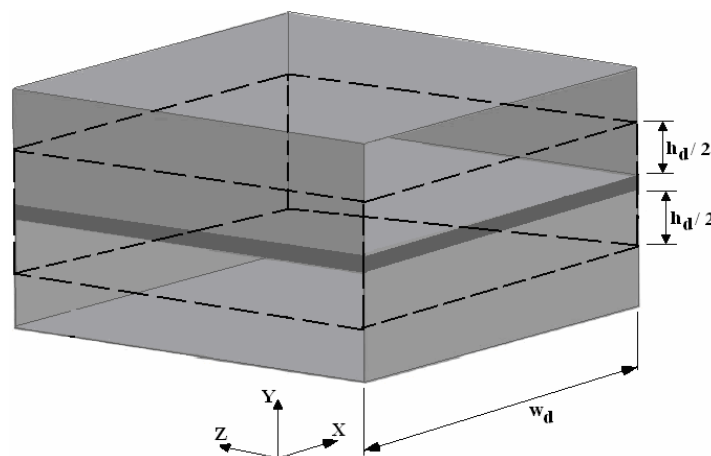


Figura 6.3 - Domínio simulado numericamente para o trocador.

6.5 Resultados obtidos

As simulações foram efetuadas para os dutos retangulares com as dimensões mostradas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Características do trocador estudado.

w_d [mm]	L [mm]	h_d [mm]	t [mm]
200	200	5	1
Fluido de trabalho: Ar			
Material das placas: Alumínio ($k = 204 \text{ W / m.K}$)			

Os valores de (hm) foram inicialmente obtidos simulando-se numericamente o escoamento dos fluidos frio e quente em cada canal separado. A malha computacional utilizada nas simulações, em termos do número de volumes de controle utilizados em cada direção, está indicada na Tabela 6.2. Os eixos coordenados estão indicados na Fig. 6.2.

Tabela 6.2 - Malha utilizada na simulação de cada canal separadamente.

Canais	Escoamento Laminar			Escoamento Turbulento		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Canal 1 - (Fluido frio)	19	19	38	19	70	38
Canal 2 - (Fluido quente)	19	19	38	19	70	38

A malha utilizada na simulação numérica simultânea do escoamento nos dois canais do trocador está indicada na Tabela 6.3. Os eixos coordenados neste caso estão indicados na Fig. 6.3. Os números indicados nas Tabelas 6.2 e 6.3 correspondem aos volumes de controle utilizados nos domínios de cálculo para a obtenção de resultados praticamente independentes da malha.

Tabela 6.3 - Malha utilizada na simulação do trocador para as três configurações.

Trocador	Configuração A Laminar - Laminar			Configuração B Turbulento - Turbulento			Configuração C Laminar - Turbulento		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Canal 1 - Fluido frio	38	19	38	38	70	38	38	19	38
Interface - Placa	38	2	38	38	2	38	38	2	38

Canal 2 - Fluido quente	38	19	38	38	70	38	38	70	38
--------------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----

As distribuições de velocidades e de pressões para o escoamento em cada canal separado estão indicadas na Fig. 6.4. As distribuições obtidas de velocidade e de temperatura no trocador são mostradas na Fig. 6.5.

Os resultados da simulação com regime de escoamento laminar em cada canal separado são apresentados na Tabela 6.4. A variável (v) indica a velocidade uniforme de entrada do ar no canal, (Re) é o número de Reynolds, (Nu_m) é o número de Nusselt médio do escoamento, (f_m) é o coeficiente médio de atrito e (ΔP) é a perda de carga no canal. Os valores de (Nu_m) e (Re) são baseados nos diâmetro hidráulico de cada canal. São indicados também os resultados obtidos através de correlações da literatura, Kays e London (1993), para o escoamento laminar completamente desenvolvido e para a região de entrada térmica. Esta região considera o desenvolvimento térmico, mas assume um perfil desenvolvido de velocidade a partir da entrada do escoamento no duto. As simulações numéricas foram efetuadas considerando o desenvolvimento simultâneo dos perfis de velocidade e temperatura do escoamento. Observa-se que o coeficiente convectivo (h_m) e fator de atrito (f_m) médios obtidos numericamente são maiores que os valores fornecidos na literatura para um escoamento desenvolvido e para a região de entrada térmica. Isto se justifica pelo fato que o desenvolvimento simultâneo das camadas limites térmica e de velocidade na região de entrada de cada canal, só foi considerado na solução numérica.

Os valores das velocidades e da temperatura na entrada de cada canal foram escolhidos arbitrariamente, garantindo escoamentos laminares nos canais. As propriedades dos fluidos foram tomadas no valor médio, obtido em um processo iterativo, das temperaturas médias de mistura na entrada e na saída dos canais. As diferenças dos valores de (f_m) apresentados para o escoamento desenvolvido e para a região de entrada térmica resultam das diferenças de temperaturas de mistura dos fluidos calculadas na saída dos canais.

A Tabela 6.5 mostra, nas colunas (1), (2) e (3), os resultados da análise térmica para o trocador de calor composto pelos canais separados considerados na Tabela 6.4 - configuração

“A”. Os valores da condutância global (U) utilizados neste método foram obtidos com os coeficientes convectivos médios apresentados na Tabela 6.4.

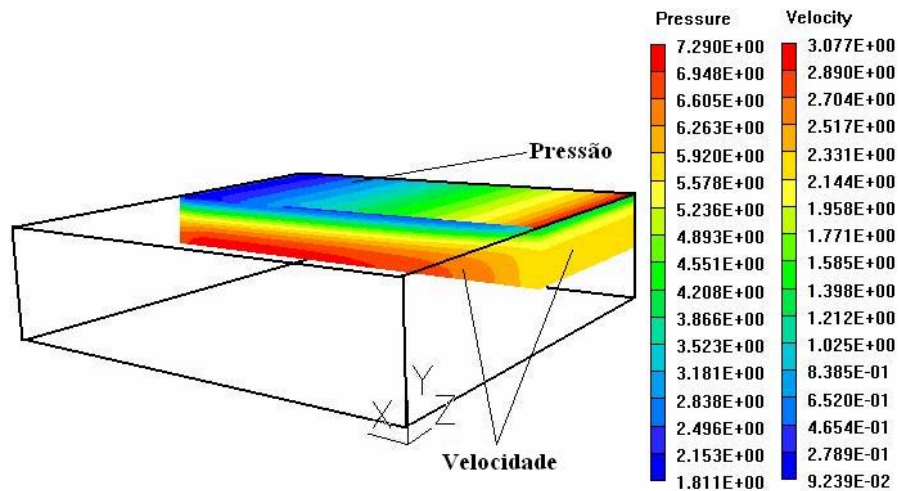
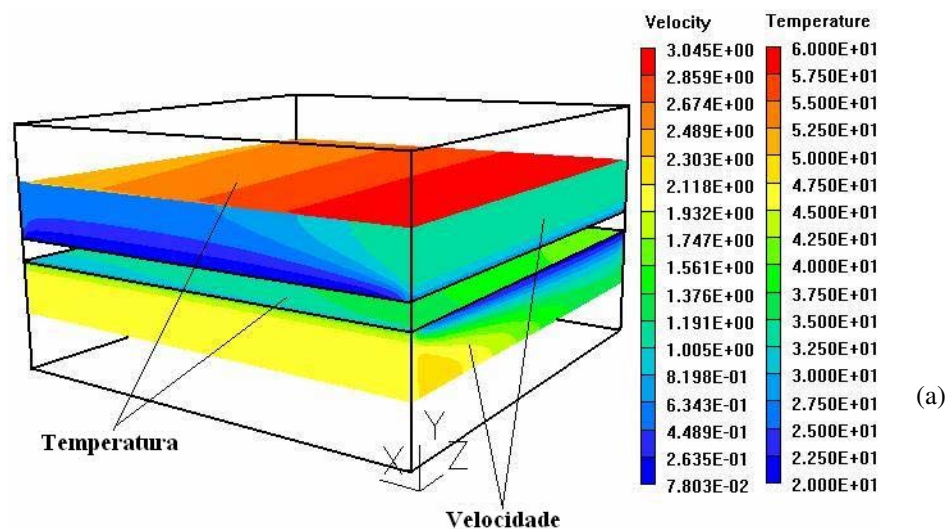


Figura 6.4 – Distribuições de velocidade e pressão no domínio simulado em cada canal isolado.



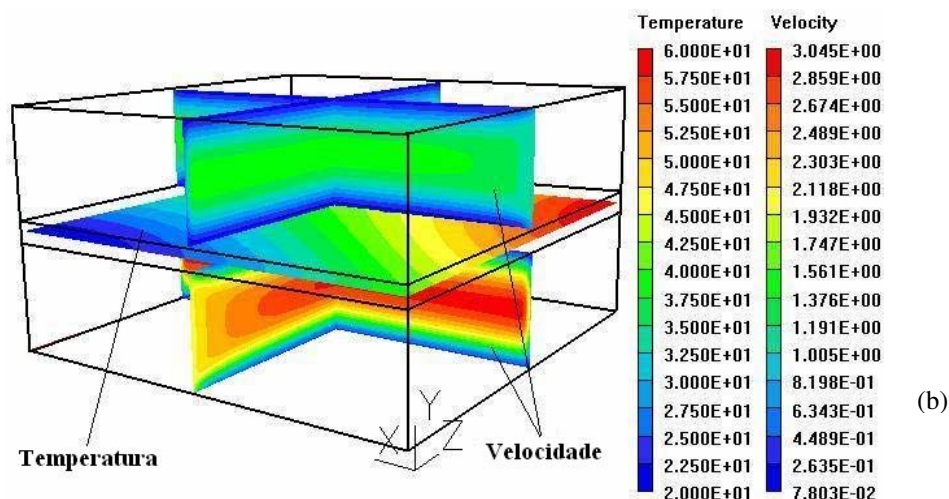


Figura 6.5 – Distribuições de velocidade e temperatura no domínio simulado indicando:

(a) Simetria do escoamento e (b) Trocador.

Tabela 6.4 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime laminar.

Canal 1 - Fluido frio				Canal 2 - Fluido quente			
Variável	Desenvolvido	Região de Entrada Térmica	Numérico	Variável	Desenvolvido	Região de Entrada Térmica	Numérico
$v [m/s]$	2	2	2	$v [m/s]$	1	1	1
Re	1200	1193	1187	Re	551	553	554
$T_w [^{\circ}C]$	60	60	60	$T_w [^{\circ}C]$	20	20	20
$T_{e,f} [^{\circ}C]$	20	20	20	$T_{e,f} [^{\circ}C]$	60	60	60
$T_{s,f} [^{\circ}C]$	39,4	41,3	43,2	$T_{s,f} [^{\circ}C]$	29,4	28,6	27,8
Nu_m	7,1	8,1	9,1	Nu_m	7,1	7,5	8,0
$hm \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$	18,7	21,5	24,3	$hm \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$	19,6	20,8	22,2
fm	0,01935	0,01946	0,02380	fm	0,04210	0,04201	0,04640
$\Delta P [Pa]$	3,65	3,67	4,46	$\Delta P [Pa]$	1,89	1,89	2,09

Os resultados obtidos da simulação direta do escoamento cruzado nos dois canais são apresentados na coluna (4). Neste caso, a troca de calor entre os dois fluidos foi obtida a partir de resultados da simulação simultânea dos dois canais do trocador calor de correntes cruzadas. Observa-se que os valores das colunas (3) e (4) são muito próximos, apresentando uma diferença de inferior a 3% para os valores de (U) , (q) , $(T_{s,f})$ e $(T_{s,q})$.

Tabela 6.5 - Análise comparativa do trocador de calor na configuração “A”.

Configuração A Escoamento Laminar - Laminar	Análise (ε -NUT)			Numérico
	Coluna (1)	Coluna (2)	Coluna (3)	Coluna (4)
	Desenvolvido	Região de Entrada Térmica	Numérico	Numérico
v_f [m/s]	2	2	2	2
v_q [m/s]	1	1	1	1
Re_f	1240	1238	1236	1235
Re_q	533	536	536	537
U [W/m ² .K]	9,6	10,6	11,6	11,9
$T_{e,f}$ [°C]	20	20	20	20
$T_{s,f}$ [°C]	28,2	28,8	29,3	29,5
$T_{e,q}$ [°C]	60	60	60	60
$T_{s,q}$ [°C]	42,0	40,9	39,8	39,4
q [W]	19,5	20,7	21,9	22,3

Os resultados da simulação de cada canal separado com regime de escoamento turbulento são apresentados na Tabela 6.6. São indicados também os resultados obtidos através de correlações da literatura, Kays e Crawford (1993), para o escoamento turbulento completamente desenvolvido. O valor de (Nu_m) foi obtido através da equação de Gnielinski e o valor do coeficiente de atrito médio (f_m), da equação de Petukhov, Eq. 5.20 e 5.21, respectivamente.

Como no caso anterior, o coeficiente convectivo (h_m) e fator de atrito (f_m) médios obtidos numericamente são maiores que os valores fornecidos na literatura para um escoamento turbulento desenvolvido. Esta diferença pode estar associada aos efeitos do desenvolvimento simultâneo dos perfis de temperatura e velocidade, considerado somente na solução numérica. Além disso, para o duto considerado, a relação $L/D_h \approx 20$, que indica que o comprimento de entrada, mesmo no escoamento turbulento, não é desprezível.

Tabela 6.6 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime turbulento.

Canal 1 - Fluido frio			Canal 2 - Fluido quente		
Variável	Desenvolvido	Numérico	Variável	Desenvolvido	Numérico
v [m/s]	20	20	v [m/s]	20	20
Re	12290	12182	Re	10474	10562
T_w [°C]	60	60	T_w [°C]	20	20
$T_{e,f}$ [°C]	20	20	$T_{e,f}$ [°C]	60	60

$T_{s,f} [^{\circ}\text{C}]$	31,2	34,2	$T_{s,f} [^{\circ}\text{C}]$	48,5	45,3
Nu_m	35,9	47,5	Nu_m	31,4	42,5
$hm \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$	94,0	125,1	$hm \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$	89,1	120,1
fm	0,007434	0,008960	fm	0,007769	0,009152
$\Delta P [\text{Pa}]$	142,2	170,6	$\Delta P [\text{Pa}]$	135,6	160,5

A Tabela 6.7 mostra os resultados da análise térmica para o trocador de calor na configuração “B”, composto pelos canais considerados na Tabela 6.6. Nas colunas (1) e (2) são apresentados os resultados obtidos através do método (ϵ -NUT). Os valores da condutância global (U) foram determinados com os coeficientes convectivos médios apresentados na Tabela 6.6.

Os resultados obtidos da simulação simultânea dos escoamentos cruzados são apresentados na coluna (3). Observa-se que os valores das colunas (2) e (3) são muito próximos. Os valores de (U), (q), ($T_{s,f}$) e ($T_{s,q}$) apresentam uma diferença de inferior a 3% em relação aos valores calculados para através do método (ϵ -NUT). A concordância entre os resultados indicados nas colunas (2) e (3) foi maior que no caso anterior. Este comportamento era esperado, uma vez que, para escoamentos turbulentos, as condições de contorno térmicas têm menor influência nos valores de (hm) que nos escoamentos laminares.

Tabela 6.7 - Análise comparativa do trocador de calor na configuração “B”.

Configuração B Escoamento Turbulento - Turbulento	Análise (ϵ -NUT)		Numérico
	Coluna (1)	Coluna (2)	Coluna (3)
	Desenvolvido	Numérico	Numérico
$v_f [\text{m/s}]$	20	20	20
$v_q [\text{m/s}]$	20	20	20
Re_f	12514	12462	12456
Re_q	10313	10355	10359
$U [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$	45,7	61,3	63,1
$T_{e,f} [^{\circ}\text{C}]$	20	20	20
$T_{s,f} [^{\circ}\text{C}]$	25,1	26,5	26,6
$T_{e,q} [^{\circ}\text{C}]$	60	60	60
$T_{s,q} [^{\circ}\text{C}]$	54,3	52,8	52,6
$q [\text{W}]$	120,5	153,4	157,0

Na Tabela 6.8 são apresentados os resultados da simulação em cada canal separado para a configuração “C”. São indicados também os resultados obtidos através de correlações da literatura, Kays e Crawford (1993), para o escoamento laminar completamente desenvolvido dado pela Eq. (5.22). No escoamento turbulento completamente desenvolvido foram utilizadas as Eq. (6.5) e (6.6) para determinar os valores de (Nu_m) e (f_m) . Novamente observa-se que o coeficiente convectivo (h_m) e o fator de atrito (f_m) médios obtidos numericamente estão acima dos fornecidos pela literatura para escoamentos completamente desenvolvidos.

Tabela 6.8 - Análise comparativa dos canais com escoamento em regime laminar e turbulento.

Canal 1 - Fluido frio - Laminar			Canal 2 - Fluido quente - Turbulento		
Variável	Desenvolvido	Numérico	Variável	Desenvolvido	Numérico
$v [m/s]$	2	2	$v [m/s]$	45	45
Re	1200	1187	Re	23468	23539
$T_w [^{\circ}C]$	60	60	$T_w [^{\circ}C]$	20	20
$T_{e,f} [^{\circ}C]$	20	20	$T_{e,f} [^{\circ}C]$	60	60
$T_{s,f} [^{\circ}C]$	39,4	43,2	$T_{s,f} [^{\circ}C]$	50,0	48,9
Nu_m	7,1	9,1	Nu_m	59,1	67,3
$h_m \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$	18,7	24,3	$h_m \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$	168,0	191,0
f_m	0,01935	0,02380	f_m	0,006279	0,006665
$\Delta P [Pa]$	3,65	4,46	$\Delta P [Pa]$	553,4	588,5

A Tabela 6.9 mostra os resultados da análise térmica para o trocador de calor composto pelos canais considerados na Tabela 6.8 e configuração “C”. Nas colunas (1) e (2) são apresentados os resultados obtidos através do método (ϵ -NUT). Os valores da condutância global (U) foram obtidos com os coeficientes convectivos médios apresentados na Tabela 6.8. Os resultados da simulação simultânea dos dois canais do trocador calor de correntes cruzadas e regimes distintos de escoamento são apresentados na coluna (3). Os valores das colunas (2) e (3) apresentam uma diferença inferior a 4% para os valores de (U) e (q). Como nos casos

anteriores, existe boa concordância entre os valores das colunas (2) e (3) para as temperaturas médias de mistura na saída dos canais. A diferença entre estes valores não ultrapassa 1,2%.

Tabela 6.9 - Análise comparativa para o trocador de calor na configuração “C”.

Configuração C Escoamento Laminar - Turbulento	Análise (ε -NUT)		Numérico
	Coluna (1)	Coluna (2)	Coluna (3)
	Desenvolvido	Numérico	Numérico
v_f [m/s]	2	2	2
v_q [m/s]	45	45	45
Re_f	1207	1195	1193
Re_q	22913	22922	22930
U [W/m ² .K]	16,8	21,6	23,2
$T_{e,f}$ [°C]	20	20	20
$T_{s,f}$ [°C]	37,4	40,8	41,8
$T_{e,q}$ [°C]	60	60	60
$T_{s,q}$ [°C]	59,2	59,0	58,9
q [W]	40,4	48,0	50,3

6.6 Conclusão do capítulo

Neste capítulo foi apresentado um estudo de caso que indica a validade do modelo de análise empregado na avaliação térmica de trocadores de calor de correntes cruzadas. No estudo,

o coeficiente global de transferência de calor (U) foi obtido de duas formas distintas. A primeira, através da determinação dos coeficientes convectivos médios (h_m) numericamente em cada canal separadamente e utilizando o método (ϵ -NUT). A segunda, diretamente da simulação numérica simultânea dos escoamentos no trocador. Comparando os resultados obtidos nos dois casos, observou-se que a diferença entre estes não ultrapassou 4%. Assim, o processo sugerido no trabalho pode ser utilizado na determinação de (U) dos trocadores considerados.

Capítulo 7

Análise Comparativa dos Trocadores de Calor Estudados

7.1 Introdução

Neste capítulo será apresentada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas compostos por dutos de geometrias apresentadas nos capítulos anteriores. Os trocadores serão arranjados em três configurações diferentes: em paralelo, em série e em paralelo-série. Para realizar esta análise, será considerada uma situação prática, onde a temperatura de entrada do fluido frio no trocador e a taxa de transferência de calor são conhecidas.

7.2 Apresentação do problema

Para análise foi considerado um trocador de calor de correntes cruzadas em que o fluido quente é recirculante. Ele troca calor com o fluido frio que entra no trocador a 25°C , sendo renovado a cada passagem pelo trocador. A taxa de troca de calor estipulada é de 800W . A temperatura de entrada do fluido quente deve ser mantida abaixo de 80°C , porém deve manter a taxa de troca de calor de 800W .

Considera-se que o escoamento de cada fluido no trocador de calor seja induzido por um ventilador, cuja curva característica é linear, dada pela equação (7.1), onde (Q) é a vazão volumétrica em cada canal.

$$\Delta P [\text{Pa}] = 50 - 250 \times Q_c \left[\text{m}^3/\text{s} \right] \quad (7.1)$$

7.3 Arranjo do trocador de calor analisado

O trocador de calor de correntes cruzadas a ser analisado é formado por um arranjo de módulos. Cada módulo é constituído por dois dutos, iguais ou não, separados por uma interface, onde os fluidos a diferentes temperaturas escoam em correntes cruzadas trocando calor, como indicado na Fig. 7.1.

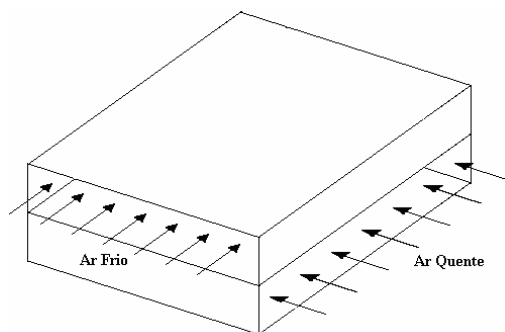


Figura 7.1 – Módulos constituídos por dutos separados por uma interface.

Os módulos são dispostos em pilhas, como indicado na Fig. 7.2. O escoamento do fluido quente foi considerado com três configurações distintas, indicadas na Fig. 7.3 (a), (b) e (c) respectivamente denominadas configurações em paralelo, em série e em série-paralelo. Todas as análises consideram o escoamento do fluido frio em paralelo no trocador.

No arranjo de passagens em paralelo, Fig. 7.3 (a), ambos os fluidos passam uma única vez pelo trocador. Para cada escoamento fluido, foi considerada uma associação de vários ventiladores (um para cada canal). Neste caso, as vazões individuais de cada ventilador somam-se, enquanto que a diferença de pressão em cada duto é a mesma, Turner (1996), como indicado na Fig. 7.4 (a).

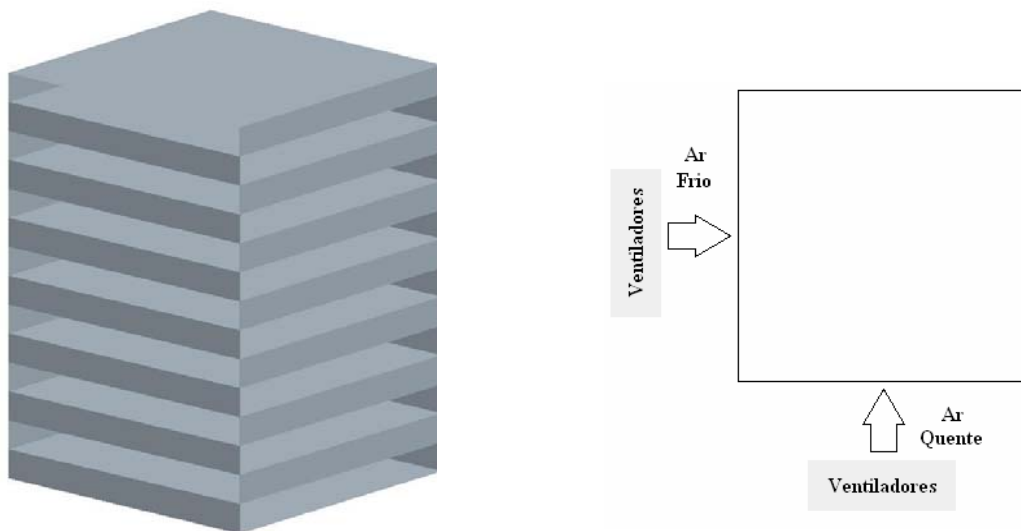


Figura 7.2 – Trocador de calor de correntes cruzadas composto por módulos dispostos verticalmente.

No arranjo com passagens em série, a vazão total do fluido quente entra pelo primeiro módulo e passa em série pelos diversos módulos do trocador, como indicado na Fig. 7.3 (b). Este arranjo faz com que a temperatura de saída do fluido quente em um módulo seja a temperatura de entrada no módulo seguinte. As várias passagens em série do fluido quente no trocador, fazem com que a diferença de pressão entre a entrada do primeiro módulo e a saída do último módulo seja aditiva do valor em cada módulo. Por esta razão foi considerada uma associação de ventiladores conectados em série, de forma que com a mesma vazão, seja possível somar os (ΔP) de cada ventilador, como indicado na Fig. 7.4 (b).

Outro arranjo analisado foi a combinação de passagens em série e em paralelo, Fig. 7.2 (c), onde o fluido quente entra simultaneamente em um conjunto de módulos e, posteriormente, passa por mais um conjunto de módulos do trocador. Desta forma, a temperatura de saída do fluido quente no primeiro conjunto de módulos é a mesma que a temperatura de entrada do conjunto seguinte.

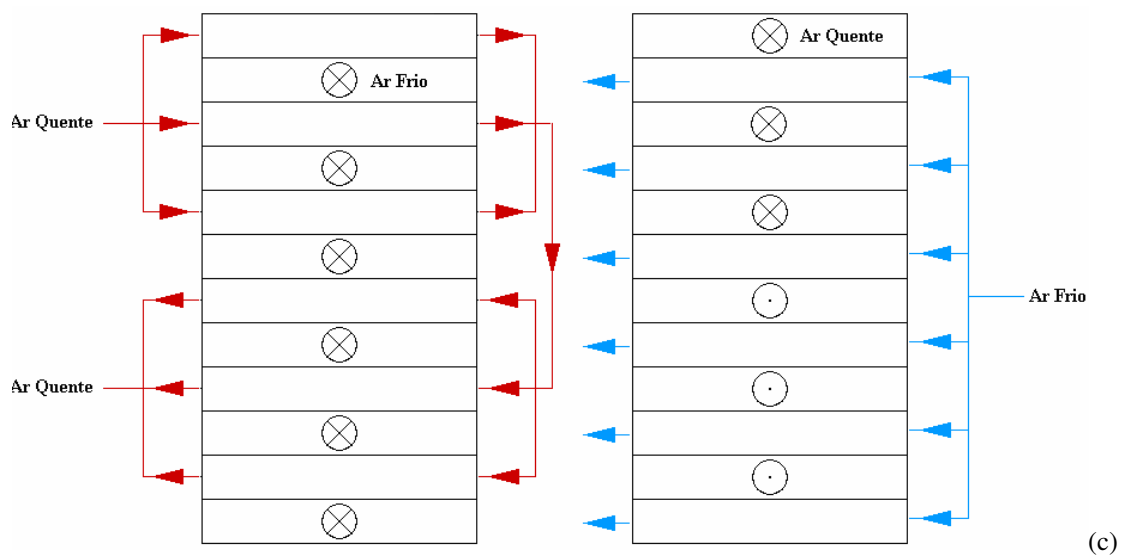
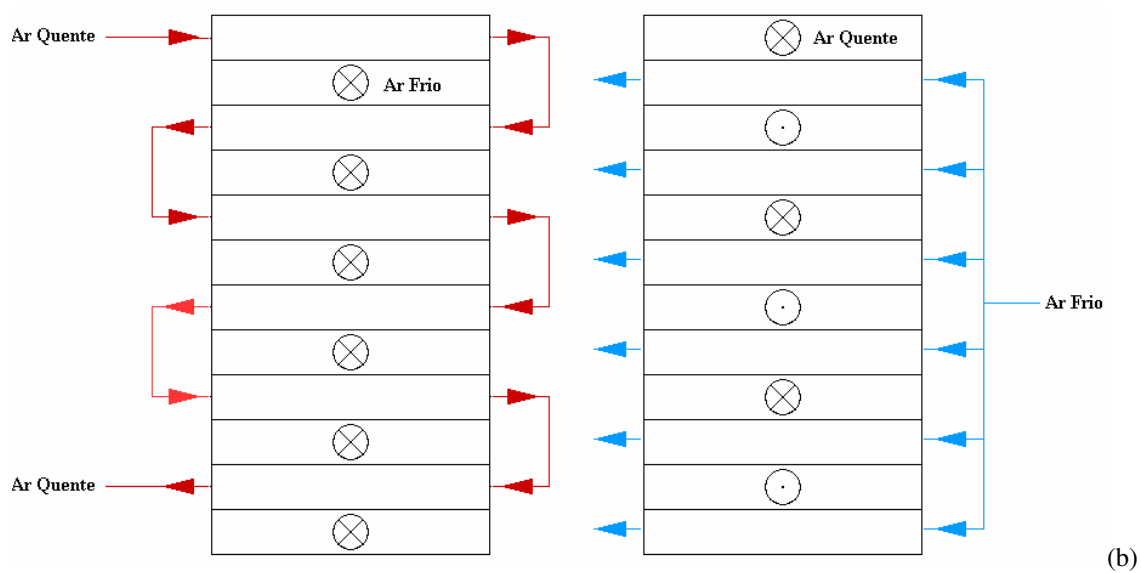
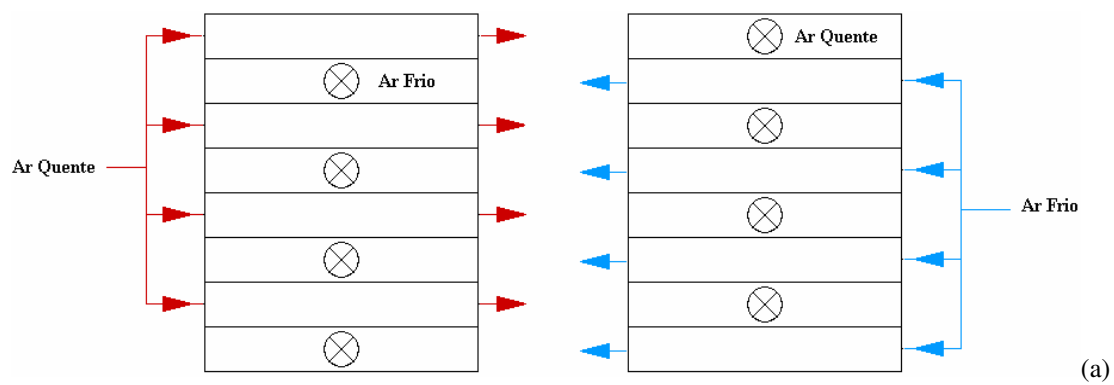


Figura 7.3 – Arranjo de passagens em: (a) paralelo; (b) série e (c) paralelo e série.

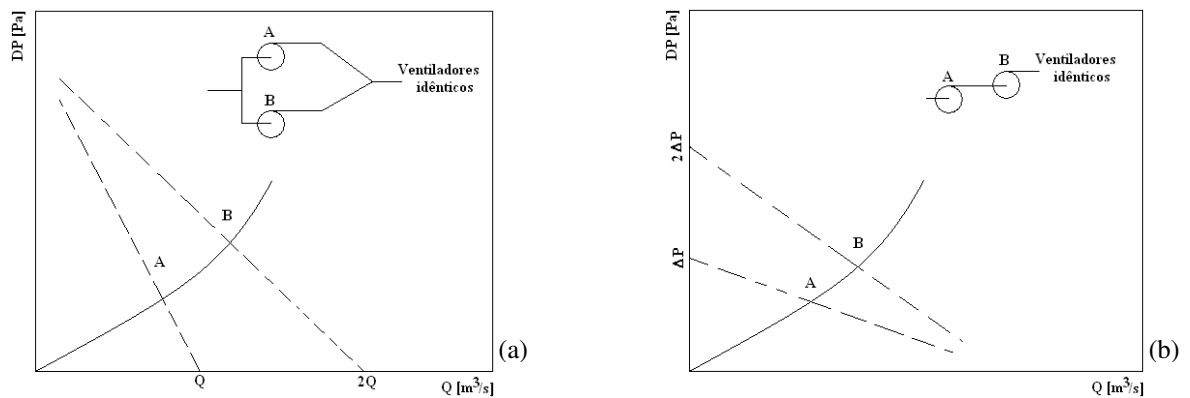


Figura 7.4 – Curvas características de dois ventiladores idênticos: (a) em paralelo; (b) em série.

7.4 Geometrias internas dos trocadores de calor analisados

Os escoamentos em cada módulo do trocador são cruzados. Foram analisados quatro trocadores de calor com dutos iguais e três trocadores com dutos diferentes. Os quatro dutos analisados foram um duto de seção retangular sem aletas e três dutos aletados obtidos da literatura (Kays e London, 1955). Estes dutos estão indicados na Tabela 7.1, que apresenta as combinações destes dutos nos quatro módulos com dutos idênticos e nos três com dutos distintos.

Tabela 7.1 - Tipos de trocadores de calor analisados

Trocador composto por dutos de geometrias iguais			Trocador composto por dutos de geometrias diferentes		
Tipo	Perfil do duto (Fluido frio)	Perfil do duto (Fluido quente)	Tipo	Perfil do duto (Fluido frio)	Perfil do duto (Fluido quente)
DR			DR-6.2		
11.11a			DR-2.0		
6.2			2.0-6.2		
2.0					

A Tabela 7.2 apresenta as principais características geométricas e o material dos dutos analisados. Observa-se que cada duto possui o mesmo comprimento e a largura, que são praticamente iguais para os diferentes modelos de dutos. O objetivo da utilização de canais com dimensões semelhantes foi comparar os resultados das várias configurações. Analogamente, os valores das alturas dos modelos, com exceção do modelo 2.0, são próximos. Os valores da largura e da altura do trocador tipo DR foram escolhidos com dimensões do duto próximas às dos modelos aletados.

Tabela 7.2 – Principais características geométricas dos modelos de dutos analisados

Características dos modelos de duto	Modelo do duto			
	DR	11.11	6.2	2.0
Altura do duto (h_d) [mm]	11,24	12,19	10,29	19,05
Largura do duto (w_d) [mm]	204,8	204,6	204,9	203,0
Comprimento (L) [mm]	204,8	204,6	204,9	203,0
Espessura do material (t) [mm]	0,2286	0,2032	0,254	0,8128
Número de aletas (N_a)	0	83	50	16
Número de canais (N_c)	1	82	50	16
Largura do canal (w_c) [mm]	204,8	2,289	3,843	10,16- 13,50
Área da seção do canal (A_c) [mm ²]	2302	27,90	39,54	226,2
Área frontal de escoamento (A_{fr}) [mm ²]	2302	2288	1977	3619
Área total de troca de calor por duto (A_d) [mm ²]	0,08849	0,4907	0,2895	0,1961
Área total da superfície aletada (A_{ta}) [mm ²]	0	0,4139	0,2108	0,1191
Material	Alumínio	Cobre	Alumínio	Alumínio

7.5 Resultados obtidos para o caso de passagens paralelas e trocadores de dutos iguais

Nesta seção serão apresentados os resultados para os quatro primeiros tipos de trocador, onde os dutos que compõem cada módulo possuem a mesma geometria. A Fig. 7.5 mostra as curvas de queda de pressão (ΔP) nos canais em função da vazão (Q) para os quatro tipos de trocadores de calor testados. Elas foram obtidas para os escoamentos do fluido frio e do fluido

quente. A diferença nos valores de (ΔP) quando o fluido é frio ou quente, observada na Fig. 7.5, deve-se à variação do valor da massa específica média do fluido entre as seções de entrada e saída do duto.

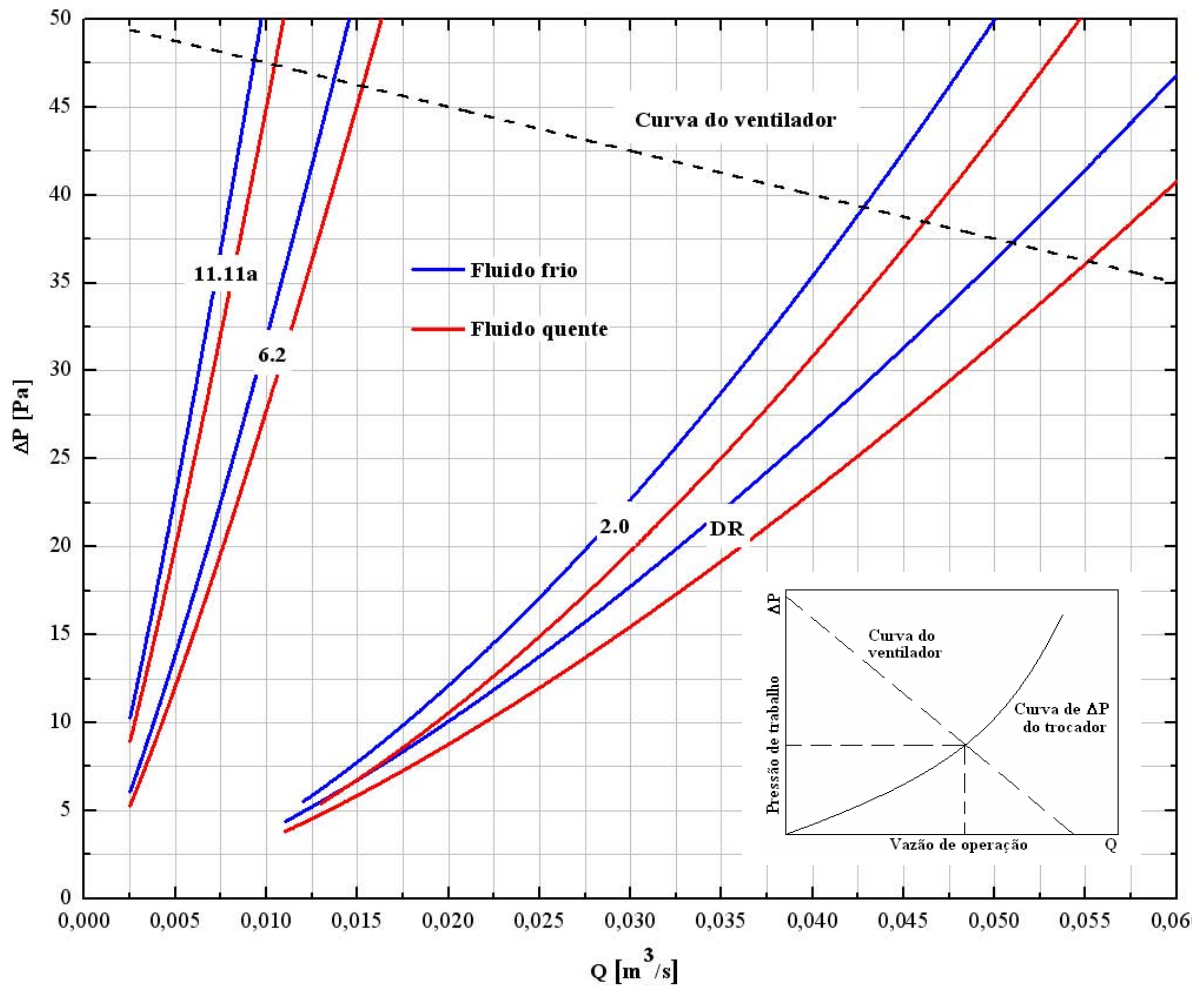


Figura 7.5 – Curvas de (ΔP) em função de (Q) para o ventilador selecionado e para os tipos de trocadores.

Os pontos de operação do ventilador com cada escoamento são obtidos na interseção das curvas de queda de pressão nos dutos com a curva do ventilador mencionado anteriormente. Os resultados obtidos para a configuração de passagens paralelas, Fig. 7.3 (a), são apresentados nas Tabelas 3.3 a 7.10 e nas Figs. 7.6 a 7.18.

A Tabela 7.3 apresenta o volume e o peso total do trocador, bem como o número de módulos necessários para atender as condições propostas na análise ($T_{q,e} \leq 80^{\circ}\text{C}$ e $q = 800\text{W}$). A carga térmica total é dividida pela quantidade de módulos existentes no trocador. Desta forma, o aumento do número de módulos reduz ($T_{q,e}$) até o valor limite desejado (80°C). O modelo de duto DR tem maior número de módulos, consequentemente maior volume quando comparado aos modelos aletados. Por possuir maior número de aletas, o modelo 11.11a é o mais pesado.

Tabela 7.3 – Características construtivas dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

Modelo do duto	Nº Módulos	Volume [m³]	Peso [N]
DR	7	0,00667	10,7
11.11a	3	0,00309	52,4
6.2	5	0,00437	19,5
2.0	3	0,00481	25,7

As Tabelas 7.4 a 7.7 mostram, para cada tipo de trocador com dutos iguais, a relação entre o número de módulos e os valores de ($T_{q,e}$). Os resultados apresentados foram obtidos através da aplicação do método da efetividade nos trocadores de calor mencionados, utilizando o programa computacional EES. Os valores utilizados para os coeficientes convectivos foram aqueles obtidos através das expressões de ajustes indicados na Tabela 5.21. Nas Tabelas 7.4 a 7.7, a vazão volumétrica e a diferença de pressão do escoamento são indicadas por (Q) e (ΔP). O índice (f) está relacionado ao fluido frio e (q) ao fluido quente, (c) e (d) indicam o valor da variável no canal, respectivamente. A área total para troca de calor e a taxa de transferência de calor são indicadas, na ordem, por (A_{td}) e (q). Nas tabelas observa-se que o aumento do número de módulos controla a temperatura de entrada do fluido quente.

Na Tabela 7.4, associada a módulos com dutos retangulares, os dutos possuem apenas um canal e por isso ($Q_{cf} = Q_{df}$) e ($Q_{cq} = Q_{dq}$).

Tabela 7.4 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo DR.

Nº	Trocador tipo DR											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	37,2	0,05112	0,05112	30,9	0,07628	0,07628	0,0839	25	38,6	378,2	360,0
2	800	37,3	0,05079	0,05079	33,6	0,06554	0,06554	0,1678	25	31,8	208,9	200,7
3	800	37,3	0,05068	0,05068	34,7	0,06118	0,06118	0,2517	25	29,5	149,9	144,7
4	800	37,3	0,05063	0,05063	35,3	0,05880	0,05880	0,3355	25	28,4	119,7	115,9
5	800	37,4	0,05059	0,05059	35,7	0,05728	0,05728	0,4194	25	27,7	101,3	98,4
6	800	37,4	0,05057	0,05057	35,9	0,05624	0,05624	0,5033	25	27,2	89,0	86,5
7	800	37,4	0,05056	0,05056	36,1	0,05547	0,05547	0,5872	25	26,9	80,0	78,0
8	800	37,4	0,05054	0,05054	36,3	0,05489	0,05489	0,6711	25	26,7	73,3	71,5
9	800	37,4	0,05053	0,05053	36,4	0,05442	0,05442	0,7550	25	26,5	68,0	66,5
10	800	37,4	0,05053	0,05053	36,5	0,05405	0,05405	0,8389	25	26,3	63,8	62,4

Tabela 7.5 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 11.11a.

Nº	Trocador tipo 11.11a											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	47,5	0,0001237	0,01015	46,9	0,0001494	0,01225	0,4908	25	100,5	189,3	111,1
2	800	47,6	0,0001179	0,00967	47,3	0,0001313	0,01076	0,9816	25	62,4	107,0	68,8
3	800	47,6	0,0001160	0,00951	47,4	0,0001250	0,01025	1,4725	25	49,8	79,6	54,4
4	800	47,6	0,0001151	0,00944	47,5	0,0001219	0,00999	1,9633	25	43,6	66,0	47,1
5	800	47,7	0,0001145	0,00939	47,5	0,0001200	0,00984	2,4541	25	39,8	57,8	42,8
6	800	47,7	0,0001141	0,00936	47,6	0,0001187	0,00973	2,9449	25	37,4	52,3	39,8
7	800	47,7	0,0001138	0,00933	47,6	0,0001178	0,00966	3,4358	25	35,6	48,4	37,7
8	800	47,7	0,0001136	0,00932	47,6	0,0001171	0,00960	3,9266	25	34,3	45,5	36,1
9	800	47,7	0,0001135	0,00930	47,6	0,0001165	0,00956	4,4174	25	33,2	43,2	34,9
10	800	47,7	0,0001133	0,00929	47,6	0,0001161	0,00952	4,9082	25	32,4	41,4	33,9

Tabela 7.6 – Relação entre o número de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador tipo 6.2.

Nº	Trocador tipo 6.2											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	46,4	0,0002886	0,01443	44,9	0,0004083	0,02042	0,290	25	76,2	261,7	206,3
2	800	46,5	0,0002795	0,01398	45,7	0,0003430	0,01715	0,579	25	50,4	144,4	117,7
3	800	46,5	0,0002765	0,01383	46,0	0,0003198	0,01599	0,869	25	41,9	104,9	87,4
4	800	46,6	0,0002750	0,01375	46,2	0,0003079	0,01539	1,158	25	37,6	85,0	72,0
5	800	46,6	0,0002741	0,01371	46,2	0,0003006	0,01503	1,448	25	35,1	73,1	62,7
6	800	46,6	0,0002735	0,01368	46,3	0,0002957	0,01479	1,738	25	33,4	65,1	56,5
7	800	46,6	0,0002731	0,01366	46,3	0,0002922	0,01461	2,027	25	32,2	59,4	52,1
8	800	46,6	0,0002728	0,01364	46,4	0,0002895	0,01448	2,317	25	31,3	55,1	48,7
9	800	46,6	0,0002725	0,01363	46,4	0,0002874	0,01437	2,606	25	30,6	51,8	46,1
10	800	46,6	0,0002723	0,01362	46,4	0,0002858	0,01429	2,8959	25	30,0	49,1	44,0

Tabela 7.7 – Relação entre o número de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador tipo 2.0.

Nº	Trocador tipo 2.0											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	39,2	0,002691	0,04305	36,8	0,003291	0,05265	0,196	25	41,2	181,7	162,6
2	800	39,3	0,002671	0,04274	38,0	0,002998	0,04797	0,392	25	33,1	105,0	96,1
3	800	39,3	0,002665	0,04263	38,4	0,002890	0,04624	0,588	25	30,4	78,8	73,0
4	800	39,4	0,002661	0,04258	38,7	0,002833	0,04533	0,785	25	29,0	65,5	61,3
5	800	39,4	0,002659	0,04255	38,8	0,002799	0,04478	0,981	25	28,2	57,5	54,2
6	800	39,4	0,002658	0,04253	38,9	0,002775	0,04440	1,177	25	27,7	52,2	49,4
7	800	39,4	0,002657	0,04251	39,0	0,002758	0,04413	1,373	25	27,3	48,3	46,0
8	800	39,4	0,002656	0,04250	39,0	0,002745	0,04392	1,569	25	27,0	45,5	43,4
9	800	39,4	0,002656	0,04249	39,1	0,002735	0,04376	1,765	25	26,8	43,2	41,4
10	800	39,4	0,002655	0,04249	39,1	0,002727	0,04363	1,961	25	26,6	41,4	39,8

Os resultados apresentados na Tabela 7.3 correspondem a condições operacionais de cada trocador indicadas nas Tabelas 7.8, 7.9 e 7.10. Nas tabelas, (v) indica as velocidades do fluido em cada canal entre as aletas ou no duto (tipo DR), (f_m) o fator de atrito médio, (ΔP), (Re) e (P_b) a diferença de pressão, o número de Reynolds e a potência de bombeamento, respectivamente. A vazão total de cada fluido no trocador está indicada por (Q_f) e (Q_q).

Tabela 7.8 – Características do escoamento nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

Duto	v_f [m/s]	v_q [m/s]	Re_f	Re_q	10^3 fm_f	10^3 fm_q	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_f [m ³ /s]	Q_q [m ³ /s]	Pb_f [W]	Pb_q [W]
DR	22,0	24,1	29415	24293	3,46	3,27	37,4	36,1	0,3539	0,3883	13,2	14,0
11.11a	4,2	4,5	943	867	23,12	21,73	47,6	47,4	0,0285	0,0308	1,4	1,5
6.2	6,9	7,6	2381	2127	11,52	10,70	46,6	46,2	0,0685	0,0752	3,2	3,5
2.0	11,8	12,8	10722	8977	8,82	8,50	39,3	38,4	0,1279	0,1387	5,0	5,3

A Tabela 7.9 apresenta a taxa de transferência de calor (q) e as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, ($T_{f,e}$), ($T_{f,s}$), ($T_{q,e}$) e ($T_{q,s}$). A geração de entropia (S_g) nos trocadores de calor analisados e a eficiência exergética (η_{ex}) também são apresentadas na tabela. As diferenças de temperatura média de mistura entre a entrada e a saída do duto para o fluido frio e quente são indicadas por (ΔT_f) e (ΔT_q), respectivamente. A geração de entropia adimensional (N_s) é definida como a razão entre a entropia gerada no processo (S_g) e a menor capacidade térmica associada ao fluido quente ou frio ($C_{\min}$).

Tabela 7.9 – Características térmicas dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

Duto	q [W]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	ΔT_f [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]	ΔT_q [°C]	Geração de Entropia		η_{ex}
								S_g [W / K]	N_s	
DR	800	25	26,9	1,9	80,0	78,0	2,1	0,4869	2,1	0,93
11.11a	800	25	49,8	24,8	79,6	54,4	25,2	0,2332	25,2	0,60
6.2	800	25	35,1	10,1	73,1	62,7	10,3	0,3136	10,3	0,73
2.0	800	25	30,4	5,4	78,8	73,1	5,7	0,3995	5,7	0,84

O coeficiente convectivo médio de cada fluido (hm) e coeficiente global (U), a área total de troca de calor (A_{td}), a capacidade térmica mínima ($C_{\min}$), o número de unidades térmicas (NUT) e a efetividade (ε) são apresentados na Tabela 7.10.

Tabela 7.10 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

Duto	$hm_f \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$hm_q \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$A_{td} [m^2]$	$C_{\min} \left[\frac{W}{^\circ C} \right]$	R	NUT	ε
DR	50,9	54,0	26,2	0,5872	387,2	0,93	0,040	0,038
11.11a	41,7	42,1	20,7	1,4725	31,7	0,98	0,961	0,46
6.2	31,0	31,5	15,5	1,4479	77,3	0,98	0,290	0,22
2.0	58,0	60,8	29,3	0,5884	139,5	0,94	0,123	0,11

7.5.1 Resultados obtidos para o trocador com dutos de geometrias iguais

As Tabelas 7.3 a 7.10 mostram que para cada tipo de trocador de calor de correntes cruzadas testado existe um número de módulos adequado para atender as condições propostas no estudo de caso. A quantidade de módulos melhora algumas características do trocador. Algumas vantagens e desvantagens para cada tipo de trocador são discutidas a seguir.

7.5.1.1 Trocador tipo DR

Para o caso de passagens paralelas, o trocador tipo DR, constituído por dutos retangulares, apresenta o maior número de módulos. A ausência de aletas leva a uma baixa taxa de transferência de calor por módulo, comparado aos módulos aletados testados, devido à menor área de troca térmica por duto (A_{td}). A utilização de apenas um módulo eleva a temperatura de entrada do fluido quente a um valor superior ao limite máximo estipulado (Tabela 7.4). Assim, são necessários sete módulos para manter a temperatura de entrada do fluido quente abaixo de 80°C.

Este trocador também apresenta a maior potência de bombeamento (P_b) dentre os modelos analisados. Apesar de possuir o menor valor de (ΔP), ele apresenta valores bem maiores de vazão (Q) que as outras configurações.

O volume ocupado pelo trocador do tipo DR é o maior de todos, devido ao maior número de módulos, não sendo vantajosa sua utilização quando se dispõe de pouco espaço para sua

instalação. Porém, a ausência de aletas proporciona simplicidade e facilidade de construção diminuindo o custo de fabricação e o peso do equipamento. As velocidades dos escoamentos também foram muito elevadas e poderiam causar um ruído indesejável.

Cabe mencionar também que os escoamentos quente e frio apresentam as menores variações de temperatura (ΔT) entre as correntes de fluido quente e frio. Este fato causa uma geração menor de entropia adimensional (N_s) e, conseqüentemente, uma eficiência exergética maior. A taxa de geração de entropia está diretamente relacionada ao valor de (ΔT) pela eq. (3.19), quanto menor o valor de (ΔT) menor será (S_g). A maior taxa de geração de entropia (S_g) para este tipo de trocador indica somente que este possui maior vazão mássica.

7.5.1.2 Trocador tipo 11.11a

O trocador de calor constituído por dutos modelo 11.11a é densamente aletado, apresentando a maior área de troca térmica por duto (A_{td}) e, conseqüentemente, um número menor de módulos que o trocador do tipo DR para o mesmo valor de (q). A alta densidade de aletas aumenta a área de atrito entre a parede e o escoamento fluido, resultando em uma redução significativa da vazão volumétrica de operação (Q_c), cerca de 440 vezes menor que a vazão de operação do trocador tipo DR. Com um número menor de módulos e uma vazão volumétrica total menor, este modelo apresenta a menor potência de bombeamento dentre os modelos testados.

O trocador tipo 11.11a apresenta, entretanto, os maiores valores de (ΔT) entre as correntes de fluido, levando a uma maior geração de entropia adimensional (N_s).

Além disso, a distribuição de aletas deste trocador, que aumenta o seu custo de fabricação e o seu peso, Tabela 7.3, especialmente pelo fato de utilizar cobre no lugar de alumínio dos outros trocadores. Quando comparado com o trocador tipo DR, o tipo 11.11a também apresenta naturalmente maior dificuldade construtiva.

7.5.1.3 Trocador tipo 6.2

O trocador de calor constituído por dutos modelo 6.2 apresenta características semelhantes ao trocador tipo 11.11a. A área de troca térmica (A_{td}) por duto, proporcionada pelas 50 aletas, permite que este trocador requeira dois módulos a menos que o trocador tipo DR.

A inserção das aletas no duto diminui a área de escoamento e aumenta a área de atrito, reduzindo a vazão volumétrica total e nos canais. Assim, este modelo apresenta a segunda menor potência de bombeamento dentre os modelos testados.

Este tipo de trocador apresenta, todavia, um alto valor de (N_s) quando comparado com os trocadores do tipo DR e 2.0, devido à diferença de temperatura (ΔT) entre as correntes de fluido.

Analogamente ao trocador tipo 11.11a, o tipo 6.2 também utiliza grande quantidade de material para a fabricação, acarretando características construtivas mais complexas que as do trocador sem aletas, além de possuir um peso, Tabela 7.3, maior com relação aos trocadores do tipo DR e 2.0.

7.5.1.4 Trocador tipo 2.0

Dentre os trocadores analisados, o trocador de calor constituído por dutos modelo 2.0 possui um conjunto de características mais equilibrado. Por ser aletado e, conseqüentemente, possuir uma área maior de troca térmica (A_{td}) por duto, com três módulos obtêm-se a taxa de transferência de calor estipulada de 800W com ($T_{q,e}$) inferior a 80°C.

O trocador tipo 2.0 possui grande área de escoamento e um número menor de aletas quando comparado aos outros tipos de trocadores aletados. A altura maior dos canais resulta em uma vazão volumétrica maior quando comparada aos outros trocadores aletados analisados. Com três módulos, a potência de bombeamento deste trocador é aproximadamente três vezes menor que a do tipo DR.

O trocador tipo 2.0 também apresenta o menor valor de (ΔT) dentre os tipos de trocadores aletados testados, conferindo a este trocador o menor valor para a geração de entropia adimensional (N_s) em relação aos outros trocadores aletados.

Comparado com os outros modelos aletados, a quantidade de material utilizada na fabricação deste trocador é menor, porém, a altura do duto é quase o dobro dos outros. Este fato não permite uma comparação tão direta deste trocador com os demais.

7.5.2 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados

Os principais parâmetros de comparação entre os tipos de trocadores de calor de correntes cruzadas testados foram: o volume total, o peso do trocador, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional e a efetividade.

7.5.2.1 Volume total

O volume do trocador de calor está diretamente ligado ao número de módulos e à altura dos dutos. Na Tabela 7.3 é possível verificar que os trocadores de calor do tipo 11.11a e 2.0 são os que apresentam o menor número de módulos, como indicado na Fig. 7.6.

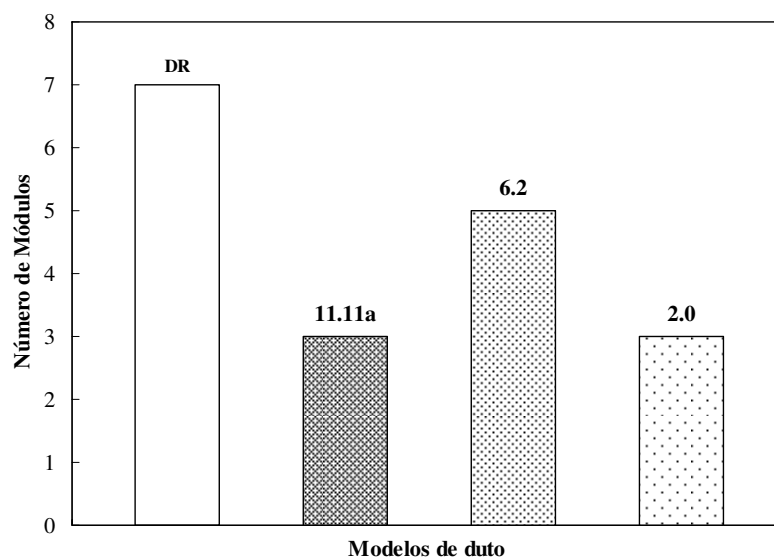


Figura 7.6 – Número de módulos para os trocadores com dutos de geometrias iguais.

O trocador 11.11a possui o menor volume entre os tipos de trocador estudados, como indicado na Fig. 7.7. Apesar dos trocadores tipo 11.11a e 2.0 terem o mesmo número de módulos, o segundo possui aproximadamente o dobro da altura e, conseqüentemente, um volume maior. O volume total do trocador 11.11a é de aproximadamente 54%, 29% e 36% menor que os volumes dos trocadores tipo DR, 6.2 e 2.0, respectivamente.

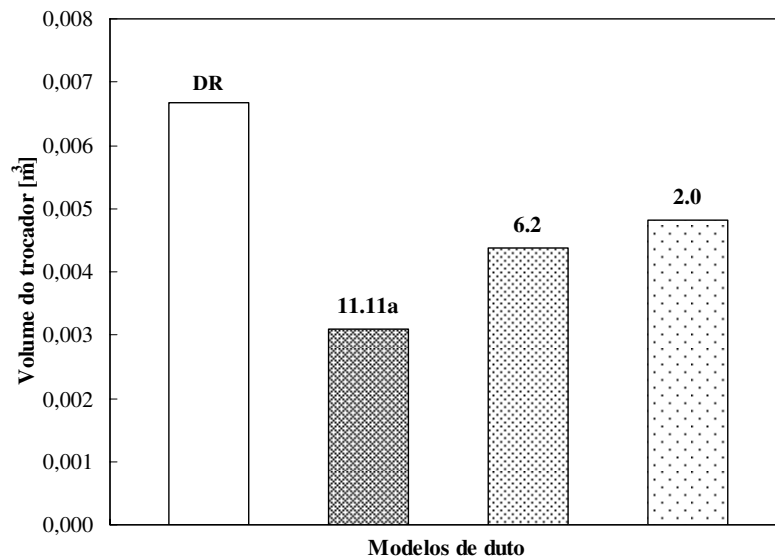


Figura 7.7 – Volume total dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

7.5.2.2 Peso do trocador de calor

O peso do trocador de calor foi determinado através da eq. (7.2), que associa a área total de material utilizado na fabricação de cada trocador (A_{tm}), a espessura (t) e a massa específica do material (ρ_m). Na eq. (7.2) a aceleração da gravidade está indicada por (g). A Fig. 7.8 mostra a área superficial total de material (A_{tm}) utilizado na fabricação de cada tipo de trocador. A área (A_{tm}) é a soma das áreas dos dutos e das aletas. O trocador tipo 2.0 possui a menor área superficial em relação aos demais trocadores, devido ao menor número de módulos e a menor quantidade de aletas.

$$\text{Peso} = \rho_m A_{tm} t g \quad (7.2)$$

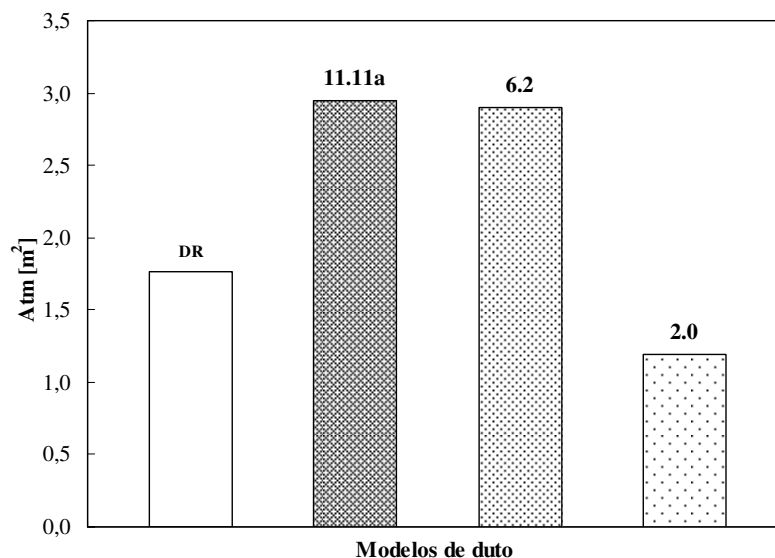


Figura 7.8 – Área superficial de cada um dos trocadores de calor com dutos de geometrias iguais.

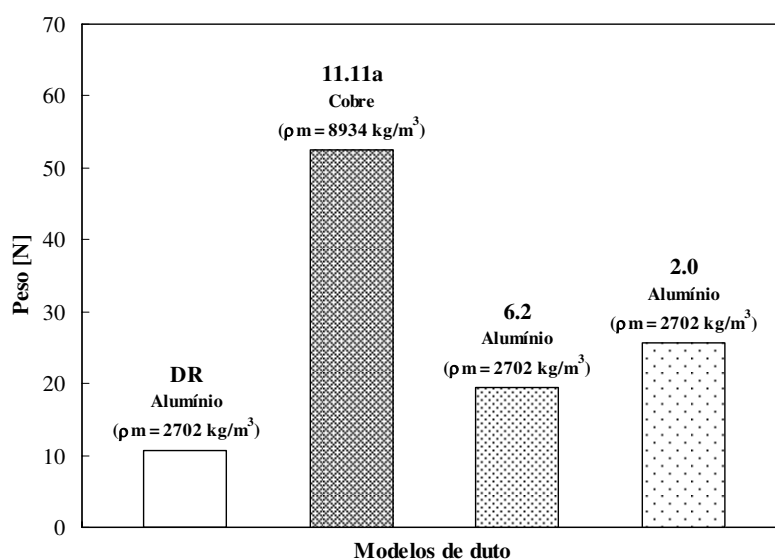


Figura 7.9 – Peso dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

O trocador tipo DR possui o menor peso quando comparado aos trocadores analisados, como apresentado na Fig. 7.9. Seu peso é aproximadamente 80%, 45% e 59% menor que o peso dos trocadores tipo 11.11a, 6.2 e 2.0, respectivamente. Apesar da diferença entre as áreas (A_{tm}) ser pequena, o peso do trocador 11.11a é significativamente maior que o dos demais trocadores estudados porque o material usado na sua construção é o cobre, que apresenta uma massa específica cerca de três vezes maior que a do alumínio. Apesar do trocador tipo 2.0 possuir um

valor de (A_{tm}) menor que o do trocador tipo DR, seu peso é maior devido à espessura do material utilizado na sua fabricação ser aproximadamente o triplo da espessura do material do trocador DR.

7.5.2.3 Potência de bombeamento

As Fig. 7.10 e 7.11 mostram a diferença de pressão (ΔP) e a vazão volumétrica (Q) para as condições de aquecimento e resfriamento do fluido nos diferentes tipos de trocadores testados. Os maiores valores de (ΔP) ocorrem nos trocadores do tipo 11.11a e 6.2 porque estes são os mais densamente aletados. Estes trocadores também apresentam as menores vazões nos canais, pela mesma razão. A vazão total de cada fluido é a soma das vazões em cada canal (Q_c) do trocador. Assim, os trocadores do tipo 11.11a e 6.2 são os que apresentam as menores vazões de fluido, como indicado na Fig. 7.11.

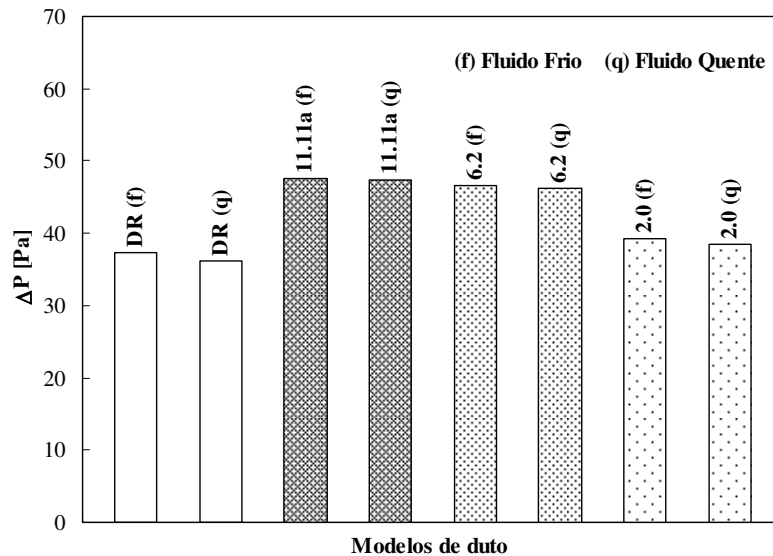


Figura 7.10 – Diferença de pressão nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

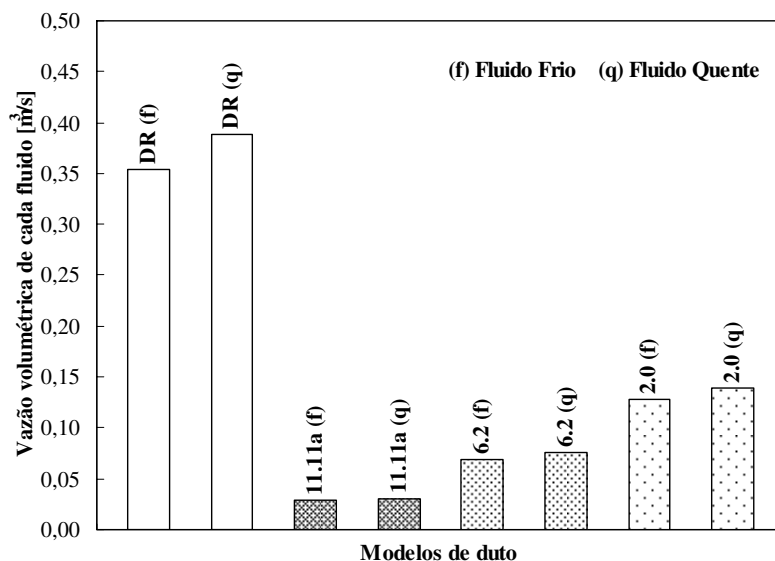


Figura 7.11 – Vazão volumétrica total nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

A potência de bombeamento (P_b) é igual ao produto da diferença de pressão nos dutos (ΔP) com as vazões totais (Q) de cada fluido no trocador. O trocador tipo 11.11a possui a menor potência de bombeamento (P_b), indicado na Fig. 7.12, mesmo com o maior valor de (ΔP). Isso ocorre porque este também possui a menor vazão (Q), como indicado na Fig. 7.11. Os valores da potência de bombeamento (P_b) para o trocador tipo 11.11a são aproximadamente 90%, 58%, e 73% menores que nos trocadores tipo DR, 6.2 e 2.0, respectivamente.

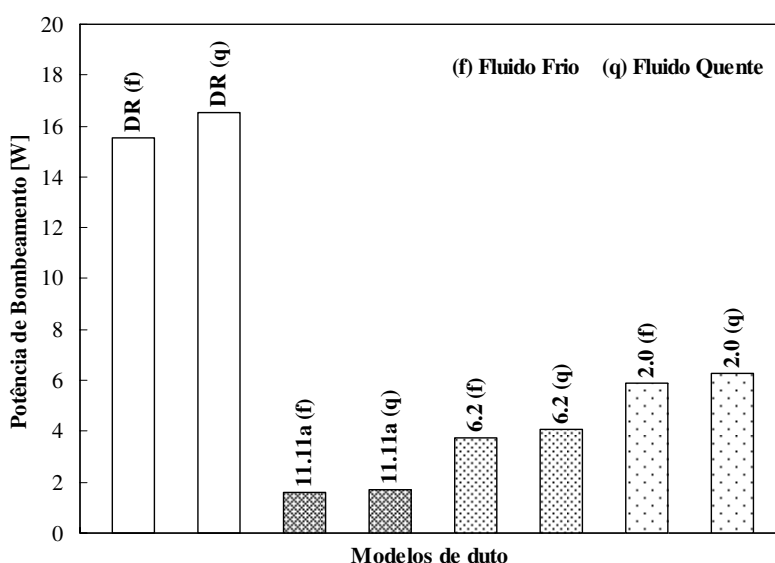


Figura 7.12 – Potência de bombeamento nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

7.5.2.4 Geração de entropia adimensional

O trocador de calor tipo DR apresenta a maior taxa de geração de entropia, calculada com a eq. (3.19), como apresentado na Fig. 7.13. Apesar de ele apresentar as menores diferenças de temperatura dos fluidos entre a entrada e a saída do duto, como indicado na Fig. 7.14, a vazão mássica neste trocador é tanto maior que resulta na maior taxa de geração de entropia.

A geração de entropia adimensional (N_s), definida na eq. (3.21), parece ser um conceito mais adequado para comparar os trocadores de calor. Ela é definida como a razão entre a taxa de geração de entropia gerada no processo (S_g) e o menor valor da capacidade térmica dos dois escoamentos fluidos ($C_{\min}$), indicada na Fig. 7.15. Assim, embora o trocador tipo DR apresente a maior taxa de geração de entropia, ele também apresenta o maior valor de ($C_{\min}$), de modo que o valor de (N_s) é o menor para os trocadores de calor analisados, como apresentado na Fig. 7.16. O valor de (N_s) para o trocador DR é aproximadamente 82%, 68%, e 55% menor que nos trocadores tipo 11.11a, 6.2 e 2.0, respectivamente.

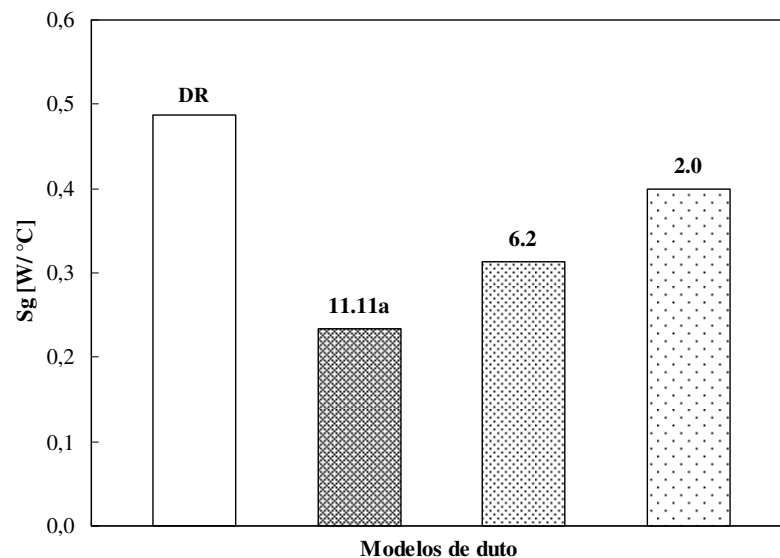


Figura 7.13 – Taxa de geração de entropia nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

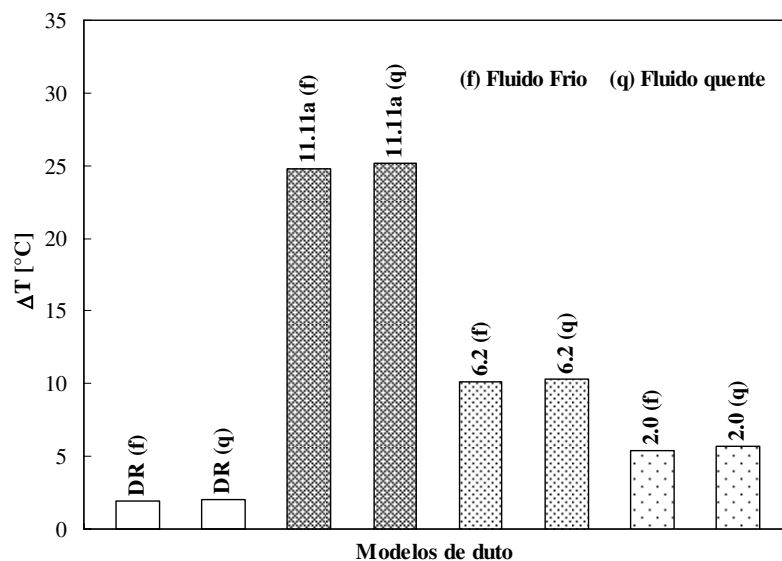


Figura 7.14 – Diferença de temperatura nos trocadores com dutos de geometrias iguais

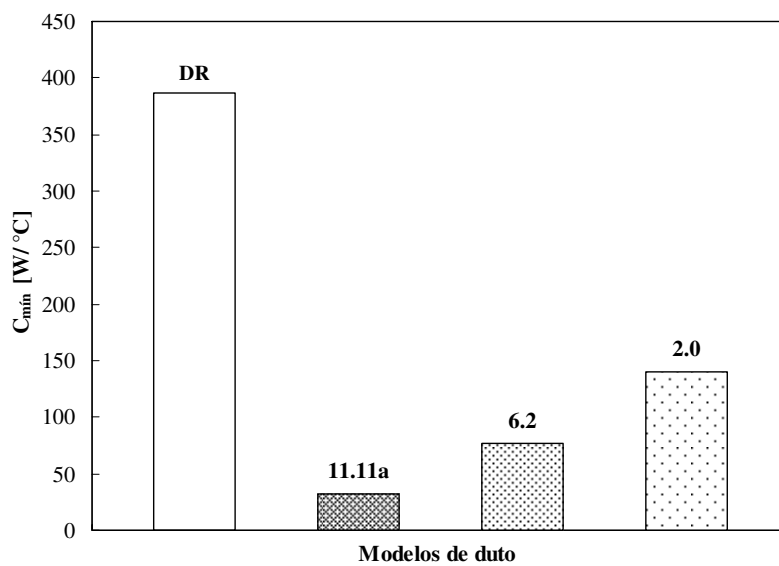


Figura 7.15 – Menor capacidade térmica associada ao fluido quente ou frio (C_{min}) - dutos de geometrias iguais.

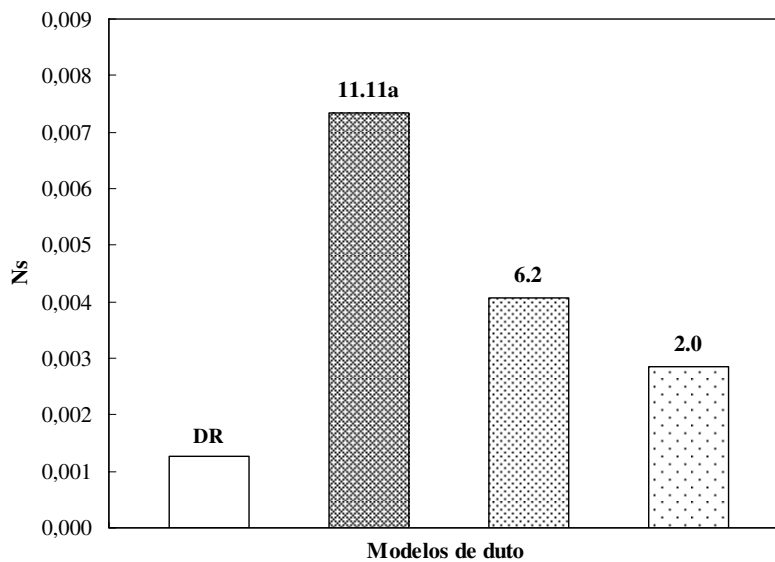


Figura 7.16 – Geração de entropia adimensional (N_s) nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

7.5.2.5 Efetividade

A efetividade (ϵ), utilizada para prever as características térmicas do escoamento, está relacionada com (A_{td}), (U) e (NUT) através das eqs. (3.3) e (3.4). O trocador 11.11a tem maior área de troca térmica por apresentar maior número de aletas, como indicado na Tabela 7.10. A área (A_{td}) do trocador tipo 11.11a é aproximadamente 2,5 vezes maior que (A_{td}) dos trocadores tipo DR e 2.0. Já o coeficiente global de troca de calor (U) está relacionado com os coeficientes médios de troca de calor (h_m) de cada lado do trocador e com a área de troca de calor, eq. (3.4). Os coeficientes convectivos médios de cada canal (h_m), utilizados no cálculo de (U), foram determinados através das expressões de ajustes geradas de resultados numéricos e apresentadas na Tabela 5.21. O trocador tipo 2.0 tem o maior valor de (U) devido à combinação de altos valores para a área de troca (A_{td}) e para os coeficientes (h_m), como indicado na Tabela 7.10.

A Fig. 7.17 mostra o número de unidades térmicas (NUT) para os trocadores analisados. O trocador tipo 11.11a apresenta o maior valor de (NUT). O valor de NUT é diretamente

proporcional ao coeficiente global da transferência de calor (U) e a área de troca térmica (A_t), eq. (3.3). Embora o trocador tipo 11.11a não apresente o maior valor para (U), como indicado na Tabela 7.10, a diferença no valor de (U) entre os tipos de trocadores estudados é, proporcionalmente, muito menor que a diferença entre os valores de (A_{td}), portanto este último parâmetro exerce maior influência no valor de NUT. O coeficiente global de transferência de calor do trocador tipo 11.11a (U) é aproximadamente 42% menor que no trocador tipo 2.0, porém, sua área de troca térmica (A_{td}) é 2,5 vezes a área de troca do tipo 2.0 garantindo maior valor de NUT.

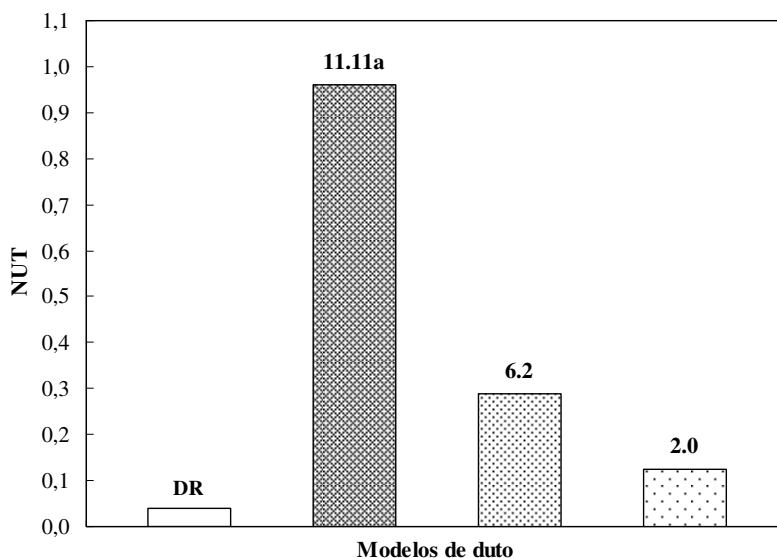


Figura 7.17 – Número de unidades térmicas nos trocadores com dutos de geometrias iguais.

A Fig. 7.18 mostra a efetividade para os trocadores analisados. Observa-se que a maior efetividade é obtida pelo trocador tipo 11.11a. Isso ocorre devido à efetividade ser diretamente proporcional ao número de unidades térmicas (NUT), eq. (3.8). A efetividade do trocador tipo 11.11a é aproximadamente 12 vezes maior que a do tipo DR, 2 e 4 vezes maior que a tipo 6.2 e 2.0, respectivamente.

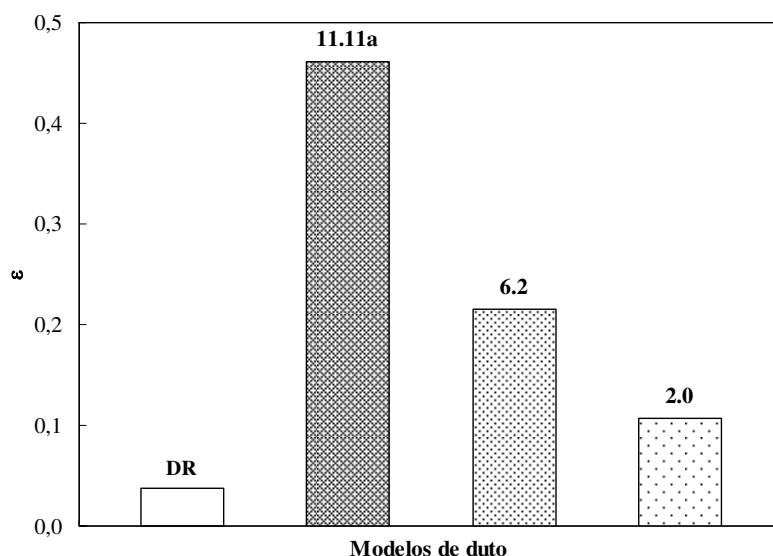


Figura 7.18 – Efetividade dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

7.5.2.6 Eficiência exergética

A eficiência exergética (η_{ex}) é obtida pela razão entre as exergias de entrada e saída (Kotas, 1985 e Szargut et al., 1988), apresentada pela eq. (3.23). A maior eficiência é obtida pelo trocador tipo DR, como indicado na Fig. 7.19. Quanto mais alta a eficiência exergética melhor é o aproveitamento da energia contida no fluido quente e transferida para o fluido frio, ou seja, esta eficiência mostra o quão eficiente é o trocador de calor ao realizar a troca térmica entre os dois fluidos.

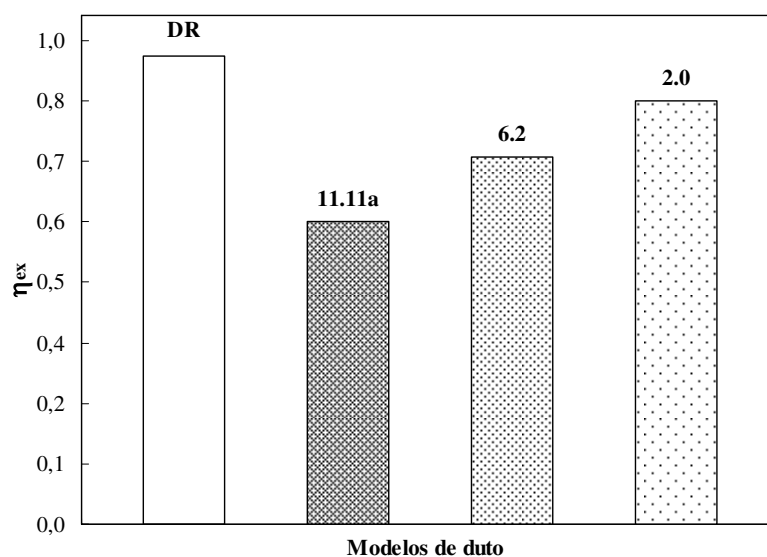


Figura 7.19 – Eficiência exergética dos trocadores com dutos de geometrias iguais.

7.6 Resultados obtidos para o caso de passagens paralelas e trocadores de dutos diferentes

Nesta seção serão apresentados resultados para os três tipos de trocador com dutos de geometrias diferentes e para o caso de passagens em paralelo. Foram combinados apenas os dutos de modelo DR, 6.2 e 2.0 entre si porque todos são fabricados com alumínio.

Os trocadores do tipo DR-6.2 e DR-2.0 representam trocadores com passagem do fluido frio no duto DR e com passagem de fluido quente nos dutos aletados modelos 6.2 e 2.0, respectivamente. O trocador do tipo 2.0-6.2 tem ambos os dutos aletados. Neste modelo, o fluido frio passa pelo duto de modelo 2.0 e o fluido quente, pelo duto de modelo 6.2. As Tabelas 7.11 a 7.13 mostram os resultados calculados quando o número de módulos paralelos varia de 1 a 10 para estes trocadores.

A Tabela 7.14 apresenta o número de módulos que satisfazem ($T_{q,e} \leq 80^\circ\text{C}$), o volume e o peso total de cada um destes trocadores de calor, compostos por dutos de diferentes geometrias.

Tabela 7.11 – Relação entre o número de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador tipo DR-6.2.

Nº	Trocador tipo DR – 6.2										
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	37,2	0,05112	0,05112	44,4	0,0004504	0,02252	25	38,6	332,2	275,9
2	800	37,3	0,05079	0,05079	45,4	0,0003660	0,01830	25	31,8	180,0	152,8
3	800	37,3	0,05068	0,05068	45,8	0,0003356	0,01678	25	29,5	128,6	110,9
4	800	37,3	0,05063	0,05063	46,0	0,0003199	0,01600	25	28,4	102,9	89,7
5	800	37,4	0,05059	0,05059	46,1	0,0003104	0,01552	25	27,7	87,4	76,9
6	800	37,4	0,05057	0,05057	46,2	0,0003039	0,01519	25	27,2	77,0	68,4
7	800	37,4	0,05056	0,05056	46,3	0,0002992	0,01496	25	26,9	69,6	62,2
8	800	37,4	0,05054	0,05054	46,3	0,0002957	0,01479	25	26,7	64,1	57,6
9	800	37,4	0,05053	0,05053	46,3	0,0002930	0,01465	25	26,5	59,7	54,0
10	800	37,4	0,05053	0,05053	46,4	0,0002908	0,01454	25	26,3	56,3	51,1

Tabela 7.12 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo DR-2.0.

Nº	Trocador tipo DR – 2.0										
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	37,2	0,05112	0,05112	35,2	0,003689	0,05903	25	38,6	292,6	271,9
2	800	37,3	0,05079	0,05079	37,1	0,003229	0,05167	25	31,8	161,1	151,7
3	800	37,3	0,05068	0,05068	37,8	0,003053	0,04885	25	29,5	116,4	110,4
4	800	37,3	0,05063	0,05063	38,2	0,002960	0,04735	25	28,4	93,9	89,5
5	800	37,4	0,05059	0,05059	38,4	0,002902	0,04642	25	27,7	80,2	76,8
6	800	37,4	0,05057	0,05057	38,6	0,002862	0,04579	25	27,2	71,1	68,3
7	800	37,4	0,05056	0,05056	38,7	0,002833	0,04533	25	26,9	64,6	62,2
8	800	37,4	0,05054	0,05054	38,8	0,002811	0,04498	25	26,7	59,7	57,6
9	800	37,4	0,05053	0,05053	38,8	0,002794	0,04471	25	26,5	55,9	54,0
10	800	37,4	0,05053	0,05053	38,9	0,002780	0,04449	25	38,6	292,6	271,9

Tabela 7.13 – Relação entre o número de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador tipo 2.0-6.2.

Nº	Trocador tipo 2.0 – 6.2										
	q [W]	ΔP_f [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	ΔP_q [Pa]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
1	800	39,2	0,002691	0,04305	45,2	0,0003823	0,01912	25	41,2	219,3	164,6
2	800	39,3	0,002671	0,04274	45,9	0,0003290	0,01645	25	33,1	122,9	96,5
3	800	39,3	0,002665	0,04263	46,1	0,0003102	0,01551	25	30,4	90,5	73,1
4	800	39,4	0,002661	0,04258	46,2	0,0003006	0,01503	25	29,0	74,2	61,3
5	800	39,4	0,002659	0,04255	46,3	0,0002947	0,01474	25	28,2	64,4	54,1
6	800	39,4	0,002658	0,04253	46,4	0,0002908	0,01454	25	27,7	57,9	49,3
7	800	39,4	0,002657	0,04251	46,4	0,0002880	0,01440	25	27,3	53,2	45,9
8	800	39,4	0,002656	0,04250	46,4	0,0002858	0,01429	25	27,0	49,7	43,3
9	800	39,4	0,002656	0,04249	46,4	0,0002842	0,01421	25	26,8	46,9	41,3
10	800	39,4	0,002655	0,04249	46,5	0,0002828	0,01414	25	26,6	44,7	39,7

Tabela 7.14 – Características construtivas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

Modelo do duto	Nº Módulos	Volume [m³]	Peso [N]
DR-6.2	6	0,00554	16,3
DR-2.0	6	0,00780	30,3
2.0-6.2	4	0,00505	24,9

A Tabela 7.15 mostra as velocidades do fluido em cada canal entre as aletas ou no duto (v), o fator de atrito médio (f_m), a diferença de pressão (ΔP), o número de Reynolds (Re) e a potência de bombeamento (P_b). A vazão total de cada fluido no trocador está indicada por (Q_f) e (Q_q).

Tabela 7.15 – Características do escoamento nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

Duto	V_f [m/s]	V_q [m/s]	Re_f	Re_q	10^3 f_{m_f}	10^3 f_{m_q}	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_f [m ³ /s]	Q_q [m ³ /s]	Pb_f [W]	Pb_q [W]
DR-6.2	22,0	7,7	29396	2099	3,46	10,6	37,4	46,2	0,30343	0,09117	11,3	4,2
DR-2.0	22,0	12,7	29396	9170	3,46	8,54	37,4	38,6	0,30343	0,27474	11,3	10,6
2.0-6.2	11,8	7,6	10751	2129	8,83	10,7	39,4	46,2	0,17032	0,06012	6,7	2,8

A Tabela 7.16 apresenta a taxa de transferência de calor (q), as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente ($T_{f,e}$ e $T_{f,s}$) e frio ($T_{q,e}$ e $T_{q,s}$), a geração de entropia (S_g), geração de entropia adimensional (N_s) e a eficiência exergética (η_{ex}). As diferenças de temperatura entre a entrada e a saída do duto para os fluidos frio e quente são indicadas por (ΔT_f) e (ΔT_q), respectivamente.

Tabela 7.16 – Características térmicas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

Duto	q [W]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	ΔT_f [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]	ΔT_q [°C]	Geração de Entropia		η_{ex}
								S_g [W/K]	$N_s (S_g / C_{min})$	
DR – 6.2	800	25,0	27,2	2,2	77,0	68,4	8,6	0,4092	0,004429	0,73
DR – 2.0	800	25,0	27,2	2,2	71,1	68,3	2,8	0,4085	0,001452	0,89
2.0 – 6.2	800	25,0	29,0	4,0	74,2	61,3	12,9	0,3367	0,005632	0,61

Na Tabela 7.17 são apresentados os valores calculados numericamente dos coeficientes de transferência de calor médio (hm) e do coeficiente global (U), da capacidade térmica mínima (C_{min}), do número de unidades térmicas (NUT) e da efetividade (ϵ).

Tabela 7.17 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

Duto	$hm_f \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$hm_q \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$C_{\min} \left[\frac{W}{^\circ C} \right]$	R	NUT	ε
DR-6.2	50,95	31,56	34,62	92,5	0,2602	0,1883	0,1662
DR-2.0	50,95	60,43	37,30	281,3	0,7910	0,0667	0,0617
2.0-6.2	57,97	31,50	25,64	61,9	0,3110	0,3250	0,2627

7.6.1 Resultados obtidos para os trocadores com dutos de geometrias diferentes

7.6.1.1 Trocador tipo DR-6.2

O trocador do tipo DR-6.2 é composto por dutos retangulares onde escoam o fluido frio e dutos de modelo 6.2, onde há a passagem do fluido quente entre os canais formados pelas 50 aletas do modelo. Para garantir as condições propostas no problema inicial, este trocador deverá possuir seis módulos.

7.6.1.2 Trocador tipo DR-2.0

Assim como o tipo anterior, o trocador de calor DR-2.0 é constituído por dutos de modelo DR no lado do fluido frio. O duto por onde escoam o fluido quente é do modelo 2.0 e contém 16 aletas por duto. Dentre os modelos testados, este trocador é o que apresenta o maior volume, peso e potência de bombeamento. O uso de seis módulos (mesma quantidade do trocador anterior) e a maior altura do duto de modelo 2.0 (dobro da altura dos demais dutos) justifica o maior peso e volume. A maior potência de bombeamento deve-se ao fato do trocador apresentar a maior vazão em ambos os dutos quando comparada aos demais tipos de trocadores estudados. Este trocador também possui a menor geração de entropia adimensional, devido à troca de calor ser feita com pequenos valores de (ΔT_f) e (ΔT_q) .

7.6.1.3 Trocador tipo 2.0-6.2

O trocador de calor tipo 2.0-6.2 é constituído por dutos modelo 2.0 para o fluido frio e 6.2 para o fluido quente. Assim, o fluido frio escoia através de um duto com 16 aletas e no outro lado, o fluido quente passa por canais formados por 50 aletas em cada duto. Dentre os trocadores analisados, este tipo de trocador possui o melhor conjunto de características. Por ser aletado em ambos os lados, o trocador necessita de apenas quatro módulos para obter a taxa de transferência de calor estipulada de 800W com $(T_{q,e})$ inferior a 80°C. O menor número de módulos reduz a quantidade de material, o peso e a potência de bombeamento do trocador.

7.6.2 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados

Para os três tipos de trocadores de calor analisados foram comparados os resultados para o volume total, o peso do trocador, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional, a efetividade e a eficiência exergética.

7.6.2.1 Volume total

O volume do trocador de calor depende do número de módulos e da altura dos dutos. Assim, o trocador do tipo DR-2.0 apresenta o maior volume, como indicado na Fig. 7.20.

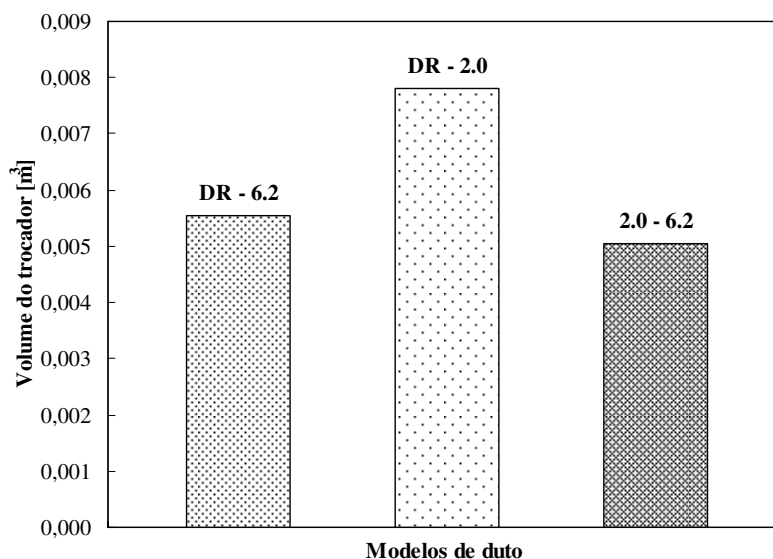


Figura 7.20 – Volume total dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.6.2.2 Peso do trocador de calor

O peso do trocador de calor foi determinado através da eq. (7.2), que relaciona a área total de material utilizado na fabricação de cada trocador (A_{tm}), a espessura (t) e a massa específica do material (ρ_m). O trocador tipo DR-6.2 possui o menor peso quando comparado aos outros trocadores analisados, como indicado na Fig. 7.21.

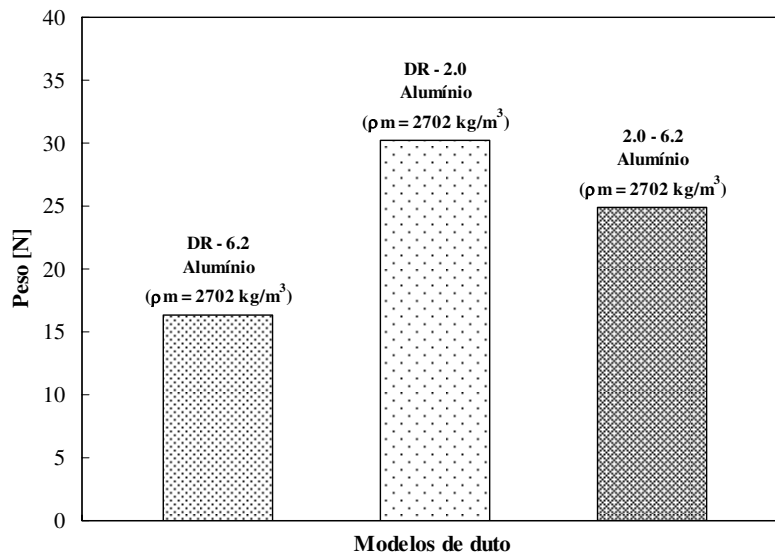


Figura 7.21 – Peso dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.6.2.3 Potência de bombeamento

A potência de bombeamento (P_b) está relacionada com (ΔP) e (Q) de cada fluido no trocador. Assim, os trocadores do tipo DR-6.2 e DR-2.0 apresentam aproximadamente a mesma potência de bombeamento para o fluido frio, como indicado na Fig. 7.22. O valor de (P_b) do fluido frio do trocador tipo 2.0-6.2 é cerca de 40% menor comparado aos outros dois tipos analisados. Em relação ao fluido quente, a potência de bombeamento para o trocador tipo 2.0-6.2 é aproximadamente 34% e 74% menor do que as dos trocadores tipo DR-6.2 e DR-2.0, respectivamente.

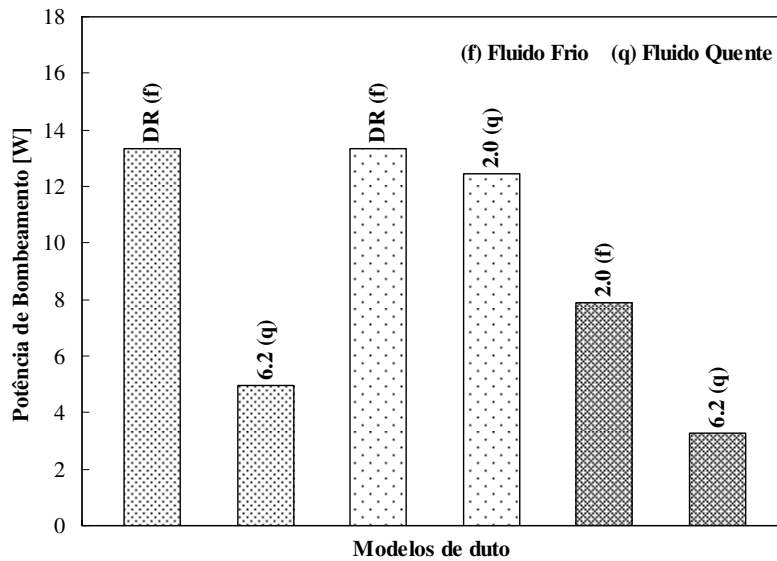


Figura 7.22 – Potência de bombeamento nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.6.2.4 Geração de entropia adimensional

As Figs. 7.24 e 7.24 indicam a taxa de geração de entropia (S_g) e a entropia adimensional. O trocador de calor tipo 2.0-6.2 apresenta a menor taxa de geração de entropia, porque apresenta a menor vazão mássica, como indicado na Fig. 7.23. Porém, o trocador de calor do tipo DR-2.0 possui a menor geração de entropia adimensional (N_s), indicada na Fig. 7.24.

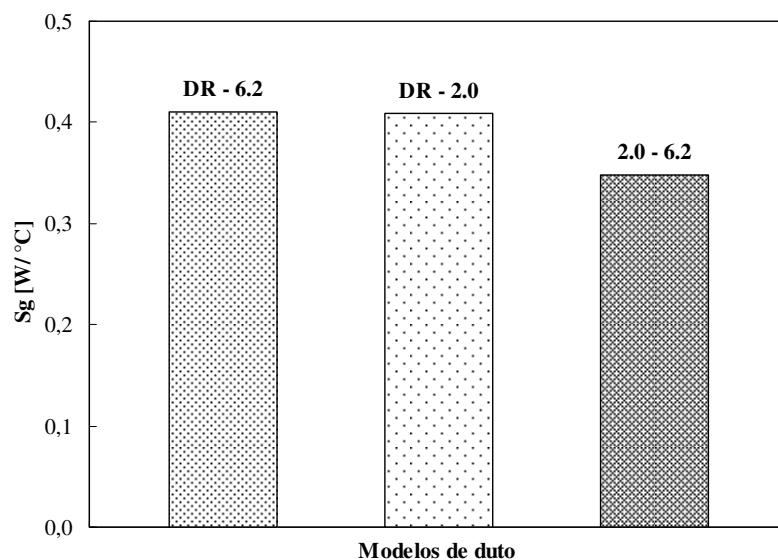


Figura 7.23 – Taxa de geração de entropia nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

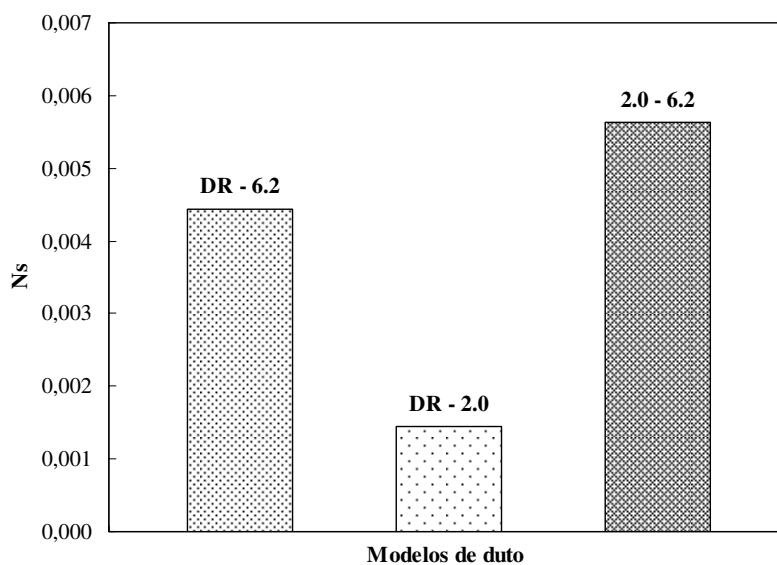


Figura 7.24 – Geração de entropia adimensional nos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.6.2.5 Efetividade

As Figs. 7.25 e 7.26 mostram, respectivamente, o número de unidades térmicas (NUT) e a efetividade (ϵ) para os trocadores analisados. O trocador tipo 2.0-6.2 apresenta o maior valor de (NUT), como indicado na Tabela 7.17. Como a efetividade é diretamente proporcional ao número de unidades térmicas através da eq. (3.8), este modelo também apresenta a maior efetividade.

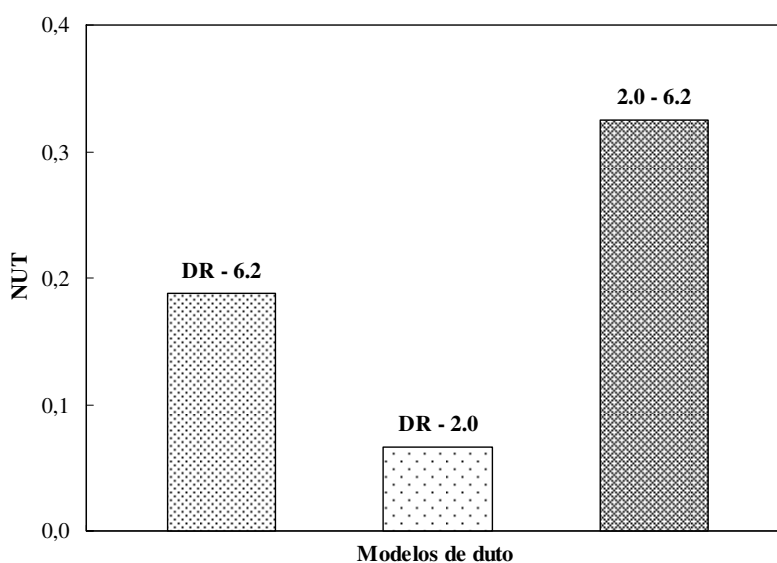


Figura 7.25 – Número de unidades térmicas dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

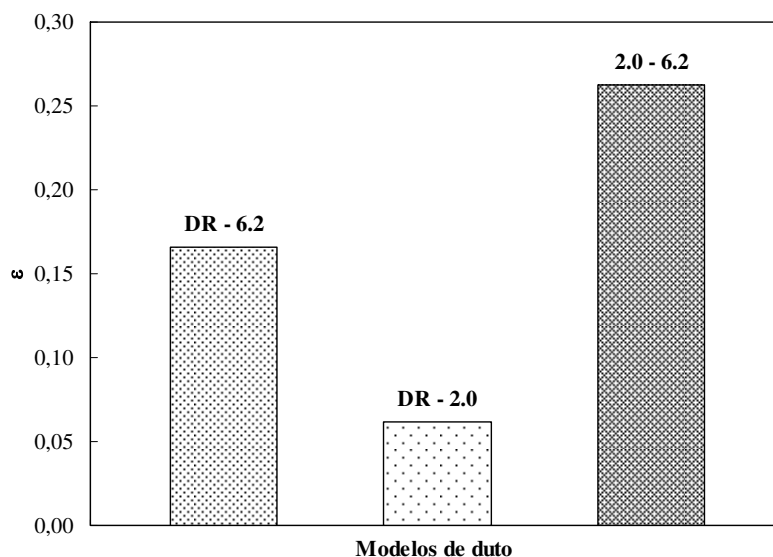


Figura 7.26 – Efetividade dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.6.2.6 Eficiência exergética

A Fig. 7.27 mostra a eficiência exergética (η_{ex}). A eficiência exergética do trocador tipo DR-2.0 é a maior entre os outros dois tipos. Seu valor é aproximadamente 18% e 31% maior que nos trocadores tipo DR-6.2 e 2.0-6.2, respectivamente.

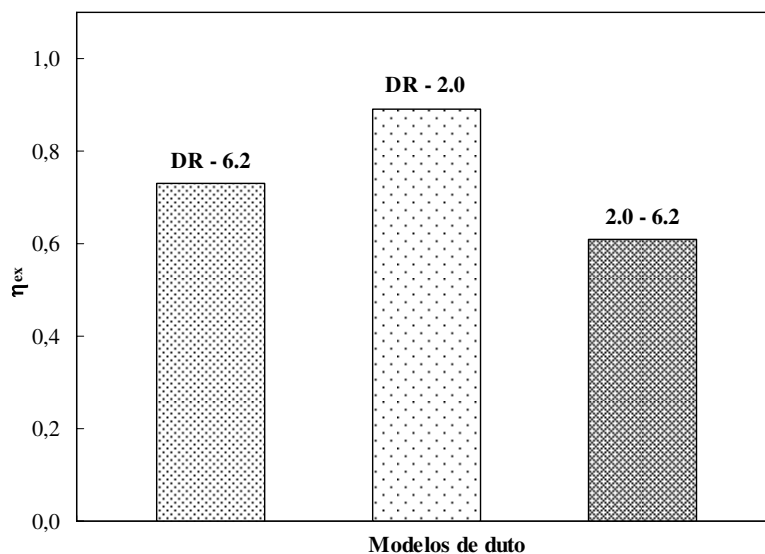


Figura 7.27 – Eficiência exergética dos trocadores com dutos de geometrias diferentes.

7.7 Resultados obtidos para o caso de passagens em série

No arranjo de passagens em série, o fluido quente entra pelo primeiro módulo e passa pelos diversos módulos que compõem o trocador. Assim, a temperatura de saída do fluido quente em um determinado módulo é a mesma temperatura de entrada no módulo seguinte. Cada módulo na pilha, como indicado nas Figs. 7.2 e 7.3 (b), é isolado dos módulos adjacentes, de modo que os fluidos quente e frio trocam calor apenas através de uma interface. Nesta seção serão apresentados resultados para os tipos de trocadores compostos por dutos de mesma geometria. Estes resultados são apresentados nas Tabelas 7.18 a 7.25 e nas Figs. 7.28 a 7.35.

A Tabela 7.18 apresenta o volume e o peso total para os tipos de trocadores no arranjo de passagens em série. O número de módulos do trocador de calor permite atender as condições propostas na análise ($T_{q,e} \leq 80^\circ\text{C}$ e $q = 800\text{ W}$).

Tabela 7.18 – Características construtivas dos trocadores no arranjo de passagens em série.

Modelo do duto	Nº Módulos	Volume [m ³]	Peso [N]
DR	3	0,002857	4,57
11.11a	2	0,002058	34,96
6.2	3	0,002623	11,72
2.0	2	0,003207	17,12

As Tabelas 7.19 a 7.22 mostram a relação entre o número de módulos e os valores de ($T_{q,e}$). As temperaturas ($T_{f,e}$) e ($T_{f,s}$) referem-se aos valores de entrada e saída do fluido frio no último módulo.

Tabela 7.19 – Nº. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador DR no arranjo de passagens em série.

Nº.	Trocador tipo DR											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m ³ /s]	Q_{cq} [m ³ /s]	Q_{df} [m ³ /s]	Q_{dq} [m ³ /s]	A_{td} [m ²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2	800	74,7	70,5	0,05063	0,05895	0,05063	0,05895	0,1678	25	28,3	121,7	114,1
3	800	112,1	109,2	0,05054	0,05457	0,05054	0,05457	0,2517	25	26,4	69,7	64,9
4	800	149,5	147,1	0,05051	0,05287	0,05051	0,05287	0,3355	25	25,8	50,8	47,3
5	800	186,9	185,0	0,05049	0,05205	0,05049	0,05205	0,4194	25	25,5	41,8	39,1

Tabela 7.20 – N°. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador 11.11a no arranjo de passagens em série.

N°.	Trocador tipo 11.11a											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2	800	95,3	95,0	0,0001159	0,0001247	0,00951	0,01023	0,9816	25	38,0	78,2	40,6
3	800	143,0	142,7	0,0001143	0,0001192	0,00937	0,00978	1,4725	25	29,0	54,7	29,8
4	800	190,7	190,4	0,0001136	0,0001171	0,00932	0,00960	1,9633	25	26,5	45,4	26,8
5	800	238,4	238,1	0,0001133	0,0001159	0,00929	0,00951	2,4541	25	25,6	40,6	25,8

Tabela 7.21 – N°. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador 6.2 no arranjo de passagens em série.

N°.	Trocador tipo 6.2											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2	800	93,1	92,2	0,0002756	0,0003123	0,01378	0,01561	0,5792	25	36,1	92,3	66,3
3	800	139,8	139,2	0,0002730	0,0002915	0,01365	0,01458	0,8688	25	29,3	58,4	41,3
4	800	186,4	185,8	0,0002721	0,0002837	0,01360	0,01418	1,1583	25	27,1	45,8	33,1
5	800	233,0	232,5	0,0002716	0,0002798	0,01358	0,01399	1,4479	25	26,2	39,6	29,5

Tabela 7.22 – N°. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador 2.0 no arranjo de passagens em série.

N°.	Trocador tipo 2.0											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m³/s]	Q_{cq} [m³/s]	Q_{df} [m³/s]	Q_{dq} [m³/s]	A_{td} [m²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2	800	78,7	77,3	0,002662	0,002843	0,04259	0,04548	0,3923	25	28,8	67,7	59,3
3	800	118,1	117,1	0,002656	0,002743	0,04250	0,04389	0,5884	25	26,6	45,1	39,6
4	800	157,5	156,7	0,002654	0,002706	0,04247	0,04330	0,7845	25	25,8	36,9	32,8
5	800	197,0	196,3	0,002653	0,002689	0,04245	0,04302	0,9807	25	25,5	33,0	29,8

A Tabela 7.23 apresenta as velocidades do fluido em cada canal entre as aletas ou no duto (v), o fator de atrito médio (f_m), a diferença de pressão (ΔP), o número de Reynolds (Re) e a potência de bombeamento (P_b). A vazão total do fluido frio e quente no trocador está indicada por (Q_f) e (Q_q), respectivamente.

Tabela 7.23 – Características do escoamento dos trocadores no arranjo de passagens em série.

Duto	V_f [m/s]	V_q [m/s]	Re_f	Re_q	10^3 fm_f	10^3 fm_q	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_f [m ³ /s]	Q_q [m ³ /s]	Pb_f [W]	Pb_q [W]
DR	22,0	23,6	29440	25276	3,46	3,31	112,1	109,2	0,15160	0,16327	17,0	17,8
11.11a	4,2	4,4	952	894	23,28	22,21	95,3	95,0	0,01887	0,01999	1,8	1,9
6.2	6,9	7,3	2398	2247	11,57	11,09	139,8	139,2	0,04088	0,04311	5,7	6,0
2.0	11,8	12,6	10751	9376	8,83	8,58	78,7	77,3	0,08516	0,09066	6,7	7,0

A Tabela 7.24 apresenta a taxa de transferência de calor (q) e as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio ($T_{f,e}$), ($T_{f,s}$), ($T_{q,e}$) e ($T_{q,s}$). Ela também apresenta a geração de entropia (S_g), a geração de entropia adimensional (N_s) e a eficiência exergética. As diferenças de temperatura média de mistura entre a entrada e a saída do duto para o fluido frio (ΔT_f) e quente (ΔT_q) também são indicadas na tabela.

Tabela 7.24 – Características térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em série.

Duto	q [W]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	ΔT_f [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]	ΔT_q [°C]	Geração de Entropia		η_{ex}
								S_g [W/K]	$N_s (S_g / C_{mín})$	
DR	800	25	26,4	1,4	69,7	64,9	4,8	0,4359	0,002589	0,82
11.11a	800	25	38,0	13,0	78,2	40,6	37,7	0,1993	0,009390	0,48
6.2	800	25	29,3	4,3	58,4	41,3	17,1	0,2174	0,004634	0,48
2.0	800	25	28,8	3,8	67,7	59,3	8,5	0,3320	0,003513	0,73

O coeficiente convectivo médio (hm) de cada fluido e coeficiente global (U), a área total de troca de calor (A_{td}), a capacidade térmica mínima ($C_{mín}$), o número de unidades térmicas (NUT) e a efetividade (ϵ) são apresentados na Tabela 7.25. Na tabela, (R) indica a razão entre $C_{mín}$ e $C_{máx}$.

Tabela 7.25 – Parâmetros do método ε -NUT dos trocadores no arranjo de passagens em série.

Duto	$hm_f \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$hm_q \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$A_{td} [m^2]$	$C_{\min} \left[\frac{W}{^\circ C} \right]$	R	NUT	ε
DR	50,9	53,3	27,5	0,2517	168,3	0,9463	0,1232	0,11
11.11a	41,6	42,0	37,4	0,9816	21,3	0,9880	3,45	0,71
6.2	31,0	31,3	21,6	0,8688	47,0	0,9858	1,20	0,51
2.0	58,0	60,1	31,3	0,3923	94,5	0,9500	0,2593	0,20

A Tabela 7.26 mostra os principais parâmetros para os quatros tipos de trocadores de calor quando a potência dissipada é quatro vezes maior que nos casos analisados. Observa-se que nesta condição, somente o trocador tipo 2.0 tem menor número de módulos quando comparado com os demais modelos, que apresentam 5 módulos.

Tabela 7.26 –Nº. de módulos e $(T_{q,e})$ no arranjo de passagens em série para $q = 2400W$.

Duto	Trocador tipo 2.0											
	Nº	Volume $[m^3]$	Peso $[N]$	$Pb_f [W]$	$Pb_q [W]$	$q [W]$	ε	η_{ex}	$T_{f,e} [^\circ C]$	$T_{f,s} [^\circ C]$	$T_{q,e} [^\circ C]$	$T_{q,s} [^\circ C]$
DR	5	0,004762	7,6	47,2	49,7	2400	0,17	0,74	25	26,5	75,0	66,4
11.11a	5	0,005144	87,4	11,1	11,4	2400	0,95	0,42	25	26,9	72,3	27,3
6.2	5	0,004372	19,5	15,9	16,7	2400	0,70	0,36	25	28,5	69,1	38,4
2.0	4	0,006414	34,2	26,89	27,7	2400	0,35	0,52	25	27,5	60,6	66,4

7.7.1 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados

Os principais parâmetros de comparação entre os tipos de trocadores de calor de correntes cruzadas e no arranjo de passagens em série foram o volume total, o peso do trocador, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional, a efetividade e a eficiência exergetica.

7.7.1.1 Volume total

O volume do trocador de calor é diretamente proporcional ao número de módulos e à altura dos dutos. A Tabela 7.18 mostra o número de módulos para cada tipo de trocador no arranjo de

passagens em série. O trocador 11.11a possui o menor volume entre os tipos de trocadores estudados porque apresenta o menor número de módulos, como indicado na Fig. 7.28.

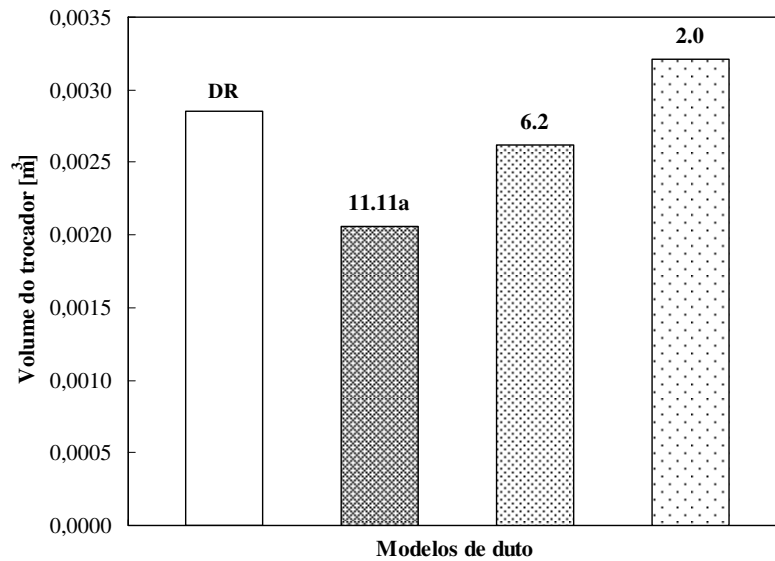


Figura 7.28 – Volume total dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.7.2.2 Peso do trocador de calor

O trocador tipo DR possui o menor peso quando comparado aos demais trocadores de calor analisados, como indicado na Fig. 7.29. Seu peso é aproximadamente 87%, 61% e 73% menor que o peso dos trocadores tipo 11.11a, 6.2 e 2.0, respectivamente.

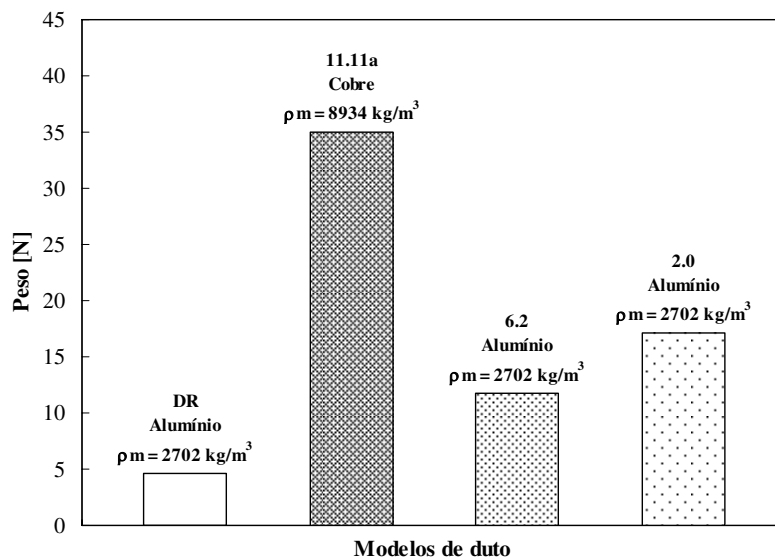


Figura 7.29 – Peso dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.7.2.3 Potência de bombeamento

A potência de bombeamento (P_b) está relacionada com a diferença de pressão nos dutos (ΔP) e com as vazões totais (Q) de cada fluido no trocador. A diferença de pressão (ΔP) e a vazão volumétrica (Q) para as condições de aquecimento e resfriamento do fluido são apresentadas na Tabela 7.23. O maior valor de (ΔP) ocorre no trocador do tipo 6.2, como indicado na tabela. No arranjo de passagens em série, a diferença de pressão (ΔP) é obtida através da soma dos valores de (ΔP) de cada módulo.

A potência de bombeamento (P_b) é apresentada na Fig. 7.30. O trocador tipo 11.11a possui menor potência de bombeamento (P_b). Isso ocorre porque, apesar deste trocador não ter um valor menor de (ΔP), ele possui a menor vazão total de fluido (Q), como pode ser observado na Tabela 7.23.

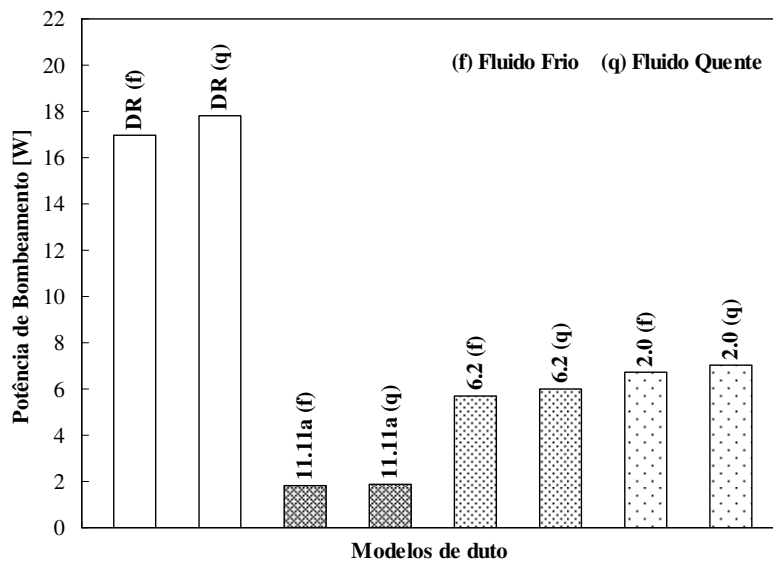


Figura 7.30 – Potência de bombeamento dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.7.2.4 Geração de entropia adimensional

A Fig. 7.31 mostra a taxa de geração de entropia (S_g) para os trocadores analisados. O trocador de calor tipo DR apresenta um maior valor de (S_g) porque possui maior vazão

volumétrica (Q) e, portanto, a maior vazão mássica, eq. (3.19). Contudo, este trocador possui a menor geração de entropia adimensional (N_s), como indicado na Fig. 7.32.

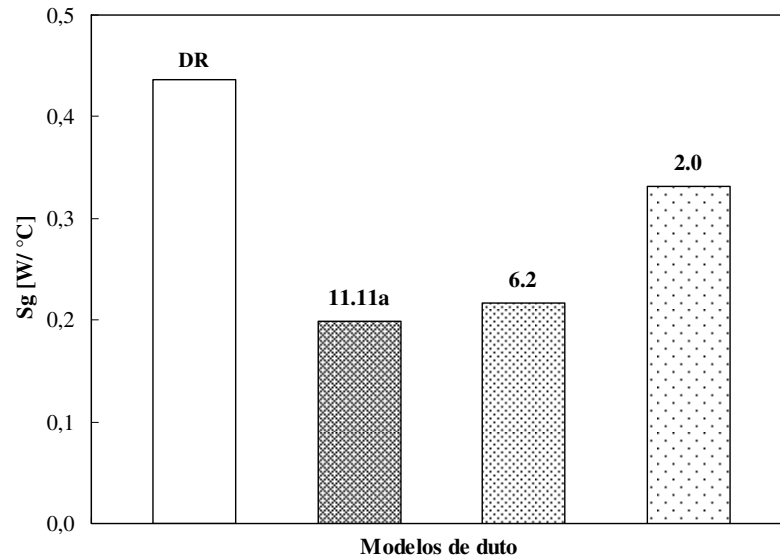


Figura 7.31 – Taxa de geração de entropia dos trocadores no arranjo de passagens em série.

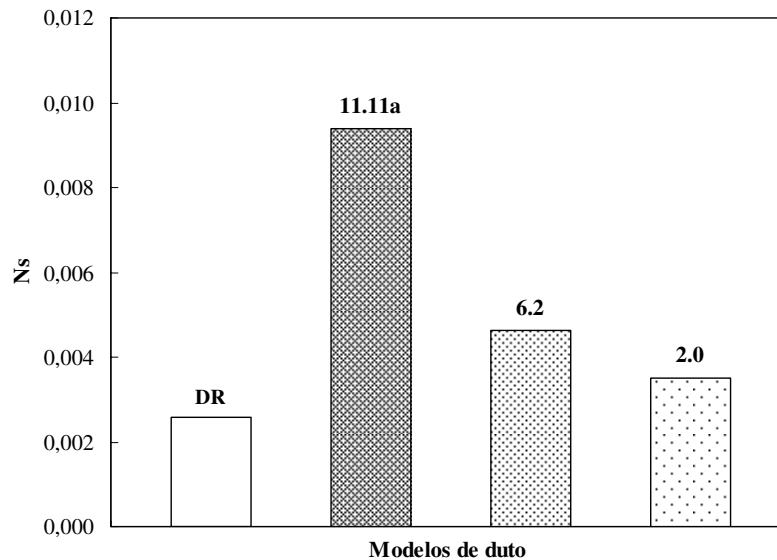


Figura 7.32 – Geração de entropia adimensional (N_s) dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.7.2.5 Efetividade

A efetividade (ϵ) depende dos valores de área total de troca térmica (A_{td}), do coeficiente global de troca de calor (U) e de (NUT). O trocador 11.11a, apesar de ter apenas dois módulos, tem maior área de troca térmica devido ao maior número de aletas, como indicado na Tabela 7.18. Esta também mostra que o trocador tipo 11.11a tem o maior valor de (U), que foi determinado através dos coeficientes convectivos médios de troca de calor (h_m) obtidos das expressões de ajustes de medidas numéricas. Assim, o valor do coeficiente global de troca de calor proporciona ao trocador tipo 11.11a um valor maior de (NUT), como indicado na Fig. 7.33.

Pela eq. (3.8), a efetividade é diretamente proporcional ao número de unidades térmicas do trocador. Assim, o trocador tipo 11.11a apresenta a maior efetividade quando comparado aos outros trocadores analisados.

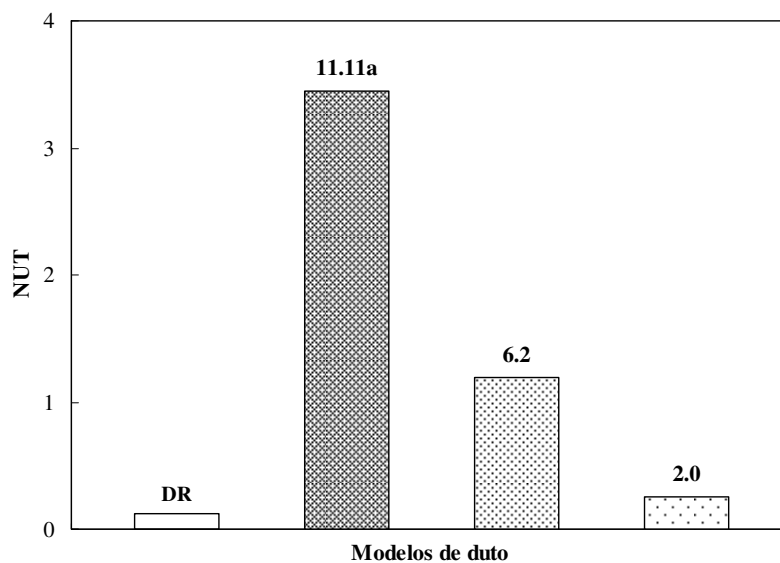


Figura 7.33 – Número de unidades térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em série.

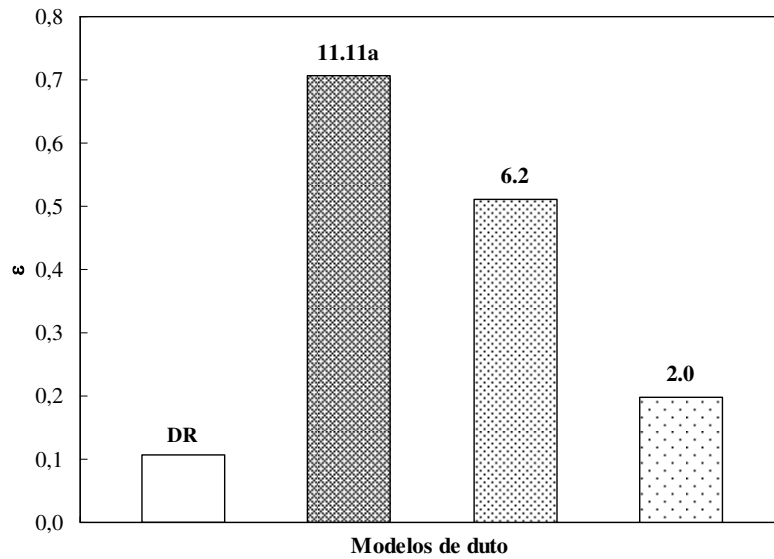


Figura 7.34 – Efetividade dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.7.2.6 Eficiência exergética

A Fig. 7.35 mostra a eficiência exergética dos trocadores de calor analisados. O trocador do tipo DR possui a maior eficiência exergética, aproximadamente 41% maior que nos trocadores tipo 11.11a e 6.2 e 11% maior que a do tipo 2.0.

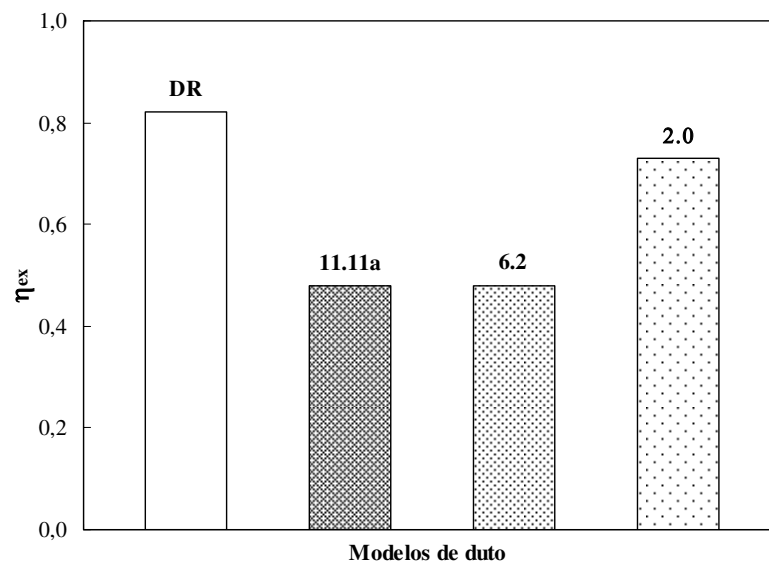


Figura 7.35 – Eficiência exergética dos trocadores no arranjo de passagens em série.

7.8 Resultados obtidos para o caso de passagens em paralelo-série

No arranjo de passagens em paralelo-série, o fluido quente é distribuído igualmente por um conjunto de módulos do trocador e, posteriormente, passa por mais um conjunto com mesmo número de módulos que o primeiro. Assim, a temperatura de saída do fluido quente no primeiro conjunto é a mesma que a temperatura de entrada do conjunto seguinte, como indicado na Fig. 7.2 (c). Cada conjunto de módulos é isolado dos conjuntos adjacentes, garantindo que só haja troca de calor através das interfaces entre os dutos pertencentes somente ao conjunto. Nesta seção serão apresentados resultados para os tipos de trocadores compostos por dutos de mesma geometria.

As Tabelas de 7.27 a 7.30 mostram a relação entre o número de módulos e os valores de $(T_{q,e})$ onde $(T_{f,e})$ e $(T_{f,s})$ são valores referentes às temperaturas de entrada e saída do fluido frio no último conjunto de módulos. Nas tabelas, a primeira coluna indica o número de módulos por conjunto. Assim, cada trocador é composto por duas vezes o número de módulos de cada conjunto.

Tabela 7.27 – N°. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador DR no arranjo em paralelo-série.

N°.	Trocador tipo DR											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m ³ /s]	Q_{cq} [m ³ /s]	Q_{df} [m ³ /s]	Q_{dq} [m ³ /s]	A_{td} [m ²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2×1	800	74,6	67,0	0,05063	0,05895	0,05063	0,05895	0,084	25	31,6	213,0	196,7
2×2	800	74,6	70,6	0,05057	0,05634	0,05057	0,05634	0,168	25	28,3	121,7	114,1
2×3	800	74,8	71,8	0,05055	0,05497	0,05055	0,05497	0,252	25	27,2	90,2	85,3
2×4	800	74,8	72,6	0,05053	0,05411	0,05053	0,05411	0,335	25	26,7	74,2	70,6
2×5	800	74,8	73,0	0,05052	0,05353	0,05052	0,05353	0,419	25	26,3	64,5	61,7
2×6	800	74,8	73,2	0,05051	0,05311	0,05051	0,05311	0,503	25	26,1	58,0	55,7
2×7	800	74,8	73,4	0,05050	0,05279	0,05050	0,05279	0,587	25	25,9	53,4	51,4
2×8	800	74,8	73,6	0,05050	0,05254	0,05050	0,05254	0,671	25	25,8	49,9	48,1
2×9	800	74,8	73,8	0,05050	0,05234	0,05050	0,05234	0,755	25	25,7	47,1	45,6
2×10	800	74,8	73,8	0,05063	0,05895	0,05063	0,05895	0,839	25	25,7	44,9	43,6

Tabela 7.28 – N°. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador 11.11a no arranjo em paralelo-série.

N°.	Trocador tipo 11.11a											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m ³ /s]	Q_{cq} [m ³ /s]	Q_{df} [m ³ /s]	Q_{dq} [m ³ /s]	A_{td} [m ²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2×1	800	95,0	94,4	0,000120	0,000137	0,009817	0,01123	0,49	25	50,8	132,2	55,6
2×2	800	95,2	94,8	0,000116	0,000125	0,009506	0,01023	0,98	25	38,0	78,4	40,7
2×3	800	95,2	95,0	0,000115	0,000121	0,009404	0,00989	1,47	25	33,7	60,4	35,4
2×4	800	95,4	95,2	0,000114	0,000119	0,009353	0,00972	1,96	25	31,5	51,6	33,0
2×5	800	95,4	95,2	0,000114	0,000117	0,009322	0,00961	2,45	25	30,2	46,2	31,3
2×6	800	95,4	95,2	0,000113	0,000116	0,009302	0,00955	2,94	25	29,4	42,7	30,3
2×7	800	95,4	95,2	0,000113	0,000116	0,009287	0,00950	3,44	25	28,7	40,1	29,5
2×8	800	95,4	95,2	0,000113	0,000115	0,009276	0,00946	3,93	25	28,3	38,3	29,0
2×9	800	95,4	95,2	0,000113	0,000115	0,009268	0,00943	4,42	25	27,9	36,8	28,5
2×10	800	95,4	95,2	0,000113	0,000115	0,009261	0,00941	4,91	25	27,6	35,6	28,2

Tabela 7.29 – N°. de módulos e ($T_{q,e}$) para o trocador 6.2 no arranjo em paralelo-série.

N°.	Trocador tipo 6.2											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m ³ /s]	Q_{cq} [m ³ /s]	Q_{df} [m ³ /s]	Q_{dq} [m ³ /s]	A_{td} [m ²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2×1	800	93,0	91,2	0,01403	0,01759	0,01403	0,01759	0,29	25	47,1	159,5	106,0
2×2	800	93,2	92,2	0,01378	0,01561	0,01378	0,01561	0,58	25	36,1	92,3	66,3
2×3	800	93,2	92,6	0,01369	0,01493	0,01369	0,01493	0,87	25	32,4	69,9	52,7
2×4	800	93,2	92,8	0,01365	0,01459	0,01365	0,01459	1,16	25	30,5	58,7	45,9
2×5	800	93,2	92,8	0,01363	0,01438	0,01363	0,01438	1,45	25	29,4	52,0	41,7
2×6	800	93,2	92,8	0,01361	0,01424	0,01361	0,01424	1,74	25	28,7	47,5	39,0
2×7	800	93,2	93,0	0,01360	0,01414	0,01360	0,01414	2,03	25	28,2	44,3	37,0
2×8	800	93,2	93,0	0,01359	0,01406	0,01359	0,01406	2,32	25	27,8	41,9	35,5
2×9	800	93,2	93,0	0,01358	0,01400	0,01358	0,01400	2,61	25	27,5	40,0	34,3
2×10	800	93,2	93,0	0,01358	0,01396	0,01358	0,01396	2,89	25	27,2	38,5	33,4

A Tabela 7.31 apresenta o número de módulos de cada trocador de calor necessários para obter uma taxa de transferência de calor de 800W, com uma temperatura de entrada do fluido quente inferior a 80°C. A Tabela 7.32 apresenta as velocidades do fluido em cada canal (v), o fator de atrito médio (f_m), a diferença de pressão (ΔP), o número de Reynolds (Re), a potência de bombeamento (P_b) e a vazão total do fluido frio (Q_f) e quente (Q_q) no trocador.

Tabela 7.30 –Nº. de módulos e $(T_{q,e})$ para o trocador 2.0 no arranjo em paralelo-série.

Nº.	Trocador tipo 2.0											
	q [W]	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_{cf} [m ³ /s]	Q_{cq} [m ³ /s]	Q_{df} [m ³ /s]	Q_{dq} [m ³ /s]	A_{td} [m ²]	$T_{f,e}$ [°C]	$T_{f,s}$ [°C]	$T_{q,e}$ [°C]	$T_{q,s}$ [°C]
2×1	800	78,6	75,8	0,002672	0,003017	0,04276	0,04827	0,196	25	32,6	109,66	91,9
2×2	800	78,8	77,2	0,002662	0,002843	0,04259	0,04548	0,392	25	28,8	67,74	59,3
2×3	800	78,8	77,8	0,002658	0,002781	0,04253	0,04450	0,588	25	27,5	53,60	48,1
2×4	800	78,8	78,0	0,002657	0,002750	0,04251	0,04399	0,785	25	26,9	46,50	42,4
2×5	800	78,8	78,2	0,002656	0,002730	0,04249	0,04369	0,981	25	26,5	42,23	38,9
2×6	800	78,8	78,2	0,002655	0,002718	0,04248	0,04348	1,177	25	26,3	39,38	36,7
2×7	800	78,8	78,4	0,002654	0,002708	0,04247	0,04333	1,373	25	26,1	37,33	35,0
2×8	800	78,8	78,4	0,002654	0,002701	0,04247	0,04322	1,569	25	26,0	35,80	33,8
2×9	800	78,8	78,4	0,002654	0,002696	0,04246	0,04313	1,765	25	25,8	34,61	32,8
2×10	800	78,8	78,4	0,002654	0,002691	0,04246	0,04306	1,961	25	25,8	33,65	32,0

Tabela 7.31 – Características construtivas dos trocadores no arranjo de em paralelo - série.

Modelo do duto	Nº Módulos	Volume [m ³]	Peso [N]
DR	2×4	0,007620	12,2
11.11a	2×2	0,004116	69,9
6.2	2×3	0,005247	23,4
2.0	2×2	0,006414	34,3

Tabela 7.32 – Características do escoamento dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

Duto	v_f [m/s]	v_q [m/s]	Re_f	Re_q	10^3 fm_f	10^3 fm_q	ΔP_f [Pa]	ΔP_q [Pa]	Q_f [m ³ /s]	Q_q [m ³ /s]	Pb_f [W]	Pb_q [W]
DR	14,7	15,9	19619	16557	3,46	3,29	74,8	73,0	0,13478	0,14636	10,1	10,7
11.11a	4,2	4,4	952	893	23,28	22,20	95,2	94,8	0,01887	0,02000	1,8	1,9
6.2	4,6	5,0	1591	1447	11,54	10,84	93,2	92,6	0,02735	0,02957	2,5	2,7
2.0	11,8	12,6	10751	9376	88,28	8,58	78,8	77,2	0,08516	0,09066	6,7	7,0

A Tabela 7.33 apresenta $(T_{f,e})$, $(T_{f,s})$, $(T_{q,e})$ e $(T_{q,s})$, referentes às temperaturas e entrada e saída dos fluidos quente e frio. Esta tabela também mostra a taxa de transferência de calor (q), a geração de entropia adimensional (N_s), a eficiência exergética (η_{ex}) e as diferenças de temperatura entre a entrada e a saída do duto para o fluido frio (ΔT_f) e quente (ΔT_q).

Tabela 7.33 – Características térmicas dos trocadores no arranjo de passagens em paralelo-série.

Duto	q [W]	T _{f,e} [°C]	T _{f,s} [°C]	ΔT _f [°C]	T _{q,e} [°C]	T _{q,s} [°C]	ΔT _q [°C]	Geração de Entropia		η _{ex}
								S _g [W / K]	N _s (S _g / C _{mín})	
DR	800	25	26,7	1,7	74,2	70,6	3,6	0,4572	0,002050	0,88
11.11a	800	25	38,0	13,0	78,4	40,7	37,7	0,2006	0,009456	0,48
6.2	800	25	32,4	7,4	69,9	52,7	17,2	0,2781	0,005969	0,56
2.0	800	25	28,8	3,8	67,7	59,3	8,5	0,3320	0,003512	0,73

A Tabela 7.34 apresenta o coeficiente médio de transferência de calor (hm) e coeficiente global (U), a área total de troca de calor (A_{td}), a capacidade térmica mínima (C_{mín}), o número de unidades térmicas (NUT) e a efetividade (ε).

Tabela 7.34 – Parâmetros do método ε-NUT dos trocadores no arranjo em paralelo - série.

Duto	hm _f $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	hm _q $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	U $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	A _{td} [m ²]	C _{mín} $\left[\frac{W}{^\circ C} \right]$	R	NUT	ε
DR	34,0	35,7	26,9	0,6711	223,0	0,94	0,081	0,073
11.11a	41,6	42,0	36,7	1,9633	21,3	0,99	3,389	0,705
6.2	20,7	20,9	18,2	1,7375	46,6	0,98	0,677	0,382
2.0	58,0	60,1	31,3	0,7845	94,5	0,95	0,259	0,198

7.8.1 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados

O volume total, o peso do trocador, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional, a efetividade e a eficiência exergética foram comparados entre os tipos de trocadores de calor de correntes cruzadas e no arranjo de passagens em paralelo e série. A análise é apresentada nas Figs. 7.36 a 7.43.

7.8.1.1 Volume total

A Tabela 8.31 mostra o número de módulos para cada tipo de trocador no arranjo de passagens em paralelo-série. O trocador do tipo DR apresenta o maior número de módulos, enquanto que os tipos 11.11a e 2.0 possuem o mesmo número de módulos. A Fig. 7.36 mostra o

volume total dos trocadores analisados no arranjo em paralelo-série. Apesar dos trocadores tipo 11.11a e 2.0 terem quatro módulos, o segundo tipo tem altura do duto maior e, consequentemente, um volume maior.

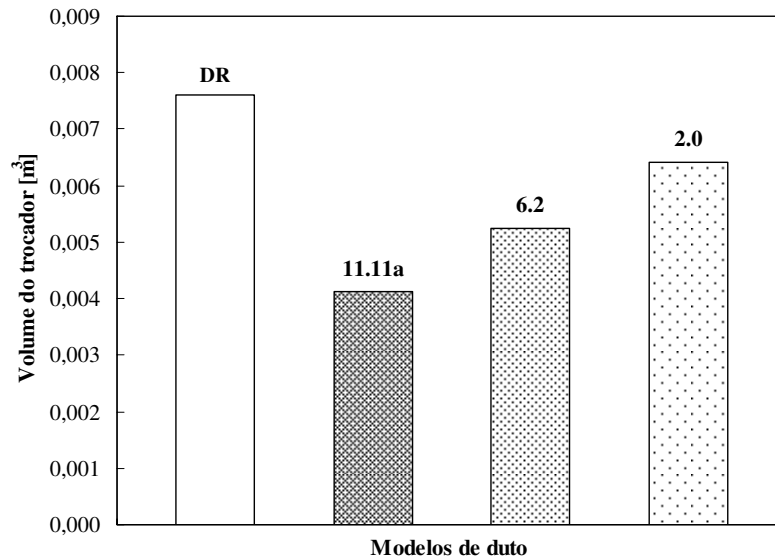


Figura 7.36 – Volume total dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

7.8.2.2 Peso do trocador de calor

A Fig. 7.37 mostra o peso total de cada tipo de trocador de calor no arranjo de passagens em paralelo-série. Por não ser aletado, o trocador tipo DR possui o menor peso quando comparado aos trocadores analisados.

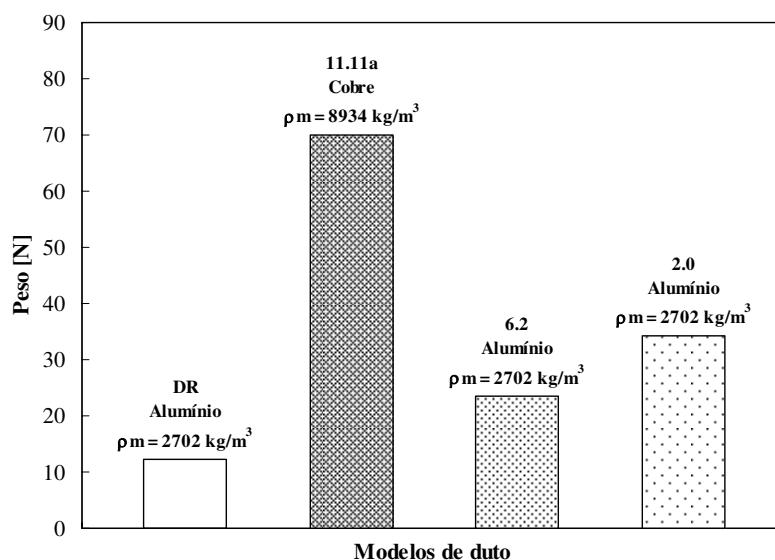


Figura 7.37 – Peso dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

7.8.2.3 Potência de bombeamento

A Tabela 7.32 mostra a diferença de pressão (ΔP) e a vazão volumétrica (Q) para as condições de aquecimento e resfriamento do fluido. No arranjo de passagens em paralelo-série, a diferença de pressão (ΔP) é obtida através da soma dos valores de (ΔP) de cada passagem do fluido pelo trocador nos conjuntos de módulos. Assim, o valor total de (ΔP) é duas vezes a diferença de pressão no conjunto. Como indicado nesta tabela, o trocador do tipo 6.2 possui o maior valor de (ΔP).

A potência de bombeamento (P_b) é apresentada na Fig. 7.38. O trocador tipo 11.11a possui menor potência de bombeamento (P_b). Isso ocorre porque este ele possui a menor vazão total de fluido, como pode ser observado na Tabela 7.32.

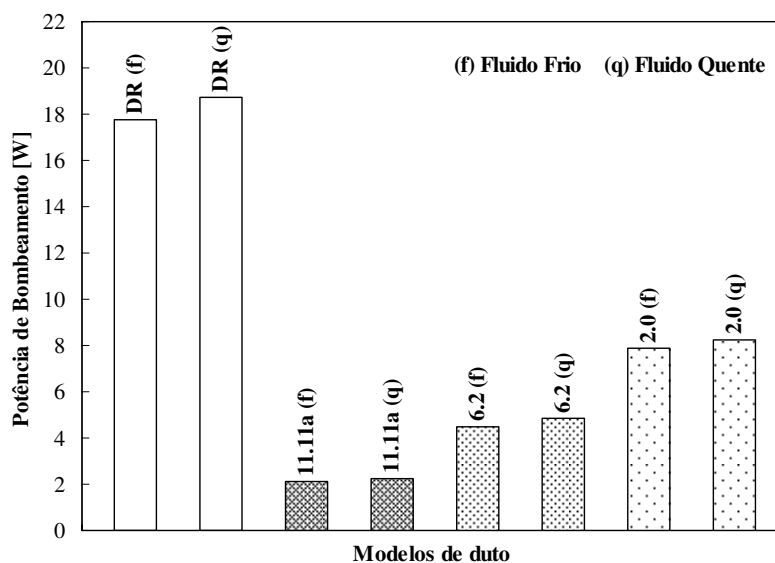


Figura 7.38 – Potência de bombeamento dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

7.8.2.4 Geração de entropia adimensional

A Fig. 7.39 mostra a taxa de geração de entropia (S_g) para os trocadores analisados. Por possuir maior vazão volumétrica, o trocador de calor tipo DR apresenta o maior valor de (S_g), apesar de apresentar a menor geração de entropia adimensional (N_s), como apresentado na Fig. 7.40.

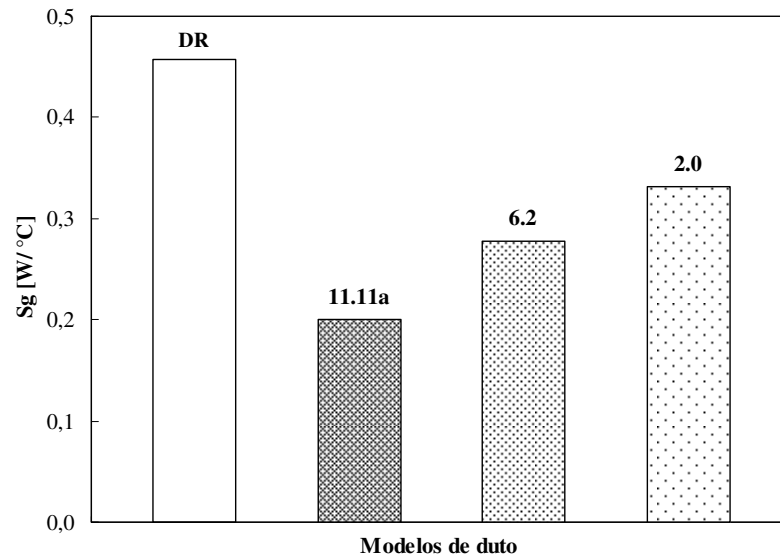


Figura 7.39 – Taxa de geração de entropia dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

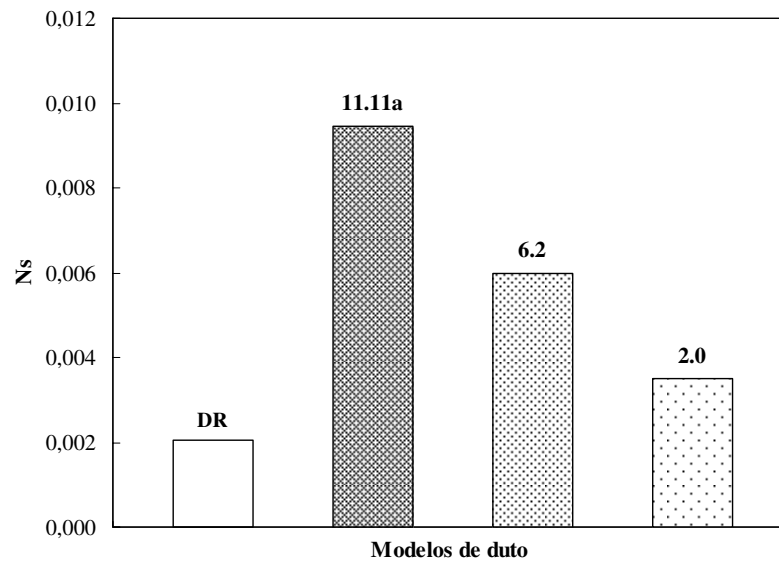


Figura 7.40 – Geração de entropia adimensional (N_s) dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

7.8.2.5 Efetividade

A Figs. 7.41 mostra o número de unidades térmicas (NUT). O trocador 11.11a possui maiores valores de (A_{td}) e (U) quando comparado com os outros trocadores estudados, como indicado na tabela 7.33. Como o número de unidades térmicas (NUT) é diretamente proporcional ao coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica, o trocador tipo 11.11a apresenta o maior valor de (NUT), como indicado na Fig. 7.41. Assim, o trocador tipo 11.11a também apresenta a maior efetividade quando comparado aos demais trocadores analisados, como indicado na Fig. 7.42, pois a efetividade é diretamente proporcional à (NUT).

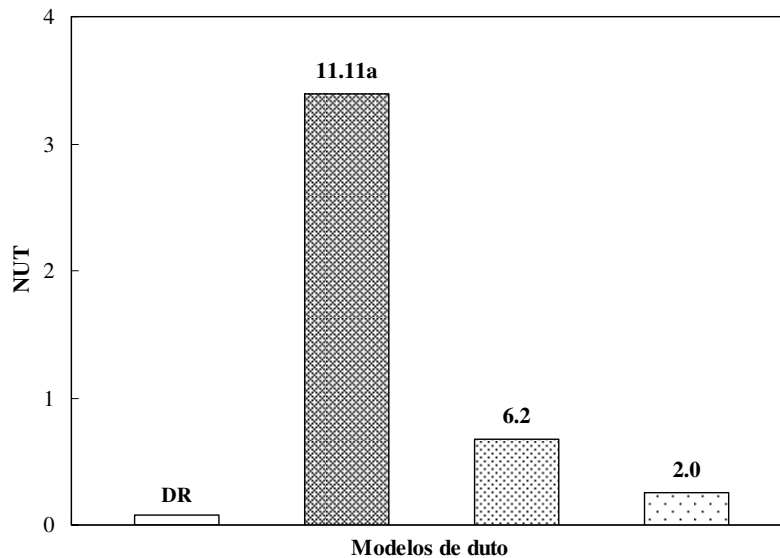


Figura 7.41 – Número de unidades térmicas dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

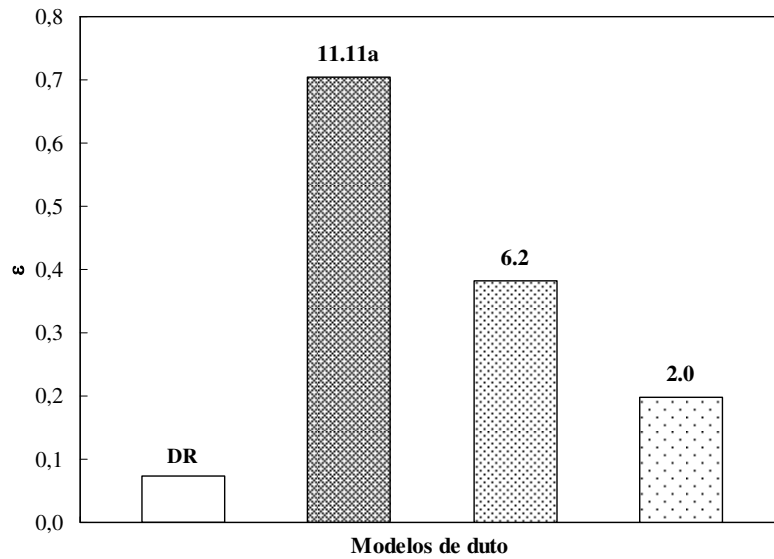


Figura 7.42 – Efetividade dos trocadores no arranjo em paralelo-série.

7.8.2.6 Eficiência exergética

A Fig. 7.43 mostra a eficiência exergética dos trocadores de calor analisados. O trocador do tipo DR possui eficiência exergética aproximadamente 45%, 36% e 17% maior que nos trocadores tipo 11.11a, 6.2 e 2.0, respectivamente.

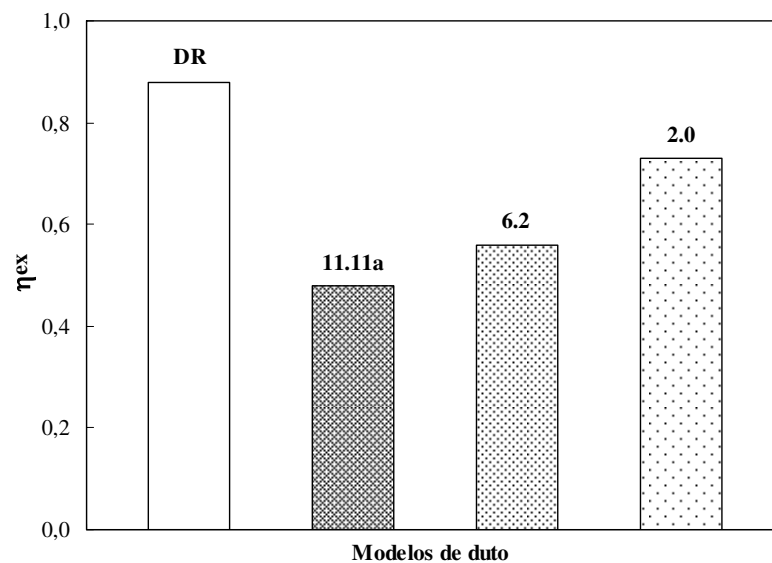


Figura 7.43 – Eficiência exergética dos trocadores no arranjo de passagens em paralelo-série.

7.9 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados para os três tipos de arranjos

Nesta seção, o volume total, o peso, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional, a efetividade e a eficiência exergética foram comparados entre os tipos de trocadores de calor de correntes cruzadas com dutos de geometrias iguais nos arranjos com passagens em paralelo, série e paralelo-série. A análise é apresentada nas Tabelas 7.35 a 7.40 e nas Figs. 7.44 a 7.51.

7.9.1 Volume total

A Tabela de 7.35 mostra o número de módulos dos três tipos de trocadores nos arranjos paralelo, série e paralelo-série. O arranjo que apresenta menor número de módulos para os três tipos de trocadores testados é o arranjo em série, como indicado na Fig. 7.44.

Tabela 7.35 – Número de módulos dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Número de módulos		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo - Série
DR	7	3	8
11.11a	3	2	4
6.2	5	3	6
2.0	3	2	4

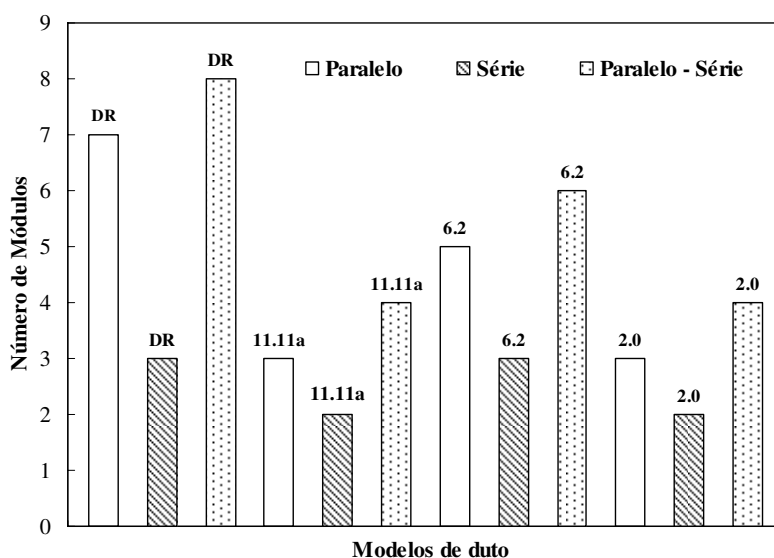


Figura 7.44 – Número de módulos dos trocadores nos três tipos de arranjo.

A Tabela de 7.36 e a Fig. 7.45 mostram o volume total dos três tipos de trocadores nos arranjos analisados. O arranjo que apresenta menor volume é o arranjo em série, pois possui menor número de módulos. Para os trocadores 11.11a e 2.0 arranjos em série, o volume é aproximadamente 33% e 50% menor que nos arranjos em paralelo e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.36 – Volume dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Volume do trocador [m ³]		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo-Série
DR	0,00667	0,002857	0,007620
11.11a	0,00309	0,002058	0,004116
6.2	0,00437	0,002623	0,005247
2.0	0,00481	0,003207	0,006414

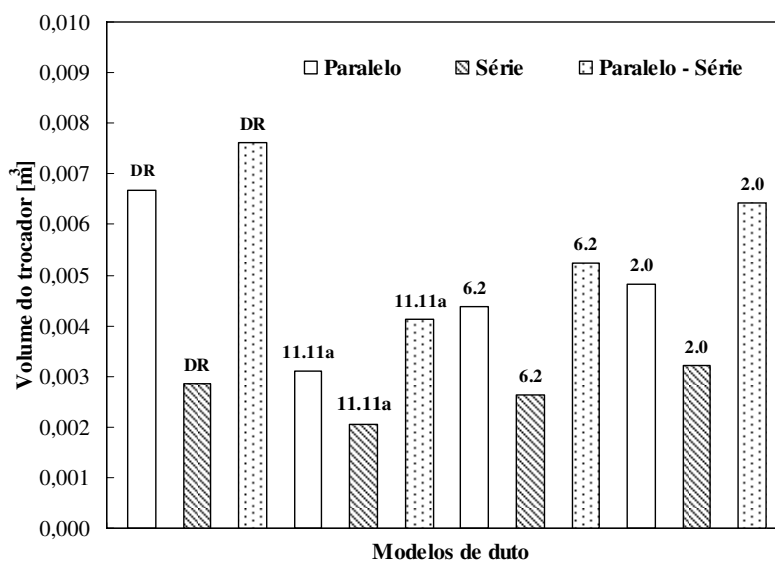


Figura 7.45 – Volume dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.9.2 Peso do trocador de calor

A Tabela de 7.37 e a Fig. 7.46 mostram o peso total dos três tipos de trocadores nos três diferentes arranjos. Devido ao menor número de módulos, o arranjo que apresenta menor peso é o arranjo em série. Por não ser aletado, nos três arranjos, o trocador tipo DR possui o menor peso

quando comparado aos trocadores analisados. O trocador do tipo 6.2, arranjado em série, apresenta uma redução de aproximadamente 40% e 50% de seu peso quando comparado aos arranjos em paralelo e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.37 – Peso dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Peso do trocador [N]		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo - Série
DR	10,7	4,57	12,2
11.11a	52,4	34,96	69,9
6.2	19,5	11,72	23,4
2.0	25,7	17,12	34,3

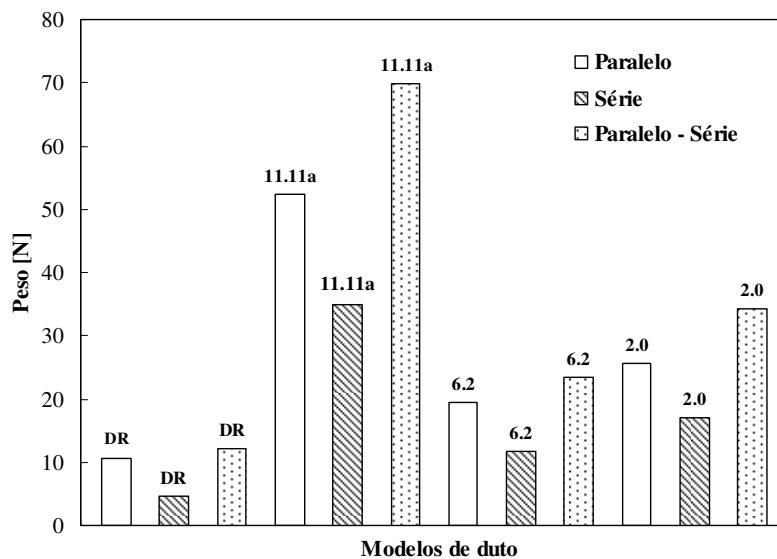


Figura 7.46 – Peso dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.9.3 Potência de bombeamento

A Tabela de 7.38 e as Figs. 7.47 e 7.48 mostram a potência de bombeamento dos trocadores com passagens arranjadas em paralelo, série e paralelo-série. O arranjo que apresenta menor potência de bombeamento é o arranjo em paralelo. Para o trocador 11.11a com arranjo em paralelo, a potência de bombeamento é aproximadamente 11% e 23% menor que nos arranjos em série e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.38 – Potência de bombeamento dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Potência de bombeamento [W]					
	Tipo de arranjo					
	Paralelo		Série		Paralelo-Série	
	Pb _f	Pb _q	Pb _f	Pb _q	Pb _f	Pb _q
DR	15,5	16,5	17,0	17,8	17,8	18,7
11.11a	1,6	1,7	1,8	1,9	2,1	2,2
6.2	3,8	4,1	5,7	6,0	4,5	4,8
2.0	5,9	6,3	6,7	7,0	7,9	8,2

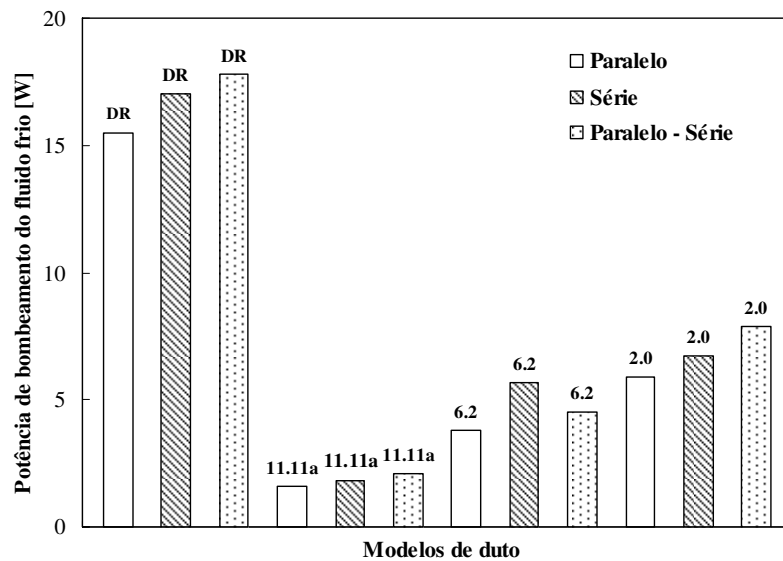


Figura 7.47 – Potência de bombeamento do fluido frio dos trocadores nos três tipos de arranjo.

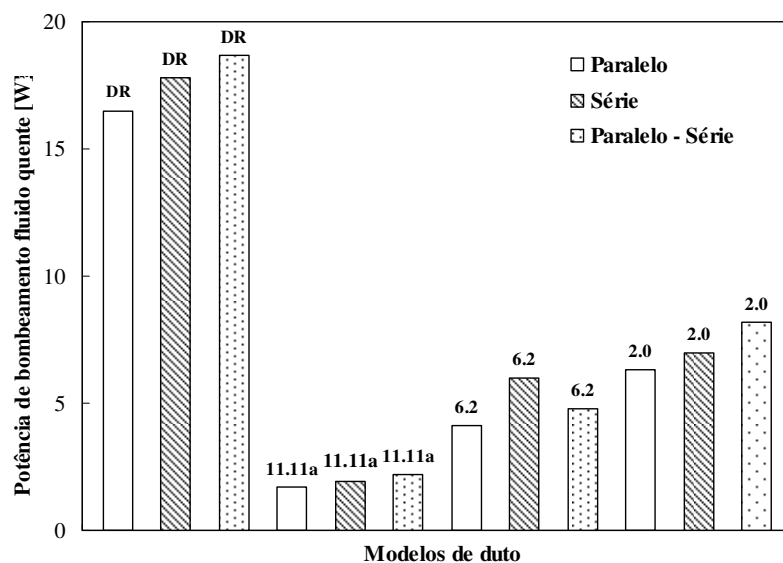


Figura 7.48 – Potência de bombeamento do fluido quente dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.9.4 Geração de entropia adimensional

A Tabela de 7.39 e a Fig. 7.49 mostram a geração de entropia adimensional dos trocadores nos três tipos de arranjo. Por proporcionar menores valores de (ΔT) , o arranjo em paralelo apresenta os menores valores de (N_s) . Nos três diferentes arranjos, o trocador tipo DR possui a menor geração de entropia adimensional.

Quando arranjado em paralelo, a geração de entropia adimensional (N_s) é aproximadamente 49% e 35% menor que nos arranjos em série e paralelo-série. O trocador do tipo 11.11a, arranjado em paralelo, apresenta o valor da geração de entropia de aproximadamente 23% e 22% menor quando comparado aos arranjos em série e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.39 – Geração de entropia adimensional dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Geração de entropia adimensional		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo-Série
DR	0,001328	0,002589	0,002050
11.11a	0,007331	0,009390	0,009456
6.2	0,004134	0,004634	0,005969
2.0	0,002918	0,003513	0,003512

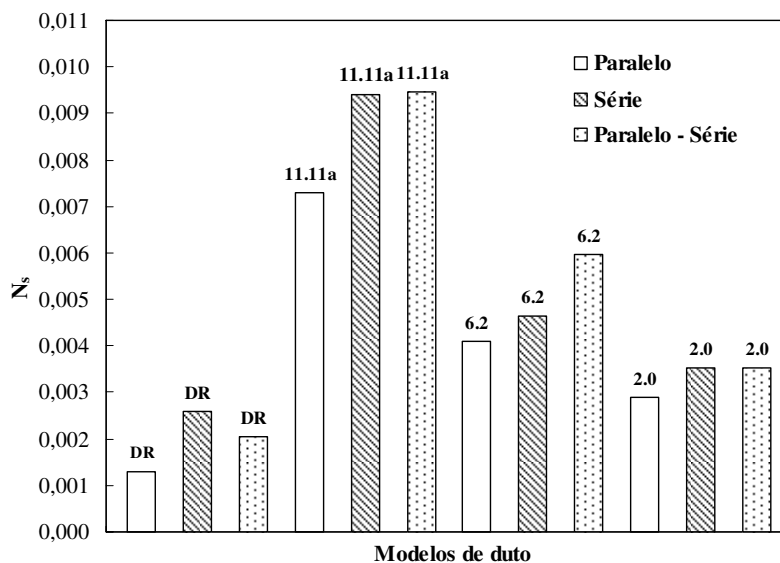


Figura 7.49 – Geração de entropia adimensional dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.9.5 Efetividade

A Fig. 7.50 e a Tabela de 7.40 apresentam a efetividade dos trocadores nos três tipos de arranjos. O arranjo que apresenta o maior valor de efetividade é o arranjo em série.

O trocador tipo 11.11a possui a maior efetividade nos três diferentes arranjos. Arranjado em série, este trocador apresenta a efetividade de aproximadamente 35% e 1% maior quando comparado aos arranjos em paralelo e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.40 – Efetividade dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Efetividade		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo-Série
DR	0,038	0,11	0,073
11.11a	0,46	0,71	0,70
6.2	0,22	0,51	0,38
2.0	0,11	0,20	0,20

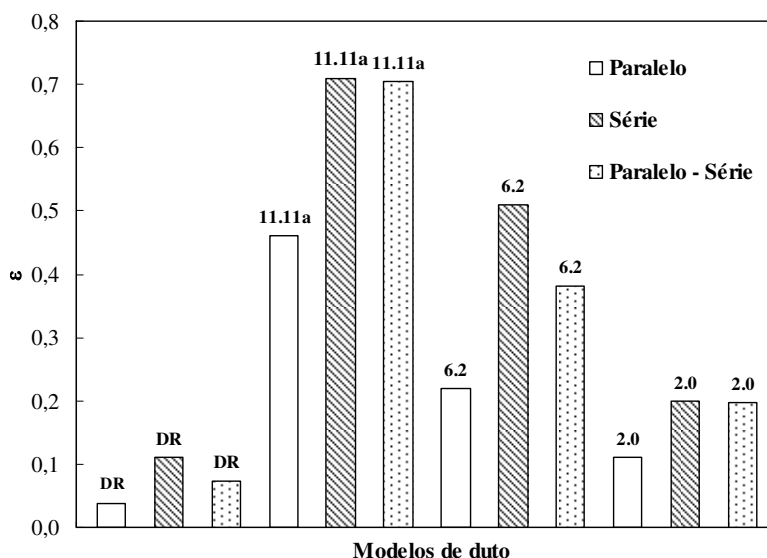


Figura 7.50 – Efetividade dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.9.6 Eficiência exergética

A Fig. 7.51 e a Tabela de 7.41 mostram a eficiência exergética dos trocadores nos três arranjos analisados. O arranjo em paralelo apresenta a maior eficiência exergética. A eficiência exergética é função das diferenças de temperatura dos dois fluidos de trabalho entre a entrada e saída do trocador, assim como, em menor escala, da variação de pressão (ΔP). Desta forma, quando a geração de entropia adimensional é mínima, a eficiência exergética será máxima. As eficiências exergéticas dos trocadores de calor tipo 11.11a e 2.0 possuem o mesmo valor nas configurações em série e paralelo-série. Da mesma forma, a geração de entropia adimensional apresenta o mesmo comportamento, Fig. 7.49, mostrando a relação entre as duas variáveis. Dentre todos os tipos de trocadores analisados, o trocador tipo DR possui a maior eficiência exergética em qualquer um dos três arranjos. Arranjado em paralelo, este trocador apresenta um valor de (η_{ex}) aproximadamente 12% e 5% maior quando comparado aos arranjos em série e paralelo-série, respectivamente.

Tabela 7.41 – Eficiência exergética dos trocadores nos três tipos de arranjo.

Modelo do duto	Eficiência exergética		
	Tipo de arranjo		
	Paralelo	Série	Paralelo-Série
DR	0,93	0,82	0,88
11.11a	0,60	0,48	0,48
6.2	0,73	0,48	0,56
2.0	0,84	0,73	0,73

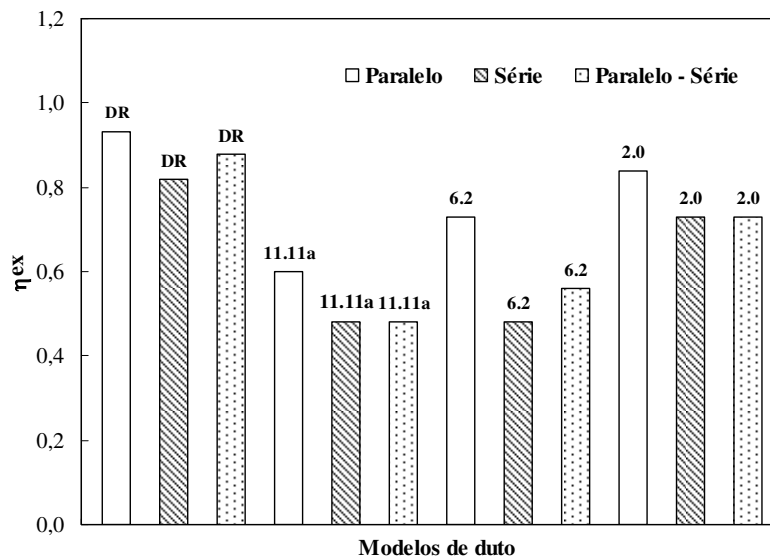


Figura 7.51 – Eficiência exergética dos trocadores nos três tipos de arranjo.

7.10 Conclusão do capítulo

Neste capítulo foi apresentada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas compostos por dutos de diferentes geometrias e arranjos em diferentes configurações. Na análise, foi considerada uma situação prática, onde a temperatura do fluido frio e a taxa de transferência de calor eram conhecidas. Com os resultados, foi possível comparar os tipos de trocadores estudados nos diferentes tipos de arranjo.

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões para futuros Trabalhos

No presente trabalho foi desenvolvido um modelo de análise que pode ser empregado na avaliação térmica de trocadores de calor de correntes cruzadas. O estudo compreendeu a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U) e a previsão do comportamento fluido térmico de trocadores de calor com correntes cruzadas. O modelo sugerido envolveu dois procedimentos: determinação do coeficiente global de transferência de calor (U) através dos valores de (h_m) obtidos da simulação numérica do escoamento em cada canal do trocador de calor e o uso do método da efetividade (ϵ -NUT).

O estudo envolveu o modelamento dos fenômenos físicos de transporte presentes nos escoamentos no interior de cada duto que compõe o trocador através de um código computacional. Para verificar a correta utilização do código empregado, foi realizada uma comparação dos resultados obtidos para o escoamento entre placas paralelas nos regimes laminar e turbulento com dados disponíveis na literatura.

O modelo sugerido foi verificado através do estudo de um trocador de calor de correntes cruzadas composto por dutos não aletados de seção retangular. A geometria deste trocador foi escolhida devido a sua simplicidade, permitindo a simulação numérica do trocador completo a fim de comparar os resultados obtidos através das duas formas distintas de análise utilizadas. O estudo foi realizado em duas etapas. Primeiramente, o coeficiente global de transferência de calor (U) foi determinado com base nos valores (h_m) , obtidos através da simulação numérica do escoamento em cada canal separadamente, utilizando o método da efetividade (ϵ -NUT). Na

segunda etapa, (U) foi determinado através da simulação numérica direta do trocador. Comparando os valores de (U) obtidos nos dois casos, verificou-se que o modelo numérico – analítico sugerido pode ser utilizado na determinação do coeficiente global de troca de calor.

A geometria estudada na validação do modelo sugerido é bastante simples, mas o modelo permite que (U) seja determinado em geometrias mais complexas, onde a simulação numérica completa do trocador seja praticamente inviável, tanto pela complexidade da geometria, quanto pelo tamanho de malha necessário para a simulação. Também deve ser considerado que na simulação numérica de apenas um canal, pode haver simetria na geometria estudada, o que simplifica o modelamento numérico, reduzindo o tamanho de malha e, conseqüentemente, o tempo computacional utilizado no processo de solução.

Concluindo o trabalho, a metodologia proposta foi aplicada considerando uma situação prática. Assim, foi realizada uma análise comparativa de um conjunto de trocadores de calor de correntes cruzadas. Os trocadores eram compostos por dutos das diferentes geometrias estudadas e arranjados em três diferentes configurações: paralelo, série e série-paralelo. A análise permitiu comparar os diversos tipos de trocadores testados e assim, foi possível verificar as vantagens e desvantagens da utilização de cada um dos trocadores para cada configuração.

Para futuros trabalhos têm-se as seguintes sugestões:

- Avaliação numérica do coeficiente convectivo médio e do coeficiente de atrito médio para modelos de dutos contendo aletas interrompidas.
- Otimização de geometrias para trocadores de calor através da análise numérica.
- Estudo numérico do escoamento de trocadores de calor de correntes cruzadas envolvendo diferentes fluidos de trabalho.
- Utilização de outros modelos de turbulência.

- Utilização de outros códigos computacionais na simulação do escoamento para os modelos de dutos estudados neste trabalho, como o FLUENT, com objetivo determinar quais dos códigos são mais adequados para tratar as dificuldades presentes na simulação de geometrias com estas características.

Referências Bibliográficas

Braks, J., *CFD-studies of particulate fluid flow in a tubular heat exchanger*, disponível em: <http://www.vok.lth.se/utbildning/avslutade.htm>, June. 2006.

Burmeister, L. C., *Convective Heat Transfer*, Ed. John Wiley & Sons, New York, 1983.

Carluccio, E., Starace, G., Ficarella, A., Laforgia, D. *Numerical Analysis of a Cross-Flow Compact Heat Exchanger For Vehicle Applications*. Applied Thermal Engineering, vol. 25, Nº 13, , p. 1995-2013, September. 2005.

Croce G., Beaugendre H., G., Habashi W. G., *Numerical Simulation Of Heat Transfer In Mist Flow*, Numerical Heat Transfer: Part A: Applications, vol. 42, Nº 1-2, July. 2002.

Gray, D. D., Giorgini, A., *The Validity of the Boussinesq Approximation for Liquids And Gases*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 19, pp. 545-551, 1976.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., *Fundamentos de Transferência de Calor e de Mass*, Ed. John Wiley & Sons, 2002.

Jones, W. P., Lauder, B. E., *The prediction of Laminarization With a Two-Equation Model of Turbulence*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, v. 15, p. 301-314, 1972.

Jung D., Assanis, D. N., *Numerical Modeling of Cross Flow Compact Heat Exchanger with Louvered Fins using Thermal Resistance Concept*, disponível em: http://me.engin.umich.edu/autolab/Publications/P2006_10.htm. June, 2006.

Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras, S. V., *Flow and Heat Transfer in Narrow Channels with Corrugated Walls: A CFD Code Application*, Chemical Engineering Research and Design, v. 83, Nº A5, p. 460-468, May. 2005.

Kays, W. M., Crawford, M. E. *Convective Heat and Mass Transfer*. Mc Graw-Hill. 3 ed., 601p, 1993.

Kays, W. M., London, A. L. *Compact Heat Exchangers*. Mc Graw-Hill. 2 ed. 1955, 272p.

Kotas, T.J., “*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*”, Edit. Butterworths, London, p. 295, 1985.

Launder, B. E., Spalding, D. B., *The Numerical Computation Of Turbulent Flows*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v. 3, pp. 269-289, 1974.

London, A. L., Ferguson, C. K. *Gas Turbine Plant Regenerator Surfaces*. Bureau of Ships Research Memorandum 2-46, Navships (250-338-3), July, 1946.

London, A. L., Ferguson, C. K. *Test Results of High Performance Heat Exchanger Surfaces Used In Aircraft Intercoolers And Their Significance For Gas Turbine Regenerator Designer*. Trans. ASME, v. 71, p.12, 1949.

Nakonieczny, K., *Numerical Modeling of Cross-Flow Plate-Fin Air-to-Air Heat Exchanger Under Unsteady Flow Conditions*, Numerical Heat Transfer: Part A: Applications, vol. 49, Nº 1, January. 2006.

Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill, New York, 1980

Patankar, S. V., Spalding, D. B., *A Calculation Procedure For Heat, Mass And Momentum Transfer In Three-Dimensional Parabolic Flows*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 1787, 1972.

Rodi W., *Turbulence Models And Their Applications In Hydraulics - A State Of The Art Review*, International Association for Hydraulic Research, Delft, Holland, 1980.

Saito, M. B., *Análise Paramétrica de Um Trocador de Calor Através da Simulação Numérica*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 134 p., Dissertação de Mestrado, 2002.

Spalding, B., Agonafer, D., Gan-Li, L., *The LVEL turbulence model for conjugate heat transfer at low Reynolds numbers*, ASME International Mechanical Congress and Exposition, Atlanta, 1996.

Spalding, D. B., *C. A Single Formula For The Law of The Wall*. J. Appl. Mech., v. 28. 1961.

Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., *“Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process”*, Hemisphere Publishing Co., New York, USA, p. 330, 1988.

Turner, M., Rotron, C. *All You Need to Know About Fans*. Electronics Cooling, vol. 1, No. 2, p. 16-19, May. 1996.

White, F. M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York, 1991, 2 ed.

Zhang, Z., YanZhong , L. *CFD Simulation On Inlet Configuration Of Plate-Fin Heat Exchangers*, Cryogenics, vol. 43, N° 12, p. 673-678. December. 2003.

Apêndice

A Malhas empregadas nas simulações dos modelos analisados

Apêndice A – Malhas empregadas nas simulações dos modelos analisados

As Figs. A1 a A5 indicam as malhas utilizadas nas simulações dos modelos analisados de geometrias de Kays e London (1955).

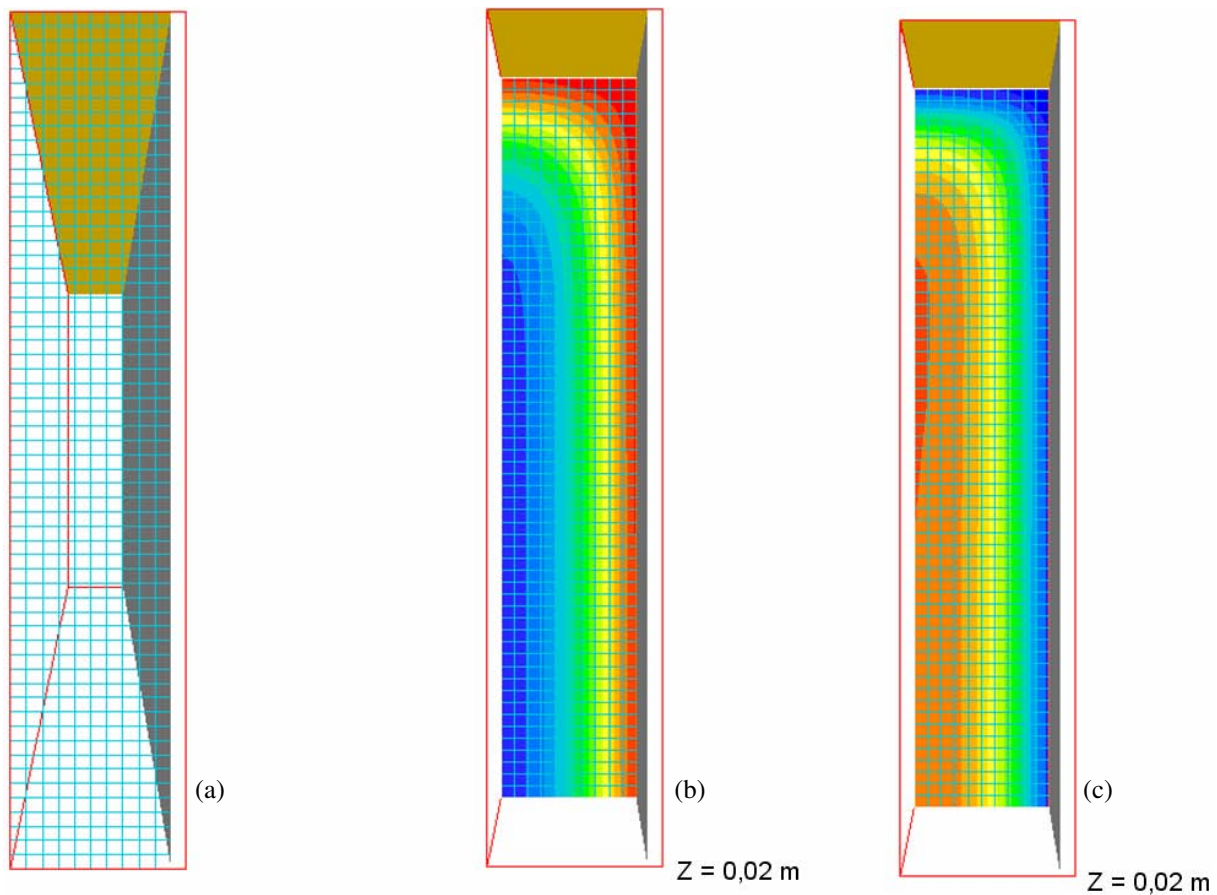


Figura A1 – Modelo 11.11a: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.

O modelo 2.0 foi obtido através de um domínio totalmente de material alumínio, onde foram inseridos blocos de com especificação de material “ar” para o escoamento do ar, como indicado na Fig. A3. O modelo 11.94T foi obtido da mesma forma, ou seja, partindo de um domínio sólido, foram inseridos blocos de “ar” para simular o escoamento.

A geometria do modelo 15.08 foi gerada no software PRO/E e exportada para o software PHOENICS. O sólido gerado foi inserido em um domínio com especificação “ar”.

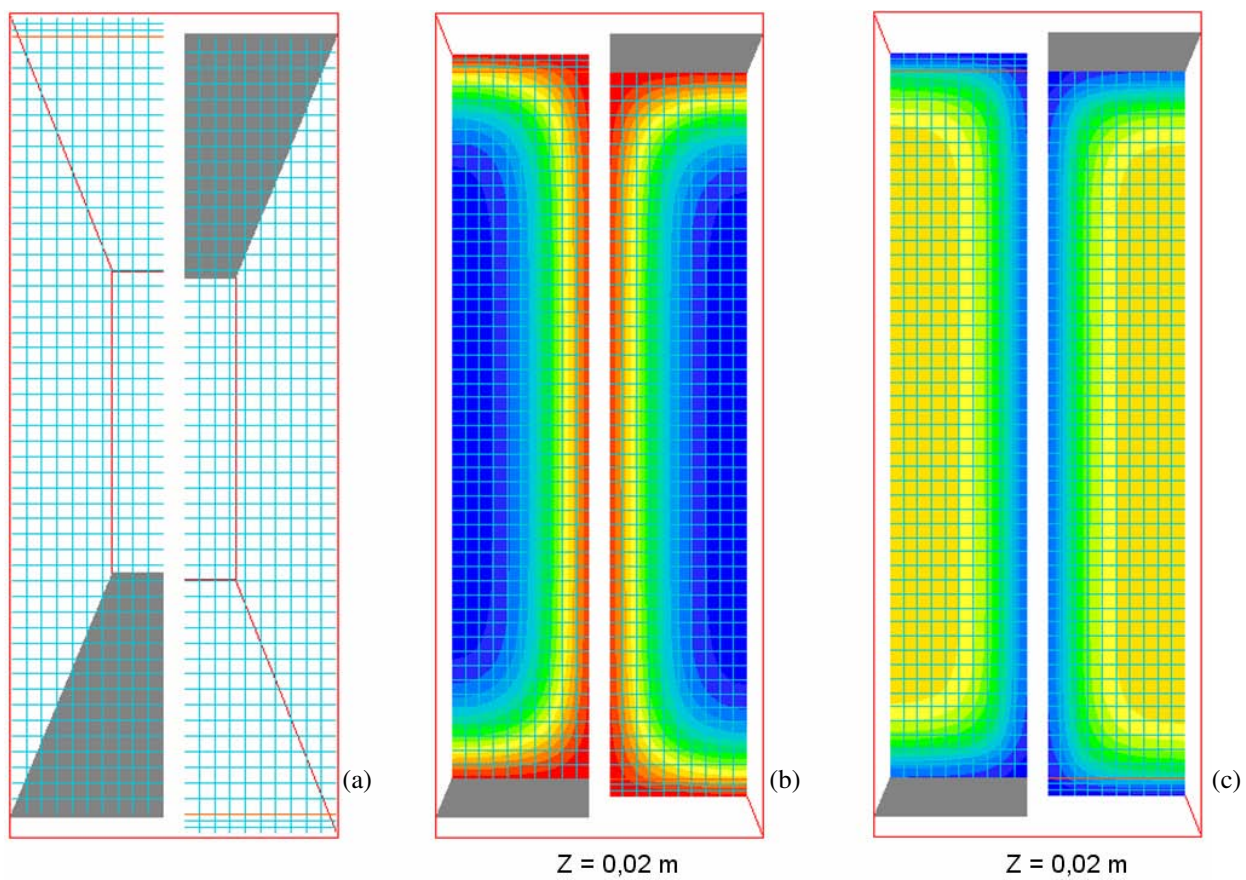


Figura A2 – Modelo 6.2: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.

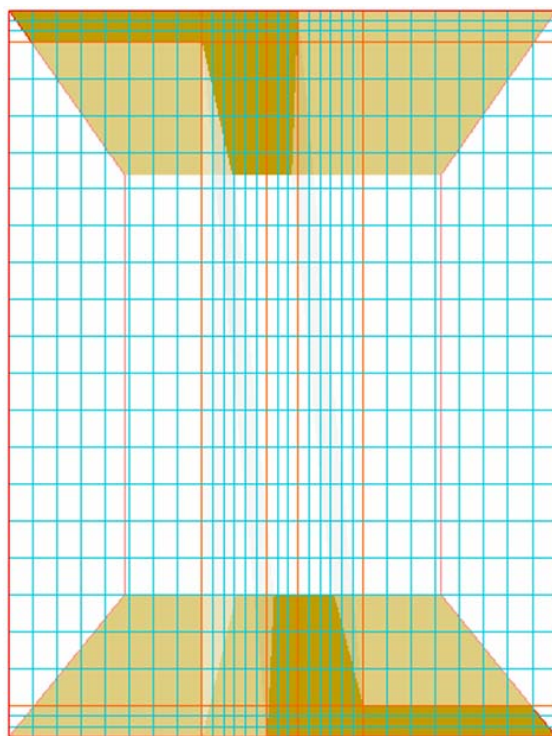


Figura A3 – Malha utilizada na simulação do modelo 2.0.

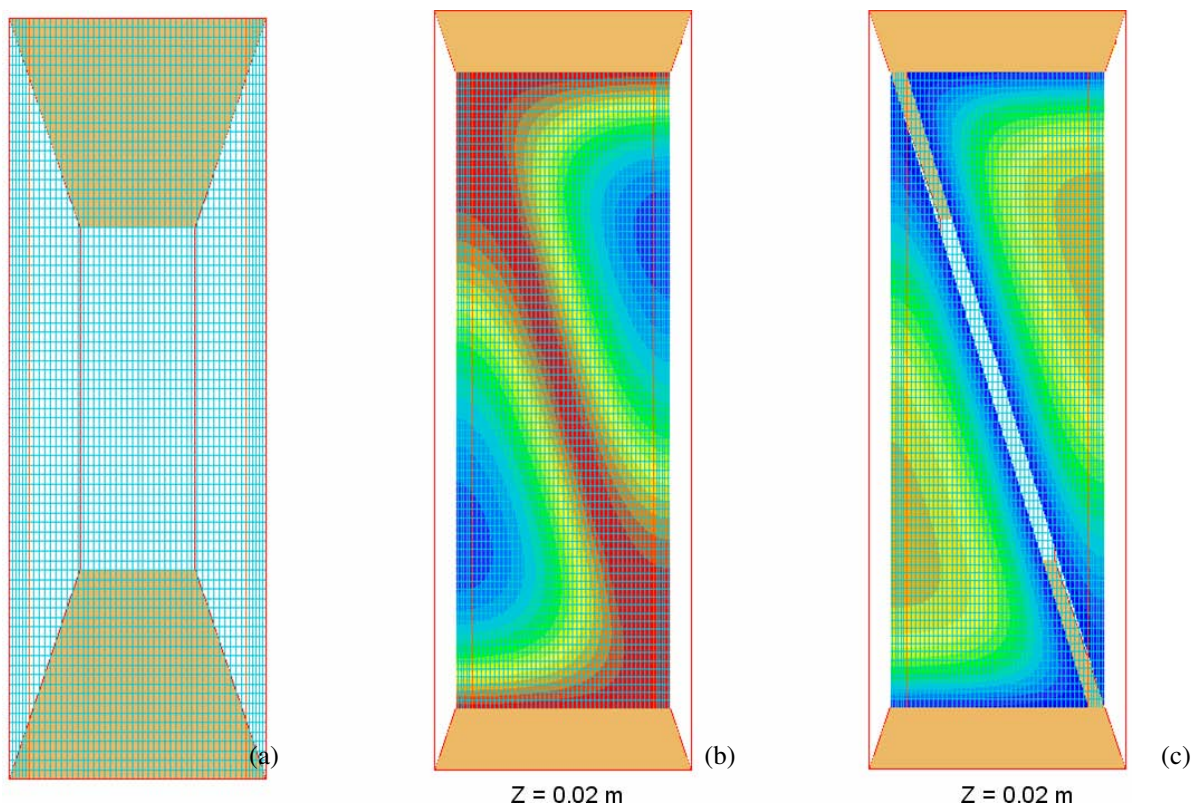


Figura A4 – Modelo 11.94T: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.

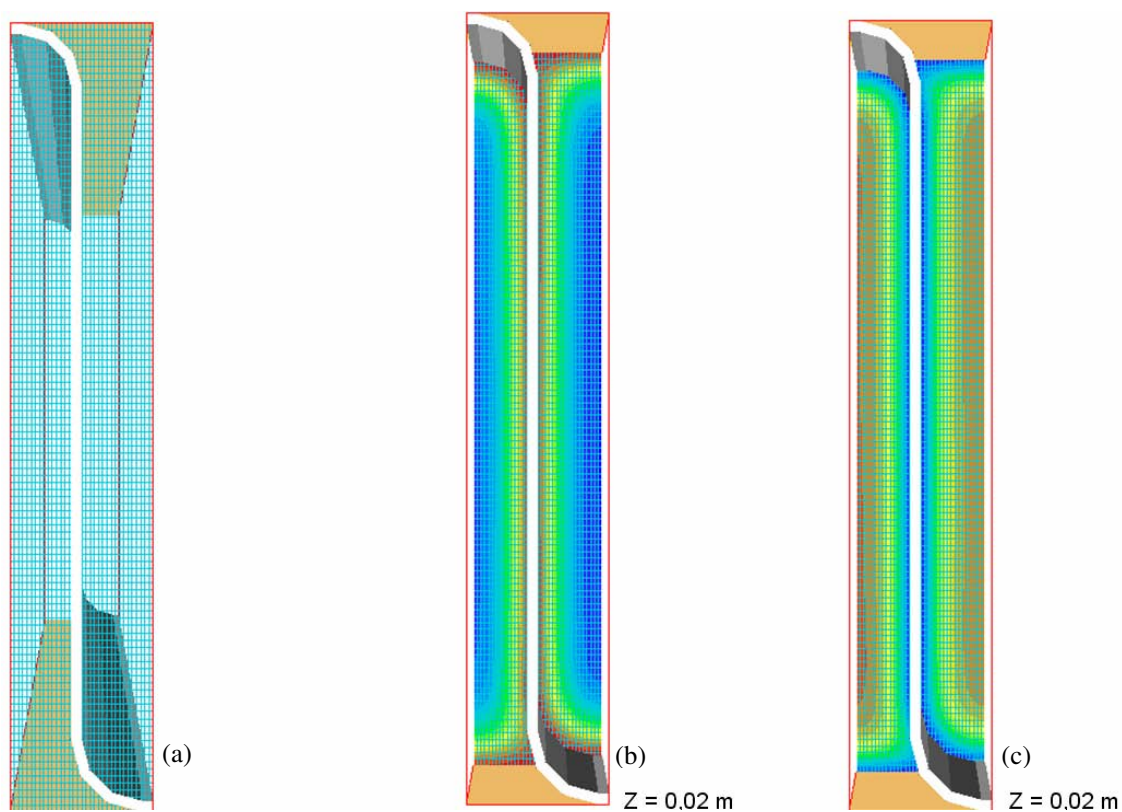


Figura A5 – Modelo 15.08: (a) Malha, distribuição de (b) temperaturas e (c) velocidades.